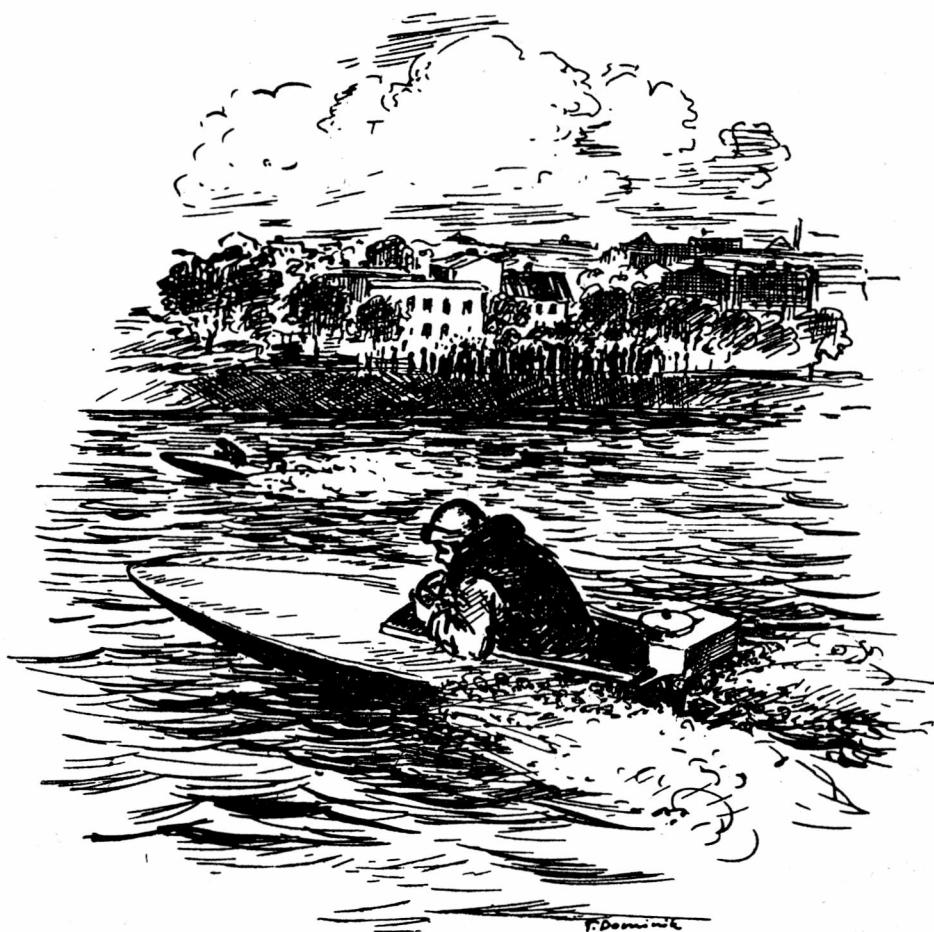


H1655 II.

# *technika* **MOTORYZACYJNA**



NR 3 (37)  
1955 R.



MARZEC

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

## TREŚĆ ZESZYTU

- Prof. Adam Minchejmer* — Normy przemysłu motoryzacyjnego, dotyczące badania samochodów i silników
- A.T.* — Ilość pojazdów mechanicznych świata
- Mgr inż. Fryderyk Bluemke* — Postęp techniczny w silnikach dwusuwowych
- Inż. Janusz Pawłowski* — Obniżenie ciężaru własnego przez stosowanie nowych metod obliczeniowych i konstrukcyjnych w budowie konstrukcji nośnych samochodów
- Mgr inż. Witold Leśniak* — Polepszanie zdolności docierania się pierścieni tłokowych
- Mgr inż. Tadeusz Gołędzinowski* — Zagadnienia sprawności silników szybkobieżnych przy stosowaniu wtrysku paliw lekkich
- Mgr inż. Janina Michałowska* — Wpływ jakości oleju na zużycie silnika
- Przegląd Dokumentacyjny Motoryzacji

### Warunki prenumeraty

#### Prenumerata normalna

|                     |      |
|---------------------|------|
| Kwartalna . . . . . | 18,— |
| Półroczna . . . . . | 36,— |
| Roczna . . . . .    | 72,— |

Zgłoszenia przyjmują wyłącznie urzędy pocztowe oraz listonosze wiejscy i miejscy. Termin zgłoszenia prenumeraty upływa z dniem 10 każdego miesiąca poprzedzającego okres prenumeraty.

Pojedyncze zeszyty „Techniki Motoryzacyjnej“ można nabyć jedynie w Wydziale Zbytu Czasopism Technicznych NOT W-wa, Czackiego 3/5. Zakupu można dokonać osobiście względnie przesyłką pocztową po uprzednim wpłaceniu należności (za zeszyt i koszty przesyłki) na konto PKO W-wa, Nr 1-21338/113. z wyszczególnieniem opłaconych zeszytów. Cena pojedynczego zeszytu zł 6,— porto zł 0,45.

#### Prenumerata ulgowa

( $\frac{1}{2}$  ceny prenum. norm.)

Z prenumeraty ulgowej mogą korzystać członkowie stowarzyszeń technicznych NOT, członkowie klubów racjonalizacji i techniki oraz studenci szkół wyższych. Zgłoszenia (tylko zbiorowe) przez oddziały wojewódzkie NOT oraz koła naukowe studentów przyjmuje PPK „Ruch“ W-wa, ul. Srebrna 12. Centralna Ekspedycja, po uprzednim wpłaceniu należności na PKO Nr 1-14000/110.

### SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

Redaktor Naczelny — inż. Ryszard Gdulewski  
Sekretarz Redakcji — Krystyna Dargiel  
Redaktor Techniczny — Mieczysław Dołowy

Redaktorzy działów: inż. Karol Biedrzycki, inż. Wiesław Stypulkowski, inż. Tadeusz Szujski i inż. Karol Pionnier.  
Sekretariat Redakcji Techniki Motoryzacyjnej czynny codziennie od godz. 9<sup>30</sup> do 16<sup>30</sup>. Warszawa, ul. Czackiego 3/5, tel. 6.74.61 wew. 35.

NOT — Naczelna Organizacja Techniczna, Warszawa 1955.

Nakł. 3.100 egz. Ark. druk. 4. Papier druk. sat. kl. V, 60 g, 88×122/16  
Oddano do skład. 25.I.55. Podp. do druku 26.III.55. Druk. uk. 30.III.55  
Druk. im. Rewolucji Październikowej, W-wa. Zam. 109c/55. B-6-3626

# TECHNIKA MOTORYZACYJNA

M I E S I Ę C Z N I K

ROK V

MARZEC 1955

ZESZYT 3

Prof. ADAM MINCHEJMER

B. K. P. Mot.



## NORMY PRZEMYSŁU MOTORYZACYJNEGO, DOTYCZĄCE BADANIA SAMOCHODÓW I SILNIKÓW

*Przebieg prac normalizacyjnych w przemyśle motoryzacyjnym w zakresie ustalenia projektów norm badań samochodów i silników. Kolejne etapy realizacji. Ogólne znaczenie i historyczny rozwój normalizacji pomiarów i metod badań. Normalizacja badań samochodów i silników w Związku Radzieckim i w krajach kapitalistycznych. Układ i zakres treści opracowanych norm przemysłu motoryzacyjnego, dotyczących badania samochodów. Specjalne zagadnienia, które wyloniły się przy opracowywaniu norm badania silników. Ogólny układ i zakres treści opracowanych norm badania silników.*

W październiku 1954 roku Komisja Norm Przemysłu Motoryzacyjnego przyjęła komplet projektów norm, dotyczących metod badania samochodów i silników oraz zatwierdziła je na próbny okres jednego roku, jako instrukcje obowiązujące w przemyśle motoryzacyjnym.

Przyjęcie tych projektów stanowiło zakończenie blisko dwuletniego etapu prac w tym zakresie kolektywu pracowników Działu Badań Biura Konstrukcyjnego Przemysłu Motoryzacyjnego oraz Działu Głównego Konstruktora Fabryki Samochodów Osobowych. W oparciu przede wszystkim o odpowiednie normy radzieckie, informacje z radzieckiej literatury i czasopism technicznych oraz przy wykorzystaniu własnych doświadczeń, kolektyw ten postawił sobie za zadanie opracować zespół norm ujmujących całość kształt metod badania samochodów i ich silników, dających podstawy do należytego postawienia i zorganizowania tych badań u nas w kraju.

Prace te zapoczątkowane zostały w jesieni 1952 r. odczytem prof. A. Minchejmera pt. „Zakres i organizacja badań w przemyśle motoryzacyjnym”, wygłoszonym na referatowym zebraniu Koła Samochodowego SIMP\*). Przeniesienie problematyki prac nad normami od razu od samego początku na teren publicznej dyskusji i łamy technicznej prasy miało na celu zaznajomienie ogółu inżynierów i techników samochodowych z podjętymi pracami, przygotowanie ich zawczasu do zagadnień, z którymi się zetkną przy wprowadzaniu tych norm w życie, jak i wciągnięcie ich do współpracy nad projektami poprzez możliwie szeroką dyskusję. W rozwinięciu tak pomyślanej akcji opublikowane zostały następnie w „Technice Motoryzacyjnej” artykuły prof. A. Minchejmera pt. „Ogólne zasady przeprowadzania badań drogowych” (w zeszycie 6/53) oraz „Charakterystyki silników samochodowych i ciągnikowych” (w zeszycie 12/1953).

Na początku 1953 jako pierwszy opracowany został projekt podstawowej normy o ogólnych zasadach badania pojazdów mechanicznych.

W oparciu o ten projekt opracowane zostały następnie projekty szczegółowych norm badania samochodów osobowych i autobusów, samochodów ciężarowych, ciągników siodłowych i naczep, silników wysokoprężnych oraz silników gaźnikowych. W opracowaniu znajduje się jeszcze projekt normy badania motocykli.

Łączna objętość opracowanych projektów norm wyniosła 453 arkuszy maszynopisu formatu A4.

Nowość ujętych w projektach norm zagadnień oraz małe jeszcze doświadczenie naszych młodych placówek badawczych nie pozwoliły na przeprowadzenie ich ankietyzacji w zakresie wymaganym przy zatwierdzaniu norm. Bieżące już jednak stosowanie w BKPMot. i FSO ujętych w tych projektach zasad postępowania, paląca potrzeba takich norm, odczuwana przez inne badawcze placówki przemysłu motoryzacyjnego oraz zainteresowanie się i jak najbardziej przychylna ogólna ocena ze strony zajmujących się badaniami samochodów placówek spoza przemysłu — skłoniły Dyрекcję CZPMot., na wniosek Komisji Norm Przemysłu Motoryzacyjnego, do zatwierdzenia opracowanych projektów norm na okres jednego roku jako zalecanych Instrukcji Przemysłu Motoryzacyjnego. Roczne doświadczenie w ich stosowaniu pozwoli bowiem na skorygowanie ewentualnych niedociągnięć lub uzupełnienie braków. Sprawdzone w ten sposób w praktyce projekty będą mogły przybrać postać definitywnych norm przemysłu motoryzacyjnego bądź też nawet Norm Państwowych.

Zadaniem niniejszego artykułu jest zaznajomienie ogółu inżynierów i techników samochodowych z istotą i zadaniami norm badawczych, jak i z układem zaprojektowanych norm badania samochodów i silników oraz zainteresowanie próbnym okresem ich stosowania. Czynny i świadomy współudział przy wdrażaniu i opracowywaniu zaprojektowanych w normach metod i zasad postępowania przyczyni się do właściwego definitywnego ich ustalenia.

Bezpośrednim zadaniem badań stosowanych w technice i naukach technicznych jest poznanie cech i właściwości przedmiotów, materiałów czy procesów, które mogą być określone tylko w wyniku specjalnie przeprowadzonych doświadczeń lub w toku obserwacji zjawisk samorzutnie przebiegających w przyrodzie.

Wyniki badań wtedy tylko posiadają określoną treść, gdy posługujemy się jasnymi konkretnymi pojęciami badanych cech i właściwości, a ich wielkości możemy wyrazić w określonych jednostkach. Po to, żeby wyniki mogły być uważane za miarodajne i by istniała porównywalność wyników badań przeprowadzanych w różnych okresach czasu lub przez różnych badaczy, niezbędne jest ścisłe określenie i zachowanie sposobu i warunków przeprowadzania doświadczeń, prób, pomiarów i obserwacji. Konieczna więc jest normalizacja pojęć, jednostek miar oraz metod i sposobów postępowania przy badaniach i pomiarach.

\*) Treść odczytu została opublikowana w zeszycie 1/53 „Techniki Motoryzacyjnej”.

Taka normalizacja najwcześniej objęła zagadnienia jednostek miar. Od zarania rozwoju kultury ludzkiej stykamy się z faktami ustalania dla celów gospodarczych przez władzę państwową lub zainteresowane korporacje jednostek miar długości, powierzchni, objętości, wagi i czasu. Rozwój nauk przyrodniczych i techniki rozszerza znacznie zagadnienie jednostek miar i stawia je na innej płaszczyźnie. W większości krajów już w końcu XVIII i na początku XIX wieku powstają urzędy i instytuty poświęcone zagadnieniom miar, przy czym instytucje te prócz normatywnej i nadzorczej roli spełniają w coraz szerszym zakresie zadania placówek naukowo-badawczych, pracujących nad zagadnieniami metod pomiarów oraz budowy narzędzi i przyrządów mierniczych. W miarę jak nauka opanowuje coraz szerszy zakres zagadnień również i zadania urzędów miar ogarniają coraz szerszy zakres wielkości i jednostek. Wcześniej również rozwija się międzynarodowa współpraca tych urzędów.

Dalszym etapem rozwojowym, datującym się od końca XIX i początku XX wieku, jest szeroki ruch normalizacyjny we współczesnym tego słowa znaczeniu.

Normalizacja szeroko objęła zagadnienia podstawowych pojęć, wielkości oraz metod badań i pomiarów. Znalazło to wyraz już w samym układzie klasyfikacyjnym norm. I tak na przykład w układzie klasyfikacyjnym Standartów Radzieckich, cały rozdział XVI przeznaczony został na terminologię naukowo-techniczną, oznaczenia i wielkości, a rozdział XIII na przyrządy i przybory pomiarowe. W obrębie każdego rozdziału klasa 0 przeznaczona została na przepisy i normy ogólne, a w obrębie każdej klasy grupa 0 przeznaczona została na klasyfikację, mianownictwo i normy ogólne, a grupa 9 na metody badania i przepisy odbioru.

Jako przykład normy pojęciowej wymienić można spośród Polskich Norm np. PN/S-00216 „Charakterystyka samochodów. Moce i sprawności. Określenia”, a jako przykład normy dotyczących metod badań można podać liczne normy z grup klasyfikacyjnych polskich norm: II-09, II-19, II-29, II-39, II-49\*, obejmujących metody badań przetworów naftowych. Normy tego typu określają pojęcie badanej cechy, jak np. liczba zmydlenia, punkt anilinowy, lepkość, temperatura mięknięcia, temperatura zapłonu lub temperatura palenia itd. Określają one również bezwzględne lub umowne jednostki, w których dana cecha jest wyrażona, podają aparaturę, którą należy się posługiwać podczas prób oraz ustalają sposób i warunki przeprowadzania prób, jak również sposób interpretacji otrzymywanych wyników.

Nic więc dziwnego, że badania samochodów i ich silników ujmowane są normami, jednakże zakres tej normalizacji i formy są różne w poszczególnych krajach. Odzwierciedla to różne stosunki gospodarcze i przemysłowe w tych krajach. Najobszerniejsza i najbardziej wyczerpująca normalizacja metod badania samochodów, ciągników i silników zawarta jest w Standartach Radzieckich.

Pierwsze normy z tej dziedziny, a mianowicie:

- OST-WKS-6955 Samochody ciężarowe 3-osiowe. Metody typowych (kwalifikacyjnych) badań,
- OST-WKS-7638 Samochody ciężarowe 2-osiowe. Metody typowych (kwalifikacyjnych) badań,
- OST-WKS-7639 Samochody osobowe. Metody typowych (kwalifikacyjnych) badań,
- OST-WKS-8242 Ciągniki rolnicze. Metody typowych (kwalifikacyjnych) badań

ukazały się w latach 1934—1935, a więc jeszcze w początkowym okresie rozbudowy wielkiego przemysłu samochodowo-ciągnikowego w Związku Radzieckim.

W późniejszym okresie w latach 1941—1946 ukazała się seria norm dotyczących podstawowych pojęć i metod badań silników i ich zespołów, a mianowicie:

- GOST — 491 — 41 Silniki samochodowe i ciągnikowe. Metody typowych (kwalifikacyjnych) badań.
- GOST — 1970 — 43 Gaźniki silników samochodowych i ciągnikowych. Metody typowych (kwalifikacyjnych) badań.
- GOST — 2674 — 44 Tłokowe silniki spalinowe. Podstawowe pojęcia.
- GOST — 3200 — 46 Teoria i obliczanie tłokowych silników spalinowych. Oznaczenia.

W roku 1952 ukazała się norma GOST-6253-52. Motocykle. Metody typowych (kwalifikacyjnych) badań.

W końcu roku 1953 poprzednie normy OST-WKS-6955, OST-WKS-7638 i OST-WKS-7639 zostały anulowane jako przestarzałe i nie odpowiadające obecnym wymaganiom. Na ich miejsce wprowadzone zostały w roku 1954 nowe normy:

- GOST-6875-54 Samochody ciężarowe. Metody kontrolnych badań.
- GOST-6905-54 Samochody osobowe. Metody kontrolnych badań, których tematyka została jednak przede wszystkim do badań kontrolnych produkcji.

Wymienione radzieckie normy w wyczerpujący sposób ujmują określenia badanych cech i właściwości, metody, sposoby i kolejność przeprowadzania badań oraz sposób oceny wyników i sporządzania sprawozdań. Zadaniem tych norm było nie tylko zapewnienie pewności i porównywalności wyników badań, ale również podnoszenia poziomu technicznego pracy placówek badawczych, przez rozpowszechnienie jednolitych postępowych metod badań.

Zupełnie odmienne podejście stwierdzamy natomiast w normach badania samochodów i ciągników krajów kapitalistycznych. Zagadnienie technicznego i naukowego poziomu metod badawczych jest tam wewnętrzną sprawą poszczególnych przedsiębiorstw. Istniejące w tych krajach normy lub przepisy mają na celu przede wszystkim bezpieczeństwo publiczne, zabezpieczenie interesów przedsiębiorstw przed nieuczciwą konkurencją, zabezpieczenie interesów użytkowników oraz ustalenie wzajemnych uprawnień i zobowiązań kontrahentów przy zamawianiu, dostawie i odbiorze sprzętu samochodowego i silników. Wynikiem tego jest fragmentaryczność i duża różnorodność norm i przepisów, uzależniona od rozwoju gospodarczych i prawnych stosunków w danym kraju.

W niektórych krajach normy lub przepisy państwowe ustalają, jakie wielkości charakteryzujące właściwości samochodu, ciągnika lub silnika, w jaki sposób i w jakim rozumieniu mogą lub muszą być podawane przez wytwórców w reklamach, katalogach i ofertach. Podają one, w jaki sposób pomiary tych wielkości powinny być przeprowadzane przez wytwórcę lub użytkownika przy odbiorze sprzętu. W innych krajach przepisy państwowe ustalają pewne minimalne lub maksymalne wartości właściwości ruchomych samochodu bądź też cechy budowy, które decydują o możliwości dopuszczenia do ruchu pojazdu po drogach publicznych. Ustalają one również, jakie organa urzędowe i w jaki sposób mają przeprowadzać potrzebne w tych przypadkach badania.

Gdzie indziej znowu stosowany jest system, że do wydania miarodajnych orzeczeń o właściwościach danego typu sprzętu, upoważnione są jedynie powołane do tego instytuty badawcze lub prawnopubliczne stowarzyszenia. Metody badań stosowane przez te placówki uważane są jako „standartowe”.

W Anglii, Niemczech Zachodnich, Austrii i częściowo we Francji, rozpowszechnił się także zwyczaj, że redakcje poważnych czasopism samochodowych przeprowadzają drogowe badania seryjnych egzemplarzy samochodów i ogłaszają wyniki ujmowane w formę tzw. „testów”. Autorytet i bezstronność redakcji oraz sposób przeprowadzających badania decydują o ustosunkowaniu się do tych „testów” samych wytwórców jak i szerszej publiczności. Czasopisma te informują wyczerpująco czytelników o sposobach przeprowadzania publikowanych badań.

\*) Wg oznaczenia wg Katalogu Polskich Norm, wydanie 1953 r.



Najbardziej rozbudowana jest tego typu normalizacja w Stanach Zjednoczonych, gdzie powszechnie stosowane są tak zwane „testing codes”, opracowane przez SAE — Stowarzyszenie Inżynierów Samochodowych — które jest równocześnie główną instytucją normalizacyjną w całym zakresie techniki samochodowej. „Testing codes” dotyczą metod badań poszczególnych rodzajów pojazdów mechanicznych lub silników.

W Niemczech istnieje dość dobrze rozbudowana normalizacja w zakresie podstawowych pojęć oraz w zakresie wytycznych do badania silników. Równocześnie stosowany jest system „instytucji orzekających”, jak np. „Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren” — Instytut Samochodowy i Silnikowy na Politechnice w Stuttgardzie, „Technischer Überwachungs Verein” — Stowarzyszenie Nadzoru Technicznego w Monachium, lub „Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft” — Kuratorium do Spraw Techniki w Rolnictwie — które zajmuje się badaniami ciągników rolniczych i ich silników.

Normalizacja angielska jest dobrze rozwinięta jedynie w zakresie metod badania i podstawowych pojęć z dziedziny silników. W dziedzinie badań samochodów widzimy jedynie duży rozwój „testów” przeprowadzanych przez redakcję czasopism.

Wynikiem takiej sytuacji w dziedzinie normalizacji badań samochodów w krajach kapitalistycznych, jest brak szerszych poczynań normalizacyjnych na szczeblu międzynarodowym. Konwencje w sprawie ruchu drogowego i dotychczasowe prace ISO\* objęły jedynie zagadnienia dopuszczalnych rozmiarów i ciężarów pojazdów drogowych oraz częściowo zagadnienia oświetlenia, sygnalizacji i hamulców wraz z ich badaniami. Dopiero w listopadzie roku 1954 na zjeździe Komisji ISO/TC — 22T w Lizbonie, po raz pierwszy postawiona została sprawa normy badania ciągników rolniczych. Nadesłane projekty wykazywały jednak dość znaczną rozbieżność poglądów.

• • •

Przystępując do opracowania własnych norm badania samochodów i silników oparliśmy się na dotychczasowych normach i doświadczeniach radzieckich. Zagadnienie to postawiliśmy analogicznie jak nasi węgierscy pobratymcy, którzy w oparciu o normy radzieckie wydali w latach 1952—1953 następujące własne normy:

MNOSZ — 1633 Silniki spalinowe. Badania kwalifikacyjne silników samochodowych.

MNOSZ — 6490T Badania kwalifikacyjne specjalnych wywrotek (dumperów)

MNOSZ — 6491T Badania ruchowe pojazdów drogowych

MNOSZ — 6492T Badania kwalifikacyjne pojazdów drogowych

Odmienność sytuacji naszego przemysłu motoryzacyjnego i rozwijających się dopiero placówek badawczych w dziedzinie techniki samochodowej wskazywały na konieczność zastosowania odmiennego układu naszych norm, jak i rozszerzenia ich treści w stosunku do radzieckich pierwowzorów.

W przeciwieństwie bowiem do Związku Radzieckiego, gdzie rozwój wyższego szkolnictwa samochodowego oraz instytutów naukowo-badawczych rozpoczął się już w latach 1918—1921, a więc na długo przed początkiem rozbudowy przemysłu — u nas w kraju przemysł motoryzacyjny, jak i wyższe szkolnictwo oraz placówki badawcze z dziedziny samochodów zaczęły rozwijać się równocześnie dopiero po wyzwoleniu kraju. Wynikający z tego brak wyrobionej kadry pracowników badawczych wskazał na celowość takiego ujęcia treści projektowanych norm, aby mogły one służyć nie tylko jako czynnik normatywny, ale również jako środek do podnoszenia kwalifikacji pracowników badawczych. Rozszerzenie więc treści norm objęło szereg zagadnień metodologicznych i organizacyjnych, zaczerpniętych w znacznej mierze z radzieckich

publikacji Falkiewicza lub Soroko-Nowickiego o badaniach samochodów i ich silników oraz ze sprawozdań z prac instytutów itp.

W celu uniknięcia powtarzania się w normach wspólnych podstawowych zagadnień i dla zyskania przejrzystości norm, ustalono następujący rozdział zagadnień na oddzielne normy\*):

|              |                                                      |
|--------------|------------------------------------------------------|
| NM — 06000 1 | — „Pojazdy mechaniczne drogowe. Ogólne zasady badań“ |
| 1006 — 54    |                                                      |
| NM — 06201   | — „Samochody osobowe i autobusy. Badania“.           |
| 1015 — 54    |                                                      |
| NM — 06402   | — „Samochody ciężarowe. Badania“.                    |
| 1018 — 54    |                                                      |
| NM — 07003   | — „Ciągniki siodłowe i naczepy. Badania“.            |
| 1019 — 54    |                                                      |

W opracowaniu pozostaje jeszcze, jak wspomniano, projekt normy dotyczący badania motocykli. Opracowanie normy badań ciągników rolniczych nie zostało podjęte przez pracowników przemysłu motoryzacyjnego, ponieważ zagadnienie to należy już do zakresu zainteresowań i obowiązków Instytutu Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa.

Treść poszczególnych rozdziałów projektu ogólnej normy NM-06001 jest następująca:

Rozdział 1 — „Wstęp“ obejmuje określenie przedmiotu normy i zakresu jej zastosowania oraz podaje normy związane.

Rozdział 2 — „Określenie rodzajów badań“ zawiera definicje zadań i klasyfikację: produkcyjnych badań kontrolnych, okresowych badań kontrolnych, badań kwalifikacyjnych oraz badań techniczno-porównawczych.

Rozdział 3 — określa ogólnie zakres i sposób przeprowadzania produkcyjnych badań kontrolnych, których przebieg powinien być szczegółowo wyznaczony przez warunki techniczne oraz instrukcje fabryczne.

Rozdział 4 — określa minimalny zakres i sposób przeprowadzania okresowych badań kontrolnych oraz zasady wyboru i pobierania pojazdów do prób.

Rozdział 5 — obejmuje zakres i sposób przeprowadzania badań kwalifikacyjnych. Wprowadzone tu zostały pojęcia etapów oraz stopni badań kwalifikacyjnych. Pierwszy etap obejmuje opracowanie charakterystyki technicznej pojazdu, etap drugi — opracowanie charakterystyki eksploatacyjnej, a trzeci etap — obejmuje badania trwałości. Badanie kwalifikacyjne I. stopnia — obejmuje tylko pierwszy etap opracowania charakterystyki technicznej, pozwalającej liczbowo określić techniczne właściwości pojazdu. Badania kwalifikacyjne II. stopnia — obejmują etapy określenia technicznej oraz eksploatacyjnej charakterystyki pojazdu i pozwalają na ocenę przydatności pojazdu do określonych zadań eksploatacyjnych. Badania kwalifikacyjne III. stopnia — obejmują wszystkie trzy etapy i dają pełną ocenę pojazdu, zarówno z technicznego, eksploatacyjnego, jak również i ekonomicznego punktu widzenia. Pierwszy etap badań kwalifikacyjnych obejmuje badania na hamowni silnika, ewentualne stacyjne badania poszczególnych zespołów, pomiary statyczne oraz badania ruchowe. Norma podaje ogólnie, jakie rodzaje prób i w jakiej kolejności należy przeprowadzać. W oparciu o wyniki pierwszego etapu opracowywany jest techniczny opis pojazdu oraz sporządzane są charakterystyki ruchowe. Drugi i trzeci etap badań kwalifikacyjnych, obejmują drogowe lub częściowo eksploatacyjne badania i różnią się w zasadzie jedynie długością przebiegu, a mianowicie drugi etap obejmuje przebieg do 10—12000 km, a trzeci — aż do głównej naprawy całego pojazdu. W rozdziale tym podane zostały: zasady przeprowadzania długotrwałych badań drogowych, zasady

\*) Pierwszy numer oznacza numer projektu normy, a drugi numer instrukcji na rok 1954/55.

\* International Standard Organisation.

przeprowadzania technicznej obsługi i napraw badanych pojazdów oraz metody oceny eksploatacyjnej przydatności pojazdu, jego niezawodności i trwałości, trudności i pracochłonności obsługi i napraw itp.

Rozdział 6 — podaje podstawowe zasady organizacji badań i metod postępowania. Obejmuje on zagadnienie kierownictwa i nadzoru badań oraz zagadnienie dokumentacji badawczej, na którą składają się: plany badań, dzienniki i książki badań pojazdu, karty pomiarowe i taśmy lub krawki aparatów samopiszących oraz sprawozdania i orzeczenia. Zwrócona została tu uwaga na metodę opracowywania wyników bezpośrednich pomiarów oraz na ocenę dokładności i pewności wyników. Dalej rozdział ten obejmuje: zagadnienie urządzeń pomiarowych, kontrolnego wyposażenia badanego pojazdu, technicznego stanu pojazdu przy ruchowych próbach, stosowanego paliwa i smarów, doboru odcinków drogowych i tras dla badań ruchowych. Wreszcie zagadnienia rzeczowych dowodów badań, na które między innymi składają się: uszkodzone, zużyte lub wymienione części itp.

Końcowe rozdziały od 7—13 — podają ogólne zasady i sposoby przeprowadzania podstawowych prób, na które składają się:

- a — określenie ciężaru pojazdu, nacisków osi na jezdnię, jednostkowego nacisku opon oraz położenia środka ciężkości,
- b — pomiary szybkości,
- c — cechowanie szybkościomierza i licznika kilometrów oraz określenie tocznych promieni kół,
- d — określenie współczynników oporu toczenia i oporu powietrza,
- e — pomiar przyśpieszeń oraz drogi i czasu rozpędzania,
- f — próby hamowania,
- g — pomiary zużycia paliwa.

Projekty norm: NM-06201, NM-06402 i NM-07003 — dotyczące badań poszczególnych rodzajów pojazdów mają jednakowy układ i podają szczegółowo, jakie rodzaje pomiarów i prób powinny być wykonywane z pojazdem danego rodzaju, w ramach badań ogólnie scharakteryzowanych w NM-06001.

Rozdziały 1 i 2 projektów tych norm są w zasadzie identyczne i zawierają określenie przedmiotu poszczególnych norm, zakresu ich zastosowań oraz formalne określenie rodzaju i zakresu badań i ogólnych metod ich przeprowadzania, w oparciu o zasady ujęte w ogólnej normie NM-06001.

Rozdziały 3 — obejmujące ogólne wymagania przeprowadzania badań danego rodzaju pojazdów są już dość znacznie zróżnicowane. Obejmują one poza powołaniem się na rozdział 6 normy NM-06001 takie zagadnienia jak: sposób obciążenia pojazdu, dobór i rozmieszczenie obciążenia, zamykanie okien przy próbach szybkości, podnoszenie dachów osobowych samochodów z otwartymi nadwoziami, postępowanie z dodatkowymi urządzeniami specjalnie wyposażonych pojazdów itp.

Rozdziały 4 — dotyczące statycznych pomiarów podają szczegółowe określenia i sposób wykonywania pomiarów wielkości charakterystycznych dla danego rodzaju pojazdu. W miarę możliwości starano się tu oprzeć na istniejących normach PN lub PKN jak np.

PN/S — 0211 Charakterystyka samochodów. Określenie głównych wymiarów.

PN/S — 0212 Ustawienie kół i skrętność. Określenia.

PN/S — 0213 Prześwity. Określenia.

PN/S — 0214 Ciężary. Określenia.

W toku opracowywania przekonano się jednak, że powyższe opracowania zawierają luki bądź niejasne lub nawet błędne określenia. Normy te, jak również normy PN/S-0216, dotyczące szybkości, mocy i sprawności wymagają dla pełnego ich stosowania odpowiedniej nowelizacji\*). Należy jednak podkreślić, że nie-

miecka norma DIN-70020 — „Kraftfahrzeugbau. Allgemeine Begriffe. Feststellungen und Erläuterungen“, na której powyższe normy były oparte, uległa dość znacznej zmianie w sierpniu 1954 roku.

Rozdziały 5 — obejmujące techniczny opis pojazdu podają szczegółowo, jakie wielkości lub dane opisowe powinien zawierać techniczny opis pojazdu danego rodzaju.

Rozdziały 6 — dotyczące pomiarów ruchowych podają szczegółowo rodzaj i sposób przeprowadzania prób określonych ogólnie w NM-06001. Podają sposób wypełniania kart pomiarowych i sporządzania wykresów oraz sposób przeprowadzania ruchowych prób, typowych tylko dla danego rodzaju pojazdu, jak np. próba zdolności przewozowej autobusu w warunkach ruchu miejskiego i międzymiastowego.

Najobszerniejszy okazał się projekt normy NM-07003, dotyczący badania siodłowych ciągników i naczep. Większość pomiarów statycznych trzeba tu przeprowadzać oddzielnie dla ciągnika i naczepy oraz oddzielnie dla kompletnego sprzęgu. Również szereg prób ruchowych trzeba przeprowadzać oddzielnie z samym ciągnikiem i oddzielnie z kompletnym sprzęgiem. Szereg ciekawych zagadnień wyłoniło się w związku z badaniem skrętności i zwrotności sprzęgu siodłowego ciągnika z naczepą.

W opracowaniu tym doszły dodatkowe rozdziały dotyczące badania mechanizmu sprzęgłowego oraz wzajemnego ustawiania się ciągnika i naczepy przy skręcie w nierównym terenie.

Odmienna kategoria zagadnień wyłoniła się przy opracowaniu norm dotyczących badania silników. Zamiast jednej radzieckiej normy GOST-491-41 zdecydowano się opracować dwie oddzielne normy:

NM — 03101  
1017 — 54 — „Silniki gaźnikowe trakcyjne i przemysłowe. Metody typowych badań“.

NM — 03301  
1016 — 54 — „Silniki wysokoprężne trakcyjne i przemysłowe o właściwościach trakcyjnych. Metody typowych badań“.

Sposoby badania silników gaźnikowych i wysokoprężnych dość znacznie różnią się między sobą i we wspomnianej normie radzieckiej, obejmują badania wszelkich rodzajów silników samochodowych, wysokoprężnych i napędzanych gazem generatorowym. Przy omawianiu poszczególnych prób podawane są różne rodzaje postępowania w odniesieniu do tych silników, co zmniejsza przejrzystość normy i utrudnia posługiwanie się nią.

Dla ułatwienia opanowania zawartych w normach danych i wytycznych, zdecydowano się raczej na powtarzanie zagadnień wspólnych, niż na mieszanie zagadnień różnorodnych. Poza tym w stosunku do wyjściowej normy radzieckiej treść projektowanych norm rozszerzono, rozciągając je na badanie silników przemysłowych o właściwościach trakcyjnych, to znaczy silników wymiarowo i konstrukcyjnie odpowiadających silnikom samochodowym i ciągnikowym.

Drugim poważnym zagadnieniem było opanowanie i przyswojenie szeregu nowych na naszym terenie i bardzo zróżnicowanych w radzieckiej normie pojęć i zagadnień dotyczących charakterystyki silników oraz głównych wielkości (parametrów) charakteryzujących działania silników\*).

Wymagało to przy opracowywaniu omawianych norm przeciężenia szeregu zakorzenionych nawyków. Takie same przeciężenie nawyków będzie musiało nastąpić również i przy wprowadzaniu tych norm w życie.

Dotychczas posługiwaliśmy się przeważnie terminami i pojęciami zaczerpniętymi z niemieckiej literatury technicznej lub z dawnych niemieckich norm. A właśnie te normy posługiwały się niejasno określonymi pojęciami mocy znamionowej (nominalnej),

\*) Nowelizacja podanych norm jest przewidziana w br. (przyp. red.).

\*) Zagadnienie charakterystyki silników omówione było we wspomnianym artykule w zeszycie 12/53 „Techniki Motoryzacyjnej“.

mocy trwałej, mocy szczytowej i mocy krótkotrwałej. Natomiast normy radzieckie, amerykańskie i angielskie posługują się tylko pojęciami mocy znamionowej oraz zdolności silnika do chwilowego przeciążania. Niezależnie zaś od tego wprowadzają ściśle pojęcia tzw. „mocy eksploatacyjnej” (mocy netto wg nomenklatury amerykańskiej), „mocy maksymalnej”, oraz „mocy brutto” (mocy normalnej wg nomenklatury radzieckiej lub też „mocy traconej” na napęd urządzeń pomocniczych. Normy te definiują moc znamionową (po angielsku „rated power”), właśnie jako największą moc, którą silnik może trwale rozwijać. Najdokładniej i w sposób najbardziej przejrzysty zagadnienie to ujęte jest w powojennej normie angielskiej — BS-649/49 „Silniki spalinowe tłokowe stosowane do celów pomocniczych w marynarce oraz do pracy na lądzie”. W najnowszych swoich normach:

DIN-1940 — „Silniki spalinowe. Pojęcia podstawowe i oznaczenia”.

DIN-6270 — „Silniki spalinowe dla ogólnych celów użytkowych. Określenia mocy i zużycia paliwa”.

DIN-70020 — „Budowa samochodów. Pojęcia podstawowe. Określenie” (nowelizowana w roku 1954).

Niemcy Zachodnie odstąpiły od dawnego stanowiska i przyjęły również jako podstawowe pojęcie mocy znamionowej, utrzymując jednak nazwę „Dauerleistung” (moc trwała) i zakazując używania nazwy „Nennleistung” (moc znamionowa). Dla określenia zdolności silnika do chwilowego przeciążenia, normy te przyjęły określenie „Kurzleistung” (moc krótkotrwała), zakazując używania nazwy „Hochstleistung” (moc najwyższa), i „Spitzleistung” (moc szczytowa).

Dalszym podstawowym problemem do rozstrzygnięcia przy opracowywaniu projektów norm NM-03101 i NM-03301 była sprawa wzoru redukcyjnego dla przeliczania mocy. Również i tu w oparciu o dawne normy niemieckie stosowany był u nas wzór (patrz norma PN/S-0216):

$$N_{e \text{ red}} = N_e \frac{760}{b} \sqrt{\frac{273 + t}{273 + 15}}$$

Zagadnienie wzoru redukcyjnego dla przeliczenia zużycia paliwa nie było w ogóle postawione.

Norma radziecka GOST-491-41 zaleca natomiast redukcyjny wzór w postaci:

$$N_{e \text{ red}} = N_e \cdot A = N_e \frac{760}{b} \cdot \frac{530 + t}{545}$$

i wprowadza redukcję godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa wg wzorów:

$$G_{t \text{ red}} = G \sqrt{A}$$

$$g_{e \text{ red}} = \frac{g_e}{\sqrt{A}}$$

w podanych tu wzorach zastosowano oznaczenia:

$N_e$  — efektywna moc zmierzona w czasie próby

$N_{e \text{ red}}$  — moc efektywna zredukowana

$b$  — ciśnienie barometryczne w mm słupa rtęci panujące w czasie pomiaru

$t$  — temperatura powietrza panująca w czasie pomiaru.

Wzór radziecki w zakresie temperatur występujących przy pomiarach na hamowni daje wyniki dostatecznie zgodne z wynikami wzoru PN/S-0612, jest jednak znacznie wygodniejszy do stosowania. Zaletą normy GOST-491-41 jest rozstrzygnięcie zagadnienia przeliczania zużycia paliwa. Wątpliwość jednak wzbudza jej postanowienie, że wzory redukcyjne należy stosować jedynie do przeliczania wyników pomiarów zużycia paliwa i mocy silników gaźnikowych. Przy badaniach silników napędzanych gazem generatorowym należy stosować tylko przeliczenie wyników pomiaru mocy, natomiast wyniki wszystkich pomiarów silników wysokoprężnych mają być podawane bez przeliczania na normalne wa-

runki atmosferyczne. Natomiast angielska norma BS-649/49 i niemiecka norma DIN-6270, przeznaczona właśnie dla silników wysokoprężnych, podają wzory redukcyjne i tabele liczbowe dla przeliczenia mocy i to w postaci bardziej rozwiniętej, uwzględniającej również wilgotność powietrza. Ciekawe jest, że wzory redukcyjne w obu tych najnowszych normach nie przyjmują ciśnienia na poziomie morza równego 760 mm słupa rtęci jako ciśnienia normalnego. Angielska norma przewiduje redukcję do ciśnienia 749 mm sł. rt., co odpowiada wzniesieniu 500 stóp = 152,5 m ponad poziom morza, a niemiecka — do ciśnienia 736 mm sł. rt., co odpowiada wzniesieniu 200 m ponad poziom morza.

Ze względu na to, że doświadczenie na hamowni BKPMot. wykazało wyraźny wpływ warunków atmosferycznych na pracę silników wysokoprężnych, w projektach norm NM-03101 i NM-03301 postanowiono wprowadzić wymaganie przeliczenia wyników zarówno silników wysokoprężnych jak i gaźnikowych i to przy pomocy wzorów zaczerpniętych z GOST-491-41.

Wprowadzenie do projektów norm NM-03101 i NM-03301 nowych wzorów redukcyjnych, nowego określenia mocy znamionowej i wyeliminowania pojęcia mocy trwałej będzie musiało być wzięte pod uwagę przy przewidywaniu nowelizacji, normy PN/S-0216 „Charakterystyka samochodów. Moce i sprawności. Określenia”.

Redakcyjny układ treści projektów norm NM-03101 i NM-03301 jest różny, charakter jednak treści jest analogiczny. Wstępne rozdziały tych norm zawierają określenie ich przedmiotu i zakresu zastosowania oraz zestawienie oznaczeń, określeń i definicji, stosowanych w nich wielkości i pojęć. Dalsze zaś rozdziały zawierają określenie rodzajów i zakresów badań silników oraz ogólne zasady przeprowadzania tych badań. Treść tych rozdziałów jest w ogólnym zarysie zgodna z treścią rozdziałów 2, 3, 4 i 6 poprzednio omówionego projektu normy NM-06001, dotyczącej ogólnych zasad badania pojazdów mechanicznych i stanowi jej dostosowanie do charakterystycznych wymagań badania silników. Ta podstawowa zgodność zasad przeprowadzania badań zarówno całych pojazdów mechanicznych jak i ich silników ma na celu stworzenie jednolitej metodyki pracy placówek badawczych.

Badania kwalifikacyjne silników podzielone są tylko na dwa etapy:

- a — etap opracowania charakterystyki technicznej
- b — etap badania trwałości.

Nie ma bowiem możliwości przeprowadzania na hamowni badań samego silnika, które odpowiadałyby etapowi opracowania eksploatacyjnej charakterystyki pojazdu mechanicznego. Badania takie można przeprowadzać tylko w ramach drugiego etapu badań kwalifikacyjnych całego pojazdu, podczas których silnik rozpatrujemy jako jeden z jego zespołów. Badania trwałości całego pojazdu są tym samym także i badaniami trwałości silnika w realnych warunkach użytkowania. Jednakże niezależnie od tego, specjalne badania trwałości samego silnika, przeprowadzane na hamowni w ściśle kontrolowanych i jednolitych warunkach, mają bardzo duże znaczenie i pozwalają w znacznie krótszym czasie ocenić jego trwałość i niezawodność.

Podział badań kwalifikacyjnych silników tylko na 2 etapy pociąga za sobą to, że istnieją badania kwalifikacyjne silnika I. stopnia — obejmujące tylko pierwszy etap oraz II. stopnia — obejmujące oba etapy.

Pierwszy etap badań kwalifikacyjnych obejmuje:

- a) pomiary parametrów zewnętrznych silnika
- b) dotarcie i przygotowanie silnika do prób
- c) próby wstępne i regulacyjne
- d) badanie właściwości roboczych silnika
- e) sporządzenie technicznego opisu silnika.

W przypadku przeprowadzania badań kwalifikacyjnych II stopnia, przed rozpoczęciem docierania powinien być przeprowadzone mikrometryczne pomiary wszystkich ważniejszych zużywających się części. Drobniejsze części, jak pierścienie tłokowe, zawory lub



panewki są również dodatkowo ważone. Powyższe postanowienie jest odstępstwem od stosowanej dotychczas w wielu wypadkach praktyki wykonywania mikrometrycznych pomiarów dopiero po uprzednim dotarciu silnika. Analiza tego zagadnienia i obserwacje przeprowadzone w BKPMot. wykazały, że docieranie silnika, decydując o wygładzeniu współpracujących z sobą powierzchni i przygotowaniu ich do przenoszenia dużych obciążeń, nie ma uchwytanego wpływu na wymiary części. Natomiast demontaż silnika po docieraniu w celu przeprowadzenia pomiarów mikrometrycznych oraz jego ponowne składanie stanowią niepotrzebną stratę czasu. Poza tym części po powtórным złożeniu układają się w sposób identyczny i wymagają znowu pewnego krótkiego okresu docierania.

Drugi etap badań kwalifikacyjnych obejmuje próby trwałości przeprowadzane w ogólnym czasie 1000 godzin pracy silnika na hamowni, po 8, 12 lub 16 godzin na dobę w powtarzanych cyklach od 3,5 do 5,5 godzin. Norma podaje procentowy udział różnego stopnia obciążenia silnika w ciągu każdego cyklu dla różnych rodzajów silników. Średni stopień obciążenia w toku tych badań jest wyższy niż w przeciętnych warunkach eksploatacji, co przyczynia się do przyspieszenia badań. W przerwach między cyklami przeprowadza się obsługę silnika, regulację i ewentualną wymianę poszczególnych przedwcześnie zużywających się części, jak np. pierścienie tłokowe, zawory, elementy instalacji zapłonowej. Co 200 lub 300 godzin pracy zdejmuję się głowicę i robi pomiary zużycia gładzi cylindrowej.

Przewidziana kontrola i rejestracja charakterystycznych wskaźników pracy silnika na początku i na końcu poszczególnych faz obciążenia każdego cyklu daje bardzo cenne dane o zmianie właściwości roboczych silnika w miarę postępującego zużycia. W toku całego okresu badań trwałości prowadzi się kontrolę i obserwację zużycia oleju oraz co określony czas pobiera się próbki oleju dla przeprowadzania ich analizy. Na zakończenie próby trwałości przeprowadza się pomiary mikrometryczne oraz analizuje i ocenia stopień zużycia współpracujących części.

Pozostałe rozdziały projektów norm NM-03101 i NM-03301 podają szczegółowe instrukcje przeprowadzania poszczególnych pomiarów parametrów zewnętrznych oraz wielkości charakteryzujących pracę silnika jak: moment obrotowy, prędkość obrotów, zużycie paliwa, temperatura wody, oleju, spalin itp. Ponadto zawierają one wskazania o kolejności i sposobie przeprowadzania poszczególnych badań, zasadach opracowywania charakterystyki silnika, sposobie sporządzania wykresów i zestawiania tabel liczbowych itp.

Pomiary parametrów zewnętrznych silnika prócz określenia ciśnienia, wymiarów liniowych, pojemności układu chłodzenia, pojemności układu olejowania itp. obejmują również określenie objętości komór spalania, stopnia sprężania oraz faz rozrządu wraz z charakterystyką wzniosłów zaworów.

Docieranie badanego silnika powinno odbywać się według ściśle określonego programu, przewidującego stopniowy wzrost prędkości obrotów oraz stopnia obciążenia. Dla silników poddawanych okresowym badaniom kontrolnym przewidziane jest docieranie w przeciągu 30 godzin, a dla silników poddawanych badaniom kwalifikacyjnym w przeciągu 50 godzin.

Ustalone wstępne próby mają na celu sprawdzenie, czy egzemplarz badanego silnika nie posiada jakichś wad powodujących niestalość lub nierównomierność pracy, bądź też nadmierną wrażliwość na zmianę temperatury wody chłodzącej. Regulacyjne zaś próby mają na celu stwierdzenie wrażliwości silnika na zmiany stopnia zasilania, na zmiany kąta wyprzedzenia zapłonu lub wtrysku oraz w przypadku badań kwalifikacyjnych prototypów nowej konstrukcji, również wrażliwości silnika na zmiany faz rozrządu, zmiany wzniosłu zaworów, zmiany luzów zaworowych, zmiany ciśnienia wtrysku, zmiany końcówek wtryskiwaczy itp. Wyniki regulacyjnych prób pozwalają ustalić i dobrać najwłaściwsze dla eksploatacji i dalszych badań: nastawy rozrządu, zasilania oraz zapłonu lub wtrysku.

Dla silników gaźnikowych spośród tych prób najważniejsze są próby na regulację składu mieszanki (zdejmowanie charakterystyk regulacyjnych), które pozwalają sprawdzić lub dobrać najwłaściwszą regulację gaźnika dla pracy w warunkach eksploatacyjnych oraz wg charakterystyki maksymalnej mocy. Przy silnikach wysokoprężnych w tym etapie badań przewidziane jest sporządzanie dla kilku różnych wartości prędkości obrotów, charakterystyk obciążeniowych w pełnym zakresie aż do osiągnięcia mocy maksymalnej. Badania te pozwalają ocenić zakres dymienia silnika, dobrać nastawę pompy wtryskowej dla pracy silnika wg charakterystyki eksploatacyjnej oraz nastawę pompy wtryskowej dla pracy z chwilowym przeciążeniem.

Badania właściwości roboczych obejmuje zdejmowanie charakterystyk:

- a — mocy eksploatacyjnej
- b — mocy maksymalnej
- c — mocy dławionych
- d — regulatorowej (dla silników z regulatorem obrotów)
- e — obciążeniowych
- f — biegu jałowego.

Powyższa kolejność odpowiada badaniom silnika gaźnikowego. Przy badaniach silników wysokoprężnych najpierw zdejmowane są charakterystyki obciążeniowe, a po charakterystyce mocy maksymalnej — charakterystyka mocy na granicy dymienia lub charakterystyka chwilowego przeciążenia.

Na zakończenie przeprowadzane są badania na rozruch oraz pomiary mocy traczonej na napęd urządzeń pomocniczych.

\* \* \*

Podany tu pobieżny przegląd licznych zagadnień objętych opracowanymi normami badań samochodów i ich silników, jak również rzut oka na ogólne zagadnienia normalizacji pomiarów i badań da niewątpliwie czytelnikom podstawowy obraz zadań i celów, którym omówione normy mają służyć. Opanowanie zawartych w normach zagadnień i wdrożenie ich w życie przez badawcze i doświadczalne placówki przemysłu motoryzacyjnego oraz przez współpracujące z nimi placówki badawcze innych resortów, powinno przynieść w najbliższych już latach podniesienie poziomu pracy tych placówek, a tym samym pośrednio do podniesienia jakości produkcji i eksploatacji sprzętu samochodowego w Polsce.

*Racjonalizatorzy w pierwszym szeregu walki o obniżenie kosztów własnych!*



# ILOŚĆ POJAZDÓW MECHANICZNYCH ŚWIATA

Według danych amerykańskiego miesięcznika „The American Automobile” na początku roku 1954 kursowało na drogach kuli ziemskiej 81,9 miliona samochodów osobowych, ciężarowych i autobusów. Ilość samochodów osobowych (61,9 miliona) wzrosła w stosunku do roku poprzedniego o 7,3%, ilość samochodów ciężarowych i autobusów (20,0 milionów) wzrosła o 9,9%. Porównując z liczbowym stanem z początku roku 1940, liczba samochodów osobowych wzrosła o 70%, a samochodów ciężarowych i autobusów aż o 137%.

Wliczając do wspomnianych 81,9 miliona samochodów 1 milion wozów wojskowych, 7,5 miliona motocykli i 7,3 miliona ciągników relniczych i trakcyjnych otrzymamy ogólną ilość pojazdów mechanicznych na początku roku 1954 w ilości 97,7 miliona (nie zostały wliczone do tej sumy scootery i motorowery). Dynamika rozwoju stanu posiadania pojazdów mechanicznych w poszczególnych państwach oraz częściach świata zawarta jest w tablicy 1.

TABLICA 1

|                                                                                | 1927   | 1940   | 1947   | 1951   | 1953   | 1954   |
|--------------------------------------------------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| USA wraz z Kanadą                                                              |        | 31.715 | 35.120 | 50.820 | 55.561 | 58.333 |
| Europa oraz ZSRR                                                               |        | 9.436  | 6.641  | 12.264 | 12.945 | 15.448 |
| Pozostałe państwa                                                              |        | 3.478  | 3.634  | 5.937  | 7.381  | 8.145  |
| Łącznie                                                                        | 27.591 | 44.629 | 45.995 | 69.021 | 75.887 | 81.926 |
| w tym: samochody osob.                                                         | 23.371 | 36.200 | 35.195 | 52.350 | 57.700 | 61.895 |
| Samochody ciężarowe i autobusy                                                 | 4.220  | 8.429  | 10.200 | 16.671 | 18.187 | 20.027 |
| Uwaga: ilości podane są w tys. sztuk wg stanu na początek poszczególnego roku. |        |        |        |        |        |        |

Wynika z niej, że USA są stale w czołówce, posiadając na początku 1954 roku ok. 73,4% ogólnego światowego stanu samochodów osobowych oraz 47,4% ciężarówek i autobusów. Ilość sa-

|                                | Niemcy Zachodnie | Australia | Italia |
|--------------------------------|------------------|-----------|--------|
| Samochody osobowe              | 1,254            | 1.141     | 614    |
| Samochody ciężarowe i autobusy | 593              | 586       | 306    |
| Łącznie                        | 1.847            | 1.727     | 920    |

|                                | Afryka Południowa | Japonia | Pozostali |
|--------------------------------|-------------------|---------|-----------|
| Samochody osobowe              | 521               | 104     | 5.139     |
| Samochody ciężarowe i autobusy | 146               | 510     | 3.184     |
| Łącznie                        | 667               | 614     | 8,223     |

mochodów w poszczególnych państwach na początku 1954 roku przedstawiała się następująco w 1000 samochodów:

|                                | ZSSR  | USA    | Anglia | Kanada | Francja |
|--------------------------------|-------|--------|--------|--------|---------|
| Samochody osobowe              | 225   | 45.452 | 2.824  | 2.525  | 2.100   |
| Samochody ciężarowe i autobusy | 2.375 | 9.491  | 1.061  | 865    | 910     |
| Łącznie                        | 2.600 | 54.943 | 3.885  | 3.390  | 3.010   |

(Opracował wg „ATZ” Nr 11/1954)

A. T.

Mgr inż. FRYDERYK BLUEMKE

## POSTĘP TECHNICZNY W SILNIKACH DWUSUWOWYCH

Obserwując z każdym rokiem ukazujące się nowe modele silników dwusuwowych, tak motocyklowych jak samochodowych, można stwierdzić olbrzymi, choć na pierwszy rzut oka niewidoczny, postęp w konstrukcji wysokoobrotowego niskoprężnego silnika dwusuwowego w ciągu ostatnich kilku lat.

Na podstawie danych z 1952 roku silniki motocyklowe o pojemności 250 cm<sup>3</sup> miały zastosowany stopień sprężania  $\epsilon = 6-7$ , obroty  $n = 3500-5500$  obr/min, średnie efektywne ciśnienie w cylindrze  $p_e = 3-5$  kG/cm<sup>2</sup>, średnią prędkość tłoka  $v_t = 7-12$

m/sek, a pojemnościowy wskaźnik mocy  $\frac{N_e}{V_s} = 37-49$  KM/l. Sil-

niki samochodowe posiadały  $\epsilon = 5,8-6,7$ ,  $n = 3500-4300$  obr/min,

$p_e = 4,0-4,7$  kG/cm<sup>2</sup>,  $v_t = 8-11$  m/sek i  $\frac{N_e}{V_s} = 34-40$  KM/l.

Trudno jest stwierdzić ściśle dane odnośnie jednostkowego zużycia paliwa, gdyż fabryki podają tylko zużycie paliwa podczas jazdy w l/100 km. Wszystkie silniki samochodowe powyżej  $V_s = 500$  cm<sup>3</sup> były 2-cylindrowe chłodzone wodą, a motocyklowe chłodzone powietrzem 1-cylindrowe nawet o pojemności 350 cm<sup>3</sup>. Wyjątek stanowią nieliczne typy silników dwutłokowych motocyklowych z przepłukiwaniem wzdłużnym, jak Triumph, Puch z cylindrem „U”, których wyniki wpłynęły na osiągnięcie górnej granicy wyżej podanych wskaźników technicznych. Stosowane przed 1939 r. skomplikowane silniki dwusuwowe z pompami ład-

zącymi różnych systemów znikły zupełnie, nawet z silników specjalnych wyścigowych, ustępując całkowicie płukaniu zwrotnemu. Wyjątkowo tylko spotyka się płukanie poprzeczne.

Metody przepłukiwania były już szczegółowo omawiane w artykułach zamieszczonych w „Technice Motoryzacyjnej” Nr 9/1953 pt. „Przepłukiwanie silników 2-suwowych gaźnikowych” i w Nr 7/1954 pt. „Dwusuwowe silniki samochodowe”.

### Charakterystyka nowoczesnego dwusuwu

Dla zorientowania się w stanie obecnie budowanych silników dwusuwowych zagranicznych przedstawiono na tablicy 1 — silniki zastosowane w samochodach i trójkołowcach, na tablicy 2 — silniki motocyklowe, scooterów i motorowerów, a na tablicy 3 — silniki przemysłowe i łodziowe. Tablice nie obejmują oczywiście wszystkich typów silników produkowanych obecnie, ze względu na brak bliższych danych ze wszystkich krajów. Przede wszystkim uwzględniono kraje przodujące w budowie silników dwusuwowych, jak Niemcy i Czechosłowacja. Przy niektórych modelach z 1954 r. pozostawiono dotychczasowe dla podkreślenia postępu technicznego. Prawdopodobnie niektóre starsze typy w międzyczasie już nie są produkowane albo też zostały unowocześnione.

Dane charakterystyczne produkowanych u nas silników dwusuwowych ze względu na przeprowadzone obecnie zmiany konstrukcyjne i badania będą podane osobno. Na podstawie tych tablic

obecnie można ustalić dla silników samochodowych następującą charakterystykę:  $\varepsilon = 5,9-6,8$  dla gaźnikowych,  $\varepsilon = 7,5$  dla wtrysku,  $n = 3500-4500$  obr/min,  $p_e = 4-4,6$  kG/cm<sup>2</sup>,  $v_t = 8-11,4$  m/sek,  $N_e = 34-42$  KM/l. Wyniki te świadczą, że przy tych samych obrotach uzyskano wyższą moc. Odnośnie motocyklowych silników natomiast osiągnięte wyniki są znacznie lepsze i wynoszą:  $\varepsilon = 6,5-7,5$ ,  $n = 3800-6000$  obr/min,  $p_e = 3,5-4,8$  kG/cm<sup>2</sup>,  $v_t = 8,7-15$  m/sek,  $N_e = 36-66$  KM/l. Duża rozpiętość wartości świadczy o istnieniu przestarzałych silników.

Silniki motocyklowe pojemności 250 cm<sup>3</sup> są coraz częściej budowane jako 2-cylindrowe o wymiarach cylindrów jak silniki 125 cm<sup>3</sup>, a silniki 350 cm<sup>3</sup> 1-cylindrowe uważa się za przestarzałe. Granica pojemności 1 cylindra wynosi 200 cm<sup>3</sup>. Poza nielicznymi silnikami wszystkie silniki dwusuwowe motocyklowe mimo wysokich obrotów nie przekraczają średniej prędkości tłoka  $v_t = 10-12$  m/sek, co wskazuje, że obawa przedwczesnego zużycia cylindra jest niesłuszna. Stosunek skoku do średnicy tłoka waha się w granicach 0,85-1,77, a średnio wynosi 1,1 duży stosunek ponad 1,2 odnosi się tylko do silników dwutłokowych z cylindrami „U” (Triumph i Puch). Coraz częściej się spotyka silniki samochodowe 3-cylindrowe rzędowe, które wprawdzie są droższe niż 2-cylindrowe, ale zapewniają spokojniejszą pracę silnika z uwagi na cichy wydech i lepszą równomierność pracy. Wyjątek stanowi najnowszy silnik DKW 30, 2-cylindrowy, o pojemności 1 cylindra ok. 400 cm<sup>3</sup>. Silniki samochodowe o wyższej pojemności niż 250 cm<sup>3</sup> w cylindrze są wszystkie chłodzone wodą. Małe samochody posiadające objętość do 250 cm<sup>3</sup> w 1 cylindrze są chłodzone powietrzem. Mimo bezspornych zalet chłodzenia powietrznego, zdobywającego nawet najnowsze silniki wysokoprężne, napotyka się dotychczas na trudności zapewnienia ekonomiczności silnika dwusuwowego chłodzonego powietrzem o większej pojemności cylindra.

Układ cylindrów „bokser” — z cylindrami leżącymi przeciwnie — zdobył dotychczas szerokie zastosowanie do dwusuwowych silników łodziowych i również motocyklowych, gdzie jedno-

czesny zapłon w obu cylindrach i związana z tym głośniejsza praca silnika nie mają takiego znaczenia, jak w silnikach samochodowych. Układ „bokser” zapewniałby dobre chłodzenie powiertrzem silnika samochodowego przy napędzie przednim, gdyby udało się rozwiązać odpowiednio tłumienie wydechu i równomierność biegu oraz zryw przy koniecznym cięższym kole zamachowym.

### Osiągnięcia konstrukcyjne

Mimo nadzwyczaj prostej budowy nowoczesnego dwusuwu — bez zaworów i mechanizmu rozrządczego — nie należy sądzić, że konstrukcja dobrego dwusuwu w stosunku do czterosuwu jest zadaniem łatwym. Konstrukcja silnika dwusuwowego wymaga poza dużym doświadczeniem długiego szeregu różnych badań, których wyniki zachowując prostotę budowy stwarzają właściwy postęp techniczny. Zachowanie ustalonego rozrządu szczelnego podczas seryjnej produkcji stawia w pierwszym rzędzie przed odlewaniem wysokie wymagania, gdyż ewentualne przesunięcia rdzeni kanałów rozrządu oraz bazy wyjściowej przy obróbce mechanicznej wpływają na zmianę rozrządu i prowadzą do poważnego spadku mocy oraz wzrostu zużycia jednostkowego paliwa. Obróbka szczelin po odlewie jest kosztowna i nieopłacalna przy produkcji masowej, wszelkie zaś komplikacje zastosowania rozrządu zawsze powodują utratę lub zmniejszenie najważniejszej zalety dwusuwu jaką jest prostota budowy.

Na coraz to lepsze wyniki najnowszych silników dwusuwowych 3-kanałowych z przepłukiwaniem zwrotnym mają wpływ następujące cechy konstrukcyjne:

#### a) Rozrząd.

Zmiana kątów rozrządu i przekrojów kanałów oraz zmniejszenie martwej przestrzeni w skrzyni korbowej.

#### b) Głowica.

Zmiana kształtu, głowicy, wyższy stopień sprężania i centralna świeca zapłonowa.

#### c) Układ wydechowy.

TABLICA I  
SILNIKI DWUSUWOWE SAMOCHODOWE (STAN 1954)

| Kraj    | Marka samochodu                              | Typ silnika        | N <sub>e</sub> KM | n obr/min | chłodz. | $\varepsilon$ | $p_e$ kG/cm <sup>2</sup> | Ilość cyl. | d mm  | s mm | V <sub>s</sub> cm <sup>3</sup> | V <sub>s</sub> cm <sup>3</sup> | $\frac{s}{d}$ | $\frac{N_e}{V_s}$ | Śr. pręđ. tłoka m/sek, |
|---------|----------------------------------------------|--------------------|-------------------|-----------|---------|---------------|--------------------------|------------|-------|------|--------------------------------|--------------------------------|---------------|-------------------|------------------------|
| NRD     | <b>A. Benzynowe (gaźnikowe i wtryskowe).</b> |                    |                   |           |         |               |                          |            |       |      |                                |                                |               |                   |                        |
|         | IFA                                          | F9 1955            | 32                | 3600      | w       | 6,7           | 4,6                      | 3          | szer. | 70   | 78                             | 900                            | 1,11          | 35                | 9,4                    |
|         | IFA                                          | F8                 | 20                | 3500      | w       | 5,9           | 3,7                      | 2          | szer. | 76   | 76                             | 688                            | 1,0           | 29                | 8,9                    |
| NZ      | IFA                                          | F9 do 1954         | 28                | 3600      | w       | 6,25          | 4                        | 3          | szer. | 70   | 78                             | 900                            | 1,11          | 31                | 9,4                    |
|         | DKW                                          | Sonderklasse 3 = 6 | 34                | 4000      | w       | 6,5           | 4,25                     | 3          | szer. | 71   | 76                             | 896                            | 1,07          | 38                | 10,2                   |
|         | DKW furgon                                   | 30                 | 30                | 3800      | w       |               | 4,5                      | 2          | szer. | 78   | 83                             | 792                            | 1,06          | 38                | 10,5                   |
|         | Hanomag                                      | Partner            | 28                | 4000      | w       | 7,3           | 4,5                      | 3          | szer. | 65   | 68                             | 697                            | 1,05          | 40                | 9,3                    |
|         | DKW furgon                                   | F89P do 1954       | 23                | 4500      | w       | 6,3           | 4,3                      | 2          | szer. | 76   | 76                             | 688                            | 1             | 33                | 11,4                   |
|         | Goliath                                      | GP700              | 25                | 4000      | w       | 6,4           | 4                        | 2          | szer. | 74   | 80                             | 688                            | 1,08          | 36                | 10,7                   |
|         | Goliath                                      | GP700E z wtryskiem | 29                | 4000      | w       | 7,5           | 4,6                      | 2          | szer. | 74   | 80                             | 688                            | 1,08          | 42                | 10,7                   |
|         | Gutbrod                                      | Superior 600       | 22                | 4000      | w       | 6             | 4,3                      | 2          | szer. | 71   | 75                             | 593                            | 1,06          | 38                | 10                     |
|         |                                              | 600 z wtryskiem    | 27                | 4000      | w       | 7,5           | 5,1                      | 2          | szer. | 71   | 75                             | 593                            | 1,06          | 45                | 10                     |
|         |                                              | Luxus              | 27                | 4500      | w       | 6,7           | 4,3                      | 2          | szer. | 75   | 75                             | 662                            | 1,0           | 40                | 11,2                   |
|         | Champion                                     | Ilo 400            | 14                | 4000      | w       | 7             | 4,5                      | 2          | szer. | 61   | 68                             | 398                            | 1,11          | 35                | 8                      |
|         | Lloyd                                        | LP400S             | 13                | 3700      | w       | 6,8           | 4,2                      | 2          | szer. | 62   | 64                             | 386                            | 1,03          | 34                | 8                      |
| Szwecja | SAAB                                         | 92 od 1954         | 28                | 4000      | w       | —             | 4,1                      | 2          | szer. | 80   | 76                             | 764                            | 0,95          | 37                | 10,1                   |
| Włochy  | Isetta                                       | 1954               | 12                | 4750      | p.      |               | 4,5                      | 2          |       |      |                                | 240                            |               | 50                |                        |
|         | 3 kołowce                                    | 1953               | 9,5               |           | p.      |               |                          | 1          |       |      |                                | 198                            |               | 48                |                        |
| Anglia  | Bond Minicar                                 | Villiers 200       | 8                 | 4000      | p.      |               | 4,5                      | 2          |       | 59   | 72                             | 197                            | 1,22          | 40                | 9,6                    |
| NZ      | Różne                                        | Ilo 250            | 12                | 5250      | p.      | 6,6           | 4,4                      | 2          |       | 58   | 62                             | 250                            | 1,07          | 48                | 1,08                   |
|         | 3 kołowce                                    | Fichtel Sachs 175  | 9                 |           | p.      |               |                          | 1          |       |      |                                | 174                            |               | 51                |                        |
| Włochy  | <b>B. Wysokoprężne.</b>                      |                    |                   |           |         |               |                          |            |       |      |                                |                                |               |                   |                        |
|         | Alfa Romeo                                   | typ 1954           | 30                |           |         |               |                          | 2          | szer. |      |                                | 1160                           |               | 26                |                        |

TABLICA 2  
SILNIKI DWUSUWOWE MOTOCYKLOWE (1954 r.)

| Kraj       | Marka        | Typ silnika        | Ne<br>KM | n<br>obr./min | chłodz. | V <sub>s3</sub><br>cm | ε    | P <sub>c</sub><br>kG/cm <sup>2</sup> | Ilość cyl. | d<br>mm | s<br>mm | s<br>d | Ne<br>V <sub>s</sub><br>KM/1 | Śr. pręd.<br>tłoka<br>m/sek. |
|------------|--------------|--------------------|----------|---------------|---------|-----------------------|------|--------------------------------------|------------|---------|---------|--------|------------------------------|------------------------------|
| NRD        | IFA          | RT125/1 1954 r.    | 5,5      | 5200          | p.      | 123                   | 6,5  | 3,9                                  | 1          | 52      | 58      | 1,11   | 45                           | 10                           |
|            | IFA          | RT125              | 5        | 4800          | p.      | 123                   | 5,9  | 3,8                                  | 1          | 52      | 58      | 1,11   | 40                           | 9,3                          |
|            | IFA          | BK 350 (bokser)    | 15       | 4500          | p.      | 343                   | 6,5  | 4,4                                  | 2          | 58      | 65      | 1,12   | 44                           | 9,8                          |
| CSR        | Manet        | 90                 | 3,5      | 4200          | p.      | 90                    | 7    | 4,1                                  | 1          | 2×32    | 56      | 1,75   | 39                           | 7,9                          |
|            | C. Z.        | 125                | 5,6      | 4800          | p.      | 123                   | 7    | 4,3                                  | 1          | 52      | 58      | 1,11   | 45                           | 9,3                          |
|            | C. Z.        | 150                | 6,5      | 6000          | p.      | 148                   | 6,9  | 3,3                                  | 1          | 57      | 58      | 1,02   | 44                           | 11,6                         |
|            | C. Z.        | 175                | 6,5      | 4000          | p.      | 172                   | 5,6  | 4,2                                  | 1          | 60      | 61      | 1,02   | 38                           | 8,1                          |
|            | Jawa         | 250                | 9        | 4250          | p.      | 248                   | 6,25 | 3,8                                  | 1          | 65      | 75      | 1,15   | 36                           | 10,6                         |
|            | Jawa         | 350 (1954)         | 14,5     | 4000          | p.      | 343                   | 6,6  | 4,7                                  | 2          | 58      | 65      | 1,12   | 42                           | 8,7                          |
| ZSRR       | Kiew, Moskwa | K125, M1A          | 4,75     | 4500          | p.      | 123                   | 6    | 3,9                                  | 1          | 52      | 58      | 1,11   | 39                           | 8,7                          |
|            | Iż           | 350                | 11,5     | 4000          | p.      | 346                   | 5,8  | 3,7                                  | 1          | 72      | 85      | 1,18   | 33                           | 11,3                         |
| Węgry      | Csepel       | 250                | 10,5     | 4300          | p.      | 247                   | 6,9  | 4,4                                  | 1          | 68      | 68      | 1      | 42                           | 9,8                          |
| NZ         | Adler        | M125               | 5,6      | 4800          | p.      | 124                   |      | 4,2                                  | 1          | 54      | 54      | 1      | 45                           | 8,6                          |
|            | Adler        | M200               | 11,6     | 5600          | p.      | 195                   |      | 4,8                                  | 2          | 48      | 54      | 1,12   | 60                           | 10,1                         |
|            | Ad'er        | M250               | 16       | 5600          | p.      | 248                   |      | 5,2                                  | 2          | 54      | 54      | 1      | 64                           | 10,1                         |
|            | Ardie        | RBZ 250            | 9,5      | 5000          | p.      | 245                   |      | 3,5                                  | 1          | 66      | 72      | 1,09   | 39                           | 12                           |
|            | DKW          | RT 250             | 13,5     | 5000          | p.      | 246                   |      | 4,9                                  | 2          | 52      | 58      | 1,11   | 55                           | 9,7                          |
|            | DKW          | RT 350             | 18       | 5000          | p.      |                       |      | 4,6                                  | 2          |         |         |        | 51                           |                              |
| NZ         | Hercules     | Fichtel, Sachs 125 | 6        | 5000          | p.      | 123                   | 6,5  | 4,4                                  | 1          | 52      | 58      | 1,11   | 49                           | 9,7                          |
|            | Hercules     | Fichtel, Sachs 175 | 8,2      | 4500          | p.      | 175                   | 6,7  | 4,7                                  | 1          | 58      | 66      | 1,14   | 47                           | 9,9                          |
|            | Hofmann      | Ilo K125           | 6        | 5500          | p.      | 123                   | 6,5  | 4                                    | 1          | 52      | 58      | 1,11   | 49                           | 10,6                         |
|            | Torna        | Ilo T175           | 8        | 5000          | p.      | 174                   | 6,8  | 4,1                                  | 1          | 58      | 66      | 1,14   | 46                           | 11                           |
|            | UT           | Ilo S250           | 15       | 6000          | p.      | 246                   | 7    | 4,6                                  | 2          | 52      | 58      | 1,11   | 61                           | 13,2                         |
|            | Kreidler     | K50                | 2,2      | 6000          | p.      | 50                    |      | 4                                    | 1          | 38      | 44      | 1,16   | 44                           | 8,8                          |
|            | Maico        | M125               | 5,5      | 5200          | p.      | 123                   |      | 3,9                                  | 1          | 52      | 58      | 1,11   | 45                           | 10                           |
|            | Maico        | M175               | 9,2      | 5000          | p.      | 173                   | 6,5  | 3,7                                  | 1          | 61      | 59,5    | 0,97   | 53                           | 9,9                          |
|            | Maico        | Tajfun 350         | 19       | 5000          | p.      | 346                   | 6,5  | 4,9                                  | 2          | 61      | 59,5    | 0,97   | 55                           | 9,9                          |
|            | NSU          | Superlux 200       | 11       |               | p.      | 200                   |      |                                      |            |         |         |        | 55                           |                              |
|            | Riedel       | Imme R150          | 6        | 5000          | p.      | 148                   | 7,5  | 3,6                                  | 2          | 48      | 41      | 0,85   | 40                           | 6,8                          |
|            | Triumph      | BDG 125            | 6,5      | 4800          | p.      | 123                   | 6,4  | 4,9                                  | 1          | 2×35    | 62      | 1,77   | 53                           | 9,9                          |
|            | Triumph      | Duplex 250         | 14       | 5000          | p.      | 246                   | 6,4  | 5,1                                  | 2          | 2×35    | 62      | 1,77   | 57                           | 10,3                         |
|            | Triumph      | Boss 350           | 16       | 3800          | p.      | 350                   |      | 5,4                                  | 2          |         |         |        | 45                           |                              |
|            | Zündapp      | Bella 200          | 10       | 5200          | p.      | 198                   | 6,3  | 4,4                                  | 1          | 64      | 62      | 0,97   | 50                           | 10,7                         |
|            | Zündapp      | Elastic 250        | 13       | 5200          | p.      | 246                   | 6,7  | 4,6                                  | 1          | 67      | 70      | 1,04   | 53                           | 12,1                         |
| Austria    | Puch         | 175SW              | 10       | 5800          | p.      | 175                   |      | 4,4                                  | 1          |         |         |        | 57                           |                              |
|            | Puch         | 250SGS             | 16,5     | 5800          | p.      | 248                   | 6,5  | 5,2                                  | 1          | 2×45    | 78      | 1,73   | 66                           | 15                           |
| Anglia     | Scott        | Squirrel           | 30       | 5000          | w.      | 596                   |      | 4,5                                  | 2          | 73      | 71,4    | 0,98   | 50                           | 11,9                         |
| Francja    | Sublime      | 350                | 20       | 6200          | p.      | 349                   |      | 4,2                                  | 2          | 58      | 66      | 1,14   | 57                           | 13,7                         |
| Włochy     | MV           | 125                | 5        | 4800          | p.      | 123                   | 6    | 3,8                                  | 1          | 52      | 58      | 1,11   | 40                           | 9,3                          |
| Szwajcaria | Ami          | 150                | 7,2      | 5000          | p.      | 147                   | 6,5  | 4,4                                  | 1          |         |         |        | 49                           |                              |

Dostosowanie właściwego układu wydechowego i ssącego do rozrządu silnika drogą prób.

d) Obroty silnika.

Zwiększenie obrotów silnika przy zachowaniu dotychczasowej średniej prędkości tłoka.

e) Pojemność skokowa.

Zwiększenie ilości cylindrów i zmniejszenie pojemności skokowej przypadającej na 1 cylinder.

f) Uszczelnienie wału korbowego.

Zastosowanie skuteczniejszych uszczelnień wału korbowego na zewnątrz i między cylindrami.

g) Pasowanie.

Dostosowanie właściwych luzów w układzie korbowym i właściwych pasowań w łożyskach tocznych.

h) Gaźnik.

Dobór właściwego gaźnika w zależności od przeznaczenia i warunków pracy silnika dwusuwowego.

e) Wtrysk paliwa.

Zastosowanie wtrysku paliwa przy zapłonie iskrowym.

Jak z powyższego wynika tylko ostatnie 2 cechy: gaźnik i wtrysk paliwa nie są ze sobą zgodne, inne cechy mogą być zastosowane jednocześnie.

#### Rozrząd

Wzrost obrotów silników powyżej 5000 obr/min w ostatnich latach wpłynął na zwiększenie szczelin i kanałów rozrządu, co wraz ze zwiększonym stopniem sprężania wpłynęło na wzrost pojemnościowego wskaźnika mocy.

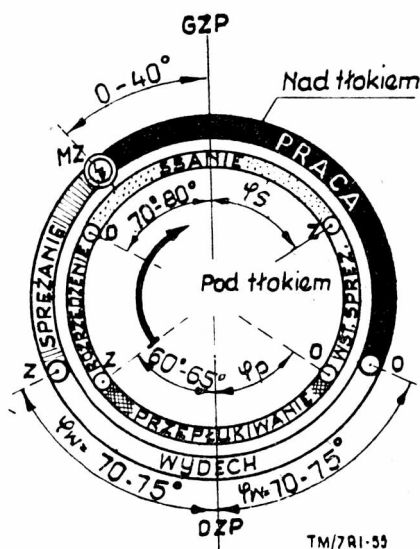
TABLICA III  
SILNIKI DWUSUWOWE I PRZEMYSŁOWE (Z 1954 R.)

| Kraj | Typ silnika      | Przeznaczenie | Ne<br>KM | n<br>obr/min | chłodz. | ε   | Pe<br>kG/cm <sup>2</sup> | Ilość cyl. | d<br>mm | s<br>mm | Vs<br>cm <sup>3</sup> | s<br>d | Ne<br>Vs<br>KM/l | Żużycie<br>paliwa<br>G/KMh |
|------|------------------|---------------|----------|--------------|---------|-----|--------------------------|------------|---------|---------|-----------------------|--------|------------------|----------------------------|
| NRD  | IFA 4PS          | łodziowy      | 4        | 4000         | w.      | 6,5 | 3,7                      | 1          | 52      | 58      | 123                   | 1,11   | 32               |                            |
|      | IFA Quirl        | łodziowy      | 2        | 3600         | w.      | 7   | 3,4                      | 1          | 45      | 46      | 73                    | 1,02   | 27               | 340                        |
|      | IFA EL 150       | agregatory    | 4        | 3000         | p.      | 6,4 | 4,2                      | 1          | 56      | 58      | 143                   | 1,03   | 28               | 400                        |
|      | IFA EL308        | „             | 6        | 3000         | p.      | 6,4 | 3,1                      | 1          | 74      | 68,5    | 294                   | 0,93   | 20               | 400                        |
|      | IFA ZW 1103      | pożarnicze    | 28       | 3000         | w.      | 6,1 | 3,8                      | 2          | 96      | 76      | 1100                  | 0,79   | 25               | 400                        |
| NZ   | Triumph Gemo 450 | przemysłowy   | 13       | 3000         | p.      | 5,4 | 4,3                      | 1          | 2×55    | 94      | 447                   | 1,7    | 29               | 330                        |
|      | Triumph LT85     | „ wysokopr.   | 12       | 3000         | p.      |     |                          | 1          |         |         |                       |        |                  | 200                        |
|      | Gutbrod 2Z60WA   | łodziowy      | 22       | 4300         | w.      | 6   | 3,9                      | 2          | 71      | 75      | 593                   | 1,05   | 37               |                            |
|      | Ilo              | pożarniczy    | 32       | 3000         | w.      |     | 4,2                      | 2          | 95      | 80      | 1134                  | 0,84   | 28               |                            |

Przyjmujemy jako oznaczenie wskaźników dla kanału ssącego (wlotowego) „s”, dla kanału przepływającego (przelotowego) „p” i dla kanału wydechowego (wylotowego) „w”.

Wysokość szczeliny w stosunku do skoku oznaczamy  $\sigma = \frac{h}{s}$ , a szerokość szczeliny w stosunku do obwodu cylindra  $\psi = \frac{b}{\pi \cdot d}$ , kąt

rozrządu przy położeniu czopa wału korbowego względem GMP lub DMP przez  $\varphi$ .



Rys. 1. Rozrząd dwusuwu

Kąty rozrządu dla ssania (wlotu) ustala się względem GMP, a kąty rozrządu dla płukania i wydechu względem DMP (rys. 1). Kąty  $\varphi$  otrzymują znak plus (+), w kierunku obrotów i znak minus (−) w przeciwnym kierunku. Przy rozrządzie symetrycznym (najczęściej spotykanym) kąty dodatnie  $+\varphi$  i  $-\varphi$  są jednakowe. Ostatnio stosowane kąty rozrządu znajdują się w granicach:  $\varphi_s = \pm 70^\circ - 80^\circ (60^\circ)$  i  $\varphi_p = \pm 60^\circ - 65^\circ (55^\circ)$ ;  $\varphi_w = \pm 70^\circ - 75^\circ (65^\circ)$ . Kąty w nawiasach odnoszą się do wartości poprzednio stosowanych.

Wysokości szczelin wahają się w granicach:  $\sigma_s = 0,28 - 0,32$ ;  $\sigma_p = 0,18 - 0,22$ ;  $\sigma_w = 0,26 - 0,28$ . Szerokości szczelin zaś wahają się w granicach:

$\psi_s = 0,22 - 0,30$ ;  $\psi_p = 0,24 - 0,28$ ,  $\psi_w = 0,20 - 0,24$ .

Na tablicy 4 przedstawione są rozrząd i szczeliny dla kilku silników różnych typów, niektóre z nich pochodzą z okresu ostatniej wojny (np. RT100 i NZ350, Sachs 100). Rozrząd suwakowy znikł zupełnie, a nawet firmy jak Triumph zarzuciły go w nowszych modelach.

#### Głowica

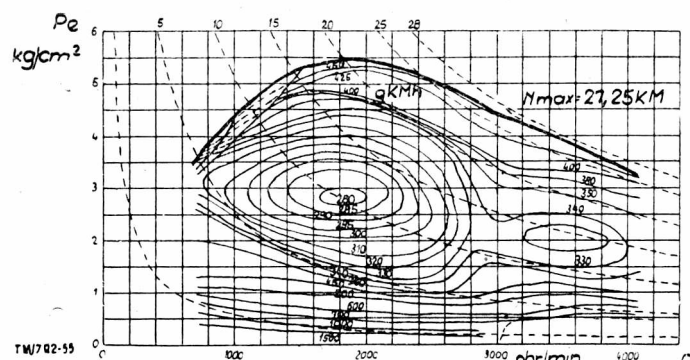
Konieczność powiększenia stopnia sprężania zmusiła konstruktorów do szukania nowych rozwiązań umożliwiających stosowanie wyższego sprężania przy paliwie o liczbie oktanowej — 70 względnie niższej niż w NRD.

Ostatnio NSU, DKW i IFA wprowadziły głowice typu Ricardo do dwusuwu, zmniejszając znacznie podstawę głowicy w stosunku do średnicy cylindra, co wpływa na lepsze wypłukanie rdzenia cylindra z resztek spalin i zmniejsza skłonność do samozapłonu. Należy oczekiwać tu dalszych badań i nowości co do kształtu komory. DKW stosuje nawet niesymetryczny kształt komory spalania w głowicy. Zmiana ta umożliwiła takie zastosowanie świecy zapłonowej umieszczonej centralnie w głowicy.

TABLICA IV  
ROZRZĄD SYMETRYCZNY SILNIKÓW DWUSUWOWYCH

| Marka silnika | Typ          | Ne<br>KM | n<br>obr/min | Vs/cyl.<br>cm <sup>3</sup> | d<br>mm | s<br>mm | ssanie      |            |          | płukanie    |            |          | wydech      |            |          |
|---------------|--------------|----------|--------------|----------------------------|---------|---------|-------------|------------|----------|-------------|------------|----------|-------------|------------|----------|
|               |              |          |              |                            |         |         | $\varphi_s$ | $\sigma_s$ | $\psi_s$ | $\varphi_p$ | $\sigma_p$ | $\psi_p$ | $\varphi_w$ | $\sigma_w$ | $\psi_w$ |
| IFA DKW       | RT 125       | 5        | 4800         | 123                        | 52      | 58      | 65°         | 0,22       | 0,19     | 60°         | 0,17       | 0,19     | 69°         | 0,26       | 0,18     |
| IFA DKW       | RT 100       | 3        | 4000         | 98                         | 50      | 50      | 53°         | 0,24       | 0,16     | 62°         | 0,21       | 0,20     | 70°         | 0,28       | 0,17     |
| Sachs         | 100 kajak.   | 2,3      | 3200         | 98                         | 48      | 54      | 58°         | 0,29       | 0,15     | 58°         | 0,20       | 0,16     | 73°         | 0,29       | 0,16     |
| IFA           | Quirl kajak. | 2        | 3600         | 73                         | 45      | 46      | 56°         | 0,26       |          | 55°         | 0,16       |          | 65°         | 0,23       |          |
| IFA           | 4PS kajak.   | 4        | 4000         | 123                        | 52      | 58      | 51°         | 0,21       | 0,16     | 62°         | 0,21       | 0,18     | 71°         | 0,27       | 0,18     |
| IFA           | F9           | 28       | 3600         | 300                        | 70      | 78      | 54°         | 0,26       | 0,2      | 58°         | 0,18       | 0,27     | 74°         | 0,29       | 0,21     |
| Jawa          | 250          | 9        | 4250         | 248                        | 65      | 75      | 54°         | 0,25       | 0,21     | 58°         | 0,19       | 0,26     | 68°         | 0,26       | 0,27     |
| CZ            | 150          | 6,5      | 6000         | 149                        | 57      | 58      | 56°         | 0,26       | 0,17     | 58°         | 0,19       | 0,28     | 70°         | 0,27       | 0,27     |
| DKW           | NZ350        | 11,5     | 4000         | 343                        | 72      | 85      | 64°         | 0,27       | 0,25     | 52°         | 0,15       | 0,16     | 66°         | 0,25       | 0,26     |
| DKW           | Sonderklasse | 34       | 4000         | 298                        | 71      | 76      | 62°         | 0,32       | 0,21     | 65°         | 0,23       | 0,27     | 75°         | 0,31       | 0,21     |





Rys. 2. Charakterystyka silnika IFA F9 z 1952 r. z liniami stałej mocy

### Układ wydechowy i ssący

Właściwie dostosowane układy ssący z filtrem powietrza i wydechowy z tłumikiem stanowią nie tylko wydajny środek tłumiający pracę silnika, ale również mają znaczny wpływ na napełnianie cylindra świeżą mieszanką oraz na zużycie paliwa. Szczególnie wpływa układ wydechowy na pracę dwusuwu. Nie tylko konstrukcja tłumika i wytwarzane przeciwcisnienie wpływa na moc silnika i jednostkowe zużycie paliwa, ale również długość rury wydechowej między cylindrem i tłumikiem oraz wylotowej odprowadzającej spalinę z tłumika na zewnątrz. Często jeszcze wśród fachowców istnieje różnica zdań, co do wpływu tłumika na warunki pracy silnika; jedni twierdzą, że moc dwusuwu z tłumikiem wzrasta, inni twierdzą, że maleje. Niezgodność ta wynika stąd, że silnik dwusuwowy osiąga przy pełnym obciążeniu różną moc w zależności od długości rury wydechowej. Zależność nie jest proporcjonalna do długości, a charakter krzywej posiada przebieg sinusoidalny z dużą amplitudą wahań mocy do 20% i więcej przy nieznacznych różnicach długości rury 500–1000 mm. Wynika to z oporów, na jakie napotykają spaliny przepływające przez rurę wydechową i powstające fale.

Jeszcze wyraźniej przedstawia się wpływ tłumika dołączonego do rury wydechowej. Dla stwierdzenia, czy tłumik „hamuje“ silnik należy zbadać charakterystykę zewnętrzną silnika na hamowni, przy różnych długościach rury wydechowej bez tłumika oraz w połączeniu z danym tłumikiem, a następnie porównać punkty obu krzywych. Niezależnie od tego ta sama długość rury może dawać maksymalną moc przy pewnych obrotach i minimalną moc przy innych, a więc należy przeprowadzić próby przy zmiennych obrotach pracującego silnika. Wyniki otrzymane przy wolnym wydechu i przy tłumiku są różne — moc może być większa lub mniejsza, względnie w pewnych wypadkach wyniki mogą się pokrywać. Tłumik dobrze dobrany może zwiększyć otrzymywaną moc. Wynika to stąd, że przy długości rury wydechowej dobrze uzgodnionej z czasem otwarcia szczeliny wydechowej, moment zamknięcia tej szczeliny w cylindrze pokrywa się z falą podciśnienia, która

powstaje bezpośrednio po wylocie spalin. Przy rurze wydechowej źle dobranej fala podciśnienia nie pokrywa się z chwilą zamknięcia szczeliny wydechowej, natomiast pokrywa się z nią fala zwrotnego ciśnienia, która wracając wpada do cylindra w nieodpowiednim momencie to jest w chwili, gdy powinna być depresja.

Na podstawie badań i zmiany układu wydechowego firma IFA uzyskała ostatnio znaczne zwiększenie mocy i ekonomiczności silnika 3-cylindrowego 900  $\text{cm}^3$  stosowanego w samochodzie F9. Zmieniono jedynie układ świecey w głowicy na centralną zamiast bocznej, nowy układ wydechowy i przedłużono czas wydechu, zachowując stopień sprężania bez zmiany. Jak wynika z badań tego silnika przeprowadzonych przez Politechnikę w Dreźnie ogłoszonych w czasopiśmie „Kraftfahrzeugtechnik“ Nr 1/52 i Nr 1/54 (rys. 2, 3) moc maksymalna  $N_{max}$  wzrosła z 27,25 KM do 32,1 KM przy  $n = 3550 \text{ obr/min}$ , a więc o 4,85 KM czyli 17,8%, a maksymalne ciśnienie użyteczne  $p_e$  z 5,45  $\text{kg/cm}^2$  do 6,05  $\text{kg/cm}^2$ , przy  $n = 2350 \text{ obr/min}$ . Po tych zmianach najmniejsze jednostkowe zużycie paliwa przy mocy zredukowanej wynosi 255  $\text{g/KMh}$   $p_e = 4,25 \text{ kg/cm}^2$  i  $n = 2150 \text{ obr/min}$ , a więc o 25 G mniej.

Poprzednio zużycie wynosiło 280  $\text{g/KMh}$  przy  $p_e = 2,8 \text{ kg/cm}^2$  i  $n = 1900 \text{ obr/min}$ .

Jednostkowe zużycie paliwa przy pełnej mocy silnika wynosi ok. 300  $\text{g/KMh}$  w stosunku do 450  $\text{g/KMh}$  poprzednio. Przy bardzo małym obciążeniu i niskich obrotach zużycie paliwa nieco wzrosło, odbijając się na większym zużyciu paliwa przy jeździe miejskiej. Natomiast zużycie na szosach w czasie jazdy z większymi szybkościami znacznie spadło np. przy 90  $\text{km/h}$  z 14 do 9,6  $\text{l/100 km}$ , na drodze płaskiej ( $p=2\%$ ), a na drogach górzystych ( $p=5\%$ ) przy 70  $\text{km/h}$  z 20 do 12,6  $\text{l/100}$ .

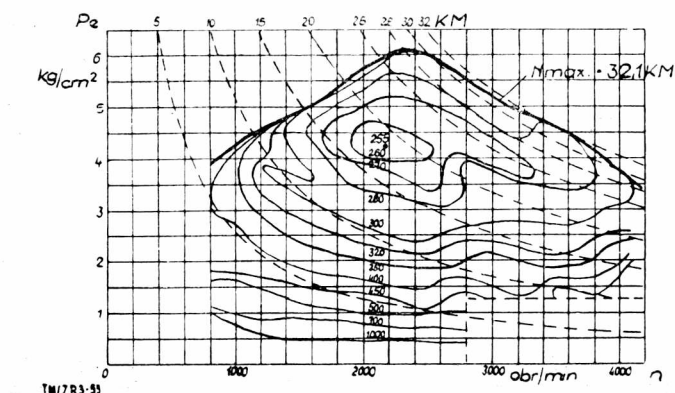
Nowoczesne tłumiki są podzielone na kilka części, blisko rury wydechowej silnika znajduje się w odległości ok. 400 mm dyfuzor kształtu cylindrycznego (IFA) wzgl. bębnowego (DKW), a w pewnej odległości dopiero właściwy tłumik, a niekiedy jeszcze 3 tłumik przed samym wylotem spalin na zewnątrz. Tłumiki są wykonane z grubszej blachy 2 mm, izolowane są azbestem i osłonięte drugim płaszczem z blachy 0,5 mm. Praca takiego układu wydechowego sprawia, że dwusuw pracuje co najmniej tak cicho, jak czterosuw a ponadto wyższa temperatura tłumika zmniejsza ilość kondensatu olejów, a tym samym zanieczyszczeń. Firmy motocyklowe budujące dwusuwowe silniki również dążą do zmniejszenia hałasu wydechu, co przyczynia się także do zwiększenia popytu na dwusuw.

### Obroty silnika i pojemność skokowa

Zwiększenie obrotów silników umożliwiło zmniejszenie mas obrotowych (lżejsze korbowody i czopy) i posuwistych (tłok) wskutek „podzielenia“ objętości skokowej na większą ilość cylindrów. Zmniejszając skok tłoka uzyskano przy znacznie zwiększonej ilości obrotów silnika zachowanie dotychczasowych średnich prędkości tłoka. Wyjątek stanowią jedynie silniki dwutłokowe z cylindrem „U“. Mniejsza pojemność cylindra wpłynęła również na lepsze napełnianie i zwiększenie średniego efektywnego ciśnienia  $p_e$ .

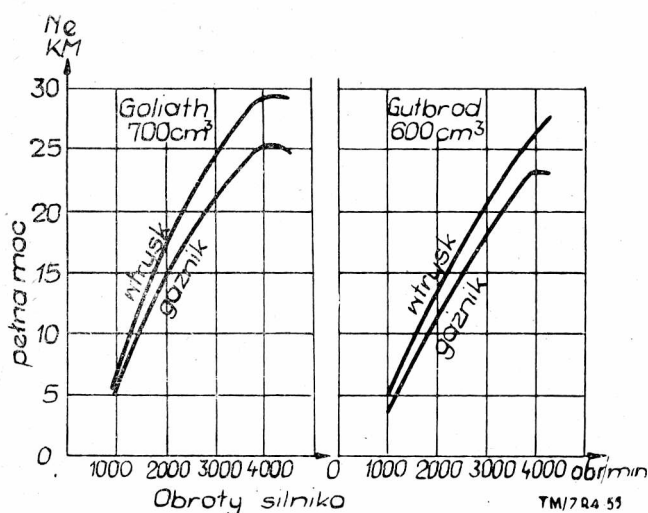
### Uszczelnienie wału korbowego

Doświadczenia wykazały, że dużą stratę mocy powodują nieuszczelnności wału korbowego względem skrzyni korbowej. Stosowane ostatnio uszczelniacze gumowe (odporne na działanie gorącego oleju) typu Simmera uszczelniały tylko w jednym kierunku. Dwustronne uszczelniacze dają pewną poprawę i skuteczniejsze uszczelnienie, ale zużywają się szybko przy wysokich obrotach silników nowoczesnych. Stosowane w naszych silnikach przemysłowych uszczelnienie za pomocą pierścieni labiryntnych, wymaga dokładnego wykonania i jest wystarczające przy niższych obrotach nawet dla silników przemysłowych.



Rys. 3. Charakterystyka silnika IFA F9 z 1954 r. z liniami stałej mocy

Ostatnio wprowadza się jako uszczelnienie pierścienie tłokowe o średnicy łożysk tocznych wału korbowego; pierścienie te nie poruszają się i uszczelniają w stosunku do skrzyni korbowej,



Rys. 4. Charakterystyka silników Goliath 700 i Gutbrod 600 gaźnikowych i wtryskowych

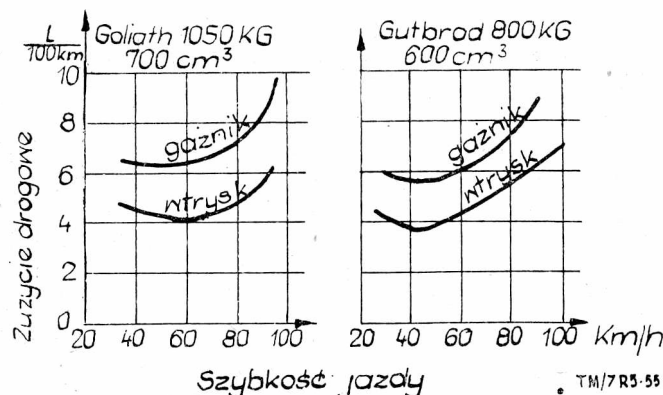
a na wale korbowym są osadzone obracające się z wałem dławnice z rowkami o szerokości 2 pierścieni tłokowych zesuniętych. Dławice obracają się w stosunku do pierścieni tłokowych i w ten sposób zapewniają dobrą szczelność skrzyni korbowej na ssanie i sprężanie wstępne (rys. 9).

#### Pasowanie

Badania na hamulcach silnikowych wykazały, że właściwy dobór pasowania łożysk tocznych względem skrzyni korbowej i wału korbowego posiada również wpływ na moc silnika, powodując niekiedy poważne straty mocy na tarcie, wpływając ponadto ujemnie na cichobieżność silnika. Sprawa wyboru łożyskowania korbowodu za pomocą łożysk igłowych wzgl. wałkowych (rolkowych) nie jest ostatecznie przesądzona. Szereg firm stosuje znów łożyska igłowe, które ostatnio są także umieszczone w koszykach. Wysokie obroty silników o dużej mocy powodują, że prędkości obwodowe łożysk wałkowych są zbyt wielkie i przyspieszają zużycie czopa i rolek.

#### Gaźnik

Fabryki gaźnikowe nie zostały również w tyle i przyczyniły się do zwiększenia ekonomiczności silników przez dobór właściwego gaźnika. Dwusuw pracuje wprawdzie najekonomiczniej przez otwarcie przepustnicy między 2/3 do 3/4, czego nie należy utożsamiać z ilością obrotów w stosunku do maksymalnych. Dla tego otwarcia przepustnicy uzyskuje się najmniejsze jednostkowe zużycie paliwa ok. 250 g/KM godz. Pełne obciążenie silnika, co



Rys. 5. Drogowe zużycie paliwa silników gaźnikowych i wtryskowych wg rys. 4

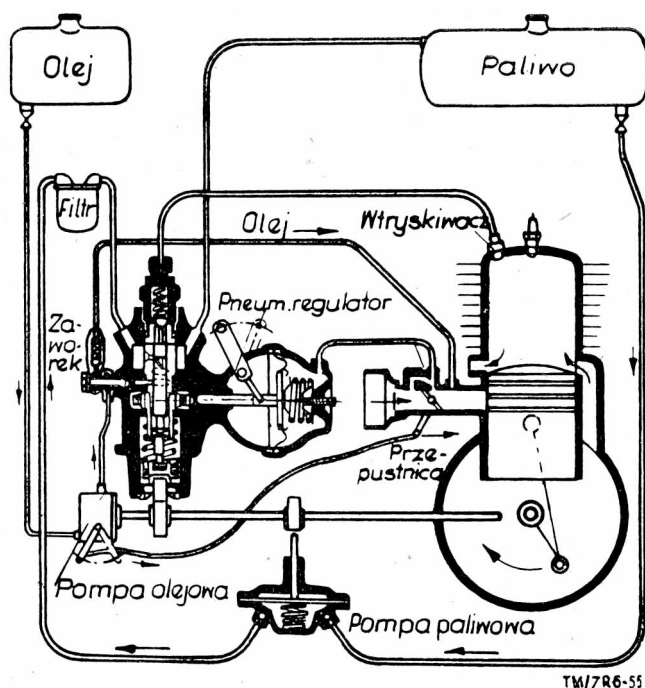
wynika z wykresów obu silników F9 (rys. 2 i 3) dają większe zużycie paliwa.

Przy mocy nominalnej na całkowicie otwartej przepustnicy zużycie wynosi ok. 350 g/KM godz. i wzrasta szczególnie przy obrotach niższych. Sprawą dobrego gaźnika jest utrzymanie małego zużycia paliwa jednostkowego także przy „zdławionym” silniku.

#### Wtrysk paliwa

Zużycie paliwa przy eksploatacji samochodu z silnikiem dwusuwowym zależy od sposobu jazdy. Przy pracy silnika na wysokich obrotach lecz średnim obciążeniu, tj. przy ustawieniu pedału gazu w granicach 2/3—3/4 skoku zużycia paliwa dwusuwu na 100 km nie przekracza zużycia czterosuwu. Przeciętny kierowca przy częstej zmianie gazu, a szczególnie przy jeździe na pełnym otwarciu przepustnicy uzyskuje znaczny wzrost zużycia. Celem usunięcia tej wady dwusuwu firma Bosch opracowała urządzenie wtryskowe dla silników dwusuwowych niskoprężnych, z wtryskiem paliwa lekkiego — benzyny. Fabryki samochodów małolitrażowych Gutbrod (o pojemności skokowej 600 cm³) i Goliath (o objętości 700 cm³) rozpoczęły w 1952 r. seryjną produkcję tych samochodów również w wykonaniu specjalnym z urządzeniem wtryskowym.

Ogłoszone w MTZ Nr 10/1952 r. wyniki są następujące: Na podstawie wykresów (rys. 4) moc silnika z wtryskiem przy stop-



Rys. 6. Schemat urządzenia wtryskowego Bosch dla dwusuwu benzynowego

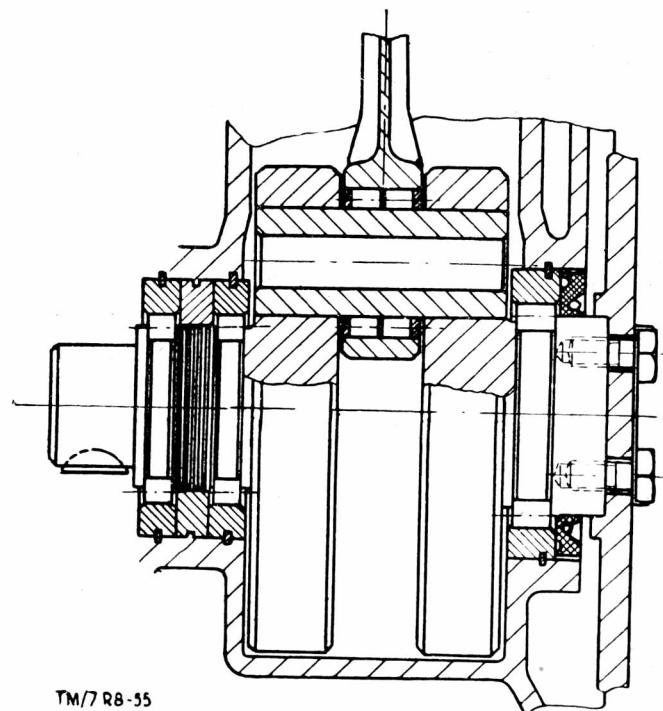
niu sprężania  $\epsilon = 7,7$  wzrosła ok 20% (30 KM zamiast 25 KM przy  $n = 4000$  obr/min) w stosunku do silnika gaźnikowego przy  $\epsilon = 6,6$  przy tym samym rozrządzie szczelinowym. Natomiast jednostkowe zużycie paliwa np. dla „Goliath 700” przy tej mocy spadło 15—20% z 300 g/KMh do 235 g/KMh, a przy obrotach  $n = 2000$  obr/min jeszcze znacznie z 350 g/KMh do 260 g/KMh. Podobnie dla silnika „Gutbrod 600”. Zużycie drogowe na 100 km (rys. 5) spadło dla „Goliatha 700” jeszcze wydatniej ok. 25—30%, bo przy szybkości 60 km/godz. z 6 l do 4 l/100 km, wzgl. przy 80 km/h z 7 do 5 l/100 km, podobnie dla „Gutbrod 600”. Przy niepełnej mocy stwierdzono jednostkowe zużycie już nie przekraczające 200 g/KMh. Przebieg krzywej zużycia paliwa jest przy wtrysku bardziej płaski niż przy gaźniku, co czyni zużycie drogowe prawie niezależne od sposobu jazdy, a nawet wzrost zużycia przy największych szybkościach jazdy jest stosun-

kowo nieznaczny i leży znacznie poniżej zużycia takiego pojazdu z silnikiem czterosuwowym. Jako dalsze zalety należy podkreślić większą zdolność przyspieszenia i opóźniania, a więc większą elastyczność silnika, ponadto łatwiejszy rozruch i lepszą równomierność pracy, większą niewrażliwość na liczbę oktanową paliwa oraz mniejsze zużycie bieżni cylindra i tłoka.

Mniejsze obciążenia cieplne umożliwiają stosowanie w silnikach większych objętości skokowych i cylindra.

Układ urządzenia wtryskowego typu Bosch (rys. 6) posiada zbiornik na czyste paliwo lekkie (bez domieszki oleju), które sływa do pompy paliwowej zasilającej przeponowej, a następnie jest tłoczone przez filtr paliwa do pompy wtryskowej podobnej jak przy silniku wysokoprężnym, lecz różniącą się posiadaną pompką olejową. Pompka olejowa pobiera świeży olej ze specjalnego zbiornika oleju, smaruje wnętrze pompy wtryskowej i przez zaworek podaje olej do końca przepustnicy przed szczelinę wlotową. Olej mieszając się z zassanym powietrzem dostaje się do skrzynki korbowej i cylindrów. Pompa wtryskowa tłoczy paliwo do wtryskiwacza umieszczonego w głowicy (obok świecy zapłonowej) wyregulowanego na ciśnienie wtrysku 45 atn. Nadmiar paliwa, wydzielane pary paliwa i zawarte powietrze jest odprowadzane z każdego cylindera pompy do zbiornika paliwa z powrotem.

Fabryka DKW zastosowała po raz pierwszy układ silnika poprzecznego (oś silnika była prostopadła do osi samochodu), napęd zaś na przednią oś przenoszony z przekładnią główną łańcuchową.

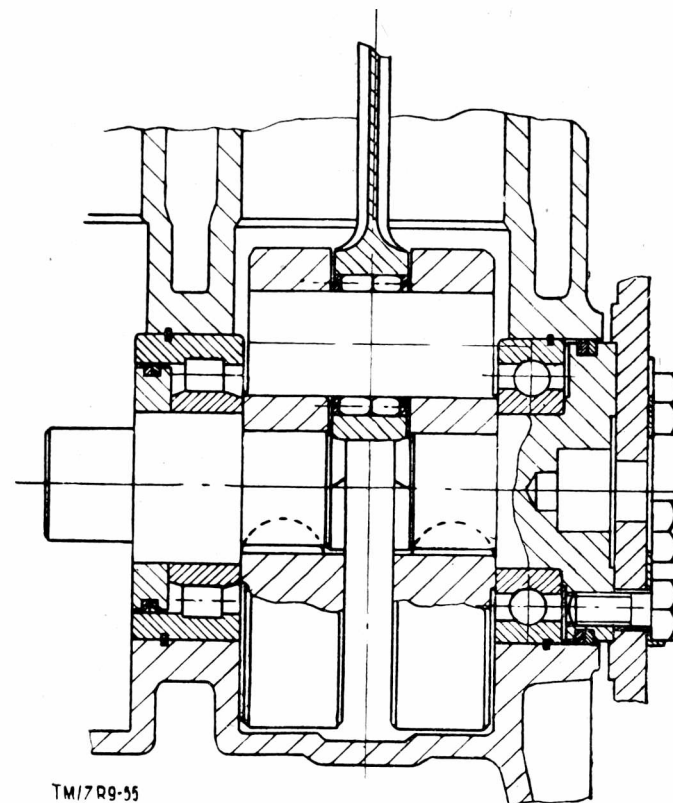


TM/7 R8-55

Rys. 8. Element wału korbowego na łożyskach tocznych nietypowych silnika F9

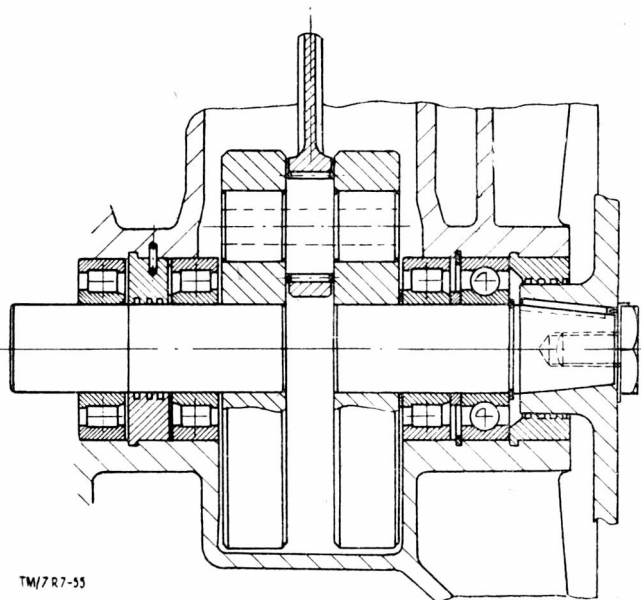
wą. System ten stosują jeszcze obecnie niektóre fabryki samochodów na DKW.

Układ silnika dwusuwowego położonego wzdłuż osi pojazdu zdobywa coraz więcej zwolenników, zarówno IFA (dawne zakłady DKW w NRD) jak i Auto-Union (nowe zakłady DKW w Niemczech Zachodnich) w nowych modelach 3-cylindrowych



TM/7 R9-55

Rys. 9. Element wału korbowego na łożyskach tocznych silnika DKW Sonderklasse



TM/7 R7-55

Rys. 7. Element wału korbowego na łożyskach tocznych normalnych silnika S14

Regulacja składu mieszanki paliwa z powietrzem odbywa się za pomocą pneumatycznego regulatora (przeponowego), sterowanego podciśnieniem panującym za przepustnicą. Przepustnica jest połączona z pedałem gazu. Układ dysz w krocie przepustnicy służy do wytworzenia mieszanki o właściwym składzie w zakresie zmiennego obciążenia i obrotów.

Olej może być lepiej dawkowany za pomocą zaworka niż przy smarowaniu mieszankowym w stosunku 1:25, gdzie znaczna ilość oleju dostaje się wraz z paliwem do komory spalania, powodując nagar, zapiekanie pierścieni, dymienie i inne usterki. Zużycie oleju przy wtrysku jest mniejsze o 30—50%.

Początek wtrysku następuje w położeniu tłoka w DMP przeciwnie do kierunku strumienia przepływającego cylinder. Wadą tego systemu jest nieco skomplikowana budowa i wysoka cena pompy wtryskowej i wtryskiwacza.

### Konstrukcja i układ silnika samochodowego

Pierwsze silniki dwusuwowe samochodowe były budowane w układzie wzdłużnym, czyli oś silnika była zgodna z osią pojazdu, napęd był klasyczny na tylną oś.



900 cm<sup>3</sup> F9 i Sonderklasse stosują układ wzdłużny bez przekładni łańcuchowej stanowiącej dotychczas najsłabszą część dawnego silnika DKW 600 i 700 cm<sup>3</sup>.

Większość silników dwusuwowych zmontowanych w całość ze skrzynką biegów stanowią blok pędny dla napędu przedniej osi. Celem zmniejszenia drogowego zużycia paliwa do skrzynek biegów stosuje się wyłączalne wolne koło umożliwiające wykorzystanie tocznienia pojazdu na skutek rozpędu podczas pracy silnika na zmniejszonym otwarciu przepustnicy.

Zamiast oddzielnych bloków cylindrów i skrzynek korbowych stosuje się w nowszych konstrukcjach przeważnie jednolity kadłub cylindra i górnej części skrzynki korbowej z odejmowaną dolną częścią. Kadłub zapewnia większą sztywność i trwałość silnika. Cylindry są przeważnie żeliwne, aczkolwiek spotyka się już cylindry ze stopu aluminium z gładzią chromowaną lub cylindry z tuleją żeliwną wciskaną, wykonaną z żeliwa stopowego dla zwiększenia odporności na korozję i przebiegu międzynaprawczego. Mimo stosowanych wyższych obrotów silnika i wyższej średniej prędkości tłokowej ponad 10 m/sek, dla nowych silników gaźnikowych należy wykonywanych przebiegi wynoszą obecnie 60.000—50.000 km po naprawie głównej, a więc dwusuw nie ustępuje tu silnikowi 4-suwowemu małowitrazowemu.

Wał korbowy stosuje się z reguły składany sprasowany z silnym zaciskiem czopów w przeciwięży dla umożliwienia montażu łożysk tocznych korbowodowych i głównych. Czopy korbowe i korbowody spotykamy wyłącznie z bieżniami nawęglonymi i utwardzonymi do  $R_c = 60-63$  pod rolki czy igły. Czopy są wprasowane do przeciwiężarów bez klina, niektóre także z rowkami prowadzącymi. Łożyskowanie wału w skrzyni korbowej stosuje się na łożyskach rolkowych normalnych JSO (rys. 7) wzgl. konstrukcji własnej nietypowej jak IFA z bieżniami czopów nawęglonymi i hartowanymi (rys. 9). Ostatnie rozwiązanie w szczególności z czopami odkutymi razem z przeciwiężarami również nawęglonymi (jak IFA F9), aczkolwiek jest lepsze i o mniejszych wymiarach, praktycznie uniemożliwia przeprowadzenie jakiegokolwiek naprawy wału korbowego i konstrukcja ta pochodzi z okresu 1939 r. gdy firmie DKW zależało na sprzedaży całych wałów korbowych, jako części zamiennych.

Najnowsze rozwiązanie DKW (rys. 9) zarzuca to rozwiązanie. Zacisk czopów przeciwiężarowych może być bez klinów, co zazwyczaj stosuje się przy silnikach 2-cylindrowych, wzgl. na kli-

nach wpustowych półokrągłych, z reguły stosowanych przy silnikach 3-cylindrowych, gdzie sprasowanie wału korbowego o rozstawieniu 120° czopów korbowych bez ustalenia przeciwiężarów na klinach byłoby znacznie utrudnione i wymagałoby skomplikowanego oprzyrządowania.

Oprawy łożysk typu DKW i IFA posiadają na obwodzie rowki dla pierścieni osadczycy zapobiegających przesuwaniu opraw w kierunku osiowym. Oprawy łożysk typu handlowego nie wymagają tych pierścieni, gdyż są ustalone obrzeżami dla rolek, naprawa polega na wyciśnięciu łożysk z czopów, co może łatwo wykonać nawet mniejszy warsztat naprawczy. Mimo nieco większych wymiarów rozwiązanie to stosujemy we wszystkich silnikach dwusuwowych budowanych w kraju od 1946 roku.

Zapłon stosuje się powszechnie bateryjny. Zamiast rozdzielacza zapłonu spotyka się prawie powszechnie niezależne przerywacze i cewki zapłonowe dla każdego cylindra nawet przy silnikach 3-cylindrowych (np. DKW-Sonderklasse). Dotychczasowy wyjątek IFA F9 stosuje już obecnie tak samo przerywacze jak i 3 cewki zapłonowe.

Reasumując postęp w budowie 2-suwowych silników można dojść do następujących wniosków:

1. Silniki dwusuwowe w zastosowaniu do małowitrazowych samochodów osobowych i dostawczych zdobywają coraz szerszy zasięg i skutecznie konkurują wszędzie z silnikami czterosuwowymi, jak to miało miejsce poprzednio z motocyklami do 350 cm<sup>3</sup> objętości skokowej.
2. Przy produkcji wynoszącej kilka tysięcy sztuk rocznie małe silniki czterosuwowe są zbyt drogie, dopiero przy produkcji masowej stają się opłacalne, ale wymaga to dużych nakładów dla należytego oprzyrządowania i wielu specjalnych obrabiarek. Czterosuw ustępuje więc w tej skali produkcji dwusuwom. Silnik samochodowy małowitrazowy dla ułatwienia eksploatacji i obniżenia kosztów wykonania chłodnicy powinien posiadać chłodzenie powietrzne, które przy obecnym stanie technicznym dwusuwu nie zapewnia jeszcze należytej ekonomiczności taniego dwusuwu 2—3 cyl. ok. 700—1000 cm<sup>3</sup> i dalszy rozwój konstrukcji powinien być skierowany po tej linii.
3. Wtrysk paliwa lekkiego, jeśli ma znaleźć szersze zastosowanie, powinien być udoskonalony, a przez uproszczenie pompy wtryskowej koszty wykonawstwa muszą być wydatnie zmniejszone.

Inż. JANUSZ PAWŁOWSKI

## OBNIŻENIE CIĘŻARU WŁASNEGO PRZEZ STOSOWANIE NOWYCH METOD OBLICZENIOWYCH I KONSTRUKCYJNYCH W BUDOWIE KONSTRUKCJI NOŚNYCH SAMOCHODÓW

Na wstępie należy skrytykować i wyjaśnić pojęcie konstrukcji nośnej samochodu. Otóż pod nazwą „konstrukcja nośna” należy rozumieć te elementy samochodu, które przenoszą siły, wynikające z ciężaru własnego i użytecznego na punkty zawieszenia układu resorującego lub jego odpowiednika. W przypadku, gdy na ramie podwozia umieszczono nadwozie belkowe, zamocowane mniej lub więcej sprężysto do podłużnic ramy, konstrukcją nośną jest również nadwozie, pomimo tego, że utarła się powszechnie nazwa „nadwozie nie pracujące”. W rzeczywistości bowiem siły są przenoszone przez 15 do 40% elementów tego typu nadwozia. Droga „spływu sił” na punkty zawieszenia układu resorującego jest w tym przypadku skomplikowana. Siły „spływają” poprzez elementy pośredniczące, jak wsporniki nadwozia i podłużnice ramy.

Ostatnio coraz częściej stosuje się nadwozia o konstrukcji nośnej pracującej w 40—80%, czyli pół lub całkowicie samonośne. Obciążenia przenoszą się bez pośrednictwa wsporników na podłużnice ramy podwozia, lecz dążą prosto do właściwego elementu konstrukcyjnego, do tego celu przeznaczonego.

Obniżenie ciężaru własnego pojazdu mechanicznego ma zasadniczy wpływ na:

zmniejszenie kosztów materiałowych oraz na zwiększenie ekonomiczności pojazdu przez podwyższenie ciężaru użytecznego przy zachowaniu poprzedniego ciężaru całkowitego lub też zmniejszenie ciężaru całkowitego przy zachowaniu ciężaru użytecznego.

Do obniżenia ciężaru własnego konstrukcji nośnej prowadzą dwie drogi.

Dokładniejsze obliczenie wytrzymałościowe przy pomocy nowych metod zaprojektowanej już konstrukcji daje możliwość zmniejszenia wymiarowego grubości blach, tworzących obliczany przekrój. Sposób ten pozwala obniżyć ciężar własny o 2 do 15%.

Bardziej słusznym kierunkiem jest analiza konstrukcyjna, poprzedzająca obliczenie wytrzymałościowe.

Jeżeli podchodzi się do danego nadwozia krytycznie z punktu widzenia jego ciężaru, to równie krytycznie należy ustosunkować się do jego formy. Może okazać się, że aby uzyskać racjonalne wykorzystanie zużytego materiału należy radykalnie, czasami na-



wet od podstaw, łącznie z koncepcją pierwotną, zmienić formę konstrukcyjną. Poprzez analizę formy konstrukcyjnej oraz późniejsze obliczenie wytrzymałościowe można uzyskać obniżenie ciężaru nawet o 20 do 25%.

Odnosnie nowych metod obliczeniowych należy zauważyć fakt, iż słowo „nowe” w przypadku obliczenia konstrukcji nośnych samochodów ma swój pełny sens. Prócz podłużnic ramy podwozia nie przeliczano wytrzymałościowo dotychczas nadwozi ani u nas, ani również prawdopodobnie i za granicą. Dopiero ostatni okres, w którym pojawiły się konstrukcje samonośne wykazały fakty przemawiające dobitnie za tym, że niektóre z konstrukcji samonośnych były liczone wytrzymałościowo jako całość, a nie jako elementy. Wyniki nie kazały na siebie długo czekać. Wartości sprawności ciężarowej (stosunek ciężaru użytecznego do ciężaru własnego) znajdują się obecnie w granicach od 0,50 do 0,85 i wykazują stałą tendencję zwyżkową, dążąc do 1, uznawanej obecnie za ideal.

Na podstawie doświadczeń z budowanych samolotów i samochodów należy przypuszczać, że najwygodniejszą jednostką rozmiatych obciążeń jest obciążenie statyczne jednokrotne ( $P_{stat}$ )

Obciążenie rzeczywiste w czasie jazdy:

$$P_j = P_{stat} \cdot m$$

gdzie „ $m$ ” jest współczynnikiem wielokrotności dynamicznej.

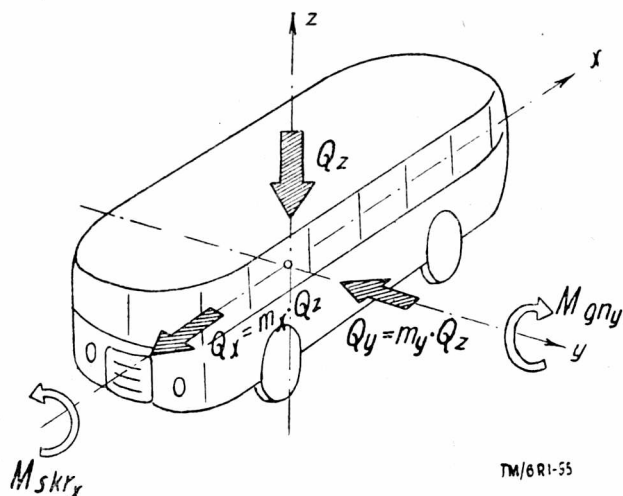
Obciążenie obliczeniowe winno zawierać współczynnik bezpieczeństwa „ $n$ ”

$$P_{obl} = P_j \cdot n = P_{stat} \cdot m \cdot n$$

Obciążenie obliczeniowe konstrukcji nośnej nie może powodować lokalnych utrat stateczności (o ile  $n > 1$ ) ze względu na kształt i wygląd zewnętrzny pojazdu. Zdarzają się niekiedy elementy konstrukcji, których  $n < 1$ . Wychodzi się wtedy z założenia, że wartości  $P_j = P_{stat} \cdot m_{max}$  osiąga się bardzo rzadko i przeważnie pojazd kończy życie nie osiągnąwszy w rzeczywistości najwyższych obciążeń obliczeniowych. O ile część konstrukcji osiągnie w warunkach specjalnie ciężkich „ $m_{max}$ ”, to element posiadający  $n < 1$  spełnia rolę bezpiecznika, traci stateczność, w rezultacie czego poddaje się go naprawie. Element taki musi być łatwo dostępny i widoczny, aby można było w czasie przeglądu samochodu zauważyć bez trudu odkształcenie.

Rodzaje sił, wielkości „ $m$ ” i „ $n$ ” konstrukcji nośnej winny być ujęte przepisami budowy samochodów.

Konstrukcję nośną proponuję obliczać na następujące siły (rys. 1)



Rys. 1.

- $Q_z$  . . . . . siły pionowe symetryczne lub asymetryczne.
- $M_{gny}$  . . . . . moment gnący wokół osi „y” wynikający z działania  $Q_z$  symetrycznie.
- $M_{skrx}$  . . . . . moment skręcający wokół osi „x”, wynikający z działania  $Q_z$  asymetrycznie.
- $Q_x = m_x \cdot Q_z$  siły wynikające z przyspieszeń w kierunku jazdy.
- $Q_y = m_y \cdot Q_z$  siły wynikające z jazdy po torze krzywoliniowym.

Moment gnący wokół osi „z” należy pominąć, ponieważ każda konstrukcja jest dla tego momentu prawie nieskończona sztywna, a wartości  $M_{gnz}$  nie są duże.

Wszystkie wyżej wymienione siły statyczne otrzymują mnożniki sił masowych „ $m$ ” oraz współczynnik bezpieczeństwa „ $n$ ”.

W tym celu należy usystematyzować samochody na kategorie i wyznaczyć odpowiednio „ $m$ ” i „ $n$ ”.

Proponuję następujący podział: (tabela 1)

TABLICA I

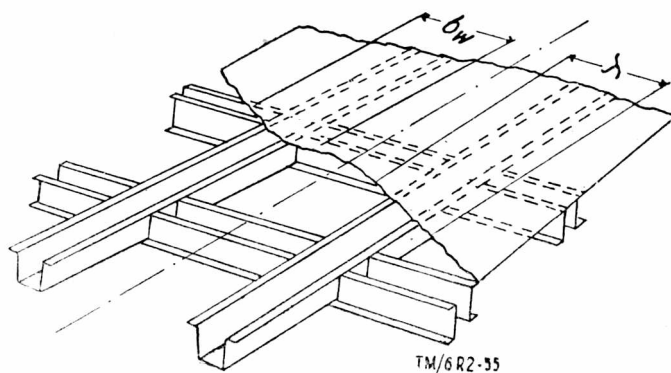
| Kategoria                                        | n   | $m_z$<br>sym. | $m_z$<br>asym. | $m_y$ | $m_x$ |
|--------------------------------------------------|-----|---------------|----------------|-------|-------|
| 1 samochody osobowe                              | 2,0 | 2,0           | 1,5            | 1,0   | 0,40  |
| 2 autobusy                                       | 1,7 | 2,0           | 1,3            | 0,7   | 0,30  |
| 3 samochody ciężarowe                            | 1,5 | 2,2           | 1,0            | 0,7   | 0,25  |
| 4 samochody specjal.<br>(pożarn., terenowe itp.) | 2,2 | 3,0           | 2,0            | 1,0   | 0,50  |

Stosunkowo niższa wartość „ $n$ ” i „ $m$ ” w autobusach i samochodach ciężarowych znajduje swe uzasadnienie w tym, że pojazdy te z racji swoich wymiarów i nieumocowanego obciążenia użytecznego pojazdu oraz szybkości osiągniętych, nie będą nigdy narażone na specjalnie duże powiększenie sił statycznych. Drugim z kolei czynnikiem, wpływającym na zastosowanie niższych „ $n$ ” i „ $m$ ” jest konieczność obniżenia  $G$  własnego, co daje zwiększenie opłacalności pojazdu tego typu.

Niższe wartości  $m_z$  tłumaczą się tym, że w złych warunkach drogowych pojazd nie rozwija dużej szybkości.

### Analiza konstrukcyjna

Pewnikiem jest, że najkrótsza droga „spływu sił” daje najekonomiczniejszą ciężarowo konstrukcję. Drugim warunkiem jest, aby każdy możliwy element, nawet wykończenia nadwozia, stał się pracujący lub współpracujący w całości konstrukcji. Pierwszym krokiem uczynionym w tym kierunku jest wciągnięcie do pracy podłogi, przykładowo — autobusu, przez stworzenie płyty, tzw. wiązania spodu. Siły przenoszą się bezpośrednio na podłużnice. Wiązanie spodu składa się z podłużnic, akcentujących ramę, belek poprzecznych oraz pracującej blachy podłogi (rys. 2). Przy ściskaniu blacha podłogi powiększa przekrój pasa podłużnicy o szerokość „ $b_w$ ”, a przy rozciąganiu o szerokość czynną „ $\lambda$ ”.



Rys. 2.

Pracująca blacha (płyta) podłogi pozwoliła odciążyć górną półkę (pas nośny) podłużnicy o pole przekroju pracującej blachy podłogi. Szerokość pracującą „ $b_w$ ” określa się dokładnie bądź to przy pomocy wzoru Morgnera:

$$b_w = b \cdot \sqrt[3]{\frac{\sigma_{kryt}}{\sigma_{max}}}$$

bądź to bardziej „ostrożnie” współpracującą ze wzoru Karman-na:

$$b_w = 0,25 \cdot b \cdot \left(1 + \frac{\sigma_{kryt}}{\sigma_{max}}\right) \cdot \left(\frac{\sigma_{kryt}}{\sigma_{max}}\right)^n$$

gdzie  $n = 0,37 \cdot \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{plast}}$

gdzie  $\sigma_{max}$  są to naprężenia powodujące utratę stateczności najszywniejszego elementu w danym zespole.

Aby nie przewymiarować ścian bocznych tego rodzaju konstrukcji, obliczono pochodną linii ugięcia wiązania i spodu i z niej znaleziono max. kąt  $\Theta$  odkształcenia ściany bocznej.

$$\frac{dy}{dx} = \frac{Q}{EJ} = \Theta$$

gdzie  $\bar{Q}$  to fikcyjna siła tnąca wg Culmann — Mohra. Naprę-

żenia styczne — uważano, że na takie pracuje płyta boczna — są zależne od modułu i kąta, wyrażają się wzorem:

$$\tau = G \cdot Q$$

gdzie  $G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$  ( $\nu$  — liczba Poissona)

Otrzymane naprężenia dla pewnej analizowanej konstrukcji leżały w rzędzie wielkości 150 kG/mm<sup>2</sup>, a więc wartości kilkunastokrotnie wyższe niż możliwe. Ponieważ błędów w obliczeniach nie wykryto, założono, że błąd tkwił w założeniach konstrukcyjnych i założenia te przeanalizowano. Istotnie okazało się, że belki poprzeczne płyty wiązania spodu o momencie bezwładności  $J_y = 218 \text{ cm}^4$  nie są w stanie „pociągnąć” za sobą ścian bocznych o  $J_y = 6.250 \text{ cm}^4$ . Gdyby fakt podobny mógł mieć miejsce, to przy odkształceniu — niesztynnych w porównaniu do ścian — belek, które by zmusiły ściany boczne do swego odkształcenia, ściany boczne miałyby rzeczywiście wyżej wymienione naprężenia.

Zjawisko powyższe odkryło zasadniczą rolę ścian bocznych w konstrukcji nośnej i naprowadziło na właściwą drogę, ujawniając możliwości wytrzymałościowe blachownic bocznych jako elementu nośnego.

Powstała w ten sposób konstrukcja oparta na blachownicach bocznych, między którymi płyta podłogi (wiązanie spodu) pracuje jak przepona, przekazując swoje obciążenia na ściany poprzez belki poprzeczne. Podłużnice ramy podwozia spełniają rolę pomocniczą, służąc do zamocowania elementów grupy podwozowej i silnikowej.

Orientacyjną różnicę w naprężeniach normalnych, wynikających z momentu  $M_{gn.y}$  podano poniżej.

Moment gnący jednokrotny w przybliżeniu wynosi dla przeciętnych autobusów około 1000 kGm na jedną podłużnicę.

Opierając się na konkretnym rozwiązaniu konstrukcyjnym:

- a) Konstrukcja płytowa:  $M_{gn.y} = 1 \cdot 10^5 \text{ kGm}$ ,  $J_y$  podłużnicy =  $6 \cdot 10^2 \text{ cm}^4$   
odległość skrajnego włókna wynosi 10 cm

$$\sigma_n = \frac{10^5 \text{ kGm} \cdot 10 \text{ cm}}{6 \cdot 10^2 \text{ cm}^4} = 1660 \text{ kGcm}^2$$

- b) Konstrukcja blachownicowa:  $M_{gn.y} = 10^5 \text{ kGm}$ ,  $J_y$  ściany =  $6.25 \cdot 10^3 \text{ cm}^4$   
odległość skrajnego włókna — 40 cm.

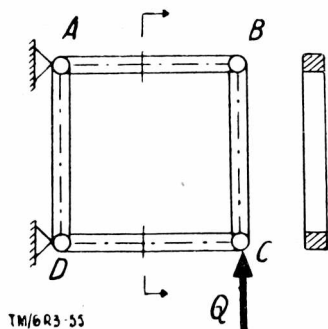
$$\sigma_n = \frac{10^5 \text{ kGcm} \cdot 4 \cdot 10 \text{ cm}}{6,25 \cdot 10^3 \text{ cm}^4} = 640 \text{ kGcm}^2$$

Warto zaznaczyć, że moment bezwładności blachownicy bocznej jest bardzo łatwo — i małym kosztem ciężaru — zwiększać przez zakonstruowanie większych pasów. Można dojść w ten sposób do  $J_y = 1,5 \cdot 10^4 \text{ cm}^4$  obniżając w ten sposób  $\sigma_n$  do około 400 kGcm<sup>2</sup>.

Zaznaczyć również należy, że konstrukcja blachownicowa z pracującą podłogą jest już konstrukcją cienkościenną. Ponieważ konstrukcje te były dotychczas w budowie samochodów mało znane, słuszne będzie omówienie zasady pracy i wprowadzenie pewnych nowych pojęć wytrzymałościowych.

### Niektóre zasady obliczeń konstrukcji cienkościennych pojęcie wydatku sił stycznych

Rozpatrzmy konstrukcję podaną na rys. 3 i obciążoną siłą  $Q$ . Jest rzeczą jasną, że układ prętów (belek)  $AB$ ,  $BC$ ,  $CD$  i  $DA$  nie



Rys. 3.

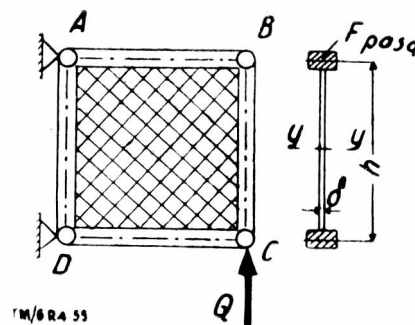
jest sztywny na działanie siły  $Q$ . „Naklejmy” dowolną powłokę (rys. 4). Konstrukcja będzie sztywna. Powłoka pracuje na ścinanie.

Rozważmy statykę konstrukcji z rys. 4.

Powłoka ABCD (rys. 5) pracuje na ścinanie ponieważ siła  $Q$  jest przeniesiona na nią przez ramie ABCD.

Naprężenia styczne wynoszą:

$$\tau = \frac{Q \cdot S_y}{J_y \cdot \delta}$$



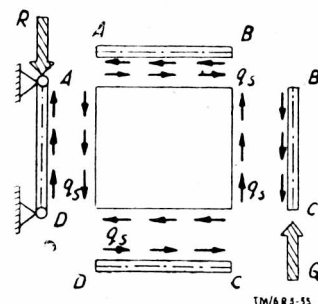
Rys. 4.

gdzie  $S_y$  — moment styczny przekroju, w którym obliczamy  $\tau$

$J_y$  — moment bezwładności całości

$\delta$  — grubość ścianki powłoki

Jeżeli zauważymy fakt, że  $\delta$  powłoki jest małe (0,7—1,5 mm), to stwierdzić będzie można, że do ustalenia  $S_y$  i  $J_y$  nie będzie błędem pominąć wartości wynikających z istnienia powłoki.



Rys. 5.

Wtedy

$$\tau = \frac{Q \cdot F_p \cdot \frac{h}{2}}{\frac{F_p \cdot h^2}{2} \cdot \delta} = \frac{Q}{h \cdot \delta}$$

lub po przekształceniu:

$$\tau \cdot \delta = \frac{Q}{h} = q$$

Iloczyn naprężeń stycznych i grubości powłoki nazywamy **wydatkiem** naprężeń stycznych ( $q$ ). Jest to wartość bardzo często spotykana w konstrukcjach cienkościennych. Fizyczny sens „ $q$ ” wyraża się w wielkości siły stycznej przeniesionej przez 1 cm b ścianki.

Znając więc siłę działającą  $Q$ , znamy również wydatki sił stycznych  $q = \frac{Q}{h} \left( \frac{\text{kG}}{\text{cm}} \right)$ , a znając wydatki dobieramy grubości ścianek korzystając z uproszczonej zależności  $\delta = \frac{q}{\tau}$  (cm), zakładając

uprzednio życzone dopuszczalne naprężenia styczne  $\tau$ . Powłoka oddziałuje na pręty (pasy)  $AB$ ,  $BC$ ,  $CD$ ,  $DA$  wydatkami równymi co do wielkości, lecz przeciwnie skierowanymi.

Obliczenie sił w pasach nie przedstawia żadnych trudności. Wydatki bowiem można „zbierać”. I tak np. rozważmy pas  $AB$  (rys. 6)

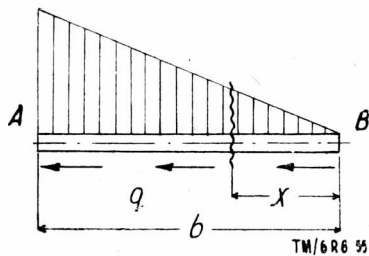
Siła w pasie wynosi:

$$P_{\text{pasa}} = \int_0^b q \cdot dx = q \int_0^b dx$$

Liniowy przyrost siły, wynikający z  $q = \text{const}$  daje ogromne ułatwienie w obliczeniach. Np. konstruktor szuka przekroju pasa

w  $x = x_1$  ma wtedy  $P_p = q \cdot x_1 \dots \dots \dots F_{\text{pasa}} = \frac{p_p}{\delta}$  Analogicznie sytuacja przedstawia się w pasie  $BC$ ,  $AD$  i  $DC$ . Otrzymu-

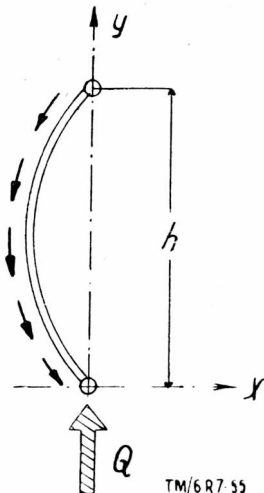
jemy układ, w którym na 1 rysunku możemy przedstawić siły konieczne do właściwego zakonstruowania przekrojów.



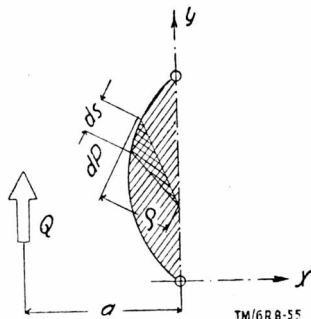
Rys. 6.

### Oś sztywności

Skomplikujemy nieco poprzedni przykład przez zakonstruowanie powłoki zakrzywionej (rys. 7).



Rys. 7.



Rys. 8.

Przy zginaniu siłą  $Q$ , równoległą do osi  $y$ , powstaną w ściance naszej konstrukcji wydatki naprężeń stycznych  $q = \text{const} = \frac{Q}{h}$

o tym że suma wydatków da  $Q$  można przekonać się w prosty sposób (rys. 8).

Elementarna siła skupiona z elementu ścianki o długości  $ds$  wynosi  $dP = q \cdot ds$ . Rzut tej siły na oś  $y$  wynosi  $g \cdot ds \cdot \cos \alpha = q \cdot dy$ , a suma wyraża się postacią:

$$\int_0^h q \cdot dy = q \int_0^h dy = q \cdot h = Q$$

Położenie siły wypadkowej  $Q$  wcale nie jest dowolne, a na rys. 3 przyjęto ją na osi łączącej pasy.

Właściwe położenie, w którym siła  $Q$  spełnia zależność  $q = \frac{Q}{h}$  oraz zapewnia układowi stan równowagi, znaleźć można z równania momentów statycznych względem np. jakiegoś punktu na osi łączącej pasy (rys. 8)

$$dM = q \cdot ds \cdot \rho = q \cdot 2 \cdot dF$$

$$M = (q \cdot 2 \cdot dF = 2 \cdot q) \cdot dF = 2 \cdot q \cdot F$$

gdzie  $F$  oznacza pole między ścianką a prostą łączącą pasy. Aby była równowaga to  $M = 2qF$  musi być zrównoważony jakimś momentem od siły  $Q$  na ramieniu np. „ $a$ ”, a więc

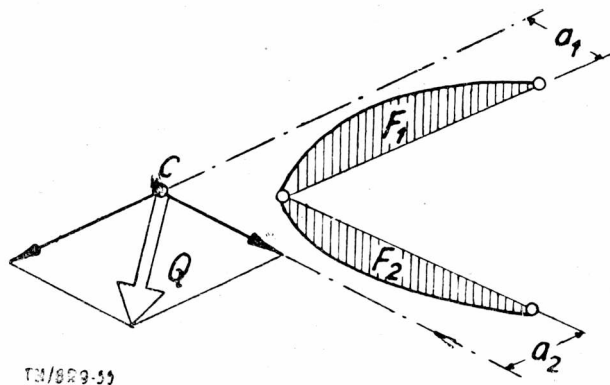
$2q \cdot F = Q \cdot a$ , stąd więc wyznaczenie położenia osi sztywności:

$$a = \frac{2q \cdot F}{Q} = \frac{2 \cdot \frac{Q}{h} \cdot F}{Q} = \frac{2F}{h}$$

Wzór powyższy jest bardzo ważny, mówi bowiem o tym, że istnieje tylko jeden sposób przyłożenia siły poprzecznej w sposób racjonalny (dla konstrukcji z rys. 7 i 8). Przyłożenie siły w inny sposób powoduje dodatkowe skręcanie na co konstrukcja nie jest sztywna.

Naturalnie oprócz sił poprzecznych leżących w płaszczyźnie osi sztywności konstrukcja zdolna jest do przeniesienia sił równoległych do pasów, ponieważ pasy te powinny być zdolne do przeniesienia sił ścisających lub rozciągających.

Konstrukcja składająca się ze ścianki i 2 pasów jest najprostszym elementem składowym wszystkich innych rozwiązań.



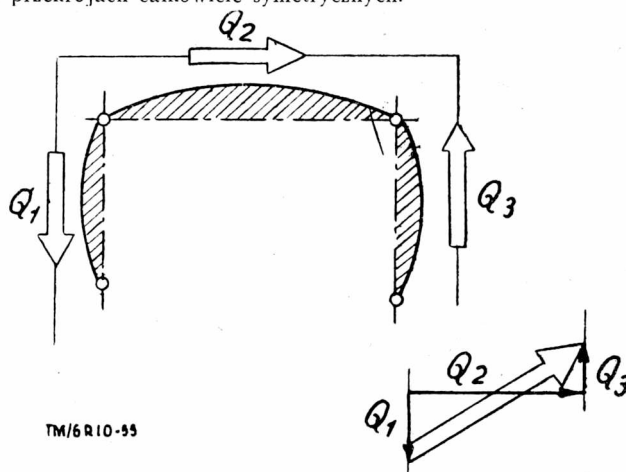
Rys. 9.

I tak np. konstrukcja wg rys. 9 składa się z dwóch takich elementów składowych. Jest ona sztywna na działanie dowolnej siły poprzecznej przechodzącej przez punkt przecięcia się linii sztywności „C”. Poza tym układ 3 pasów jest dużo sztywniejszy na siły do nich równoległe.

Konstrukcja 3 ścianek i 4 pasów (rys. 10) posiada 3 osie sztywności i dlatego pozwala przenieść dowolnie skierowaną siłę poprzeczną przez rozmaite siły równoległe do pasów.

### Środek sił poprzecznych

Elementy konstrukcyjne obciążone asymetrycznie najwygodniej jest obliczać rozbijając obciążenie całkowite na dwa składowe, a mianowicie: zginanie i skręcanie. W grę wchodzi teraz nowy bardzo ważny punkt, środek sił poprzecznych. (s.s.p.). Jest to punkt, w którym przyłożona siła wywoła tylko zginanie, nie powodując skręcania przekroju. S.s.p. pokrywa się ze środkiem ciężkości tylko w przekrojach całkowicie symetrycznych.



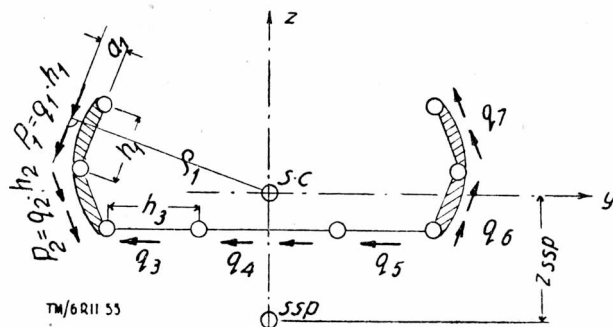
Rys. 10.

Linie, jaką wyznaczają s.s.p. nazywamy osią sprężystości. Oś ta w przekrojach niesymetrycznych nie pokrywa się z osią obojętną.

Rozważając np. konstrukcję otwartą, wielopasową (rys. 11), otrzymamy położenie s.s.p.

$$Z_{ssp} = \frac{1}{J_z} \sum_{i=1}^n S_{iz} \cdot h_i \cdot S_i$$

$$Y_{ssp} = \frac{1}{J_y} \sum_{i=1}^n S_{iy} \cdot h_i \cdot S_i$$



Rys. 11.

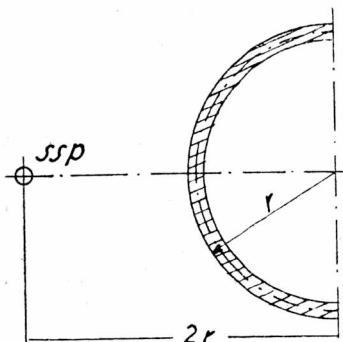
W przypadku kiedy konstrukcja nie posiada zaznaczonych pasów, ale tylko grubsze ścianki, położenie s.s.p. wynika z następujących zależności:

$$J_{ssp} = \frac{1}{J_y} \Phi S_y \cdot S \cdot ds$$

$$Z_{ssp} = \frac{1}{J_y} \Phi S_z \cdot S \cdot ds$$

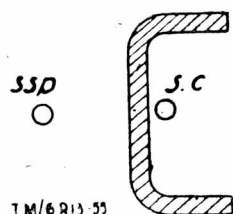
Dla porównania, jak różne jest położenie s.s.p. od środka ciężkości, wykazuje rys. 12.

Dla ceowników s.s.p. leży jak na rys. 13.



TM/6 R12-55

Rys. 12.



TM/6 R13-55

Rys. 13.

Znajomość położenia środka sił poprzecznych jest dla konstruktora rzeczą niezbędną. Nie może być mowy o racjonalnym cięŜarze zaprojektowania konstrukcji bez właściwego umiejscowienia sił.

#### Wykorzystanie środka sił poprzecznych

Znając współrzędne s.s.p. obliczamy konstrukcję wielopasową otwartą ze ściankami pracującymi na ścinanie i naprężenia normalne, zwykłymi metodami wytrzymałości materiałów:

$$\sigma_n = \frac{Mg \cdot z}{J_y}$$

$$q = \frac{Qz \cdot S_y}{J_y}$$

Należy naturalnie uwzględnić  $M$  skręcający, o ile  $Q$  nie jest przyłożone w s.s.p.

#### Wykorzystanie powłoki na $\sigma_n$

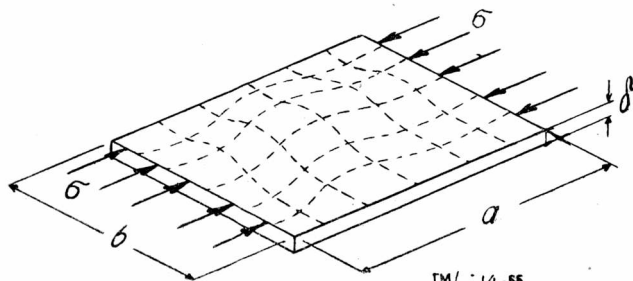
Poszczególne pasy podłużne i żebra poprzeczne wydzielają z powłoki jej elementy powierzchni, które poniżej nazywać będziemy płytami.

Poprzednio rozpatrywane płyty powłoki pracowały tylko na ścinanie, obecnie pracują już i na naprężenia normalne.

Wartościami naprężeń, które konstruktora najbardziej interesują są wielkości, przy których płyta lokalnie traci stateczność. Lokalną utratę stateczności obrazuje rys. 14. Całkowitą utratę stateczności obrazuje rys. 15. Następuje ona po lokalnej utracie stateczności.

Wychodząc z metod energetycznych po zawiłych obliczeniach otrzymujemy ścisłą zależność na naprężenia krytyczne lokalne

$$\sigma_{kr. lok} = k \cdot \frac{\pi^2}{b^2} \cdot \frac{E \delta^2}{12(1-\nu)}$$



Rys. 14.

TM/L.14-55

dla często spotykanej wartości liczby Poissona  $\nu = 0,3$  mamy

$$\sigma_{kr. lok} = k \cdot 0,9 \cdot \frac{E}{\left(\frac{b}{\delta}\right)^2}$$

gdzie:  $E$  — moduł Younga

$b$  — szerokość płyty

$\delta$  — grubość płyty

$k$  — współczynnik warunków brzegowych, podany w sposób bardzo ścisły i jednoznaczny dla każdego rodzaju podparcia brzegów, wynikający ze szczegółowych i żmudnych obliczeń.

$k$  — jest oprócz tego funkcją stosunku  $a/b$

Analogicznie wygląda wzór na  $\tau$  kryt. lokalne. Należy podkreślić, że ze względu na niepożądane odkształcenia szczególnie blach zewnętrznych nadwozia  $\tau$  kryt. lok. wymiaruje przeważnie konstrukcję.

Bardzo wygodne jest traktowanie kształtowników jako szeregu płyt, powiązanych ze sobą warunkami wzajemnego oddziaływania brzegowego. Okazuje się, że i tu  $\sigma_{kr. lok.}$  często wymiaruje konstrukcję.

Często zdarza się, że płyty pracują i na zginanie (np. podłoga). Postępujemy w wypadku takich płyt analogicznie do belek z tą różnicą, że w pierw wychodzi się z ugięć ( $w$ ), a później przechodzi się do momentów gnących i naprężeń. Poniższe równanie

$$\Delta \Delta W = \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \cdot \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = \frac{P}{D}$$

obrazuje zależność obciążenia  $P$   $\text{kg/cm}^2$  sztywności na zginanie  $D$  i ugięcia  $w$ .

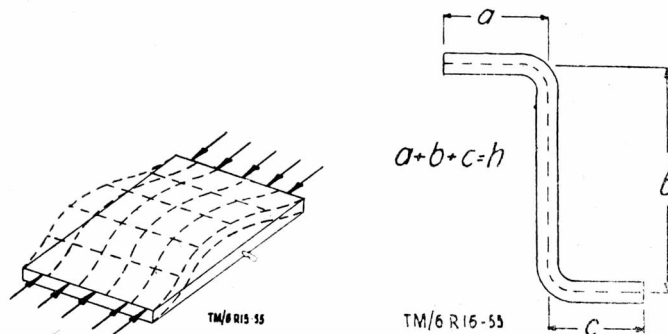
Wielkości momentów, odniesione do jednostki długości przekroju mierzonego wzdłuż płaszczyzny środkowej ( $xy$ ), wynoszą:

$$M_x = \frac{\int_{-\frac{b}{2}}^{+\frac{b}{2}} (\sigma_x \cdot d_y \cdot d_z) \cdot z}{d_y} = D \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)$$

$$M_{xy} = \frac{\int_{-\frac{b}{2}}^{+\frac{b}{2}} (\tau_{xy} \cdot d_x \cdot d_z) \cdot z}{d_x} = -(1-\nu) \cdot D \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x \cdot \partial y}$$

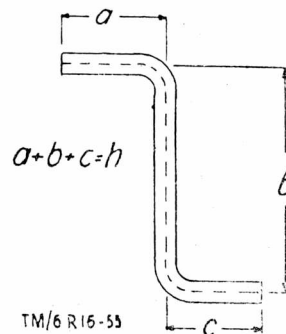
analogicznie  $M_x$  i  $M_{yx}$ .

Do naprężeń dochodzimy ze zwykłej zależności:



Rys. 15.

TM/6 R15-55



Rys. 16.

TM/6 R16-55

$$\sigma_{x \max} = \frac{M_x}{w}$$

$$\sigma_{y \max} = \frac{M_y}{w}$$

$$\sigma_{xy \max} = \frac{M_{xy}}{w}$$

gdzie  $W$  wskaźnik wytrzymałości przekroju.



### Skręcanie konstrukcji cienkościennych

Odnosnie profili zwartych jak: kątownik, ceownik, dwuteownik itp., wartość  $\tau$  określa się wg twierdzeń analogii membranowej:

$$\tau_{\max} = \frac{Ms}{\frac{1}{3} h \delta^3}$$

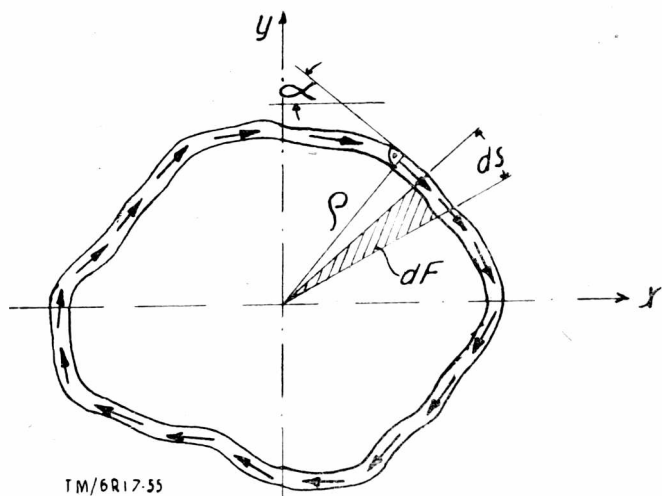
Wartość ta jest identyczna z wartością obliczoną na podstawie ścisłych teorii sprężystości.

Jednostkowy kąt skręcania  $\varphi$  wg wzoru wyprowadzonego z teorii sprężystości wynosi:

$$\varphi = \frac{Ms}{\frac{1}{3} G \cdot h \cdot \delta^3}$$

Wzór ten wymaga jednak pewnej korekcji, co uzyskano na podstawie danych doświadczalnych. W zależności od kształtu przekroju skręcanego wynosi współczynnik korygujący od 0,86 do 1,44 „h”, występujące w obu wzorach, to suma długości pól (rys. 16).

W przekrojach zamkniętych kwestia naprężeń jest b. prosta. Oczywiście jest że (rys. 17)



Rys. 17.

$$\sum dPx = q \cdot \sum ds \cdot \cos \alpha = 0$$

$$\sum dPy = q \cdot \sum ds \cdot \sin \alpha = 0$$

Natomiast nie będzie już równa zero suma momentów skręcających

$$dM = q \cdot ds \cdot \rho = q \cdot 2 \cdot dF$$

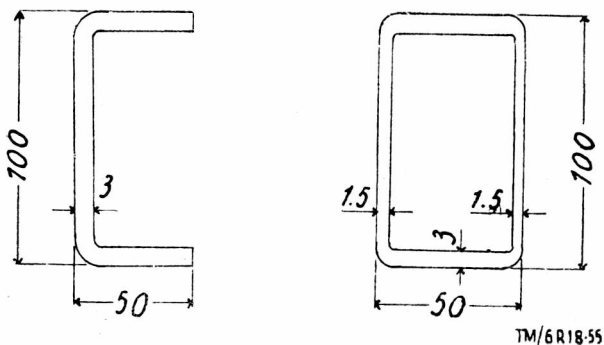
$$M = \oint q \cdot 2 \cdot dF = 2 \cdot q \cdot F$$

Stąd otrzymuje się wydatek oraz równocześnie naprężenie lub grubość ścianek

$$q = \frac{M}{2F}$$

Wychodząc z metod energetycznych mamy jednostkowy kąt skręcania

$$\varphi = \frac{Ms}{4F^2 G} - \Phi \frac{ds}{\delta}$$



Rys. 18.

Celowe będzie porównanie naprężeń i odkształceń przekroju zwartego i zamkniętego o takiej samej ilości materiału (rys. 18) i obciążonych jednakowym  $M_s = 10 \text{ kGm}$ .

$$\tau_{\max \text{ zwartego}} = \frac{10^3 \text{ kGm}}{\frac{1}{3} \cdot 20 \cdot 0,3^3} = 1667 \frac{\text{kG}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{\max \text{ zamkniętego}} = \frac{q}{\delta_{\min}} = \frac{M}{2F\delta_{\min}} = \frac{10^3}{2 \cdot 50 \cdot 0,15} = 66,7 \frac{\text{kG}}{\text{cm}^2}$$

a więc:

$$\frac{\tau_{\max \text{ zwartego}}}{\tau_{\max \text{ zamkniętego}}} = 25$$

Przy odkształceniach stosunek ten powiększa się jeszcze:

$$\varphi_{\text{zwartego}} = \frac{10^3}{2,8 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{3} \cdot 20 \cdot 0,3^3} = 0,02 \frac{1}{\text{cm}}$$

$$\varphi_{\text{zamk.}} = \frac{10^3}{4 \cdot 2,8 \cdot 10^5 \cdot 50^2} \Phi \frac{ds}{\delta} \frac{1}{2,8 \cdot 10^5} \cdot 2 \left( \frac{10}{0,15} + \frac{5}{0,3} \right) = 0,598 \cdot 10^{-4} \frac{1}{\text{cm}}$$

Przy długości belki np. 1 m, kąt skręcania przekroju zwartego wyniesie 2 radiany =  $114^\circ$ , a przekroju zamkniętego  $0,34^\circ$  czyli

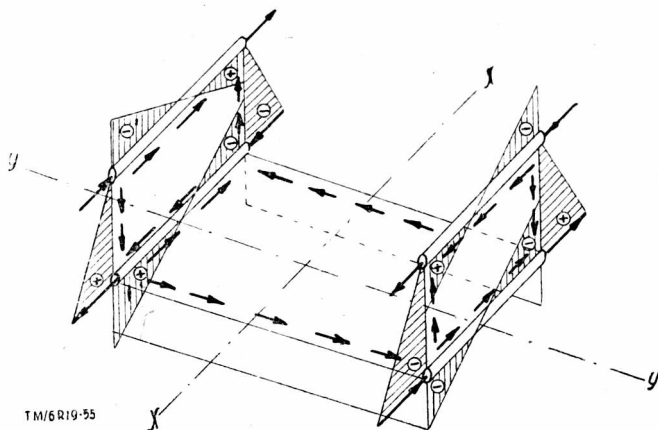
$$\frac{\varphi_{\text{zwartego}}}{\varphi_{\text{zamkniętego}}} = \frac{114}{0,34} = 337$$

Wyżej podane dwa stosunki 25 i 337 świadczą najdobitniej o korzyściach wynikających ze stosowania przekrojów zamkniętych. Otwiera się tu szeroko pole do oszczędności materiałowych przez zamienianie przekrojów zwartych na dużo cieńsze i sztywniejsze zamknięte.

### Obliczenie konstrukcji blachownicowej

Schemat pracy segmentu powyższej konstrukcji obrazuje w czasie najciekawszego przypadku — skręcania — rys. 19. Na zasadzie superpozycji rozбивa się obliczenia kontrolne całości na kilka przypadków jak: czyste zginanie wokół osi „y”, skręcanie wokół osi „x” itp.

Sprawdzanie przekrojów może przebiegać wg metod uprzednio podanych. Wstępne miarowanie przekrojów zależy od konstruktora i jego obliczeń wstępnych, w czasie których dąży się zazwyczaj do uczynienia konstrukcji statycznie wyznaczalną.



Rys. 19.

### Analiza konstrukcji blachownicowej

Do przeniesienia  $M_{qn}$  użyto w konstrukcji z rys. 19 blachownic ścian bocznych. Rozwiązanie to nasuwa trudności przeważnie w zapewnieniu ciągłości pasm blachownic, przeciętych często słupkami okiennymi. Względ ten oraz fakt istnienia potężnej, pozabawionej otworów powłoki dachu, jak dotąd nie wykorzystanej, spowodował zmianę założeń wytrzymałościowych. Postanowiono użyć dach jako pas górny belki nośnej. Jako pas dolny występuje wtedy płyta podłogi, a jako środnik ściany boczne.

Przeniesienie sił ze środnika na pas dachu odbywać się może poprzez właściwie zakonstruowane wręgi lub też przez odpowiednio

umieszczone między belką pod- i nadokienną pola nośne. Problem skutecznego przeniesienia sił na dach jest poza skrucaniem istotą zagadnienia.

W przypadku prawidłowego rozwiązania przeniesienia, dach odciąża blachownicę boczną o około 40%.

Odciążenie to daje możliwość wprowadzenia oszczędności materiałowych w blachownicy bocznej.

Z uwagi na pracę całej powłoki (skorupy) i rozprowadzania obciążeń zewnętrznych i sił wewnętrznych przez wręgi, konstrukcję powyższą nazwano wręgowo-powłokową.

#### Obliczanie konstrukcji wręgowo-podłogowej

Obliczanie sił wewnętrznych jest zadaniem bardzo trudnym ze względu na wielką ilość wykrojów o znacznych wymiarach (okna i drzwi). Tym niemniej wstępnie można założyć, że wręgi są sztywne na ścinanie i siły do nich prostopadłe. Następnie należy wydzielić elementy konstrukcji zamocowane w sposób statycznie wyznaczalny, aby otrzymać jak najprostszy układ. Przy założeniu, że przez ścianki okienne wręg musi być przeniesiona cała siła tnąca z części dolnych wręg, pozostajemy po stronie bezpiecznej.

Po takim obliczeniu wytrzymałościowym i zaprojektowaniu wstępnym, konstrukcja nośna nadaje się do obliczenia szczegółowego.

Z kilku znanych metod najbardziej odpowiednia do obliczenia szczegółowego wydaje się metoda utwierdzenia sprężystego. Uwzględni ona bowiem w sposób najmniej skomplikowany warunki zamocowania sprężystych elementów oraz najbardziej wnikliwie przedstawia „rozplyw” sił skupionych w powłoce.

Odnosnie rzędu wielkości naprężeń w konstrukcji wręgowo-powłokowej należy zauważyć, że przy prawidłowym jej zaprojektowaniu naprężenia max. wahają się w granicach 200÷300 kg/cm<sup>2</sup>. Jest to fakt, pozwalający na używanie blach o niższych własnościach wytrzymałościowych niż w konstrukcji blachownicowej.

Metodą analizy formy konstrukcyjnej i obliczeń osiągnięto nowy typ konstrukcji nośnej.

Dla porównania podaje się, że autobus, który spowodował analizę posiadał następujące cechy:

|                   |                     |
|-------------------|---------------------|
| ciężar własny     | 5300 kG             |
| ciężar użyteczny  | 2425 kG = pasażerów |
| ciężar całkowity  | 7725 kG             |
| długość całkowita | 8,10 m              |

Po przejściu wszystkich podanych poprzednio ewolucji otrzymano nowy typ o cechach:

|                   |                     |
|-------------------|---------------------|
| ciężar własny     | 4700 kG             |
| ciężar użytkowy   | 3200 kG = pasażerów |
| ciężar całkowity  | 7900 kG             |
| długość całkowita | 9,2 m               |

Najlepiej charakteryzują osiągnięte oszczędności materiałowe sprawności ciężarowe obu autobusów:

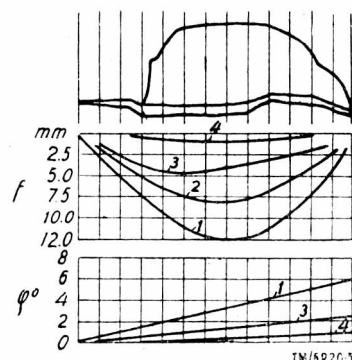
$$\text{Autobus przed ewolucją } \eta_G = \frac{2425 \text{ kG}}{5300 \text{ kG}} = 0,44$$

$$\text{Autobus po ewolucji } \eta_G = \frac{3200 \text{ kG}}{4700 \text{ kG}} = 0,68$$

W samochodach osobowych przez odpowiednią analizę konstrukcyjną i obliczenie wytrzymałościowe poszczególnych elementów uzyskano następujące rezultaty (z doświadczeń NAMI), badając laboratoryjnie szereg ewolucji danego samochodu (tablica 2 i rys. 20).

TABLICA II

| Typ konstrukcji nośnej                 | G   |     | Ugięcie „f” |     | Skręcenie |     | Uwagi                  |
|----------------------------------------|-----|-----|-------------|-----|-----------|-----|------------------------|
|                                        | kG  | %   | mm          | %   | 0         | %   |                        |
| Rama bez nadwozia                      | 150 | 100 | 12,5        | 100 | 7,5       | 100 |                        |
| Rama z nadwoziem zamocowanym sprężysto | 440 | 293 | 7,5         | 60  | —         | —   | Na poduszkach gumowych |
| Rama z nadwoziem zamocowanym sztywno   | 400 | 266 | 4,0         | 32  | 1,5       | 20  | Skręcane śrubami       |
| Nadwozie samonośne                     | 250 | 166 | 1,0         | 8   | 0,75      | 10  |                        |



Rys. 20.

Rys. 20 obrazuje wyraźnie korzyści wynikające z zastosowania nadwozia samonośnego, zmniejszenie ciężaru całkowitego i zwiększenie sztywności, dające dłuższe życie nadwoziu.

Oba podane w zakończeniu przykłady liczbowe dają możliwość porównania liczbowego osiągniętych wyników.

Mgr inż. WITOLD LEŚNIAK

## POLEPSZANIE ZDOLNOŚCI DOCIERANIA SIĘ PIERŚCIENI TŁOKOWYCH

*Próba porównania i oceny praktycznej przydatności współczesnych metod podwyższających jakość oraz skracających czas trwania procesu docierania się pierścieni tłokowych do gładzi cylindrowej.*

Wśród całokształtu zagadnień konstrukcyjno-technologicznych decydujących o dalszym rozwoju silnika spalinowego istotną rolę odgrywa wciąż aktualna kwestia zwiększania odporności na zużycie pierścieni tłokowych. Opierając się na doświadczeniach ostatnich lat przyjąć można, że problem ten został już w zasadzie oparty. Produkowane obecnie pierścienie tłokowe cechuje na ogół dość znaczna trwałość — uzyskiwana dzięki nieustannemu doskonaleniu materiałów wyjściowych oraz przez praktyczne stosowanie licznych metod ulepszania względnie specjalnego przygotowania współpracujących ze sobą powierzchni. Częstokroć jednak — eksploatacyjną wartość osiągnięć w tej dziedzinie poważnie obniżają szkodliwe powikłania i trudności, pojawiające się w okresie docierania silnika. Wysoka odporność na zużycie wielu tworzyw wyraźnie komplikuje oraz wydłuża proces docierania się pierścieni tłokowych.

Ujmując ogólnie, pełnowartościowy pierścień tłokowy musi jednocześnie spełniać dwa pozornie całkowicie sprzeczne ze sobą wymogi. Niezależnie od rodzaju i modelu silnika — dobry pierścień tłokowy powinien odznaczać się z jednej strony zdolnością szybkiego i prawidłowego docierania się do gładzi cylindrowej —

a z drugiej strony możliwie znaczną trwałością w późniejszym okresie normalnej eksploatacji silnika. Podstawą dla oceny przydatności pierścienia tłokowego staje się więc dziś przebieg i charakter procesu wyrabiania się jego zewnętrznej ścianki podczas pracy silnika.

Aby naświetlić istotę poruszonego zagadnienia i stworzyć podstawę do dalszych rozważań, warto poświęcić nieco uwagi stosowanej obecnie technice określania własności pierścieni tłokowych i wyznaczania ich rzeczywistej odporności na zużycie.

#### 1. Badanie procesu wyrabiania się pierścieni tłokowych

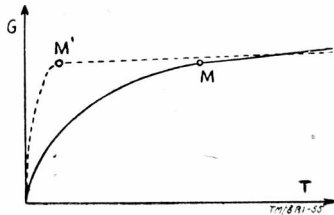
Doświadczalne ustalanie intensywności wyrabiania się współpracujących z gładzią cylindrową ścianek pierścieni tłokowych nie nastręcza na ogół zasadniczych trudności. Pewne problemy stwarzać może niekiedy jedynie konieczność ujednolicenia toku prób oraz zapewnienia porównywalności ujmowanych w bezwzględnych wielkościach wyników pomiarów.

Większość współczesnych metod badania ścieralności pierścieni tłokowych opiera się na wyznaczaniu ciężarowego lub objętościowego ubytku tworzywa ze ścianki pierścienia podczas docierania.

się silnika — w ściśle ustalonych i kontrolowanych warunkach. Dokładna znajomość przebiegu i charakteru procesu wyrobienia się pierścienia tłokowego w ciągu pierwszych kilku godzin współpracy z gładzią cylindrową pozwala na wyprowadzenie ogólnych wniosków o jego wartości użytkowej oraz trwałości w trakcie dalszej eksploatacji silnika.

Istota badań polega na pobieraniu w regularnych odstępach czasu próbek oleju krążącego w docieranym silniku i oznaczaniu wzrastającej w miarę zużywania się współpracujących powierzchni zawartości cząstek żeliwa. Ilość wtrącen metalicznych zanieczyszczających olej silnikowy ustala się zazwyczaj metodą kalorymetryczną względnie polarograficzną — co na ogół wystarcza dla osiągnięcia zadowalającej dokładności pomiarów wyrobienia się pierścieni tłokowych dla potrzeb produkcyjno-warsztatowych.

Graficzne ujęcie uzyskanych w omówiony powyżej sposób wyników prób przedstawia schematycznie wykres 1, obrazujący intensywność zużywania się pierścienia tłokowego jako funkcję czasu docierania — w postaci tak zwanej krzywej ścieralności.

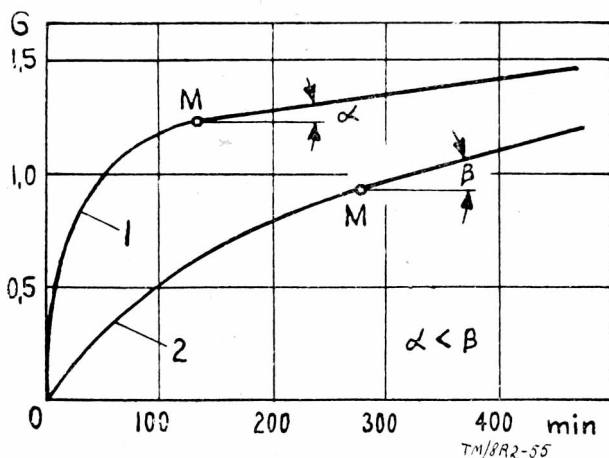


Rys. 1 — Schemat przebiegu krzywej ścieralności  
ciągła — krzywa ścieralności standardowego pierścienia tłokowego o gładkiej ścianie zewnętrznej  
przerwana — krzywa ścieralności pierścienia tłokowego o wysokiej zdolności docierania się do gładzi cylindrowej  
M i M' — punkty dotarcia  
G — ubytek tworzywa ścianki pierścienia  
T — czas docierania

Jak pokazano na wykresie 1 — krzywa charakteryzująca przebieg procesu wyrobienia się ścianki pierścienia tłokowego składa się z dwóch różnych odcinków, których granicę wyznacza punkt dotarcia (punkt M). Kształt krzywej ścieralności wyraźnie naświetla zjawiska zachodzące przy docieraniu się pierścienia tłokowego do gładzi cylindrowej. W miarę upływu czasu nieustannie maleje, bardzo znaczną początkowo intensywność zużywania się ścianki pierścienia tłokowego. Z chwilą osiągnięcia punktu dotarcia (M) ustala się swoisty stan równowagi i proces docierania się pierścienia tłokowego do gładzi można uważać za ukończony. Biorąc praktycznie — od tego momentu ubytek tworzywa pierścienia tłokowego staje się wprost proporcjonalny do czasu pracy silnika a krzywa ścieralności przechodzi w prostą, której pochylenie charakteryzuje wprost trwałość pierścienia tłokowego.

Rozpatrując ogólnie — każdorazowo o przebiegu krzywej ścieralności decyduje wypadkowe oddziaływanie wszystkich czynników kształtujących wzajemną współpracę pierścieni tłokowych i gładzi cylindrowej. Wprowadzenie stosownych zmian co do ustalonych warunków prób umożliwia wykorzystanie omawianej metody do wszechstronnego badania procesu docierania się silnika.

Praktyczne znaczenie wspomnianej okoliczności najłatwiej uzasadnić następującym przykładem: Na wykresie 2 przedstawiono wyniki pomiarów intensywności zużywania się typowych pier-



Rys. 2 — Wpływ gatunku oleju silnikowego na przebieg docierania się pierścienia tłokowego  
krzywa 1 — olej silnikowy o lepkości  $E_{50} = 8,00$   
krzywa 2 — olej silnikowy o lepkości  $E_{50} = 20,00$   
G — ubytek tworzywa ścianki w gramach/silnik

ścieni tłokowych — przy czym w trakcie prób stosowano odmienne gatunki oleju silnikowego. Mimo zachowania wszystkich pozostałych warunków docierania bez zmiany w przebiegu krzywych powstały poważne różnice — świadczące dobitnie jak wielki wpływ na charakter wyrobienia się ścianek oraz na rzeczywistą odporność na zużycie pierścieni tłokowych wywiera rodzaj smaru.

Analiza krzywej ścieralności pozwala na przybliżoną ocenę trwałości pierścienia tłokowego. Przechodzącą w prostą część krzywej ścieralności — względnie ściśle tangens kąta pochylenia tego odcinka krzywej — określa dość dokładnie ustalony już charakter wyrobienia się zewnętrznej ścianki pierścienia tłokowego po dotarciu, czyli z uwzględnieniem warunków próby przy normalnej współpracy z gładzią cylindrową.

Krzywa ścieralności pełnowartościowego i prawidłowo dobrego pierścienia tłokowego początkowo powinna biec możliwie stromo w górę a następnie zbliżać się asymptotycznie do prostej o jak najmniejszym nachyleniu do osi czasu (kreskowana krzywa na wykresie 1). Stosunkowo znaczny kąt pochylenia prostoliniowego odcinka krzywej ścieralności uzasadnia wniosek o braku zadowalającej odporności na zużycie i skłonności do szybkiego wyrobienia się badanego pierścienia tłokowego podczas eksploatacji silnika.

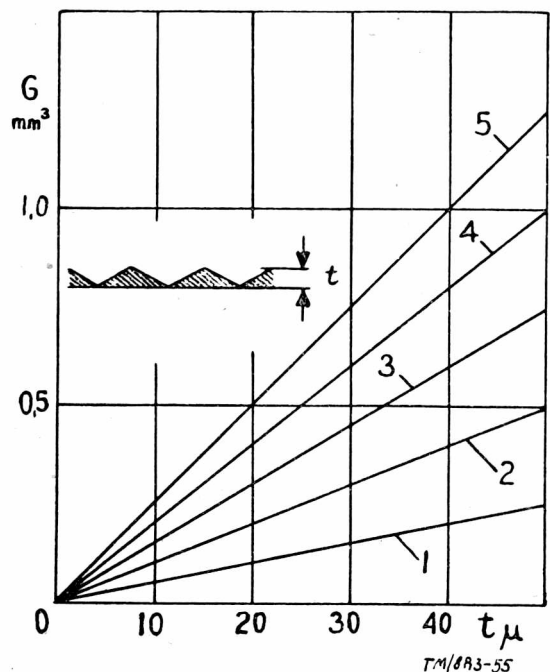
Przydatność pierścienia tłokowego zależy również w pewnej mierze od ilościowego ubytku tworzywa ścianki zewnętrznej w okresie docierania — a tym samym obok korzystnego kształtu krzywej ścieralności istnieje wymóg, by punkt dotarcia (M) leżał jak najniżej — czyli w pobliżu osi czasu.

## 2. Klasyczne metody ułatwiające docieranie się pierścieni tłokowych

Producenci silników od dawna dysponują całym szeregiem dość skutecznych i należycie sprawdzonych w praktyce sposobów polepszania wyników oraz skracania czasu trwania procesu docierania się pierścieni tłokowych do gładzi cylindrowej. Bliższe omawianie w ramach niniejszego artykułu tych, klasycznych dziś już metod byłoby niecelowe, gdyż wyczerpujące materiały z tej dziedziny znaleźć można w powszechnie dostępnej literaturze technicznej. Konieczność naświetlenia istotnych dla dalszych rozważań kwestii zmusza jednak do scharakteryzowania, w encyklopedycznym oczywiście skrócie, niektórych problemów wyłaniających się przy stosowaniu tych środków.

Do klasycznych sposobów polepszania zdolności docierania się pierścieni tłokowych zaliczyć można:

- wykańczanie zewnętrznej ścianki przez dokładne toczenie
- odpowiednie kształtowanie zewnętrznej ścianki
- wstawianie wkładek metalicznych względnie niemetalicznych
- cynowanie, kadmowanie lub miedziowanie zewnętrznej ścianki
- powierzchniowe utlenianie zewnętrznej ścianki.

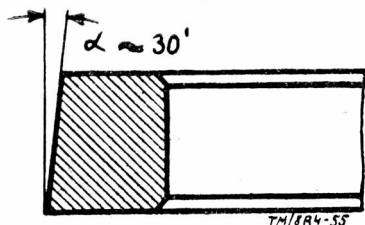


Rys. 3 — Ubytek tworzywa na zewnętrznej ścianie pierścienia tłokowego zależnie od dokładności obróbki wykańczającej  
G — ubytek tworzywa obróbki w  $\text{mm}^3$  na 1 cm obwodu zewnętrznej ścianki pierścienia  
t — wysokość chropowatości powierzchniowych w mikronach  
cyfry przyporządkowane do prostych podają wysokość pierścienia w mm

Najstarsza z wymienionych, a zarazem najprostsza technologicznie metoda polega na wykańczaniu zewnętrznej ścianki pierścienia tłokowego przez dokładne toczenie, z pozostawieniem na niej odpowiednio dobranych śladów obróbki skrawaniem. Tak wykonany pierścień tłokowy początkowo przylega do gładzi cylindrowej jedynie wierzchołkami nierówności powierzchniowych — co stwarza swoisty rozkład nacisków promieniowych, skupiających się w punktach styku. Podczas docierania się silnika chropowatości na ściankach pierścieni tłokowych ulegają ścieraniu a współpracujące ze sobą powierzchnie uzyskują stopniowo coraz wyższy stopień gładkości.

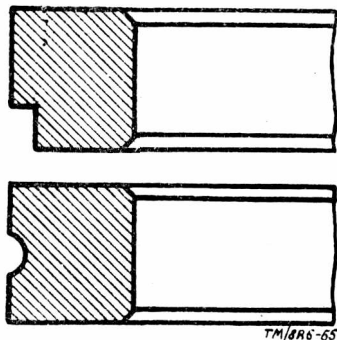
Odnosnie takiego rozwiązania zagadnienia wysunąć można jednak od razu dość poważne zastrzeżenia. Mimo lokalnych spiętrzeń nacisków promieniowych w licznych punktach lub na pewnych krawędziach — wobec niezupełnego przylegania ścianek pierścienia i cylindra do siebie, początkowy okres docierania się silnika cechują znaczne podmuchy gazów spalinowych do skrzyni korbowej. Skuteczne uszczelnienie tłoka w cylindrze następuje dopiero po upływie dość długiego czasu, gdy na ściankach pierścieni tłokowych prawie zupełnie zanikną ślady noża i na współpracujących powierzchniach powstanie lustrzana gładź. Z drugiej strony wykańczanie pierścieni tłokowych z pozostawieniem chropowatości na zewnętrznych ściankach obniża wyraźnie ich trwałość. Ścierane w pierwszych godzinach pracy silnika wierzchołki nierówności powierzchniowych stanowią, jak to wynika z wykresu 3, odrywający już wcale istotną rolę ubytek tworzywa na grubości ścianki pierścienia tłokowego, skracający w uchwytyny sposób jego żywotność.

Inny sposób wykorzystania zasady wywoływania zwiększonych nacisków promieniowych dla przyspieszenia procesu docierania się współpracujących ślizgowo powierzchni polega na odpowiednim ukształtowaniu zewnętrznych ścianek pierścieni tłokowych. Najczęściej spotykane odmiany takich pierścieni tłokowych pokazano schematycznie na rys. 4 i 5. Omawiana metoda nie znalazła jed-



Rys. 4 — pierścień tłokowy o stożkowej ścianie zewnętrznej

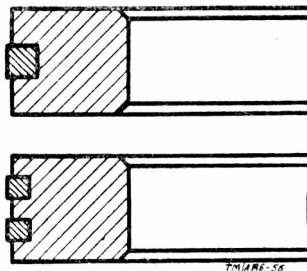
nak szerszego zastosowania, gdyż w danym przypadku zamierzone skrócenie procesu docierania się pierścienia tłokowego następuje kosztem wydatnego obniżenia jego trwałości. Jak wynika z doświadczeń eksploatacyjnych zwiększone naciski promieniowe utrzymują się aż do zupełnego starcia występów — to jest do chwili, gdy już częściowo wyrobiony pierścień tłokowy zaczyna przylegać całą swą wysokością do gładzi cylindrowej. Wspomniana okoliczność sprawia, iż niezależnie od sposobu ukształtowania zewnętrznych ścianek — omawianą odmianę pierścieni tłokowych cechuje wzmożona intensywność zużycia, zaznaczająca się jeszcze przez dość długi czas po dotarciu się silnika.



Rys. 5 — typowe pierścienie tłokowe o kształtowanych ściankach zewnętrznych

Do bardziej skutecznych rozwiązań rozpatrywanego zagadnienia zaliczyć można wstawianie w zewnętrzne ścianki pierścieni tłokowych specjalnych wkładek metalicznych względnie niemetalicznych, odznaczających się niewielką odpornością na ścieranie. Tak skonstruowany pierścień tłokowy początkowo opiera się o gładź cylindrową jedynie nieco wystającą i ulegającą szybkiemu dotarciu się częścią wkładki — jak to pokazano na rys. 6. Omawiana metoda już po kilku pierwszych minutach pracy silnika zapewnia zadowalające uszczelnienie tłoka w cylindrze — co w porównaniu ze zwykłym pierścieniem tłokowym o gładkiej ścianie odpowiadałoby osiągnięciu punktu dotarcia na krzywej ścieralności. Jednak również i ten sposób naręcza od razu istotne zastrzeżenia. Wstawienie miękkiej wkładki ułatwiającej dotarcie poważnie

zmniejsza czynną powierzchnię odporną na zużycie, zewnętrznej ścianki pierścienia tłokowego — co oczywiście pociąga za sobą wydatne obniżenie jego trwałości i przydatności eksploatacyjnej.



Rys. 6 — typowe pierścienie tłokowe z pojedynczą i podwójną wkładką metalową dla polepszenia zdolności docierania się do gładzi cylindrowej

Wśród klasycznych metod najlepsze stosunkowo wyniki daje nakładanie na zewnętrzne ścianki pierścieni tłokowych łatwo ścierających się powłok metalicznych. Doskonale rezultaty uzyskać można zwłaszcza przez cynowanie, kadmowanie względnie miedziowanie. Mimo przekonywujących zalet wymienione środki nie znajdują jednak szerszego zastosowania. Przyczyn takiego stanu rzeczy szukać należy głównie w opracowaniu innych, równie skutecznych a jednocześnie znacznie tańszych sposobów, które zostały bliżej omówione przy analizie nowoczesnych metod polepszania zdolności docierania się pierścieni tłokowych.

Prawie nie znane w Europie utlenianie powierzchniowe zewnętrznych ścianek pierścieni tłokowych stanowi typowy sposób skracania procesu docierania się silników używany na szerszą skalę w USA. Przydatność eksploatacyjna tej metody jest od dawna przedmiotem dyskusji, której podjęcie wykraczałoby poza ramy niniejszego artykułu. Bez wdawania się w szczegóły stwierdzić można jedynie, iż nawet stosunkowo cienka warstwa tlenków na zewnętrznej ścianie pierścienia tłokowego wyraźnie utrudnia odpływ nadmiaru ciepła z denka tłoka, a w przypadku jakichkolwiek zakłóceń w smarowaniu, nawet przy krótkotrwałym zaniku błonki olejowej na gładzi cylindrowej sprzyja zacieraniu się współpracujących powierzchni. Badanie dotartych już silników wykazuje na ogół niską jakość oraz wydatne pogorszenie gładkości zewnętrznych ścianek pierścieni tłokowych — o ile poddawane były one uprzednio utlenianiu.

### 3. Nowoczesne metody polepszania zdolności docierania się pierścieni tłokowych

Dopiero w ostatnich latach uzyskano realne możliwości skracania do minimum i radykalnego poprawiania procesu docierania się silników tłokowych. Osiągnięte obecnie w praktyce eksploatacyjnej wyniki świadczą o zdecydowanej przewadze nowoczesnych metod nad klasycznymi — oraz o poważnym zbliżeniu się do ze wszech miar zadowalających rozwiązań rozpatrywanego zagadnienia.

Pomijając charakterystyczne odrębności technologiczne — prawie wszystkie współczesne środki służące do polepszania zdolności docierania się pierścieni tłokowych oparte są na jednej i tej samej zasadzie. Zewnętrzne ścianki pierścieni tłokowych zostają pokryte cienką warstwą z odpowiednio dobranych składników, które w przewidziany z góry sposób wpływają na współpracę pierścieni tłokowych z gładzią cylindrową. Ze względu na swoje właściwości — wśród najczęściej stosowanych wyróżnić należy:

- powłoki fosforanowe i fosforanowo-grafitowe
- powłoki cierne
- powłoki ślizgowe.

Osadzenie cienkiej warstwy fosforanów na zewnętrznej ścianie pierścienia tłokowego znakomicie poprawia jego odporność na zużycie oraz polepsza zdolność docierania się do gładzi cylindrowej. Okoliczność tę wykorzystywano w dość szerokim zakresie podczas minionej wojny, zwłaszcza przy masowej produkcji silników lotniczych i czołgowych. Opracowane w latach 1941—1943 receptury nakładania powłok fosforowych stanowią rozwinięcie i udoskonalenie klasycznych procesów parkeryzacji i bonderyzacji — wprowadzonych początkowo celem zabezpieczenia silnie obciążonych pierścieni tłokowych przed korodującym oddziaływaniem gorących gazów spalinowych przy rozruchu silnika.

Pogłębienie znajomości omawianego zagadnienia przyniosło dalsze osiągnięcia o poważnym znaczeniu praktycznym. Okazało się bowiem, iż osadzenie spełniającej określone wymogi warstwy fosforanów na zewnętrznej ścianie pierścienia tłokowego wydatnie polepsza jego zdolność docierania się do gładzi cylindrowej i to o wiele skuteczniej od wymienionych uprzednio metod klasycznych. Zwykle już po upływie pierwszych 15 do 30 minut pracy silnika zostaje osiągnięte prawidłowe uszczelnienie tłoków w cylindrach, a na współpracujących powierzchniach powstaje lustrzana gładź nośna o wysokiej odporności na zużycie.

Eksploatacyjne wyniki stosowania rozpatrywanej metody zależą głównie od budowy powłoki fosforanowej. Na ogół najlepsze re-



zultaty daje jednorodna warstwa gruboziarnistych fosforanów, charakteryzująca się zdecydowaną przewagą kryształów podoonej wielkości i kształtów. Natomiast powłoki drobnoziarniste względnie o strukturze niestalonej, cechującej się występowaniem kryształów rozmaitych wymiarów są o wiele mniej korzystne — a w pewnych przypadkach zamiast polepszyć zdolność docierania się pierścieni tłokowych mogą nawet utrudnić i przedłużyć docieranie silnika.

Istota wpływu obecności fosforanów sprowadza się zasadniczo do stworzenia warunków dla szybkiego wygładzania współpracujących ze sobą powierzchni. Przy docieraniu się zwykłych pierścieni tłokowych występuje częstokroć wysoce niepożądane zjawisko polegające na lokalnym zagniataniu i wykruszaniu się ze śladami miejscowego peizania i przesuwania się tworzywa na ściankach pierścieni tłokowych i gładzi cylindrowej. Objawy takie są zawsze wyraźnie szkodliwe, gdyż nie tylko utrudniają powstawanie lustrzanej gładzi nośnej, lecz równocześnie stwarzają realną groźbę zatarcia. Nałożenie powłoki fosforanowej radykalnie zapobiega pojawieniu się wspomnianych zakłóceń w procesie docierania. Jednocześnie swoista porowatość warstwy fosforanów wydanie poprawia warunki smarowania współpracujących ze sobą powierzchni. Nasycona smarem powłoka fosforanowa wyklucza możliwość zatarcia się zewnętrznych ścianek pierścieni tłokowych nawet przy dłuższych przerwach w dopływie świeżego oleju silnikowego na gładź cylindrową.

Obok szeregu cennych zalet omawiana metoda budzić może jednak pewne zastrzeżenia. Nakładanie powłoki fosforanowej zaliczyć trzeba do trudniejszych zabiegów produkcyjnych — głównie ze względu na konieczność rygorystycznego przestrzegania dyscypliny technologicznej oraz dysponowania odpowiednim wyposażeniem. Warstwa fosforanów jest stosunkowo krucha a przez to wykazuje nieznaczna wprawdzie, lecz uchwytą i wyraźnie szkodliwą skłonność do miejscowego odpryskiwania — zwłaszcza pod koniec procesu docierania się silnika, gdy resztki powłoki fosforanów wypełniają już tylko stosunkowo płytkie wgłębienia na zewnętrznych ściankach pierścieni tłokowych. Wprawdzie okoliczność ta nie posiada zazwyczaj praktycznego znaczenia — jednak w szczególnych przypadkach może ona powodować nieoczekiwane trudności.

O przydatności rozpatrywanej metody decydują również w pewnej mierze — zarówno klasa dokładności jak i kierunkowość geometrycznej struktury powierzchni, na której osadza się następnie warstwę fosforanów. Najlepsze wyniki zapewni wykańczanie zewnętrznych ścianek pierścieni tłokowych przez toczenie — z pozostawieniem układających się równolegle do ich krawędzi śladów skrawania, o wysokości chropowatości w zakresie od 8 do 15 mikronów.

Przygotowanie takiej skutecznie zapobiega skłonności do miejscowego przesuwania się i wykruszania kryształów fosforanów — wysoce niepożądaną zwłaszcza w pierwszej fazie docierania się silnika. Obok wzmocnienia związania powłoki z podłożem podany sposób obróbki sprzyja szybkiemu uszczelnianiu się tłoków w cylindrach. Przy ślizganiu się współpracujących powierzchni po sobie — regularne nierówności na zewnętrznych ściankach pierścieni tłokowych powodują występowanie zjawiska wzajemnego klinowania się ziarn fosforanów przy objawach zgniota. Powyższe ułatwia powstawanie lustrzanej gładzi nośnej — skutkiem czego jeszcze na długo przed zakończeniem procesu docierania poważnie zmniejszają się szkodliwe przedmuchy gazów spalinowych do komory korbowej silnika.

Godne uwagi ulepszenie omówionej metody polega na wykorzystaniu swoistych własności grafitu. Powłoka fosforanowo-grafitowa w porównaniu z warstwą fosforanów odznacza się charakterystycznymi odrębnościami, które wynikają z nieco odmiennej budowy strukturalnej oraz z wprowadzenia dodatkowych składników. Obecność grafitu przyspiesza utworzenie się lustrzanej gładzi nośnej, zmniejsza wydatnie straty tarcia oraz niemal wyklucza możliwość zatarcia się współpracujących powierzchni i to nawet przy długotrwałych przerwach w dopływie świeżego smaru na gładź cylindrową.

Przez długi czas prace naukowo-badawcze nad zagadnieniem zdolności docierania się pierścieni tłokowych nie przynosiły spodziewanych rezultatów, mimo ogromnego nakładu wysiłków i kosztów, a stosowanie powłok fosforanowych i fosforanowo-grafitowych zaliczano do szczytowych osiągnięć. Warunki dla opracowania nowych rozwiązań rozpatrywanego zagadnienia powstały dopiero po wykryciu swoistych właściwości pewnych materiałów ściernych oraz tworzyw plastycznych.

Do wybitnie skutecznych sposobów polepszania i skracania procesu docierania się silnika tłokowego należy dość szeroko używana obecnie metoda pokrywania zewnętrznej ścianki pierścienia tłokowego cienką powłoką, zawierającą odpowiednio dobrane środki ściernie. Mimo pozornej prostoty i łatwości stosowania — praktyczne realizowanie wspomnianego sposobu następcza od razu szereg

poważnych trudności technologicznych, które z powodzeniem przezwyciężono dopiero w ostatnich latach.

Niezależnie od charakterystycznych różnic w recepturach — tok postępowania przy osadzaniu warstwy ścierniej obejmuje trzy zasadnicze etapy. Najpierw na wykończoną przez dokładnie toczenie, zewnętrznej ściance pierścienia tłokowego rozprowadza się odpowiednią mieszaninę lepiszcza, środków ściernych i dodatków uszlachetniających, przypominającą swymi właściwościami pastę do polerowania twardych metali. Z kolei surową powłokę ścierną poddaje się utrwaleniu, które ma na celu silniejsze związanie jej z podłożem. Istotą zabiegów wykańczających jest pokrycie i częściowe zapelnienie strukturalnych porowatości warstwy ścierniej grafitem kolloidalnym. Ostateczna grubość otrzymanej w ten sposób powłoki ścierniej nie przekracza zazwyczaj 20 mikronów.

Prawidłowo dobrana i należycie osadzona warstwa ścierna zapewnia bardzo szybkie dotarcie się pierścienia tłokowego — przewyższając pod tym względem wszystkie znane do dziś metody skracania procesu docierania się silników. Zwykle już po upływie 4 do 8 minut od pierwszego uruchomienia silnika zaobserwować można zupełne zdarcie powłok ściernych oraz całkowity zanik śladów obróbki skrawaniem na zewnętrznych ściankach pierścieni tłokowych. W tym okresie na współpracujących ze sobą powierzchniach powstaje lustrzana gładź nośna, która dzięki swym właściwościom zabezpiecza prawidłowe uszczelnienie tłoków w cylindrach.

Mimo dość gwałtownego przebiegu procesu docierania się pierścieni tłokowych — nawet szczegółowe badania laboratoryjne nie wykazują na ogół objawów miejscowego wykruszania się, peizania lub przesuwania materiału na współpracujących powierzchniach. Należy podkreślić, że na skutek charakterystycznej mikroporowatości warstwa ścierna łatwo nasycza się olejem silnikowym — co łącznie z obecnością grafitu bardzo skutecznie zabezpiecza przed groźbą zatarcia w razie zakłóceń lub braku smarowania.

Po zdarcie się powłoki ścierniej proces zużywania się zewnętrznej ścianki pierścienia tłokowego przebiega w proporcjonalnej zależności od czasu pracy silnika — identycznie jak dla dotartego już zwykłego pierścienia tłokowego.

Pewne, raczej rzadziej nieistotne zastrzeżenia odnośnie omawianej metody wynikają ze swoich kruchości warstwy ścierniej. Pod koniec procesu docierania się pierścieni tłokowych zaznacza się niekiedy dostrzegalna skłonność do miejscowego wykruszania się lub odpryskiwania cząstek powłoki. Wyraźniejsze nasilenie wspomnianego zjawiska występuje w okresie ścierania się wierzchołków obróbki skrawaniem — przy czym jednak zachodzące zmiany powierzchniowe są z reguły o wiele mniejsze niż w przypadku warstwy fosforanów względnie powłoki fosforanowo-grafitowej.

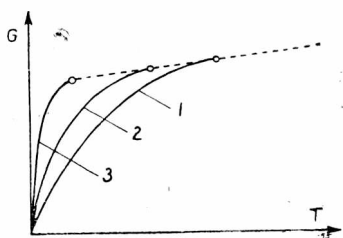
Wśród wszystkich znanych i używanych obecnie środków, stosowanych celem skracania procesu docierania się silników spalinywych — najlepsze stosunkowo wyniki zapewnia pokrywanie zewnętrznych ścianek pierścieni tłokowych powłokami ślizgowymi. Metoda ta opiera się na wykorzystywaniu cennych zalet pewnych tworzyw plastycznych, przypominających poniekąd swymi właściwościami miękkie stopy łożyskowe o bazie cynowej.

Wpływ obecności powłoki ślizgowej na polepszanie zdolności docierania się pierścieni tłokowych zaznacza się głównie w niezwykle szybkim powstawaniu doskonałej gładzi nośnej na współpracujących powierzchniach — co przynosi prawie natychmiastowe uszczelnienie tłoków w cylindrach. Zwykle już po upływie pierwszych 40 do 90 sekund pracy silnika — wykresy indykatorowe wykazują osiągnięcie nominalnego stopnia sprężania i prawidłowy rozkład charakterystycznych ciśnień roboczych obiegu roboczego w cylindrze. Okoliczność ta posiada ogromne znaczenie dla użytkowników — gdyż stosowanie pierścieni tłokowych z powłokami ślizgowymi zwalnia z konieczności przestrzegania zalecanych w innym przypadku przez wytwórnię ograniczeń co do chwilowych obrotów i dopuszczalnych obciążeń w okresie docierania. O ile pozwala na to stan innych, niedotartych jeszcze części — silnik może bezpośrednio po rozruchu rozwijać pełną moc użytkową.

Powłoki ślizgowe cechuje niezwykle silne związanie z podłożem, przy zupełnym prawie braku skłonności do miejscowego wykruszania się względnie odpryskiwania — co zapewnia bardzo wysokie współczynniki przylegania współpracujących ze sobą powierzchni. Aż do zupełnego zaniku ostatnich śladów obróbki skrawaniem resztki powłoki ślizgowej wypełniają wszelkie, nawet dość płytkie wgłębienia i rysy na zewnętrznej ściance pierścienia tłokowego i utrzymują się w nich do zupełnego starcia.

Nałożenie powłoki ścierniej lub fosforanowej nie zmienia charakteru krzywej ścieralności. Jak wynika z wykresu 7 — osadzenie warstwy z środków podwyższających zdolność docierania się pierścienia tłokowego przyspiesza jedynie osiągnięcie punktu dotarcia.

Gdy chodzi o powłokę ślizgową — sprawa przedstawia się odmiennie, gdyż tworzywa plastyczne cechuje skłonność do długotrwałego utrzymywania się na zewnętrznej ścianie pierścienia tłokowego.

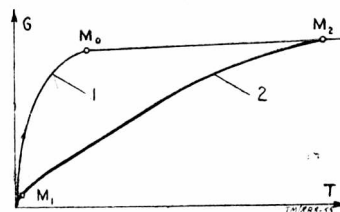


Rys. 7 — porównanie przydatności nowoczesnych metod polepszania zdolności docierania się pierścieni tłokowych (schemat)  
1 — krzywa ścieralności standardowego pierścienia tłokowego z gładką ścianką  
2 — krzywa ścieralności pierścienia z powłoką fosforanową  
3 — krzywa ścieralności pierścienia z powłoką ścierną przerywana — normalne zużycie eksploatacyjne

Wobec wysokiej odporności na zużycie powłoki ślizgowej — krzywa ścieralności pierścienia tłokowego przyjmuje swoisty kształt — pokazany schematycznie na wykresie 8.

Punkt wstępnego dotarcia się powłoki ślizgowej ( $M_1$ ) leży bardzo blisko początku układu współrzędnych — co tłumaczy osią-

ganie skutecznego uszczelnienia tłoka w cylindrze prawie natychmiast po uruchomieniu docieranego silnika. Proces wyrabiania się powłoki ślizgowej przebiega powoli — a tym samym docieranie się pierścienia tłokowego można uznać za zakończone dopiero



Rys. 8 — krzywa ścieralności pierścienia tłokowego z powłoką ślizgową (2) w schematycznym porównaniu z krzywą ścieralności standardowego pierścienia tłokowego o gładkiej ścianie  
 $M_1$  — punkt wstępnego dotarcia  
 $M_2$  — punkt właściwego dotarcia

po dłuższym okresie eksploatacji silnika — gdy przekroczony zostanie punkt właściwego dotarcia ( $M_2$ ). Jednak okoliczność ta nie wpływa oczywiście na ruchowe względnie dynamiczne właściwości silnika. Przez cały czas trwania procesu ścierania się powłoki ślizgowej (odcinek krzywej pomiędzy  $M_1$  i  $M_2$ ) wydajność silnika wzdłuż silnika, filtrem. Biorąc pod uwagę średnie wartości sprawności napełnienia dla silników wysokoprężnych i gaźnikowych, okazuje się, że poprawa sprawności przy przejściu na zasilanie wtryskowe wynosi szacunkowo

$$\Delta \eta_m = \frac{0,82}{0,75} \cdot 100 \cong 10\%$$

Na poprawę napełnienia, prócz zmniejszonych oporów przepływu ma również wpływ utajone ciepło parowania paliwa. W układzie gaźnikowym pewna część paliwa odparowuje już w przewodach ssących, dalsza część w przejściu przez zawór, od którego mieszanka znacznie się podgrzewa.

Efekt obniżenia temperatury wskutek odparowania reszty paliwa w cylindrze jest w tych warunkach minimalny. Przy wtrysku paliwa do cylindra ciepło parowania wywołuje obniżkę temperatury dawki w cylindrze, poprawiając nie tylko wagowo ładunek, ale równocześnie zmniejszając obciążenie cieplne silnika.

Znaczenie wyzyskania ciepła parowania dla stopnia napełnienia zwiększa się jeszcze bardziej w wypadku stosowania paliw o stosunkowo dużym cieple utajonym. Całkowicie potwierdziły to materiały uzyskane podczas prac laboratoryjnych w Instytucie Samochodowym Politechniki Gdańskiej nad zasilaniem silników surówką spirytusową. Przygotowany do warunków surówki silnik S-60 zasilany był raz przy pomocy gaźnika, raz przy pomocy układu wtryskowego. W drugim wypadku dla regulacji ilości powietrza, przy częściowych obciążeniach, zachowany został gaźnik, tak że przy całkowitej otwartej przepustnicy, niezależnie od systemu zasilania, opory przepływu powietrza były te same.

W wyniku doświadczeń uzyskano większe moce silnika przy zastosowaniu układu wtryskowego, a to dzięki poprawie napełnienia uzyskanej wskutek wykorzystania wysokiego dla surówki ciepła parowania.

Przy stosowaniu jako paliwa benzyny, mimo że jej ciepło utajone jest stosunkowo niskie  $75 \frac{\text{Kal}}{\text{kg}}$  (etanolu  $240 \frac{\text{Kal}}{\text{kg}}$ ) jednak wyzyskanie jego ma poważny wpływ na ciężar ładunku.

Przytoczone poniżej obliczenie wzrostu sprawności napełnienia, przeprowadzone jest przy założeniu tych samych warunków technicznych w obu wypadkach zasilania, ma za zadanie zabrzamać wpływ, jaki wywiera na sprawność napełnienia ciepło parowania.

Mgr inż. TADEUSZ GOŁĘDZINOWSKI

## ZAGADNIENIA SPRAWNOŚCI SILNIKÓW SZYBKOBIEŻNYCH PRZY STOSOWANIU WTRYSKU PALIW LEKKICH

Pojawiające się w ostatnich latach częste wzmianki w czasopiśmie fachowych, dotyczące problemu wtrysku do silników traktacyjnych, świadczą o tym, że zagadnieniu temu poświęca się dużo uwagi. Publikowane sprawozdania z badań laboratoryjnych silników pracujących na wtrysku wskazują na pewne sukcesy zastosowania tej metody zasilania.

Nurtująca ciągle tendencja podwyższania mocy z litra oraz zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa na KM.godz. natrafiła na trudności przy stosowaniu klasycznych układów gaźnikowych.

Długotrwałe i wszechstronne badania nad detonacją doprowadziły do stosowania dużo wyższych stopni sprężania. W rozwoju tym osiągnięto kalkulacyjną wysokość sprężania  $\epsilon = 9$  i wartość ta, jeśli chodzi o silniki gaźnikowe, wydaje się być granicą, nie tylko ze względu na objawy detonacji, ale również na nieopłacalnie wysoką cenę specjalnie preparowanych paliw.

Równocześnie praca silnika przy wysokich stopniach sprężania nastrocza inne jeszcze trudności, a mianowicie konieczność regulacji zapłonu. Podatność do detonacji przy granicznych stopniach sprężania zmniejszyć można bardzo precyzyjną regulacją momentu zapłonu w zależności od obciążenia i obrotów. Fakt ten również ogranicza możliwość podwyższenia stopnia sprężania ponad pewną wartość, ustaloną w zależności od paliwa.

Drugim zagadnieniem warunkującym powiększenie mocy z litra jest poprawa stopnia napełnienia. Na tym polu również, jeśli chodzi o zasilanie gaźnikowe — zostało zrobione bardzo wiele. Osiągnięto maksymalne sprawności urządzeń gaźnikowych nie tylko przez wprowadzenie ulepszeń w samych gaźnikach, ale przez stosowanie układów wielogaźnikowych z uproszczonymi, jeśli chodzi o opory przepływu, układami przewodów ssących.

Równolegle z poprawą stopnia napełnienia, podwyższane były obroty tak, że ostatecznie wszelkie środki do podwyższenia mocy z litra, jak i zmniejszenie zużycia jednostkowego paliwa zostały prawie wyczerpane.

Usiłowania te dały znaczne osiągnięcia, bo o ile w roku 1936 za średnią moc z litra dla silników samochodowych przyjąć można było wartość  $20 \div 23 \text{ KM/l}$ , to obecnie dla nowych konstrukcji  $35 \text{ KM/l}$  jest wartością bardzo często przekraczaną, a w małolitrażowych ( $100 \div 250 \text{ cm}^3$ ) silnikach motocyklowych najnowszych konstrukcji  $95 \text{ KM/l}$  osiągnięte jest dla seryjnych wykonaw. Mimo tych osiągnięć, fakt że w tym postępie nie wiele już możliwości stoi do dyspozycji, każe zwrócić uwagę na inny sposób zasilania, a mianowicie na wtrysk paliwa lekkiego, pozwalający ominąć wiele trudności związanych z zasilaniem gaźnikowym.

Eliminacja gaźnika z układu przewodów ssących zmniejsza znacznie opory ssania, dając pierwszą korzyść na rzecz poprawy napełnienia. Równocześnie przekroje przewodów ssących, nie mających już za zadanie przewodzenia mieszanki, można dowolnie

W rachunku uwzględniono obniżkę temperatury dawki o  $\Delta t = 34^\circ\text{C}$ , wskutek odparowania paliwa, będącego w stosunku ciężarowym do powietrza jak 1:15. Równocześnie przyjęto nagrzanie powietrza od silnika niezależnie od rodzaju zasilania  $= 40^\circ\text{C}$ .

$$\Delta\eta_n = \left( \frac{293 + 40}{293 + 40 - 34} - 1 \right) 100\% \cong 10\%$$

Biorąc pod uwagę wpływ zmniejszonych oporów ssania, uwzględnionych szacunkowo powyżej, przyjąć można śmiało, że łącznie z wyzyskaniem ciepła parowania, dadzą one w efekcie zwiększenie sprawności napelnienia:

$$\Delta\eta_n = 15\%$$

W tym samym stosunku wzrośnie  $p_e$ , a zatem również moc silnika, jak i wskaźnik jednostkowy mocy z litra.

Drugim zagadnieniem poruszonym na wstępie jest sprawa stopnia sprężania — bezpośrednim parametrem warunkującym granicę spalania bezdetonacyjnego jest temperatura w końcu suwu sprężania. Wskutek odparowania istnieje obniżenie temperatury w początku sprężania, wobec czego graniczną temperaturę końcową uzyskuje się przy wyższym  $\epsilon$ .

Dla zorientowania jaki wpływ ma wyzyskanie ciepła parowania na możliwość podwyższenia stopnia sprężania posłużmy poniższe obliczenie.

Zakładając dla silnika zasilanego przy pomocy gaźnika temperaturę w początku sprężania  $T_a = 333^\circ\text{K}$  oraz  $\epsilon = 7$  i wykładnik politropy  $n = 1,32$  obliczamy temperaturę:

$$T_c = T_a \epsilon^{n-1} = 333,7^{0,32} = 615^\circ\text{K}$$

Określmy z kolei jaki stopień sprężania może być stosowany aby nie przekroczyć obliczonej temperatury, rozpoczynając sprężanie od  $T_a = 299^\circ\text{K}$

$$\epsilon = \sqrt[n-1]{\frac{T_c}{T_a}} = \sqrt[0,32]{\frac{615}{299}} = 9,2$$

Widać z powyższego, że dla wypadku idealnego, uwzględniającego zakończenia parowania w początku sprężania,  $\epsilon$  podnieść można byłoby o 2,2 jednostki. W praktyce jednak odparowanie przebiega w czasie suwu sprężania i trudno bez badań laboratoryjnych określić w jakim momencie tego suwu jest ono zakończone. Przyjąć można jednak, że podniesienie stopnia sprężania o 1 jednostkę jest zupełnie możliwe, co z kolei prowadzi do podniesienia sprawności teoretycznej z  $\eta_t = 0,509$  do wartości  $\eta_t = 0,539$ . Daje to przyrost sprawności teoretycznej

$$\Delta\eta_t = \frac{0,539}{0,509} \cdot 100 = 6\%$$

i w tym samym stopniu obniża jednostkowe zużycie paliwa.

Odnosnie problemu parowania paliwa po jego wtrysku oraz zagadnienia wymieszania się i ujednolicenia mieszanki powiedzieć można, opierając się na dotychczasowych publikacjach, że jest ono jeszcze w formie opracowania i że mało jeszcze na ten temat wiadomo. Przeprowadzone jednak doświadczenia wskazują, że wtrysk podczas suwu sprężania nie zapewnia całkowitego odparowania i wymieszania ładunku, ze względu na zbyt krótki czas wymiany ciepła. Czas sprężania pary przy  $n = 3000$  obr/min wynosi

$$\frac{1}{100} \text{ sek.}$$

Równocześnie należy stwierdzić, że w okresie sprężania powietrze w cylindrze jest w stosunkowo małym ruchu, co nie sprzyja także dobremu wymieszaniu. Wynika stąd wniosek, że wtrysk powinien odbywać się wcześniej tj. podczas suwu ssania — co omówione zostanie bliżej w dalszej części artykułu.

Zagadnieniem o innym charakterze jest zmiana charakterystyki silnika przy zmianie systemu zasilania. W silnikach gaźnikowych przekroje przewodów ssących zapewnić muszą dostatecznie duże prędkości mieszanki, aby uniemożliwić osiadanie paliwa na ściankach przewodów. Przy obecnie stosowanych wysokich obrotach 4000–4500 obr/min trudno znaleźć korzystne przekroje przewodów dla całego zakresu pracy silnika. Albo trzeba pogodzić się ze stratami w zakresie niskich obrotów silnika, uwzględniając dla ustalenia przekroju obroty wysokie, albo też wybierać zakresy najczęściej używane, dobierając dla nich optymalne wymiary przewodów.

Konsekwencją tego kompromisu jest zwiększenie zużycia paliwa przy obrotach niskich, oraz spadek sprawności napelnienia przy obrotach wyższych niż wybrane.

Dla silników gaźnikowych zakres względnie ekonomicznego zasilania określić można stosunkiem obrotów, między którymi nie występują większe straty. Np. dla silnika o 4.000 obr/min zakres zasilania bez widocznych strat leży w granicach 1.000 ÷ 3.500 obr/min

— stąd też określić można, że zakres obrotów ekonomicznych wyraża się stosunkiem

$$\frac{3,500}{1,000} = 3,5$$

Przy zastosowaniu wtrysku, z powodów już omówionych, zakres ten można rozszerzyć, uzyskując przez to samo poprawę w zużyciu paliwa przy niskich, oraz podwyższając moc przy wysokich obrotach.

Jedną z poważnych wad urządzenia gaźnikowego jest duża bezwładność w uzyskaniu równowagi, zakłóconej przez zmianę obciążenia. Układ wtryskowy dużo lepiej odpowiada warunkowi natychmiastowej reakcji, co równocześnie wpływa na skrócenie okresu przystosowania się silnika do zmienionych warunków pracy.

Wtrysk paliwa rozwiązuje również dużo korzystniej zagadnienie rozruchu zimnego silnika. W omawianym wypadku gaźnik, aby dostarczyć do cylindra prawidłową, łatwowapną mieszankę, musi wytwarzać ją znacznie bogatszą niż jest to wymagane, dla normalnych warunków pracy, gdyż ze względu na bardzo małe odparowanie — występują duże straty, spowodowane osiadaniami paliwa na ściankach przewodów. Układ wtryskowy znacznie zmniejsza straty paliwa przy rozruchu, jak również umożliwia utworzenie mieszanki lepiej wymieszanej i odpowiedniejszej dla rozruchu silnika. Równocześnie stosowanie do rozruchu mieszanki niezbyt bogatej ma jeszcze i tę zaletę, że unika się zmywania ze ścianek cylindra oleju smarnego oraz przedostawania się paliwa do oleju.

Na podstawie ogólnie poruszonych problemów rozpatrzmy, jak można zrealizować wtrysk dla silników cztero- i dwusuwowych. Omówię to zagadnienie kolejno dla silników wg dokonanego podziału, ze względu na specyficzne momenty, którym należy poświęcić uwagę.

Silniki czterosuwowe zasilane można wtryskiem paliwa dwoma sposobami: 1) realizować wtrysk podczas suwu sprężania, 2) w okresie ssania.

Wtrysk podczas suwu sprężania, jak już wspomniano uprzednio, nie zapewnia ze względu na zbyt krótki czas sprężania, dostatecznego odparowania i wymieszania się par paliwa z powietrzem. Równocześnie w okresie sprężania powietrze w normalnie konstruowanych cylindrach i komorach spalania jest w stosunkowo małym ruchu i fakt ten niekorzystnie wpływa na dobre wymieszanie. Warunki te można poprawić, wywołując ruch powietrza przez odpowiednio ukształtowane komory spalania, denka tłoków, czy też usytuowanie zaworów, jednak czynnikiem, którego wyeliminować się nie da, jest krótki czas sprężania.

Omawiany sposób wtrysku daje natomiast największe możliwości poprawy stopnia napelnienia, wynikające z następujących względów. W wypadku wtrysku do przewodu ssącego, dla utrzymania stałego składu mieszanki przy częściowych obciążeniach silnika, istnieje tylko jedna możliwość — dławienia dopływu powietrza. Ten sposób regulacji jakości mieszanki jest o tyle niekorzystny, że z dwóch czynników, mających wpływ na poprawę stopnia napelnienia, a mianowicie: mniejszych oporów przepływu i wyzyskania ciepła parowania, ten ostatni nie jest w pełni wyzyskany.

W wypadku omawianego wtrysku paliwa do cylindra w początku suwu sprężania można kwestię regulacji rozwiązać dwoma sposobami, już wspomnianym, polegającym na dławieniu, lub też przez dobór okresu, kąta i miejsca wtrysku, które zapewnią, że mieszanka w momencie zapłonu, niejednolicie sformowana, posiada naikorzystniejszy skład i właściwości zapalne w okolicy świecy. Rozwiązanie takie zapewnia w całym zakresie obciążeń silnika największe możliwości uzyskania prawidłowego napelnienia, stawia jednak bardzo ostre wymagania w doborze wszystkich parametrów wtrysku. Należy zdać sobie sprawę z faktu, że przy najleniej nawet dobranych wspomnianych parametrach, nie da się uniknąć pewnych warstw mieszanki, utworzonej przy tej koncentracji zasilania, leżących poza granicą palności, które nie wezmą udziału w procesie spalania.

Sposób takiego zasilania okazać się może naikorzystniejszy dla silników, przewidzianych do rozwijania pełnych mocy, silników wyczynowych, w których nie bierze się pod uwagę obciążeń częściowych i wahanie w zakresie mocy rozwijanych są niewielkie, jak również mniej zwraca się uwagę na zużycie paliwa.

Drugi sposób, polegający na wtrysku paliwa do przewodu ssącego, zapewnia lepsze wymieszanie paliwa, lepsze jest odparowanie i zupełnie równorzędne warunki napelnienia w zakresie pełnego obciążenia. Sprawność napelnienia zmniejsza się wskutek dławienia przy obciążeniach częściowych, jednak sposób ten zapewnia bardziej ekonomiczne wyzyskanie paliwa. Te cechy kwalifikują go do wykorzystania w silnikach eksploatacyjnych w dużym zakresie obciążeń. Układ wtryskowy dla tego rodzaju zasilania komplikuje się przez konieczność powiązania ilości wtryskiwanego paliwa z ilością zasysanego powietrza. Mniejsze jednak wymagania



stawiać można samemu wtryskowi, gdyż wymieszanie następuje głównie dzięki intensywnemu ruchowi powietrza w okresie przejścia przez zawór ssący.

Najkorzystniejszym kierunkiem wtrysku w przewód ssący jest skierowanie paliwa na zawór, gdzie warunki termiczne, jak również wiry powietrza skutecznie współdziałają w dobrym ich wzajemnym wymieszaniu. W obu wypadkach ważnym warunkiem jest zachowanie równych ilości paliwa, przypadających na każdorazowy wtrysk, jak również równych dawek paliwa dla poszczególnych cylindrów. Fakt ten teoretycznie oczywisty, stwarzać może duże kłopoty w jego praktycznym rozwiązaniu, ze względu na bardzo małe ilości paliwa, przypadające na jeden wtrysk.

Urządzenia wtryskowe wykonywane do zasilania silników lotniczych o dużej mocy przewidziane są na duże dawki paliwa, ze względu na znacznie większy litraż. Trudności regulacyjne wystają niewspółmiernie ze zmniejszeniem się tych dawek. Dla zobrazowania rzędu wielkości dawki, obliczona została w pobieżny sposób ilość paliwa, przypadająca na jeden wtrysk do cylindra o objętości skokowej 350 cm<sup>3</sup>.

Teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania 1 kg paliwa wynosi 12 m<sup>3</sup> powietrza. Zakładając wysoką sprawność wolumetryczną, wynika z powyżej już wspomnianych względów,  $\eta_n = 0,9$ , ilość paliwa dla wspomnianej objętości wyniesie:

$$\text{dawka/l wtrysk} = \frac{0,9 \cdot 0,350 \cdot 1,000}{12,000} = \frac{316}{12,000} = 0,026 \text{ g. co}$$

odpowiada przy  $\gamma = 0,78 \text{ g/cm}^3$  objętości  $V = 34 \text{ mm}^3$ .

Otrzymana wielkość wskazuje, że techniczne rozwiązanie precyzyjnej regulacji nastęrczyć może wiele trudności. W chwili obecnej trudności te rozwiązywane są różnymi sposobami, o których ze względu na różnorodność koncepcji, powiedzieć można ogólnie, że nie znalazły ostatecznej wypróbowanej formy technicznej, tak jak ma to miejsce w dziedzinie silników wysokoprężnych.

Równocześnie podkreślić trzeba, że sprawa wspomnianej kalibracji układu zasilającego wysuwa się na pierwsze miejsce wśród innych problemów, związanych zazwyczaj z pompami wtryskowymi.

W pompach wysokociśnieniowych przeznaczonych do zasilania silników wysokoprężnych głównym zagadnieniem jest precyzja wykonania zespołu cylinder-tłoczek, które decyduje o prawidłowej pracy układu. Ponieważ wtrysk paliwa lekkich nie wymaga tak wysokich ciśnień, jak ma to miejsce w wypadku silników wysokoprężnych, uzyskać można konieczną szczelność dla ich wykonania przy mniejszych dokładnościach pasowań.

Opierając się na wzmiankach o przeprowadzonych badaniach w Instytucie Doświadczalnym f-my Bosch przyjąć można, że wystarczającym ciśnieniem dla dostatecznego rozpylenia paliwa są ciśnienia w granicach 15÷40 atm.

Naturalne jest stwierdzenie, że przy wtrysku do przewodu ssącego wymagane są niższe ciśnienia niż przy wtrysku do cylindra.

Omówione powyżej problemy wtrysku i jego regulacji, odnoszą się nie tylko do wypadku zasilania silników czterosuwowych, ale prawie w całości są one aktualne również dla silników dwusuwowych.

Dla tych jednak silników odmienne są warunki tworzenia się mieszanki i te sprawy poruszę poniżej, poświęcając jedynie uwagę specjalnym zagadnieniom związanym z zasadą działania silników dwusuwowych.

W silniku dwusuwowym duży wpływ na tworzenie się mieszanki ma sposób przepłukania. Mieszanka wchodzić powinna do cylindra zwartym strumieniem, nie tylko ze względu na konieczność wypchnięcia przed sobą powstałych spalin, lecz również zmniejsza się w ten sposób możliwość zapalania się częściowego mieszanki od spalin. W chwili przepłukania powstaje w cylindrze ruch mieszanki i uchodzących gazów, mimo to jednak nie występuje wymieszanie i zachowane są pewne warstwy. W momencie zakończenia przepłukania powstałe gazy tworzą w ruchomej masie mieszanki lokalne zanieczyszczenia i wraz z nią przemieszczają się w pewien prawidłowy sposób.

Podczas sprężania mieszanki następuje ruch wspomnianych zanieczyszczeń, oraz ich częściowa dyfuzja, jednak nie osiąga się całkowitego wymieszania.

Ten stan rzeczy należy brać pod uwagę przy rozpatrywaniu problemu wtrysku do cylindra silnika dwusuwowego.

Pod tym kątem widzenia, należy tak dobrać moment i kierunek wtrysku, położenie wtryskiwacza i świecy, aby wtrysk następował w możliwie najczystsze powietrze, zapłon zaś wypadł w atmosferze najbardziej jednolitej i podatnej do zapłonu mieszanki.

Wyboru tych optymalnych warunków dokonać można laboratoryjnie przy zastosowaniu specjalnych głowic, wyposażonych w szereg wtryskiwaczy i świec. Grupując w różnych kombinacjach

wtrysk i zapłon otrzyma się ostatecznie najlepsze wyniki pracy silnika.

Wstępne założenia dla tego rodzaju prób zrobić można na podstawie obserwacji przepłukania przeprowadzonego na szklanym modelu cylindra.

Wtrysk do cylindra stwarza najkorzystniejsze warunki do zlikwidowania strat, będących konsekwencją przepłukania cylindra mieszanką. Równocześnie łączy się z tym możliwością podwyższenia stopnia przepłukania, ograniczona przy zasilaniu gaźnikowym właśnie powstającymi przy tym stratami.

Wyzyskanie ciepła parowania prowadzi do powiększenia stopnia napełnień cylindra, przy czym następuje to bez zwiększenia ilości powietrza przepływającego przez skrzynkę korbową, gdyż w okresie tym wlot powietrza jest odcięty. Prowadzi to do podniesienia stopnia wykorzystania powietrza.

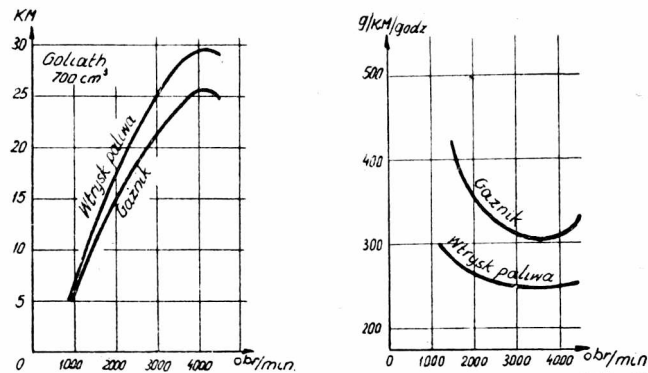
Wtrysk jednak do cylindra, jak już była o tym mowa, łączy się z bardzo krótkim czasem na odparowanie paliwa.

Sytuację tę można poprawić nieco przez wtrysk paliwa jeszcze przed zamknięciem szczeliny, gdy tłok znajdzie się w DMP. Naturalnie powstaną przy tym pewne straty paliwa, znacznie jednak mniejsze niż w wypadku wtrysku do kanału przedmuchowego, o czym będzie z kolei mowa.

Druga możliwość wtrysku paliwa do silnika dwusuwowego, to wtrysk do kanału przedmuchowego. System ten w porównaniu z poprzednio omawianym daje lepsze warunki odparowania i wymieszania paliwa, jednak zwiększa jego straty. Mimo to są one znacznie mniejsze niż przy zasilaniu gaźnikowym choćby z tego względu, że wtrysk odbywa się już w trakcie przepływu strumienia, tak że paliwo nie znajduje się na jego czole.

Jakiego rzędu są oszczędności w paliwie przy przejściu z zasilania gaźnikowego na wtryskowe dla silnika dwusuwowego, pracującego według koncepcji wczesnego wtrysku do cylindra; zorientować się można z danych dotyczących silników Gutbrod oraz Goliath. Silnik Gutbrod posiada objętość skokową  $2 \times 300 \text{ cm}^3 = 600 \text{ cm}^3$ , zaś silnik Goliath  $2 \times 350 \text{ cm}^3 = 700 \text{ cm}^3$ . Obydwa wspomniane silniki posiadają taką konstrukcję, że pracować mogą zarówno przy zasilaniu gaźnikowym jak i przy zasilaniu wtryskowym.

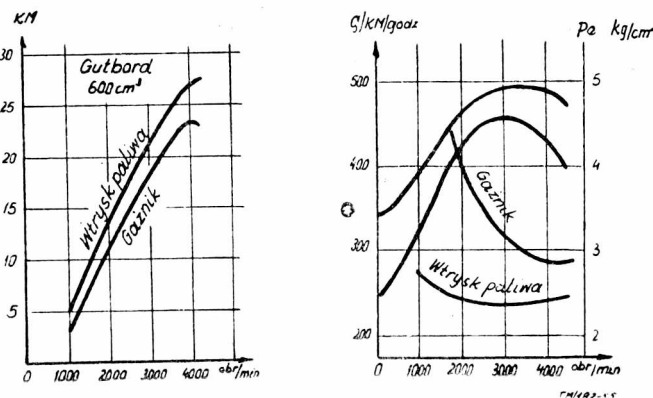
Na rys. 1 przedstawiona jest charakterystyka silnika Goliath przy zasilaniu gaźnikowym oraz wtryskowym. Podobne porównanie charakterystyk dla silnika Gutbrod podano na rys. 2.



Rys. 1.

Na podstawie tych charakterystyk wyciągnąć można następujące wnioski:

- 1) Jednostkowe zużycie paliwa przy stosowaniu wtrysku jest niższe oszczędność ta wynika dzięki znacznemu zmniejszeniu strat



Rys. 2.



przy przepłukaniu, ponieważ czoło strumienia powietrza jest prawie bez paliwa.

Różnica w zużyciu jest znaczna i przy uwzględnianiu optymalnych wartości dla obu wypadków zasilania % zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa wynosi dla silnika Goliath

$$g\% = \frac{300 - 250}{250} = 20\%$$

zaś dla silnika Gutbrod

$$g\% = \frac{280 - 235}{235} = 19,2\%$$

W warunkach eksploatacyjnych oszczędności paliwa będą jeszcze większe ze względu na korzystniejszy przebieg krzywych jednostkowego zużycia paliwa oraz na fakt, że w rachunku brane były pod uwagę najniższe wartości zużycia, które osiąga się dla każdego ze sposobów zasilania przy innych obrotach silnika.

- 2) Wtrysk zmienia charakterystykę momentu na bardziej płaską, przy czym wartość momentu maksymalnego jest wyższa niż przy zasilaniu gaźnikowym. Ten przebieg momentów poprawia własności trakcyjne pojazdów w całym zakresie obrotów, oraz wydawnie zwiększa możliwości przyspieszeń w przedziale niskich obrotów silnika.
- 3) Przy zasilaniu wtryskowym moc obu silników jest wyższa. Na podstawie wykresów określić można wzrost mocy o ca 15%. Jest to wynikiem zastosowania wyższych stopni sprężania, oraz poprawy napełniania przy przejściu na wtrysk. Warto zauważyć, że mimo wyższego  $\epsilon$ , stosowana była ta sama benzyna o liczbie oktanowej 72, która służyła do napędu tychże silników wyposażonych w gaźniki.

Osiągnięte we wspomnianych silnikach wyniki potwierdzają w całej rozciągłości rozważania teoretyczne, wskazując równo-

ześnie, że istnieje techniczna możliwość realizacji omówionych uprzednio założeń, zmierzających do lepszego wyzyskania zarówno paliwa, jak i samego silnika.

Reasumując najważniejsze zagadnienia, stwierdzić można, że zastosowanie zasilania wtryskowego dla silników, pracujących na paliwach lekkich, pozwala podnieść moc silnika.

Oczywiste jest, że w konsekwencji poprawiają się wszelkie wskaźniki, stanowiące kryteria oceny silnika, a mianowicie: zwiększa się moc z litra, spada ciężar silnika na 1 KM. Własności trakcyjne silnika ulegają poprawie, dzięki korzystnemu przebiegowi charakterystyki momentu obrotowego. Dzieje się to wskutek lepszego doboru jakościowego mieszanki w szerszym zakresie obrotów, przy równoczesnym lepszym ilościowo jej wyzyskaniu. Warunki te wpływają na wzrost i równomierniejszy przebieg średniego ciśnienia efektywnego, do którego proporcjonalny jest moment obrotowy silnika. Zmniejsza się jednostkowe zużycie paliwa. Maleją z tego tytułu koszty eksploatacyjne, a równocześnie zmniejsza się ogólnie zużycie paliwa, co w skali państwowej prowadzić może do dużych oszczędności materiałów pędnych.

Istnieje możliwość stosowania dla tych samych paliw wyższego stopnia sprężania. Jest to równoznaczne z faktem, że przy niepodwyższonym  $\epsilon$ , używać można paliw o gorszych własnościach przeciwdetonacyjnych (mniejszej liczbie oktanowej).

Na zakończenie chcę wspomnieć, że w artykule tym pragnęłam przeanalizować jedynie najważniejsze problemy dotyczące zasilania wtryskowego, dlatego też nie poruszona została w ogóle sprawa układów wtryskowych i regulacyjnych. Ten temat omówiony zostanie w dalszych zamierzonych pracach, dotyczących wtrysku paliw lekkich do silników szybkobieżnych.

Równocześnie chciałbym poinformować zainteresowanych tym tematem, że zagadnienie to opracowywane będzie w ramach prac naukowych Katedry Silników Spalinowych Politechniki Gdańskiej, proszę o wymianę myśli, stanowiącą tak podstawowy czynnik w pracach nad postępem technicznym.

*Mgr inż. JANINA MICHAŁOWSKA*

## WPLYW JAKOŚCI OLEJU NA ZUŻYCIE SILNIKA

### 1. Ogólna charakterystyka olejów silnikowych

Naturalne oleje silnikowe, otrzymywane na drodze przeróbki ropy naftowej, stanowią mieszaninę węglodorów typu parafinowego, naftenowego i aromatycznego oraz ich pochodnych, zawierających cząsteczki siarki, azotu lub grupy kwasowe. Zależnie od pochodzenia ropy naftowej i stosowanych metod rafinacji, procentowa zawartość poszczególnych grup i rodzajów węglodorów może zmieniać się w szerokich granicach i w związku z tym oleje silnikowe, otrzymywane z różnych gatunków ropy naftowej lub poddawane różnym metodom rafinacji nie będą posiadały tych samych własności chemicznych i eksploatacyjnych.

Wartość użytkowa olejów silnikowych, przejawiająca się w zachowaniu się ich w czasie eksploatacji, uwarunkowana jest dwoma zasadniczymi składnikami: składem i budową chemiczną olejów oraz warunkami pracy oleju w silniku. Błędny pogląd, datujący się sprzed wielu lat, jakoby własności fizyko-chemiczne olejów były wystarczającym miernikiem dla oceny ich wartości użytkowej, stracił już dawno prawo bytu. Stosowane na podstawie obowiązujących norm metody oznaczania własności fizyko-chemicznych olejów, jak np. temperatury zapłonu, lepkości, zawartości koksu i popiołu, mogą służyć do celów identyfikacji lub kontroli produktów, lecz nie stanowią tym samym wskaźnika trwałości olejów i nie pozwalają wysnuwać żadnych wniosków odnośnie zachowania się ich w eksploatacji. Również i przyspieszone metody laboratoryjne oznaczania specjalnych własności olejów jak np. odporności na utlenianie lub skłonności do wywoływania korozji nie dają wyników dostatecznie zgodnych z wynikami prób eksploatacyjnych i mogą być jedynie traktowane jako wskaźnik względnej, a nie absolutnej trwałości olejów.

Ze względu na zmiany, jakie zachodzą we własnościach olejów w czasie ich pracy w silniku, właściwą ocenę wartości użyt-

kowej olejów silnikowych można uzyskać dopiero po przebadaniu ich w próbach eksploatacyjnych na silnikach.

### 2. Zmiany własności olejów silnikowych w czasie pracy w silniku

Oleje silnikowe w warunkach pracy w silniku, pod wpływem działania tlenu powietrza i podwyższonej temperatury oraz na skutek stykania się z metalami, które mogą wywierać działanie katalityczne, łatwo ulegają procesowi utleniania. Proces ten charakteryzuje się ogólnie zwiększeniem lepkości oleju, powstawaniem kwasów organicznych, które atakują metalowe części silnika oraz tworzeniem się wysokocząsteczkowych produktów polimeryzacji i kondensacji, nierozpuszczalnych w oleju i wytrącających się w postaci osadu, zwanego szlamem, lub osadzających się na różnych częściach silnika w postaci warstwy laku. Na skutek tych przemian następuje zatykanie przewodów olejowych i filtrów, zaklejanie i unieruchomienie pierścieni, wyrabianie panewek i ich korozja, zatarcie tłoku, zmniejszenie użytkowej mocy silnika i szybkie jego zużycie. Zjawisko utleniania olejów silnikowych występuje szczególnie ostro w nowoczesnych typach szybkobieżnych silników spalinowych, a zwłaszcza w silnikach wysokoprężnych. Składa się na to szereg przyczyn, związanych z konstrukcją i metodą smarowania nowoczesnych silników spalinowych.

Warunki pracy oleju w omawianych silnikach są bardzo ciężkie na skutek działania całego szeregu czynników, które wywierają znamienny wpływ na przyspieszenie procesu utleniania i rozkładu oleju. Do takich czynników zaliczyć należy wysoki stopień sprężania, duże ciśnienie, silne wahania temperatury, intensywne stykanie się oleju z powietrzem (w związku z powstawaniem mgły olejowej w skrzynce korbowej) oraz katalityczny wpływ

niektórych metali (w pierwszym rzędzie stopów: miedź (olów i kadm), srebro) na proces utleniania olejów.

Dane zaczerpnięte z literatury światowej potwierdzają i uwytklają znaczenie poruszonych problemów. Np. Czernożukow i Krejn<sup>2)</sup> przytaczają szereg przykładów, ilustrujących zmiany zachodzące we własnościach olejów silnikowych w warunkach eksploatacyjnych. Autorzy ci podkreślają, że proces zmiany własności olejów stosowanych w silnikach samochodowych i ciągnikowych, można zaobserwować już po kilkugodzinnym okresie ich pracy w silniku. W szybkobieżnych silnikach wysokoprężnych nowoczesnej konstrukcji istnieją specjalnie sprzyjające warunki dla tworzenia się osadów i nalotów na tłoku i w rowkach pierścieni oraz dla powstawania niskocząsteczkowych kwasów, działających korodująco na metale, z których wykonane są panewki. Znamienne jest, że w silnikach wysokoprężnych tworzą się głównie osady typu węglowego, przypuszczalnie wskutek rozkładu wysokocząsteczkowych produktów utleniania oleju przy zetknięciu z gorącymi ściankami cylindrów i tłoków. W oleju obserwuje się również zwiększenie zawartości popiołu, który tworzy się w wyniku korozji metali, spowodowanej działaniem kwasów organicznych. Forbes<sup>5)</sup> podkreśla, że temperatura pracy oleju w silnikach wysokoprężnych jest znacznie wyższa niż w silnikach gaźnikowych i w związku z tym rozkład oleju następuje szybciej. Sanin i Namietkin<sup>10)</sup> przeprowadzają analizę szlamów, które osadziły się na filtrach dwóch typowych silników: wysokoprężnego i gaźnikowego. Z analizy tej wynika, że zawartość węgla w osadzie utworzonym w silniku wysokoprężnym jest prawie trzykrotnie wyższa niż w osadzie pochodzącym z silnika gaźnikowego.

Wielu autorów podkreśla w swych publikacjach przyspieszający wpływ działania metali na proces utleniania olejów. Np. Evans<sup>4)</sup> twierdzi, że niektóre metale, a zwłaszcza miedź i żelazo, są silnymi katalizatorami utleniania olejów i biorą czynny udział w tworzeniu osadów. Kalichewsky<sup>6)</sup> omawia niezwykle efektywne działanie samej miedzi, lub w połączeniu z innymi metalami czy stopami (np. mosiądz, ołów, srebro) w procesie utleniania oleju i tworzenia się szlamu.

Czernożukow i Krejn<sup>2)</sup> przytaczają dane odnośnie wpływu różnych metali na ilość tlenu pochłoniętego przez olej. Z danych tych wynika, że najbardziej aktywny wpływ w procesie utleniania olejów wywierają: żelazo, miedź i ołów. Badania Stagera i Bohnenblusta<sup>21)</sup> wykazały, że w czasie utleniania oleju w obecności ołowiu, w pierwszej fazie utlenia się ołów, tworząc nadtlenek, który następnie rozkłada się i oddaje aktywny tlen olejowi. Tyczynin i Butkow<sup>23)</sup> na podstawie przeprowadzonych doświadczeń stwierdzili, że w procesie utleniania olejów najbardziej katalityczny wpływ wywierają miedź i ołów. Wellinger i Muller<sup>24)</sup> dowiedli, że szybkość powstawania osadów w oleju jest proporcjonalna do zawartości miedzi, stykającej się z olejem w czasie jego pracy. Anderson<sup>1)</sup> stwierdził, że stopy metali mogą stanowić bardziej aktywny katalizator w procesie utleniania olejów niż te same metale użyte oddzielnie.

Wielu autorów omawia zagadnienie zdolności olejów do wywoływania korozji metali, z którymi stykają się w czasie pracy. Np. Łosikow<sup>10)</sup> podkreśla wrażliwość stopów miedziowo-olowiowych na procesy korozji, które zachodzą pod wpływem kwasów organicznych, utworzonych w utlenionym oleju. Puczkow i Borowaja<sup>18)</sup> podkreślają zdolność olejów do wywoływania korozji panewek z metali kolorowych, które są bardzo czułe na korozyjne działanie olejów. Pugh i Court<sup>1)</sup> omawiają przyspieszone pękanie warstwy stosu łożyskowego brąz (olów i kadm) nikiel wskutek działania kwasów, które są produktami rozkładu olejów.

Reasumując należy stwierdzić, że nowoczesne silniki spalinowe, a zwłaszcza silniki wysokoprężne z panewkami ze stopów: brąz (olów i kadm), nikiel stwarzają szczególnie niekorzystne wa-

runki pracy dla oleju i w związku z tym wymagają stosowania olejów o wysokiej jakości, które między innymi odznaczają się muszą wybitną odpornością na utlenianie.

### 3. Metody otrzymywania olejów silnikowych o wysokiej jakości

#### A. Dobór surowców i metod rafinacji.

W poszukiwaniu odpowiednich olejów, które mogłyby się kwalifikować do stosowania w nowoczesnych silnikach spalinowych, w pierwszym rzędzie zwrócono uwagę na dobór odpowiedniego gatunku ropy naftowej i wybór właściwej metody rafinacji. Jest rzeczą wiadomą, że oleje otrzymywane z ropy parafinowej odznaczają się większą odpornością na utlenianie niż oleje z innych gatunków ropy naftowej.

Badania prowadzone przez Puczkowa i Borowaja<sup>18)</sup> nad własnościami olejów silnikowych, pochodzących z różnych gatunków ropy naftowej, udowodniły, że oleje z ropy parafinowej wykazują nieznacznie tylko zdolność do wywoływania korozji w porównaniu z olejami, otrzymanymi z ropy mieszanych o charakterze aromatyczno-naftowym. Dasze badania wykazały, że w olejach z ropy parafinowej procesy utleniania zachodzą w kierunku wytrącania kwaśnych produktów rozpuszczalnych w olejach, a produkty nierozpuszczalne (osady) tworzą się jedynie w małych ilościach. W badaniach, prowadzonych nad wpływem budowy chemicznej olejów na ich własności korozyjne, Krejn i Borowaja<sup>8)</sup> dowiedli, że istnieje pewne optimum zawartości węglodorów aromatycznych w olejach, przy czym odstępianie od tego optimum tak w jednym, jak i w drugim kierunku, powoduje zwiększenie własności korozyjnych olejów. Forbes<sup>5)</sup> zwraca uwagę, że chociaż oleje parafinowe posiadają większą odporność na działanie temperatury niż inne gatunki olejów mineralnych, ale przy rozkładzie tworzą cząsteczki węgla o stosunkowo dużej twardości.

Drugim zasadniczym problemem przy otrzymywaniu wysokowartościowych olejów silnikowych odpornych na utlenianie, jest sprawa doboru odpowiedniego stopnia i odpowiednich metod rafinacji. W literaturze światowej dużo miejsca poświęcono temu zagadnieniu. Wielu uczonych w oparciu o przeprowadzone badania wyciągnęło wnioski, że zbyt głęboko prowadzona rafinacja (tzn. przy użyciu dużych ilości kwasu) powoduje pogorszenie własności olejów, czyniąc je bardziej skłonnymi do utleniania. Odporność olejów na utlenianie można w znacznym stopniu podwyższyć, jeżeli po rafinacji kwasowej poddaje się je działaniu adsorbentów. W czasie procesu rafinacji przy zwiększaniu ilości kwasu lub procentu selektywnego rozpuszczalnika, trwałość oleju z początku poprawia się, a potem szybko zaczyna się zmniejszać i to w takim stopniu, że w pewnych przypadkach olej może się już nie nadawać do praktycznego zastosowania. Zjawisko to można wytłumaczyć, przyjmując, że przy zwiększaniu ilości kwasu czy też selektywnego rozpuszczalnika z oleju wydzielona zostaje część związków, które zabezpieczały składniki oleju przed utlenianiem. Według Kalichewsky'ego<sup>7)</sup> oleje nierafinowane zawierają w swym składzie wiele różnych substancji, z których jedne działają jako katalizatory utleniania, a inne jako inhibitory. W czasie rafinacji zarówno jedne jak i drugie rodzaje substancji zostają usunięte z oleju, ale w niejednakowym stopniu. Względny stosunek katalizatorów i inhibitorów utleniania, które pozostają w oleju po procesie rafinacji, może określić jego odporność na utlenianie. W procesach rafinacji bardzo ważnym zagadnieniem jest osiągnięcie właściwej równowagi, która by zapewniła olejom uzyskanie jak najlepszych własności. Optimum rafinacji zmienia się w zależności od indywidualnych wymagań, stawianych olejom na podstawie oceny ich wartości użytkowej w próbach prowadzonych na silnikach. Należy podkreślić, że mieszanie rafinowanych olejów, pochodzących z różnych źródeł jest wybitnie nie wskazane, ponieważ w otrzymanej w ten spo-

sób mieszaninie z reguły naruszona jest równowaga między względnym stosunkiem katalizatorów i inhibitorów, pozostałych w oleju po rafinacji. Tak samo przy mieszaniu olejów używanych ze świeżymi innego pochodzenia, szybciej będzie następować ich starzenie i wytrącanie osadów.

Liczne badania udowodniły, że charakter rafinacji wywiera duży wpływ na zdolności korozyjne olejów. Np. Krejn i Borowaja<sup>8)</sup> stwierdzili, że radzieckie oleje silnikowe („awtoły”) selektywnej rafinacji są bardziej skłonne do korozji niż „awtoły” rafinacji kwasowej, mimo że oleje selektywnej rafinacji są droższe i ogólnie uważane za lepsze.

Jak wykazała praktyka, możliwości poprawienia własności olejów silnikowych przez odpowiedni dobór surowca i udoskonalenie metod rafinacji, nie są wystarczające w odniesieniu do olejów, stosowanych w nowoczesnych szybkoobrotowych silnikach o dużej mocy. Sprawa otrzymania olejów silnikowych o wysokiej jakości, spełniających wszystkie wymagania użytkownika, rozwiązana została dopiero przez dodawanie do olejów specjalnych substancji, zdolnych do efektywnego poprawienia ich charakterystycznych własności.

#### B. Stosowanie dodatków ulepszających naturalne własności olejów

Pomysł dodawania do olejów różnych związków chemicznych, które mogłyby ulepszać pewne cechy olejów, niezależnie od ich naturalnych własności, datuje się od roku 1922, kiedy Francuzi Moureau i Dufraisse<sup>15)</sup> odkryli istnienie substancji, zwiększających trwałość olejów, czyli przeciwdziałających zjawisku ich utleniania. Przeciwtleniające dodatki do olejów wyprodukowane zostały po raz pierwszy w skali przemysłowej w roku 1935 pod nazwą „Castrol”<sup>16)</sup>. Wkrótce potem rozwiązano zagadnienie innych typów dodatków do olejów, z których najważniejsze z punktu widzenia zabezpieczenia silników przed szkodliwym działaniem produktów rozkładu olejów są to: dodatki „dyspergujące” (detergenty), inhibitory korozji oraz dodatki wielofunkcyjne o działaniu wielostronnym.

Oprócz wyżej wymienionych, szeroko rozpowszechnionych są również dodatki obniżające temperaturę krzepnięcia olejów, dodatki podwyższające lepkość i wskaźniki lepkościowe olejów, oraz dodatki podwyższające smarność olejów. Tego typu dodatki pozwalają między innymi na rozszerzenie zakresu zastosowania różnych gatunków olejów dzięki możliwości dowolnego regulowania i ulepszania ich charakterystycznych własności. Przejdziemy z kolei do omówienia poszczególnych dodatków do olejów.

**Inhibitory utleniania**, dodawane do olejów w niewielkich ilościach, wynoszących kilka dziesiątych, a nawet setnych procent, mają tę właściwość, że w pierwszej fazie utleniania adsorbują tlen, dzięki czemu nie dopuszczają do współdziałania tlenu ze składnikami oleju. Następuje okres indukcji, kiedy sam inhibitor reaguje z tlenem, a cząsteczki oleju nie są narażone na utlenianie. Długość okresu indukcji zależy od chemicznej budowy oleju, od rodzaju użytego inhibitora i jego stężenia.

Należy zaznaczyć, że inhibitory, jakkolwiek zdolne są do opóźnienia procesu utleniania oleju, nie mogą jednak w żaden sposób wpłynąć na zupełne jego zahamowanie. Przedłużają one jednak okres użytkowania oleju, zabezpieczając go przed możliwością powstawania niepożądanych zjawisk (tworzenie szlamów, laków). Przykładami inhibitorów utleniania, które znalazły praktyczne zastosowanie, jako dodatki do olejów silnikowych, są związki chemiczne zawierające azot (przeważnie w postaci grupy aminowej) lub fosfor (w postaci estrów kwasów metafosforowych), względnie związki aromatyczne, zawierające grupy wodorotlenowe, lub związki metaloorganiczne. Inhibitory utleniania produkowane są w skali przemysłowej już od lat dwudziestu i znajdują się na rynkach zagranicznych pod różnymi nazwami handlowymi, jak np. „Lubrizol”, „Aerolub” i inne.

W Związku Radzieckim opracowano również produkcję podobnych inhibitorów i zastosowano je do ulepszania własności olejów silnikowych — „Awtołow”<sup>(3), 9), 20)</sup>.

Wobec rozwoju nowoczesnych typów silników, charakteryzujących się ciężkimi warunkami pracy, okazało się, że dodawanie do olejów samych inhibitorów utleniania nie daje jeszcze pożądanych wyników. Inhibitory utleniania nie mogą bowiem zapobiegać wytrącaniu się z oleju osadów, gdy olej w czasie pracy w silniku przechodzi do strefy, której temperatura leży powyżej granicy trwałości nawet najbardziej wysokogatunkowych olejów. W tych warunkach olej musi ulegać częściowemu rozkładowi i tworzą się osady o charakterze koku i sadzy, co jest zjawiskiem bardzo niepożądanym. Dużym postępem w dziedzinie dalszego ulepszania wartości użytkowej olejów silnikowych było zastosowanie nowego typu dodatku o zdolności „dyspergowania”, tj. rozpraszania produktów karbonizacji oleju, które tworzą się po pewnym okresie pracy oleju w silniku.

**Dodatki „dyspergujące” („detergenty”, dodatki „myjące”).**

Według Sanina i Namietkina<sup>19)</sup> dodatki „dyspergujące” wykazują działanie dwukierunkowe: 1. pokrywają metaliczne powierzchnie silnika warstwą adsorbcyjną (ochronną), zapobiegając tym samym odkładaniu się na tych powierzchniach substancji węglowych i smół. 2. pokrywają warstwą adsorbcyjną nierozpuszczalne w oleju substancje, nie dopuszczając w ten sposób do ich aglomeracji i tworzenia większych skupień.

Ogólnie można stwierdzić, że dodatki „dyspergujące” mają zdolność zapobiegania powstawaniu osadów, względnie zdolność niszczenia osadów już utworzonych.

Skuteczność działania omawianych dodatków można zilustrować na przykładzie wyników badań, prowadzonych na silniku wysokoprężnym z olejem czystym i z dodatkiem „dyspergującym”<sup>19)</sup>.

| Olej                               | Zawartość szlamu nierozpuszczalnego w oleju w mg/10 godz. | Ilość szlamu odłożonego na filtrach w mg/10 godz. |
|------------------------------------|-----------------------------------------------------------|---------------------------------------------------|
| Olej D                             | 462                                                       | 7.0                                               |
| Olej D z dodatkiem „dyspergującym” | 707                                                       | 1.0                                               |

Jak widać z przytoczonych danych, ilość szlamu zatrzymanego na filtrach w przypadku zastosowania dodatku „dyspergującego” zmniejsza się siedmiokrotnie, gdy tymczasem zawartość szlamu w oleju wzrasta. Wynika to stąd, że dodatek „dyspergujący” przekształca część szlamu w drobnodispersyjną zawiesinę, która nie zatrzymuje się na filtrach, ale zawieszona jest w oleju.

#### **Inhibitory korozji.**

W związku z rozpowszechnieniem w nowoczesnych silnikach wysokoprężnych panewek miedziowo-olowiowych, które przewyższają panewki cynowe własnościami mechanicznymi, ale są bardzo wrażliwe na procesy korozji, zaistniała konieczność zastosowania do olejów silnikowych nowego typu dodatku — inhibitora korozji. Inhibitory korozji posiadają zdolność tworzenia na powierzchni metalu filmu ochronnego, co uniemożliwia bezpośrednie zetknięcie się metalu z kwasami, powstającymi na skutek utleniania oleju. Z drugiej strony inhibitory korozji, dzięki utworzeniu powłoki ochronnej na powierzchni metalu, izolują sam olej od zetknięcia z metalem, a więc redukują katalityczny wpływ metalu na proces utleniania oleju, co pozwala na przedłużenie czasokresu wymiany oleju. Inhibitory korozji są w równej mierze rozpowszechnione za granicą, jak inhibitory utleniania czy też dodatki „dyspergujące”. Przykładami tego typu inhibitorów są przeważnie związki organiczne, zawierające atomy siarki, azotu lub fosforu np. fosforan trójfenylowy („Santolub SS”), „Santolub”, „Lubrizol”, „Aerolub” i inne.



### Dodatki o działaniu wielostronnym.

Dalszy rozwój w dziedzinie dodatków do olejów smarowych przyniósł opracowanie substancji zdolnych do równoczesnego ulepszenia kilku charakterystycznych cech olejów (np. zwiększenie odporności oleju na utlenianie i korozję oraz nadawanie olejom własności „dyspergujących”). Dodatki te znane od dziesięciu lat produkowane są również i w Związku Radzieckim pod nazwami handlowymi: „Aznii” i „Cijatim”. Nie będę szerzej tu omawiać innych typów dodatków, wymienionych wyżej, gdyż nie są one najściślej powiązane z tematyką artykułu, a ponadto były już przedmiotem wcześniejszych publikacji autorki<sup>(11), (12), (13)</sup>.

Szczegółowe badania, prowadzone w Związku Radzieckim<sup>(2), (16), (19)</sup> nad skutecznością działania dodatków do olejów silnikowych, wykazały w próbach na silnikach następujące korzyści:

1. znaczne zmniejszenie ilości szlamu, tworzącego się w czasie pracy oleju w silniku.
2. polepszenie pracy filtra olejowego.
3. obniżenie do minimum zjawiska zaklejania i przypiekania pierścieni tłokowych.
4. zachowanie wszystkich części silnika w zadowalająco czystym stanie (brak osadów węglowych i laków).
5. zmniejszenie stopnia mechanicznego zużycia silnika.
6. podwyższenie trwałości oleju.
7. zmniejszenie korozji panewek ze stopu miedź/olów.

Opinie różnych autorów oparte na wynikach licznie prowadzonych badań na hamowni i w próbach eksploatacyjnych, potwierdzają w pełni wielką skalę osiągnięć, uzyskanych przez stosowanie dodatków do olejów silnikowych. Np. Evans<sup>(4)</sup> podkreśla, że nowoczesne silniki spalinowe wymagają zupełnie innych rodzajów niż te, które były zadowalające przed kilkunastu laty. Oleje takie można jedynie uzyskać przez wprowadzenie do naturalnych olejów mineralnych specjalnych dodatków uszlachetniających. Łosikow<sup>(10)</sup> stwierdza, że tylko oleje zawierające specjalne dodatki mogą w pełni rozwiązać zadanie zabezpieczenia szybkobieżnych silników spalinowych przed przedwczesnym zużyciem, gwarantując długotrwały okres pracy wszystkich części silnika.

Wielka liczba producentów, specjalizujących się w dziedzinie dodatków do olejów smarowych, może być dowodem rozpowszechnienia tych produktów na rynkach zagranicznych. Jeszcze bardziej przekonującym dowodem jest fakt, że w najbardziej uprzemysłowionych państwach już od szeregu lat wprowadzona została klasyfikacja olejów silnikowych, która w zależności od potrzeb użytkownika uwzględnia trzy zasadnicze grupy tych olejów:

1. „Regular motor oils” — oleje mineralne bez dodatków, które można jedynie stosować do silników pracujących przy umiarkowanej szybkości, umiarkowanych obciążeniach i umiarkowanej temperaturze.
2. „Premium motor oils” — oleje mineralne z dodatkiem inhibitorów utleniania i korozji, które stosuje się do silników gaźnikowych, przeważnie w samochodach osobowych.
3. „Heavy-duty oils” — oleje mineralne z dodatkiem inhibitorów o działaniu wielokierunkowym (zawierających dodatki „dyspergujące”), które przeznaczone są przede wszystkim do samochodów ciężarowych, ciągników i autobusów z silnikami wysokoprężnymi, pracujących w ciężkich warunkach.

Na podstawie dokonanego przeglądu literatury światowej można śmiało stwierdzić, że na obecnym etapie rozwoju motoryzacji tylko nieliczne kraje, pozostające daleko w tyle za postępem technicznym, stosują jeszcze ciągle do smarowania wszystkich silników spalinowych naturalne oleje mineralne, nie ulepszone żadnymi specjalnymi dodatkami. Ze smutkiem trzeba przyznać, że do tych nielicznych krajów zalicza się również i Polska. Tego rodzaju gospodarka smarownicza fatalnie odbija się na stanie technicznym użytkowanych pojazdów.

Silniki, z małymi wyjątkami, nie osiągają okresów międzynaprawczych, które są możliwe do uzyskania dzięki ich konstrukcji. Wskutek nieodpowiedniej jakości olejów silnikowych obserwuje się również nadmierne spalanie oleju. Niektóre samochody z silnikami wysokoprężnymi zużywają np. dwukrotną ilość oleju silnikowego w stosunku do ilości przewidzianej odpowiednimi instrukcjami.

Dla utrzymania wozów w stałej gotowości stosuje się czasami znacznie częstsze wymiany oleju niż to przewidują normy. W tej sytuacji koszty eksploatacji samochodów są niewspółmiernie wysokie, a Skarb Państwa narażony jest na poważne straty. Niestety, użytkownicy nie kładą dostatecznego nacisku na jakość produkowanych i rozprowadzanych w Polsce olejów silnikowych, mimo że najlepsze oleje, którymi rozporządzamy, a które znajdują się na rynku pod nazwą „Lux”, daleko odbiegają swymi własnościami od wymagań stawianych na całym świecie olejom silnikowym, użytkowemu w nowoczesnych silnikach spalinowych. Oleje „Lux” nie zawierają żadnych dodatków ulepszających i z góry można ocenić, że na skutek swej niedostatecznej jakości, stanowią jedną z głównych przyczyn przedwczesnego zużycia silników. Należy mocno i wyraźnie podkreślić, że jakość i wartość użytkowa olejów silnikowych rozprowadzanych w Polsce jest w wysokim stopniu niezadowalająca.

Wszelkie więc analizowanie przyczyn nieosiągnięcia przez eksploataowane wozy przewidzianych okresów międzynaprawczych, będzie zagadnieniem niedostatecznie jasno naświetlonym, jeżeli będzie się je rozpatrywać w oderwaniu od istotnego czynnika, jakim jest wpływ jakości oleju na zużycie silnika. Wydaje się, że w obecnej chwili należy skierować wszelkie możliwe wysiłki, aby jak najszybciej przystąpić do opracowania, wyprodukowania i rozpowszechnienia omawianych dodatków, które będą mogły ulepszyć naturalne własności olejów silnikowych w takim stopniu, aby ich jakość nie stanowiła jednej z głównych przyczyn przedwczesnego zużycia silników.

### LITERATURA

- 1) Anderson A., ASAE Journal 6, 127, (1929).
- 2) Czernożukow N. I., Krejn S. E., Okisłajemost smazocznych maseł, Moskwa 1946.
- 3) Czernożukow N. I., Krejn S. E., Łosikow B. W.: „Chimia mineralnych maseł”, Moskwa 1951.
- 4) Evans E. A.: „Lubricating and allied oils”, London 1948.
- 5) Forbes W. G.: „Lubrication of industrial and marine machinery”, New-York 1948.
- 6) Kalichewsky V. A.: „Chemical refining of petroleum”, New-York 1942.
- 7) Kalichewsky V. A.: „Modern methods of refining lubricating oils”, New-York 1938.
- 8) Krejn S. E., Borowaja M. S.: „Issledowanie i primienienie niefteproduktow”. Praca zbiorowa pod redakcją N. G. Puczkowa, Moskwa 1950.
- 9) Łosikow B. W., Łukaszewicz I. P.: „Niefianoje towarowiedienie”, Moskwa 1950.
- 10) Łosikow B. W.: „Prisadki k smazoczny masłam”, praca zbiorowa pod redakcją Czernożukowa, Krejna i Fuksa, Moskwa 1946.
- 11) Michałowska J., Nafta Nr 1-2, styc. — luty 1949.
- 12) Michałowska J., Przem. Chem. (29) VI, Nr 2-3, (1950).
- 13) Michałowska J., Przem. Chem. (32) IX, Nr 1 (1953).
- 14) Muller E., Winning A., Refiner 2, (1941).
- 15) Moureau J., Dufraisse F., Compt. rend., 174, 258, (1922).
- 16) Papok K. K., Semenido E. G.: „Motornyje topliwa, masła i židkosti”, t. 2, Moskwa 1953.
- 17) Pugh B., Court J. M.: „Fuel and lubricating oils for internal combustion engines”, London 1949.
- 18) Puczkow N. G., Borowaja M. S.: „Issledowanie i primienienie niefteproduktow”, praca zbiorowa pod redakcją N. G. Puczkowa, Moskwa 1950.
- 19) Sanin P. I., Namietkin N. S.: „Prisadki k smazoczny masłam”, praca zbiorowa pod redakcją Czernożukowa, Puczkowa i Fuksa, Moskwa 1946.
- 20) Sprawozdanie po primienieniu i normam rozhoda smazocznych materialow Moskwa 1947.
- 21) Stager J., Bohnenblust A., Bull. SEV 15, 93 (1924).
- 22) Suida H., Franchetti P., Petroleum 31, 49, (1935).
- 23) Tyczynin I., Butkow W., Nef. Choz. Nr 8, (1924). Wellinegr M., Muller C., Petroleum 11, 7-8, (1935).



# PRZEGLĄD DOKUMENTACYJNY MOTORYZACJI

## OPRACOWANY PRZEZ BIURO KONSTRUKCYJNE PRZEMYSŁU MOTORYZACYJNEGO

### DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „TECHNIKA MOTORYZACYJNA”

Rocznik IV

Warszawa — marzec

Nr 3

Gwiazdkami, obok porządkowych liczb artykułów, oznaczone są publikacje znajdujące się w bibliotece Biura Konstrukcyjnego Przemysłu Motoryzacyjnego. Stosowana jest klasyfikacja dziesiętna wydanie polskie.

#### F. BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE

49\* 6621.412 F BKPMot.  
Eleerbusch H.: **Zasady działania silników o zamkniętym obiegu.** „Über die Arbeitsweise von Kreislaufmotoren”. Kraftfahrzeugtechn., Berlin, mies., t. 4, Nr 5, maj 54, s. 137; 29×21 cm., 2 str., 1 rys.—

Krótki rys historyczny rozwoju silników o zamkniętym obiegu. Czynnikiem pracującym w tego rodzaju silnikach jest powietrze względnie gaz szlachetny. Silniki takie mają tę wielką zaletę, że jakoś użytego paliwa do podgrzewania czynnika pracującego nie odgrywa żadnej roli. Opis silnika o obiegu zamkniętym konstrukcji inż. Schiela; czynnikiem pracującym w silniku jest argon.

50\* 621.431.73:621.43.016.7 F BKPMot.

Du Chateau A.: **Wielkie procesy termodynamiki.** „Les grands cycles de la thermodynamique”. Vie Auto. Paris, mies., t. 54, Nr 1474, kw. 54, s. 75; 30×21 cm, 3 str., 1 wyk.—

Polemika z teoretykami zajmującymi się procesami cieplnymi silników wewnętrznego spalania, którzy są przeciwnikami procesu spalania przy stałej objętości występującego w silnikach gaźnikowych. Proces ten, ze względów wytrzymałościowych niekorzystny, jest bardzo pożądanym dla silników szybkoobrotowych, co wynika z wyliczenia czasów spalania. W tychże silnikach zastosowanie procesu spalania mieszanego (obieg Seilingera) da korzystne zwiększenie mocy jednostkowej.

51\* 621.431.73:537.742 F BKPMot.

M. D. **Konstrukcja elektromechanicznych stoisk do badań Labinala.** „La construction des banes d'essais electromecaniques Labinal”. Auto-Volt, Paris, mies., Nr 224, lip. 54 s. 5; 31×24 cm, 1,5 str., 2 rys.—

Firma Labinal pokazała na swojej wystawie cały szereg stoisk do badań. Jako organ hamujący wykorzystano elektromagnetyczny hamulec Telma oparty na zasadzie prądów Foucaulta. Zaprezentowane były trzy typy stoisk: 1. stoisko B101 dla silników elektrycznych i termicznych o nieprzekraczalnym momencie 5 mkG i maksymalnej prędkości obrotowej 3000 obr/min. 2. stoisko B105 dla silników termicznych średniej i większej mocy. 3. stoisko Telmaco dla badań pojazdów stoiskowych w reżymie jazdy. Obszerny opis tego stoiska.

52\* 621.431.73:621.43.038.3 F BKPMot.

**Ręczna pompa do badań wtryskiwaczy.** „La pompe d'essai manuelle”. Auto-Volt, Paris, mies., Nr 225, sierp. 54 s. 29; 31×24 cm, 0,5 str., 1 rys.—

Opis wraz z rysunkiem ręcznej pompy do badań dla weryfikacji i kalibrowania wtryskiwaczy. Pompa ciśnieniowa uruchamiana dźwignią ręczną, zasilana jest paliwem filtrowanym ze zbiorniczka. Pompa posiada połączenie z manometrem wyskalowanym w kg/cm<sup>2</sup> i połączenie z wtryskiwaczem.

53\* 621.432:621.43.018.7:621.431.73 F BKPMot.

Du Chateau A.: **Współczynnik mocy w silniku tłokowym.** „Facteurs de puissance dans le moteur à pistons”. Vie Auto., Paris, mies., t. 54, Nr 1479, sierp. 54, s. 196; 30×21 cm, 3 str., 2 wyk.—

Omówienie dwu ważnych czynników wpływających na moc silnika tłokowego: sprawności wolumetrycznej i zawirowania powietrza w komorze spalania. Wykresy średniego ciśnienia indykowanego na granicy detonacji w funkcji temperatury głowicy i w funkcji temperatury powietrza wlotowego.

54\* 621.436:621.892.099.6 F BKPMot.

**Alkohol w silnikach wysokoprężnych. Zużytkowanie alkoholu w kombinacji z normalnymi i ciężkimi olejami w silnikach wysokoprężnych o dużej ilości obrotów.** „Alcohol in diesel engines. The utilization of power alcohol in combination with normal and heavy fuels in speed diesel engines”. Auto. Engr. London, mies., t. 44, Nr 6, czerw. 54, s. 256; 29×21 cm, 7 str., 22 wyk.—

Opis badań dla sprawdzenia zalet i wad użycia alkoholu jako składnika mieszanki z tanimi olejami ciężkimi w proporcji więk-

szej niż dotychczas stosowanej. Krótki przegląd prac dotychczasowych nad tym zagadnieniem. Szkodliwy wpływ olejów ciężkich na zużycie silników wysokoprężnych, szybkoobrotowych. Dodatni wpływ domieszki alkoholu do olejów ciężkich. Przygotowanie mieszanki alkoholu z olejami ciężkimi. Badania przeprowadzone na doświadczalnych silnikach Ricardo i na silniku Pettera. Sposób przeprowadzenia badań i wyniki. Analiza wyników badań i wnioski co do dalszych badań.

55\* 629.113:621-791.2:621.59 F BKPMot.

**Koło Preiselera z urządzeniem do notowania siły na dźwigni ręcznej lub pedale.** Preiseler-Schreibrad mit Hand und Füßkraftschreiber“. ATZ, Stuttgart, mies., Nr 6, czerw. 54, s. 163; 29×21 cm, 1 str., 2 fot., 2 wyk.—

Opis budowy i działania tzw. koła Preiselera, tj. urządzenia rejestrującego wielkość sił wywieranych na dźwignię, względnie pedał hamulca. Urządzenie zastosowane do samochodu lub motocykla pozwala na ocenę zdolności hamowania pojazdu przez jednoczesną regulację czasu, drogi i siły hamowania.

56\* 629.113:621.317.2:621.396.82 F BKPMot.

Chretien L.: **Walka z zakłóceniami w urządzeniach elektrycznych stałych.** „L'antiparasitage dans les installations fixes”. Auto-Volt, Paris, mies., Nr 218, stycz. 53, s. 27; 31×24 cm, 3 str., 9 rys.—

W urządzeniach elektrycznych laboratoriów elektrotechniki samochodowej źródłami zakłóceń są: silniki i prądnice, prostowniki do ładowania akumulatorów, lampy jarzeniowe oświetleniowe i reklamowe. Opis środków stosowanych do walki z tymi „parazytami”: kondensatorów, kondensatorów elektrolitowych, dławików i zastosa-

57\* 629.113.072:77.03 F BKPMot.

**Fotografowanie dużych szybkości. Pożyteczny przyrząd do analizy ruchu.** „High speed photography. A useful tool for the analysis of motion”. Auto Eng., London, mies., t. 44, Nr 6, czerw. 54, s. 228; 29×21 cm, 0,5 str.—

Opis, zalety i zastosowanie typowych aparatów fotograficznych, kinematograficznych do fotografowania dużych szybkości. Ilość zdjęć aparatu waha się od 150 do 16000 na sekundę. Osłony wymiaru 8×35 mm. Fotografowanie dużych szybkości okazało się bardzo pożytecznym przy badaniu resorów piórowych, a specjalnie sprężyn resorowych, śrubowych. Do zdjęć mogą być zastosowane zarówno filmy czarno-białe i jak i kolorowe.

58\* 629.114.5:629.113.066:662.6/9:628.8 F BKPMot.

Sanders P. M.: **Doświadczenie w zakresie ogrzewania i wentylacji.** „A ventilating and heating experiment”. Bus a. Coach, London, mies., t. 26, Nr 7, lip. 54, s. 271; 29×21 cm, 2 str., 3 fot.—

Krótki opis doświadczalnych prób wprowadzenia ogrzewania i wentylacji systemu Cave-Brown-Cave dokonanych na autobusach Hants and Dorset Motor Services Ltd. System polegający na wykorzystaniu powietrza przepływającego przez wymiennik ciepła umieszczony na przodzie autobusu, zasilany wodą chłodzącą silnik. Porównanie wyników prób uzyskanych przez wspomnianie przedsiębiorstwo na piętrowym autobusie Bristol K z pięciocyndrowym silnikiem Gardner z wynikami osiągniętymi poprzednio przez przedsiębiorstwo Southampton Corporation na piętrowym autobusie Guy-Arab. Regulacja temperatury przez mieszanie ciepłego powietrza z zimnym wprowadzonym odpowiednimi otworami w dachu. Szczegóły instalacji ogrzewającej.

#### J. TEORIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH, ZASADY OBLICZEŃ I KONSTRUKCJI

59\* 621.431.73:621-55 J BKPMot.

Heinzmann F.: **Krytyczne uwagi odnośnie oceny różnych rodzajów regulatorów odśrodkowych.** „Kritische Betrachtungen über die Wertung verschiedener Bauarten von Fliehkraftreglern”. MTZ Stuttgart, mies., t. 15, Nr 2, luty 54, s. 49; 29×21 cm, 3 str., 2 rys., 1 tabl.—

Regulatory odśrodkowe silników spalinowych winny przy małym gabarycie dawać możliwość rozwinięcia dość znacznych sił. Analiza rachunkowa kilku typów regulatorów odśrodkowych o zwiększonej zabudowie. Tabelaryczne zestawienie zasad działania, konstrukcji oraz charakterystycznych współczynników 6 typów regulatorów odśrodkowych.

## K. POJAZDY MECHANICZNE

60\* 629.113.066:621.316.57:621.316.9 K BKPMot.

**Zabezpieczenie automatyczne sieci elektrycznej pojazdu.** „La protection automatique du réseau électrique d'une voiture”. Auto-Volt, Paris, mies., Nr 224, lip. 54, s. 9; 31×24 cm, 1,5 str., 5 rys.—

Dla zwiększenia bezpieczeństwa eksploatacji pojazdu skonstruowano zespół sterujący, który zabezpiecza przed niewłaściwymi manewrami instalacją. Zasadniczym organem zabezpieczającym jest wyłącznik samoczynny, który wprawiony w położenie pracy jest pomocą przycisku zamyka obwód akumulatora, zamyka obwód zapłonu i zasila wyłącznik elektromagnetyczny rozrusznika. Z wyłącznikiem samoczynnym współpracuje wyłącznik drzwiowy, który przy otwarciu drzwi pojazdu przerywa obwód akumulatora i zapłonu. Ponadto zastosowano specjalny przełącznik światła postojowych. Schemat układu.

## L. SILNIKI POJAZDÓW MECHANICZNYCH, POKREWNE ICH MECHANIZMY I ELEMENTY SKŁADOWE

61\* 621.431.73:621.43.038.5 L BKPMot.

**Lekka pompa wtryskowa.** „Lightweight fuel injection pump”. Bus a Coach, London, mies., t. 26, Nr 8, sierp. 54 s. 303; 29×21 cm, 2 str., 1 fot., 1 rys.—

Zwięzły opis konstrukcji pompy wtryskowej nowego typu, wyprodukowanej przed kilku laty przez przedsiębiorstwo Mono Cam Ltd. Pompa posiada kształt przypominający graniastosłup o podstawie ośmiokątnej, składający się z trzech części. Pośrodku jednej z podstaw na osi graniastosłupa znajduje się wałek napędowy, a na drugiej podstawie drążek regulujący ilość wtryskiwanego paliwa. Elementy tłoczące są umieszczone na obwodzie, którego środkiem jest oś pompy. Jedna krzywka współpracuje z popychaczami wszystkich elementów. Ilość wtryskiwanego paliwa regulowana przesunięciem się tulejek zmieniających wielkość skoku efektywnego tłoczka — przelewaniem się oleju przez otwór osiowy w tłoczku i przez otwory promieniowe, w zależności od ustawienia tulei. Regulator obrotów typu hydraulicznego lub hydrauliczno-pneumatycznego. Pompy stosowane na razie doświadczalnie na silnikach niektórych autobusów dają dobre wyniki.

## M. MECHANIZMY PODWOZIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH

62\* 629.114.4:621-592.3 M BKPMot.

**Touvy A. M.: O hamowaniu i hamulcach elektrycznych.** „Ralentissement et freinage électriques”. Auto-Volt, Paris, mies., Nr 221, kw. 54, s. 5; 31×24 cm, 4 str., 6 rys.—

Hamulce elektryczne działają na zasadzie przetwarzania energii kinetycznej w ciepłą prąd wykorzystany prąd Foucaulta. Opis układów hamulców elektrycznych i modyfikacji montażowych dla różnych układów elektrycznych samochodów ciężarowych. Schematy połączeń elektrycznych dla wyposażenia 12 i 24 V i na kombinowane napięcie.

## O. OGÓLNE ZAGADNIENIA MOTORYZACJI, ZASTOSOWANIE POJAZDÓW ORAZ ICH PROWADZENIE

63\* 629.113-445 O BKPMot.

**Vierling A.: Dźwigi, transport naziemny, transportery o pracy ciągłej.** „Fordertechnik, Hebereuge-Flurfördering — steting förderer”. VDJ, Düsseldorf, tyg., t. 96, Nr 19, lip. 54, s. 549; 29×21 cm, 7 str., 11 fot., 1 tabl., 36 poz. bibl.—

Na tle ogólnego opisu urządzeń do transportu pionowego i naziemnego ciekawą pozycję stanowią pojazdy typu samochodowego, służące jako podnośniki, dźwigi przewoźne, platformy o ładowności 30 t, które dla transportu wewnętrznego mają ogromne znaczenie. Ogólna charakterystyka i opis działania.

64\* 629.113-445.72 O BKPMot.

**Wózki obchwytoce. Nowe brytyjskie udoskonalenie.** „Straddle carriers. A new British development”. Auto. Engr., London, mies., t. 44, Nr 6, czerw. 54, s. 241; 29×21 cm, 0,5 str., 1 fot.—

Opis ogólny i krótka charakterystyka wózka obchwytoowego „Steel-master” do przewożenia ciężkich i długich przedmiotów po równej szorstkiej jezdni betonowej. Wózek najjeżdża na ładunek (do 10 ton) i zabiera go pod siebie (między kołami). Do wózka zastosowano silnik wysokoprężny Perkins P6 rozwijający moc 65 KM przy 2000 obr/min oraz szybkość 40 km/godz. przy jeździe w przód

i w tył. Wózek znajduje zastosowanie w ciężkim przemyśle hutniczym.

## T. TECHNOLOGIA I PRODUKCJA

65\* 621-384:621.835:621.431.73 T BKPMot.

**Gerke G.: Ekonomiczne wykonanie prototypu krzywki wałka rozrządu.** „Wirtschaftliche Fertigung eines Urnockes”. MTZ, Stuttgart, mies., t. 15, Nr 9, wrzes. 54, s. 277; 29×21 cm, 3 str., 2 rys., 3 wyk.—

Teoretyczne wyprowadzenie wzorów na zarys krzywki wałka rozrządu. Praktyczne wskazówki realizowania kształtu krzywek obrabianych indywidualnie.

66\* 621.431.73:621-384:621.731.422 T BKPMot.

**Zabiegi dokonywane na spęczanych na zimno trzonkach popychaczy.** „Operations on cold headed push rods”. Machinery, London, tyg., t. 84, Nr 2161, kw. 54, s. 806; 25×18 cm, 1,5 str., 2 fot.—

Produkcja trzonków popychaczy do silnika Buick, typu V. Spęczanie końców trzonków popychaczy na zimno. Utwardzanie zakończeń na specjalnej maszynie całkowicie zautomatyzowanej. Trzonki popychaczy umieszczone na specjalnym obrotowym bębnie nagrzewa się a następnie zanurza w kąpeli chłodzącej. Wstępne szlifowanie kulistych zakończeń tarczami szlifierskimi o specjalnym profilu. Szlifowanie końców na szlifierce bezkłowej Cincinnati.

67\* 621.431.73:621.9:658.561 T BKPMot.

**Cole A. R., Lester A. R.: Produkcja części do silników Chevrolet o wysokim stopniu sprężania.** „Production of components for Chevrolet high — compression engines”. Machinery, London, tyg., t. 85, Nr 2179, wrzes. 54, s. 380; 25×18 cm, 7 str., 7 fot., 1 rys.—

Opis urządzeń produkcyjnych i metod obróbki części udoskonalonego 6-cylindrowego, górnozaworowego silnika Chevrolet. Ze względu na zwiększenie skoku w silniku „Blue Flame”, zamiany tłoków żeliwnych na aluminiowe i innych zmian oraz niemożliwości otrzymania w krótkim terminie specjalnych obrabiarek, zakłady Chevrolet skompletowały same niezbędne oprzyrządowanie do produkcji masowej. Toczenie tłoków bezkłowe na 6-wrzecionowym automacie. Wyważanie tłoków na frezarce Rota-Matic Davis and Thompson. Pomiary i selekcja tłoków i sworzni tłokowych w specjalnych pomieszczeniach o stałej temperaturze. Obróbka niektórych powierzchni bloków cylindrowych na przeciągarce Cincinnati. Wiercenie i rozwiercanie niektórych otworów w bloku na linii obróbkowej Natco o 8 stanowiskach (sto wrzecion). Sprawdzenie szczelności przewodów olejowych. Obróbka korbowodów na obrotowym stole o 10 stanowiskach. Honowanie korbowodów. Specjalna maszyna do demontażu i znaczeniu korbowodów po obróbce. Obróbka wału korbowego — toczenie — wiercenie otworów olejowych — szlifowanie. Automatyczna obróbka przewodników zaworowych.

68\* 621.431.73:669.15.71 T BKPMot.

**Łączenie aluminium ze stałą lub żeliwem.** „Bonding aluminium to steel or cast iron”. Oil Eng., London, mies., t. 21, Nr 250, kw. 54, s. 451; 29×24 cm, 1 str., 3 fot.—

Opis nowych zastosowań łączenia molekularnego aluminium i jego stopów z żeliwem lub stałą. Metoda ta zwana Al-Fin rozwija się od 6 lat. Przykłady konstrukcji tłoków z nakładanym żeliwem w rowkach pierścieniowych w celu przedłużenia ich żywotności.

69\* 621.9:658.561:621-384 T BKPMot.

**Automatyczny sprzęt do zakładania na obrabiarkę, przenoszenia i kontroli wałków rozrządu.** „Automatic loading, transfer, and inspection equipment for camshafts”. Machinery, London, tyg., t. 85, Nr 2174, lip. 54, s. 126; 25×18 cm, 4 str., 5 fot., 1 rys.—

Krótki opis sposobu działania automatycznego zestawu składającego się z dwóch tokarek wielonarzędziowych do toczenia wałków rozrządu, oraz z urządzenia do automatycznego zakładania, zdejmowania i kontroli międzyoperacyjnej toczonych wałków rozrządu, produkowanego przez Seneca Falls Machine Co. U.S.A. Zestaw przystosowany do włączenia w automatyczną linię obróbki. Obrobione wstępnie wałki rozrządu prowadzone są do pierwszej tekaraki i automatycznie zamocowane w kłach, po czym następuje jednoczesne wykonywanie kilku operacji toczenia. Następnie wałek zostaje automatycznie zdjęty i podlega automatycznej kontroli międzyoperacyjnej na specjalnym urządzeniu. Niezachowanie obowiązujących tolerancji powoduje automatyczne zatrzymanie obrabiarki. Po kontroli wałek automatycznie dostarczony i mocowany na drugiej tokarce, po czym podlega znowu automatycznej kontroli oraz odtransportowaniu do dalszych operacji. Całość urządzenia charakteryzuje się bardzo zwartą budową.

Niniejszy Przegląd Bibliograficzny zawiera jedynie część analiz dokumentacyjnych publikacji z zakresu motoryzacji. 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 oddzielnie jej działy lub poszczególne zagadnienia i tematy techniczne. CIDNT wykonuje (za zwrotem kosztów) fotokopie i mikrofilmowe publikacji objętych zarówno przeglądem bibliograficznym, jak i kartami dokumentacyjnymi.



## KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA SIMP poświęcona zagadnieniom konstrukcji spawanych

Stowarzyszenie Naukowo-Techniczne Inżynierów i Techników Mechaników Polskich przystąpiło z inicjatywy Sekcji Spawalnictwa SIMP i Instytutu Spawalnictwa do zorganizowania Konferencji naukowo-technicznej poświęconej zagadnieniom konstrukcji spawanych we wrześniu br. w Warszawie.

W celu pogłębienia współpracy i wymiany doświadczeń na konferencję zaproszeni będą przedstawiciele Związku Radzieckiego i krajów demokracji ludowej (CSR, NRD i Węgry).

Dla przygotowania konferencji wyłoniony został Komitet Organizacyjny w następującym składzie:

|                      |                                      |
|----------------------|--------------------------------------|
| Prof. Z. Dobrowolski | — Politechnika Warszawska            |
| Prof. L. Dreher      | — Politechnika Gdańska               |
| Inż. M. Dworczyk     | — PKPG                               |
| Inż. E. Juffy        | — Politechnika Warszawska            |
| Inż. J. Legat        | — Sekretarz Generalny SIMP           |
| Inż. Z. Leśniak      | — Politechnika Warszawska            |
| Prof. J. Pilarczyk   | — Politechnika Gliwicka              |
| Inż. S. Rudowski     | — Ministerstwo Przemysłu Maszynowego |

Inż. M. Rzędowski — Ministerstwo Budownictwa Przemysł.

Inż. L. Stankiewicz — Ministerstwo Kolei

Inż. B. Szupp — Instytut Spawalnictwa

Funkcję przewodniczącego objął inż. S. Rudowski, sekretarza — inż. E. Juffy.

Udział w konferencji i otrzymaniu materiałów konferencyjnych zapewniony będzie na podstawie płatnych kart uczestnictwa, rozesyłanych w odpowiednim czasie do zainteresowanych instytucji i zakładów.

Ponieważ celem konferencji jest jak najwszechstronniejsze naświetlenie zagadnień konstrukcji spawanych z punktu widzenia ich technologiczności, jako pilne zadanie w związku z planem 5-letnim, Komitet Organizacyjny prosi tą drogą o zgłaszanie referatów pod adresem Zarządu Głównego SIMP, Warszawa, ul. Czackiego 3/5, w terminie do 31 marca br. Zgłoszenie powinno zawierać dyspozycję referatu i wnioski. W przypadku przyjęcia referatu, termin ukończenia opracowania upływa 30 kwietnia br.—

## KOMUNIKAT NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

w sprawie wniosków o Nagrody Państwowe w Dziale Postępu Technicznego i w Dziale Nauki w 1955 roku

Zarządy główne stowarzyszeń naukowo-technicznych rozpoczęły akcję w związku z wydanymi przez Urząd Rady Ministrów instrukcjami w sprawie zgłaszania wniosków o Nagrody Państwowe w Dziale Postępu Technicznego i w Dziale Nauki w 1955 roku.

Odpowiedni komunikat Naczelnej Organizacji Technicznej oraz instrukcje w tej sprawie zostały rozesłane do zarządów głównych wszystkich stowarzyszeń naukowo-technicznych oraz do wiadomości terenowych wojewódzkich i powiatowych oddziałów NOT. W związku z terminarzem ustalonym przez Urząd Rady Ministrów na składanie wniosków o Nagrody Państwowe — zaakceptowane przez zarządy główne stowarzyszeń, wnioski wysunięte przez oddziały stowarzyszeń powinny być przesłane do Sekretariatu Generalnego NOT (Dział Postępu Technicznego) w nieprzekraczalnym terminie do dnia 5 marca 1955 r.

Zgodnie z wytycznymi instrukcji wniosek powinien zawierać:

- 1) Dane personalne kandydata,
- 2) charakterystykę pracy zgłoszonej do Nagrody Państwowej oraz obszernie umotywowanie wniosku określające użyteczność dla gospodarki narodowej, nowość koncepcji, stopień gotowości do praktycznego wykorzystania,
- 3) udział kandydata w wykonaniu pracy lub w osiągnięciu, za które ma być przyznana nagroda,
- 4) bibliografię i egzemplarze ważniejszych prac naukowych względnie pełną dokumentację techniczną,
- 5) opinię o kandydacie wydaną przez organizację zawodową i polityczną z miejsca pracy,
- 6) podpis wnioskodawcy.

**PRZEGLĄD TECHNICZNY** — organ główny Naczelnej Organizacji technicznej — Nr 1/55 zawiera następujące artykuły:

- Dwa kierunki — naprzód i wstecz — w technice światowej — inż. J. Skrzekot.
- Realizacja projektów wynalazców i racjonalizatorów źródłem stałego wzrostu o doskonalenie produkcji — I. Karasiew.
- Wymiana doświadczeń międzynarodowych w zakresie postępu technicznego w budownictwie — inż. S. Bartoszewicz, mgr T. Topolnicki.
- Więcej inicjatywy i troski o produkcję uboczną — mgr A. Fonar, F. Kobylecki.
- Rozwój grzejnictwa elektrycznego — dr inż. T. Schwartz.

— Zagadnienie wyposażenia maszynowego kopalń odkrywkowych i robót ziemnych budownictwa — inż. J. Kolendowski.

— Przemysł rolno-spożywczy w Polsce Ludowej — inż. A. Dworzeczki.

— Jeszcze o konferencji oszczędzania energii elektrycznej — inż. T. Klarner.

Oprócz tego zeszyt zawiera: Nowiny techniczne z prasy zagranicznej. — Wolną Trybunę. — Sprawy organizacyjne NOT i stowarzyszeń. — Krytykę i bibliografię. — Kronikę. — Biuletyn CIDNT. — Przegląd Dokumentacyjny Zagadnień Dokumentacji. — Przegląd Dokumentacyjny Metrologii.

## PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE

### Nowości wydawnicze

- DOMAŃSKI B. I.: Podstawy automatyki i telemechaniki. Tłum. z ros. Z Szparkowski. 1954, s. 320, zł 52.— (opraw.)
- DZIANKOWSKI M.: Chemia techniczna organiczna. 1954, s. 174, zł 9,50 (opraw.)
- GIERDZIEJEWSKI K., CHABOWSKI W.: Maszyny formierskie. 1954, s. 228, zł 20.—
- GODECKI M.: Ogólne podstawy bezpieczeństwa i higieny pracy w transporcie wewnątrzzakładowym. Biblioteczka Wykładowcy bhp. 1954, s. 55, zł 3.—
- GRZEBALSKI C., KORPETTA S.: Osłony i zabezpieczenia przy maszynach i pędniach. Biblioteczka Wykładowcy bhp., 1954, s. 51, zł 2,50
- KRETZSCHMAR F.E.: Akumulatory kwasowe. Tłum z niem. K. Appelt. 1954, s. 288, zł 15.— (opraw.)
- ŁAZARIEW N. W.: Szkodliwe substancje w przemyśle. Tom 1. Związki organiczne. Tłum z ros. W. Nowacki i Z. Kowalski. 1954, s. 566, zł 60.— (opraw.)
- MAJEWSKI D.: Arytmetyka dla robotników. 1954, s. 172, zł 6.—
- Mały poradnik mechanika. Nauki matem.-fizyczne i ogólnotechn. Praca zbiorowa. Wyd. 3 całkowicie przerob. i uzup. 1954, s. 792, zł 70.— (opraw.)
- RÓŻAŃSKI W.: Obróbka cieplna stali. Biblioteka Ochrony pracy. 1954, s. 63, zł 3.—
- SOWIŃSKI L., ŻMIGRODZKA H.: Zagadnienia ochrony pracy w ustawodawstwie polskim. 1954, s. 227, zł 16,50
- SZUMAN W.: Urządzenia pomocnicze elektrowni ciepłych, Tom 1. Rurociągi i pompy. 1954, s. 431, zł 16,50
- ŚWIĄTEK J.: Pomoc przy obsłudze żeliwniaka. Seria „Będę Fachowcem”. 1954, s. 47, zł 2.—

Do nabycia w księgarniach technicznych Domu Książki  
i u kolporterów zakładowych

Wiadomości o nowych książkach technicznych, wydawanych przez Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Wydawnictwo „Budownictwo i Architektura”, Wydawnictwo Górniczo-Hutnicze, Wydawnictwo Przemysłu Lekkiego i Spożywczego — podaje Biuletyn „Książka Techniczna”

dostarczany bezpłatnie po zgłoszeniu odpowiedniego zapotrzebowania pod adresem:

PWT, Warszawa 10, Mazowiecka 4, skrytka poczt. nr 71

