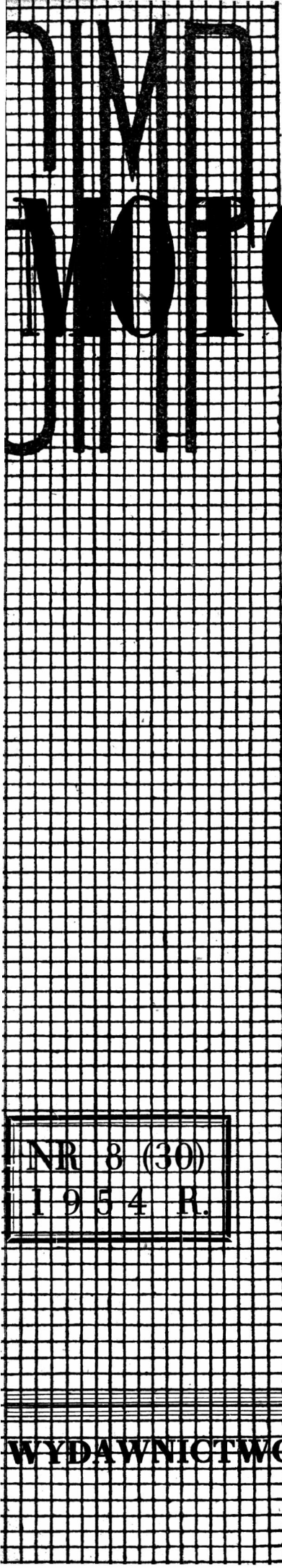


17 1653 //

63

technika

MOTORYZACYJNA



NR 8 (30)
1954 R.



SIERPIEŃ

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

Do numeru załączona wkładka

TREŚĆ ZESZYTU

- Mgr inż. Witold Leśniak* — Promieniowe naciski pierścieni tłokowych
- Mgr inż. Tadeusz Srodulski, mgr inż. Marian Zabłocki* — Wpływ zmiennej ilości obrotów na pracę silnika samochodowego
- Mgr inż. Aleksander Dobraczyński* — Tworzywa sztuczne jako materiał konstrukcyjny
- Inż. mech. Józef Jaworski* — Siedzenia z gumy porowatej
- Tulejowanie cylindrów — Część II. Z. L.
- Mgr inż. Maciej Bernhardt* — Dwufazowy wtrysk paliwa we współczesnych silnikach wysokoprężnych
- Inż. mech. Mieczysław Olszewski* — Technologia produkcji mieszków sprężystych do termostatów (dokończenie)
- „Moped“ — nowa odmiana małego motocykla — T. S.
- 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 I-21338/113. z wyszczególnieniem opłaconych zeszytów. Cena pojedynczego zeszytu zł. 6,— porto zł. 0,45.

Prenumerata ulgowa

(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 I-14000/110.

SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

Redaktor Naczelny — inż. Ryszard Gdulewski

Sekretarz Redakcji — Krystyna Dargiel

Redaktor Techniczny — Józef Iżycki

Redaktorzy działów: inż. Wiesław Stypułkowski, inż. Karol Pionnier, inż. Karol Biedrzycki i inż. Tadeusz Szujski.
Sekretariat Redakcji Techniki Motoryzacyjnej czynny codziennie od godz. 9³⁰ do 16³⁰ oraz dodatkowo w każdy piątek od godz. 17 do 18. Warszawa, ul. Czackiego 3/5, tel. 6.74.61 wew. 35.

NOT — Naczelna Organizacja Techniczna, Warszawa. 1954.

Nakład 2900 egz. Ark. druk. 4. Papier druk. sat. kl. V, 60 g, 86 × 122/16.

Oddano do skład. 28. VI. 54. Podp. do druku 15. VIII. 54. Druk. uk. 20. VIII. 54.

Druk. im. Rewolucji Październikowej, Warszawa. Zam. 841c/545-B-18729

TECHNIKA

MOTORYZACYJNA

MIESIĘCZNIK

Mgr inż. WITOLD LEŚNIAK

PROMIENIOWE NACISKI PIERŚCIENI TŁOKOWYCH

Niektóre problemy wyłaniające się przy wyznaczaniu rozkładu miejscowych nacisków promieniowych pierścienia tłokowego

Na wstępie autor omawia rolę nacisków promieniowych pierścieni tłokowych na gładź cylindra w silnikach spalinowych trakcyjnych — podkreśla konieczność ściślejszej kontroli tych nacisków. Następnie omawia metody pomiaru nacisków wskazując na utrzymanie możliwie małego odkształcenia pierścienia podczas pomiarów.

1. Rola nacisków promieniowych

Jednym z podstawowych wymogów nienagannego działania każdego silnika spalinowego jest dokładne zamknięcie poszczególnych komór spalania — przez tłoki, wykonujące w cylindrach ruch posuwisto-zwrotny.

Warunki pracy pierścienia tłokowego są z reguły bardzo niekorzystne. Pojawienie się jakichkolwiek szczelin względnie luzów pomiędzy zewnętrzną ścianką pierścienia a gładzią powoduje od razu wysoce niepożądane przedmuchy gazów spalinowych do skrzyni korbowej — co wydatnie obniża uzyskiwaną moc użyteczną i pogarsza ogólną sprawność silnika.

Pierścień tłokowy spełnia zadawalająco swe zadanie o ile stale przylega całym swym obwodem do gładzi cylindrowej — bez względu na chwilową prędkość tłoka czy oddziaływanie ciśnień lub sił masowych. Okoliczność ta stwarza konieczność doboru odpowiedniej konstrukcji oraz zastosowania sprężystych tworzyw na pierścienie tłokowe — dzięki czemu zewnętrzne ścianki założonych do cylindra wraz z tłokiem pierścieni są samoczynnie i nieustannie dociskane do gładzi. Miejscowe zanikanie nacisków pomiędzy współpracującymi powierzchniami pociąga za sobą utratę szczelności i występowanie szkodliwych przedmuchów spalin.

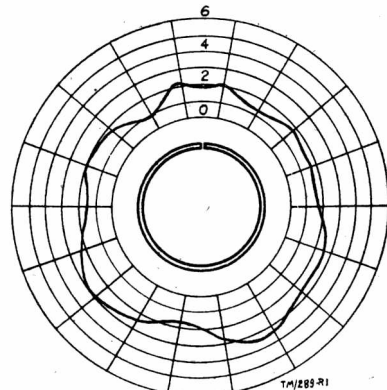
Omówione czynniki uzasadniają wniosek, że o przydatności pierścienia tłokowego w poważnej mierze decydować będą wielkości i rozkład miejscowych nacisków promieniowych. Prawidłowe uszczelnienie tłoka w cylindrze udaje się osiągnąć tylko wtedy, gdy rzeczywiste naciski promieniowe występujące na całym obwodzie pierścienia leżą w określonym i z góry założonym przez projektanta silnika zakresie.

Uzyskanie i utrzymanie korzystnego rozkładu nacisków pierścienia tłokowego na gładź cylindrową stanowi jedną z trudniejszych kwestii w budowie silników spalinowych. Szereg złożonych i niełatwych do opanowania czynników sprzyja poważnemu wzrostowi lub zanikaniu lokalnych nacisków promieniowych w niektórych punktach na obwodzie pierścienia tłokowego. Wśród istotniejszych wymienić można nieuniknione drobne błędy i niedokładności obróbki skrawaniem, miejscowe odchylenia wartości modułu sprężystości oraz niejednorodność i różnice w budowie strukturalnej tworzywa.

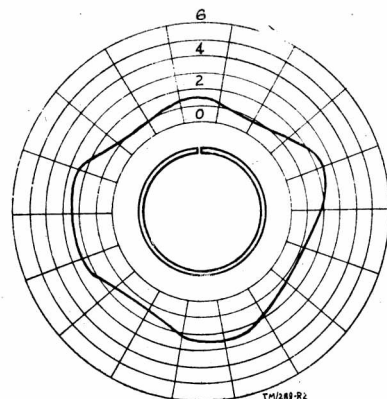
Prawidłowy dobór materiału i zgodność wymiarów nie kwalifikują jeszcze pierścienia tłokowego do montażu. Ograniczenie się do kontroli tolerancji obróbki i sprawdzenia sprężystości może prowadzić przy ocenie przydatności pierścienia tłokowego do fałszywych wniosków. Dopiero zdjęcie rozkładu i wielkości miejscowych nacisków promieniowych informuje miarodajnie o dobroci badanego pierścienia tłokowego. Na rys. 1 i 2 pokazano krzywe charakteryzujące rozkład i wielkości miejscowych nacisków promieniowych — typowe dla okrągłych pierścieni tłokowych spełniających odbiorcze warunki techniczne. Lokalne naciski powierzchniowe leżą w dopuszczalnym zakresie — jednak poważne różnice i miejscowe zanikanie nacisków nasuwają pewne wątpliwości co do skuteczności uszczelnienia tłoka przy użyciu takich pierścieni.

Zużywanie się gładzi cylindrowej i współpracującej z nią ścianki pierścienia tłokowego wywołuje zmiany w rozkładzie i wielkościach miejscowych nacisków promieniowych. Do charakterystycznych objawów związanych z ogólnym pogarszaniem

się stanu silnika podczas eksploatacji należy zanikanie nacisku końców pierścienia tłokowego na gładź. Narzucone względami konstrukcyjnymi przecięcie pierścienia tłokowego przyczynia się do przyśpieszenia zużycia w tym obszarze i mimo prawidłowego ustalenia pierścienia w rowku tłoka — na intensywność lokalnego wypracowywania się trącej ścianki pierścienia wpływa w pewnej mierze odległość danego elementu powierzchni od zamka.



Rys. 1 — Dopuszczalny rozkład nacisków promieniowych zdjęty przy kwalifikowaniu okrągłego pierścienia tłokowego



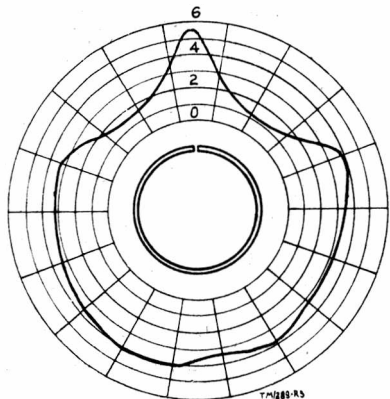
Rys. 2 — Dopuszczalny rozkład nacisków promieniowych zdjęty przy kwalifikowaniu okrągłego pierścienia tłokowego

Przyśpieszony zanik miejscowych nacisków w sąsiedztwie przecięcia zmusza częstokroć do przedwczesnej wymiany pierścieni tłokowych wykazujących jeszcze prawidłowe naciski promieniowe na większej części obwodu. Przedłużenie czasu życia pierścienia tłokowego osiągnąć można tylko przez długotrwałe utrzymywanieżądanego rozkładu nacisków na całej powierzchni przylegania pierścienia do gładzi cylindrowej.

W praktyce rozwiązanie omawianego zagadnienia nastęcza szereg istotnych trudności. Mimo uzyskania pewnych wyników na przestrzeni ostatnich lat — w kwestii współpracy pierścienia tłokowego z gładzią, a zwłaszcza w sprawie rozkładu miejscowych nacisków promieniowych — nadal jeszcze pozostaje wiele do zrobienia. Godne uwagi korzyści zapewniają owalne pierścienie tłokowe, które po założeniu do cylindra charakteryzują się zwiększonymi naciskami promieniowymi na części obwodu po obu stronach zamka.

Owalne pierścienie tłokowe cechuje swoisty kształt, wyraźnie odróżniający je od okrągłych pierścieni zwykłego typu. Po ściśnięciu owalnego pierścienia tłokowego elastyczną opaską — aż do uzyskania na zamku luzu w granicach tolerancji montażowych — zewnętrzna średnica pierścienia mierzona w osi przechodzącej przez przecięcie jest nieco większa od średnicy zmierzonej w osi do niej prostopadłej.

Dla stosowanych obecnie owalnych pierścieni tłokowych wspomniane różnice pomiędzy wielkościami mierzonych na prostopadłych średnic ściśniętego elastyczną opaską pierścienia —

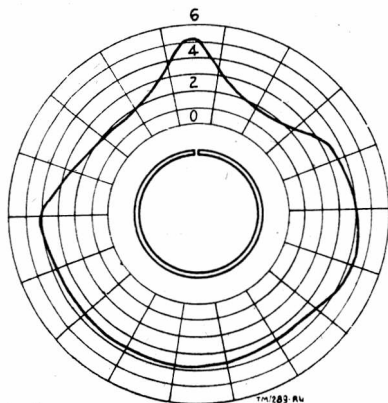


Rys. 3 — Dopuszczalny rozkład nacisków promieniowych zdjęty przy kwalifikowaniu owalnego pierścienia tłokowego

mieszczą się zwykle w zakresie $0,006 D \pm 0,02$ mm, gdzie D — nominalna średnica cylindra w mm.

Podobnie jak i w przypadku okrągłych pierścieni — zachowanie dopuszczalnych tolerancji wykonania wymiarów oraz zalecanej różnicy średnic nie kwalifikuje jeszcze owalnego pierścienia tłokowego do montażu. Zgodny z podanymi wymogami wynik, przeprowadzonego w omówiony sposób pomiaru średnic, nie świadczy bynajmniej o prawidłowym rozkładzie miejscowych nacisków promieniowych. Wniosek taki uzasadnia porównanie wykresów 3, 4, 5 i 6, zdjętych przy ostatecznym odbiorze dużej serii owalnych pierścieni tłokowych — uznanych uprzednio na podstawie kontroli tolerancji wykonania, sprężystości oraz różnicy średnic mierzonych na prostopadłych jako nadające się do montażu.

Owalny pierścień tłokowy charakteryzujący się rozkładem nacisków, jak na rys. 3 względnie 4, najprawdopodobniej spełni zadawalającą swe zadanie, gdyż największe naciski występują na końcach pierścienia, po obu stronach zamka.



Rys. 4 — Dopuszczalny rozkład nacisków promieniowych zdjęty przy kwalifikowaniu owalnego pierścienia tłokowego

Natomiast owalny pierścień tłokowy wykazujący rozkład nacisków jak na rys. 5 lub 6 w ogóle nie nadaje się do montażu, gdyż obok pewnego wzrostu nacisków w sąsiedztwie przecięcia — największe naciski promieniowe występują w punktach odległych

od zamka, gdzie zbyt duże lokalne naciski powierzchniowe są co najmniej niepożądane.

Do tej pory nie opracowano dokładniejszej metody rachunkowego określania wielkości średniego, miejscowego nacisku promieniowego dla danej części pracującej ścianki. Dziś jeszcze w licznych przypadkach uważa się za wystarczające obliczanie średniego nacisku jednostkowego na podstawie uproszczonej zależności:

$$p_m = 2 \frac{T}{h \cdot D} \text{ kG/cm}^2$$

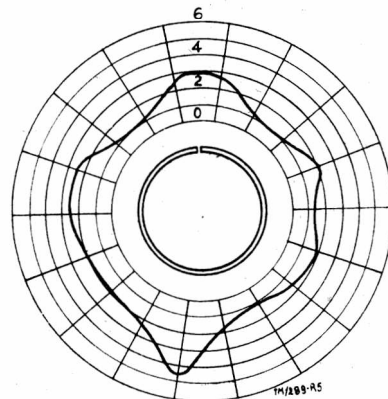
gdzie: T — siła w kG, po przyłożeniu której do zamka, pierścień przybierze kształt jak po założeniu do cylindra

h — wysokość pierścienia w cm

D — nominalna średnica cylindra w cm

p_m — średni nacisk powierzchniowy w kG/cm²

Gdy uwzględnia się ilość, rodzaje i złożoność czynników wpływających na kształtowanie się miejscowych nacisków jednostkowych — oczywistą staje się trudność opracowania formuły

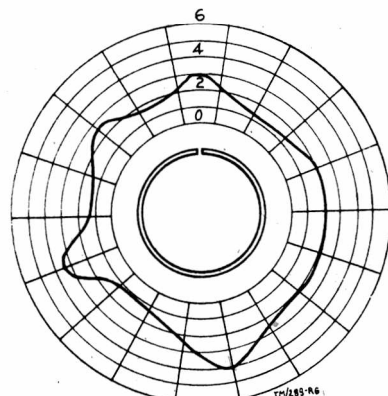


Rys. 5 — Niekorzystny rozkład nacisków promieniowych zdjęty przy kwalifikowaniu owalnego pierścienia tłokowego

pozwalającej na ściślejsze obliczanie nacisków powierzchniowych, a zwłaszcza miejscowych nacisków promieniowych. Rozkład i wielkość lokalnych nacisków zależą nie tylko od samego pierścienia lecz również i od innych okoliczności, jak tolerancja wykonania otworu cylindrowego, stopień zużycia powierzchni trących, charakter współpracy ścianki pierścienia z gładzią itd. Dotyczy to zwłaszcza części obwodu sąsiadujących z zamkiem. Wyższe wyjaśnienia przyczyny, dla których określanie właściwości i sprawdzanie przydatności pierścieni tłokowych odbywa się dziś prawie wyłącznie drogą badań laboratoryjno-doświadczalnych, przy użyciu odpowiednich przyrządów.

Rozwój silników spalinowych stale zmusza do zaostrzenia kontroli przydatności pierścieni tłokowych, a tym samym szczególnego znaczenia nabiera zagadnienie wyznaczenia rozkładu i wielkości miejscowych nacisków promieniowych.

Przy wzroście bezwzględnych wielkości nacisku powierzchniowego na gładź oraz przy podwyższaniu prędkości tłokowych — coraz wyraźniej wpływa rozkład miejscowych nacisków promieniowych na skuteczność uszczelnienia tłoka w cylindrze. Nie-



Rys. 6 — Niekorzystny rozkład nacisków promieniowych zdjęty przy kwalifikowaniu owalnego pierścienia tłokowego

ustanne zwiększanie szybkobieżności, charakterystyczne dla postępu w dziedzinie silników spalinowych, od dawna kieruje uwagę konstruktorów na sprawę rozkładu lokalnych nacisków pomiędzy ścianką pierścienia tłokowego a gładzią cylindrową.

2. Współczesne metody wyznaczania nacisków powierzchniowych

Konieczność szybkiego lecz dość dokładnego kwalifikowania pierścieni tłokowych doprowadziła do opracowania wielu specjalnych urządzeń pomiarowych, wśród których ważną grupę stanowią przyrządy dla wyznaczania rozkładu i wielkości miejscowych nacisków promieniowych.

Początkowo usiłowano określać wielkości lokalnych nacisków promieniowych metodami pośrednimi, na przykład drogą pomiaru rzeczywistych średnic ściskanego opaską elastyczną pierścienia tłokowego. Na tej zasadzie zbudowano, dość popularne w swoim czasie urządzenie WELLWORTHY PISTON. Wobec małej dokładności i rozpowszechnienia się owalnych pierścieni tłokowych metoda ta utraciła obecnie poważnie na znaczeniu i ustępuje dziś innym, bardziej doskonałym i wygodniejszym.

Zasada działania większości współczesnych urządzeń do wyznaczania miejscowych nacisków promieniowych polega na kolejnym określeniu wielkości nacisków jednostkowych występujących na poszczególnych wycinkach obwodu pierścienia. Z reguły przygotowanie do pomiaru polega na założeniu badanego pierścienia do specjalnego uchwytu, w którym pierścień przyjmuje identyczny kształt jak podczas pracy w cylindrze silnika a luz w zamku mieści się w granicach tolerancji montażowych. Przez wywieranie kontrolowanego nacisku w określonych punktach zewnętrznej ścianki pierścienia otrzymuje się dane dla obliczenia względnie bezpośredniego odczytu miejscowego nacisku promieniowego. Mierzony przy z góry przyjętym lokalnym odkształceniu pierścienia skupiony nacisk staje się więc wykładnikiem średniego nacisku promieniowego występującego w sąsiedztwie punktu pomiaru.

Ujmując ogólnie stwierdzić można, że rozkład nacisków promieniowych na obwodzie pierścienia tłokowego jest zawsze w pewnym stopniu nieustalony, a tym samym rzeczywiste wielkości nacisków w poszczególnych punktach mogą się poważnie różnić między sobą. Co więcej — w niektórych miejscach występuje niekiedy zanikanie względnie nawet zmiana kierunku nacisku na przeciwny, z czym łączy się oczywiście skłonność do lokalnego odstawiania pierścienia od gładzi. Zbliżony do rzeczywistości obraz rozkładu miejscowych nacisków promieniowych uzyskuje się tylko przy dostatecznym zagęszczeniu punktów pomiaru. W przypadku zbyt dużych odległości między sąsiednimi miejscami, w których wyznacza się jednostkowe naciski powierzchniowe, powstaje realna groźba pominięcia lokalnych, niejednokrotnie dość znacznych różnic w miejscowych naciskach, co częstokroć powoduje poważne błędy w ocenie przydatności pierścienia tłokowego.

Omówienie, nawet tylko części, spotykanych w praktyce urządzeń do pomiaru lokalnych nacisków promieniowych pierścieni tłokowych zajęłoby zbyt wiele miejsca, a nadto mija się z celem wobec ogromnej różnorodności odmian, typów i rozwiązań konstrukcyjnych itd. Na wzmiankę i podanie zasady działania zasługują jednak kilka klasycznych dziś aparatów pomiarowych, stanowiących typowe przykłady dla stosowanych obecnie metod.

Wybitną prostotą konstrukcji odznacza się starszy model aparatu GOETZE. Badany pierścień tłokowy zakłada się do okrągłego uchwytu o wewnętrznej średnicy dokładnie równej nominalnej średnicy cylindra. Pomiedzy pierścieniem a wewnętrzną ścianką uchwytu wsadza się w jednakowych odległościach od siebie wąskie paski z bardzo cienkiej blachy stalowej, zwykle w ilości 12 do 15 sztuk. Sprężysty pierścień tłokowy dociska każdy z tych pasków do ścianki uchwytu z określoną siłą, którą wyznacza się przez pomiar obciążenia pokonywującego opór tarcia przy wyciągnięciu danego paska.

Aparat ROUX działa na zasadzie wywoływania z góry ustalonych odkształceń lokalnych w kilkunastu (zwykle w 18) jednakowo od siebie odległych punktach na obwodzie badanego pierścienia tłokowego. Miejscowe odkształcenia sprężyste, kontrolowane przy użyciu czujnika z dokładnością do 0,001 mm występują pod naciskiem poziomych sworzni, przesuwających się poosiowo pod działaniem indywidualnie obciążanych dźwigni, na których zawieszają się odpowiednie ciężarki, aż do uzyskaniażądanego odkształcenia.

Szybki i dość dokładny pomiar wielkości lokalnych nacisków promieniowych przy bezpośrednim odczytywaniu wyników zapewnia aparat MAHLE. Badany pierścień zostaje założony do okrągłego uchwytu o średnicy nieco większej od nominalnej średnicy cylindra. Wokół uchwytu wbudowane są promieniowo specjalne naciskomierze z czujnikami dla pomiaru odkształceń — zwykle w ilości 16 sztuk. Prowadzone odpowiednimi otworami w uchwycie popychacze naciskomierzy opierają się o zewnętrzną ściankę umieszczonego w uchwycie pierścienia. Naciskomierze wyskalowane są od razu w jednostkach nacisku powierzchniowego, co pozwala na bezpośredni odczyt nacisku promieniowego w badanym punkcie. Upřednio, za pomocą wspomnianych czujników,

sprawdza się oczywiście identyczność odkształceń lokalnych we wszystkich punktach pomiaru, z dokładnością do 0,001 mm.

Wymienione aparaty należą do grupy przyrządów złożonych, umożliwiających równoczesny pomiar nacisków w przynajmniej kilkunastu punktach na obwodzie pierścienia tłokowego. Obecnie stosuje się coraz szerzej uproszczone aparaty z jednym tylko układem pomiarowym. Badanie pierścienia polega na kolejnym dokonywaniu pomiaru miejscowego nacisku promieniowego w coraz to innym punkcie obwodu pierścienia — przy czym przed każdym następnym pomiarem zachodzi konieczność przekręcenia uchwytu z pierścieniem w stosunku do układu pomiarowego — względnie odwrotnie.

Aparaty uproszczone znajdują zastosowanie zarówno w produkcji jak i dla celów doświadczalno-naukowych a nowoczesne modele osiągnęły bardzo wysokie stopień doskonałości, zapewniający dużą precyzję i dokładność. Dla przykładu warto omówić pobieżnie aparat GOETZE z układem kondensatorów elektrycznych.

Badany pierścień tłokowy zakłada się do bardzo płytkiego gniazda wykonanego w obrotowym uchwycie z podziałką kątową. Średnica otworu w uchwycie powinna być dokładnie równa nominalnej średnicy cylindra. Do wystającej nad czoło uchwytu na około 2/3 swej wysokości zewnętrznej ścianki pierścienia tłokowego dosuwa się za pomocą śruby regulacyjnej końcówkę naciskomierza. Przy przekręcaniu uchwytu wraz z badanym pierścieniem — każda zmiana wielkości miejscowego odkształcenia wywołuje zmianę pojemności kondensatora elektrycznego wbudowanego w układ pomiarowy — co pociąga za sobą odpowiednie wychylenie wskazówki względnie rysika kreślącego od razu wykres nacisków. Aparat GOETZE z przeniesieniem elektrycznym odznacza się dużą dokładnością i umożliwia ciągły pomiar, przy wykorzystaniu zasady, że miejscowe odkształcenia wywołane ściśnięciem pierścienia tłokowego w uchwycie są z dostatecznym bliskim przybliżeniem proporcjonalne do wielkości lokalnego nacisku promieniowego w punkcie pomiaru.

W praktyce znajduje zastosowanie znaczna ilość podobnych przyrządów, przy czym różnice sprowadzają się głównie do odmiennych rozwiązań układów pomiarowych. Aby zapewnić żądaną dokładność pomiaru wykorzystuje się zarówno przekładnie mechaniczne, jak i elektryczne, optyczne czy też złożone z wymienionych. Wysoką precyzyjnością cechują się aparaty z elementem piezo-kwarcowym, jak przyrząd OKOCHI i EBHARA, przyrząd ZEISS-IKON oraz aparat TEVES. Omawianie wymienionych względnie innych aparatów mija się z celem — gdyż nie wyczerpując tematu zajęłoby zbyt wiele miejsca.

Warto wspomnieć jeszcze o dość oryginalnym przyrządzie dla szybkiego określenia rozkładu miejscowych nacisków promieniowych, z dokładnością wystarczającą dla kwalifikowania pierścieni przy montażu silników. Aparat ten składa się z tulei, której gładź wewnętrzna usiana jest równomiernie rozproszonymi na całej powierzchni okruchami diamentów. Zwyczajny tłok w złożeniu z badanymi pierścieniami tłokowymi zostaje wprowadzony do tulei i kilkakrotnie przesunięty tam i z powrotem. Na pracujących ściankach pierścieni w miejscach występowania znaczniejszych nacisków promieniowych pojawiają się silniejsze zarysowania. Zagęszczenie i rozmieszczenie zarysowań na obwodzie z dużą dokładnością obrazuje rzeczywisty rozkład miejscowych nacisków promieniowych.

3. Dokładność pomiaru miejscowych nacisków promieniowych

Rozumując ściśle — pomiar nacisku należałoby przeprowadzić tam gdzie szukany nacisk występuje, czyli wprost na pracującej ściance pierścienia tłokowego względnie gładzi cylindrowej. Praktyczne dopełnienie takiego warunku byłoby jednak możliwe dopiero po opracowaniu nowych metod pomiaru i zarzuceniu ogromnej większości stosowanych obecnie przyrządów, jako całkowicie nieprzydatnych.

Pomijając już kwestię, czy takie metody bez większych trudności udałoby się opanować praktycznie — od razu wyłania się problem celowości takiego stawiania sprawy. Sprężysty pierścień tłokowy naciska oczywiście większą częścią swego obwodu na gładź cylindrową — jednak w niektórych miejscach naciski te mogą zanikać a nawet zmieniać kierunek.

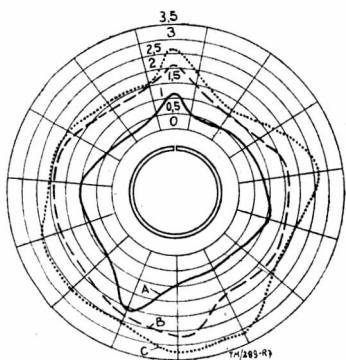
Tym samym dokonywanie pomiaru bezpośredniego w miejscu występowania nacisku stwarzałoby konieczność upředniego przykładania odwrotnie do nacisku skierowanej siły o znanej wielkości — i to w każdym punkcie zaniku względnie zmiany kierunku nacisku promieniowego. W innym przypadku niepełne przyleganie lub miejscowy brak styku współpracujących powierzchni uniemożliwia w ogóle dokonanie pomiaru — bowiem naciski zerowe względnie ujemne, jako umowne wielkości urojone, wyznacza się tylko drogą pośrednią, przez wprowadzenie stosownych sił uzupełniających.

Prawie wszystkie współczesne metody pomiaru rozkładu i wielkości miejscowych nacisków promieniowych cechuje ukryte założenie, że badany pierścień tłokowy całą powierzchnią swą zewnętrzną ścianki przywiera dokładnie do gładzi cylindrowej. Jest to równoznaczne z przyjęciem jakoby w każdym punkcie styku występował nacisk dodatni — co oczywiście nie zawsze odpowiada prawdzie, stanowiąc tym samym swoiste źródło błędów pomiaru.

Aby wyznaczyć wielkość miejscowego nacisku promieniowego trzeba go sprowadzić do zera — drogą przyłożenia przeciwnie skierowanej siły o znanej lub wyznaczalnej wielkości, zwanej w dalszym ciągu siłą znoszącą. Wyrównywaniu miejscowego nacisku promieniowego towarzyszy lokalne odkształcenie sprężyste pierścienia, występujące na skutek oddziaływania siły znoszącej. Stwarza to drugie źródło błędów i niedokładności pomiaru — przy czym sytuację dodatkowo komplikuje trudność ścisłego ustalenia chwili, w której zachodzi stan równowagi pomiędzy miejscowym naciskiem promieniowym a przyłożoną siłą znoszącą.

Przy wyznaczaniu miejscowego nacisku promieniowego — końcówka lub popychacz aparatu pomiarowego, od momentu zetknięcia się z pracującą, zewnętrzną ścianką pierścienia do chwili zrównoważenia nacisku, przebywa pewną drogą zwaną w dalszym ciągu drogą znoszenia. Wywołane naciskiem końcówki lub popychacza aparatu lokalne odkształcenie sprężyste jest oczywiście proporcjonalne do drogi znoszenia — przy czym siła znosząca stanowi sumę siły potrzebnej na wrównanie miejscowego nacisku promieniowego oraz sił zużytych na pokonanie oporów tarcia i odkształcenia sprężystego.

Jak wynika z powyższego — dokładność pomiaru rzeczywistego nacisku promieniowego zależy w dużej mierze od wielkości drogi znoszenia. Wpływ drogi znoszenia na wyniki pomiaru ocenić można na podstawie wykresu 7, przedstawiającego krzywe charakterystyczne rozkładu nacisków promieniowych uzyskane przy kwalifikowaniu owalnego pierścienia tłokowego, standardowego typu. Pomiar powtarzano, każdorazowo dla innej drogi znoszenia, przy zachowaniu pozostałych warunków bez zmiany.



Rys. 7 — Wpływ drogi znoszenia na rozkład i wielkości miejscowych nacisków promieniowych zdejmowanych przy kwalifikowaniu owalnego pierścienia tłokowego
A — dla drogi pomiaru 0,001 mm
B — dla drogi pomiaru 0,005 mm
C — dla drogi pomiaru 0,010 mm

Zwiększenie drogi pomiaru — w rezultacie znacznie większych lokalnych odkształceń sprężystych — pociąga za sobą obok wzrostu bezwzględnych wielkości miejscowych nacisków promieniowych poważne zmiany w samym rozkładzie nacisków. Obok powyższego zaznacza się charakterystyczny przyrost wielkości nacisków w części obwodu położonej naprzeciw zamka, powodowany zwiększonym wpływem sił tarcia powstających przy lokalnym odkształceniu sprężystym badanego pierścienia tłokowego.

Ujmując zagadnienie ogólnie — na podstawie charakterystyk rozkładu miejscowych nacisków promieniowych zdjętych dla kilku różnych dróg znoszenia — istnieje teoretycznie możliwość ekstrapolowania rozkładu nacisków dla równych zera wielkości drogi znoszenia. W praktyce łączyłoby się to oczywiście z koniecznością bardzo dokładnego pomiaru rzeczywistych wielkości drogi znoszenia, stwarzając od razu dodatkowe źródło wydatnych błędów. Wartość i przydatność metody ekstrapolacji jest więc w danym przypadku co najmniej problematyczna.

Omawiane okoliczności zmuszają do szukania innych dróg wyjścia. Większość współczesnych metod kwalifikowania pierścieni tłokowych polega na wyznaczaniu rozkładu i wielkości miejscowych nacisków promieniowych na podstawie pomiaru lokalnych sił znoszących, z pominięciem wpływów miejscowych odkształceń sprężystych, drogi znoszenia oraz sił tarcia — dzięki odpowiedniemu doborowi warunków pomiaru. Upraszcza to wybitnie całość zagadnienia i uwalnia od potrzeby posługiwania się

specjalnym wyposażeniem dla określania wielkości drogi znoszenia czy lokalnych odkształceń sprężystych. Niezbędną dokładność pomiaru zapewnia ograniczenie do osiągalnego minimum wielkości drogi znoszenia. W danym przypadku rezultaty pomiaru są obarczone z góry przewidywanymi i dopuszczonymi błędami — które jak długo droga znoszenia jest dostatecznie mała, praktycznie biorąc nie odgrywają większej roli.

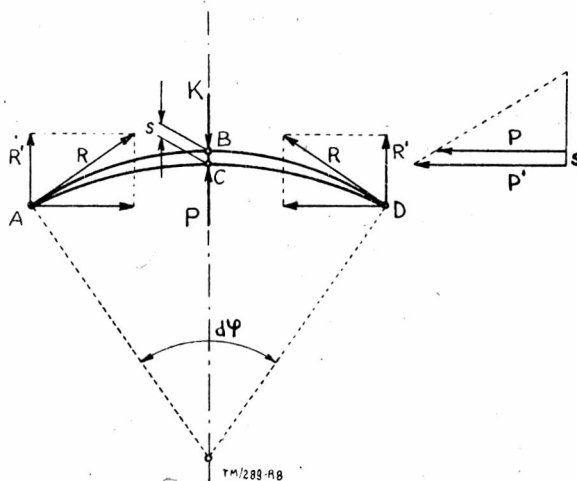
Warto poświęcić nieco uwagi kwestii dokładności przy wyznaczaniu miejscowych nacisków promieniowych tylko na podstawie pomiaru siły znoszenia, z pominięciem wpływów drogi znoszenia i oporów tarcia.

Schemat pomiaru miejscowego nacisku promieniowego wywieranego przez ściśnięty sztywnym uchwytem pierścień tłokowy pokazano na rys. 8. Pod skupionym w punkcie C naciskiem końcówki aparatu pomiarowego — część obwodu badanego pierścienia odrywa się i odstaje od wewnętrznej ścianki uchwytu. Przebycie przez popychacz aparatu pomiarowego drogi znoszenia „s” wywołuje lokalne odkształcenie sprężyste — odpowiadające przejściu z łuku $ABD = r \cdot d\varphi$, zwanego w dalszym ciągu łukiem odkształcenia, do krzywizny ACD .

Określenie miejscowego nacisku promieniowego polega na wyznaczeniu siły $P = p_s \cdot r \cdot d\varphi \cdot h$, gdzie H — wysokość pierścienia, p_s — średni nacisk jednostkowy na powierzchni $r \cdot d\varphi \cdot h$.

Siła znosząca K jest oczywiście większa od siły P o siłę powodującą lokalne odkształcenie sprężyste i siły zużyte na pokonanie oporów tarcia. Przyjmując „c” jako stałą sprężystości wycinka pierścienia tłokowego ograniczonego punktami A i B, wielkość siły wywołującej odkształcenie sprężyste określić można jako iloczyn $s \cdot c$ (drogi znoszenia \times stała sprężystości).

Uzupełniając dotychczasowe rozważania uwzględnić należy, że miejscowe odkształcenie sprężyste wycinka pierścienia wywoła w rzeczywistości zwiększenie się odległości pomiędzy punktami A i B — przy styczonym przesunięciu się części obwodu pierścienia po powierzchni wewnętrznej ścianki sztywnego uchwytu.



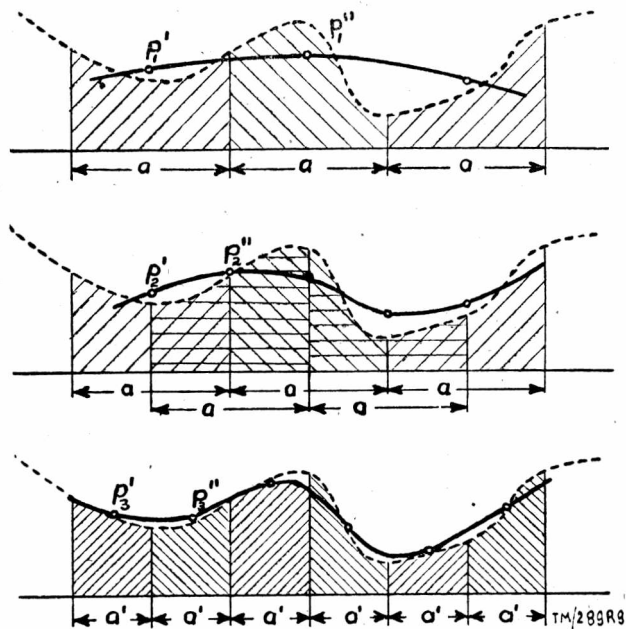
Rys. 8 — Schemat pomiaru miejscowego nacisku pomiaru drogi
wyznaczania siły znoszącej
K — siła znosząca (równa P)
P — rzeczywista siła nacisku
s — droga znoszenia
R — siła tarcia

Upraszczając zagadnienie przyjmując można, że przy wspomnianym odkształceniu lokalnym w punktach A i B pojawiają się siły tarcia R , których składowe $R' = R \sin \frac{d}{2}$ wpływają na wyniki pomiaru.

Należy od razu zaznaczyć, że oddziaływanie sił tarcia w przeciwieństwie do wpływu omówionych uprzednio czynników zależy w znacznej mierze od położenia punktu pomiaru na obwodzie pierścienia. Występowanie sił tarcia zaznacza się najwyraźniej przy wyznaczaniu nacisków w środkowej części pierścienia, w miejscach oddalonych od zamka. Ze względu na większą swobodę odkształcania się końców pierścienia tłokowego, wpływ sił tarcia przy pomiarze nacisków w pobliżu zamka jest o wiele mniejszy.

Reasumując powyższe — zmierzona siła znoszenia stanowi sumę $K = P + s \cdot c + \sum R'$. Pełną dokładność pomiaru osiąga się przy $s = 0$, gdyż wtedy $K = P$. W danym przypadku znika również trzeci człon podanej zależności, ponieważ $d\varphi = 0$, a siły tarcia pojawiają się tylko w razie występowania lokalnego odkształcenia sprężystego i miejscowego odstawiania wycinka pierścienia od ścianki ściskającego go uchwytu.

Im mniej regularnie przebiega krzywa charakteryzująca rozkład miejscowych nacisków promieniowych, tym bliżej siebie powinny leżeć sąsiednie punkty pomiaru. Dość istotny wpływ na żądane zagęszczenie punktów pomiaru wywiera również wielkość drogi znoszenia, decydującej o wielkości łuku odkształcenia.



Rys. 9 — Wpływ wielkości łuku odkształcenia i gęstości punktów pomiaru na dokładność wyników przy wyznaczaniu rozkładu miejscowych nacisków promieniowych

Na rys. 9 przedstawiono schematycznie związek pomiędzy dokładnością pomiaru a wielkością łuku odkształcenia i gęstością punktów pomiaru. Dla uproszczenia, wielkości rzeczywistych nacisków jednostkowych naniesiono w układzie prostokątnych.

Górny i środkowy wykres obrazują wyniki pomiaru dokonywanego przy stosunkowo znacznym łuku odkształcenia „ a ”. Wyznaczanie nacisków przy zachowaniu minimalnej odległości pomiędzy punktami pomiaru, równej „ a ” daje zupełnie fałszywy

rozkład nacisków, jak to widać na górnym wykresie. Zagęszczenie punktów pomiaru przez zmniejszenie odstępów pomiędzy sąsiednimi punktami do połowy pierwotnej podziałki „ a ”, lecz przy zachowaniu tego samego łuku odkształcenia poprawia nieco sytuację, jednak dokładność pomiaru pozostawia nadal wiele do życzenia (wykres środkowy).

Przybliżony do rzeczywistego obraz rozkładu miejscowych nacisków promieniowych daje dopiero zmniejszenie wielkości łuku odkształcenia wraz z odpowiednim zagęszczeniem punktów pomiaru, jak na dolnym wykresie. Ponieważ wielkość łuku odkształcenia jest proporcjonalna do wielkości drogi znoszenia — rys. 9 raz jeszcze uzasadnia potrzebę wyczerpywania wszelkich środków dla ograniczania drogi znoszenia do osiągalnego w praktyce minimum.

Warunkiem dokładnego pomiaru rozkładu nacisków promieniowych jest zagęszczenie punktów pomiaru w ten sposób, by odległość sąsiednich punktów pomiaru w żadnym przypadku nie przekroczyła długości łuku odkształcenia. Gdy odstęp między punktami pomiaru są zbyt duże — pominięte zostają wpływy nacisków na niektórych wycinkach obwodu pierścienia tłokowego — co niekiedy poważnie zaciemnia obraz rzeczywistego rozkładu nacisków i powoduje istotne błędy przy kwalifikacji badanego pierścienia.

Kontrola dokładności wyników pomiaru polega na sprawdzeniu warunku równowagi. W ujęciu wektorowym — wypadkowa wszystkich miejscowych nacisków promieniowych wywieranych przez pierścień tłokowy ściśnięty w sztywnym, okrągłym uchwycie, winna redukować się do zera. Ścisłe dopełnienie takiego wymogu nie jest możliwe, nawet przy posługiwaniu się najbardziej precyzyjnymi aparatami, na skutek nieuniknionych błędów powodowanych wpływem najmniejszej nawet drogi znoszenia, której całkowite wyeliminowanie nie jest możliwe.

Na zakończenie warto wspomnieć o pośrednich metodach wyznaczania nacisków promieniowych, polegających na pomiarze miejscowego wydłużenia — przy przeprowadzaniu badanego pierścienia tłokowego ze stanu całkowitego rozprężenia do kształtu przyjmowanego przez pierścień po założeniu do cylindra. Zależności wiążące miejscowe wydłużenia z obciążeniami zewnętrznymi pozwalają na rachunkowe określenie wielkości lokalnego nacisku promieniowego, bez potrzeby wywoływania jakichkolwiek nacisków wyrównywających.

Pośrednie metody oparte na pomiarze lokalnego wydłużenia nie znalazły szerszego zastosowania, gdyż współczesne sposoby bezpośredniego wyznaczania miejscowych nacisków promieniowych zapewniają zwykle wystarczającą dokładność przy wybitnej łatwości i prostocie pomiaru.

Mgr inż. TADEUSZ ŚRODULSKI

Mgr inż. MARIAN ZABŁOCKI

WPŁYW ZMIENNEJ ILOŚCI OBROTÓW NA PRACĘ SILNIKA SAMOCHODOWEGO

Częste zmiany obciążeń i ilości obrotów silnika powodują nieprawidłowy skład mieszanki roboczej w cylindrach. Istnieje kilka przyczyn tego zjawiska, z których najistotniejszą jest nieustalona równowaga cieplna. Autorzy rozwijają ten temat ilustrując odpowiednimi wykresami i dochodzą do wniosków, że najodpowiedniejszym urządzeniem przeciwdziałającym będzie oszczędzacz sterowany automatycznie, zmniejszający zużycie paliwa do 15%.

Jedną z najbardziej charakterystycznych cech pracy silnika samochodowego są częste zmiany jego obciążenia oraz ilości obrotów wału korbowego. Szybkie zmiany ilości obrotów i wielkości obciążenia silnika, powodują zakłócenia w procesie tworzenia się mieszanki paliwowo-powietrznej, wywołując najczęściej niekorzystne zmiany mocy i momentu obrotowego silnika.

Wiadomo z praktyki, że na przykład dążenie do uzyskania potrzebnej prędkości samochodu przez szybkie otwarcie przepustnicy, prowadzi często do jego opóźnienia, wskutek spadku mocy silnika, który jest wywołany przez pogorszenie jakości wytwarzanej mieszanki. Zakłócenie w pracy silnika spowodowane jest w tym wypadku zubożeniem mieszanki paliwowo-powietrznej.

Badania wykazały, że zakłócenia w wytwarzaniu mieszanki w czasie rozpędzania pojazdu są znacznie silniejsze przy regulacji gaźnika na uboższe mieszanki (tabl. 1).

Nieprawidłowy skład mieszanki po gwałtownych zmianach położenia przepustnicy jest wywołany równoczesnym działaniem

TABLICA 1
PORÓWNANIE WPŁYWU SKŁADU MIESZANKI PALIWO-POWIETRZNEJ NA ŚREDNIE CIŚNIENIE UŻYTECZNE SILNIKA W WARUNKACH USTALONYCH ORAZ PRZY ROZPĘDZANIU

Warunki pracy silnika	Średnie ciśnienia użyteczne w kg/cm^2 (w okresie rozpędzenia równym 10 sek)		
	przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 0,85 \quad \quad \lambda = 1,0 \quad \quad \lambda = 1,15$		
W ustalonych warunkach pracy	6	5,8	5,6
W okresie rozpędzenia	6	5,4	4,3

szeregu czynników, z których wymienimy najważniejsze:

- 1) bezwładność paliwa w gaźniku,

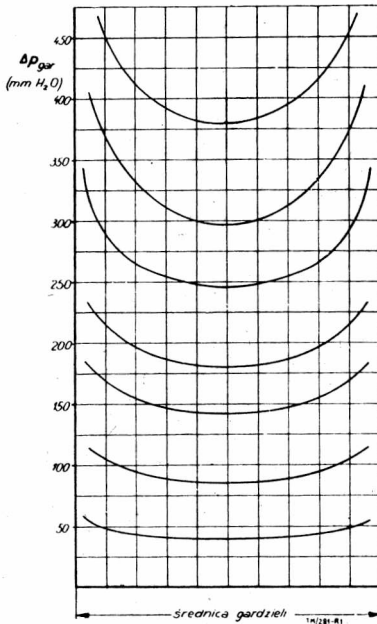
- 2) zmiany podciśnienia w przewodzie ssącym silnika oraz
- 3) nieustalona równowaga cieplna silnika.

Wpływ tych czynników na pracę silnika zostanie szczegółowo omówiony poniżej. Jednocześnie będą rozpatrzone zasadnicze sposoby polepszenia właściwości silnika w zmiennych warunkach pracy.

Bezładność paliwa w gaźniku

Jako zasadniczą przyczynę nieprawidłowej pracy silnika przy zmiennych obrotach i obciążeniu uważa się często bezładność paliwa w gardzieli i kanałach gaźnika.

Jak wiadomo, wypływ paliwa odbywa się pod działaniem podciśnienia w tej części gardzieli, w której znajduje się rozpylacz. Podciśnienie w każdym miejscu poprzecznego przekroju gardzieli w ustalonych warunkach pracy silnika jest różne (rys. 1). Z rys.



Rys. 1. Rozkład podciśnienia w poprzecznym przekroju gardzieli gaźnika dla różnych otwarć przepustnicy

I widać, że w środkowej części gardzieli podciśnienie jest mniejsze niż w tym samym przekroju przy jej ścianie, co wywołują przede wszystkim zmiany kierunku przepływającego powietrza. Oczywiście wewnątrz rozpylacza podciśnienie będzie jeszcze mniejsze, wskutek strat na pokonanie oporów przepływu.

Przy szybkim otwarciu przepustnicy występuje początkowo krótkotrwały wzrost podciśnienia w gardzieli, wywołany zwiększeniem się prędkości powietrza w przewodzie ssącym. Wzrost podciśnienia dochodzi do 300 mm H₂O przy całkowitym otwarciu przepustnicy do położenia odpowiadającego biegowi luzem silnika. Trwa on jednak stosunkowo krótko, bo około 0,1 sek. Po tym okresie czasu podciśnienie opada odpowiednio do wielkości otwarcia przepustnicy i ilości obrotów silnika a następnie rośnie proporcjonalnie do wzrostu obrotów, czyli praktycznie stosunkowo powoli. Naturalnie przy mniejszych zmianach położenia przepustnicy lub wolniejszym jej otwieraniu wzrost podciśnienia w pierwszym okresie będzie słabszy. Natomiast w czasie zamykania przepustnicy i przy obniżaniu się obrotów silnika, podciśnienie spada równomiernie aż do ustalenia się nowych warunków pracy silnika.

Jedną z przyczyn zubożenia mieszanki w czasie gwałtownego otwarcia przepustnicy jest w pierwszym okresie nierównomierne narastanie podciśnienia w poprzecznym przekroju gardzieli. Ze względu na większą bezładność paliwa, znajdującego się w osi gardzieli, niż powietrza, które jest skupione na jej obwodzie, podciśnienie w środku gardzieli narasta wolniej, co powoduje krótkotrwałe zubożenie mieszanki. Największy wpływ na pracę sil-

nika przy szybkim otwarciu przepustnicy posiada wielkość i długość tego zubożenia.

Drugim czynnikiem wpływającym na zubożenie mieszanki jest bezładność paliwa w kanałach gaźnika. Określenie tej bezładności przy pomocy doświadczeń jest bardzo skomplikowane i łatwiej jest wyznaczyć jej wielkość na drodze matematycznej w połączeniu z pomiarem podciśnienia, pod wpływem którego paliwo wypływa z rozpylacza.

Można się tutaj posłużyć następującym równaniem, wyprowadzonym przy założeniu, że podciśnienie wzrasta momentalnie do wartości Δp_{gar} , a rozpylacz z kanałami i dyszą stanowi szereg połączonych rur o różnych przekrojach:

$$\Delta p_{gar} = \frac{\gamma}{\varphi^2} \cdot \frac{v^2}{2g} - \frac{\gamma \cdot l}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$$

gdzie Δp_{gar} — podciśnienie w gardzieli w mm H₂O

γ — ciężar właściwy paliwa w kG/m³

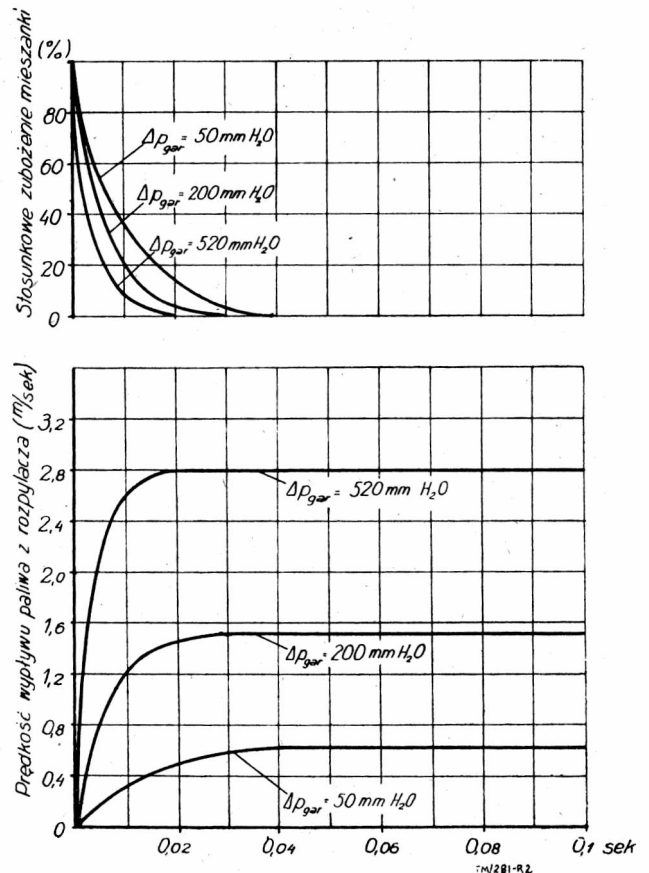
φ — współczynnik wypływu

v — chwilowa prędkość w okresie wzrostu wypływu paliwa w m/sec

g — przyspieszenie ziemskie w m/sec²

l — zredukowana długość układu w metrach

t — czas w sekundach



Rys. 2. Zależność prędkości wypływu paliwa i stosunkowego zubożenia mieszanki paliwowo-powietrznej od czasu

Rys. 2 przedstawia zależność prędkości wypływu paliwa z rozpylacza od czasu przy trzech różnych podciśnieniach. Początkową prędkość wypływu przyjęto równą zero, jak to ma miejsce podczas przejścia od biegu luzem do określonego otwarcia przepustnicy.

Z wykresów widać, że przy danych założeniach skład mieszanki ustali się w ciągu 0,02 do 0,05 sek., zależnie od wzrostu podciśnienia. W początkowym więc okresie zubożenie mieszanki jest bardzo duże, ze względu na opóźnione ustalenie się prędkości wypływu paliwa. Zubożenie trwa do chwili, gdy przewód ssący zapelni się mieszanką o ciśnieniu odpowiadającym danym wa-

runkom pracy silnika. Jeżeli przyjąć, że podciśnienie wzrasta do 200 mm H₂O, to prędkość wypływu z rozpylacza uzyska stałą wartość po 0,03 sek (rys. 2). Jeśli założymy w przybliżeniu liniowy wzrost prędkości w tym okresie, to średni niedobór paliwa wyniesie około 50%. Z rozważania tego wynika, że warunki wypływu ustalą się wcześniej, zanim nastąpią dalsze zakłócenia podciśnienia w gardzieli, wywołane gwałtownym otwarciem przepustnicy.

Sprawdźmy obecnie w ilu cylindrach zubożenie mieszanki będzie odczuwalne. Ilość suwów, w okresie $t = 0,03$ sek, w którym odbywa się napełnienie cylindrów świeżą mieszanką można obliczyć wzorem (np. $n = 1000$ obr/min, dla silnika sześciocylindrowego)

$$i \cdot \frac{n}{60 \cdot 2} \cdot t = 6 \cdot \frac{1000}{60 \cdot 2} \cdot 0,03 = 1,5$$

Zubożenie mieszanki będzie więc odczuwalne tylko w dwóch cylindrach.

Jak widać z powyższych rozważań, wpływ bezwładności paliwa w pierwszym okresie po gwałtownym otwarciu przepustnicy jest stosunkowo niewielki. Badania wykazały, że w następnym okresie, t.j. podczas powolnego narastania podciśnienia w gardzieli zubożenie mieszanki spowodowane bezwładnością paliwa jest nieznaczne.

Zmiany podciśnienia w układzie ssącym silnika

Paliwo wypływa z rozpylacza gaźnika w stanie płynnym i od tego momentu rozpoczyna się proces jego odparowania. Ponieważ odparowuje ono stopniowo, część jego osadza się w stanie płynnym na ściankach gardzieli oraz przewodu ssącego i tworzy płynną powłokę paliwową. Wielkość tej powłoki zależy od stopnia nagrzania przewodu ssącego i przy odpowiedniej jego temperaturze jest stosunkowo niewielka.

W ustalonych warunkach pracy silnika powłoka ta nie powoduje zakłóceń w tworzeniu mieszanki, której skład jest w przybliżeniu jednakowy dla wszystkich cylindrów. Natomiast w zmienionych warunkach pracy silnika, tworzenie się powłoki płynnego paliwa, jej ruch w przewodzie ssącym oraz stopień odparowania powodują zmiany stosunku ilości paliwa do powietrza w mieszance. Zjawisko to występuje najsilniej w czasie szybkiego otwierania i zamykania przepustnicy.

Szybkie otwieranie przepustnicy. Ustalonym warunkom pracy silnika odpowiadają określone wielkości czynników, wpływających na odparowanie paliwa, jak np. prędkość mieszanki, temperatura ścianek i podciśnienie w przewodzie ssącym. Dlatego też, zależnie od warunków pracy silnika, różna będzie ilość powłoki, płynnego paliwa na ściankach przewodu ssącego. Najmniejsza jej ilość występuje przy biegu luzem na niskich obrotach oraz przy całkowicie otwartej przepustnicy i wysokich obrotach. W pierwszym wypadku korzystnie wpływa na odparowanie paliwa niskie ciśnienie za przepustnicą oraz wyższa temperatura mieszanki ze względu na małą prędkość przepływu. Natomiast w drugim wypadku decydujący wpływ posiada wyższa temperatura rury ssącej i duża prędkość powietrza w gardzieli oraz mieszanki w przewodzie ssącym. Największa ilość powłoki płynnego paliwa występuje przy dużym otwarciu przepustnicy i niskich obrotach, przede wszystkim z powodu małego podciśnienia w przewodzie ssącym. Odpowiada to początkowemu okresowi po szybkim otwarciu przepustnicy, gdy ilość obrotów silnika jeszcze nie wzrosła. Wówczas na ściankach osadza się duża ilość paliwa, co powoduje zubożenie mieszanki. Odparowanie paliwa jest wtedy mniej intensywne niż w warunkach odpowiadających nowemu otwarciu przepustnicy, ze względu na niższą temperaturę ścianek przewodu ssącego. Ponadto prędkość poruszania się powłoki płynnego paliwa wzdłuż przewodu ssącego jest mała i wynosi 0,07 do 0,1 m/sek, a kierunek poruszania się jest zmienny, zależnie od kolejności suwów ssania. Przepływa

ona przez cały przewód ssący w czasie 2 do 4 sekund od chwili otwarcia przepustnicy. W tym okresie do cylindrów dochodzi więc mieszanka zubożona. Zubożenie może być tak silne, że skład mieszanki znajdzie się poza granicą zapalności i silnik przestanie pracować. Zjawisko to jest bardziej niekorzystne w silnikach wielocylindrowych, gdyż powoduje znaczną zmianę składu mieszanki dostającej się do poszczególnych cylindrów, co obrazuje poniższe zestawienie, wykonane dla silnika ośmiocylindrowego o dwóch gaźnikach:

TABLICA II

cylinder	1	2	3	4	5	6	7	8
współczynnik nadmiaru powietrza	1,15	1,26	1,05	1,11	1,0	0,92	1,21	0,98

W czasie stopniowego nagrzewania się silnika, odpowiednio do nowych warunków pracy, ilość powłoki płynnego paliwa maleje, przy czym początkowo odparowują lżejsze frakcje.

Oczywiście jeżeli przepustnicę otwiera się powoli, wówczas zjawisko zubożenia mieszanki jest mniej odczuwalne.

Przy szybkim otwieraniu przepustnicy występuje również zjawisko kondensacji odparowanego uprzednio paliwa, ze względu na niskie podciśnienie w przewodzie ssącym. Jednak ilość mieszanki, z której mogłoby nastąpić wykoplenie paliwa jest stosunkowo niewielka i wynosi około 1/4 objętości suwowej silnika, a więc kondensacja może wpłynąć na przebieg pracy powyżej dwóch cylindrów. Kondensacja par paliwa mogłaby posiadać silny wpływ na zubożenie mieszanki jedynie przy bardzo dużym przewodzie ssącym silnika.

Szybkie zamykanie przepustnicy. Zamknięcie przepustnicy po pracy silnika pod dużym obciążeniem powoduje szybki spadek obrotów do odpowiadających biegowi luzem (przy wyłączonej przekładni) albo powolny przy tzw. hamowaniu silnikiem. W obu wypadkach podciśnienie w gardzieli maleje prawie do zera, a równocześnie kończy się wypływ paliwa z rozpylacza z wyjątkiem rozpylacza biegu luzem. Wskutek bezwładności, paliwo wypływa jeszcze przez krótki czas, jednak powoduje to nieznaczne wzbogacenie mieszanki.

Przymykanie przepustnicy powoduje zmniejszenie prędkości mieszanki, co podnosi jej temperaturę ze względu na uprzednie nagrzanie silnika, a równocześnie w przewodzie ssącym wzrasta znacznie podciśnienie. Oba te zjawiska ułatwiają odparowanie paliwa wypływającego z rozpylacza, a ponadto odparowuje powłoka płynnego paliwa. Powoduje to znaczne wzbogacenie mieszanki paliwowo-powietrznej.

Nieustalona równowaga cieplna silnika

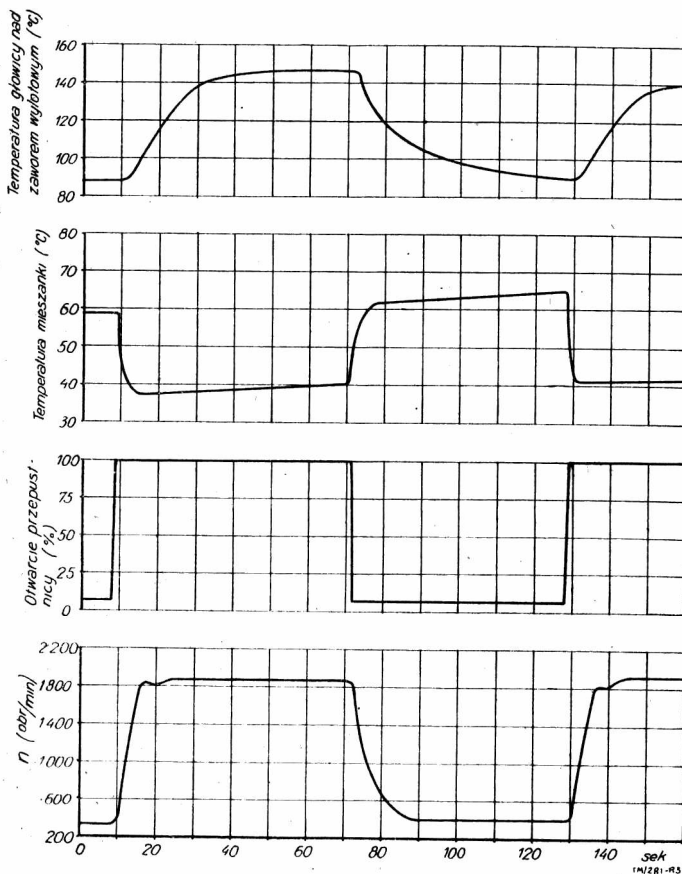
Zasadniczą przyczyną powodującą nieprawidłowy przebieg procesu tworzenia mieszanki oraz jej spalania przy zmiennej ilości obrotów jest różnica pomiędzy stanem cieplnym silnika w warunkach ustalonych i zmiennych. Powolne nagrzewanie wzgl. ochładzanie się silnika do warunków odpowiadających stałej pracy można nazwać bezwładnością cieplną.

Przy wyższej ilości obrotów i większym otwarciu przepustnicy wzrasta ilość ciepła wydzielającego się w jednostce czasu, a części silnika nagrzewają się do wyższej temperatury. Temperatura mieszanki oraz stopień jej odparowania przed spalaniem zależy od wielkości nagrzania tych części silnika, z którymi styka się mieszanka w czasie suwu ssania. Temperatura mieszanki posiada silny wpływ na sprawność napełnienia oraz prędkość spalania, od czego zależy z kolei moc i ekonomia pracy silnika.

Badania wykazały, że silnik samochodowy uzyskuje równowagę cieplną po przejechaniu 8 do 10 km, tj. prawie równocześnie z ustaleniem się temperatury wody chłodzącej, jeżeli nie ma termostatu. Gdy w układzie chłodzenia znajduje się termostat, silnik osiąga stan równowagi cieplnej po 2 do 3 km przebiegu.

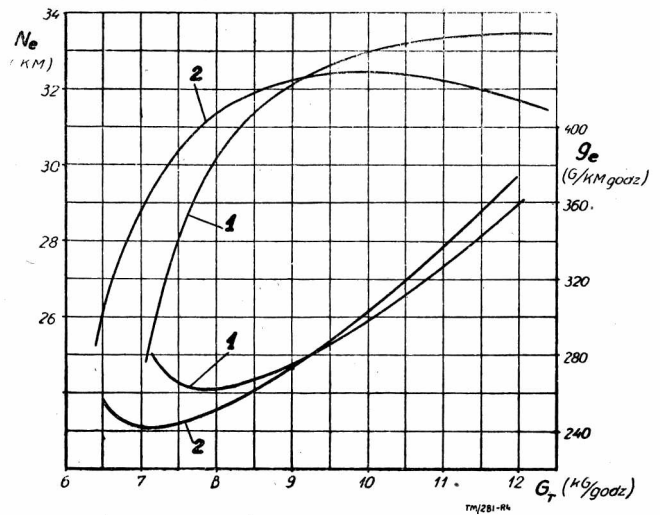
Przewód ssący osiąga stan równowagi cieplnej równocześnie z ustaleniem się temperatury poszczególnych części silnika. W nienagrzanym przewodzie ssącym ilość powłoki płynnego paliwa jest bardzo duża i dochodzi do kilkudziesięciu procent zużycia paliwa. Intensywność podgrzewania przewodu ssącego i jego zmienność z warunkami pracy silnika posiadają więc podstawowe znaczenie dla odparowania paliwa. Przy bardzo silnym podgrzaniu, zakłócenia w pracy silnika są znacznie słabsze i rzadziej występują. Z drugiej jednak strony intensywne podgrzewanie podwyższa skłonność do detonacji oraz zmniejsza sprawność napełnienia cylindrów i dlatego wielkość podgrzewania przewodu ssącego musi być utrzymana w wąskich, najkorzystniejszych granicach.

W czasie regulacji gaźnika, dla wymaganego składu mieszanki, rozpylacze dobiera się przy silniku nagrzanym do temperatury odpowiadającej danym warunkom pracy, czyli dla określonego stopnia odparowania paliwa. Ponieważ w czasie pracy silnika przy zmiennych obrotach i obciążeniu, temperatury poszczególnych części silnika mają inną wartość, temperatura mieszanki jest również inna, a przez to ulega zmianie jej skład.



Rys. 3. Wpływ gwałtownych zmian położenia przepustnicy na temperaturę silnika i mieszanki paliwowo-powietrznej

Zmiany temperatury głowicy cylindrowej i mieszanki paliwowo-powietrznej silnika ZIS-5 przy szybkim otwieraniu i zamykaniu przepustnicy na stanowisku próbnym, przedstawia rys. 3. Z rysunku widać, że opóźnienie wzrostu wzgl. spadku temperatury silnika przy pełnym otwarciu lub zamknięciu przepustnicy jest znaczne, a silnik osiąga stan równowagi cieplnej po około 60 sekundach. W rzeczywistych warunkach pracy silnika opóźnienie zmian temperatury jest trochę słabsze, ze względu na rzadkie wypadki szybkiego przestawiania przepustnicy z jednego skrajnego położenia na drugie. Jednak nawet przy otwieraniu przepustnicy o mniejszą wielkość, bezwładność cieplna silnika wywiera niekorzystny wpływ na jego pracę. Oddziaływanie bezwładności cieplnej silnika można zmniejszyć przez powolne otwieranie przepustnicy. Zjawisko bezwładności cieplnej występuje



Rys. 4. Regulowane charakterystyki silnika przy różnej temperaturze wody chłodzącej (przy $n = \text{const}$ i pełnym otwarciu przepustnicy)

krzywe 1 — przy temperaturze wody w głowicy 45°C
krzywe 2 — przy temperaturze wody w głowicy 75°C

znacznie słabiej przy zmianie obrotów, wywołanych zmiennym obciążeniem bez przestawiania przepustnicy.

Z dotychczasowych rozważań wynika, że przy rozpędzaniu pojazdu mechanicznego bezwładność cieplna powoduje pracę silnika przy niższej temperaturze niż normalnie, natomiast przy zamykaniu przepustnicy mieszanka tworzy się w wyższym zakresie temperatur.

Wpływ stanu cieplnego na prędkość spalania, moc i ekonomię pracy silnika jest różny przy różnych składach mieszanki. Zmiana stanu cieplnego jest np. stosunkowo słabo odczuwalna przy mieszankach bogatych, natomiast przy mieszankach ubogich wpływa bardzo silnie, ponieważ obniżenie temperatury powoduje dalsze jej zubożenie.

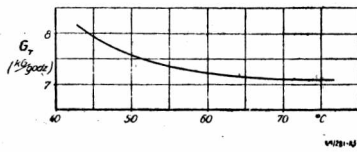
Wpływ stanu cieplnego na pracę silnika przy różnych składach mieszanki przedstawiono na rys. 4. Z wykresu widać, że przy niższej temperaturze wody chłodzącej (45°C — krzywe 1) największa moc użyteczna leży w zakresie bogatszych mieszank i jest wyższa o około 2,5% od mocy przy normalnej temperaturze wody chłodzącej (75°C — krzywe 2). Jest to wynikiem większej sprawności napełnienia. Natomiast w zakresie mieszank uboższych, dla niższej temperatury wody chłodzącej, spadek mocy jest bardziej stromy, wskutek zmniejszonej prędkości spalania. Dlatego też minimum jednostkowego zużycia paliwa przesunęło się przy chłodnym silniku w kierunku mieszank bogatszych, a równocześnie wzrasta jego wielkość. Dodatkowo wpływa tutaj zwiększenie strat na tarcie w silniku o niższej temperaturze czynnika chłodzącego.

Jeżeli więc gaźnik zostanie uregulowany na maksymalną ekonomię pracy przy normalnej temperaturze wody chłodzącej (75°C), to obniżenie temperatury silnika spowoduje spadek mocy i wzrost jednostkowego zużycia paliwa, ze względu na przesunięcie się minimum g_e w kierunku mieszank bogatszych. Stąd wniosek, że dla uniknięcia zakłóceń w pracy silnika przy obniżonej temperaturze należy mieszankę wzbogacić, co spowoduje równocześnie obniżenie jednostkowego zużycia paliwa. Gdyby jednak uregulować gaźnik na maksimum ekonomii przy niskiej temperaturze wody chłodzącej, wówczas nagrzany silnik zużywałby nadmierną ilość paliwa, co ze względu na częstość takiej pracy byłoby niekorzystne. Ponadto należy pamiętać, że stałym wzbogaceniem mieszanki można wyrównać tylko niewielki zakres zmian temperatury.

Wielkość godzinowego zużycia paliwa, zapewniającego ekonomiczną pracę, w zależności od stanu cieplnego silnika przedstawia rys. 5.

Wpływ stanu cieplnego silnika na jego pracę zależy więc w znacznym stopniu od składu mieszanki. Dlatego też obniżenie temperatury będzie inaczej wpływać na pracę silnika przy pełnym otwarciu przepustnicy (mieszanka bogata), niż przy częściowych otwarciach, gdy mieszanka jest uboga.

Rozważania nad pracą silnika przy zmiennej ilości obrotów przeprowadzimy na przykładzie rozpedzania silnika, posługując się badaniami wykonanymi w CNIAT¹⁾ przez D. A. Rubieca. Rys. 6 przedstawia zależność mocy użytecznej silnika od przyspieszenia wału korbowego dla czterech różnych regulacji gaźnika, przy pełnym otwarciu przepustnicy. Początek krzywych przy przyspieszaniu równym zero, przedstawia moc silnika w ustalonych warunkach pracy. W miarę wzrostu przyspieszenia moc silnika zmienia się niejednakowo, zależnie od regulacji gaźnika.



Rys. 5. Zależność godzinowego zużycia paliwa (G_T), odpowiadającego ekonomicznej pracy silnika, od temperatury wody chłodzącej (przy $n = \text{const}$ i pełnym otwarciu przepustnicy)

Z przebiegu odpowiednich krzywych wynika:

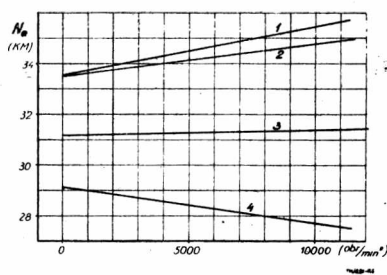
dla mieszanki silnie wzbogaconej ($\lambda = 0,75$) — moc rośnie (krzywa 1)

dla mieszanki bogatej ($\lambda = 0,85$) — moc rośnie, jednak wolniej niż w pierwszym wypadku (krzywa 2),

dla mieszanki o składzie ($\lambda = 0,95$) — moc prawie pozostaje niezmienna (krzywa 3)

dla mieszanki o składzie odpowiadającym maksymalnej ekonomii pracy ($\lambda = 1,05$) — moc silnie opada

Z badań przedstawionych na rys. 6 wynika, że zmiana mocy przy rozpedzaniu jest tym znaczniejsza, im większe jest przyspieszenie, przy czym zależność ta jest prawie liniowa. Należy zauważyć, że moc silnika podczas rozpedzania może być w pewnych warunkach wyższa niż przy ustalonej pracy. Zasadnicze znaczenie posiada w tym wypadku współczynnik nadmiaru powietrza.

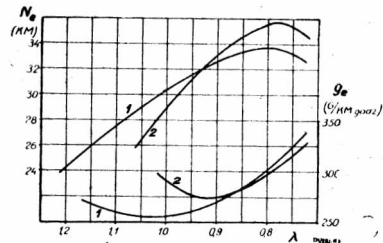


Rys. 6. Wpływ wielkości przyspieszenia na moc silnika przy różnej regulacji gaźnika

Aby określić wpływ rozpedzania silnika na ekonomię jego pracy i na konieczną zmianę współczynnika nadmiaru powietrza posłużymy się charakterystyką regulowaną wykonaną na podstawie wykresu podobnego do rys. 6. Charakterystykę taką przedstawia rys. 7. Dla porównania przedstawiono również na tym wykresie charakterystyki silnika w ustalonych warunkach pracy. Porównując obie charakterystyki ze sobą, można stwierdzić, że na bogatszych mieszankach moc przy rozpedzaniu jest wyższa, jednak w miarę zubożenia mieszanki spadek mocy jest znacznie silniejszy niż w warunkach ustalonych. Najmniejsze jednostkowe zużycie paliwa występuje przy zubożeniu mieszanki w czasie rozpedzania wcześniej, tzn. przy mniejszej wartości współczynnika nadmiaru powietrza.

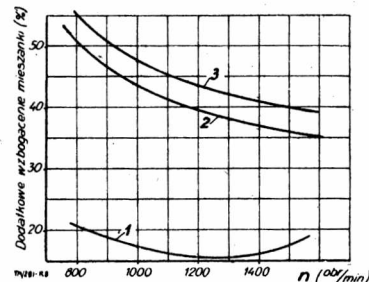
¹⁾ Centralny Nauczno-Isledowatelskiy Institut Awtomobilnowo Transporta.

Wynika stąd, że przy regulacji gaźnika na największą ekonomię zużycia paliwa w ustalonych warunkach pracy, wystąpi przy rozpedzaniu podwyższone zużycie, czyli dla zachowania maksymalnej ekonomii pracy silnika należy stosować przy rozpedzaniu mieszankę bogatszą. Wzbogacenie powinno być tym silniejsze, im większe jest przyspieszenie obrotów wału korbowego silnika, ponieważ przebieg mocy regulowanej jest wtedy bardziej stromy, a więc pogorszenie ekonomii przy pracy silnika na ubogich mieszankach, silniejsze.



Rys. 7. Charakterystyki regulowane silnika: krzywa 1 — praca silnika w warunkach ustalonych, krzywa 2 — praca silnika w czasie rozpedzania ze stałym przyspieszeniem

Porównując rysunki 4 i 6 można stwierdzić z podobieństwa krzywych, że zasadniczy wpływ na pracę silnika przy zmiennych obrotach posiada bezwładność cieplna silnika. Na podstawie podanych powyżej badań możliwe jest określenie koniecznej wielkości wzbogacenia mieszanki przy rozpedzaniu. Rys. 8 przedsta-

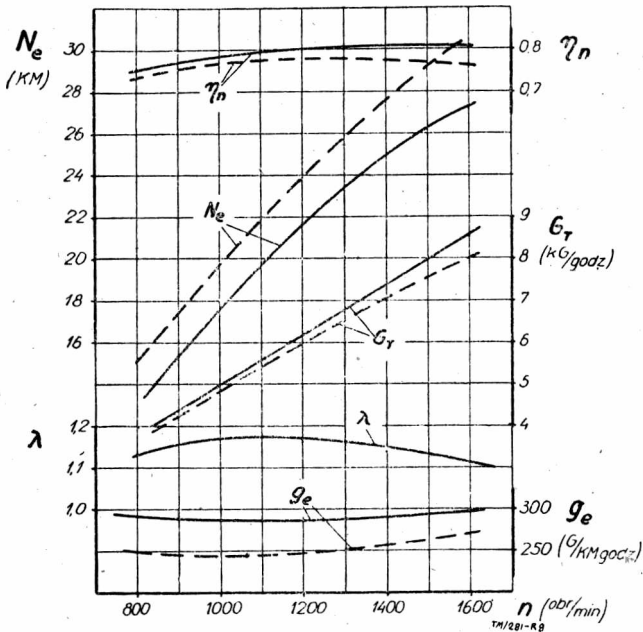


Rys. 8. Wzbogacenie mieszanki w stosunku do jej ekonomicznego składu w ustalonych warunkach pracy silnika dla uzyskania: krzywa 1 — ekonomicznej pracy w czasie rozpedzania, krzywa 2 — maksymalnej mocy w warunkach ustalonych, krzywa 3 — maksymalnej mocy w czasie rozpedzania

wia potrzebny procent wzrostu godzinowego zużycia paliwa przy rozpedzaniu, w stosunku do ekonomicznej pracy silnika w warunkach ustalonych. Z wykresu wynika, że dla uzyskania ekonomicznej pracy silnika przy rozpedzaniu należy początkowo wzbogacić mieszankę o około 20%, a dla uzyskania maksymalnej mocy, o około 60%.

W czasie opóźnienia silnika przy stałym otwarciu przepustnicy, będą zachodzić procesy odwrotne, przy czym duży wpływ posiada w tym wypadku podgrzewanie mieszanki. Przy niedostatecznie silnym podgrzaniu warunki tworzenia mieszanki będą lepsze i będzie możliwe pewne jej zubożenie dla zapewnienia ekonomicznej pracy silnika. Przy odpowiednio silnym podgrzewaniu mieszanki opóźnienie silnika może wywołać detonację.

Różnica między charakterystykami silnika w ustalonych warunkach pracy i przy zmiennej ilości obrotów wywołana jest, poza opisanymi poprzednio zjawiskami, zmianą sprawności napełnienia. Rys. 9 przedstawia charakterystyki silnika M-1 w ustalonych warunkach pracy i w czasie rozpedzania ze stałym przyspieszeniem, przy regulacji gaźnika na najwyższą ekonomię pracy dla warunków ustalonych i przy pełnym otwarciu przepustnicy. W tym wypadku pomimo wyższej sprawności napełnienia, zakłócenia w procesie tworzenia mieszanki są tak silne, że występuje znaczny spadek mocy i ekonomii pracy silnika. Spadek mocy wynosi przeciętnie około 10%, a wzrost jednostkowego zużycia paliwa 15%.



Rys. 9. Porównanie charakterystyk silnika M-1 w zmiennych (krzywe ciągłe) i ustalonych (krzywe kreskowane) warunkach pracy przy regulacji gaźnika na największą ekonomię pracy w warunkach ustalonych, pełnym otwarciu przepustnicy i stałym przyspieszeniu

Przy regulacji gaźnika na maksymalną moc w warunkach ustalonych, zaburzenia w tworzeniu mieszanki są słabsze wskutek dużej zawartości paliwa w mieszance i dlatego też w tym wypadku zasadniczy wpływ posiada sprawność napełnienia, która wywołuje nieznaczny wzrost mocy silnika. Charakterystyki silnika przy takiej regulacji gaźnika przedstawia rys. 10.

Wnioski

Poprzednie rozważania pracy silnika w czasie rozpędzania doprowadziły do następujących wniosków:

- a) w czasie szybkiego otwierania przepustnicy zubożenie mieszanki jest spowodowane tworzeniem się i ruchem powłoki płynnego paliwa w przewodzie ssącym oraz częściowo bezwładnością paliwa
- b) w czasie całego okresu rozpędzania zubożenie mieszanki jest wywołane bezwładnością cieplną silnika.

Z tego powodu skład mieszanki dostarczanej przez gaźnik w czasie rozpędzania powinien być różny od składu mieszanki w warunkach ustalonych, przy czym każdemu momentowi rozpędzania powinien odpowiadać ściśle określony skład, zależny od wielkości przyspieszenia.

Najczęstszym sposobem polepszenia właściwości silnika w zmiennych warunkach pracy jest kompensacja mieszanki przez dostarczenie dodatkowego paliwa:

- a) w małych ilościach równocześnie z otwarciem przepustnicy, co powoduje wzbogacenie mieszanki zubożonej głównie wskutek tworzenia się powłoki płynnego paliwa,
- b) w ilościach podlegających pewnym określonym zmianom, w czasie całego okresu rozpędzania silnika, co powinno zrównoważyć pogorszenie warunków tworzenia mieszanki i jej spalania wskutek oddziaływania bezwładności cieplnej silnika. Doprowadzenie dodatkowego paliwa powinno trwać aż do ustalenia się równowagi cieplnej silnika względnie do przymknięcia przepustnicy.

Jednym z typów urządzeń wzbogacających jest pompka przyspieszająca. Pompka przyspieszająca jest urządzeniem dającym jedynie krótkotrwale wzbogacenie mieszanki w czasie szybkiego otwierania przepustnicy, czyli pozwala na uniknięcie zubożenia mieszanki, wynikającego z tworzenia się powłoki płynnego paliwa. Pompka przyspieszająca działa stosunkowo krótko, nie dłu-

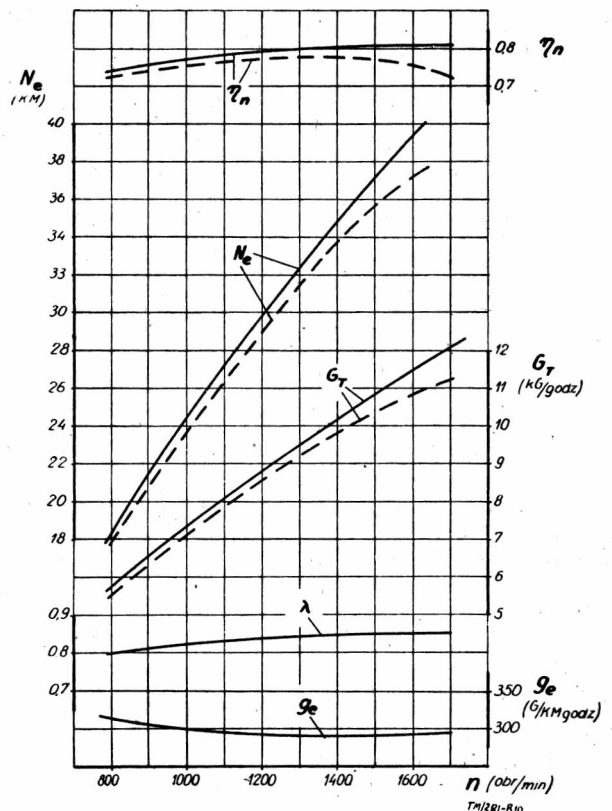
żej niż 1 do 2 sek i jej wpływ na ekonomię pracy silnika w czasie rozpędzania jest stosunkowo niewielki, bo obniża zużycie paliwa o 2 do 3%. Dlatego też zastosowanie pompki przyspieszającej polepsza głównie własności dynamiczne samochodu, gdyż dzięki niej nie występuje zjawisko „zadławienia się” silnika przy gwałtownym otwarciu przepustnicy.

Dla uzyskania długotrwałego wzbogacenia mieszanki, pompka przyspieszająca nie wystarcza i stosuje się inne urządzenia. Najprostszymi urządzeniami tego typu są gaźniki z rozpylaczem wyrównawczym względnie z iglicą wzbogacającą. Najlepszym urządzeniem umożliwiającym wytworzenie wzbogaconej mieszanki przy rozpędzaniu jest oszczędzacz sterowany pneumatycznie tzn. dostarczający dodatkową ilość paliwa w zależności od podciśnienia w przewodzie ssącym. Stosowanie takich oszczędzaczy zwiększa ekonomię zużycia paliwa o około 15%.

Prawidłowego doboru gaźnika można dokonać tylko przy uwzględnieniu indywidualnych cech silnika oraz przeznaczenia pojazdu. Dlatego typ gaźnika oraz jego urządzenia dodatkowe dobiera się ostatecznie przez badanie silnika. Badania takie trzeba przeprowadzić na stanowisku próbnym oraz na samochodzie, na paliwie ściśle określonym co do składu frakcyjnego i liczby oktanowej.

W czasie badania na stanowisku próbnym ustala się zależność godzinowego zużycia paliwa przy najwyższej ekonomii pracy od podciśnienia w gardzieli. Badania silnika na samochodzie sprowadzają się do określenia wzbogacenia mieszanki, koniecznego dla rozpędzania z najwyższą ekonomią zużycia paliwa oraz maksymalnymi własnościami dynamicznymi. Przeprowadzenie tych badań umożliwia ostateczne ustalenie typu i regulacji gaźnika.

Oprócz dodatkowego doprowadzenia paliwa, istnieją również inne sposoby usunięcia szkodliwych zjawisk, występujących w zmiennych warunkach pracy silnika. Na przykład dla uniknięcia oddziaływania bezwładności cieplnej silnika, stosuje się czasem urządzenie regulujące podgrzewanie układu ssącego, które musi jednak posiadać bardzo małą własną bezwładność.



Rys. 10. Porównanie charakterystyk silnika M-1 w zmiennych (krzywe ciągłe) i ustalonych (krzywe kreskowane) warunkach pracy przy regulacji gaźnika na maksymalną moc w warunkach ustalonych, pełnym otwarciu przepustnicy i stałym przyspieszeniu

Z innych sposobów należy wymienić możliwość polepszenia pracy silnika w czasie rozpędzania przez odpowiednie dobranie składu frakcyjnego paliwa i jego liczby oktanowej. Polepszenie składu frakcyjnego poprawia przebieg zjawisk związanych z odparowaniem paliwa.

Dużymi zaletami odznacza się także bezpośredni wtrysk paliwa do przewodu ssącego lub do cylindra. Wówczas powłoka płynnego paliwa nie tworzy się, czyli stosowanie pompki przyspieszającej jest niepotrzebne. Jednak i w tym wypadku układ bezpośredniego wtrysku musi umożliwiać regulację ilości wtryskiwanego paliwa dla ustalonych warunków pracy silnika, a ponadto automatycznie wzbogacać mieszankę przy rozpędzaniu.

Mgr inż. ALEKSANDER DOBRACZYŃSKI

TWORZYWA SZTUCZNE JAKO MATERIAŁ KONSTRUKCYJNY

Tworzywa sztuczne nie od razu zdobyły sobie stanowisko pełnowartościowego materiału konstrukcyjnego. Wynikało to z tego, że stosowano je początkowo wzamian innych materiałów używanych poprzednio do tych czy innych celów. Często bezpośrednią przyczyną opracowania nowego tworzywa była konieczność znalezienia materiału zastępczego, czego klasycznym przykładem było pierwsze tworzywo sztuczne — celuloid, opatentowany w 1869 r. przez Jana Hyatta jako materiał używany wzamian kości słoniowej do wyrobu kul bilardowych.

W okresie między pierwszą a drugą wojną światową szeroko wprowadzono na rynek tworzywa termoutwardzalne na podstawie żywic fenolowych, tzw. „bakelity”, które stały się jednym z podstawowych materiałów konstrukcyjnych w przemyśle elektrotechnicznym. Tworzywa te przestały wkrótce nosić piętna materiałów zastępczych, wykazując niezastąpione właściwości nie tylko elektryczne ale i mechaniczne. I chociaż przemysł tworzyw sztucznych dostarczył już elektrotechnice szereg nowych materiałów o wyjątkowo dobrych właściwościach, to tworzywa termoutwardzalne pozostaną jeszcze na długie lata podstawowym materiałem konstrukcyjnym sprzętu, który musi łączyć w sobie cechy dobrego izolatora elektrycznego, lekkości, trwałości i wytrzymałości mechanicznej oraz cieplnej.

Do przemysłu motoryzacyjnego tworzywa sztuczne trafiły pośrednio poprzez sprzęt elektryczny wysokiego i niskiego napięcia, oraz przez tzw. galanterię techniczną. W obu przypadkach własności wytrzymałości mechanicznej stały na dalszym miejscu i stosowanie tych tworzyw nie natrafiało na przeszkody. Dopiero ogromny postęp kilkunastu lat ostatnich w dziedzinie syntezy nowych tworzyw, otworzył konstruktorom szerokie możliwości stosowania nowych, czasami niezwykle cennych materiałów w budowie sprzętu motoryzacyjnego.

Wybór i umiejętne zastosowanie tworzyw sztucznych w różnorodnych konstrukcjach nie jest sprawą łatwą. Konstruktorowi potrzebne są następujące dane o materiale, który ma zamiar zastosować:

- wytrzymałość w najszerszym tego słowa znaczeniu
- trwałość i odporność na starzenie w warunkach eksploatacji
- możliwości technologiczne
- koszty
- doświadczenie eksploatacyjne.

Pomijając to, że konstruktorzy mają na ogół bardzo skąpe wiadomości o tworzywach sztucznych, uderza fakt braku konkretnych danych cyfrowych z tej dziedziny. Tablice i zestawienia własności wytrzymałościowych podawane w literaturze, a nawet i w normach dotyczą tylko wartości znamionowych związanych

LITERATURA:

- E. A. Czudakow — „Puti powyszenja ekonomičnosti awtomobilja“ Moskwa 1947
- E. A. Czudakow — „Wlijanie dwiženja razgon-nakat na ekonomičnost awtomobilja“ Awtomobil nr 12/1947
- E. A. Czudakow — „Ekonomajzery awtomobilnych karbiuratorow“ Moskwa 1949
- N. A. Kulikow — „Optimalnaja charakteristika dwigatielja awtomobilja, rabotajuszczewo na riecko pieriemiennych režimach“ Awtomobilnaja Promyszlennost nr 4/1952
- Langer-Marquard „Beschleunigungsmessungen in Kraftfahrzeugmotoren“ Automobiltechnische Zeitschrift nr 18/1933
- I. M. Lenin — „Raboczije processy i karbiuracja w awtomobilnych dwigatielach“ Moskwa 1947
- E. Marquard — „Die Fahreigenschaften der Kraftfahrzeuge“ München 1939
- D. A. Rubiec — „Smieseobrazowanje w awtomobilnom dwigatielie pri pieriemiennych režimach“ Moskwa 1948

ściśle z wielkościami próbek i warunkami pomiarów, co nie pozwala na bezpośrednie stosowanie ich przy przeliczeniach konstrukcyjnych. Służą one tylko do porównywania tworzyw między sobą lub do sprawdzenia ich jakości.

Przyczyną trudności zdefiniowania własności fizycznych różnych tworzyw sztucznych jest ich różnorodna konsystencja oraz zasadniczy wpływ technologii kształtowania na cechy wytrzymałościowe. Konsystencja, prawie nieistotna dla metali, nabiera w przypadku tworzyw sztucznych znaczenia zasadniczego. Konsystencja tworzyw sztucznych jest różnorodna, w zależności od rodzaju tworzywa, jego składu, temperatury, sposobu przetwarzania oraz zmian powstałych na skutek przenoszonych naprężeń. Konsystencja, którą spotykamy w różnych tworzywach sztucznych rozciąga się od stanów ciał sztywnych, kruchych i bardzo sprężystych do miękkich elastoplastycznych i lepko-sprężystych. W przypadkach tworzyw sztucznych termoplastycznych, konsystencja ta może dla jednego i tego samego materiału zmieniać się w zależności od temperatury w granicach np. od -30°C do $+140^{\circ}\text{C}$ z ciała sztywnego w ciało o konsystencji plasteliny, poprzez stan sprężysty zbliżony do gumy.

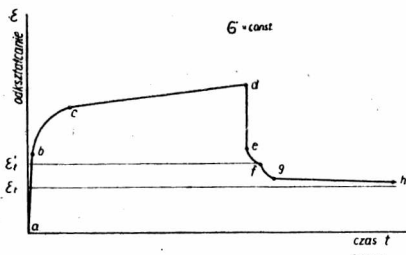
Nawet w warunkach temperatur umiarkowanych tworzywa zachowują cechy bardzo swoiste i niemal że nie spotykane w metalach. Do nich należą:

- histereza mechaniczna występująca w bardzo dużym stopniu,
- relaksacja, czyli zjawisko polegające na spadku naprężeń wewnętrznych przy zachowanym stanie odkształcenia
- krystalizacja i rekrytalizacja powstająca w tworzywie pod wpływem stanu napięcia
- ogromny „efekt naskórka“ i orientacja powierzchniowa
- anizotropowość
- zjawisko tzw. „opóźnionej sprężystości“
- pełzanie i płynięcie pod wpływem stałych naprężeń
- odporność (elastyczność odbojowa) i zdolność do tłumienia drgań
- znaczną różnicą wytrzymałości doraźnej a wytrzymałości czasowej.

Te charakterystyczne cechy zbiorowiska tworzyw sztucznych wcale nie umniejszają jakości tworzywa jako materiałów konstrukcyjnych, ale raczej powiększają możliwości ich zastosowania. Sprawiają natomiast trudność konstruktorowi, który może nie zdawać sobie sprawy z ich istnienia lub nie znać ich pod względem ilościowym.

Dużą usługę mogą oddać użytkownikowi krzywe konsystencji tworzyw, które dosyć dokładnie informują o materiale i jego

charakterystycznych właściwościach. Krzywa konsystencji przedstawia zależność odkształcenia powstającego pod wpływem działania stałej siły obciążającej w czasie oraz zanikanie tego odkształcenia po natychmiastowym przerwaniu działania tej siły. Wykresy takie stosuje się dla różnych naprężeń i różnych temperatur. Kilka takich krzywych może dostatecznie poinformować konstruktora przynajmniej jakościowo o charakterystycznych własnościach danego tworzywa. Na rys. 1 pokazano taką krzywą z nazwaniem charakterystycznych jej odcinków.



Rys. 1. Schematyczna krzywa konsystencji tworzyw sztucznych
 a — b — odkształcenie natychmiastowe
 b — c — pełzanie
 c — d — płynięcie na zimno
 d — e — natychmiastowy sprężysty zanik odkształcenia
 e — f — spóźniony zanik odkształcenia
 f — g — ciepły zanik odkształcenia
 g — h — pełzający zanik odkształcenia

Krzywa konsystencji ma swoją interpretację mechaniczną, która polega na podobieństwie zachowania się rzeczywistego polimeru do modelu mechanicznego zbudowanego z umownych elementów. Kształt krzywej konsystencji i proporcja jej odcinków

może nas zorientować o budowie mikromolekularnej substancji wielkocząsteczkowej jaką jest tworzywo sztuczne, jak również o jej stanie fizycznym (stopień sprężystości, plastyczności lub lepkości).

Wszystkie interpretacje mechaniczne (lub elektryczne) konsystencji pośredniej między ciałem idealnie sprężystym Hooke'a, a idealnie płynnym Newtona, opierają się na analitycznym rozważaniu mechanicznych modeli, składających się z elementów sprężystych i lepkich w układach Maxwella (rys. 2) i Voigta (rys. 3). W obu tych modelach H oznacza idealną sprężynę o współczynniku sprężystości G , a N amortyzator z idealną cieczą o współczynniku lepkości η .

W modelu Maxwella, przemieszczanie sprężyste elementu Hooke'a wyrazi się znaną zależnością.

$$\epsilon_1 = \frac{1}{G} s, \text{ co wyrażone w czasie da:}$$

$$\frac{d\epsilon_1}{dt} = \frac{1}{G} \frac{ds}{dt}$$

Przemieszczenie lepkie elementu Newtona wyraża się wzorem:

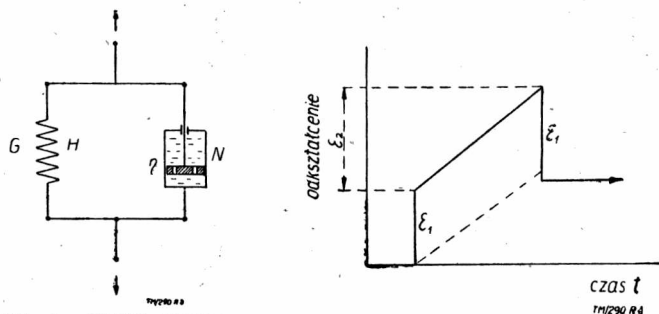
$$\frac{d\epsilon_2}{dt} = \frac{1}{\eta} s.$$

Jeżeli zatem na model mechaniczny Maxwella zacząć działać rozciągające siły zewnętrzne P , to model ulegnie symetrycznemu odkształceniu

$$\epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2$$

Co po wprowadzeniu podstawień i zróżniczkowaniu wyrazi się wzorem:

$$\frac{d\epsilon}{dt} = \frac{1}{\eta} s + \frac{1}{G} \frac{ds}{dt}$$



Rys. 3. Model mechaniczny w układzie Voigta (Kleivina)

Rys. 4. Wykres rozciągania modelu Maxwella w czasie

Zachowanie się tego modelu pod wpływem sił rozciągających ilustruje rys. 4. Jeżeli natomiast utrzymamy trwałe wydłużenie ($\frac{d\epsilon}{dt} = 0$), to wyżej wprowadzone równanie pozwoli nam wyznaczyć zmianę naprężenia w funkcji czasu (relaksację).

Jeżeli zaobserwujemy zmianę naprężenia na odcinku czasu $t_0 - t$, to możemy rozwiązując prawą część równania przyrównaną do 0, wyznaczyć naprężenie s przy znanym pierwotnym s_0 . Otrzymamy wówczas:

$$s = s_0 e^{-\frac{G}{\eta} t}$$

a oznaczając $\frac{\eta}{G} = \tau$

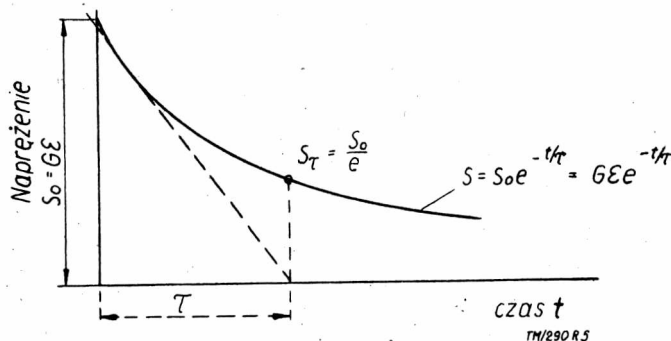
$$s = s_0 e^{-\frac{t}{\tau}}$$

Równanie to mówi nam, że spadek naprężenia jest funkcją potęgową czasu. Po upływie czasu $t = \frac{\eta}{G}$ (zależnego od konsystencji) naprężenie spadnie do wielkości $\frac{1}{e}$ swej początkowej wartości:

$$s_t = \frac{s_0}{e}$$

Stosunek liczbowy $\frac{\eta}{G}$ nazywa się „czasem relaksacji“ i charakteryzuje materiał. Oznacza się go umownie symbolem τ .

Zgodnie zatem z wyprowadzonymi zależnościami, możemy przedstawić wykreslnie relaksację, co podano na rys. 5.



Rys. 5. Krzywa relaksacji naprężeń

Mechaniczny model Voigta, pokazany na rys. 3, charakteryzuje się tym, że wytrącony z równowagi powraca po pewnym czasie do swego położenia początkowego. Model ten wyobraża z bardzo dużym przybliżeniem powrót do stanu początkowego łańcucha cząsteczek tworzywa organicznego rozciągniętego przez siły zewnętrzne a następnie odciążonego. Zjawisko powracania do swoich pierwotnych wymiarów w dłuższym przeciągu czasu, nazywa się „spóźnionym zanikiem odkształcenia“ lub „sprężystością opóźnioną“.

W mechanicznym modelu Voigta element Newtona przedstawia sobą amortyzator tłumiący akcję elementu Hooke'a.

Należy napisać, że naprężenie w modelu równa się sumie naprężeń elementów.

$$s = s_N + s_H$$

a ponieważ:

$$s_N = \frac{d\varepsilon}{dt}$$

$$s_H = G \cdot \varepsilon$$

równanie modelu Voigta będzie następujące:

$$s = \frac{d\varepsilon}{dt} + G\varepsilon$$

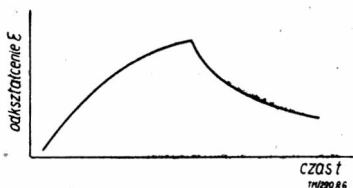
co po rozwiązaniu da nam wyrażenie

$$\varepsilon = \frac{s}{G} \left(1 - e^{-\frac{G \cdot t}{\eta}} \right), \text{ czyli}$$

$$\varepsilon = \frac{s}{G} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right), \text{ gdzie } \tau = \frac{\eta}{G}$$

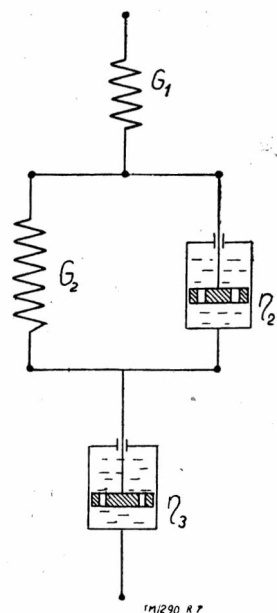
i gdzie τ można nazwać „czasem opóźnienia“. Gdy naprężenie s zanika, to równanie otrzyma postać:

$\eta \frac{d\varepsilon}{dt} + G\varepsilon = 0$, co daje wykładniczy charakter zaniku: ε ; okazany na rys. 6.



Rys. 6. Wykres rozciągania i zaniku odkształcenia modelu Voigta w funkcji czasu

Z obu modeli podstawowych Maxwella i Voigta, można ułożyć model złożony Tucketta rys. 7, dający wykres konsystencji zbliżony do rzeczywistego.



Rys. 7. Model mechaniczny Tucketta

Równanie modelu Tucketta przedstawia się następująco:

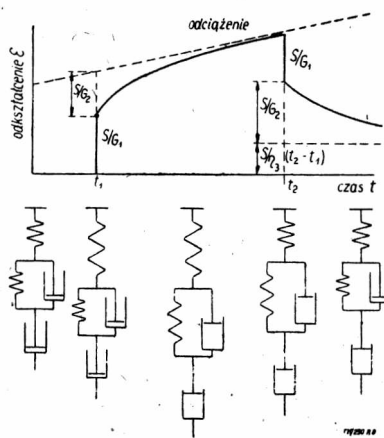
$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3$, co po przedstawieniu da:

$$\varepsilon = \frac{s}{G_1} + \frac{s}{G_2} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) + \frac{s \cdot t}{\eta_3}$$

W tym wyrażeniu pierwszy człon $\frac{s}{G_1}$ odnosi się do odkształceń sprężystych wiązań pierwszego rzędu, lub odkształceń postaciowych siatki krystalicznej. Człon $\frac{s}{G_2} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right)$ wyraża miarę rozwijania kłębków łańcuchowych polimerem pod wpływem naprężeń, a $\frac{s \cdot t}{\eta_3}$ ilustruje przemieszczenie łańcuchów względem siebie.

Model Tucketta, ilustruje najbardziej uproszczony schemat konsystencji substancji wielocząsteczkowych, którymi są tworzywa sztuczne.

Postępując się intuicją można związać kinetykę tego modelu w funkcji czasu i odkształceń, co pokazano na rys. 8.



Rys. 8. Mechanizm modelu Tucketta w odniesieniu do wykresu

Oczywiście, że jest to bardzo zgrubne przybliżenie ponieważ człon drugi należałoby wyrazić raczej jako:

$$s \sum_{i=1}^n \frac{2}{G_i} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_i}} \right)$$

co odpowiadałoby rzeczywistości. Również i lepkość η_3 nigdy nie jest newtonowska i zmienia się w zależności od wielkości naprężeń. G_1 jest niezależna od czasu, ale zmienia się w zależności od temperatury. Natomiast w drugim członie — „czas orientacji“ lub „czas spóźnienia“ jest bardzo uzależniony od temperatury.

Trzeci wyraz również zależy od temperatury, czasu rozciągania i wielkości naprężenia, które wpływają na zmianę η_3 . „Czas opóźnienia“ tworzyw twardych w niskich temperaturach jest bardzo duży (zanik ruchów Browna segmentów łańcuchów cząsteczkowych), przez co środkowy wyraz zanika dla zwykłych czasów rozciągania ($e^{-\frac{t}{\tau_1}}$ przy τ rosnącym). W tym przypadku tworzywo zachowuje się jak ciało sprężyste o module G_1 , bo wyraz trzeci maleje na skutek wzrostu η_3 . Przy wyższych temperaturach, odkształcenie zachodzi głównie przez wzrost trzeciego członu dzięki małej wartości η_3 . Wartość dwóch pozostałych wyrazów jest dużo mniejsza. Natomiast przy temperaturze pokojowej (umiarkowanej) udział wszystkich trzech członów równania jest oczywisty.

Dopiero na tle analizy reologicznej tworzyw sztucznych jasny wydaje się cały szereg charakterystycznych dla nich właściwości. Nie należy jednak przypisywać ich w sposób jednakoowy dla wszystkich rodzajów i gatunków materiałów syntetycznych, a to z tego powodu, że sama konsystencja różnych tworzyw jest bardzo różnorodna. Zasadnicza różnica zachodzi między grupą tworzyw termoutwardzalnych i termoplastycznych. W tworzywach termoutwardzalnych nie napotykamy na widoczną zmianę konsystencji przy zmianie temperatury otoczenia. Wykres rozciągania tych tworzyw zbliżony jest swoim kształtem do wykresu rozciągania żeliwa. Również i tu duża jest różnica między wytrzymałością na rozciąganie (σ_k 250 kG/cm²), a wytrzymałością na ściskanie (ok. 1600 ÷ 1800 kG/cm²). Stosunek wartości wytrzymałości trwałej do doraźnej wyrażony procentowo waha się od 37 do 53%, w zależności od rodzaju wypełniacza. Ten ostatni ma również decydujący wpływ na twardość, wytrzymałość na zginanie, zmęczenie mechaniczne i termiczne, zjawisko karbu, a przede wszystkim udarność. Bezpieczna temperatura, przy której mogą te tworzywa pracować, zależy również od wypełniacza ale nie przekracza w najkorzystniejszych warunkach 150 ÷ 160°C. Właściwości elektryczne i odporność na czynniki chemiczne są znaczne przy odpowiednim doborze gatunku stosowanego materiału. Wybitną ich cechą jest trwałość i znaczna odporność na zmienne warunki atmosferyczne.

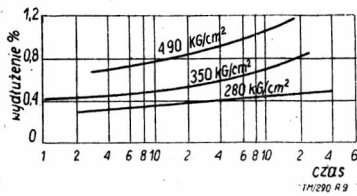
Tworzywa termoutwardzalne warstwowane na osnowie papieru lub tkanin wykazują poważny wzrost wytrzymałości, przy zupełnie wyraźnie już rysującej się anizotropii struktury. Tworzywa te można używać na elementy konstrukcyjne takie jak: łożyska ślizgowe, koła zębate, płyty nośne itp. Orientacyjne wielkości wytrzymałościowe dla tworzyw warstwowych stosowanych na koła zębate podane są w tablicy I.

TABLICA I

Wytrzymałość na ściskanie	3300 kG/cm ²
Wytrzymałość na zginanie w płaszczyźnie prostopadłej do warstw	1500 „
Twardość Brinella	3000
Wytrzymałość na rozciąganie	500 „
Udarność	40 kGcm/cm ²

Dane te odnoszą się do próbek o ustalonej wielkości i badanych wg przewidzianych norm.

W tworzywach tych występuje jednak w silniejszym stopniu niż w grupie tłoczyw prasowanych zjawisko pełzania (rys. 9) i relaksacji, oczywiście w zależności od kierunku naprężeń.



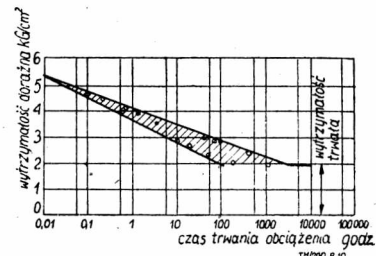
Rys. 9. Zależność wydłużenia od czasu przy różnych naprężeniach dla tworzywa warstwowego na osnowie żywicy fenolowej i syciwa papierowego

Inaczej zupełnie przedstawia się sprawa wytrzymałości tworzyw termoplastycznych. Ze względu na ich ogromną różnorodność nie można omówić ich w takiej formie jak tworzywa termoutwardzalne. Różnią się one bowiem zarówno samą konsystencją między sobą jak i „wrażliwością” na różne temperatury. Najogólniej można te materiały podzielić na sztywne i twarde w temperaturze pokojowej oraz na rozciągliwe i miękkie o konsystencji zbliżonej do gumy w takich samych temperaturach. Tworzywa te mogą również występować jako warstwowe na osnowie papieru i tkanin z włókien roślinnych jak i nieorganicznych. Tworzywa nazywane „sztywnymi”, w temperaturach niższych od pokojowych twardnieją jeszcze bardziej i po przekroczeniu tzw. temperatury przemiany drugiego rzędu, stają się kruche jak szkło. Temperatury te znajdują się zwykle poniżej 0°C w granicach od -9 do -50°C. Dokładna znajomość tych temperatur nie powinna być obojętną dla konstruktorów. Przejście tworzywa w ciało

o konsystencji kruchej, następuje w większości tworzyw dosyć gwałtownie, a temperatura przemiany może być wyznaczona przy pomocy różnych metod. Te same tworzywa podgrzane do wyższych temperatur zmieniają konsystencję z przeważająco sprężystej na przeważająco plastyczną, co jest zupełnie zrozumiałe na tle analizy modelu mechanicznego Tucketta (zmiana G i η pod wpływem temperatury). Stan przeważająco plastyczny, czasami ma postać stanu elastolepkiego (jak to obserwujemy w grupie tworzyw poliamidowych i polietylenu), które wykazują wyraźną temperaturę przemiany pierwszego rzędu. Dalszy wzrost temperatury powoduje zniszczenie materiału. Praktycznie tworzywa termoutwardzalne nie stosuje się przy tzw. podwyższonych temperaturach z wyjątkiem silikonów, niektórych poliesterów (200 — 250°C) i poliamidów (do 125°C).

Tworzywa elastyczne tzw. „gumopodobne” mają również temperaturę przemiany drugiego rzędu, która zmienia elastomer w ciało o konsystencji kruchej.

W większości przypadków o konsystencji tworzywa w temperaturze pokojowej decyduje ilość i jakość plastyfikatora. Np. polichlorek winylu nieplastyfikowany ma konsystencję materiału twardego, którą można zmieniać niemal że dowolnie, aż do pełnej „gumowatości” przez dodawanie plastyfikatora.



Rys. 10. Wytrzymałość na rozciąganie winiduru w funkcji czasu trwania obciążenia

Tworzywa warstwowane przesycone żywicami termoplastycznymi zachowują się rozmaicie w zależności od konsystencji żywicy nanoszonej na syciwo (warstwy papieru i tkanin z włókien roślinnych lub mineralnych).

Konstruktorów przemysłu motoryzacyjnego przyciągają dzisiaj dwa rozwiązania tego typu tworzyw: starsze — tworzywa warstwowane na osnowie tkanin z włókna szklanego lub azbestowego przesyconego żywicami fenolowymi do prasowania metodą niskociśnieniową i nowsze — tworzywa warstwowane lub wypełniane włóknem szklanym i azbestowym na żywicy poliesterowej. Te ostatnie są rewelacją obecnego dziesięciolecia jako materiał na nadwozia samochodowe. Tablica II przedstawia niektóre interesujące dane tego tworzywa.

TABLICA II
WŁASNOŚCI MECHANICZNE NIEKTÓRYCH TYPÓW LAMINATÓW POLIESTROWYCH NA OSNOWIE WŁÓKNA SZKLANEGO

Materiał	% żywicy	Ciężar właściwy G/cm ²	Wytrzymałość na rozciąganie kG/cm ²	Moduł sprężystości podłużnej 10 ² . kG/mm ²	Wytrzymałość na ściskanie kG/mm ²	Wytrzymałość na zginanie kG/mm ²	Udarność z karbem wg Izoda funt stopa cal karbu*)
Równoległe warstwy tkaniny szklanej przesycone żywicą	33	1,75	54,0	31,5	35,0	80,5	55,0
Ta sama tkanina kładziona na krzyż i przesycona żywicą	35	1,80	38,5	21,0	35,0	56,0	30,0
Gruba tkanina szklana przesycona żywicą	40	1,75	29,1	17,2	10,2	23,8	37,0
Specjalna tkanina szklana z szeregu równoległych warstw związanych ze sobą i przesycona żywicą	30	1,90	84,0	35,0	49,0	105,0	70
Szklane włókna przesycone żywicą	57,7	1,50	12,2	—	8,8	19,1	21

*) wg oznaczeń anglosaskich

W tworzywach termoplastycznych zjawiska reologiczne występują bardzo wyraźnie i konstruktor nie może opierać się na danych liczbowych z literatury, ale musi dokładnie znać zachowanie się tworzywa w całym zakresie temperatur eksploatacji z uwzględnieniem materiału, zjawiska karbu itp. Na ogół charakterystyczna jest w tworzywach termoplastycznych duża różnica między wytrzymałością doraźną, a trwałą, co podano przykładowo dla polichlorku winylu na rys. 10.

Może jeszcze trudniejszą sprawą dla konstruktora niż różnorodność cech tworzyw sztucznych jest zależność wytrzymałości od kształtu, co wynika ze stosowanej technologii. Dla przykładu wystarczy podać, że przy przedmiotach prasowanych z tłoczyw termoutwardzalnych, wytrzymałość rozmaitych próbek pobranych z różnych miejsc przedmiotu może różnić się o 100% pomimo iż przedmiot był w całości dobrze wyprasowany.

Zależność wytrzymałości od kształtu przedmiotu i metody przetwarzania jest zjawiskiem powszechnie znanym i w większości przypadków niemożliwym do wytłumaczenia na drodze teoretycznej. W kilku ostatnich latach zajęto się tym zagadnieniem nazywając tę gałąź wytrzymałości doświadczalnej — plastografią (Nitsche). Również i u nas rozpoczęto w tym kierunku prace w oparciu o analizę struktury tworzyw (rezinografia).

Znajomość technologii kształtowania jest nie tylko ważna ze względu na wpływ jej na wytrzymałość, ale przede wszystkim na możliwości wykonawcze. Technologia, a właściwie technologie (bo jest ich cały szereg) przerabiania i formowania tworzyw sztucznych, bardzo odbiega od technologii kształtowania metali i jest różna dla różnych tworzyw. Dlatego nie jest obojętnym jakie nadamy kształty przedmiotowi konstruowanemu. O niedostatecznej znajomości tych zagadnień świadczą pewne obecnie dość częste przykłady nawet przy projektowaniu prostych wyprasek z tłoczyw termoutwardzalnych (bakelitu) gdy konstruktorzy konstruują przedmiot tak jakby miał on być wykonany z metalu. Tak zaprojektowany przedmiot, jeżeli w ogóle daje się wyprasować, to może okazać się zbyt słaby pod względem mechanicznym, a nierówno utwardzony ze względu na różne grubości ścianek, może pękać po pewnym czasie wskutek np. występujących

zmęczeń termicznych (zjawisko takie występujące w tłoczywach termoutwardzalnych, narażonych na działanie stałych wahań temperatury). Ten sam przedmiot zaprojektowany poprawnie z uwzględnieniem warunków technologii kształtowania wykaże znacznie większą wytrzymałość, trwałość i taniłość.

Przykład ten nie jest bynajmniej wyodrębniony dla tworzyw termoutwardzalnych, kształtowanie bowiem przedmiotów z innych tworzyw sztucznych wymaga również znajomości technologii, aby w pracy gotowy wyrób spełniał założone wymagania.

Na podstawie tego bardzo pobieżnego przeglądu zagadnień stojących przed konstruktorem przedmiotów z tworzyw sztucznych, należy stwierdzić, że największe trudności występują wówczas, gdy nie posiada on dostatecznych danych zarówno o własnościach samych tworzyw jak i ich zachowaniu się w rozmaitych zastosowaniach. W literaturze światowej brak jest dotychczas wyczerpujących informacji i dlatego wiadomości należy opierać przede wszystkim na własnych doświadczeniach. Prace w tym kierunku winny być prowadzone wg z góry opracowanej systematyki, przy uwzględnieniu współpracy różnych specjalizacji technicznych.

Pod względem charakteru, prace w schematycznym ujęciu można podzielić na następujące główne grupy:

1. Analiza stanu poszczególnych tworzyw w funkcji możliwych parametrów.
2. Szczegółowe i wszechstronne badania wytrzymałościowe z uwzględnieniem warunków otoczenia, wpływu czasu, kształtu elementów badanych itp.
3. Opracowanie możliwie wyczerpujących danych dla rozmaitych tworzyw dla użytku konstruktorów.
4. Zapoznanie konstruktorów z encyklopedią stosowanych technologii.
5. Zorganizowanie placówki doświadczalnej badającej laboratoryjnie (w warunkach sztucznie stworzonych) i w praktyce, tworzywa zastosowane w różnych konstrukcjach.
6. Systematyczne studium możliwości zastosowania tworzyw do różnych celów w przemyśle motoryzacyjnym z uwzględnieniem strony ekonomicznej.

Inż. mech. JÓZEF JAWORSKI

SIEDZENIA Z GUMY POROWATEJ

Siedzenia samochodowe i motocyklowe z gumy porowatej mają ostatnio coraz szersze zastosowanie. Światowe zużycie kauczuku do produkcji gumy porowatej, znajduje się na jednym z pierwszych miejsc po światowym zużyciu kauczuku do produkcji ogumienia.

W krajach posiadających rozbudowany przemysł gumowy, siedzenia z gumy porowatej wypierają coraz bardziej w pojazdach mechanicznych siedzenia innych typów.

Szerokie zastosowanie siedzeń z gumy porowatej spowodowane jest prostotą ich budowy, łatwą produkcją (szczególnie siedzeń z grupy lateksowej) oraz szeregiem innych zalet, spośród których w pierwszym rzędzie należy wymienić wygodę, którą zapewnijają pasażerowi i dużą trwałość.

Koszt siedzeń samochodowych z gumy porowatej w naszych warunkach byłby prawdopodobnie o 20 — 40% niższy niż koszt siedzeń sprężynowych. Wynika to z następującej orientacyjnej kalkulacji przeprowadzonej dla przypadku siedzeń samochodu „Warszawa“:

jeżeli przyjąć, że koszt materiałów na poduszki dwóch siedzeń: przedniego i tylnego w samochodzie „Warszawa“ wynosi 100%, to udział kosztu zasadniczych elementów składowych wynosi około:

sukno obciowe	19%
metkal	8,5%
plótno jutowe	10,5%
wata	12,5%
guma porowata (wyściółka)	17,5%
sprężyny stalowe	31,0%
dрут	1,0%
	<hr/>
	100,0%

Wykonanie tych poduszek z gumy porowatej pozwoliłoby wyeliminować plótno jutowe, sprężyny i dрут o łącznym udziale w koszcie poduszek około 42,5% przy zwiększonym rozchodzie gumy, której udział w koszcie poduszek wzrósłby z 17,5% do 35% tj. zwiększyłby się o 15,5%. Łączny zatem koszt materiałów na poduszki z gumy porowatej byłby niższy od kosztu materiałów na poduszki sprężynowe o około 27%.

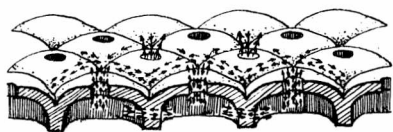
Według opinii doświadczonych tapicerów czas niezbędny do wykonania poduszek gumowych byłby o połowę krótszy od czasu wykonania analogicznych poduszek sprężynowych.

Powyższa kalkulacja musi być poddana korekcyi, z chwilą gdy produkcja siedzeń z gumy porowatej przejdzie z fazy laboratoryjnej w fazę przemysłową. Jednakże kalkulacja ta, jakkol-

wiek ma charakter tylko orientacyjny, świadczy zdecydowanie na korzyść siedzeń z gumy porowatej.

Zapotrzebowanie na kauczuk, który jest zasadniczym surowcem do produkcji gumy porowatej, pokrywane jest na razie głównie z importu, rozwój jednak naszego przemysłu chemicznego pozwoli już w niedalekiej przyszłości bazować się na kauczuku syntetycznym produkcji krajowej. Zanim to nastąpi, rozszerzenie produkcji gumy porowatej dla pokrycia potrzeb związanych z produkcją siedzeń pociągnęłoby za sobą stosunkowo nieznaczne zwiększenie importu kauczuku.

Zaznaczyć należy, że stosowana w wielu typach siedzeń sprężynowych wyściółka z trawy morskiej albo włosia jest również deficytowa, a materiały zastępcze najczęściej nie spełniają wymagań. Fakt ten zdaje się również przemawiać na korzyść siedzeń gumowych. Szczegółowe opisywanie na tym miejscu metod produkcji gumy porowatej na siedzenia jest zbędne. Niżej podane zostaną tylko ogólnie metody produkcji gumy porowatej a nieco szerzej omówiona zostanie konstrukcja siedzeń, co jest szczególnie ważne dla konstruktorów.

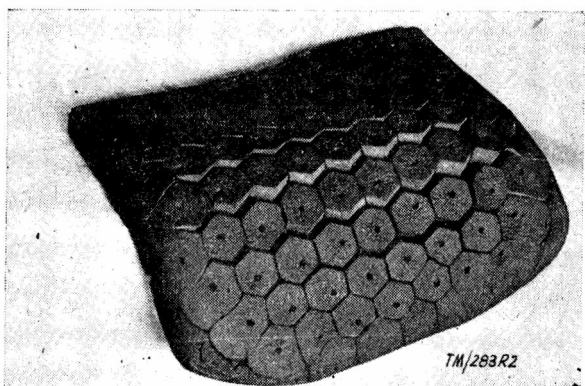


TM/283R1

Rys. 1. Cyrkulacja powietrza w poduszce z gumy typu „Piastopil”

Guma porowata wykazuje w całej swojej strukturze większe lub mniejsze pory, czyli pęcherzyki. Pęcherzyki te wypełnione gazem (powietrzem) otoczone są cienką błoną gumową, która może być szczelna, jednolita i nieprzepuszczalna dla gazów i wtedy mamy do czynienia z tzw. gumą porowatą komórkową, albo postrzępiona i przepuszczalna dla gazów i wtedy mamy do czynienia z tzw. gumą porowatą gąbczastą.

W przypadku siedzeń samochodowych i motocyklowych w grę wchodzi jedynie guma porowata gąbczasta, gdyż tylko łączące się ze sobą poszczególne pory umożliwiają wymianę powietrza zawartego w poszczególnych pęcherzykach, co ma zasadnicze znaczenie ze względu na wygodę użytkownika. W czasie jazdy, na skutek wielokrotnych odkształceń, którym podlega siedzenie, w gumie porowatej wywiązuje się pewna ilość ciepła. Ciepło to musi być intensywnie doprowadzane, gdyż w przeciwnym razie czyniłoby ono jazdę uciążliwą dla pasażera ze względu na możliwość odparzenia jego ciała.



TM/283R2

Rys. 2. Poduszka siedzenia samochodowego z gumy typu „Piastopil”

Obieg powietrza wewnątrz gumy porowatej gąbczastej nie powinien być w żadnym wypadku utrudniony. Ten warunek wpływa na konstrukcję zarówno samej poduszki gumowej jak i tych części siedzenia, na których poduszka się opiera. W dobrze zaprojektowanym i prawidłowo wykonanym siedzeniu powietrze przepychane jest przez pory zawarte w gumie podczas odkształ-



Rys. 3. Mechaniczna ubijarka (do piany z lateksu)

cania się poduszki dostatecznie intensywnie, aby odprowadzić wywiązujące się ilości ciepła.

Niektórzy przeciwnicy siedzeń gumowych twierdzą wprawdzie, że siedzenia te w większym stopniu stwarzają możliwości odparzenia ciała w czasie jazdy na długich trasach, aniżeli siedzenia sprężynowe, jednak w ogóle zdania na ten temat są podzielone.

Zwolennicy siedzeń gumowych, którzy mieli możliwość porównać ich własności eksploatacyjne z siedzeniami innych typów twierdzą stanowczo, że siedzenia z gumy porowatej górują nad wszystkimi innymi rodzajami siedzeń, gdyż zapewniają jazdę komfortową i właściwie rzadziej powodują odparzenia ciała.

Faktem jest, że samochody eksploatowane na obszarach Afryki posiadają przeważnie siedzenia z gumy porowatej, które jakoby są „chłodniejsze” od siedzeń innych typów, dzięki właśnie cyrkulacji powietrza w gumie porowatej.

Doświadczeni kierowcy Biura Konstrukcyjnego Przemysłu Motoryzacyjnego, którzy od kilku miesięcy posiadają w swoich samochodach Star 20 próbne siedzenia z gumy porowatej, wykonane przez laboratorium BKPMot. utrzymują, że siedzenia te są bez porównania wygodniejsze od siedzeń sprężynowych. Nadmiernego grzania się siedzeń gumowych nie stwierdzono.

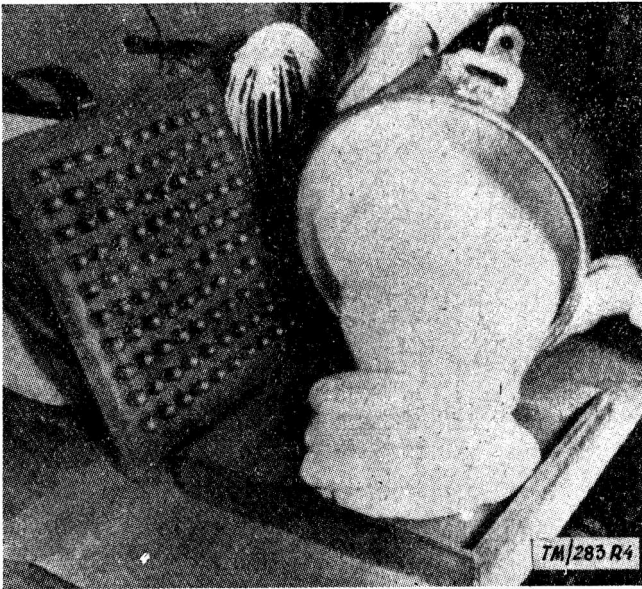
Gumę porowatą gąbczastą można wykonać zarówno z kauczuku suchego, jak i z lateksu, tj. mleczka, otrzymywanego z drzew kauczukowych lub wyprodukowanego syntetycznie.

Zasada produkcji gumy porowatej z kauczuku suchego jest następująca: do uplastycznionego w wysokim stopniu kauczuku suchego dodaje się wszystkie składniki stosowane zwykle przy produkcji mieszanek gumowych wysoko kauczukowych oraz środki gazujące w określonych warunkach. Tak przygotowanej mieszance nadaje się kształt wyjściowy, np. płyty w produkcji siedzeń i wulkanizuje ją w formie, w warunkach dostosowanych do charakterystyki mieszanki z uwzględnieniem kształtu wulkanizowanego przedmiotu. Zwulkanizowane przedmioty poddaje się obróbce wykańczającej dla usunięcia wylewów gumy itp.

Proces przygotowania mieszanki jest dość skomplikowany i długotrwały. Wymaga on też skrupulatnej kontroli we wszystkich fazach, aby produkt odpowiadał wszystkim wymaganiom pod względem jakości.

W zasadzie, do produkcji omawianego gatunku gumy stosuje się kauczuki naturalne, których zawartość w mieszance gumowej przed dodaniem składników wywołujących pory wynosi 70 — 80%.

Składnikami wywołującymi powstawanie porów są różne związki nieorganiczne i organiczne, które rozkładają się w temperaturze niższej niż temperatura wulkanizacji, z wydzieleniem gazów, np. węgla sodu i innych.



Rys. 4. Wypełnianie formy pianą z lateksu

Przez dobór mieszanki i stosowanie odpowiednich warunków w procesie wulkanizacji otrzymuje się gumy porowate o różnorodnej charakterystyce: od twardej do bardzo miękkiej; o porach od bardzo małych do bardzo dużych.

Na siedzenia stosuje się albo jednolite płyty z gumy porowatej, albo płyty o specjalnej budowie np. typu „Piastopil“, jak na rys. 1 i 2.

Zasada produkcji gumy „Piastopil“ jest następująca: dolną część formy, (rys. 9) z przymocowanymi do niej kołkami pokrywa się płytą wyciągniętą na walcach z mieszanki przygotowanej w wyżej opisanym sposób. Płyta musi być uprzednio starannie pokryta talkiem.

Po nałożeniu górnej części formy, którą stanowi pokrywa blaszana o kształcie poduszki siedzenia, przeprowadza się wulkanizację pomiędzy płytami grzejnymi. W pierwszej fazie pod wpływem wzrastającej temperatury mieszanka gumowa uplastycznia się i opada dokoła kołków, po czym następuje rozkład składników wywołujących pory i całkowite wypełnienie formy, a następnie wulkanizacja, która nadaje trwałą postać wytworzonym kształtom.



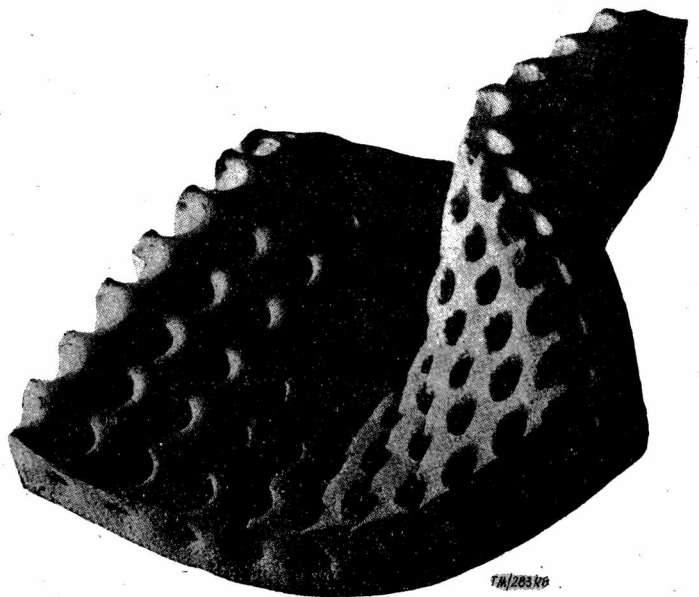
Rys. 5. Forma wypełniona pianą z lateksem; widoczne wylewy piany przez otwory odpowietrzające

Talk, którym pokryta była powierzchnia płyty gumowej zapobiega łączeniu się powierzchni otaczających poszczególne kołki, jakkolwiek powierzchnie te stykają się ze sobą. Dzięki temu wytwarza się charakterystyczna struktura płyt „Piastopil“: odwrócone dnem do góry „kubki“ o przekroju sześciokąta wydrążonego w środku, połączone ze sobą u podstawy w jednolitą całość. W dnach tych kubków wycina się otworki o średnicy oko-

ło 8 mm. Zwulkanizowaną płytę przepuszcza się pomiędzy ogumionymi wałkami dla przerwania ścianek szczelnych komórek, które mogą się znaleźć w gumie o gąbczastej strukturze.

Zasada produkcji gumy porowatej z lateksu jest następująca: do płynnego lateksu dodaje się składniki stosowane zwykle przy produkcji mieszanek gumowych z kauczuku suchego. Składniki te wprowadza się pod postacią zawiesiny wodnej, emulsji lub roztworu. Do tak wykonanej mieszanki dodaje się dodatkowe składniki, spełniające różne zadania, na przykład przeprowadzanie mieszanki w gel, ułatwianie wytwarzania piany itp. Następnie mieszankę ubija się na pianę (rys. 3) i pianą tą wypełnia się formę (rys. 4 i 5). Wulkanizację przeprowadza się ogrzewając formę najczęściej gorącą wodą w temperaturze poniżej 100°C. Ostatnio coraz szerzej stosowana jest metoda wulkanizacji pojemnościowej przy pomocy prądów szybkoprądowych.

Zwulkanizowane przedmioty płucze się wodą i suszy. Zawartość kauczuku w postaci lateksu wynosi w typowych mieszankach do wyrobu gumy porowatej około 90%. Stosuje się zarówno kauczuki naturalne jak i syntetyczne.



Rys. 6. Guma porowata z lateksu, typ „Laticel“ lub „Dunlopillo“

Zależnie od stosowanej metody, z lateksu można otrzymać gumy porowate o różnorodnej charakterystyce.

Na siedzenia samochodowe i motocyklowe wykonuje się albo jednolite płyty z gumy lateksowej, albo płyty z komorami powietrznymi, np. typu „Laticel“ lub „Dunlopillo“ (rys. 6).

Porównanie metod produkcji gumy porowatej z lateksu i z kauczuku suchego pozwala stwierdzić, że produkcja gumy porowatej z lateksu jest znacznie prostsza, mniej pracochłonna i niewymagająca poza mechaniczną ubijarką specjalnych urządzeń. O dużym znaczeniu jest również fakt, że guma porowata z lateksu posiada naskórek znacznie cieńszy i znacznie bardziej porowaty niż guma porowata z kauczuku suchego. Jest wynikiem wulkanizowania piany bez ciśnienia. W gumie porowatej z kauczuku suchego, którą wulkanizuje się pod pewnym ciśnieniem gazów rozkładających się w mieszance gumowej, naskórek jest grubszy, a nawet niekiedy zupełnie nieprzepuszczalny. Z tego względu guma porowata z lateksu przewyższa gumę porowatą z kauczuku suchego, gdyż porowaty naskórek sprzyja lepszej wymianie ciepła.

Również ścianki lub błonki ograniczające pory są cieńsze w gumie lateksowej i bardziej podziurawione, dzięki czemu chłodzenie poduszki jest bardziej intensywne. Z tych względów lateks ma coraz szersze zastosowanie w produkcji gumy porowatej na

wyroby, w których możliwość szybkiego odprowadzania ciepła posiada decydujące znaczenie. Do wyrobów takich należą poduszki siedzeń samochodowych i motocyklowych.

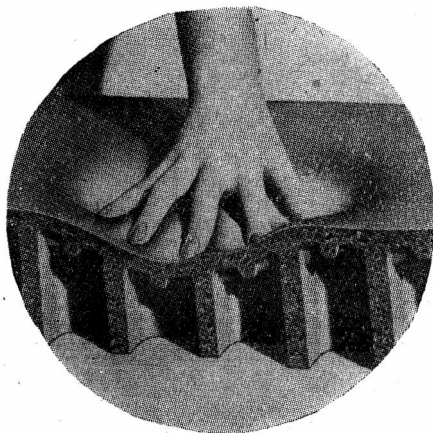
Niektóre zasadnicze własności gumy porowatej z lateksu i z kauczuku suchego są następujące:

- a) Ciężar właściwy (poduszki siedzenia, z uwzględnieniem komór powietrznych: 0,08 do 0,2 lub więcej, zależnie od struktury gumy porowatej i ilości komór).
- b) Naprężenie przy ciśnieniu o 250/o:
 - 1) gumy z lateksu: 7—400 G/cm²
 - 2) gumy z kauczuku suchego: 140—1600 G/cm²
- c) Trwale odkształcenia przy ciśnieniu gumy z lateksu o 50%, w temp. 70°C, w ciągu 72 godz.: 250/o, a gumy z kauczuku suchego o 250/o w tych samych warunkach: 15—200/o

Statyczny nacisk siedzącego na poduszkę siedzenia wynosi około 100—150 G/cm², a więc z różnych rodzajów gumy porowatej można wybrać gumę o wymaganej charakterystyce dla uzyskania pożądanego stopnia ściśnięcia poduszki pod obciążeniem.

Kształt poduszki wywiera również wpływ na miękkość siedzenia, a w szczególności kształt i ilość komór powietrznych.

Umiejętny dobór charakterystyki gumy porowatej, najważniejsze zaprojektowanie wielkości i ilości komór powietrznych oraz dostosowanie konstrukcji poduszki gumowej do konstrukcji ramy siedzenia jest warunkiem niezbędnym dla uzyskania siedzeń zapewniających użytkownikowi samochodu pełną wygodę.

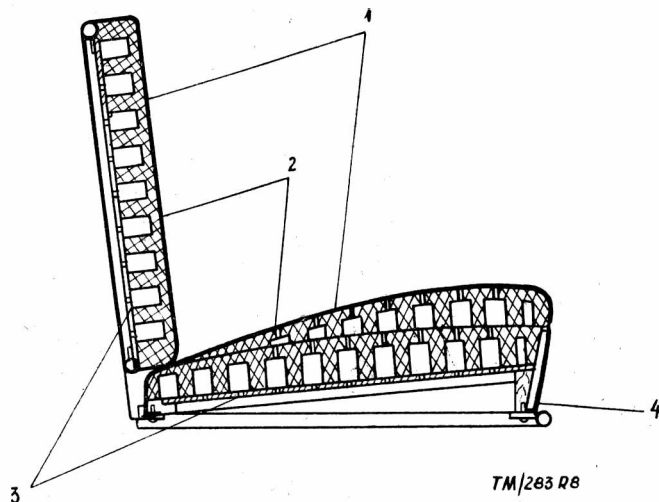


Rys. 7. Guma porowata z lateksem; widoczne „uźebrowanie“ komór powietrznych

Często zachodzi potrzeba wykonania poduszki nie z jednego, lecz z dwóch lub nawet trzech gatunków gumy o różnej charakterystyce. Poszczególne elementy poduszki gumowej łączy się wówczas w jedną całość — najczęściej przy pomocy klejów kauczukowych.

W poduszkach z gumy typu „Piastopil“ wykonuje się komory o średnicy wewnętrznej 25—30 mm, przy zachowaniu możliwie jednolitej grubości ścianek poszczególnych „kubków“ w granicach 6—12 mm. Względy techniczne ograniczają na ogół grubość poduszki do około 45 mm. W razie potrzeby stosowania poduszki o większej grubości, stosuje się dwie lub trzy warstwy gumy „Piastopil“ nałożone jedna na drugą i połączone ze sobą pasem tkaniny lub gumy, naklejonym na ich bocznych powierzchniach. Ten pas tkaniny lub gumy służy jednocześnie do powiązania poduszki z ramą siedzenia.

W poduszkach z gumy typu „Laticel“ komory mogą mieć różne kształty, zależnie od kształtu poduszki, a więc mogą być wykonywane komory o przekroju kołowym, kwadratowym, prostokątnym lub trójkątnym. Wymiary komór również bywają rozmaite. Często średnica komór o przekroju kołowym wynosi około 50 mm, a wymiary przekroju komór kwadratowych około 50 × 50 mm. Co do tego nie ma żadnych zasadniczych prawideł, bo wymiary komór wiążą się najściślej z charakterystyką gumy po-

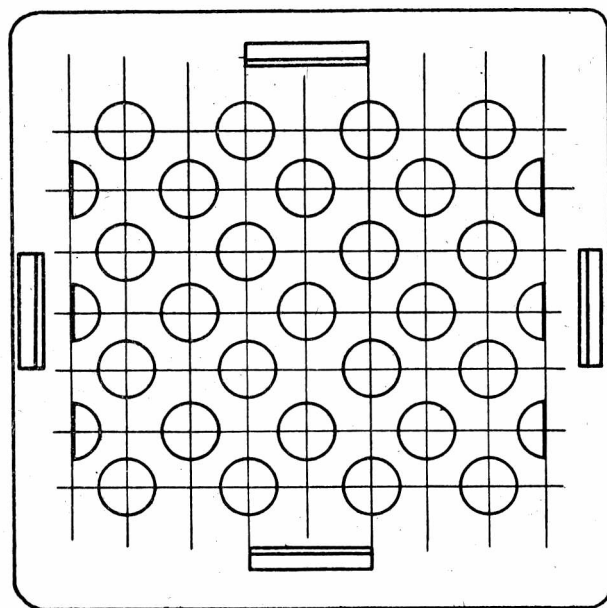
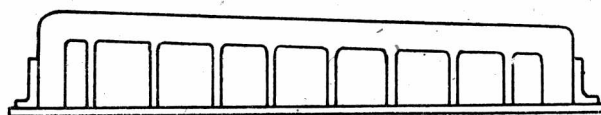


Rys. 8. Siedzenie samochodu „Star 20“ wykonane z gumy porowatej „Piastopil“

1. Guma porowata
2. Pokrycie siedzenia
3. Płyty pilśniowe twarde
4. Rama drewniana.

rowatej, kształtem poduszki, budową ramy siedzenia itp. Grubość ścianek otaczających komory może wynosić 8 — 12 mm lub więcej, a głębokość komór 30 — 90% grubości poduszki.

Przy stosowaniu poduszek bardzo grubych, stosunkowo cienkie ścianki wzmocnia się niekiedy dodatkowym uźebrowaniem lub specjalnymi wspornikami (z gumy porowatej) (rys. 7). Procesy technologiczne nie ograniczają grubości poduszki. Może ona być dobrana w zależności od potrzeb i wynosi zwykle 60 — 120 mm. Poduszki typu „Laticel“ przymocowuje się do ramy tak jak poduszki „Piastopil“. Podkład, na którym opierają się poduszki w siedzeniu samochodowym i motocyklowym może być wykonany z blachy, sklejki lub płyty pilśniowej, przymocowanej



TM/283 R9

Rys. 9. Forma do wulkanizacji poduszek z gumy typu „Piastopil“ na siedzenia samochodowe.

do ramy. W naszych warunkach szczególnie wskazane jest stosowanie płyt pilśniowych twardych o grubości 3 — 6 mm. Płyty podkładowe muszą być wzmocnione ramą drewnianą lub inną, aby zapewnić dostateczną sztywność i trwałość.

Celem umożliwienia cyrkulacji powietrza w podkładzie wykonuje się otwory naprzeciw komór powietrznych w takiej ilości, aby swobodny dostęp powietrza zapewniony był do około 75% komór powietrznych w poduszce.

W luksusowym wykonaniu siedzeń samochodów osobowych z gumy np. typu „Piastopil“, podkład wykonany jest w postaci siatki sprężynowej, połączonej z ramą. Na ogólną sprężystość siedzeń tego typu składa się sprężystość gumy porowatej jak również siatki sprężynowej, dlatego warstwa gumy może być tu stosunkowo cienka, np. 40 — 45 mm.

Poduszkę gumową ułożoną na podkładzie obciąża się dermofoidem, brezentem lub sukniem. W siedzeniach wozów osobowych gumę wyściela się wata, a pod sukno dla zwiększenia jego trwałości daje się metkal.

Formy do wulkanizacji poduszek gumowych są bardzo proste i łatwe do wykonania. Ich budowa przedstawiona jest na rys. 4, 5 i 9.

Po przeanalizowaniu korzyści, wynikających ze stosowania gumy porowatej na siedzenia samochodowe i motocyklowe, Biuro Konstrukcyjne Przemysłu Motoryzacyjnego podjęło z Krajowym Przemysłem Gumowym współpracę nad opanowaniem produkcji siedzeń z gumy typu „Piastopil“, Instytutem Przemysłu Gumowego nad opanowaniem produkcji siedzeń z gumy lateksowej.

W wyniku długotrwałych prób przeprowadzonych przez przemysł gumowy wykonano poduszki, spełniające zasadnicze wymagania. Guma typu „Piastopil“ została już zastosowana w próbnym siedzeniu samochodu Star 20, które znajdują się w badaniach eksploatacyjnych.

W najbliższym czasie siedzenia z gumy typu „Piastopil“ zostaną wypróbowane w motocyklach.

W miarę rozwoju produkcji lateksu, poduszki typu „Piastopil“ zastępowane będą poduszkami z gumy porowatej z lateksu.

TULEJOWANIE CYLINDRÓW

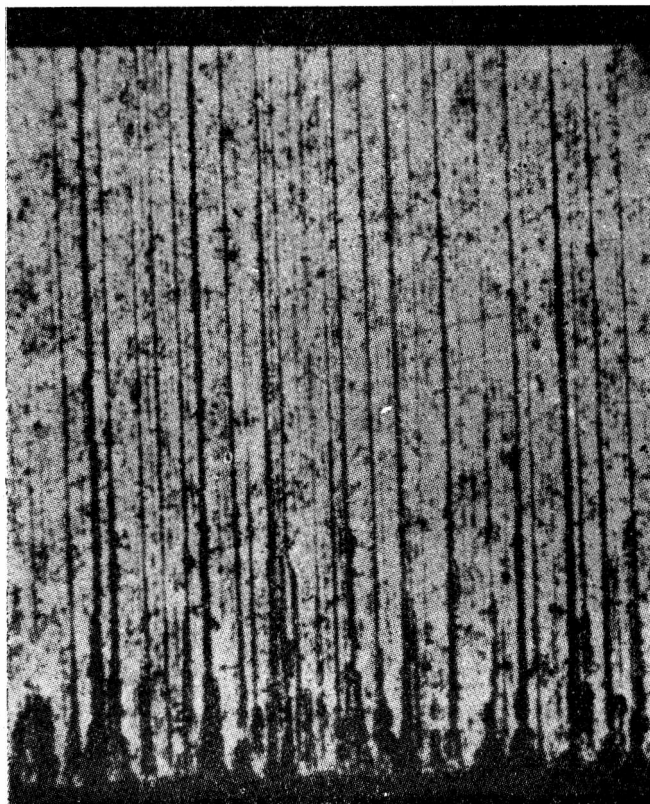
Część II

Nowe rozwiązanie w dziedzinie tulejowania stanowi tuleja mokra, tulejowana drugą tuleją suchą. Na pierwszy rzut oka wydaje się to zbędną komplikacją, ale szereg argumentów przemawia na korzyść takiej konstrukcji. Tuleja mokra może być wykonana z materiału względnie miękkiego i dobrze przewodzącego ciepło tak, że zmniejsza się obawa o oderwanie się kołnierza. Może to być niekosztowny odlew w piasku. Sucha tuleja wewnętrzna jest bardzo cienka i może być wykonana z najlepszego materiału. I chociaż takie rozwiązanie przy nowym silniku jest osobiwością, znajduje ono coraz częściej zastosowanie do regeneracji zużytych tulei mokrych, do których wstawia się cienkie tuleje chromowane, zamiast je przeszlirować dla zastosowania większych tłoków.

sunek średnicy do skoku zwiększa ilość oleju dostającego się do cylindra dlatego, że koszulka tłoka podchodzi bliżej do miejsc, opryskiwanych przez stopę korbowodu. Te czynniki mogą mieć wpływ na zużywanie się gładzi i powinny być brane pod uwagę przy projektowaniu systemu oliwienia.

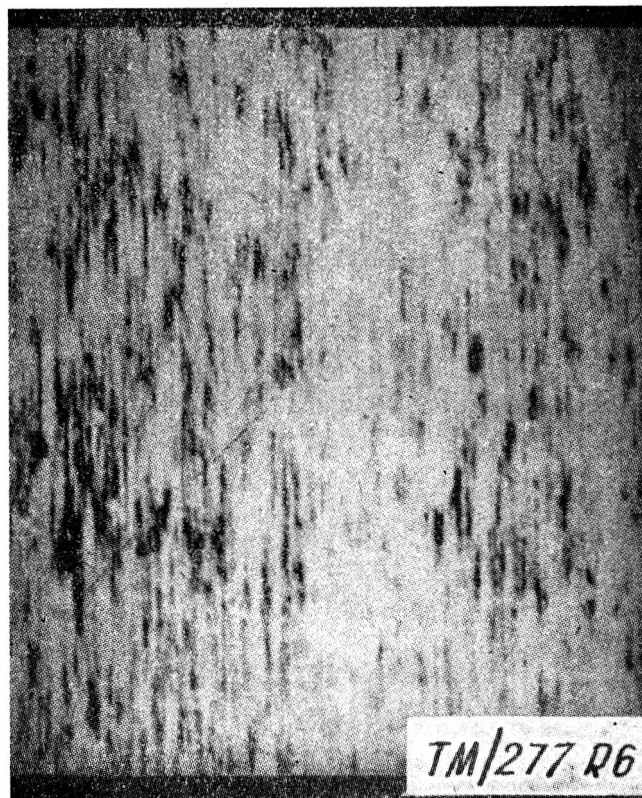
Gładkość powierzchni wewnętrznej cylindra jest ważna dlatego, że stanowi ona zdolności trzymania się filmu oleju na gładzi. Przy tulejach żeliwnych, gładkość powierzchni w nowym silniku powinna być rzędu dokładności 12—24 mikrocali. Nie zachowa ona długo takiej szorstkości ale szorstkość tego rzędu jest bardzo wskazana w okresie docierania silnika.

Staranne dotarcie silnika w pierwszym okresie pracy zmniejsza zużycie cylindrów w następnych okresach. Szybkość zużywa-



Rys. 5. Uszkodzona dolna krawędź pierścienia

O wpływie oliwienia na zużycie gładzi była już mowa poprzednio. Ale i konstrukcja silnika ma wpływ na oliwienie i pośrednio na zużycie gładzi. Krótki np. w stosunku do skoku korbówód wpływa na zwiększenie nacisku bocznego na ścianki cylindra, przez co utrudnione jest działanie filmu oleju. Duży sto-



Rys. 6

nia się gładzi jest bardzo różna w zależności od warunków pracy silnika, ogólnie jednak można przyjąć, że zużycie wielkości 0.025 mm występuje w tulejach żeliwnych hartowanych i odpuszczanych po przebiegu 30—50.000 km, w tulejach żeliwnych ulepszonych cieplnie po 16.000 km, a przy silnikach nie tulejo-

wanych po 3.000 km. Podane wyżej zużycie przy tulejach chromowanych występuje po 160.000 km.

Dobranie odpowiednich materiałów pierścieni i tulei jest ważne zarówno ze względu na zużycie gładzi, jak i rozchód oleju. Do tulei chromowanych należy stosować pierścienie żeliwne nie utwardzone, natomiast do hartowanych i odpuszczanych tulei żeliwnych, pierścienie powinny być również hartowane i odpuszczane.

Jak dalece ważną jest ta sprawa wykazało doświadczenie z silnikiem wysokoprężnym zaopatrzonym w utwardzone tuleje i miękkie pierścienie, przy którym zauważono, że rozchód oleju zwiększa się i zmniejsza cyklicznie w okresie 10 godzin pracy. Badania wykazały, że cykliczność zmian w zużyciu oleju tłumaczy się kolejnym niszczeniem i odtwarzaniem się dolnej krawędzi pierścieni. W stanie uszkodzonym (rys. 5) pierścienie ślizgały się po filmie oleju przy ruchu tłoka w dół, a przy ruchu ku górze olej był przez pierścienie zabierany. Powstałe wskutek tego wzmoczone oliwienie pozwalało pierścieniom ponownie się dotrzeć i odtwarzać dolną krawędź tak długo dopóki rozchód oleju nie wrócił do normy i wówczas cykl rozpoczynał się na nowo. Objawy te ustąpiły po zastosowaniu pierścieni hartowanych i odpuszczanych (rys. 6).

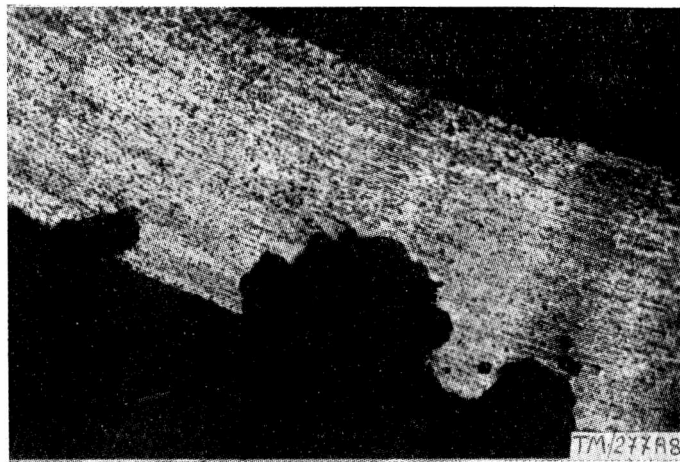


Rys. 7. Wżery powstałe wskutek niedostatecznego odstępu między tulejami

Na pytanie jakiego rodzaju tuleje — mokre czy suche — nadają się do poszczególnych typów silników, trzeba powiedzieć, że jedno i drugie stosowane są do silników wszelkich typów. W silnikach samochodów osobowych stosuje się przeważnie tuleje mokre osadzone u dołu, z tym że górna krawędź przylega do głowicy ale nie jest w niej zamocowana. Przy takiej budowie kadłub jest u góry otwarty, a więc łatwiejszy do odlania i lżejszy. Jest on oczywiście mniej sztywny niż kadłub zamknięty (rys. 4).

W silnikach samochodów ciężarowych, zwłaszcza w silnikach wysokoprężnych, gdzie wymagania co do sztywności kadłuba są wyższe, kadłub jest zazwyczaj zamknięty, a tuleje są osadzone na kołnierzach, w górnej płycie kadłuba.

Przechodząc do szczegółów konstrukcyjnych tulejowania, należy zaznaczyć, że w grubości ścianki tulei muszą być uwzględnione wymagania sztywności i zwartości budowy. Grubość ścianki tulei obu rodzajów wynosi przy silnikach niskoprężnych od 1,6 do 3,2 mm, przy wysokoprężnych od 5,6 do 16 mm. Tuleje mokre nie mogą być zbyt cienkie ze względu na niebezpieczeństwo drgań w przypadku zamocowania górnego i ze względu na niebezpieczeństwo drgań w przypadku zamocowania górnego i ze względu na nacisk głowicy przy zamocowaniu dolnym. W prak-

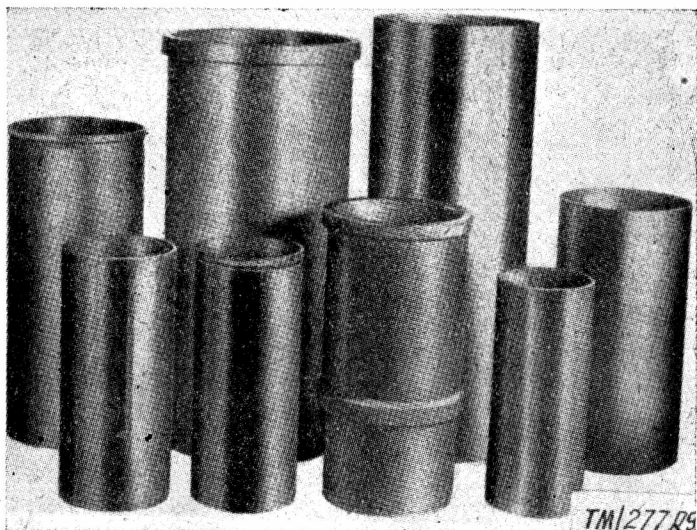


Rys. 8. Przekrój przez miejsca z wżerami w powiększeniu

tyce tuleje są zwykle o grubszych ściankach, aby pozostał nadmiar na przetoczenie przy naprawie silnika.

Robiono próby usztywnienia tulei przez ożebrowanie ścianki zewnętrznej. Wyniki okazały się złe, gdyż miejscowe usztywnienie powodowało nierównomierność zużywania się gładzi na długości tulei.

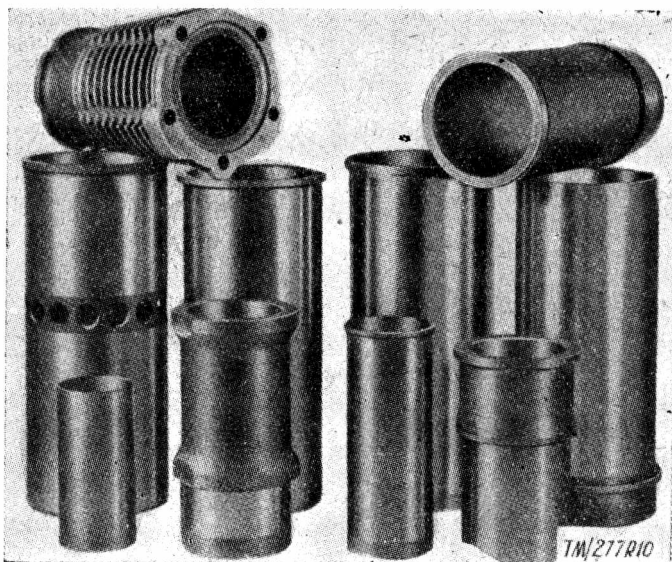
W tulejach żeliwnych wysokość kołnierza powinna być nie mniejsza niż $1\frac{1}{2}$ grubości ścianki tulei a szerokość obsady, tj. dolnej pierścieniowej części kołnierza nie powinna być mniejsza niż $\frac{1}{4}$ i nie wiele większa niż $\frac{1}{3}$ grubości ścianki tulei. Wymiary te uzasadnione są tym, że kołnierz musi być dostatecznie wysoki dla wytrzymania ewentualnych nierówności obsady kołnierza albo naprężeń zginających, które mogą powstawać wskutek małej nawet naciskającej z góry głowicy. Szerokość dolnej części kołnierza nie może być za mała, aby nie nastąpiło skruszenie powierzchni oparcia i nie może być zbyt wielka, ze względu na występujące wówczas nadmierne naprężenia zginające.



Rys. 9. Tuleje stalowe „Cromard“. Tuleja silnika Citroen jest trzecia w dolnym rzędzie

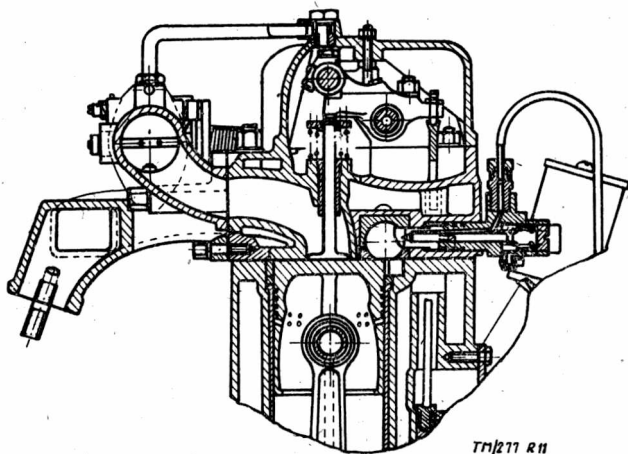
W tulejach z górnym kołnierzem, górna ścianka kołnierza powinna być ścięta ku środkowi tulei na szerokość grubości ścianki tulei tak, aby płaską pozostała tylko ta część ścianki górnej, która szerokością odpowiada dolnej. Przy takim rozwiązaniu w kołnierzu występują tylko naprężenia dociskające. Uszczelka pod głowicę nie powinna pokrywać więcej niż 30% szerokości kołnierza. Kołnierz może wystawać ponad płytkę kadłuba do 0,125 mm. Nie jest to jednak warunkiem koniecznym, gdyż dobre wyniki osiągnąć można z kołnierzami wgłębionymi do 0,050 mm poniżej płyty.

Pomiędzy zewnętrznym obwodem kołnierza i kadłubem powinien być zachowany odpowiedniej wielkości luz. Przy zbyt ciasnym bowiem spasowaniu, uniemożliwiającym rozszerzenie się kołnierza, może nastąpić pęknięcie tulei. W celu zachowania dokładnego położenia poosiowego tuleja powinna posiadać pod kołnierzem pierścień centrujący o średnicy nieco większej od średnicy zewnętrznej tulei. Pierścień ten winien być szlifowany.



Rys. 10

Pod górne kołnierze zazwyczaj nie daje się podkładek. Pod dolne kołnierze stosowane są podkładki miedziane o grubości 0,8 mm. Zamiast jednej można dać kilka podkładek o różnych grubościach, względnie podkładki z folii, przez co w wysokim stopniu ułatwione jest dobranie właściwego odstępu pomiędzy obsadą i głowicą. Jeżeli blok jest z aluminium, to podkładki są niepotrzebne, ze względu na plastyczność aluminium, a nawet mogą być szkodliwe ze względu na działanie korozji. W tulejach zamocowanych u dołu jest rzeczą bardzo ważną, aby miejsce osadzenia kołnierza było oszlifowane równoległe do górnej ścianki kadłuba i aby ścianka dolna kołnierza znajdowała się w płaszczyźnie dokładnie pionowej do osi tulei. W przeciwnym bowiem przypadku może nastąpić zgięcie względnie odłamanie się tulei.



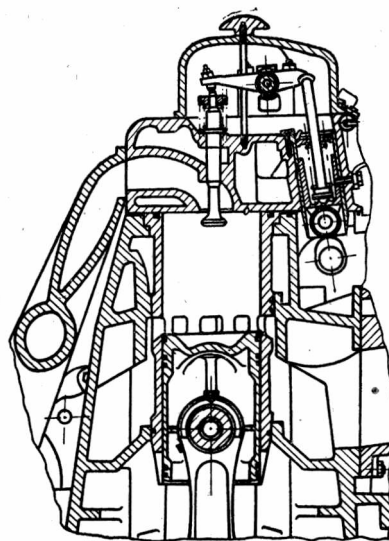
Rys. 11. Tuleje silnika wysokoprężnego z komorą wstępną

Należyte chłodzenie tulei jest problemem, ważność którego jest często zapoznawana. Odstępy między tulejami nie powinny być mniejsze od grubości ścianki tulei. Przy zbyt małym odstępie może nastąpić miejscowe przegrzanie i odkształcenie tulei. Powstają też w takich przypadkach wżery i korozja (rys. 7 i 8). W niektórych konstrukcjach ścianki wewnętrzne koszulki wodnej są tak ukształtowane, aby przepływ wody skierowany był pomiędzy cylindry. Żebra kierujące prąd wody powinny po jednej stronie kadłuba kierować prąd pomiędzy 1 — 2 cylinder, po drugiej pomiędzy 3 i 4 itd. na zmianę do końca kadłuba. Najkorzystniejszy kształt tych żeber należy ustalać na podstawie prób i doświadczeń.

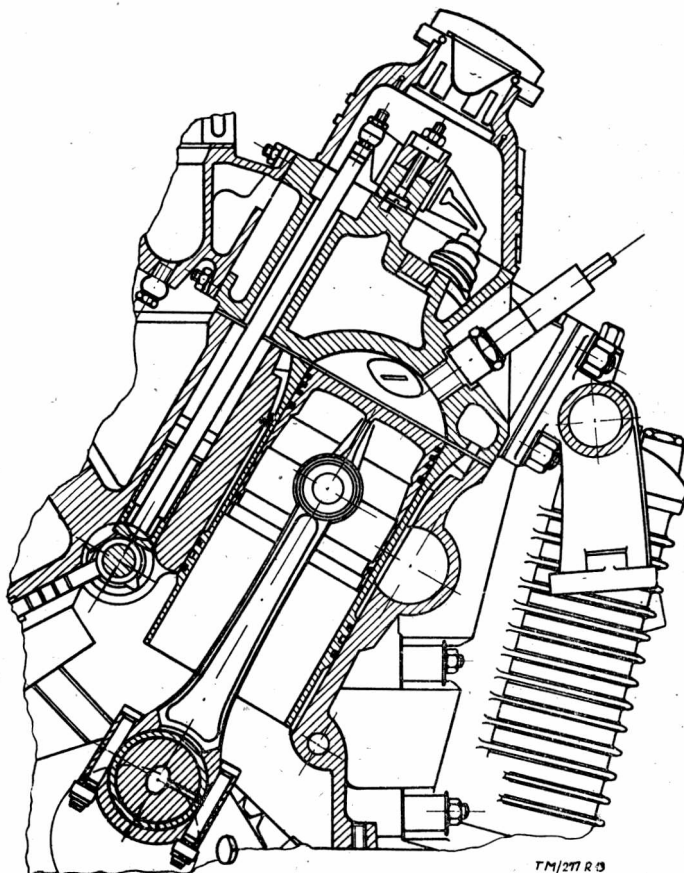
Rysunki podane w tekście przedstawiają rozwiązania konstrukcyjne tulejowania stosowane w praktyce. Na zdjęciach rys. 9 i 10 pokazane są tuleje stalowe syst. Cromard i tuleje żeliwne Wellworthy. Kołnierze tulei stalowych są znacznie mniejsze niż żeliwnych. Wyjątek stanowi żeliwna tuleja dla silnika Citroen. Kołnierz tulei stalowej dla zaoszczędzenia materiału wykonuje się oddzielnie, następnie nasadza się go na gorąco i przypawia. Na

rys. 10 pokazano u góry na lewo cylinder motocyklowy J.A.P. odlany metodą „Al-Fin” i u góry na prawo tuleję Morris-Saurer o żłobkowanej górnej ścianie dla pewniejszego uszczelnienia przez wciśniętą w żłobki uszczelkę pod głowicę.

Na rys. 11 pokazano tuleję silnika wysokoprężnego traktora Ferguson ze wstępną komorą. W tym przypadku chodzi o to, aby strumień gazów z komory nie był skierowany bezpośrednio na kołnierz tulei. Pod komorą wstępną znajduje się w górnej ścianie kadłuba komora powietrzna. Kołnierz tulei osadzony jest głęboko w kadłubie i jest przykryty pierścieniem sięgającym do dna komory. Nad tym pierścieniem umieszczony jest drugi pierścień, wypełniający przestrzeń do górnej ścianki kadłuba. Pierścień ten jest wycięty w miejscu stanowiącym komorę. Dolna krawędź tego pierścienia jest skośna i opiera się na skośnej krawędzi dolnego pierścienia, przez co uniemożliwione jest zamknięcie się górnego rozciętego pierścienia.

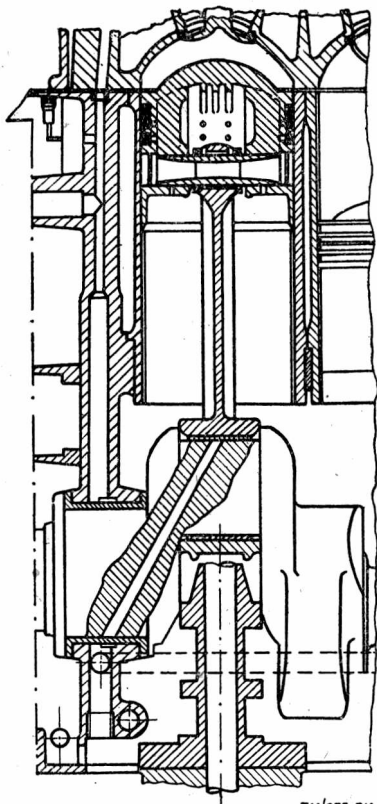


Rys. 12. Tuleja mokra dwusuwowego silnika Foden FD6



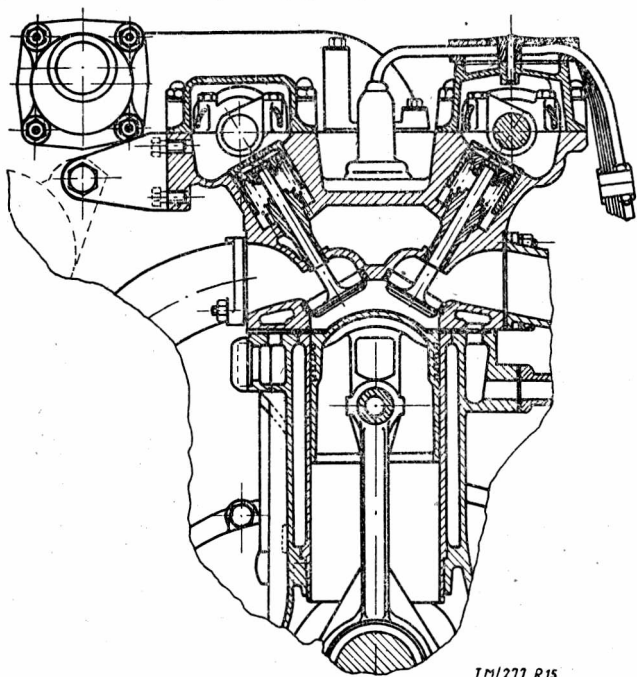
Rys. 13. Tuleje mokre silnika Lancia-Aurelia

Tuleja mokra silnika dwusuwowego Foden FD6 rys. 12 jest uszczelniona w dwóch miejscach — w środku jest uszczelnienie wody, u dołu uszczelnienie przewodu ssącego od przestrzeni korbowej. Uszczelnienie stanowią pierścienie gumowe. Wobec tego, że przy silniku tym nie ma normalnej uszczelki podgłowicowej, w górnej ścianie kołnierza zrobiony jest żłobek dla miedzianego pierścienia uszczelniającego. Powierzchnia głowicy w miejscu zetknięcia się z pierścieniem jest szlifowana.



Rys. 14. Silnie usztywniony kadłub silnika Aston-Martin z mokrymi tulejami osadzonymi u dołu

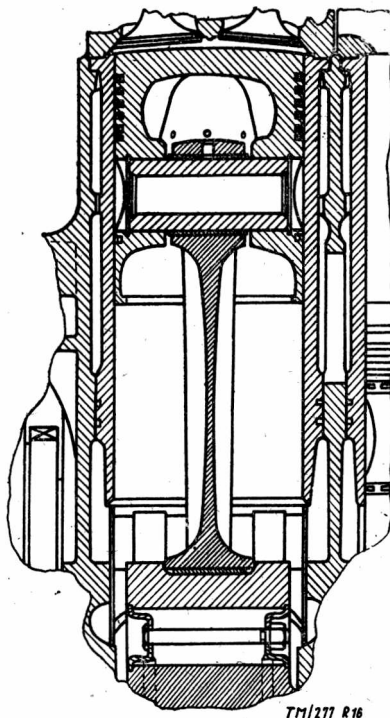
Oryginalna jest konstrukcja tulei silnika Lancia-Aurelia (rys. 13). Kadłub silnika jest typu otwartego z aluminium. Mokre tuleje umieszczone są w pochwach cylindrycznych odlanych z blokiem i zamocowane są kołnierzem górnym, osadzonym w odległości około 38 mm poniżej górnego końca tulei. W kołnierzu



Rys. 15. Przekrój silnika Aston-Martin

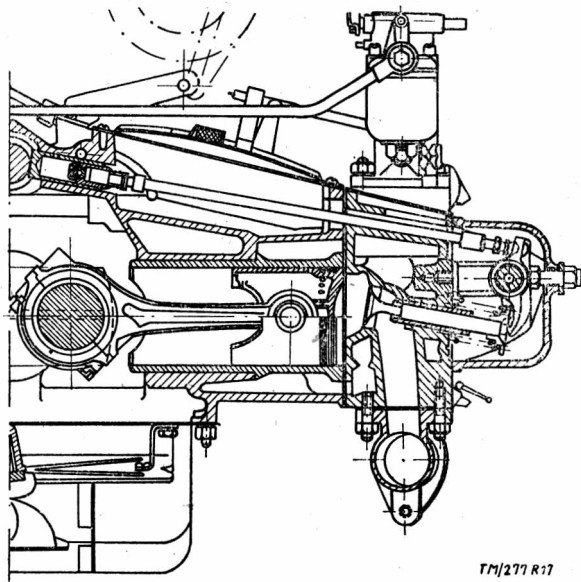
wycięte są rowki, przez które przepływa woda chłodząca w drodze do głowicy, dzięki czemu osiąga się dobre chłodzenie górnej części tulei. Uszczelnienie wody na dolnym końcu tulei stanowią dwa pierścienie gumowe w żłobkach tulei, z trzecim żłobkiem służącym do odprowadzania wody.

Rysunki 14, 15 przedstawiają ciekawe rozwiązanie zastosowania w silniku wyczynowym tulei mokrych zamiast zwykłe w takich przypadkach stosowanych tulei suchych. Kadłub cylindrów jest otwarty, ale jest tak bogato uzębarkowany pomiędzy



Rys. 16. Kadłub silnika wysokoprężnego Steyr WD413 podzielony na 4 osobne komory

każdą parą cylindrów, że całość zespołu jest sztywniejsza w porównaniu z kadłubem zamkniętym. Uzębrowanie znajduje się nad panewkami głównymi wału korbowego i dlatego silnik nie został wydłużony.



Rys. 17. Silnik Jowett-Javelin

Osobliwością tulei mokrych silnika wysokoprężnego Steyer rys. 16 jest to, że występ na górnej ścianie kołnierza tulei stanowi osadę dla głowicy, która jest oddzielna dla każdego cylindra. Poza tym głowica wpasowana jest w wyłobienie w górnej ścianie kadłuba. Zastosowanie oddzielnych głowic tłumaczy się tym, że nadają się one do silników o różnych ilościach cylindrów, a poza tym w mniejszym stopniu są narażone na odkształcenia.

Kadłub jest nie tylko zamknięty, ale posiada ścianki pomiędzy każdym z cylindrów, dzielące go na oddzielne komory. Sztywność takiego kadłuba jest bardzo duża. Każda komora ma oddzielny obieg wody chłodzącej.

W silniku przeciwbieżnym Jowett Javelin rys. 17 zastosowano tuleje mokre zamocowane w środku długości tak, że tylko niewielka część tulei znajduje się pod naciskiem głowicy. Pomimo to że kadłub jest z aluminium, zastosowano tu pod kołnierz osady tulei podkładki z folii miedzianej i klingerytu uzbrojonego siatką drucianą. Zadaniem klingerytu jest zapobieganie powstawaniu korozji. Pozostała część tulei osadzona jest w odlewie tak, że tuleja jest centrycznie położona. Zewnętrzny kołnierz tulei, stykający się z głowicą jest wyjątkowo szeroki, co zwiększa sztywność niezamocowanej części tulei. Pomimo to że kadłub jest otwarty i wykonany z aluminium, nie napotkano trudności jakie wynikają z małej sztywności.

Lista materiałów używanych do wyrobu tulei jest bardzo obszerna. Najczęściej stosowane jest żeliwo lane odśrodkowo. Dobre wyniki osiągnęte były również z żeliwem odlewającym z piasku zawierającym 5% niklu. Ta domieszka niklu daje w surowym odlewie strukturę martenzytyczną, tj. podobną do struktury uzyskiwanej po obróbce cieplnej. Materiał jest dostatecznie twardy i posiada dużą odporność na ścieranie. Odporność na korozję jest również lepsza aniżeli zwykłego żeliwa.



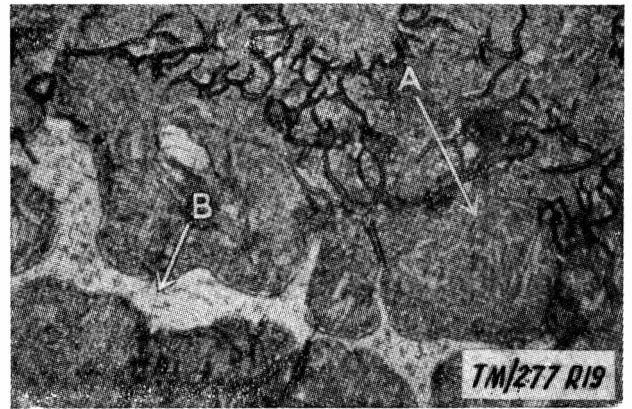
Rys. 18. Struktura żeliwa C. I. 1 w stanie surowym. Na tle jasno-szarego perlitu widać czarny grafit

Odlewanie odśrodkowe ma dwie zalety. Przede wszystkim ze względu na to, że formy używane do odlewu są żelazne, chłodzenie następuje szybciej i struktura ziarna jest drobniejsza. Płyty zbyt grubym ziarnem może występować podczas pracy tulei odrywanie się cząsteczek metalu, które działają jak materiał ścierny i przyspieszają zużycie gładzi. Drugą zaletą jest to, że żużel i inne zanieczyszczenia zbierają się przy takim odlewie na ściance wewnętrznej, materiał więc pozostaje czystszy. Zebrany wewnątrz żużel usuwa się obróbką mechaniczną przez zdjęcie warstwy około 3 mm, podczas gdy, z zewnątrz zdejmuje się 2 mm.

Jednym z najwłaściwszych materiałów na tuleje jest żeliwo 4K6, względnie Wellworthy C11 (rys. 18). Jest to żeliwo podutektyczne z osnową perlityczną i twardą siatką eutektyki fosforowej o następującej charakterystyce:

Węgiel całkowity	3.5% max.
„ związany	0.55 ÷ 0.80%
Krzem	2.0 ÷ 2.5%
Siarka	0.10%
Fosfor	0.5 ÷ 0.7%
Mangan	0.6 ÷ 1.0%
Chrom	0.25 ÷ 0.35%
Wytrzymałość na zerwanie	25 kG/mm ²
Twardość Brinella	235 min.

Hartowanie i odpuszczanie zwiększa odporność na ścieranie żeliwa 4K6 (rys. 19) odpuszcza się zazwyczaj w temperaturze około 400°C tj. o 100° powyżej maksymalnej temperatury występującej w pracy. Przez obróbkę cieplną unika się prawie całkowicie wolnego ferrytu, który jest składnikiem mało odpornym na ścieranie. Nawet jeżeli odpuszczeniem doprowadzić odlew do twardości odpowiadającej stanowi surowemu odlewowi ścieralność będzie niewielka, bo ferryt zostanie drobno rozproszony. W obróbce cieplnej perlit zmienia się na twardy martenzyt, w zwartej, ale bardzo miękkiej osnowie sorbitycznej. Ziarna bardzo miękkie zużywają się szybciej od twardych, dzięki czemu powierzchnia dobrze zatrzymuje olej. Zarówno odlewy surowe, jak i odlewy obrabiane cieplnie nadają się na tuleje mokre.



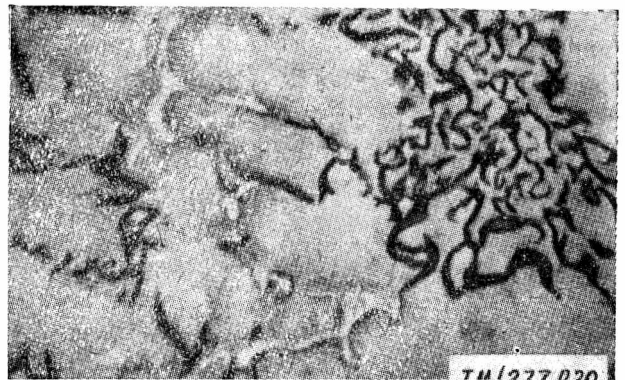
Rys. 19. Żeliwo C. I. 1 hartowane i odpuszczane. Białe plamy to eutektyka fosforowa — strzałka B. Poza tym — martenzyt rozmieszczony w zwartej sorbitycznej osnowie — strzałka A

Dla tulei suchych niehartowanych stosuje się żeliwo Wellworthy C.I.2, czyli Silmocrom (rys. 20). Duża zawartość chromu zapewnia bez obróbki cieplnej dobrą odporność na ścieranie. Charakterystyka tego żeliwa jest następująca:

Węgiel całkowity	3.1 — 3.5%
„ związany	0.55 — 0.85%
Krzem	3.0 — 3.25%
Siarka	0.10%
Fosfor	0.55 — 0.70%
Mangan	0.75 — 1.0%
Chrom	0.75 — 1.0%
Wytrzymałość na zerwanie	28 kG/mm ² minim.
Twardość Brinella	235 minim.

W przypadkach, kiedy zależy na zwartości wzgl. małym ciężarze stosuje się żeliwo DTD485. Materiał ten ma wytrzymałość na zerwanie minimum 41 kG/mm², praktycznie zaś około 47 kG/mm² i dlatego można z niego wykonywać tuleje o cieńszych ściankach. Trzymanie się oleju na gładzi jest przy tym żeliwie lepsze niż przy dalej opisywanych. Żeliwo DTD 485 odpowiada żeliwu Wellworthy C.I.4. Jest to materiał podeutektyczny ze związanymi węglkami w osnowie perlitycznej. Charakterystyka tego materiału jest następująca:

Węgiel og.	2.8 — 3.1%
„ związany	0.8 — 1.10%
Krzem	1.9 — 2.5%
Siarka	0.08%
Fosfor	0.30 — 0.45%
Mangan	0.75 — 1.15%
Molibden	0.80 — 1.0%
Nikiel	0.30% max.
Wytrzymałość na zerwanie	41 kG/mm ² minim.
Twardość Brinella	269 — 302



Rys. 20. Żeliwo C. I. 2. Twardym składnikiem jest eutektyka fosforowa; osnowę stanowi perlit i grafit

W stanie surowym materiał ten jest twardym białym żeliwem. Dla umożliwienia obróbki zwykłymi narzędziami i dla uzyskania optymalnych wytrzymałości i odporności na ścieranie, żeliwo to poddaje się długotrwałej obróbce cieplnej w wysokiej temperaturze. Po obróbce uzyskuje się twardość do 300 Brinella i zmienioną strukturę.

Do żeliwa na tuleje dodaje się nieraz fosfor w ilościach do 1 — 1.2%. Dodatek ten zwiększa płynność metalu przy odlewaniu, a poza tym, po skrzepnięciu tworzy fosforyki żelaza, czyli autyktę fosforową, która jest bardzo twardą. Struktura takiego żeliwa podobna jest do struktury materiału łożyskowego, w którym składniki twarde i kruche tkwią równomiernie rozsiadane w miękkiej osnowie. Składniki twarde przejmują obciążenia od nacisków, podczas gdy miękka osnowa poddająca się pod naciskiem ma za zadanie zapobiegać nadmiernym obciążeniom miejscowym. Inną właściwością takiej struktury jest ograniczenie ruchu cząsteczek materiału startego, które mogą się ewentualnie znaleźć na gładzi. Cząsteczka taka w ruchu swoim zostaje zatrzymana przez ziarna eutektyki fosforowej i zagłębia się równo z powierzchnią, względnie pod powierzchnią miększej osnowy. W ten sposób gładź uchroniona zostaje od zarysowania.

Żeliwo austenityczne jest również niekiedy używane na tuleje ze względu na to, że jego odporność na korozję jest kilkakrotnie wyższa od odporności zwykłego żeliwa. W żelwie takim twardym składnikiem jest eutektyka fosforowa z dodatkiem węglików chromu, a osnowa stanowi austenit i grafit. Skład chemiczny żeliwa austenitycznego na tuleje jest następujący:

Węgiel og.	3.1%
Krzem	2.1%
Mangan	0.9%
Siarka	0.1%
Fosfor	0.4%
Nikiel	14.0%
Miedź	6.0%
Chrom	2.5%

Opracował Z. L.

Mgr inż. MACIEJ BERNHARDT

DWUFAZOWY WTRYSK PALIWA WE WSPÓŁCZESNYCH SILNIKACH WYSOKOPRĘŻNYCH

Arytuł omawia w skrócie zagadnienia związane z wtryskiem paliwa, tworzeniem się mieszanki roboczej i jej spalaniem w silnikach wysokoprężnych i na tym tle wyjaśnia cel stosowania wtrysku dwufazowego oraz sposoby jego realizacji.

Najistotniejszą zaletą silników wysokoprężnych w porównaniu z silnikami gaźnikowymi jest znacznie niższe zużycie paliwa — i to paliwa tańszego niż paliwo jakiego wymaga silnik gaźnikowy. Zmniejszenie zużycia paliwa wynoszące średnio ok. 30% ÷ 40%, pozwoliło pomimo większego ciężaru jednostkowego na zastosowanie tych silników w lotnictwie. Zmniejszenie ciężaru zapasu paliwa kompensowało ciężar silnika.

Mimo że były i są znane konstrukcje silników wysokoprężnych odznaczających się bardzo niskim zużyciem paliwa ($g_e < 175$ g/KMgodz.), to jednak największą popularność zdobyły sobie silniki o większym zużyciu paliwa i mniejszej mocy jednostkowej.

Przyczyna tego jest następująca:

Najekonomiczniejszym spośród wszystkich typów silników wysokoprężnych są silniki z wtryskiem bezpośrednim, odznaczają się jednak na ogół „twardą pracą“, nieprzyjemną i męczącą dla kierowcy i pasażerów autobusów, powodującą przyspieszone zużycie silnika (zwłaszcza mechanizmu korbowego). Dlatego też wielu konstruktorów zrezygnowało z osiągnięcia dużej ekonomiczności na korzyść przedłużenia żywotności silnika, ściszenia jego pracy, zmniejszenia ciśnienia wtrysku, przez zastosowanie tzw. podwójnych komór spalania (komora wstępna, wirowa, zasobnik powietrza). Zużycie paliwa w tych przypadkach wzrasta w ok. 10 ÷ 15% i wynosi zależnie od typu komory i prawidłowości rozwiązania średnio 185 ÷ 200 g/KM godz. Przyczyną zwiększonego zużycia paliwa są straty ciepła spowodowane dławieniem przy przepływie przez gardziele wylotów komór podwójnych oraz wskutek zwiększonej powierzchni komory i związanych z tym większymi stratami na chłodzenie. Przyczyna „zmiękczenia pracy“ i zwiększenia wskutek tego żywotności silnika omówiona będzie poniżej.

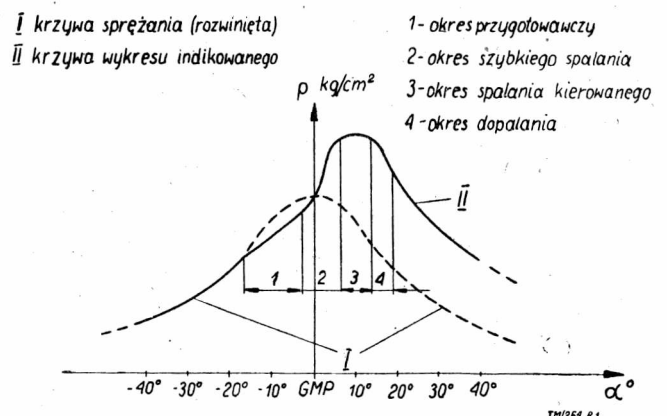
Dla pełniejszego oświetlenia zagadnienia należy tu dodać, że zastosowanie komór podwójnych pozwoliło na obniżenie ciśnienia wtrysku do rzędu 100 ÷ 150 at. i tym samym zmniejszyło znacznie wymagania stawiane układowi zasilania tych silników.

Proces spalania w silnikach wysokoprężnych składa się z 4 zasadniczych okresów:

- przygotowawczego
- spalania szybkiego
- spalania kierowanego
- dopalania się resztek paliwa

W okresie pierwszym paliwo zaczyna dostawać się do komory spalania zwykle ok. 15° ÷ 30° przed G.M.P w której panuje ciśnienie ok. 35 ÷ 40 at. i temp. 800 ÷ 1000°. (W wypadku zastosowania doładowania, temperatury i ciśnienia są jeszcze wyższe).

Struga wtryskiwanego z dużą szybkością paliwa napotykać na swej drodze opór powietrza ulega rozbiciu na drobne cząstki. Paliwo pobierające energię cieplną od otaczającego go powietrza paruje, tworzy mieszanekę palną i wreszcie ulega zapaleniu. Czas trwania tego okresu jest zależny od składu chemicznego paliwa, temperatury i ciśnienia powietrza zawartego w komorze, wielkości i jednorodności kropelek na jakie uległo rozpyleniu paliwa oraz intensywność zawirowania powietrza.



Rys. 1. Schemat rozwiniętego wykresu indykatorowego silnika wysokoprężnego

W okresie drugim, szybkiego spalania, ulega spalaniu cała dawka paliwa wtrysnięta do komory w okresie pierwszym. Spalanie rozprzestrzenia się od jednego lub kilku punktów, w których nastąpiło zapalenie w kierunku ścian komory z dużą prędkością, powodując znaczne i gwałtowne podniesienie temperatury i ciśnienia. Ten gwałtowny wzrost ciśnienia daje właśnie „twardy bieg“ silnika i przyczynia się do przyspieszonego zużycia. Jasne jest, że wzrost ciśnienia będzie tym większy i gwałtowniejszy, im dłużej trwał okres pierwszy i im więcej zostało wtrysnięte paliwa. Czas trwania tego okresu zależny jest od

dokładności wymieszania paliwa z powietrzem, intensywności zawirowania i współczynnika nadmiaru powietrza (w dącej chwili).

Wspomniane uprzednio zastosowanie podwójnych komór spalania miało właśnie na celu uniemożliwienie nadmiernie szybkiego wzrostu ciśnienia. Wszystkie typy komór zwiększają intensywność zawirowania powietrza, a tym samym skracają okres pierwszy, a ponadto komory wstępne i wirowe z racji swych małych wymiarów uniemożliwiają spalanie całej dawki wtrysniętego w pierwszym okresie paliwa, a prócz tego powodują spadek ciśnienia wskutek dławienia przepływu przez otwory łączące je z właściwą komorą spalania.

W okresie trzecim szybkość spalania zależna jest w głównym stopniu od szybkości (mm^3/sek) z jaką paliwo podawane jest do komory, choć również wpływa na nią intensywność zawirowania i dostosowanie kształtu strugi paliwa do kształtu komory. Okres ten nosi nazwę kierowanego, gdyż na przebieg spalania można mieć wpływ przez odpowiednie ukształtowanie krzywki napędzającej tłoczek pompy wtryskowej a szybkość spalania nie może przekroczyć szybkości napływu paliwa.*

Wzrost ciśnienia spowodowany takim „powolnym” spalaniem jest bardzo nieznaczny i łagodny i nie ma następstw szkodliwych dla pracy silnika.

W okresie czwartym i ostatnim ulegają dopalaniu resztki paliwa, które nie uległy spalaniu w poprzednich dwóch okresach. Szybkość dopalania resztek paliwa jest niewielka i maleje wraz ze zmniejszeniem się ilości reagentów mogących wejść ze sobą w reakcję. Zjawisko dopalania należy uznać za szkodliwe, gdyż powoduje ono przegrzewanie silnika oraz zwiększenie strat na chłodzenie.

Należy tu podkreślić, że w wielu silnikach, zwłaszcza przy małych obciążeniach, okres trzeci w ogóle nie występuje, gdyż całość paliwa spala się w okresie drugim powodując tym samym bardzo „twardy” bieg silnika.

Przebieg narastania ciśnienia w silniku wysokoprężnym ilustruje rys. 1 przedstawiający wykres zależności ciśnienia od kąta obrotu wału korbowego. Na wykresie tym krzywa 1 przedstawia przebieg palitropy sprężania. Obniżenie ciśnienia w okresie pierwszym spowodowane jest pobieraniem ciepła przez parujące paliwo.

Charakter przebiegu procesu spalania określają również następujące współczynniki:

1. współczynnik przyrostu ciśnienia

$$\psi = \frac{P_{max}}{P_{sp}}$$

gdzie P_{max} — maksymalne ciśnienie spalania
 P_{sp} — ciśnienie końca sprężania

2. średnia szybkość narastania ciśnienia

gdzie $\Delta P = P_{max} - P_{sp}$

α — długość okresu wtrysku mierzona kątem obrotu wału korbowego.

3. chwilowa szybkość narastania ciśnienia

$$\Phi = \frac{dP}{d\alpha}$$

Im wielkości poszczególnych współczynników są wyższe, tym praca silnika jest bardziej „twarda”. Bezpośredni wpływ na nie ma okres drugi, w czasie którego następuje przeciętnie 70 — 80% wzrostu ciśnienia. Jednakże pośredni, lecz zasadniczy wpływ ma długość okresu pierwszego, a raczej ilość paliwa jaka dostaje się w tym czasie do komory spalania. Zmniejszenie tej ilości można osiągnąć różnymi sposobami a mianowicie przez:

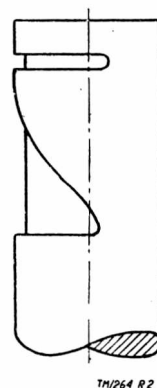
- zwiększenie intensywności zawirowania powietrza
- zwiększenie stopnia sprężania

*) Określenie to nie jest zupełnie ścisłe, gdyż przez szybkość spalania rozumiem tu nie szybkość rozchodzenia się frontu płomienia, lecz szybkość z jaką ubywa w komorze paliwo wskutek jego spalania.

- podgrzewanie zasysanego powietrza
- podwyższenie ciśnienia wtrysku
- zastosowanie paliwa o wyższej liczbie cetanowej
- zastosowanie specjalnie profilowanych krzywek pompy wtryskowej zmniejszających szybkość wtrysku paliwa w pierwszym okresie.

Wszystkie jednak te sposoby nie są pozbawione wad i dlatego żaden z nich nie uzyskał większego rozpowszechnienia.

W latach powojennych zastosowano z powodzeniem prosty sposób zmniejszenia wspomnianej ilości paliwa i złagodzenia tym samym pracy silnika. Polega on na wprowadzeniu tzw. dwufazowego wtrysku paliwa. W fazie pierwszej zostaje wtrysnięta do cylindra pewna niewielka ilość paliwa, po czym wtrysk ulega przerwaniu na okres wystarczający do podgrzania, odparowania i spalania pierwszej dawki paliwa. W fazie drugiej ma miejsce właściwy wtrysk paliwa, które zapala się z minimalnym opóźnieniem, gdyż napotyka w komorze spalania na powietrze o podniesionej znacznie temperaturze, silnie zawirowane wskutek spalania pierwszej dawki paliwa, w którym dopalają się jego cząsteczki.



Rys. 2. Schemat tłoczka pompy wtryskowej zapewniającego wtrysk dwufazowy

Wtrysk dwufazowy usiłowano uzyskać wieloma sposobami m. in. przez specjalne profilowanie krzywek pompy wtryskowej. Najlepsze jednak wyniki osiągnięto przez zastosowanie tłoczków pomp wtryskowych o kształcie pokazanym na rysunku 2. Działanie tego tłoczka jest tak proste, że nie wymaga wyjaśnień. Zastosowanie dwufazowego wtrysku paliwa pozwala na wykorzystanie wszystkich zalet silników wysokoprężnych o wtrysku bezpośrednim, z których najważniejszymi są: najmniejsze zużycie paliwa, największa moc jednostkowa (w porównaniu z innymi typami komór), przy łagodnym przebiegu krzywej $p = f(\alpha)$. Wg danych radzieckich (2) nie mniej niż 40% produkowanych po wojnie silników wysokoprężnych posiada wtrysk bezpośredni, odznaczając się przy tym minimalnym zużyciem paliwa g_e poniżej 175 g/KMgodz, wysokim średnim ciśnieniem efektywnym (P_e powyżej 7), dużą moc jednostkową (ok. 8 KM/dcm³ 1000 obr/min), a równocześnie niewielką szybkością narastania ciśnienia.

$$\frac{\Delta P}{\Delta \alpha} \approx 1 \text{ kg/}^\circ\text{cm}^2$$

Znaczna część wspomnianych silników posiada zastosowany dwufazowy wtrysk paliwa.

Na uwagę zasługuje tu jeszcze jeden fakt, że ze wszystkich systemów silników wtryskowych silnik z wtryskiem bezpośrednim najlepiej pracuje z doładowaniem, pozwalającym na dalsze zwiększenie jego mocy jednostkowej i ekonomiczności.

LITERATURA:

1. Briling, Wichert, Guterma. — „Bystrochnodnyje dizeli” — Maszgiz — 1951.
2. N. S. Chadin — „Razwitiie Konstrukciji awtomobilnyh dwigatieliej z wosplamienieniem ot zżatija”. — Maszgiz 1952.
3. N. Ch. Diaczenko „Awtotraktornyje dwigatieli z nadduwom” — Maszgiz — 1953.

Inż. mech. MIECZYŚLAW OLSZEWSKI

TECHNOLOGIA PRODUKCJI MIESZKÓW SPRĘŻYSTYCH DO TERMOSTATÓW

(dokończenie)

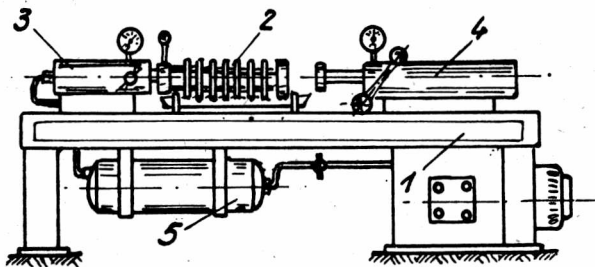
Maszyna do kształtowania fal (rys. 7) posiada długą ławę (1), na której znajdują się:

1) Po środku forma składająca się z dwudzielnych płytek, wewnątrz której kształtuje się mieszki.

2) Po lewej stronie cylinder (3) ze specjalnym króćcem umożliwiającym zakładanie i uszczelnianie otwartego końca tubki. Cylindrem tym doprowadza się do wnętrza tubki pod określonym ciśnieniem powietrze lub wodę (olej).

3) Po prawej stronie tłoczkarka hydrauliczna (4), przy pomocy której ściskamy tubkę w trakcie kształtowania fal.

4) Z tyłu za formą — urządzenie do mocowania płytek i ustalania między nimi odległości przed rozpoczęciem formowania fal.



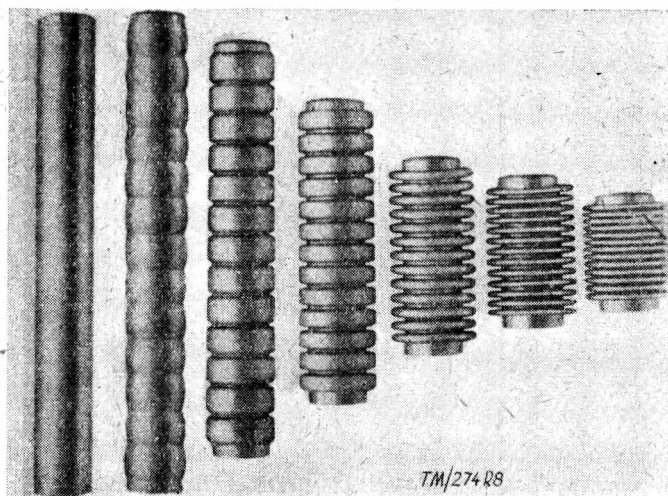
TM/274 P7

Rys. 7. Maszyna do formowania fal. 1 — ława, 2 — forma, 3 — cylinder z końcem do zakładania tubki. Przez cylinder ten doprowadza się wodę pod ciśnieniem do wnętrza tubki, 4 — tłoczkarka hydrauliczna do ściskania formy, 5 — zbiornik wyrównawczy.

Maszyna wyposażona jest ponadto w zbiornik (5), wyrównujący ciśnienie w całym urządzeniu. Między zbiornikiem a cylindrem 3 znajduje się specjalny zawór zamykający się w momencie pęknięcia rurki w trakcie formowania fal. Zabezpiecza to obsługę przed opryskaniem i zmniejsza straty cieczy.

Proces formowania ma następujący przebieg:

1. otwieramy płytki i rozsuwamy je;
2. wkładamy tubkę i uszczelniamy jej otwarty koniec;
3. zamykamy płytki i przy pomocy specjalnego elementu nastawczego podobnego do grzebienia ustalamy między nimi odległości;



Rys. 8. Tubki w poszczególnych stadiach hydraulicznego formowania fal.

4. dosuwamy nurnik tłoczkarki hydraulicznej do dna i wywołujemy wewnątrz niej ciśnienie;

5. wysuwamy element nastawczy i ściskamy tubkę wraz z płytkami;

6. usuwamy ciśnienie wewnętrzne, otwieramy zamki, rozchylamy płytki, cofamy nurniki tłoczkarki i wyjmujemy gotowy mieszek.

Wydajność tego rodzaju urządzenia wynosi ok. 200 mieszków na godzinę.

W ten sposób wykonujemy mieszki, w których wysokość fal jest $\leq \frac{1}{6} d$, przy wyższych falach proces formowania rozkładamy na dwie operacje — wstępną i końcową. Operacje te wykonuje się w dwóch różnych zestawach płytek formujących.

Celem usunięcia drobnych wad powierzchniowych pozostałych po procesie formowania stosuje się dodatkową obróbkę chemiczną, obejmującą:

- 1) trawienie w mieszaninie kwasów o składzie:

HNO_3 65% — 2 l

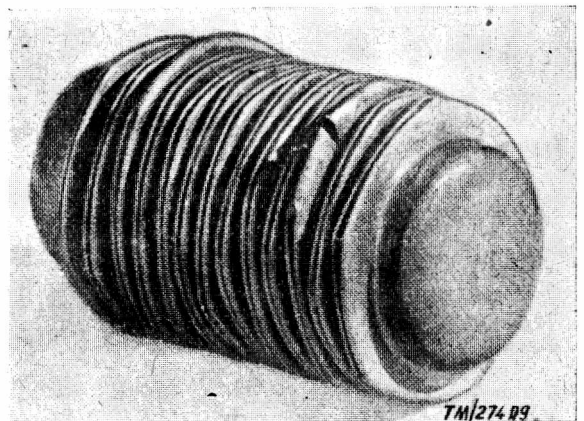
H_2SO_4 98% — 3,2 l

HCl 35% — 1,7 l

H_2O — 0,8 l

w czasie 3 ÷ 5 sek. Temperatura kąpeli 18°C.

- 2) płukanie w bieżącej wodzie;
- 3) suszenie w strumieniu ciepłego powietrza.



Rys. 9. Wybrak mieszka sprężystego powstały w procesie formowania fal.

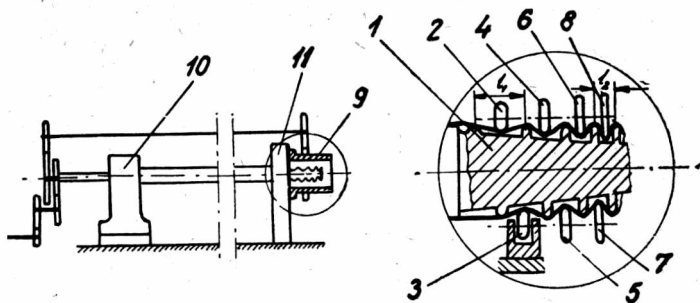
Na rys. 8 pokazano poszczególne stadia formowania mieszka.

Rys. 9 przedstawia typowy przykład wybraku mieszka powstałego w procesie formowania fal.

Tak uformowany mieszek nie wykazuje jeszcze dostatecznych własności sprężystych. Maksymalną sprężystość uzyskujemy dopiero po stłoczeniu mieszka aż do zetknięcia się fal na ręcznej prasce dźwigniowej lub śrubowej. Operację tę przeprowadzamy bez podwyższania wewnętrznego ciśnienia. Trwałe zachowanie pełnych własności sprężystych następuje po wyżarzeniu elementu w temp. 100°C w ciągu 7 godzin. Wielkość strzałki sprężystego napięcia zależy od ilości fal, od ich głębokości i szerokości.

Technologia produkcji elementu sprężystego typu b

Elementy sprężyste typu b (rys. 2) o śrubowej linii fal wykonuje się metodą mechaniczną przez wyoblanie. Pozwala ona otrzymać znacznie dłuższe niż w poprzedniej metodzie, obustron-



TM/274-010

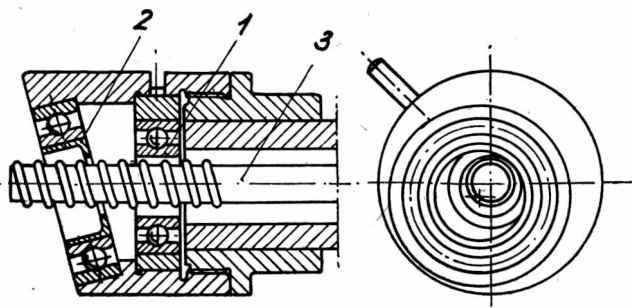
Rys. 10. Schemat urządzenia do produkcji rurek falistych metodą mechaniczną, w jednej operacji (dla średnic > 20 mm).

nie otwarte rurki faliste, które po pocięciu na odpowiednie odcinki i wmontowaniu w termostat, spełniają taką samą rolę jak mieszki sprężyste o falach równoległych. Materiałem wyjściowym jest tutaj niemal idealnie gładka, cienkościenna rurka. Ponieważ fale wyobla się do wewnątrz, średnica zewnętrzna rurki równa się średnicy zewnętrznej gotowego mieszka sprężystego. Na rys. 10 przedstawiono schemat przyrządu do formowania fal w jednej operacji. Wyoblanie odbywa się przy współpracy specjalnego ślimaka (1) z rolkami nastawczymi, 2—8 umocowanymi z obrotowej głowicy (9). Ślimak i głowica z rolkami na-

o małych średnicach tzn. poniżej 20 mm stosuje się odmienne urządzenie*). Fale formuje się w trzech operacjach, między którymi stosuje się żarzenie, trawienie, płukanie i suszenie.

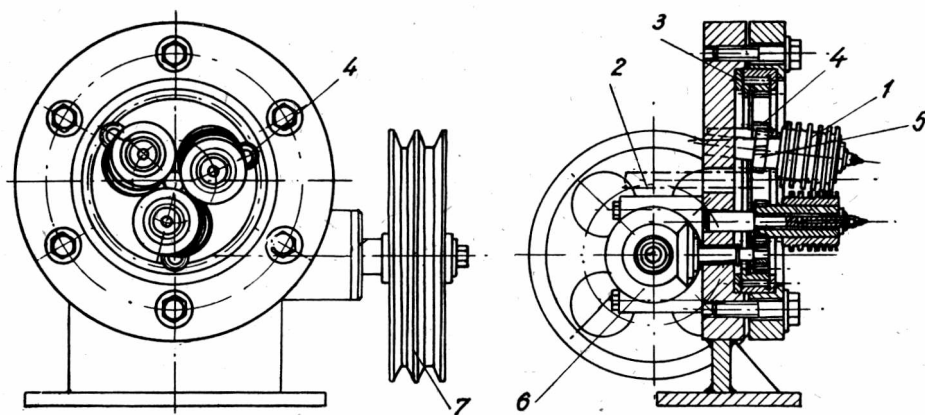
Na rys. 11 pokazano schematycznie przyrząd do operacji pierwszej. W przyrządzie tym fale formują się dzięki mimośrodowemu ułożeniu dwóch obracających się rolek, z których jedna (1) prowadzi wyoblana rurkę, druga (2) natomiast nachylona jest pod kątem do osi przyrządu. Gładka rurka nasadzona jest na trzpień (3) z naciętym gwintem płaskim o zaokrąglonych krawędziach. Po przesunięciu mimośrodu rolka profilująca przesuwa się do środka przyrządu. Położenie tej rolki przypada w środku bruzdy naciętej na trzpieniu. W trakcie wyoblania rurka obraca się i wkręca stopniowo w przyrząd. W ten sposób otrzymujemy rurkę o niskich falach rys. 13a, dostatecznie jednak sztywną do przeprowadzenia następnej operacji wykonanej przyrządem wg rys. 12. Zasadniczym elementem tego urządzenia są trzy rolki wyoblające (1), posiadające na swym obwodzie 10 żeberków równoległych do siebie. Grubość tych żeberków, jak również ich odległość stopniowo maleją w kierunku przesuwania się rurki w trakcie wyoblania.

Osie rolek wyoblających nastawione są pod kątem do osi przyrządu w taki sposób, że równoległe żeberka wyoblające mają pochylenie odpowiadające pochyleniu linii śrubowej fal na rurce wyoblanej.



TM/274-011

Rys. 11. Schemat przyrządu do pierwszej operacji wykonania rurek falistych metodą mechaniczną (dla średnic > 20 mm) 1 — tulejka prowadząca z mimośrodek, 2 — rolka, 3 — trzpień z gwintem.



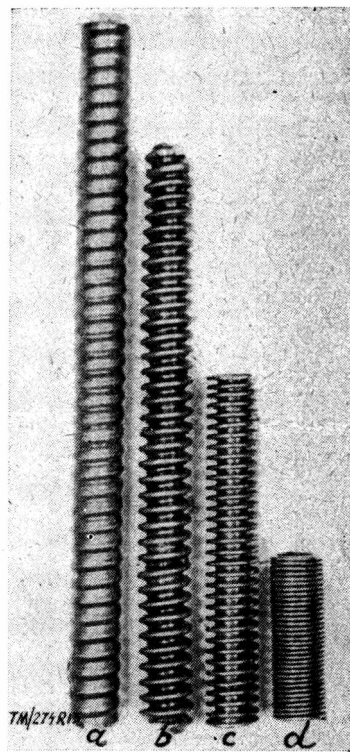
TM/274-012

Rys. 12. Schemat przyrządu do drugiej i trzeciej operacji wykonania rurek falistych metodą mechaniczną: 1 — rolka, 2 — wyoblana rurka, 3 — koło zębate u żeńbieniu wewnętrznym, 4 — koło zębate pośredniczące, 5 — koło zębate napędzające rolkę, 6 — przekładnia zębata stożkowa, 7 — koło pasowe.

pędzane są w tym samym kierunku. Gładka rurka, nasadzona na wałek ślimaka, jednym końcem umocowana jest w przesuwym wsporniku (10), drugim poprzez otwór w wsporniku (11) nasuwa się na ślimak. W trakcie obracania materiał rurki o długości l_1 wyobla się swobodnie ze ślimaka. Metoda ta znajduje praktyczne zastosowanie przy produkcji elementów sprężystych o większych średnicach i grubszych ściankach. Do elementów

Wszystkie rolki posiadają napęd w tym samym kierunku. W czasie wyoblania rurka bez trzpienia obraca się i wkręca w przyrząd, a głębokość fal rośnie.

Następną operację wyoblania przeprowadza się na tym samym przyrządzie po wymienieniu rolek, które teraz mają jeszcze



Rys. 13. Rurka w poszczególnych stadiach mechanicznego formowania fal. a — po pierwszej operacji, b — po drugiej operacji, c — po końcowej operacji formowania, d — element sprężysty słożony.

*) Proces ten, jak również urządzenie są pomysłem inż. Sobczyńskiego — pracownika Instytutu Obróbki Plastycznej.

cieńsze żeberka, rozmieszczone w mniejszej odległości. Zmniejsza się również kąt nachylenia osi rolek z 10^0 na 5^0 .

Otrzymaną w ten sposób rurkę, podobnie jak przy formowaniu metodą hydrauliczną, śtacza się na prasie, wyżarza i oczyszcza chemicznie powierzchnię dla nadania jej połysku i usunięcia drobnych wad.

Odbiór techniczny

Gotowe mieszki sprężyste powinny być poddane szczegółowemu odbiorowi technicznemu.

Każdy mieszek musi być zbadany:

1. na szczelność przy pomocy sprężonego powietrza. Dla pewniejszego zauważenia nawet najmniejszych nieszczelności element zanurza się w wodzie;
2. na zgodność wymiarów;
3. na wielkość ugięcia sprężyny w zależności od działającej siły osiowej.

Określoną liczbę mieszków z pewnej partii bada się na trwałość. Próby te przeprowadza się na specjalnej maszynie umożli-

wiającej zastosowanie obciążeń sciskająco-rozciągających z równoczesnym doprowadzeniem do wnętrza elementu wody pod ciśnieniem (0,1 — 0,3 atn). Obciążenia wywołane są mimośrodowo poruszonym silnikiem a ich ilość wykazuje licznik obrotów. Próba trwa aż do pęknięcia mieszka, wtedy bowiem automatycznie wyłącza się silnik.

LITERATURA

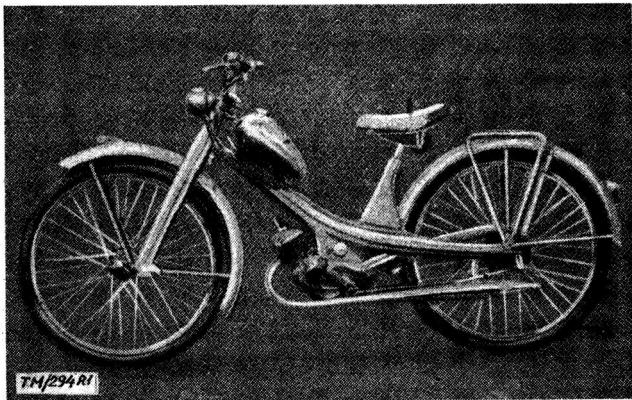
1. Sorokin — Technologie proizvodstva termostatow — Awtomobilnaja Promyslennost Nr 2. 1950 s. 21—23.
2. Maszynostrojnie T. 6 s. 504.
3. Maszynostrojnie T. 10 s. 171.
4. W. T. Mieszczerin — Listowaja szampowka Atlas s. 49.
5. Nahtlose metalische Federkörper V. D. J. 1935 s. 1175—76
6. Hydraulically Formed Seamless Metal Bellows. Methods employed for making Hydroflex Bellows at the Works of Drayton Regulator and Instrument Co. Machinery (London), t. 74 Nr 1893 luty 1949, s. 131—36.
7. D. Wendell Fentress — Stanilles Steel Tubing Iron Age t. 144, Nr 7, 1939. s. 46—48.
8. M. J. Sargeant M. A. Hans — Production Methods at a Modern Instrument Machinery Lloyd, Continental Edition T. 21. Nr 201. 1949, s. 91.
9. W. Dębski — Technologie produkcji elementów falistych — Przegląd Mechaniczny Nr 11. 1952 s. 472—475.

„MOPED“ NOWA ODMIANA MAŁEGO MOTOCYKLA

(Wg Kraftfahrzeugtechnik nr 4/1954)

„Moped“ jest nazwą, którą otrzymały pojazdy dwukołowe motorowe małej mocy — charakteryzujące się tym w stosunku do motocykli i motorowerów, że silnik mają wbudowany na stałe, ramę zaś mają specjalnie zaprojektowaną i posiadają pedały, które służą do nadania początkowej szybkości dla rozruchu silnika i przy pomocy których można wspomagać napęd silnikowy.

dla jazdy z szybkością ok. 15 km/h. Natomiast z silnikiem przyczepnym rower może rozwijać szybkość 30 — 40 km/h. Przy takich szybkościach na drogach o nawierzchni nierównej, rower podlega zbyt dużym wstrząsom niszczącym ramę, osie itd. Dołączając się do tego drgania pochodzące od silnika.

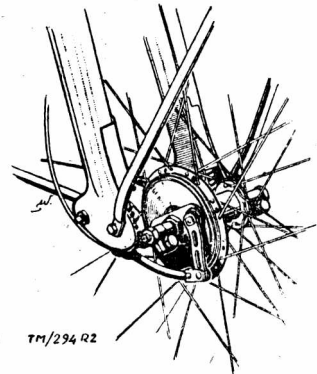


Rys. 1 — Nowoczesny „Moped“ — NSU Quickly z centralną belką ramy prasowaną z dwóch połówek.

Nazwa „Moped“ składa się z początkowych głosek słów: „Motorantrieb“ i „Pedalantrieb“ (po polsku napęd silnikowy i napęd pedałowy). Rozwiązania takie znane były już wprawdzie przed wojną, niedoprowadzono jednak konstrukcji tego typu pojazdów do wymaganego poziomu jakości i dopiero obecnie konstruktorzy zwłaszcza w Niemczech Zachodnich podjęli na nowo myśl udoskonalenia takiego pojazdu i zadanie to zostało rozwiązane z powodzeniem.

O zainteresowaniu jakie wzbudzały u użytkowników „Mopedy“ świadczy fakt, że w Niemczech Zach. już wiele firm produkuje typy „Mopedów“ o mocy od 1,0 do 1,6 KM przy 4.000 do 5.000 obr/min. Do powodzenia jakie zdobywają „Mopedy“ na rynku przyczyniło się między innymi to, że pokładane pierwotnie nadzieje na szeroki zbyt silników przyczepnych rowerowych w dużym stopniu zawiodły, a motocykle klasyczne nawet małej pojemności 100 do 125 cm³ wciąż jeszcze są za drogie dla najszerszych mas.

Ujemne strony silnikowego napędu roweru zaznaczyły się głównie w tym, że normalny rower zbudowany jest zasadniczo

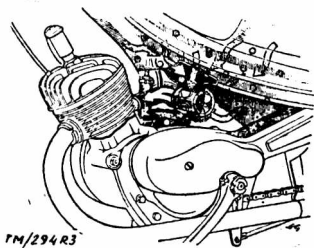


Rys. 2 — Przednie zawieszenia wahadłowe Mopedu NSU Quickly. Resorowanie przy pomocy sprężyny śrubowej ściskanej umieszczonej wewnątrz prasowanego blaszanego widelca. Widoczny przedni hamulec.

Obciążenie roweru jest ponadto zwiększone wskutek ciężaru silnika, dodatkowych mechanizmów i zbiornika z paliwem, które w sumie wynoszą ok. 7 kG. Normalne hamulce typu „Torpedo“ i hamulce klockowe stosowane na przednie koło, przy napędzie silnikowym okazują się również niewystarczające.

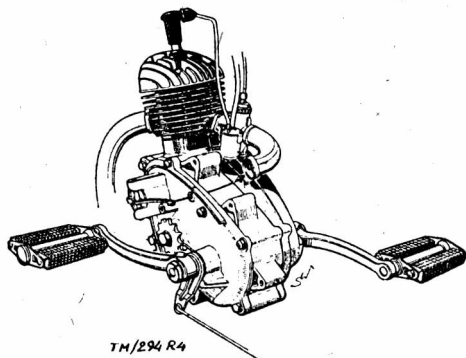
Rower przewidziany do napędu silnikowego winien posiadać wzmocnioną przede wszystkim ramę i osie, aby mógł bezpiecznie znosić większe naprężenia. „Mopedy“ mają specjalnie zaprojektowane odpowiednio wytrzymałe ramy, osie, hamulce, resorowanie itd. dla zwiększonego obciążenia, przyspieszeń i szybkości jazdy ok. 40 km/h. Zaletą „Mopedów“ jest to, że wg obowiązujących w Niemczech przepisów drogowych pojazdy nie zaliczają się do kategorii motocykli, jeżeli silnik ma pojemność do 50 cm³, ciężar własny bez paliwa nie przekracza 33 kG, średnica koła tylnego jest nie mniejsza niż 580 mm. Dla pojazdów o takiej charakterystyce nie jest wymagane pozwolenie nabycia, ani prawo jazdy i mogą one również jeździć po ścieżkach przeznaczonych wyłącznie dla rowerów. „Mopedy“ nie mogą jedynie jeździć na autostradach, gdzie wymagana jest szybkość minimum 40 km/h.

Ze względu na ich mały ciężar „Mopedy“ mogą być z łatwością wznoszone po schodach na wyższe piętra i przechowywane w mieszkaniu. Nie potrzebują bowiem jak motocykle garażu.



Rys. 3 — Powietrze zasysane jest przez silnik z wnętrza ramy przez filtr.

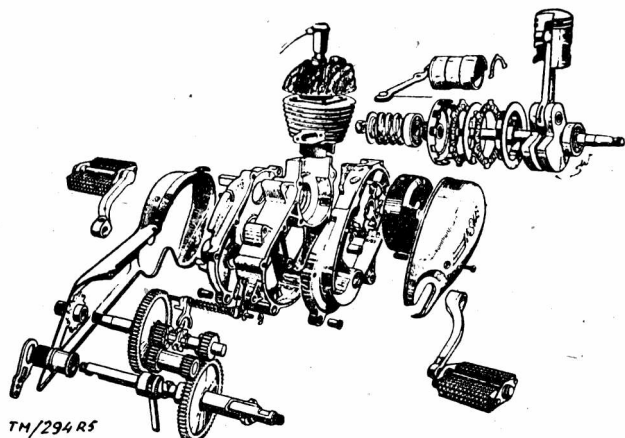
Największa ilość „Mopedów“ budowanych w Niemczech Zach. posiada silniki dwusuwowe Fichtel & Sachs i Jlo. Zużycie paliwa wynosi od 1,4 do 1,5 l/100 km. Najwięcej „Mopedów“ jest 1-biegowych, 6 zaś firm buduje 2-biegowe.



Rys. 4 — Zespół silnika — skrzynka biegów z pedałami.

Z dodatkowych zalet „Mopedów“ wymienić należy możliwość użycia pedałów dla doprowadzenia pojazdu do najbliższego celu oraz możliwość takiego rozwiązania ramy, aby pojazd był uniwersalny dla mężczyzn jak i dla kobiet.

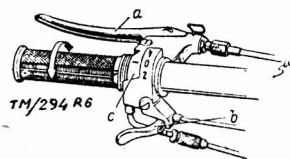
W jaki sposób przeniesiono doświadczenia w konstrukcji nowoczesnych motocykli na rozwiązanie „Mopeda“, może służyć przykład „Mopeda“ — Quickly produkcji NSU pokazanego na rys. 1. Podobnie jak w motocyklach produkcji NSU, charaktery-



Rys. 5 — Części mechanizmów zespołu silnika — skrzynka biegów.

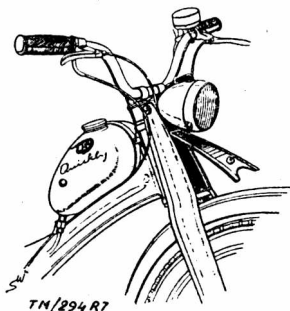
styczne dla ich budowy jest rozwiązanie ramy z centralną belką prasowaną z dwóch symetrycznych połówek, przednie zawieszenie wahadłowe z resorowaniem przy pomocy sprężyny śrubowej

ściskanej oraz zarys powietrza z wnętrza ramy wg systemu tzw. „uspokojonego powietrza“, przy którym do rozwiązania wydatnie zmniejszone jest zużycie się silnika.



Rys. 6 — Układ dźwigni na kierownicy:
a — dźwignia sprzęgła
b — dźwignia dekompresatora
c — chwyt pokrętny, zmiany biegów.

Przeniesienie mocy silnika na tylne koło odbywa się przez sprzęgło na wale korbowym, dwu-biegową skrzynkę biegów i łańcuch. Uruchamianie przekładni skrzynki biegów odbywa się przy pomocy lewej pokręconej rączki na kierownicy (rys. 6). Przy ruchu pedałów do tyłu, uruchamiany jest przy pomocy cięgła tylny hamulec szczękowy rozpierający. Pomieszczenie na narzędzia znajduje się nad przednim kołem w górnej części przedniego widelca, jak podano na rys. 7. Siodło typu wahadłowego resorowa-



Rys. 7 — Miejsce umieszczenia narzędzi wyposażenia wewnątrz górnej części widelca przedniego.

ne jest przy pomocy pierścienia gumowego. Dla ułatwienia wymiany kół przewidziane są oski wsuwane. Przy napędzie samego silnika (bez pedałowania) „Moped“ NSU — pokonuje wzniesienie do 18%.

Dane techniczne

Cykl pracy silnika	— dwusów
Ilość cylindrów	— 1
Skok	— 39 mm
Srednica cyl.	— 40 mm
Stos. skoku do sredn. cykl.	— 0,98
Obj. skokowa	— 49 cm ³
Stos. sprężenia	— 5,5 : 1
Moc	— 1,4 KM przy 5000 obr/min.
Micc — KM z 1 l. poj.	— 28,6
Zapłon	— iskrownik prądnicą
Frzełożenie	
1 bieg	— 1 : 30,06
2 „	— 1 : 15,99
Rozstaw kół	— 1.183 mm
Długość	— 1.895 mm
Szerokość (kierowca)	— 642 mm
Wysokość (regulowana)	— 960 mm
Wznios siodła (regul.)	— 780 mm
Najniższy punkt od drogi	— 125 mm
Ciężar własny	— 33 kg
Ogumienie	— 26 × 2,00
Zużycie paliwa na 100 km	— 1,3 l.
Pojemność zbiornika paliwa	— 3,05 l

I OGÓLNOKRAJOWA NARADA NORMALIZATORÓW

W czasie od 12 do 14 czerwca br. obradowała w Warszawie, zorganizowana przez Naczelną Organizację Techniczną przy współpracy z Polskim Komitetem Normalizacyjnym w uzgodnieniu z Państwową Komisją Planowania Gospodarczego i Polską Akademią Nauk — „I Ogólnokrajowa Narada Normalizatorów“.

Narada została poprzedzona szeroką akcją popularyzacyjno-dyskusyjną, celem zapoznania szerokiego ogółu świata technicznego z celami i zadaniami normalizacji, jak i zobrazowania uzyskanych osiągnięć w tym zakresie, odczuwanych niedostatków lub trudności, rzeczywistych potrzeb i hierarchii ich ważności oraz pilności.

Zorganizowanie w ramach Stowarzyszeń NOT wielu odczytów i zebrań dyskusyjnych pozwoliło na zebranie poważnego materiału informacyjnego, który został wykorzystany do opracowania referatów sekcyjnych poszczególnych branż.

Prace narady zostały podzielone na zebrania plenarne oraz obrady w 12 wyłonionych sekcjach, a mianowicie:

- Sekcja Przemysłu Maszynowego
- Sekcja Górnictwa
- Sekcja Hutnictwa
- Sekcja Transportu i Komunikacji
- Sekcja Przemysłu Chemicznego
- Sekcja Przemysłu Spożywczego
- Sekcja Budownictwa i Materiałów Budowlanych
- Sekcja Energetyki i Elektrotechniki
- Sekcja Zdrowia i Ochrony Pracy
- Sekcja Rolnictwa, Leśnictwa i Przemysłu Drzewnego
- Sekcja Przemysłu Włókienniczego
- Sekcja Dokumentacji

Po utworzeniu i zagajeniu Narady przez sekretarza generalnego NOT mgr inż. D. Gajewskiego, ukonstytuowaniu się Prezydium, przemówieniach powitalnych — z-ca przewodniczącego PKPG minister M. Lesz naświetlił ogólne cele i zadania stojące przed normalizacją oraz dokonał krytycznej oceny dotychczasowego jej postępu w oparciu o uchwały II Zjazdu Polskiej Zjednoczonej Partii Robotniczej. Min. M. Lesz wskazał na konieczność pełniejszego związania normalizacji z potrzebami gospodarki narodowej, a w szczególności opracowania i wprowadzenia nie-

zbędnych norm dotyczących rolnictwa i dziedzin związanych, produkcji artykułów powszechnego użycia, zagadnień odbudowy kosztów wytwarzania, krzewienia postępu technicznego.

Referaty mgr J. Zienkiewicza „Podstawy normalizacji“ oraz prof. mgr inż. J. Tymowskiego „Osiągnięcia i zadania normalizacji polskiej“ — wypełniły dalszy porządek dzienny pierwszego zebrania plenarnego.

Zebranie popołudniowe oraz zebranie poranne w drugim dniu obrad wypełniły prace w poszczególnych sekcjach, obejmujące referat branżowy oraz dyskusję szczegółową.

Drugi dzień obrad zamknęły — złożone w ramach obrad plenarnych — sprawozdania przewodniczących sekcji z przebiegu i wyniku zebrań sekcji oraz dyskusja ogólna.

Trzeci dzień Narady poświęcono w godzinach porannych na wycieczki do przedsiębiorstw, a w popołudniowych — na zebranie plenarne, na którym prezes PKN mgr inż. J. Wodzicki dokonał podsumowania przebiegu dyskusji ogólnej.

Prace Narady zakończono przyjęciem, zgłoszonych przez Komisję Wnioskową, tez i dezyderatów oraz podsumowaniem wyników obrad przez przewodniczącego Narady prof. mgr inż. J. Tymowskiego.

Duża ilość uczestników Narady, przekraczająca 1000 osób, a przede wszystkim nader ożywiona dyskusja, szczególnie w ramach prac sekcji, były dowodem dużego zainteresowania świata technicznego problemami normalizacyjnymi.

Zasadnicze problemy normalizacyjne w wyniku przeprowadzonej na Naradzie wszechstronnej analizy ujęte zostały w 24 ogólnych wnioskach i tezach plenum Narady, oraz ok. 280 wnioskach szczegółowych poszczególnych sekcji.

Zebrany materiał przyczyni się do właściwego ukształtowania kierunków i zakresu prac normalizacyjnych, usunięcia istniejących niedostatków i trudności, pełniejszego i bardziej użytecznego włączenia się normalizacji do realizacji zadań ogólnego rozwoju i postępu techniczno-gospodarczego oraz społeczno-politycznego.

Przewidywana publikacja referatów, powziętych uchwał, postawionych dezyderatów i tez — pozwoli na zapoznanie się szerokiego ogółu świata technicznego z przebiegiem i wynikami Narady.

U. S.

WARUNKI ZAMIESZCZENIA PRAC W CZASOPIŚMIE „TECHNIKA MOTORYZACYJNA“

1. Redakcja czasopisma „Technika Motoryzacyjna“ przyjmuje prace oryginalne nigdzie nie drukowane.
2. Artykuły powinny być napisane zwięźle i przyjrzyście. Układ tematyczny powinien być jasny, podzielony na logiczne ustępy i zakończony konkretnymi wnioskami, powiązanych z realnymi potrzebami przemysłu motoryzacyjnego oraz aktualnymi na danym etapie zagadnieniami gospodarczymi.
3. Redakcja zastrzega sobie prawo dokonywania wszelkich poprawek: językowych, składniowych itp., uzupełniania nadsyłanych prac, jednak bez naruszenia zasadniczych myśli autora. Maszynopis nie powinien zawierać więcej niż 15 stron.
4. Wszystkie prace powinny być pisane na maszynie, jednostronnie, na arkuszu znormalizowanym A4, z pozostawieniem po lewej stronie 5 cm marginesu oraz z podwójnym odstępem między wierszami dla umożliwienia dokonywania poprawek redakcyjnych. Liczba poprawek na jednej stronie nie może przekraczać pięciu. Wzory chemiczne i matematyczne muszą być podawane bez poprawek.
5. Wszelkie prace należy nadsyłać w dwóch egzemplarzach.
6. Przesyłane do umieszczenia wykresy, rysunki, mapy itp. należy wykonywać w jednym egzemplarzu w tuszu na papierze lub kalce kreślarskiej, w formacie nie większym niż 950 × 700 mm. Opisy i znakowanie ilustracji powinny być wykonane piśmem technicznym. Fotografie winny być wykonane na błyszczącym papierze, możliwie na jasnym tle.
7. Rysunków i fotografii nie należy zginać.
8. Rękopisy, rysunki i fotografie z prac wydrukowanych nie są zwracane autorom. Prace niewykorzystane przez redakcję mogą być zwrócone tylko po uprzednim zastrzeżeniu.
9. Redakcja nie przyjmuje zobowiązań co do terminu zamieszczania na łamach czasopisma prac zakwalifikowanych do druku.
10. Autorzy prac są odpowiedzialni za poglądy w nich wyrażone.

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

661* 629.113:621.921.8:620.178.16 F BKPMot
Hellinger K., Uetz H.: **Badania zużycia gumy.** „Verschleissuntersuchungen an Gummi”. VDI, Dusseldorf, tyg., Nr 2, stycz. 54, s. 43; 29 × 21 cm, 4,5 str., 12 rys., 8 wyk., 6 tabl., 8 poz. bibl.—

Omówienie doświadczeń przeprowadzonych nad określeniem stopnia ścieralności gumy. Urządzenia doświadczalne i warunki badań. Jednostki pomiaru wielkości zużycia. Uzyskane wyniki badań. Porównanie ścieralności gumy i innych materiałów.

K. POJAZDY MECHANICZNE

662* 629.114.5:p.629.115.6 K BKPMot
Autobus sześciokołowy z silnikiem pod podłogą. „Under floor-engined six wheelers”. Bus a. Coach, London, mies., t. 26, Nr 3, marz. 54, s. 85; 29 × 21 cm, 2 str., 2 fot.,

Zwięzły opis autobusu o 50 miejscach siedzących zamówionego przez Rhodesian Railways (Rodezyjskie linie kolejowe). Podwozie wykonane przez Motors Ltd — nadwozie przez Park Royal Vehicles. Rama z ceowników ze stali niklowej. Autobus posiada trzy osie. Zawieszenie na resorach półeliptycznych. Opony Michelin Metallic. Silnik i pięciobiegowa skrzynia biegów zamocowana oddzielnie. Silnik 112 KM przy 1700 obr/min. Nadwozie całkowicie metalowe wykonane ze stopów lekkich posiada dwa przedziały. Wzmianki o szczegółach konstrukcji.

663* 629.118.5/6 K BKPMot
Nowoczesny amerykański motocykl. „Antpodean Pipedream”. Mot. Cycle, London, tyg., t. 92, Nr 2654, luty 54, s. 192; 30 × 21 cm, 2 str., 2 fot., 1 rys.—

Opis budowy motocykla o oryginalnej konstrukcji zbudowanego przez motocyklistę J. Richardsa w Nowej Zelandii. Motocykl z silnikiem V o rozstawieniu 90° o pojemności skokowej 500 lub 650 cm³ ma częściowo samonośne nadwozie, które stanowi zbiornik paliwa połączony z tylnym błotnikiem, osłonami zbiornika oleju i skrzyni narzędziowej ukrytej pod siedzeniami. Osłony odwietrzne kolan, twarzy i częściowo rąk, dzięki obrzeżnemu profilowaniu lampy przedniej zwiększają wygodę jazdy.

664* 629.118.5/6:621.—122.1 K BKPMot
Dwucylindrowy Ariel Huntmaster 646 cm³. „The 646 c.c. Ariel Huntmaster Twin”. Mot. Cycle, London, tyg., t. 92, Nr 2651, stycz. 54, s. 100; 30 × 21 cm, 2 str., 3 fot., 1 tabl.—

Opis i wyniki prób drogowych nowego modelu motocykla f-my Ariel o dwucylindrowym pionowym, górnozaworowym silniku, o pojemności skokowej 646 cm³. Zawieszenie z przodu teleskopowe, z tyłu teleskopowe na wahaczu oba z tłumieniem hydraulicznym. Motocykl ma duży zapas mocy i szybkość 140 km/godz. Tablica z danymi technicznymi i fotografia motocykla.

665* 629.118.5/6:62 K BKPMot
Hopfinger K. B.: **Niemiecki przemysł motocyklowy.** „German motor cycle industry”. Mot. Cycle, London, tyg., t. 92, Nr 2654, luty 54, s. 186; 30 × 21 cm, 5 str., 5 fot., 6 rys.—

Wyprodukowanie w 1953 r. — 437,500 silników pojazdów dwukołowych, w tym 38000 motorowerów 72 modeli, 70000 skuterów 26 modeli i 331000 motocykli 116 modeli stawiają Niemcy Zach. w rzędzie produujących producentów w świecie. Cechy konstrukcji niemieckiej: prostota konstrukcji ze względów technologii produkcji i eksploatacji, ekonomia paliwa, przystosowanie motocykli do długich raidów. Krótkie opisy ciekawszych konstrukcji silników NSU 50 cm³, DKW 175 cm³ TWN 250 cm³. zilustrowane rozstrzelonymi rysunkami.

666* 629.118.5/6:621.432.4 K BKPMot
B. S. A. Bantam Major 148 cm³. „The 148 c.c. B. S. A. Bantam Major”. Mot. Cycle, London, tyg., t. 92, Nr 2556, marz. 54, s. 270; 30 × 21 cm, 2 str., 3 fot., 1 tabl.—

Wyniki prób drogowych nowego modelu motocykla BSA Bantam Major o dwusuwowym silniku o pojemności skokowej 148 cm³. Model różni się w stosunku do dawnego modelu BSA 123 cm³ powiększoną średnicą cylindra z 52 na 57 mm, wykazuje lepsze przyspieszenia i jazdę na niskich obrotach silnika. Tablica z danymi technicznymi i fotografie nowego modelu.

667* 629.118.5/6:621.432.4.001.4 K BKPMot
Skuter Zündapp Bella 148 cm³. „148 c.c. Zündapp Bella Scooter”. Mot. Cycle, London, tyg., t. 91, Nr 2649, stycz. 54, s. 36; 30 × 21 cm, 2 str., 5 fot., 1 tabl.—

Na przykładzie skutera Zündapp Bella o dwusuwowym silniku o pojemności 148 cm³ wykazano zalety skuterów. Podano wyniki prób drogowych, fotografie skutera oraz szczegóły budowy jak: dostępu do silnika i zbiornika paliwa i tablicę z danymi technicznymi. Charakterystyczne jest stosowanie 4-biegowej skrzynki biegów i pojedynczego amortyzatora hydraulicznego w resorowaniu tylnego koła.

L. SILNIKI POJAZDÓW MECHANICZNYCH, POKREWNE IM MECHANIZMY I ELEMENTY SKŁADOWE

668* 629.118.5/6:621.—121 L BKPMot
Baber A., Udall C.: **MSS Velocette 499 cm³ z górnym wałkiem rozrządu.** „The 499 c.c. high-camshaft MSS Velocette”. Mot. Cycle, London, tyg., t. 92, Nr 2656, marz. 54, s. 252; 30 × 21 cm, 5 str., 3 rys., 1 tabl.—

Wywiad z głównym konstruktorem f-my Velocette na temat konstrukcji górnozaworowego, jednocylindrowego silnika Velocette MSS o pojemności 499 cm³. Duży rysunek rozstrzelony silnika oraz rysunki ciekawie rozwiązane zespołu: popychacz — dźwignia zaworowa i montaż wałka biegu jałowego w kadłubie. Tablica z danymi technicznymi. Szerzej omówiono ulepszenia w układzie smarowania, ułożyskowanie wału korbowego na łożyskach stożkowych i komorę spalania.

669* 621.431.73—122 L BKPMot
Smith D. H.: **Silnik Gardner GLW.** „The GLW Gardner engine”. Bus a. Coach, London, mies., t. 26, Nr 1, stycz. 54, s. 29; 29 × 21 cm, 4 str., 8 rys., 1 wyk.—

Przeгляд konstrukcji silników typu Gardner GLW. Silniki tego typu poziome i pionowe cztero-, pięcio-, sześćo-cylindrowe składane z elementów dwu- i jednocylindrowych (blok i głowice). Zmiany konstrukcyjne przeprowadzone od chwili rozpoczęcia produkcji (22 lata). Szczegóły konstrukcji, skrzyni korbowej, wału korbowego, wałka rozrządu (krzywki nakładane i mocowane śrubami), komory spalania instalacji wtryskowej. Modyfikacja charakteru wtrysku paliwa. Charakterystyki silników (wykresy). Tablice zawierające przekrój silnika i konstrukcję niektórych części i zespołów.

670* 621.436—336(088.8) L BKPMot
Bieżące patenty. Wstawiane gniazda zaworów. „Current patent. Valve seat inserts”. Auto Engr., London, mies., t. 44, Nr 3, marz. 54, s. 128; 29 × 21 cm, 0,5 str., 1 rys.—

Opis ze szkicem konstrukcji gniazd zaworów w głowicy silników wysokoprężnych górnozaworowych. Konstrukcja daje możliwość powiększenia średnicy otworów ssących zaworowych i zbliżenia przestrzeni wodnej głowicy do gniazd zaworów. Patent Nr 700.846, Hercules Motor Corporation (USA).

671* 621.431.73:621.887—242 L BKPMot
Pierścień tłokowy złożony z dwu części. „Two-part oil control piston rings”. Oil Eng., London, mies., t. 21, Nr 247, stycz. 54, s. 336; 29 × 21 cm., 0,5 str., 1 rys.—

Wzmianka o ciekawym pomysle w zakresie pierścieni odoliwiających. Konstrukcja firmy Hepolite polega na stosowaniu w jednym rowku pierścieniowym dwóch specjalnego kształtu pierścieni, z których dolny zbiera zasadniczą warstwę oleju, zaś górny uszczelnia resztą oleju zapewniając film olejowy nie grubszy od luzu między tłokiem a cylindrem. Pierścienie te okazały się korzystne dla silników zużytych lub przy olejach rzadkich.

672* 629.114.6:621.431.73.004.18:658.561 L BKPMot
Citroen 2 CV. Część I. Krytyczny przegląd konstrukcji silnika. „The Citroen 2 CV. Part I. A critical erview of the engine design”. Auto Engr. London, mies., t. 44, Nr 3, marz. 54, s. 91; 29 × 21 cm, 7 str., 7 rys., 2 fot.—

Charakterystyka techniczna i opis ogólny samochodu Citroen 2 CV z dwucylindrowym silnikiem poziomym o pojemności 375 cm³ i mocy 9 KM przy 3500 obr/min. Zalety samochodu — małe wymiary i niska cena, małe zużycie paliwa i małe zużycie się cylindrów. Opis szczegółowy konstrukcji wału korbowego, korbowodu i tłoków, rozrządu, wału rozrządczego i zaworów, głowicy cylindrów i tulei cylindrowych, układu zasilania, przewodów wydechowych i smarowania z podaniem materiałów użytych do produkcji, metod produkcji i niektórych wymiarów.

673* 629.113:621.822.5 L BKPMot
Precyzyjne łożyska ślizgowe. Dwa typy do zastosowania gdzie wymagane nadzwyczaj dokładne promieniowe umiejscowienie wałów. „Precision plain bearings. Two units for application where extremely accurate radical location of the shaft is essential”. Auto Engr., London, mies., t. 4, Nr 3, marz. 54, s. 123; 29 × 21 cm, 1,5 str., 3 rys.—

Opis konstrukcji dwóch nowych typów łożysk ślizgowych wprowadzonych przez firmę Glacier Metal Co Ltd, do zastosowania w przypadkach gdzie wymagana jest duża sztywność i precyzyjne, promieniowe nastawienie wału. Jeden typ łożyska pod nazwą „Micro clearance“ jest ulepszeniem łożyska Mackensona. Panewka łożyska jest uzebrowana równolegle do osi łożyska, co powoduje ściślejsze przyleganie jej do wału korbowego w miejscach uzebrowania i luźniejsze w miejscach poza żebrami. Powoduje to lepsze rozprowadzenie smaru i zmniejsza nagrzewanie się łożyska. Zasada działania i zalety tego łożyska. Drugi typ łożyska pod nazwą „Film located“ dla większych obciążeń. Panewka łożyska ma spiralny przekrój otworu. Zasada działania i zalety tego typu łożyska.

M. MECHANIZMY PODWOZIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH

674* 629.113.012.3:629.113.012.857.4(088.8) M BKPMot
Bieżące patenty. Amortyzacja zawieszania kół. „Current patents. Damping wheel suspensions“. Auto Engr., London, mies., t. 44, Nr 3, marz. 54, s. 127; 29 × 21 cm, 0,5 str., 1 rys.—
Opis z rysunkiem konstrukcji amortyzatora do absorbowania poziomych impulsów w przednim niezależnym zawieszaniu kół za pomocą połączenia, w skład którego wchodzi element gumowy, pozostający pod wstępnym obciążeniem ścinającym. Patent Nr 700.840 Austin Motor Co Ltd.

675* 629.113.621—592(088.8) M BKPMot
Bieżące patenty. Hamulec tarczowy typu V. „Current patents. Vee type disc brake“. Auto Engr., London, mies., t. 44, Nr 3, marz. 54, s. 127; 29 × 21 cm, 0,5 str., 1 rys.—
Opis ze szkicem hamulca tarczowego z obrotową tarczą zamocowaną na obwodzie w kształt litery V i zaopatrzoną na skośnych bokach w poduszki tarczowe (szczęki), uruchamiane hydraulicznie przez pompę główną hamulca. Patent Nr 700.724 Girling Ltd.

676* 629.113.621—592.5:621.431.73.068.9 M BKPMot
Opis hamowania za pomocą wdechu spalin. „Exhaust brake demonstrated“. Bus a. Coach, London, mies., t. 26, Nr 1, stycz. 54, s. 35; 29 × 21 cm, 1 str., 1 rys.—
Krótki opis konstrukcji instalacji hamulcowej działającej za pomocą dławienia przepływu spalin w rurze wydechowej. Hamulce tego typu stosowane w autobusach przedsiębiorstwa Rhondda Transport Co Ltd i produkowane obecnie przez firmę Thomas Ash and Co. są szczególnie przydatne w miejscowościach górzyszych. Zalety hamowania oparte na powyższej zasadzie. Uwagi o pracy hamulców tego typu oparte na przeprowadzonych doświadczeniach i obserwacji ich pracy na autobusach.

677* 629.118.5/6:62 M BKPMot
Hopfinger K. B.: Niemiecki przemysł motocyklowy. „German motor cycle industry“. Mot. Cycle, London, tyg., t. 92, Nr 2655, luty 54, s. 220; 30 × 21 cm, 5 str., 4 fot., 8 rys.—
Druga część artykułu na temat niemieckiego przemysłu motocyklowego obejmuje opisy ciekawszych konstrukcji mechanizmów podwoziowych skrzynek biegów, ram, zawieszania kół, hamulców, tłumików szumu ssania i wdechu. Na uwagę zasługują: skrzynka biegów Zündapp Elastic o stałym ząbieniu wszystkich kół o biegach włączanych przez wybierak przesuwany wewnątrz drążonego wału głównego i skrzynki biegów oraz tłumik szumu ssania BMW 250 cm³.

N. MATERIAŁY EKSPLOATACYJNE

678* 621.431.73:p.629.113.056.3C.004.18 N BKPMot
Smith D. H.: Oszczędność paliwa. „Fractions of pence per mile“. Bus a. Coach, London, mies., t. 26, Nr 2, stycz. 54, s. 67; 29 × 21 cm, 2 str.—
Metody stosowane przez towarzystwo autobusowe Halifax Corporation zmierzające do drobnych oszczędności na paliwie. Rozważania nad stosowaniem mieszanki oleju gazowego z kreoizotem celem zmniejszenia kosztu paliwa. Wpływ mieszanek kreoizotowych na pracę silnika. Wpływ temperatury silnika na zużycie paliwa. Rozważania nad temperaturą oleju silnikowego pod kątem oszczędności paliwa.

T. TECHNOLOGIA I PRODUKCJA

679* 621.436—222.4:621.952.4 T BKPMot
Dokładna wiertarka do obróbki głowic cylindrowych silników Rolls — Royce. „Fine boring machine for Rolls — Royce cylin-

der heads“. Machinery, London, tyg., t. 84, Nr 2155, marz. 54, s. 493; 25 × 18 cm, 1,5 str., 1 fot., 1 rys.—
Krótki opis wiertarki poziomej produkcji John Lund, Ltd, używanej w Zakładach Rolls — Royce do obróbki otworów na gniazda zaworowe i prowadniki zaworów w głowicach silników wysokoprężnych. Obróbka wspomnianych otworów odbywa się w dwóch cyklach zautomatyzowanych. Zakładanie obrabianych głowic w uchwyt — ręczne.

680* 621.431.73:620.179 T BKPMot
Wick C. H.: Specjalny sprzęt do kontroli części o wąskich granicach tolerancji. „Highly — developed equipment for inspecting close-tolerance parts“. Machinery, London, tyg., t. 84, Nr 2153, luty 54, s. 397; 25 × 18 cm, 5 str., 9 fot.—
Aparaty do kontroli i sprawdzenia na nich części silnika De Soto Fire Dome V8 w zakładach De Soto Division of Chrysler Corporation. Aparat pneumatyczny do sprawdzania wymiaru cylindra oraz do kontroli stożka i owalizacji (jednocześnie w osmiu cylindrach bloku). Aparat do jednoczesnego sprawdzania średnic części pierścieniowej, części prowadzącej, otworu na sworzeń oraz szerokości rowków pierścieniowych tłoka. Sprawdzanie przy pomocy specjalnych aparatów o działaniu pneumatycznym i elektrycznym wałka rozrządu, otworów na wałek rozrządu oraz luzu pomiędzy zaworem wydechowym a prowadnikiem.

681* 621.436:621.882—232.1:621.9:658.561 T BKPMot
Wyrób śrub korbowodowych. „Making connecting-rod bolts“. Machinery, London, tyg., t. 84, Nr 2156, marz. 54, s. 545; 25 × 18 cm, 1,5 str., 2 fot., 1 rys.—
Opis obróbki śrub korbowodowych silników wysokoprężnych w zakładach Davey Paxman and Co. Toczenie łoża śruby na rewolwerówce, dalsze operacje toczenia na tokarce kopiującej H.E.B. typ OP 320. Gwintowanie na specjalnej gwinciarce Cridan typ B. Stosowane narzędzia, posuwy, szybkości skrawania — przebieg obróbki.

682* 629.113:621.643:658.561 T BKPMot
Produkcja przewodów rurowych do samochodów. „The production of pipe work for motor-vehicles“. Machinery, London, tyg., t. 84, Nr 2156, marz. 54, s. 539; 25 × 18 cm, 5 str., 7 fot.—
Omówienie kilku ciekawych metod postępowania oraz stosowanego sprzętu przy niektórych fragmentach produkcji przewodów rurowych do samochodów w zakładach Albion Motor Ltd. Metoda fotografowania rur wygiętych w kilku płaszczyznach z uwidocznieniem cienia rzuconego na płaszczyznę służącą za tło w zamian robienia rysunków w trzech rzutach. Specjalna automatyczna obcinarka do rur z uchwytem pneumatycznym. Urządzenie tłoczące do formowania zakończeń rur w miejscach złącz. Urządzenie do lutowania końcówek rur — palniki zasilane z miejskiej sieci gazowej.

683* 629.113.012.813:621.9.016:658.561 T BKPMot
Produkcja amortyzatorów do samochodów Vauxhall. „The production of shock absorbers for Vauxhall cars“. Machinery, London, mies., tyg., t. 84, Nr 2151, luty 54, s. 263; 25 × 18 cm, 8 str., 13 fot., 1 rys.—
Opis produkcji amortyzatorów do wozów typu Wyvern i Velox w zakładach Vauxhall Motors Ltd. Krótki opis konstrukcji omawianych amortyzatorów. Obróbka tłoków amortyzatorów na szlifierce bezkłowej oraz na wiertarkach wielowrzecionowych Archdale — mocowanie i automatyczne podawanie do kolejnych operacji. Kontrola wykonania tłoków za pomocą specjalnej aparatury pneumatycznej. Obróbka drążków amortyzatorów — elektryczne hartowanie powierzchniowe. Przeciąganie cylindrów amortyzatorów. Montaż spawanie na specjalnej maszynie. Kontrola ostateczna zmontowanych zespołów.

684* 629.114.2.01:621.9 T BKPMot
Obróbka części ciągnika rolniczego. „Machinig components for agricultural tractors“. Machinery, London, tyg., t. 84, Nr 2148, stycz. 54, s. 126; 25 × 18 cm, 3 str., 4 fot., 2 rys.—
Obróbka części ciągnika rolniczego w zakładach David Brown Tractors Ltd. Toczenie wałka skrzynki biegów na tokarce wielowrzecionowej Drummond Maximatic. Toczenie na rewolwerówce „Ward“ z jednego pręta: pierścienia na nakrętkę zabezpieczającą i krążka do dalszej obróbki na małe koło zębate z wystającą piastą. Frezowanie gwintów dźwigni kierowniczych na obrabiarce „Cornelis“. Wiercenie koła pasowego do napędu maszyn rolniczych na wielowrzecionowej wiertarce „Archdale“.

Niniejszy Przegląd Dokumentacyjny 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 dokumentację naukowo-techniczną, jak i oddzielne jej działy lub poszczególne zagadnienia i tematy techniczne. CIDNT wykonuje (za zwrotem kosztów) fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych zarówno Przeglądem Dokumentacyjnym, jak i kartami dokumentacyjnymi.



KOMUNIKAT W SPRAWIE URUCHOMIENIA STUDIÓW ZAOCZNYCH W WYŻSZYCH SZKOŁACH TECHNICZNYCH I REKRUTACJI NA I ROK TYCH STUDIÓW

Ogłoszona ostatnio uchwała Prezydium Rządu Nr 539/54 z dn. 2.VIII. br. postanawia uruchomienie w bieżącym roku szkolnym Studiów Zaocznych na odpowiednich wydziałach w wyższych szkołach technicznych dla kierunków: a) mechanicznego (budowa maszyn) i b) kolejnictwa (specjalności: pojazdy szynowe, drogowe, eksploatacji).

Celem w/w uchwały jest udostępnienie przodującym pracownikom uspołecznionych zakładów pracy (przede wszystkim racjonalizatorom, przodownikom pracy, aktywistom w pracy zawodowej i społecznej, majstrom i technikom) oraz pracownikom pedagogicznym szkolnictwa zawodowego — podniesienia swoich kwalifikacji zawodowych i uzyskania dyplomu inżyniera bez odrywania się od pracy zawodowej.

Studia Zaoczne przewidziane są dla kandydatów posiadających średnie wykształcenie w zakresie liceum technicznego lub szkoły ogólnokształcącej stopnia licealnego oraz mogących się wykazać co najmniej 1-roczną pracą zawodową odbytą w danym zakładzie pracy. Czas trwania studiów przewidziany jest na 5 lat.

Nowa uchwała umożliwi zdobycie tytułu inżyniera licznym rzeszom pracowników zakładów pracy odległych często o dziesiątki kilometrów od najbliższej Wieczorowej Szkoły Inżynierskiej, co dotychczas uniemożliwiało tym pracownikom uzyskanie tytułu inżyniera

Lokalizacja studiów zaocznych przy wyższych szkołach technicznych

Politechnika	Kierunek	Specjalność
Warszawska	Mechaniczny Kolejnictwo	Pojazdy szynowe, drogowe, eksploatacja
Śląska w Gliwicach	Mechaniczny	
Wrocławska	Mechaniczny Kolejnictwo	Drogowa
Krakowska	Mechaniczny Kolejnictwo	Pojazdy szynowe
Gdańska	Mechaniczny Kolejnictwo	Pojazdy szynowe, drogowe
Łódzka	Mechaniczny	
Szkoły inżynierskie w Poznaniu	Mechaniczny Kolejnictwo	Pojazdy szynowe
w Szczecinie	Mechaniczny	
w Częstochowie	Mechaniczny	

Uwaga: specjalność „pojazdy szynowe“ na kierunku „Kolejnictwo“ posiada wspólny program nauczania na pierwszych latach studiów z kierunkiem mechanicznym

Punkty konsultacyjne: uchwała Prezydium Rządu z dn. 2.VIII. br. przewiduje, że w ośrodkach przemysłowych, w których znajdzie się nie mniej niż 15 studentów Studiów Zaocznych — utworzone będą punkty konsultacyjne podległe właściwym wyższym szkołom technicznym, a organizowane przy współudziale terenowych stowarzyszeń naukowo-technicznych NOT.

Warszawa, dn. 26 sierpnia 1954 r.

Zasady rekrutacji kandydatów na I rok Studiów Zaocznych

Zgodnie z uchwałą Prezydium Rządu z dn. 19.VIII. br. kandydaci posiadający w/w wykształcenie średnie, mogą ubiegać się o przyjęcie na w/w studia, jeżeli:

- 1^o) uzyskają skierowanie zakładowej Komisji Rekrutacyjnej
- 2^o) nie przekroczyli 40 lat życia
- 3^o) złożą z wynikami pomyślnym egzamin wstępny.

Uwagi: a) W uzasadnionych przypadkach może być przyjęty na studia kandydat, który ukończył 40 lat.
b) Pierwszeństwo w przyjęciu na studia mają kandydaci wykazujący się dłuższą niż 1-roczną pracą zawodową w produkcji zgodną z obranym kierunkiem studiów

Procedura przy przeprowadzaniu doboru kandydatów

Zgodnie z uchwałą Prezydium Rządu przewidziana jest działalność 3 rodzajów Komisji Rekrutacyjnych:

- a) Zakładowe Komisje Rekrutacyjne dla przeprowadzania doboru kandydatów,
- b) Wydziałowe Komisje dla spraw rekrutacji, kwalifikujące kandydatów do egzaminu wstępnego oraz dokonujące doboru kandydatów na podstawie wyników egzaminu wstępnego oraz
- c) Uczelniane Komisje zatwierdzające listy kandydatów zakwalifikowanych przez Komisje Wydziałowe na I rok studiów

1) Zakładowe Komisje Rekrutacyjne

Zgodnie z uchwałą — do Komisji Rekrutacyjnej zakładu pracy wchodzi — obok kierownika zakładu, przedstawiciela P.O.P., ZMP również „przedstawiciel rady zakładowej będący jednocześnie przedstawicielem NOT“.

W związku z powyższym zarząd koła branżowego stowarzyszenia NOT wzgl. koła zakładowego NOT w porozumieniu z radą zakładową dokonuje wyboru przedstawiciela właściwej specjalności (mechanicznej wzgl. kolejowej) jako członka w/w komisji zakładowej. Do obowiązków przedstawiciela stowarzyszenia NOT w tej komisji, poza normalnymi obowiązkami regulaminowymi należy otoczenie stałą opieką zakwalifikowanych na studia kandydatów

Uwaga: formularze skierowań kandydatów — Zakładowe Komisje Rekrutacyjne — mają otrzymywać od najbliższych położonych wyższych szkół technicznych.

2) Wydziałowe Komisje

Zgodnie z uchwałą — w skład Komisji Wydziałowej — obok prodziekana Studium Zaocznego i przedstawiciela Zarządu Woj. Z.M.P. — wchodzi „przedstawiciel Zarządu Wojewódzkiego NOT“ W związku z powyższym Zarząd Oddziału Woj. NOT winien zwrócić się do zarządu miejscowego Oddziału SIMP wzgl. SITKomunikacji o wyznaczenie swego przedstawiciela do w/w Komisji po czym zgłosi go do właściwej uczelni.

(Prodziekan wzgl. kierownik Studiów Zaocznych).

Dla orientacji Kolegów podajemy następujące terminy przewidziane przez Ministerstwo Szkolnictwa Wyższego związane z uruchomieniem Studiów Zaocznych:

- a) okres rekrutacji kandydatów w zakładach pracy od 1.IX. do 30.IX. br.
- b) do dn. 9.X. br. powiadomienie kandydatów o dopuszczeniu do egzaminu wstępnego.
- c) okres sesji egzaminacyjnej od 16.X. — 21.X. br.
- d) ok. 25.X. br. rozpoczęcie nauki.

Jednocześnie komunikujemy, że rektoraty wyższych szkół technicznych otrzymały odpowiednie instrukcje Ministerstwa Szkolnictwa Wyższego dotyczące współpracy z placówkami NOT.

Sekretarz Generalny NOT
(inż. D. Gajewski)

Cena zł 6.—

NACZELNA ORGANIZACJA TECHNICZNA STOWARZYSZENIE INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH SIMP

Zarząd Główny SIMP, mając na względzie rolę Stowarzyszenia w popularyzacji wiedzy technicznej oraz w szerzeniu postępu technicznego w przemyśle metalowym, ogłasza

KONKURS OTWARTY na najlepszy odczyt Koła Zakładowego SIMP

WARUNKI KONKURSU

1. Uczestnictwo

W konkursie mogą brać udział wszyscy członkowie stowarzyszenia, należący do jednego z kół zakładowych SIMP.

2. Zasada konkursu

Uczestnictwo w konkursie polega na opracowaniu odczytu, wygłoszeniu go na zebraniu koła zakładowego SIMP, przeprowadzeniu i podsumowaniu dyskusji oraz złożeniu sprawozdania zawierającego wniosek z dyskusji do zarządu oddziału terenowego SIMP.

3. Temat odczytu konkursowego

Temat odczytu może być dowolny, powinien jednak dotyczyć zagadnienia związanego z produkcją zakładu, w którym pracuje lub z którym współpracuje uczestnik konkursu.

Odczyt powinien mieć przede wszystkim na względzie usprawnienie produkcji na jej wąskim odcinku, osiągnięcie wzrostu wydajności, obniżkę kosztów własnych lub polepszenie jakości wyrobu.

W szczególności odczyt może omawiać nowe metody technologiczne, nowe konstrukcje, zagadnienia mechanizacji czynności ręcznych, organizacji i bezpieczeństwa pracy, normalizacji, remontu i konserwacji maszyn, materiałów zastępczych oraz omawiać ważniejsze wnioski racjonalizatorskie i in.

Nie wymaga się, aby opracowywany temat był całkowicie nowy, konieczna jest jednak oryginalność jego ujęcia oraz dostosowanie do konkretnych warunków produkcyjnych danego zakładu, tak aby referat posiadał możliwie dużą wartość praktyczną.

4. Ujęcie i objętość pracy

Poziom odczytu powinien być dostępny dla wykwalifikowanych robotników.

Objętość pracy powinna zawierać się w granicach 15—20 stron maszynopisu (2000 znaków na stronie), tzn. aby czas trwania prelekcji nie przekraczał 60 minut.

Odczyt powinien być ilustrowany w miarę potrzeby prostymi rysunkami poglądowymi.

5. Termin i forma wygłoszenia odczytu

Termin przewidziany dla wygłoszenia odczytu konkursowego upływa z dniem 31. XII. 1954 r. Zebranie koła zakładowego, na którym ma być wygłoszony odczyt konkursowy organizuje i przygotowuje zarząd koła zakładowego SIMP w porozumieniu z dyrekcją zakładu i organizacjami politycznymi i społecznymi.

O terminie odczytu powinien być powiadomiony zarząd właściwego oddziału terenowego SIMP.

Protokół z odczytu sporządza zarząd koła zakładowego SIMP.

6. Termin i miejsce składania prac

Tekst odczytu wraz z rysunkami oraz protokół zebrania, zawierający wnioski z dyskusji i potwierdzony przez przewodniczącego koła zostanie przesłany do zarządu właściwego oddziału SIMP do dnia 10. I. 1955 r.

Zarządy oddziałów prześlą zbiorowo prace konkursowe do Zarządu Głównego SIMP w Warszawie ul. Czackiego 3/5 do dnia 20. I. 1955 r.

7. Sąd Konkursowy

Nadesłane prace zostaną rozpatrzone przez Sąd Konkursowy, w skład którego wejdą przedstawiciele Zarządu Głównego SIMP, Komisji Odczytowej SIMP oraz przedstawiciele zarządów oddziałów SIMP.

Sąd Konkursowy działać będzie na podstawie odrębnie opracowanego regulaminu.

8. Rozstrzygnięcie konkursu

Konkurs zostanie rozstrzygnięty do dnia 28. II. 1955 r. Lista nagrodzonych zostanie ogłoszona w czasopiśmie „Mechanik“.

9. Nagrody

Uczestnikom konkursu przyznane zostaną następujące nagrody:

I nagroda	— 1.500 zł
II „	— 1.000 „
III „	— 750 „
IV „	— 500 „
V „	— 250 „

oraz 10 wyróżnień w postaci bonów książkowych po 100 zł każdy.

Referentem odczytowym (przewodniczącym sekcji odczytowych) kół zakładowych SIMP, organizatorom nagrodzonych odczytów przyznane zostaną równolegle nagrody

I nagroda	— 500 zł
II „	— 400 „
III „	— 300 „
IV „	— 200 „
V „	— 100 „

Niezależnie od nagród, autorzy prac, które zakwalifikowane zostaną do dalszego wykorzystania w ramach akcji odczytowej, otrzymają honorarium autorskie wg stawek NOT.—