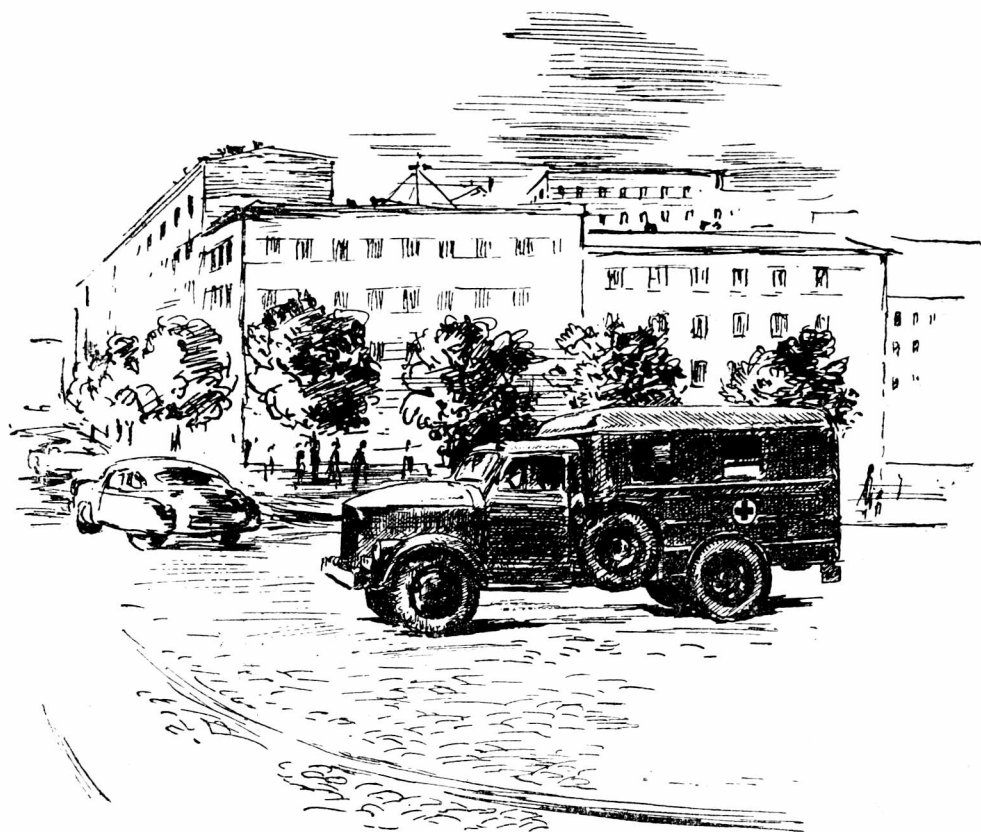


A 1301 II 63

technika **MOTORYZACYJNA**



NR 7 (41)
1955 R.



LIPIEC

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

TREŚĆ ZESZYTU

11 Rocznica Manifestu PKWN

Mgr inż. Eugeniusz Kamiński — Oszczędnościowe stale konstrukcyjne

Mgr inż. Mieczysław Reiman — Zagadnienia ciężaru silników samochodowych

Inż. mech. Tadeusz Niemczycki — Uwagi o gospodarce narzędziowej w wydziałach tłoczenia blach

L. Czajkowski — Magnezowe filtry olejowe silników spalinowych

L. Cz. — Polepszenie warunków docierania powierzchni roboczych i przedłużenie żywotności zaworu silnika i jego prowadnicy

T. W. — Nowoczesny dwuprzelotowy gaźnik Solex 32 Pałat

T. S. — Wytwarzanie powłok lakierowych przy udziale pola elektrostatycznego

W. K. — Nakrętka samohamowna obciążona równomiernie

J. I. — Wpływ wydechu spalin na moc silnika

Nowe koło SIMP w Oświęcimskich Zakładach Naprawy Samochodów

M. R. — Studia i projektowanie nowego samochodu

Książki nadesłane

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.

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 Centrala Kolportażu Prasy i Wydawnictw, W-wa, ul. Srebrna 12, po uprzednim wpłaceniu należności na PKO Nr 1-6-100.020.

Pojedyncze zeszyty „Techniki Motoryzacyjnej” można nabyć jedynie w Wydziale Zbytu Czasopism Technicznych NOT W-wa, Czackiego 3/5. Zakupu można dokonać osobiście względnie przesyłką pocztową po uprzednim wpłaceniu należności (za zeszyt i koszty przesyłki) na konto PKO W-wa, Nr 1-6-100.020, z wyszczególnieniem opłaconych zeszytów. Cena pojedynczego zeszytu zł 6.— porto zł 0,45.

SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

Redaktor Naczelny — inż. Ryszard Gdulewski

Sekretarz Redakcji — Krystyna Dargiel

Redaktor Techniczny — Mieczysław Dołowy

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

NOT — Naczelna Organizacja Techniczna, Warszawa 1955.
Nakł. 3.100 egz. Ark. druk. 4. Papier druk. sat. kl. V, 60 g, 86×122/16
Oddano do skład. 20.V.55. Podp. do druku 6.VII.55. Druk. uk. 11.VII.55.
Druk. im. Rewolucji Październikowej, W-wa. Zam. 640c/55. B-6-8339

TECHNIKA MOTORYZACYJNA

MIESIĘCZNIK

ROK V

LIPIEC 1955

ZESZYT 7

11 ROCZNICA MANIFESTU PKWN

Przed jedenastu laty, w okresie kiedy światem jeszcze wstrząsały nie spotykane w dziejach walki, kiedy zbrodniczy hitleryzm już osaczony ale jeszcze nie pobity groził światu zagładą, na pierwszym wyzwolonym skrawku polskiej ziemi, pierwsza polska władza ludowa — Polski Komitet Wyzwolenia Narodowego ogłosił w dniu 22 lipca Manifest. Dzień ten w Polsce Ludowej czcimy specjalnie uroczystości, gdyż stał się on punktem zwrotnym w naszych dziejach. Manifest Lipcowy bowiem jest programem przemian społecznych, programem budowy Polskiej Rzeczypospolitej Ludowej — państwa bez obszarników i kapitalistów.

Początkowo idee Manifestu Lipcowego mogły być realizowane tylko na wyzwolonym obszarze Polski, gdyż jeszcze prawie przez rok następny na pozostałych obszarach wyzwolęcza armia polska uformowana na gościnnej ziemi radzieckiej, wraz z armią radziecką, toczyły ciężkie boje z hitlerowskim okupantem. Prawie rok jeszcze na większości obszarów Polski nie tylko nie można było realizować wielkich idei Manifestu, ale w dalszym ciągu ginęli polscy obywatele masowo mordowani, a kraj był niszczonej przez okupanta z tym większą zaciętością i barbarzyństwem.

Po wyzwoleniu całego obszaru Polski w pierwszą rocznicę Manifestu sytuacja nasza była tragiczna. Kraj zniszczony wojną, zbiory w dużym stopniu zniszczone działaniami wojennymi, zwierzęta hodowlane wybite lub wywiezione, fabryki ewakuowane do Niemiec lub zniszczone, transport nie istniejący, mosty pozrywane, ludność wywieziona do Niemiec itd. W tej rozpaczliwej sytuacji mogliśmy uzyskać pomoc ze strony państw kapitalistycznych na warunkach stosowanych zawsze przez te państwa, to jest za cenę swej niezawisłości gospodarczej i politycznej, za cenę stania się państwem kolonialnym. Cena ta była nie do przyjęcia dla rzeczywistych gospodarzy kraju — robotników, chłopów i inteligencji pracującej. Wtedy to w kwietniu 1945 roku zawarto między Związkiem Radzieckim i Polską Rzeczpospolitą Ludową układ o przyjaźni, pomocy i współpracy. Układ ten stał się źródłem naszych osiągnięć i podstawą twórczej pracy narodu polskiego. Józef Stalin określił ten układ następującymi słowami: „Układ ten stanowi rękojmię niepodległości nowej, demokratycznej Polski, rękojmię jej potęgi, jej rozkwitu”. Słowa te w ciągu następnych dziesięciu lat w całej pełni zostały spełnione.

Dzięki bezinteresownej pomocy Związku Radzieckiego w pierwszych latach niepodległości otrzymywaliśmy pomoc w produktach spożywczych, w niezbędnych obrabiarkach i urządzeniach fabrycznych, w dokumentacji technicznej, pomocy doradców technicznych — wybitnych radzieckich specjalistów, w przeszkoleniu naszych fachowców w radzieckich fabrykach itd. Dzięki tej braterskiej pomocy skutki minionej wojny zlikwidowaliśmy znacznie szybciej, niżby to było możliwe w innej sytuacji. Podnieśliśmy z gruzów zniszczone miasta i wsie, odbudowaliśmy zniszczone fabryki i uruchomiliśmy

setki nowych fabryk produkujących przedmioty dotychczas w Polsce nie wykonywane, wybudowaliśmy i uruchomiliśmy tysiące nowych przedszkoli, szkół i wyższych uczelni, teatrów, kin, czytelni, domów kultury, świetlic; elektryfikujemy wsie, mechanizujemy pracę na roli, w górnictwie, budownictwie itd. Polska z kraju rolniczego i zacofanego stała się w ciągu minionego dziesięciolecia krajem przemysłowym.

W motoryzacji zrobiliśmy większe postępy niż w innych dziedzinach.

Uruchomiliśmy po raz pierwszy w Polsce w Zakładach Mechanicznych „Ursus” produkcję ciągników „Ursus” i wyprodukowaliśmy dla potrzeb rolnictwa i trakcji ponad trzydzieści tysięcy tych ciągników, a produkcja roczna ustaliła się na poziomie kilku tysięcy sztuk rocznie.

Również po raz pierwszy w Polsce uruchomiliśmy produkcję samochodów ciężarowych konstrukcji polskiej „Star 20” w Starachowicach. Fabryka ta wyprodukowała dotychczas około trzydziestu tysięcy tych wozów. Jesteśmy obecnie eksporterem tych samochodów za granicę i to do krajów, które dotychczas stanowiły rynek zbytu produkcji państw kapitalistycznych.

Budujemy w Lublinie fabrykę samochodów ciężarowych konstrukcji radzieckiej, opartą o dokumentację radziecką, wyposażoną w obrabiarki i urządzenia dostarczone ze Związku Radzieckiego. Uruchomiliśmy produkcję samochodów osobowych typu „Warszawa” w Fabryce Samochodów Osobowych według licencji radzieckiej. Fabryka ta jest wyposażona w najnowocześniejsze maszyny i urządzenia dostarczone ze Związku Radzieckiego, a kadra fachowców odbyła praktyki w fabryce samochodów w Gorki. Fabryka wyprodukowała kilka tysięcy samochodów na rynek krajowy i na eksport.

W ciągu dziesięciu lat powstał przemysł produkujący silniki spalinowe, motopompy, pompy, motocykle, przyczepy, naczepy samochodowe, samochody specjalne, jak przeciwpożarowe autobusy, rowery i tym podobny sprzęt.

Poza tym powstał przemysł pomocniczy dla przemysłu motoryzacyjnego produkujący elektryczny osprzęt samochodowy, ogumienie, lakiery, materiały obiciowe, części zamienne itd. W tym czasie powstała sieć zakładów napraw głównych samochodów i ciągników. Zakłady te, to nie małe, ciasne i brudne warsztaty spotykane w krajach kapitalistycznych, ale nowoczesne, widne i czyste fabryki stosujące nowoczesne metody pracy gwarantujące wysoką jakość napraw.

Powstała także sieć państwowych stacji obsługi samochodów. Stacje te wyposażone są w najnowocześniejsze urządzenia obsługowe o dużej przepustowości i dające obsługi na wysokim poziomie technicznym.

Osiągnąwszy pewien poziom techniczny postawiliśmy jako jedno z podstawowych zadań zagadnienie obniżki kosztów własnych. Do akcji tej włączyły się szerokie rzesze pracowników. W przemyśle motoryzacyjnym przez właściwą organiza-



cję, stosowanie nowoczesnych metod wytwarzania, upowszechnienie racjonalizacji pracowniczej już obecnie mamy do zadowolenia szereg osiągnięć.

Polska Rzeczpospolita Ludowa i kraje demokracji ludowej ze Związkiem Radzieckim na czele w ciągu minionych dziesięciu lat uprawiały pokojową politykę i pokojowy rozwój, dzięki czemu uzyskiwały wyniki tak wielkie, jakie nie są do osiągnięcia w innym ustroju i w innej sytuacji. Nic więc dziwnego, że zyskały sobie miano obozu pokoju.

Rzeczpospolita Ludowa i kraje demokracji ludowej przez te kraje budujące socjalizm stwarza mocne podstawy tych państw, a pokojowa współpraca gwarantuje niezależność gospodarczą i polityczną.

W przeciwieństwie do sytuacji krajów obozu pokoju, w krajach kapitalistycznych — w obozie wojny, kliki rządzące poszły na awanturę wojenną. Obóz wojny, pod dyktando i przy czynnym poparciu Stanów Zjednoczonych, w minionym dziesięcioleciu wywołał wojnę w Korei, usiłował wywołać ją w szeregu innych krajów, a obecnie usiłuje wskrzęsić militarystkę niemiecką podsycając nastroje odwetowe w kołach hitlerowskich niedobitków i pogrobowców.

W pierwszych miesiącach bieżącego roku Stany Zjednoczone zmontowały układ paryski skierowany swym ostrzem przeciwko obozowi pokoju i grożący światu nową wojną i użyciem broni termojądrowej. Układ ten jest porozumieniem, którego zadaniem jest zmontowanie międzynarodowej armii kapitalistycznej, z tym, że w armii tej poważny udział miałaby armia zachodnio-niemiecka z hitlerowskimi dowódcami na czele.

Zagrożone układem paryskim kraje demokracji ludowej wraz ze Związkiem Radzieckim zwołały do Warszawy konferencję, na której w dniu 14 maja br. podpisały Układ o przyjaźni,

współpracy i pomocy wzajemnej oraz powzięło decyzję o utworzeniu Zjednoczonych Sił Zbrojnych i Zjednoczonego Dowództwa. Tak więc na prowokacyjne układy paryskie i groźbę odrodzenia militarystki niemieckiej kraje demokracji ludowej i Związku Radzieckiego dały stanowczą odpowiedź. Delegat Chińskiej Republiki Ludowej występujący na konferencji w charakterze obserwatora zgłosił pełną solidarność swego sześćsetmilionowego narodu z pokojową polityką krajów zawierających układ.

Niezależnie od tego Związek Radziecki, konsekwentnie realizując politykę pokojową, zgłosił do Zgromadzenia Ogólnego Narodów Zjednoczonych konkretną propozycję planu redukcji zbrojeń i zakazu prób, produkcji i użycia broni masowej zagłady.

Pokojowe wysiłki Związku Radzieckiego zostały uwieńczone jeszcze jednym sukcesem. W dniu 15 maja br. przedstawiciele czterech mocarstw ZSRR, USA, Anglii i Francji podpisały traktat z Austrią przywracający republice austriackiej pełną niezależność polityczną. Układ ten jest przeciwieństwem układu paryskiego, który z Niemiec Zachodnich usiłuje stworzyć bazę wojenną podporządkowaną dowództwu wojskowemu Stanów Zjednoczonych, a ludność niemiecką traktującą jako mięso armatnie.

Wszystkie te osiągnięcia polityki obozu pokoju nie usypiają naszej czujności. Zdajemy sobie bowiem sprawę, że tylko dalszy rozwój przemysłu i podnoszenie całej gospodarki narodowej na coraz wyższy poziom jest rękojmią pokoju i że dzięki tym naszym wysiłkom po dziesięciu latach pokojowego rozwoju Polski Ludowej staliśmy się państwem przemysłowym i zyskaliśmy taką pozycję polityczną i gospodarczą niezawisłość, że wspólnie ze Związkiem Radzieckim i krajami demokracji ludowej stanowimy bazę światowego pokoju.

Mgr inż. EUGENIUSZ KAMIŃSKI

B. K. P. Mot.

OSZCZĘDNOŚCIOWE STALE KONSTRUKCYJNE

Po omówieniu rozwoju zastosowań stali zastępczych w przemyśle samochodowym w okresie II wojny światowej, autor analizuje wpływ składników stopowych na własności stali oraz podaje wytyczne i kryteria doboru i zamienności stali.

W dalszej części są omówione badania przeprowadzone przez BKP Mot. przy wprowadzaniu stali „oszczędnościowych” do samochodu Star-20, oraz podane są wnioski z nich wypływające.

Wstęp

Produkcja stopowych stali konstrukcyjnych utrzymuje się od dłuższego czasu na stałym poziomie i wynosi w skali światowej tylko około 5,5% ogólnej produkcji stali. Niemniej jednak stanowi ona dla hutnictwa poważny problem, zarówno ze względu na trudności technologiczne produkcji, jak i na konieczność użycia dużych ilości nie zawsze dostępnych składników stopowych. Występujące od dłuższego czasu trudności surowcowe w skali światowej zmusiły hutnictwo i użytkowników do produkcji i stosowania stali o coraz mniejszej zawartości składników stopowych trudno dostępnych, czyli tzw. stali „oszczędnościowych”. Na rozwój zastosowania tego typu stali wpłynęły również: ogólny postęp w dziedzinie metaloznawstwa, doskonalenie konstrukcji, wprowadzenie nowych metod technologicznych oraz konieczność obniżania kosztów produkcji. Szczególny wpływ na rozwój stali „oszczędnościowych” miały trudności surowcowe, występujące w czasie II wojny światowej, a głównie brak niklu, molibdenu i wanaadu. Przeprowadzone w tym okresie liczne badania pozwoliły na wyjaśnienie wielu zagadnień, związanych z wpływem składników stopowych na własności stali.

Wśród głównych ówczesnych producentów stali — ZSRR, USA i Niemiec — daje się zauważyć wspólną tendencję do zmniejszania zawartości niklu i molibdenu, a rozpowszechniania gatunków oszczędnościowych, opartych na łatwo dostępnych w danym kraju surowcach.

W USA w czasie wojny zużycie np. niklu zmniejszyło się prawie do połowy, przy nieznacznym zwiększeniu zużycia molibdenu. Wprowadzone w USA oszczędnościowe gatunki stali typu TS86 zastąpiły również i po wojnie większość stali wysokostopowych, stosowanych dawniej w przemyśle motoryzacyjnym. Skład chemiczny tych gatunków stali jest następujący (w %): C — 0,13 ÷ 0,65, Mn — 0,7 ÷ 1,0, Cr — 0,4 ÷ 0,6, Ni — 0,44 ÷ 0,7, Mo — 0,15 ÷ 0,25. Zastępują one stale typu 23xx (3,25 ÷ 3,75 Ni), 31xx (1,1 ÷ 1,4 Ni, 0,55 ÷ 0,75 Cr), 46xx (1,4 ÷ 2,0 Ni, 0,15 ÷ 0,30 Mo).

W Niemczech w czasie wojny wolno było stosować najwyżej stale typu Mn-Cr-V. Obecnie wrócono wprawdzie do stali Cr-Ni i Cr-Mo, ale o znacznie zmniejszonej zawartości niklu.

W Związku Radzieckim opracowano w tym okresie szeroko obecnie stosowane stale oparte na krajowych surowcach: Mn, Cr, Si, Ti. Stale te, poza gatunkami z dodatkiem tytanu, zo-

stały wprowadzone również i w Polsce, w nowo ustalonych normach stali konstrukcyjnych¹⁾.

Trudności surowcowe nie ominęły i Polski. W obecnej chwili musimy dążyć do maksymalnej oszczędności *Mo*, *Ni* i *V*, a bazować na stalach z dodatkiem *Si*, *Mn*, *Cr* i ewentualnie *W*. Rola przemysłu motoryzacyjnego w akcji oszczędnościowej jest szczególnie duża, ponieważ jest on jednym z najważniejszych odbiorców stopowych stali konstrukcyjnych. Warto nadmienić, że w skali światowej przemysł ten zużywał np. w 1950 r. ok. 70% ogólnej produkcji stali stopowych.

W artykule niniejszym omówione są niektóre podstawowe zagadnienia, które wyłoniły się w czasie prac związanych z wprowadzaniem stali oszczędnościowych w naszym przemyśle motoryzacyjnym, a mianowicie analiza celowości stosowania dodatków stopowych i możliwości wzajemnego ich zastępowania oraz przebieg prób, których przeprowadzenie uznano za konieczne.

Wpływ składników stopowych na własności stali.

Dodatki stopowe wpływają w istotny sposób na strukturę stali oraz jej własności fizyko-chemiczne, mechaniczne i inne. Niekiedy są one niezbędne dla przeprowadzenia pewnych zabiegów technologicznych (np. w stalach przeznaczonych do azotowania). Główny i bezpośredni wpływ wywierają składniki stopowe na zachowanie się stali konstrukcyjnej podczas obróbki cieplnej. Można to pokrótce przedstawić jak następuje:

1 — Chrom, molibden, wolfram, wanad i tytan silnie utrudniają rozrost ziarna przy nagrzewaniu. Węglik tych składników, nie rozpuszczone w austenicie, w sposób czysto mechaniczny nie dopuszczają do rozrostu ziarn austenitu. Dlatego stal zawierająca chociażby niedużą ilość nie rozpuszczających się węglików zachowuje drobnoziarnistą budowę. W stali zawierającej np. 0,1% *V* lub *Ti* tworzą się węgliki lub tlenki tych składników, nie rozpuszczające się do temperatury 1000—1100°. Do takiej temperatury nie obserwuje się też rozrostu ziarna w tych stalach. Wynikają stąd cenne wnioski praktyczne, ponieważ drobnoziarnista stal posiada wysokie własności wytrzymałościowe. Przy stalach odpornych na rozrost ziarna nie jest również konieczne np. podwójne hartowanie po nawęglaniu, co obok skrócenia czasu obróbki cieplnej daje dodatkową korzyść — zmniejszenie możliwości odkształceń przy hartowaniu.

2 — Składniki stopowe zapewniają możliwość osiągnięcia wysokich własności wytrzymałościowych stali ulepszonej cieplnie przy dowolnie dużych przekrojach. Przez dodawanie bowiem odpowiednich ilości składników stopowych zapewnia się przez hartowanie uzyskanie w przekrojach dowolnie dużych struktury martenzytycznej z pewną ilością troostytu. Osiągnięcie takiej struktury dla stali węglowej jest praktycznie niemożliwe, ponieważ jej krytyczna szybkość hartowania

TABLICA I

Znak stali	R_r min.	Q_r min.	a_5	U	$\frac{Q_r}{R_r} \cdot 100$
	kG/mm ²	kG/mm ²	%	kG/cm ²	%
15	37	22	—	—	60
45	65	39	—	—	60
15H	70	50	10	7	72
15HN	100	85	10	7	85
40H	100	80	9	6	80
40HNMA	100	85	12	10	85

jest zbyt wielka. Wiadomo jednocześnie, że jedynie struktura martenzytyczna zapewnia optymalne własności stali po jej odpuszczeniu, a mianowicie wysoką wytrzymałość doraźną przy dużym wydłużeniu i udarności oraz wysoki stosunek Q_r do R_r . Ilustruje to zestawienie kilku gatunków stali węglowej i stopowej, podane w tablicy I.

3 — Rodzaj i ilość składników stopowych mają decydujący wpływ na własności stali zahartowanej po jej odpuszczeniu. Ilustruje to tablica II, w której podano wyniki dla próbek trzech gatunków stali, odpuszczanych przy temp. 600 i 650°, przy czym wszystkie próbki były zahartowane na martenzyt. Jak widać, przy tych samych temperaturach odpuszczania uzyskuje się zupełnie różne wyniki dla każdego z gatunków stali. Tłumaczy się to tym, że każdy ze stosowanych składników ma inny wpływ na przebieg rekrytalizacji i wielkość rekrytalizującego się ziarna ferrytu (który jest osnową sorbitu) podczas odpuszczania.

TABLICA II

Skład chemiczny stali	Własność mech. po odpuszczeni. w temp.							
	600°				650°			
	R_r	a_5	c	U	R_r	a_5	c	U
	kG/mm ²	%	%	kG/mm ²	kG/mm ²	%	%	kG/cm ²
0,24% C, 1,4% Cr	75	19	70	16	68	23	72	19
0,28% C, 1,56% Cr 0,39% Mo	85	10	52	14	76	20	66	15
0,26% C, 1,07% Cr 0,20% V	113	13	53	6	99	10	59	12

4 — Stale zawierające *Mo* nie wykazują skłonności do kruchości odpuszczania, a stale zawierające *Ni* — wykazują ją w znikomym stopniu. Stąd też stale te nie są wrażliwe na odstepstwa od ustalonego procesu technologicznego. Natomiast stale oszczędnościowe, oparte na chromie, manganie i krzemie (np. stal 35HGS), wykazują kruchość odpuszczania. Zjawisko to nie jest jednak groźne tam, gdzie przepisy obróbki cieplnej są ściśle przestrzegane.

Obróbka cieplna stali stopowej pozwala na uzyskanie dużego zakresu własności wytrzymałościowych — tablica III. Stanowi to zasadniczą przewagę konstrukcyjnych stali stopowych nad węglowymi, w których nie można praktycznie przekroczyć wytrzymałości doraźnej $R_r = 70$ kG/mm² dla większych przekrojów.

TABLICA III

Rodzaj obróbki cieplnej	R_r	Q	a_5	U
	kG/mm ²	kG/mm ²	%	kG/cm ²
Ulepszenie	80—120	60—100	13—17	18—6
Hartowanie, odp. w temp. do 300°	140—200	130—170	6—13	8—2
Nawęglanie hart. (dla rdzenia)	75—115	55—80	10—15	12—7

Dodatki stopowe wywierają również bezpośredni wpływ i na inne własności stali, np. na kowalność i obrabialność, udarność (szczególnie w niskich temperaturach) lub odporność na zużycie. Nie wyjaśniony dostatecznie, ale prawdopodobny jest również bezpośredni wpływ dodatków stopowych na wytrzymałość zmęczeniową, wrażliwość na działanie karbu itp.

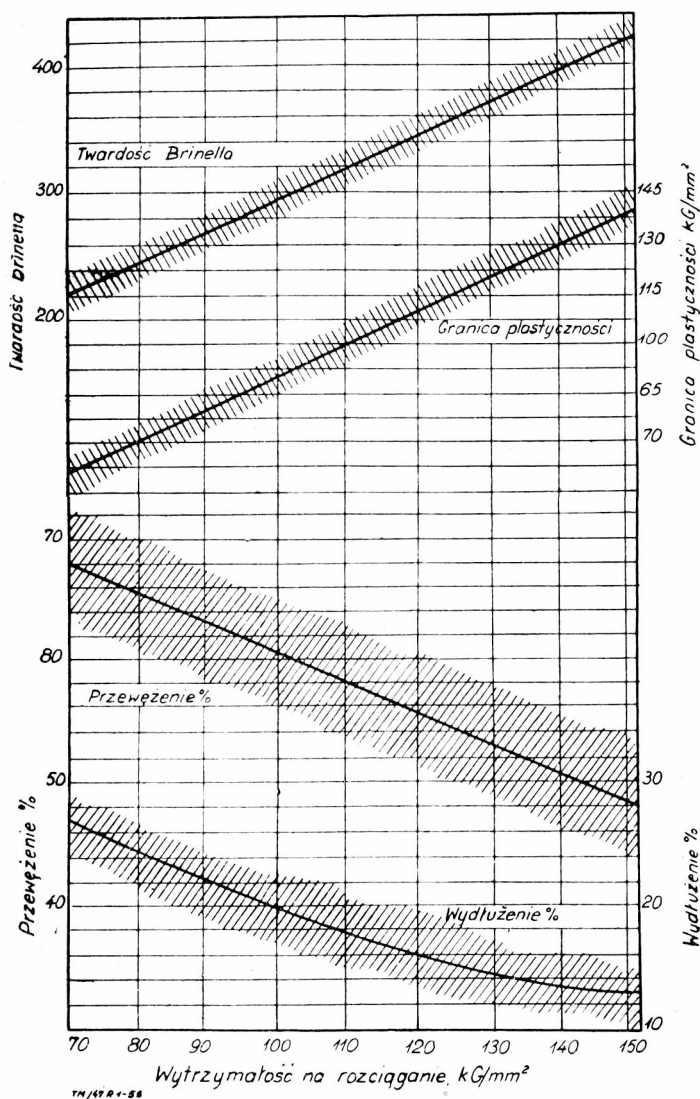
Dobór i zamienność stali

Dobór stali na projektowany element powinien opierać się na analizie naprężeń występujących w tym elemencie w czasie jego pracy. W zależności od rozkładu naprężeń należy sto-

¹⁾ Por. PN-53/H-84029 „Stale stopowe do nawęglania“, PN-53/H-84030 „Stale stopowe do ulepszania“.

sować stal o odpowiedniej hartowności, która zapewnia wymagane własności wytrzymałościowe na potrzebnej głębokości. Konstruktorzy nie zawsze biorą to pod uwagę i dlatego często niepotrzebnie żądają wysokiej wytrzymałości w całym przekroju elementu. Dotyczy to np. części pracujących na zginanie lub skręcanie, gdzie największe naprężenia przenoszą tylko włókna zewnętrzne.

Ilość i rodzaj składników stopowych odgrywa rolę zasadniczą tylko w stalach do nawęglania, natomiast w stalach do ulepszania, stanowi zagadnienie w zasadzie drugoplanowe. Stwierdzono bowiem, że stale wykazujące jednakową hartowność posiadają w pierwszym przybliżeniu i inne własności wytrzymałościowe takie same, niezależnie od ilości i rodzaju składników stopowych. Ilustruje to rys. 1. Wynika z niego, że stale o jednakowej hartowności mogą się wzajemnie zastępować w przypadku obciążeń stałych, a w pewnym przybliżeniu — i obciążeń zmiennych. Nie stanowi tu przeszkody np. duży rozrzut wydłużenia, ponieważ elementy konstrukcyjne pracują tylko w granicach odkształceń sprężystych.



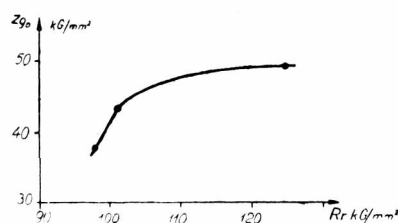
Rys. 1. Własności mechaniczne ulepszonych stali stopowych w zależności od wytrzymałości doraźnej R_r (wg ttona — Metals Handbook, 1948)

Zasada powyższa jest obecnie przyjęta przez konstruktorów ZSRR, USA, Anglii itd. W USA np. po ustaleniu rozkładu naprężeń, występujących w projektowanym elemencie, dobiera się stal posiadającą analogiczny rozkład twardości, określony metodą Jominy (hartowanie próbki od czoła). Nie bierze się natomiast pod uwagę innych własności wytrzymałościowych,

ponieważ zakłada się, że są one proporcjonalne do twardości (temperatury odpuszczania). Metoda ta pozwala na oszczędne gospodarowanie stalą stopową, bo spośród gatunków o zbliżonej hartowności można wybrać te, które w danej chwili są najmniej deficytowe.

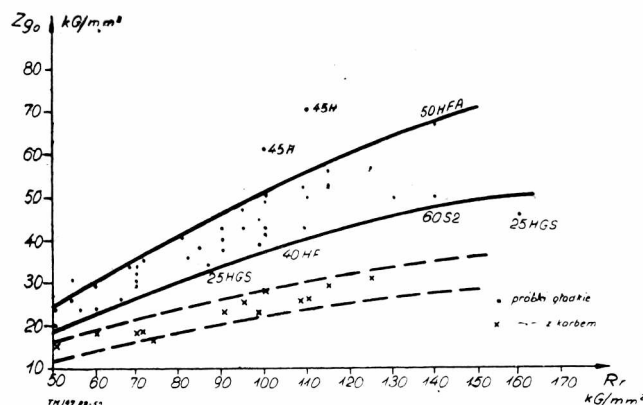
Z powyższego wynika, że nie powinno być zasadniczych trudności przy zastępowaniu wzajemnym stali do ulepszania. Potwierdziły to również wyniki prób w BKP Mot. W początkach jednakże przy przeprowadzaniu analizy tego zagadnienia były pewne wątpliwości. Stwierdzono bowiem, że nie jest dostatecznie jasny wpływ dodatków stopowych na wytrzymałość zmęczeniową stali. Większość autorów twierdzi, że wytrzymałość zmęczeniowa jest liniowo związana z doraźną wytrzymałością stali, przynajmniej w zakresie $R_r = 120$ — 140 kg/mm^2 . Stąd w pewnym przybliżeniu wpływ składników stopowych na wytrzymałość zmęczeniową można ocenić na podstawie wytrzymałości doraźnej, możliwej do osiągnięcia przez ich zastosowanie. Stwierdzenia takie budziły pewne wątpliwości, ponieważ:

a) wytrzymałości zmęczeniowej nie można dokładnie określić na podstawie któregośkolwiek ze wskaźników badań statycznych. Akademik Dawidenkow pisze w tej sprawie „...obecnie ostatecznie ustalono, że wytrzymałość zmęczeniowa każdego materiału jest wielkością charakterystyczną, która powinna być określona na podstawie badań zmęczeniowych i nie może być z góry obliczona na podstawie innych jego właściwości”²⁾. Istniejące wzory przybliżone powodują np.



Rys. 2. Wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie Z_{go} stali 30HF w zależności od R_r

błędy rzędu $\pm 15\%$ przy odnoszeniu wytrzymałości zmęczeniowej na rozciąganie-ściskanie Z_{rc} — do R_r . Pochodzi to stąd, że w istocie rzeczy dla wielu stali wytrzymałość zmęczeniowa nie wzrasta proporcjonalnie do wytrzymałości statycznej. Ilustruje to wykres (rys. 3) wykonany dla stali 30HF²⁾. Wiadomo np. również, że dla stali 25HGS o $R_r = 87 \text{ kg/mm}^2$ wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie obustronne Z_{go} wynosi 35 kg/mm^2 , a dla tej samej stali o $R_r = 160 \text{ kg/mm}^2$ Z_{go} wzrasta tylko do 45 kg/mm^2 ³⁾.



Rys. 3. Wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie Z_{go} dla 46 gatunków stali w stanie ulepszonym

²⁾ — N. W. Dawidenkow „Ustalost metallow” Izd. A. N. USSR Kiew. 1949.

³⁾ — Dane pobrane z Maszynostrojnia, tom. 3.

b) Z posiadanych danych wynikało, że istnieje bezpośredni wpływ składników stopowych na wytrzymałość zmęczeniową. Świadczy o tym chociażby rys. 3, ilustrujący Z_{g0} w stosunku do R_r dla 46 gatunków stali stopowej³⁾. Widać np. z tego wykresu, że dla dwóch innych gatunków stali — 45H i 40HF ulepszonych do $R_r = 100 \text{ kG/mm}^2$, stal 45H posiada wyższą wytrzymałość zmęczeniową od stali 40HF o $\frac{61,5 - 43}{43} \cdot 100 = 43\%$.

Podane przykłady odnoszą się do próbek gładkich polerowanych. Dla próbek z karbem wahania są mniejsze (rys. 3). Fakt ten stanowi argument na rzecz doboru stali na podstawie jej hartowności, ponieważ wszystkie elementy posiadają w praktyce jeśli nie makro- to mikrokarby.

Powyższe uwagi odnoszą się do stali przeznaczonych do ulepszania cieplnego. Dla stali przeznaczonych do nawęglania składniki stopowe mają decydujący wpływ na własności wytrzymałościowe rdzenia po nawęgleniu oraz wywierają wpływ na twardość warstwy powierzchniowej. Charakter obróbki cieplnej stosowanej przy nawęglaniu nie pozwala na regulowanie wytrzymałości rdzenia, np. przez odpuszczanie w odpowiednio dobranej temperaturze. Ostatnie hartowanie przeprowadza się z temperatury możliwie niskiej, bo w ten sposób nie dopuszcza się do pozostania w warstwie powierzchniowej szczątkowego austenitu i tym samym uzyskuje się maksymalną twardość. Temperatura ta jest niższa od tej, jaka byłaby potrzebna do zahartowania rdzenia. Z tego względu rdzeń hartuje się tylko częściowo i to w stopniu ściśle zależnym od składu chemicznego. Dlatego też przy doborze oszczędnościowych stali do nawęglania natrafia się na szczególne trudności, ponieważ dla wielu elementów wytrzymałość rdzenia ma pewną optymalną wielkość, którą można uzyskać tylko dla jednego gatunku stali. Takimi elementami są np. koła zębate skrzyni biegów i tylnego mostu. Niedostateczna hartowność użytej stali pociąga za sobą odkształcanie się zębów podczas pracy, a zbyt twarda hartowność może prowadzić do ich wykruszania.

Trudności te powodują, że stosuje się niekiedy koła zębate, wykonane ze stali węglowej gatunku 40 lub 45 albo ze stali chromowej 40H, wstępnie ulepszone cieplnie, a następnie powierzchniowo hartowane. Twardość warstwy powierzchniowej nie jest niższa niż uzyskiwana przy nawęglaniu.

Badania stali oszczędnościowych wprowadzanych do samochodu Star-20⁴⁾

W samochodzie Star-20 szeroko były stosowane dwa gatunki stali bogate w składniki stopowe, a mianowicie:

do ulepszania — stal niklowo-chromowo-molibdenowa gatunku 33HN3MA (dawne oznaczenie 124.3.30), zawierająca ok. 3% Ni, 1,2% Cr i 0,4% Mo; do nawęglania — stal niklowo-chromowa 12HN3A (dawne oznaczenie 12.3.15), zawierająca ok. 3,5% Ni i 1% Cr.

Łącznie na jeden samochód zużywano około 7 kG niklu i 1 kG molibdenu, czyli przeciętnie trzykrotnie więcej niż w samochodach podobnej wielkości produkcji zagranicznych (np. w samochodzie GAZ-51 zużycie niklu wynosi około 2,5 kG).

Wobec wzrastającego postępu technicznego w produkcji i powstających trudności materiałowych zaszła konieczność szerszego wprowadzania stali oszczędnościowych. Na tle analizy obciążeń i warunków pracy poszczególnych elementów wytypowano w porozumieniu z hutnictwem odpowiednie gatunki stali oszczędnościowych. Postanowiono niektóre z nich natychmiast wprowadzić do produkcji, a część dopiero po przeprowadzeniu odpowiednich prób wytrzymałościowo-zużycio-

TABLICA IV

Elementy Stale	Szczególnie odpowiedzialne	Odpowiedzialne	Podrzędne
ze zmniejszoną zaw. Ni i Mo	po próbach	bez prób	—
nie zawierające Ni i Mo	—	po próbach	bez prób

wych. Schemat tego podziału podaje tablica IV. Jak widać, próby objęły stale o mniejszej zawartości niklu na części szczególnie odpowiedzialne i stale bezniklowe na części odpowiedzialne.

Konieczność przeprowadzania prób wynikała z następujących powodów:

1. Stal do ulepszania — głównie 40H — nie była dotychczas produkowana; istniała obawa, że stal ta może wykazywać kruchość odpuszczania lub posiadać ukryte wady po obróbce cieplnej. Ponadto pewne obawy budziło również niezupełne jeszcze wyjaśnienie wpływu składników stopowych na wytrzymałość zmęczeniową.

2. Stale do nawęglania — poza wątpliwościami jw. istniała konieczność wyjaśnienia, czy wytrzymałość rdzenia uzyskiwana dla poszczególnych stali będzie wystarczająca i nie obniży trwałości elementów z nich wykonanych.

Należy podkreślić, że przewidziane wprowadzenie w pełnym zakresie stali oszczędnościowych do produkcji samochodu Star-20 powinno obniżyć zużycie niklu na jeden samochód z 7 do 2 kG, a molibdenu z 1 do 0,1 kG.

Stale oszczędnościowe, przewidziane do wprowadzenia do produkcji bez prób, bardzo dobrze zdały egzamin. Nie notuje się zbyt trudności technologicznych, ani pęknięć czy nadmiernego zużycia w eksploatacji. Potwierdza to tezę, że ilość i rodzaj składników stopowych nie stanowi bezpośrednio o wartości użytkowej stali.

Badania objęły natomiast ogółem 36 elementów samochodu Star-20. Wykaz niektórych ważniejszych elementów podaje tablica V. Głównym celem badań było porównanie trwałości elementów wykonanych ze stali oszczędnościowych w stosunku do dotychczasowych, i to zarówno pod względem wytrzymałości zmęczeniowej, jak i odporności na zużycie.

TABLICA V

Nazwa elementu	Materiał poprzedni	zawartość Ni %	Materiał zastępczy	zawartość Ni %
Półosie	33HN3MA	3,0 0,4 Mo	34HNM	1,0 0,2 Mo
Zwrotnice	33HN3MA	3,0	40H	0
Ramiona kierownicze	33HN3MA	3,0	40H	0
Koła zębate i wałki skrzyni biegów	12HN3A	3,0	15HGF	0
Sworzeń tłokowy	12HN3A	3,0	14HG	0
Sworzeń kulowy	12HN3A	3,0	15HN	1,0
Koło talerzowe, wałek atakujący	12HN3A	3,0	18H2N2	2,0

Cel ten określał jednocześnie i metody badań. Niektóre z elementów badano w eksploatacji i tu wyniki porównywano ze statystycznymi danymi dotychczasowych przebiegów i zużycie części wykonanych ze stali stopowych. Inne części badano na uniwersalnych maszynach zmęczeniowych i specjalnych

⁴⁾ Patrz art. mgr inż. Marian Kozłowski „Problem oszczędzania metali w przemyśle motoryzacyjnym”, Technika Motoryzacyjna nr 12/54.

stanowiskach badawczych, w warunkach możliwie dokładnie odtwarzających rzeczywiste warunki pracy w eksploatacji. W tym przypadku badano zarówno elementy wykonane ze stali dotychczas stosowanej, jak i oszczędnościowej.

Oczywiste jest, że wszystkie badane elementy szczegółowo sprawdzano pod względem: składu chemicznego, struktury, rozkładu twardości użytego materiału, jak i wymiarów oraz jakości powierzchni.

Badaniom eksploatacyjnym poddano tylko te elementy, dla których budowa stanowisk byłaby zbyt kosztowna lub wręcz niemożliwa. Dotyczyło to m. in. koła talerzowego, wałka atakującego, koronki i satelitu mechanizmu różnicowego, zaworów wydechowych itp. Badanie elementów w eksploatacji jest niewątpliwie bardzo wartościowe, bo pozwala sprawdzić ich wytrzymałość i zużywalność w normalnych warunkach pracy. Ma też jednak i zasadnicze wady, jak konieczność badania wielu elementów dla wyciągnięcia danych statystycznych, oraz wymaga długiego okresu prób.

Ponadto nie jest możliwe pełne wyeliminowanie wpływu przypadkowych przeciążeń, uderzeń itp., co może zniekształcić wyniki.

Badania stacyjne i laboratoryjne wad tych nie posiadają i dlatego zostały szeroko wykorzystane przy tych próbach.

Wytrzymałość zmęczeniową najszybciej można sprawdzić na uniwersalnych maszynach zmęczeniowych, o ile możliwe jest spełnienie następujących warunków:

1) element badany powinien być zamocowany przy pomocy specjalnego uchwytu, który by możliwie dokładnie odtwarzał istniejące zamocowanie na samochodzie;

2) kierunek i miejsce przykładanych sił zmiennych powinny być takie same, jak w eksploatacji;

3) powinna być znana wielkość i przebieg w czasie rzeczywistych sił, działających na element. Zakładając odpowiedni współczynnik bezpieczeństwa rzeczywistego (najczęściej 1,5) można ustalić wtedy zakres sił na maszynie zmęczeniowej;

4) powinna być określona ilość zmian obciążeń, jaką ma wytrzymać element bez zniszczenia. Żądanie nieograniczonej wytrzymałości (10^7 zmian obciążeń) jest mało ekonomiczne.

Spełnienie warunków 1 i 2 jest stosunkowo łatwe. Duże trudności wyłaniają się natomiast przy ustaleniu pozostałych punktów. I tak wielkość i charakter sił można dosyć dokładnie określić tylko dla niewielu części samochodowych, np. dla sworzni tłokowych lub śrób korbowodowych. Dla większości elementów, np. zwrotnic, wásów kierowniczych, półosi, wałów pędnych itp., wykonywane obliczenia obarczone są dużym błędem, zwłaszcza jeżeli chodzi o charakter sił, tj. ich zmienność w czasie. Dopiero od niedawna powstały możliwości określenia sił (naprężeń) przy pomocy elektrycznych tensometrów oporowych. Pewne trudności istnieją jednakże nawet wtedy, gdy są znane i wielkość i charakter sił. Po pierwsze należy ustalić, które z sił okresowo działających na element należy przyjąć za podstawę do ustalania sił na maszynie zmęczeniowej. Po drugie — maszyny zmęczeniowe pozwalają na przykładanie sił w sposób sinusoidalnie zmienny, nie istniejący w rzeczywistości. Trudności te dają się wprawdzie rozwiązać na drodze statystycznej analizy. Zagadnienie to wymagałoby jednak oddzielnego omówienia i dlatego tu zostanie pominięte.

Jeżeli chodzi o ilość zmian obciążeń, które powinien wytrzymać badany element bez zniszczenia, to w naszych warunkach przyjęto — na podstawie znanego wykresu Wöhlera — liczbę 10^7 . Uzyskuje się przez to pewność, że badany element praktycznie biorąc nie powinien nigdy pęknąć na skutek zmęczenia. Czas jednej próby do osiągnięcia 10^7 zmian obciążeń wynosił średnio około 10 dni.

Na maszynie zmęczeniowej „Losenhausen” o zakresie 5 ton

zbadano z pozytywnym wynikiem zwrotnice i wasy kierownicze z oszczędnościowej stali 40H, sworzni tłokowy ze stali 14HG oraz sworzni kulowy ze stali 15HN. Obserwacje tych elementów w eksploatacji potwierdziły całkowitą przydatność stali oszczędnościowych do zastosowania w produkcji.

Omówimy pokrótce przebieg i wyniki badań dwóch „trudniejszych” elementów — zwrotnic i wásów kierowniczych.

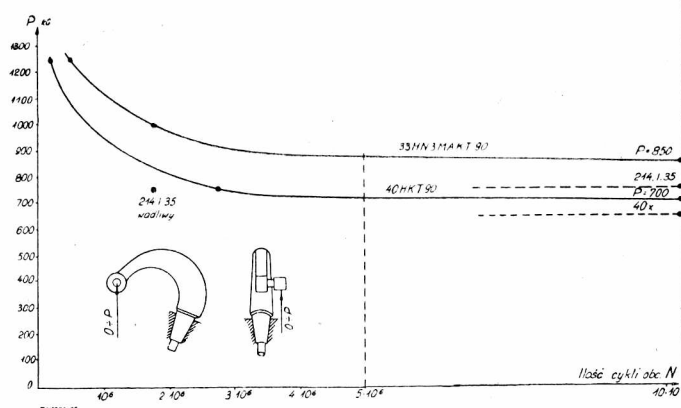
Konstruktorzy znali dokładnie tylko obciążenia statyczne, działające na zwrotnicę. W związku z tym przeprowadzone zostały badania nad ugięciem resorów w różnych warunkach jazdy przy użyciu wibrografu Geigera. Na podstawie analizy uzyskanych wykresów na taśmie wibrografu ustalono statystyczny rozkład dodatkowych obciążeń zwrotnicy, spowodowanych siłami bezwładności. W oparciu o te wyniki przyjęto warunki obciążenia na maszynie zmęczeniowej, przewyższające o 50% obciążenia występujące w czasie jazdy. Jeżeli obciążenie statyczne przyjmiemy jako + 1, to cykl obciążeń na maszynie zmęczeniowej wynosił od — 0,8 do + 3,65. W tych warunkach zbadano trzy zwrotnice w wykonaniu seryjnym. Wszystkie wytrzymały 10^7 zmian obciążeń bez uszkodzenia. Na tej podstawie materiał zastępczy zatwierdzono do produkcji.

Nieco odmienne było badanie wásów kierowniczych Star-20. Stanowią one obok zwrotnic jedne z najbardziej odpowiedzialnych części samochodowych, jednakże konstruktorzy nie są w stanie podać dokładnej charakterystyki ich obciążeń w czasie jazdy. Dlatego też próby zmęczeniowe prowadzone były w następującej kolejności:

1. Określono krzywe Wöhlera⁵⁾ dla wásów kierowniczych wykonanych ze stali dotychczas stosowanej i zastępczej — przy obciążeniach tętniących. Z porównania ich wynikało, że wasy stali zastępczej wytrzymują obciążenia o około 15% mniejsze (czyli w granicach normalnego rozrzutu, patrz rys. 3).

2. Z analizy otrzymywanych złomów oraz kształtu wásów wysnuto wniosek, że wytrzymałość zmęczeniowa wásów powinna wzrosnąć po usunięciu istniejącego karbu. Karb stanowiło tu ostre przejście między obrabianym stożkiem mocującym a powierzchnią surową odkuwki. Wszystkie badane wasy pękały właśnie na tym karbie (a — a, rys. 4).

Rys. 4. Krzywe Wöhlera dla wásów kierowniczych



3. Przeprowadzono ponownie próby zmęczeniowe wásów, w których usunięty został karb. Przejście między stożkiem a surową powierzchnią wykonano promieniem $r = 10$ mm. Próby te potwierdziły przewidywania: wytrzymałość wásów ze stali zastępczej w nowym wykonaniu dorównuje wytrzymałości wásów ze stali dotychczasowej — przy wykonaniu ramion z karbem. W oparciu o te wyniki materiał oszczędnościowy zatwierdzono do produkcji, pod warunkiem wprowadze-

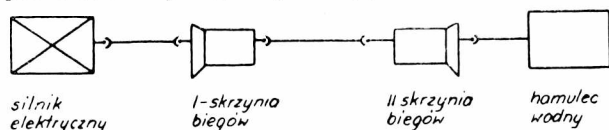
⁵⁾ Punkty wyznaczające tę krzywą określają ilość zmian obciążeń do chwili pęknięcia wasy, w zależności od wielkości tych obciążeń.

nia promienia na przejściu między stożkiem mocującym a powierzchnią surową.

Drugą grupę przeprowadzonych badań stanowią badania stacyjne, na stanowiskach specjalnie zaprojektowanych i wykonanych do przeprowadzania badań określonych zespołów.

Dla przykładu podamy zarys budowy stanowiska do badania przykładowych biegów Star-20. Stanowisko to zostało zbudowane w celu zbadania przydatności stali zastępczej 15HGF do produkcji wałków i kół zębatach, zamiast dotychczas stosowanej stali 12HN3A.

Miarą przydatności nowego materiału jest w tym przypadku zarówno wytrzymałość zmęczeniowa, jak i odporność na zużycie. Schemat stanowiska podaje rys. 5. Pierwsza skrzynia biegów posiadała wałki i koła wykonane ze stali dotychczas stosowanej, a druga ze stali zastępczych. Badane części przed próbą zostały pomierzone i zbadane, a mianowicie: sprawdzono wymiary, prawidłowość zarysów zębów, luzy międzyzębne, twardość powierzchni zębów itp. Cykl obciążeń ustalono na podstawie danych z eksploatacji.



TH-145 50

Rys. 5. Schemat stanowiska do badania skrzyni biegów

Próby na tym stanowisku pozwoliły ustalić porównawczo, czy elementy wykonane ze stali zastępczej dorównują, ewentualnie przewyższają trwałość tych samych elementów, wyprodukowanych ze stali dotychczas stosowanej.

Wnioski

Omówione tu zagadnienie stali oszczędnościowych oraz wy-

niki prac i problemy związane z ich wprowadzeniem wskazują, że:

1. — Można bez szkody dla trwałości pojazdu stosować do produkcji szeregu odpowiedzialnych części samochodu stale oszczędnościowe, nie zawierające zupełnie lub tylko w małych ilościach niklu i molibden, a w szczególności stale: do ulepszenia — chromową 40H, do nawęglania — stal chromowo-manganową 14HG i chromowo-niklową 15HN.

2. — Uzyskane doświadczenie potwierdza zasadę, że o wartości użytkowej stali do ulepszenia świadczy jej hartowność. Składniki stopowe grają rolę drugoplanową.

3. — Konieczne jest przeprowadzenie przez hutnictwo prób dla określenia wytrzymałości zmęczeniowej kilku powszechnie stosowanych stali konstrukcyjnych. Próby te powinny objąć ustalenie wytrzymałości zmęczeniowej w funkcji stanu obróbki cieplnej (wytrzymałości doraźnej) dla próbek gładkich i z karbem. Poza bezpośrednią wartością takich danych, przyczynią się one również do ostatecznego wyjaśnienia wpływu składników stopowych na wytrzymałość zmęczeniową.

4. — W dążeniu do zmniejszenia przekrojów elementów, celowe jest rozwijanie badań naprężeń dynamicznych za pomocą tensometrów oporowych oraz opracowanie metody analizowania wyników tak, aby można było je wprost wykorzystywać do badań zmęczeniowych, które stanowią najprostszą drogę do ustalenia przydatności elementu lub materiału do produkcji.

LITERATURA:

1. „Maszynostrojenie” — tom 3
2. W. A. Dieple — „Legirowannaja konstrukcionnaja stal”, Metalurgizdat, 1953
3. N. W. Dawidenkow — „Ustatost mietalłow”, Izd. A. N. USSR, Kiew, 1949
4. A. Krupkowski, F. Olszak, S. Przeglasiński — „Nowe metale oszczędnościowe w konstrukcji maszyn i urządzeń”, referat plenarny na konferencję „Oszczędność tworzyw w budowie maszyn i urządzeń”, Warszawa, listopad 1953

Mgr inż. MIECZYŚLAW REIMAN

ZAGADNIENIA CIĘŻARU SILNIKÓW SAMOCHODOWYCH

Podobnie jak dla każdej maszyny czy urządzenia wymagane silnikom samochodowym są natury eksploatacyjnej, konstrukcyjnej i technologicznej.

W rzędzie wymogów eksploatacyjnych należy wymienić przede wszystkim ekonomię paliwa, możliwość stosowania przy użytkowaniu szeroko używanych i dostępnych gatunków paliw i smarów, warunki chłodzenia, łatwość obsługi, niezawodność pracy i trwałość silnika, prostotę budowy warunkującą łatwość wykonywania napraw i czynności obsługowych, łatwy rozruch w zmiennych warunkach klimatycznych i atmosferycznych oraz łatwość garażowania lub przechowywania bezgarażowego w różnych warunkach użytkowania.

Do wymogów konstrukcyjnych należy przede wszystkim zaliczyć możliwie mały ciężar i wymiary gabarytowe dla wymaganej mocy silnika, jak najmniejszą ilość części przy możliwie prostej ich konstrukcji oraz możliwie wysoki współczynnik elastyczności silnika.

Technologiczne wymogi dotyczą zarówno produkcji części silnika, jak i zagadnienia możliwie szeroko stosowanej standaryzacji i unifikacji części — przede wszystkim części zamiennych wspólnych z innymi modelami silników, oraz łatwość montażu zespołów, ich regulacji, jak i oszczędność tworzywa — w tym metali kolorowych i deficytowych.

W jaki sposób wymogi te są bardziej lub mniej ważne dla silników różnego rodzaju, produkowanych w różnych ilościach, użytkowanych w różnych warunkach itp., o tym decyduje z góry założone przeznaczenie danego silnika i wówczas niektóre z tych wymogów są zasadnicze, inne drugorzędne.

Silniki samochodów osobowych średniej i tańszej grupy oraz lekkich samochodów ciężarowych winna cechować przede wszystkim prostota obsługi i napraw, oraz wszystkie warunki dotyczące technologiczności ich produkcji, a wynikające z wielkoseryjnego lub nawet masowego jej charakteru. Samochody osobowe grupy bardziej luksusowej musi przede wszystkim charakteryzować równomierna i cicha praca silnika, jego bezdymność, niezawodność i długowieczność, natomiast mniejsze znaczenie ma tu ekonomia paliwa oraz prostota obsługi, naprawy i technologii produkcji. Samochody ciężarowe dużej ładowności oraz ciągniki winna cechować na pierwszym planie wysoka ekonomia paliwa nie wyłączając możliwości łatwego stosowania paliw zastępczych oraz trwałość, niezawodna praca i łatwość obsługi silnika; autobusy zaś — również cichy bieg, bezdymność, konstrukcja silnika przystosowana do dobrego wykorzystania miejsca. W grupie samochodów przeznaczenia specjalnego, jak np. pojazdy przeciwpożarowe, sanitarne czy też sportowe lub wyścigowe, uwypuklają się inne czynniki jako zasadnicze, dla każdej jednak grupy obowiązującej praktyczna zasada, że im większa seria, tym większe są wymogi natury technologicznej. Przy produkcji masowej czynnik technologiczności jest decydujący z uwagi na stosowanie nowoczesnego oprzyrządowania, metod obróbki i montażu w danych warunkach produkcyjnych.

Dążeniem konstruktorów każdego silnika samochodowego, niezależnie od jego rodzaju i przeznaczenia, jest uzyskanie możliwie najmniejszego ciężaru. Bezsporną obecnie jeszcze przewagę silnika gaźnikowego 4-suwowego nad bardziej term-

dynamicznie lepszym, bardziej ekonomicznym paliwowo silnikiem wtryskowym 4- lub prostszym konstrukcyjnie 2-suwowym można właśnie przypisać lekkość jego konstrukcji, przez co znalazł on typowe zastosowanie w samochodach osobowych wszystkich rodzajów i samochodach ciężarowych małej i średniej nośności.

W celu wprowadzenia współczynnika ciężarowego, umożliwiającego porównywanie między sobą silników różnej wielkości, mocy i rodzaju wprowadzono znane pojęcia „ciężaru właściwego”, „ciężaru jednostkowego” i „mocy jednostkowej”, odniesionych do jednostki objętości skokowej jako sprawdzianu wielkości silnika lub jego mocy użytecznej. Jakkolwiek pojęcia te nie są jeszcze szeroko rozpowszechnione i usankcjonowane oficjalnymi normami językowymi¹⁾, oddają one w sposób jednoznaczny omawiane wskaźniki ciężarowe, są one też dlatego coraz chętniej przyjmowane w słownictwie technicznym międzynarodowym, a w szczególności w literaturze radzieckiej.

Ciężarem właściwym silnika określa się zwykle stosunek całkowitego ciężaru suchego silnika do jego objętości skokowej:

$$G_{1l} = \frac{G_{siln}}{V_{ss}} \text{ kG/l.}$$

Ciężar jednostkowy silnika wyraża ilość kG jego ciężaru, przypadającą na 1 KM użytecznej mocy:

$$G_{1KM} = \frac{G_{siln}}{N_e} \text{ kG/KM,}$$

zaś jego moc jednostkowa określa moc przypadającą na 1 l objętości skokowej:

$$N_{1l} = \frac{N_e}{V_{ss}} \text{ KM/l}$$

Zależy ona głównie od czynników decydujących o średnim ciśnieniu użytecznym p_e kG/cm² przy określonych obrotach n obr/min, gdyż

$$N_e = \frac{p_e \cdot n \cdot V_{ss}}{225 \cdot \tau} \text{ KM,}$$

gdzie τ wynosi 4 dla silników 4-suwowych, lub 2 dla silników 2-suwowych, ciężar właściwy zaś silnika charakteryzujący lekkość jego konstrukcji zależy w wysokim stopniu od stosunku skoku tłoka do średnicy cylindra jako dominującego parametru konstrukcyjnego, oraz doboru materiałów, jako-

ści wykonania, zapasu wytrzymałości części, sposobu chłodzenia, ilości i układu cylindrów, ciężaru koła zamachowego, sposobu umocowania silnika w ramie samochodu itp.

Silnik stanowi ok. 12 ÷ 15% całkowitego ciężaru samochodu osobowego, a do 10% ciężaru samochodu ciężarowego, zatem zmniejszenie ciężaru silnika będzie już wyraźnie uchwytne w zmniejszeniu całkowitego ciężaru samochodu i pozwoli poprawić jego wskaźniki eksploatacyjne, jak przede wszystkim ekonomię paliwa, własności dynamiczne pojazdu i jego zdolność ładunkową.

Załączona tablica I, podaje wskaźniki ciężarowe współczesnych silników samochodów radzieckich, według danych katalogowych. Z tablicy tej widać, że o ile ciężary jednostkowe silników samochodów osobowych oraz lekkich ciężarowych typu GAZ-51 — są niskie, to dla silników cięższych samochodów, a w szczególności wysokoprężnych JAZ są one wysokie. Tłumaczy to się przede wszystkim bardzo wysokim maksymalnym ciśnieniem zapłonu znacznie wyższym dla silników wtryskowych czyli z tzw. zapłonem samoczynnym w porównaniu z silnikami gaźnikowymi, mimo że użyteczne średnie ciśnienie obiegu termodynamicznego nie jest zazwyczaj wyższe.

Ciężar jednostkowy

$$G_{1KM} = \frac{G_{siln}}{N_e} = \frac{225 \cdot \tau \cdot G_{1l}}{p_e \cdot n}$$

wskazuje, gdzie szukać sposobów obniżenia go:

- w zmniejszeniu ciężaru właściwego G_{1l} (kG/l),
- w możliwie najwydatniejszym powiększeniu średniego ciśnienia użytecznego p_e (kG/cm²) oraz obrotów silnika n (obr/min).

Dla uzyskania możliwości obniżenia ciężaru silnika, konstruktora interesuje przede wszystkim analiza ciężaru poszczególnych zespołów silnika, jeśli już nie jego części. Według danych S. B. Czystozwonowa (NAMI) ujęte statystycznie dane te, wyrażone w procentach od całkowitego ciężaru silnika zawiera tablica II.

Łączny ciężar części odlewanych wynosi 60 ÷ 75% całkowitego ciężaru silnika, tu więc należy zwrócić szczególną uwagę konstruktorów. Obserwując nowsze rozwiązania konstruk-

TABLICA I

Silnik		MOC	Objętość skokowa	Ciężar suchy	Ciężar jednostkowy	Moc jednostkowa	Ciężar właściwy
		KM	l	kG	kG/KM	KM/kG	kG/l
wtryskowe	ciężarowe	JAZ — 206	165	6,98	960	5,80	23,6
		JAZ — 204	110	4,64	790	7,16	23,7
		ZIS — 5	73	5,55	410	5,62	13,2
		ZIS — 120	95	5,55	425	4,45	17,3
		GAZ — 51	72	3,48	255	3,55	20,7
	osobowe	ZIS — 110	140	6,00	418	3,00	23,4
		ZIM	95	3,48	260	2,74	27,3
		M — 20	52	2,12	195	3,75	24,6
		Moskwicz	26	1,07	136	5,20	24,1
							126,0

¹⁾ Wprowadzone przez autora pojęcie „mocy jednostkowej” zostało wg normy PN/S-0216 ustalone jako „pojemnościowy wskaźnik mocy” (przyp. aut.).

TABLICA II

Wyszczególnienie zespołu lub części silnika	Ciężar w % ciężaru silnika		
	Silniki gaźnikowe dolnozaworowe	Silniki gaźnikowe górnozaworowe	Silniki wtryskowe
kadłub silnika	30,0 ÷ 35,0	28,0 ÷ 32,0	30,0 ÷ 35,0
głowica cylindrów	7,0 ÷ 9,0	10,0 ÷ 15,0	9,0 — 15,0
tłoki i korbowody	5,0 ÷ 5,5	4,5 ÷ 5,0	4,5 ÷ 5,5
wał korbowy	9,0 ÷ 13,0	8,5 ÷ 12,5	9,0 ÷ 14,0
koło zamachowe	6,0 ÷ 9,5	6,0 ÷ 9,0	7,0 ÷ 12,0
układ rozrządu	3,5 ÷ 4,5	6,0 ÷ 7,5	3,5 ÷ 5,0
napęd wału rozrządu	0,5 ÷ 1,0	0,5 ÷ 1,0	0,5 ÷ 1,0
obudowa koła zamachowego i sprzęgła	4,0 ÷ 5,5	4,0 ÷ 5,5	3,5 ÷ 5,0
pokrywa napędu rozrządu	1,5 ÷ 2,0	1,0 ÷ 2,0	1,0 ÷ 2,0
pokrywa głowicy cylindrów	—	0,5 ÷ 1,0	0,5 ÷ 0,75
rura ssąco-wydechowa	5,5 ÷ 7,5	5,5 ÷ 7,0	4,0 ÷ 6,0
pompa wodna z wentylatorem	2,0 ÷ 3,0	2,0 ÷ 3,0	1,5 ÷ 2,5
pompa olejowa	0,8 ÷ 1,5	0,75 ÷ 1,5	0,75 ÷ 1,25
układ zasilania wraz z gaźnikiem lub pompą wtryskową	1,5 ÷ 3,0	1,5 ÷ 3,0	2,5 ÷ 5,0
osprzęt elektryczny kompletny	7,0 ÷ 11,0	7,0 ÷ 10,5	5,0 ÷ 10,0
filtry paliwa i smaru	1,0 ÷ 5,0	1,0 ÷ 4,5	1,0 ÷ 4,5

cyjne tych części silnika, stwierdza się wyraźną dążność do zamiany odlewów — wszędzie tam, gdzie jest to możliwe i technologicznie uzasadnione — na elementy wykonane ze stali bądź blachy, znacznie lżejsze od jednolitego odlewu najczęściej typu skrzynkowego (kadłuby, obudowy itp.), łączone spawaniem lub zgrzewaniem, tłoczone w całości lub w segmentach z blachy. Ważną sprawą jest tu oczywiście wspomniana technologiczność ich produkcji, zależna od wielkości serii oraz koszt danej części i jej pracochłonność, niezależnie od wymogów konstrukcyjnych. Istnieje też obecnie wyraźna dążność do zamieniania odlewów żeliwnych — odlewami z lekkiego stopu głównie na bazie glinu i to nie tylko tych części, których obciążenie cieplne zmusza do stosowania jako tworzywa — materiału będącego dobrym przewodnikiem ciepła (jak np. głowica cylindrów), lecz i takich części, jak różnego rodzaju obudowy, pokryw itp. Przy rozwiązywaniu zagadnienia ciężaru części przez zamianę materiału na lekki stop należy jednak nie zapominać o równie ważnym zagadnieniu oszczędności metali kolorowych z uwagi na czynniki ekonomiczne, specyficzne dla gospodarki surowcowej każdego kraju. Wydaje się jednak przede wszystkim bezwzględnie konieczne stosować stopy lekkie na głowice cylindrów, dzięki czemu, oprócz zmniejszenia ciężaru, osiągnie się możliwość stosowania wyższych stopni sprężania, silniki więc będą bardziej ekonomiczne paliwowo, dając tu wtórną korzyść oraz korzyść technologiczną — możliwość stosowania odlewów kokiłowych.

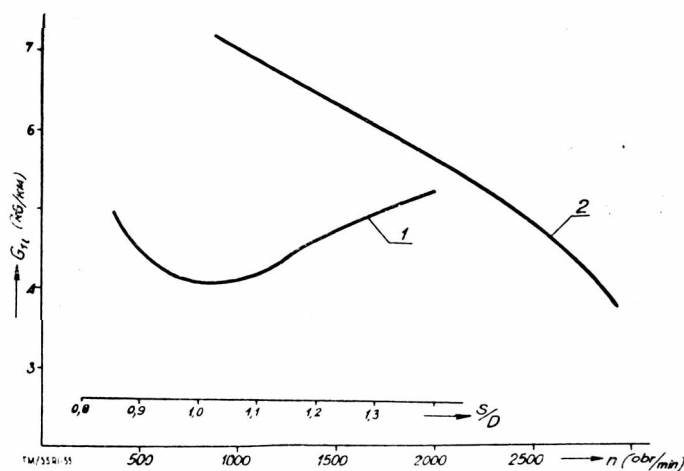
Należy też pamiętać, że zamiana żeliwa na odlew z lekkiego stopu sprowadza konieczność przekonstruowania kształtu danej części, ze względów wytrzymałościowych przewidując zebra, wzmocnienia itp. i tej sprawy nie można sprowadzać do łatwizny konstrukcyjnej, wyrażającej się np. powiększeniem grubości ścianek odlewu bez analizowania możliwości uzyskania żądanej sztywności i wytrzymałości konstrukcji drogą doboru najbardziej odpowiedniego kształtu. Jeśli wziąć pod uwagę argumenty natury wytrzymałościowej, materiałowej oraz korzystnych warunków chłodzenia, takie sposoby „przekonstruowywania” części bardzo często jeszcze obserwowane, są dla konstruktorów nieraz wręcz kompromitujące.

Wał korbowy silnika jest sam dla siebie wdzięcznym zagadnieniem konstrukcyjnym także i pod względem możliwości zmniejszenia jego ciężaru. Niezależnie od obliczeń teoretycznych, liczne poważne badania i próby pozwalają bardzo często ustalić praktycznie, że w niektórych silnikach zmniejszenie ciężaru wału korbowego nie wywarło żadnego ujemnego wpływu na charakter pracy silnika i jego trwałość, a pozwoliło zmniejszyć jego ciężar o 2 ÷ 3%. Nie można oczywiście dopuścić do nieprzemyślnych i zbyt pochopnie decydowanych zmian, co mogłoby doprowadzić do skutków niekorzystnych, wyrażających się nie tylko np. przedwczesnym zużyciem układu korbowego, zmniejszeniem równomierności pracy silnika itp., lecz nawet awariami silników na skutek drgań własnych układu korbowego w krytycznych warunkach pracy. Zachęcani wynikami praktycznymi, naukowcy w ostatnich latach poszli również w kierunku prac teoretyczno-badawczych. Ciekawe wyniki prac Djaczkowa w Instytucie Budowy Maszyn Akademii Nauk ZSRR pozwoliły stworzyć nowe metody obliczania dynamicznego wałów korbowych i metody te, zastosowane do istniejących silników dla sprawdzenia ich słuszności, pozwoliły w niektórych silnikach osiągnąć wyniki rewelacyjne: przez odpowiednie zmniejszenie wielkości i rozmieszczenie przeciwciezarów na wale korbowym uzyskano wielokrotne zmniejszenie obciążeń dynamicznych łożysk oraz wydadne zmniejszenie drgań układu korbowego.

Koło zamachowe silnika — przez odpowiednie ukształtowanie go — może być również poważnym źródłem zmniej-

szenia ciężaru silnika bez obniżenia skuteczności działania koła zamachowego jako zasobnika energii mechanicznej i czynnika stabilizującego obroty silnika, niezależnie od głównej korzyści wynikającej ze zwiększenia szybkobieżności silnika, (wówczas można jeszcze wydawniej zmniejszyć ciężar koła zamachowego).

Tych kilka przykładów nie wyczerpuje oczywiście zagadnienia; wystarczy wspomnieć tylko o problemie ciężaru osprzętu silnika i zespołów pomocniczych, których ilość stale wzrasta w ostatnich konstrukcjach oraz o ciężarze osprzętu elektrycznego, nie wyłączając prądnicy, rozrusznika i akumulatorów, których ciężar jest jeszcze ciągle bardzo duży. Niektóre typy silników posiadają osprzęt ten dobrany bardzo starannie i oszczędnie ciężarowo, podczas gdy inne silniki posiadają w stosunku do nich osprzęt cięższy rzędu dziesiątek kilogramów, co niczym nie może być usprawiedliwione. Dzieje się tak prawdopodobnie dlatego, że zespoły należące do osprzętu elektrycznego silnika są zazwyczaj opracowywane przez osobne grupy specjalistów, nie zawsze dość ściśle związanych z zasadniczą grupą konstruktorów silnika.

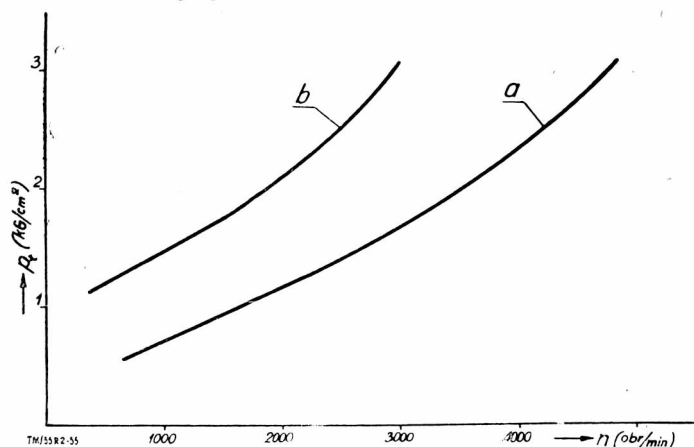


Rys. 1. Zależność ciężaru jednostkowego silników od stosunku S/D przy $n = \text{const.} = 2200 \text{ obr./min.}$ (krzywa 1) i od liczby obrotów nominalnych przy $S/D = \text{const.}$ (krzywa 2).

Jak już poprzednio wspomniano, stosunek skoku tłoka S do średnicy cylindra D jest jednym z dominujących czynników konstrukcyjnych, wpływających na ciężar silnika. Wpływ ten obrazuje zaczerpnięty z prac F. Simakowa w MWU im. Bauman'a wykres (rys. 1) dla silników samochodowych 6-cylindrowych, 4-suwowych z zapłonem samoczynnym (wysokoprężnych). Charakter tych krzywych próbowano analizować i sprowadzać do form algebraicznych, lecz różnice zdań badaczy są dotychczas bardzo duże. Mimo tego wszyscy oni zgodnie twierdzą, że wpływ S/D na charakterystykę ciężarową silnika jest tak znaczny, że jeśli pominie się ten czynnik, uzyska się nieprawidłowe dane dotyczące jednostkowego ciężaru silnika. Można łatwo ustalić, że zmniejszając skok tłoka S , zmniejsza się tym samym przy zachowaniu pozostałych parametrów silnika — ciężar całego silnika na skutek zmniejszenia wysokości kadłuba, lecz w ten sposób zmniejszony współczynnik S/D powoduje zmniejszenie pojemności skokowej silnika, a więc i jego mocy użytecznej; należy więc uzyskać rozsądny kompromis między tymi czynnikami, tak dobierając przy konstruowaniu silnika jego stosunek S/D , by uzyskać optymalne wartości zarówno dotyczące mocy jak i jego ciężaru. Niezwykle obszerna i wnikliwie prowadzona polemika autorytatywnych badaczy sama przez się stawia problem wpływu S/D na charakterystykę ciężarową silnika jako zagadnienie konstrukcyjne o decydującym znaczeniu dla rozwoju współczesnych silników samochodowych i lotniczych. Warto w tym miejscu przytoczyć przykład, obrazu-

jący znany konserwatyzm konstruktorów angielskich, wynikający ze specyficznych tam istniejących warunków, opartych na przestarzałych stosunkach społecznych. Obowiązujący od kilkadziesiąt lat system wyznaczania podatków od użytkowanych pojazdów mechanicznych, bazujący na średnicy cylindra (a nie na pojemności skokowej silnika — jak w całym świecie), zmusza konstruktorów do nie uzasadnionego żadanymi względami konstrukcyjnymi budowania silników o nadmiernie wysokim skoku S , aby uzyskać średnicę D jak najniższą, nie zmniejszając pojemności skokowej silnika, decydującej o jego mocy. Wynikające stąd bardzo duże średnie prędkości

ruchu tłoka $C_{sr} = \frac{S \cdot n}{30}$, oraz wysokie prędkości przepływu mieszanki przez gniazda zaworowe, wydatnie obniżają trwałość i ekonomię paliwową tych silników, pomijając już ich charakterystyki ciężarowe.



Rys. 2. Zależność przeciętnych oporów tarcia wyrażonych jako składowa średniego ciśnienia indykowanego w kg/cm^2 od ilości obrotów silnika (według *Czistozwonowca*): a — dla silników gaźnikowych, b — wysokoprężnych.

Zwiększenie obrotów silnika daje wyraźne korzyści w kierunku podwyższenia wszystkich pozytywnych wskaźników charakteryzujących silnik, wzrost ten jednak nie odbywa się proporcjonalnie do podwyższenia liczby obrotów, wraz z nim bowiem wzrastają opory tarcia, obniżając ekonomię paliwową. Ilustruje to wykres (rys. 2), odtwarzający zależność oporów tarcia od liczby obrotów n obr/min. Dodatkową stratą przy tym jest zmniejszona sprawność wolumetryczna wynikająca ze wzrostu oporów przepływu mieszanki przez gniazda zaworowe, co nie zawsze można konstrukcyjnie skompensować zwiększeniem średnic zaworów. Liczba obrotów nie może być również zbyt wysoka z uwagi na charakter pracy części układu korbowego i układu rozrządu, wykonujących ruch posuwisto — zwrotny. Związane z tym siły masowe silnie wzrastają wraz z liczbą obrotów; wzrasta również obciążenie cieplne silnika na skutek ograniczonej zdolności odprowadzania ciepła przez układ chłodzenia, luzów roboczych zaś nie można stosować dowolnie dużych.

Nowoczesne silniki posiadają liczby obrotów z górną granicą leżącą nieco powyżej 4000 obr/min, nie licząc sporadycznie konstruowanych silników wyczynowych o bardzo wysokich obrotach, lecz o trwałości użytkowej rzędu nierzadko kilku godzin pracy — na jeden wyczyn. Silniki z zapłonem samoczynnym mają liczby obrotów znacznie niższe, a w ostatnich konstrukcjach można zaobserwować ciekawy objaw: tendencję do pewnego obniżenia ich liczby obrotów, co konstruktorzy motywują koniecznościami natury termodynamicznej (większa sprawność cieplna na skutek lepszych warunków spalania).

Można ustalić pogląd, że problem zwiększenia liczby obrotów silników samochodowych zależy w dużym stopniu od

postępu metalurgicznego i technologicznego; uzyskanie wysokiej jakości np. materiałów łożyskowych pozwoli zmniejszyć wymiary powierzchni tarcia w łożyskach, zmniejszając tym samym straty tarcia. Można to też dodatkowo uzyskać np. przez chromowanie gładzi cylindrowych, powlekanie grafitem obrysów pierścieni tłokowych, zwiększeniem gładkości powierzchni i dokładności wymiarowej części itp., czyli wykonywaniem zadań wspólnych dla metalurga i technologa.

Trwałość sprężyn zaworowych zależy np. od jakości stosowanej stali i ich obróbki cieplnej, można ją też jednak podwyższyć przez stosowanie śrutowania na zimno, jak np. dla sprężyn zaworowych silników ZIS-120. Metalurzy mają niezwykle szerokie pole do popisu, dążąc do obniżenia ciężaru części odlewanych przez podwyższenie wytrzymałości żeliwa np. stosując żeliwo stopowe na kadłuby silników przy równocześnie osiągniętym przez odlewników opanowaniu technologii wykonywania odlewów cienkościennych, uźebrowanych. Jako dalszy przykład może posłużyć zagadnienie doboru materiału gwarantującego możliwie najmniejsze tarcia i zużycie pary: popychacz — krzywka wału rozrządu, przy równoczesnym zwiększeniu dokładności ich wykonania i gładkości powierzchni.

Ze wszech miar celowe wydaje się budowanie silników bezzaworowych jako wysokoobrotowych, to jednak poza względami konstrukcyjnymi wymaga również w zasadniczym stopniu przygotowania ze strony metaloznawczej i technologicznej przy wprowadzaniu w produkcję masową. Jak wykazują dane statystyczne, konstruktorzy uzyskują dla tych silników obroty o ok. 15% a w niektórych wypadkach do 20% wyższe od silników z zaworami. Jeśliby do tego dołączyć wysiłki w kierunku stosowania nowoczesnej metalurgii, obróbki cieplnej i technologii, można by bezsprzecznie uzyskać lepsze wyniki i żadne przewidywania nie byłyby za śmiałe.

Ważnym czynnikiem decydującym o mocy silnika, a przez to i o jego ciężarze jednostkowym, jest średnie ciśnienie użyteczne. Podwyższenie tego ciśnienia zależy w dużym stopniu od możliwości zachowania przy tym właściwych warunków termodynamicznych pracy silnika, nie pomijając zagadnienia długotrwałości obciążenia, jego reżymu cieplnego i samej trwałości poszczególnych części. Średnie ciśnienie użyteczne osiąga w nowoczesnych silnikach górną wartość $p_e = 8 \div 8,5 \text{ kg/cm}^2$. Zwiększenie stopnia sprężania do $\epsilon = 7,5 \div 8$, zmniejszenie oporów przepływu mieszanki przez troskliwy dobór średnic i kształtu przewodów ssących, dobór konstrukcyjny gaźnika, zmniejszenie oporów tarcia w silniku, mogłoby pozwolić wielkość tę podwyższyć do $p_e = 9 \div 10 \text{ kg/cm}^2$. Praktyka potwierdza to w zupełności na przykładzie silników wyścigowych i wyczynowych, których niektóre rozwiązania przy $\epsilon = 10 \div 12$ i stosowaniu sprężarki doładowującej osiągają $p_e = 15 \div 18 \text{ kg/cm}^2$.

W silnikach z zapłonem samoczynnym można również uzyskać zwiększenie średniego ciśnienia użytecznego bez specjalnych trudności, stosując sprężarkę i zwiększając wielkość ładunku wtryskiwanego paliwa, jeśli uda się przy tym zlikwidować dymienie silnika.

Dzięki temu można by znacznie zmniejszyć ciężar jednostkowy silników; na przeszkodzie jednak podwyższaniu stopnia sprężania stają dotychczas zbyt niskie własności przeciwstukowe i przeciwdetonacyjne paliw. Uzyskanie obecnie $p_e > 9,5 \text{ kg/cm}^2$ dla silników gaźnikowych i $p_e > 8,5 \text{ kg/cm}^2$ dla silników wtryskowych ograniczone jest tymi właśnie względami.

Uzyskiwanie wysokich ciśnień roboczych wymagać będzie zwiększenia wytrzymałości niektórych części układu korbowego. Powinno to wyrazić się nie przez zwiększenie ciężaru części silnika, lecz drogą zwiększenia ich sztywności, przez

odpowiedni dobór kształtu i stosowanie wysokowytrzymałościowych materiałów, nie pomijając zagadnienia ich wytrzymałości zmęczeniowej i wysokiego modułu sprężystości i biorąc pod uwagę tworzywa praktycznie możliwe do stosowania na skalę przemysłową. Według danych NAMI, przy obecnie rozporządzalnych materiałach i stosowanych paliwach, można uzyskać $p_e = 9 \text{ kG/cm}^2$ dla silników gaźnikowych tylko przez lepszy dobór warunków konstrukcyjnych i termodynamicznych i jeśli konstruktorzy stosują nowoczesne metody obliczeń wytrzymałościowych, można zachować niezmienny ciężar silnika. Można by przy tym uzyskać dla silników gaźnikowych o pojemności skokowej ok. 3 l ciężar jednostkowy rzędu $2 \div 2,5 \text{ kG/KM}$, a dla silników z zapłonem samoczynnym o pojemności skokowej $5 \div 7 \text{ l}$ — do 4 kG/KM .

Dalsze obniżenie ciężaru silników tłokowych zależeć będzie wówczas od tego, w jaki sposób metalurzy i technolodzy zwiększą jeszcze te możliwości.

Należy w końcu podkreślić, że zmniejszenie ciężaru silnika jest zagadnieniem dotyczącym oszczędności materiałów, w tym także i deficytowych. Związany z tym ruch oddolny — poprzez racjonalizatorstwo i usprawnienia pracownicze winien być należycie pokierowany i wykorzystany. W tym też kierunku poszła na przełomie r. 1952/53 szeroka akcja w Związku Radzieckim. Opracowane badania naukowe i ich wyniki ustaliły wpływ ciężaru własnego samochodu (którego silnik jest, poza ramą, najcięższym zespołem) na jego naj-

większą prędkość jazdy i na ekonomię paliwa, przy równoczesnym celowym przekonstruowaniu zespołów przeniesienia napędu — przede wszystkim zmianie wielkości przekładni głównej po zmniejszeniu ciężaru pojazdu, dla zachowania optymalnych właściwości dynamicznych samochodu. Prace te są obecnie daleko już poza ramami prac badawczych i znalazły obszerne zastosowanie w przemyśle i np. pozwoliły wydatnie zmniejszyć ciężar silnika ZIS-120, zmieniając całkowicie charakterystykę dynamiczną samochodu ZIS-150, posiadającego ten silnik.*

Zagadnienie ciężaru silnika stwarza zakres zainteresowań w równym stopniu dla konstruktorów, technologów, metalurgów, jak i użytkowników samochodów. Wymaga to również ścisłego i wzajemnego powiązania z sobą biur konstrukcyjnych, laboratoriów materiałowych, placówek naukowo-badawczych, zakładów produkcyjnych i użytkowników pojazdów, gdyż wyłaniające się przy tym problemy winny być rozwiązywane przez wszystkich zainteresowanych specjalistów, jeśli wyniki tych prac mają być uwieńczone powodzeniem i mają zagwarantować wysoką i trwałą sprawność techniczną tych pojazdów.

LITERATURA:

1. Orlin A. S., Kalisz G. G., Librowicz W. G., Czursin M. M., Wyubow D. N., Lebiediew S. E.: „Dwigateli wnutriennogo sgoranija” — Maszgiz 1951.
2. Czudakow E. A.: „Teoria awtomobila” — Maszgiz 1950.
3. „Awtomobilnaja i traktornaja promyslnennost” (miesięcznik) — Maszgiz 1952 — 1953.

Inż. mech. TADEUSZ NIEMCZYCKI

UWAGI O GOSPODARCE NARZĘDZIOWEJ W WYDZIAŁACH TŁOCZENIA BLACH

Fachowcy z dziedziny tłocznictwa twierdzą, że doczekało się ono zaszczytnego miejsca w przemyśle metalowym, a stałe udoskonalenia i postęp w tej dziedzinie zapowiadają, że tłoczenie zastąpi obróbkę mechaniczną na wielu odcinkach. Jeśli weźmiemy jeszcze pod uwagę dziedzinę produkcji nadwozi z tworzyw sztucznych, w której w ostatnich latach poczyniono bardzo duże postępy, nabierzemy większej pewności, że obróbka plastyczna będzie miała otwarte drzwi do wielu dziedzin naszego przemysłu.

Tłocznictwo przede wszystkim ma zastosowanie w zakładach produkujących duże ilości części, a typowymi zakładami są właśnie zakłady produkujące nadwozia samochodowe.

Przystępując do omawiania rodzajów oprzyrządowania w takich zakładach, należy wspomnieć, że utrzymanie gotowości oprzyrządowania specjalnego, używanego bezpośrednio przy obróbce plastycznej, jest uzależnione od narzędzi normalnych — handlowych, najprostszych maszyn obróbki wiórowej oraz odpowiedniej kadry roboczej. Oprzyrządowanie dla tłocznictwa w większości wykonywane jest przez macierzysty zakład, posiadający odpowiednio wyposażony oddział produkcji tych narzędzi. Wykonawstwo tego oprzyrządowania powierza się pracownikom o wysokich kwalifikacjach zawodowych. Powodem tego jest konieczna znajomość zarówno technologii tłoczenia, jak i samych tłoczników oraz prawidłowego wykonawstwa i wzajemnego dostosowania.

Do oprzyrządowania obróbki plastycznej zaliczamy: wykrojniki, dziurkowniki, tłoczniki, przebijaki, formowniki, zaginaki, krępowniki, które stanowią grupę przyrządów roboczych oraz przyrządy kontrolne kształtu, położenia, rozmieszczenia otworów itp. Wymienione nazwy przyrządów odpowiadają czynnościom, które są na nich wykonywane. Często jednak zdarza się, że przyrząd wykonuje kilka czynności równocześnie i tak np.: wykrawa i dziurkuje, tłoczy i przebija, formuje i zagi-

na itp. Przyrządy te noszą nazwę złożonych i wykonują po 2, 3, a czasami nawet 4 rodzaje czynności. Do wykonywania części prostych służą przyrządy pojedynczego działania, tzn. takie, których płytę dolną mocuje się bezpośrednio do stołu prasy, a płytę górną do suwaka. Istnieją również przyrządy, które stosuje się tylko na prasach podwójnego i potrójnego działania. Przyrządy te pochodzą przede wszystkim z grupy tłoczników, a używane są do tłoczenia części o kształtach skomplikowanych, o dużych albo bardzo dużych wypukłościach np.: dach, maska, błotnik samochodu itp. części nadwozia samonośnego.

Przyrządy, o których mowa, konstruowane są zazwyczaj do określonego typu prasy. Wiąże się to ściśle ze sposobem zamocowania przyrządu na prasie, żądaną siłą nacisku przy danej operacji, sposobem odprowadzenia odpadów, rodzajem obsługi itp. Przyjmuje się jako zasadę, że przyrząd skonstruowany na prasę o określonym nacisku może być ustawiony na prasie o mniejszym nacisku. Nieprzestrzeganie tej zasady pociąga za sobą nieprzyjemne konsekwencje w postaci uszkodzeń prasy a czasami przyrządu.

Części robocze przyrządów przeznaczonych do produkcji dużych serii wykonywane są z wysokogatunkowych stali narzędziowych. Przy produkcji małych serii stosowane są często przyrządy, których części robocze wykonane są z twardego drzewa, odpowiednio ukształtowanego i okutego, lub cynkalu — materiału dającego się łatwo odlać i obrobić.

Aby zdać sobie sprawę w pełni z tego, jak odbywa się wyprodukowanie części metodą obróbki plastycznej, trzeba wiedzieć, że niektóre części samochodu wymagają 12, a nawet więcej operacji. Znaczy to, że trzeba ustawić 12 przyrządów na 12 różnych prasach, ten sam materiał (w naszym przypadku blachę) „przepuścić” przez tych 12 przyrządów, aby otrzymać żądaną część, np. płat wewnętrzny drzwi samochodu

„Warszawa”. Jeśli sobie natomiast uświadomimy, że operacja taka trwa średnio 4 do 5 sekund, zrozumiemy jak wielkie korzyści płyną ze stosowania obróbki plastycznej. Należy podkreślić, że pociąga to za sobą bardzo duże nakłady. Trzeba jednak wiedzieć, że niski czas produkcji bezpośredniej, nisko kwalifikowane kadry, zatrudnione przy obsłudze pras, w ogólnej kalkulacji czynią obróbkę plastyczną bardzo taną. Aby potwierdzić ww. fakty, trzeba wiedzieć, że do wyprodukowania części jednego typu samochodu osobowego potrzeba 1200 do 3000 tłoczników (przrządów roboczych).

Zadaniem gospodarki narzędziowej w zakładach tłoczenia jest:

- 1) utrzymanie przrządów roboczych w gotowości produkcyjnej, zapewniającej wykonanie planów produkcyjnych,
- 2) utrzymanie przrządów kontrolnych (szablonów, sprawdzianów kształtów, otworu itp.) w stanie nadającym się do użytku,
- 3) zorganizowanie i prowadzenie działu remontów przrządów tak, aby gwarantował on jak najszybsze wykonanie remontu przrządów,
- 4) prowadzenie dokładnej rejestracji uszkodzeń przrządów w porównaniu z ilością wyprodukowanych części na danych przrządach.

W zakładach o dużej produkcji gospodarką przrządami kontrolnymi dla części tłoczonych zajmuje się specjalna komórka, a konserwacja ich i okresowym sprawdzaniem zajmuje się komórka kontroli technicznej.

Każdy większy zakład tłoczenia posiada w swojej dyspozycji kilkanaście, a nawet kilkadziesiąt rodzajów pras, które ogólnie można podzielić na 3 grupy. W odniesieniu do produkcji nadwozi samochodowych otrzymamy:

- prasy ciężkie o sile nacisku od 400 t wzwyż,
- prasy średnie o sile nacisku od 100 do 400 t,
- prasy małe o sile nacisku do 100 t.

Z prasami tymi związana jest pewna ilość przrządów roboczych (tłoczników) o ciężarze własnym dochodzącym do 40 t. Przrządy te muszą znajdować się w niewielkich odległościach od pras w miejscach przeznaczonych specjalnie na ten cel. Pomieszczenia te będziemy nazywać wypożyczalnią przrządów. Przrządy przeznaczone na prasy ciężkie i średnie składa się na podłodze, na podstawkach z klocków drewnianych. Przrządy używane do wyprodukowania określonej części nadwozia składa się jeden na drugim, przekładając klockami z tym, że przrządy przeznaczone do operacji pierwszej powinny znajdować się na samej górze, a do operacji ostatniej — na dole. Między „słupkami” poukładanych przrządów powinny być pozostawione przejścia, umożliwiające odczytanie numerów przrządów i założenie lin z haka suwnicy do przetransportowania przrządów na prasę z wypożyczalni i odwrotnie.

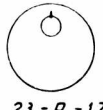
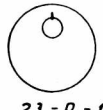
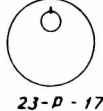
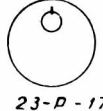
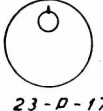
Przrządy przeznaczone na prasy małe składa się na specjalnych półkach (w kształcie schodów) w kolejności odpowiadającej wzrastającej numeracji produkowanych części. Wszystkie miejsca w wypożyczalniach przrządów powinny być oznaczone, a przrządy po zdjęciu z pras muszą wrócić na stałe swoje miejsca składowania.

W zakładach tłoczenia, poza wypożyczalnią przrządów roboczych — tłoczników, są jeszcze wypożyczalnie przrządów kontrolnych — sprawdzianów oraz wypożyczalnia narzędzi normalnych — handlowych. Część przrządów kontrolnych, używanych do kontrolowania wymiarów wyprodukowanych części, ustawia się w liniach produkcyjnych z powodu znacznych ich rozmiarów i wagi. Wszystkie inne przrządy kontrolne składowane i konserwowane są w specjalnym pomieszczeniu — wypożyczalni sprawdzianów. Przrządy powin-

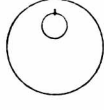
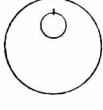
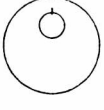
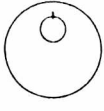
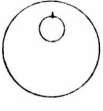
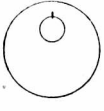
ny być poustawiane na półkach według wzrastających numerów.

Wypożyczalnia narzędzi normalnych i specjalnych urządzona powinna być jak każda wypożyczalnia tego typu¹⁾. We wszystkich wymienionych wypożyczalniach zalecany jest system wydawania — wypożyczania za pośrednictwem marki narzędziowej. Zastosowanie systemu dwumarkowego wypożyczania, opisanego w broszurze inż. M. Wakalskiego, daje łatwiejszą pracę w wypożyczalni oraz kontrolę pracownika.

Przy każdej wypożyczalni przrządów-tłoczników powinna być umieszczona tablica (rodzaj oszklonej gabloty) o rozmiarach zależnych od ilości tłoczników w wypożyczalni (rys. 1).

 15 23-P-1731	 16 23-P-1732	 17 23-P-1733
 20 23-P-1741	 21 23-P-1742	 22 23-P-1743

Na tablicy takiej powinny być naniesione numery tłoczników oraz numery miejsc składowania tłoczników w wypożyczalni. Numery tłoczników powinny być naniesione według kolejności ich wzrastania (umożliwia to łatwe odszukanie numeru na tablicy). Nad każdym numerem tłocznika oraz obok numeru składowego powinien być haczyk przeznaczony do zawieszania „marki”. Obok wymienionej tablicy powinna znajdować się tablica imienna ustawiaczy, na której oprócz nazwiska i imienia ustawiacza powinien być uwidoczny jego numer marki (rys. 2).

 PAWŁOWSKI JAN 17131	 17132	 17133
 17151	 17152	 17153

Do pobierania tłoczników z wypożyczalni uprawniony powinien być ustawiacz, względnie (w przypadku naprawy) majster z warsztatu remontowego. Tłocznik może być wydany z wypożyczalni tylko przy równoczesnym wręczeniu marki, którą wydawca zawiesza nad odpowiednim numerem tłocznika, zawieszając równocześnie markę tłocznika nad nazwiskiem wypożyczającego ustawiacza na tablicy imiennej.

Przy pozostawieniu tłocznika na prasie na drugą zmianę, zainteresowani ustawiacze muszą wymienić swoje marki na tablicy. Każdy z ustawiaczy może posiadać tylko tyle marek, ile obsługuje pras. Zwrot tłoczników do wypożyczalni powinien nastąpić:

- 1) po zakończeniu zmiany,

¹⁾ „Organizacja i urządzenia wypożyczalni narzędzi” autor — inż. M. Wakalski.

Wzór 1

Lp.	Data	Nr rys. tłocznika	Nr rys. części	Operacja Nr	Wydano ustawiaczowi Nazwisko, imię Nr marki	Wykonano części szt.	Tłocznik zwrócono dnia	Opis stanu tłocznika Nr skierowania do naprawy	Uwagi
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Wzór 2

Lp.	Nr rys. tłocznika	Nr rys. części	Operacja Nr	Tłocznik zwrócił ustawiacz Nazwisko, imię Nr marki	Wykonano części szt.	Rodzaj uszkodzenia	Nr skierowania	Nr naprawy	Data	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	Prze-kaza-nia	Zwrotu
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

2) po zakończeniu pracy na danym odcinku,
3) po stwierdzeniu uszkodzenia tłocznika (w przypadku zdjęcia jego z prasy),

4) po każdorazowym zdjęciu tłocznika z prasy, niezależnie od tego dokąd jest kierowany,

5) po zakończeniu naprawy.

Praca w wypożyczalni przyrządów roboczych — tłoczników sprowadza się do następujących czynności:

- 1) wydawanie i przyjmowanie tłoczników od ustawiaczy,
- 2) przekazywanie i przyjmowanie tłoczników z naprawy,
- 3) przyjmowanie nowych tłoczników z magazynu,
- 4) prowadzenie kartoteki przyrządów — tłoczników,
- 5) wystawianie kart napraw tłoczników,
- 6) prowadzenie książki kontroli ruchu tłoczników (wzór 1),
- 7) prowadzenie książki ewidencji uszkodzonych tłoczników (wzór 2).

Do zadań gospodarki narzędziowej zakładów tłoczenia należy jeszcze obowiązek prowadzenia centralnej kartoteki przyrządów — tłoczników, w której rejestruje się ilość uderzeń poszczególnych tłoczników. Dane liczbowe o uderzeniach otrzymuje się z planowania zakładowego (ilość wyprodukowanych części) oraz z kontroli technicznej (ilość braków).

Planowanie wykonania części zamiennych do tłoczników można oprzeć: a) na danych z kartoteki (ilość uderzeń) i książki ewidencji uszkodzonych tłoczników, lub b) na analizie konstrukcji poszczególnych tłoczników (zamawiać części szybko zużywające się).

Pierwszy sposób, oparty na kartotece, inaczej mówiąc na danych statystycznych, daje gwarancję popełnienia mniejszego błędu w ilościach zamawianych części. Drugi sposób natomiast, oparty na analizie konstrukcji, wymaga dużej wprawy i znajomości przedmiotu. Do najczęściej zużywających się części

zaliczamy stemple o małych średnicach do 10 mm i tulejki tnące.

Bardzo ważną rolę w zakładach tłoczenia spełnia oddział lub baza remontu tłoczników i przyrządów. Do zadań takiej bazy należy:

1) sprawne i szybkie przeprowadzenie drobnych napraw i remontów przyrządów tłoczników,

2) wykonywanie średnich i kapitalnych remontów przyrządów — tłoczników,

3) wykonywanie części zamiennych do przyrządów.

W każdym przypadku wykonywania naprawy względnie remontu przyrządu — tłocznika muszą być zachowane następujące warunki:

a) tłocznik uszkodzony względnie wykonujący część niezgodną z rysunkiem musi być skierowany do naprawy z ostatnią częścią wykonaną na tym tłoczniku,

b) do tłocznika uszkodzonego, kierowanego do naprawy, musi być dołączone 15 do 20 szt. części ostatnio wykonanych w poprzedniej operacji,

c) po każdorazowym zakończeniu naprawy względnie remontu, tłocznik musi być ustawiony na prasie i wykonane na nim musi być 15 do 20 szt. próbnich części,

d) części wykonane na tłoczniku naprawionym względnie remontowanym muszą być konieczne przyjęte przez kontrolę techniczną,

e) przy przejmowaniu tłocznika z naprawy — remontu musi być obecny zainteresowany odpowiednią częścią mistrz produkcyjny.

Sprawną organizacją gospodarki narzędziowej jest podstawowym czynnikiem, decydującym o planowym i jakościowym wykonaniu planów produkcyjnych w zakładach produkujących nadwozia samochodowe.

MAGNESOWE FILTRY OLEJOWE SILNIKÓW SPALINOWYCH

Jednym z czynników, stanowiących o żywotności silnika spalinowego jest stopień czystości oleju smarnego. W czasie pracy silnika olej jest nieustannie zanieczyszczany wtrąceniami, składającymi się z cząstek metalu ścieranych z poszczególnych elementów silnika, cząstek pyłu dostających się od zewnątrz i nierozpuszczalnych substancji powstałych na skutek utleniania się oleju.

Duża część pyłu metalicznego znajduje się w oleju w połączeniu z substancjami niemetalicznymi. Analiza osadu na magnesie wmontowanym do skrzyni korbowej silnika przed pompą olejową, jak również analiza osadu w magnesowych filtrach olejowych wykazały, że pył metaliczny stanowi w nich około 36 %, organiczne substancje — około 61 %, piasek — ponad 3%. Magnes chwytą nie tylko same ferromagnetyczne cząstki, lecz w dużym stopniu także i ściśle połączone z nimi substancje niemetaliczne.

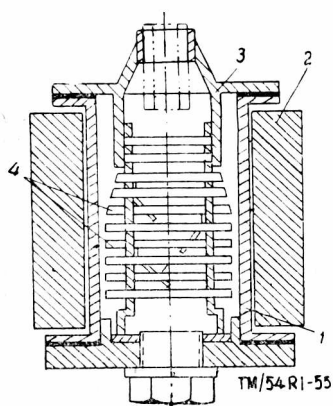
Zdolność magnesu do chwytania i utrzymywania najdrobniejszych cząstek stwierdzona została po odwirowaniu w tych

samych warunkach oleju pobranego ze skrzyni korbowej silnika i z osadników magnesowych filtrów olejowych. Oddzielanie się wtrąceń mechanicznych w próbkach oleju, pobranych ze skrzyni korbowej silnika, następuje szybko i łatwo, w próbkach zaś pobranych z osadników filtrów olejowych — długo i trudno. Jak z tego wynika, filtr magnesowy chwytą nawet najmniejsze substancje, graniczące z cząstkami koloidalnymi.

Ta zdolność magnesu do chwytania dużej ilości najdrobniejszych metalicznych wtrąceń stanowiła podstawę do skonstruowania magnesowych filtrów olejowych silników spalinowych.

Pod względem konstrukcji filtry olejowe magnesowe można podzielić na dwie podstawowe grupy: filtry z magnesem umieszczonym wewnątrz i filtry z magnesem umieszczonym zewnątrz.

Na rys. 1 pokazany jest jeden z filtrów pierwszej grupy — MFW-1. Obudowa (1) filtru wykonana z metalu nieżelaznego umieszczona jest między biegunami magnesu (2). We-

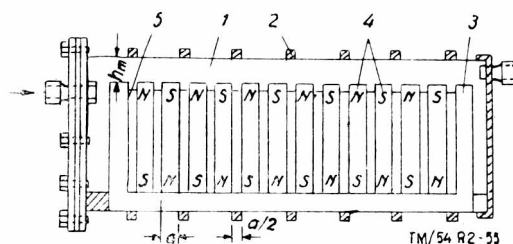


Rys. 1

nicznych, po 8 godzinach pracy miał ich zaledwie 0,59%, przy czym liczba ta pozostała stała. Analiza chemiczna nie odfiltrowanych wtrąceń wykazała zupełny brak w nich opiłków żelaznych. Intensywność czyszczenia filtra jest niewielka; oczyszczenie oleju od dużej ilości wtrąceń wymaga dość długiego czasu.

Umieszczając magnesy na zewnątrz filtra, należy liczyć się z małą intensywnością filtrowania. Ażeby umieścić obudowę filtra między biegunami magnesu, trzeba zachować między nimi dość duży odstęp, co z kolei prowadzi do osłabienia pola magnetycznego w strefie filtrowania.

Zasadniczą zaletą filtra MFW-1 jest łatwość, z jaką daje się on rozebrać i oczyścić od osadów. Filtry z magnesem umieszczonym wewnątrz odznaczają się wysoką intensywnością filtrowania i posiadają dużą zdolność oczyszczania. Do tej grupy zalicza się filtry MFS z magnesami sztabkowymi i MFP z magnesami w kształcie podkowy.



Rys. 2

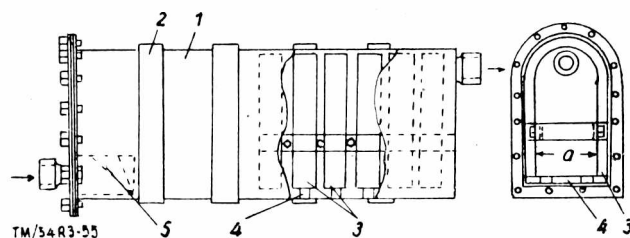
W obudowie 1 filtra MFS (rys. 2), wykonanej z niemagnetycznego tworzywa i wyposażonej w usztywnienia (2), umocowane są na płycie z miękkiej stali (3) sztabki prostokątnych magnesów (4), oddzielone od siebie miedzianymi lub aluminiumowymi przekładkami (5). Aby olej przepływał przez pole magnetyczne z minimalną prędkością, przekrój poprzeczny obudowy filtra przewidziano dość duży, co z kolei wpływa na dużą szerokość magnesów sztabkowych. Wysokość sztabek jest niewielka; sztabki namagnesowane są w ten sposób, że bieguny ich znajdują się na przeciwległych wierzchołkach ich wysokości. Na płycie sztabki ustawione są szeregowo różniomagnetykami.

Nawet przy równoległym włączaniu filtra MFS do przewodu olejowego, ilość wtrąceń mechanicznych w bardzo zanieczyszczonym oleju wlanym do silnika ulega zmniejszeniu podczas pierwszych 60 do 70 minut pracy prawie 3-krotnie, z 1,75% do 0,63%. Opór filtra jest stały i wynosi od 0,05 do 0,08 kG/cm².

Jednakże filtr MFS posiada istotne wady. Wysokość jego sztabkowych magnesów jest mniejsza od szerokości, a ze względu na to, że bieguny muszą znajdować się na przeciwległych wierzchołkach wysokości, to tego rodzaju namagnesowanie nie jest trwałe. W chwili, gdy magnesy będą dokład-

nie przylegać do płyty, następuje raptowny przerzut biegunów na długich końcach sztabek, przy przymocowaniu zaś magnesów do płyty oczyszczanie filtra staje się utrudnione. Namagnesowywanie sztabek powinno być wykonywane przez wykwalifikowanego pracownika.

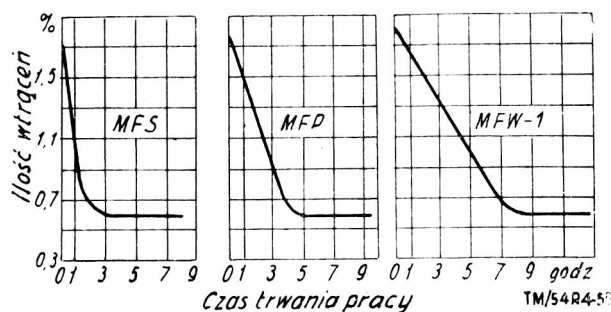
W filtrach, przeznaczonych do wbudowania do silników samochodowych i ciągnikowych, bieguny magnesów muszą być trwałe i obsługa ich nie może być skomplikowana. Tym wymaganiom bardziej odpowiada filtr MFP z magnesami w kształcie podkowy (rys. 3) umieszczonymi wewnątrz. W obudowie (1) filtra wykonanego z metalu nieżelaznego zaopatrzonego w usztywnienia (2) wbudowany jest zespół magnesów (3) o kształcie podkowy umocowanych w ramce. Magnesy ustawia się szeregowo jednoimiennymi biegunami w odstępach 10 mm jeden od drugiego. Dno filtra stanowi ruchoma płyta miedziana (4) z nalutowanymi na nią listwami z miękkiej stali. Listwy o różnej długości rozmieszczone są między biegunami magnesów w szachownicę, co sprzyja osadzaniu się wtrąceń, gdyż listwy w polu magnetycznym stają się magnesami.



Rys. 3

Wewnątrz filtra, na przedniej jego ścianie ustawiona jest komora wstępna (5) wyposażona w zasłonkę-odrzućnik. Wprowadzony do filtra strumień oleju zostaje rozbity przez krawędzie zasłonki oraz odrzucony w dół ku biegunom magnesów i przedostaje się do strefy filtracji dwiema odnogami ze zmniejszoną prędkością. W strefie filtracji, dzięki dużemu wymiarowi przekroju poprzecznego filtra, prędkość przepływu oleju ulega dalszemu zmniejszeniu.

Zdolność oczyszczania tego filtra jest taka sama, jak filtrów poprzednio omówionych, ale intensywność filtrowania jest mniejsza aniżeli w filtrze z magnesami sztabkowymi. Stopień zanieczyszczenia oleju w skrzyni korbowej przy pracy silnika z filtrem MFP w czasie 3,5 godziny zmniejsza się z 1,75% do 0,60%. Opór filtra osiąga 0,10 do 0,15 kG/cm².



Rys. 4

Przytoczone dane i wykres pracy filtrów (rys. 4) wykazują, że najbardziej skuteczny jest filtr z magnesami sztabkowymi. Przy zastosowaniu tego filtra należy zapewnić trwałość jego biegunów magnetycznych taką samą, jak w filtrach z magnesami w kształcie podkowy, oraz uprościć jego oczyszczanie. Można to osiągnąć przez sekcijną budowę filtra. W tym przypadku każdą parę rdzeni po namagnesowaniu przymocowuje się do odrębnej płytki stalowej (rys. 5). Wszystkie sekcje przymocowuje się ściśle do wspólnej podkowy. Obsługa techniczna takiego filtra jest dostatecznie prosta, ponieważ poszcze-

gólne sekcje rzadko się rozmontowuje (tylko dla okresowego namagnesowywania sztabek).

Przez zastosowanie filtru magnetycznego w silniku spalinyowym, wyposażonym w filtr wstępny oczyszczania, uzyskuje się znacznie lepszy efekt filtrowania oleju.

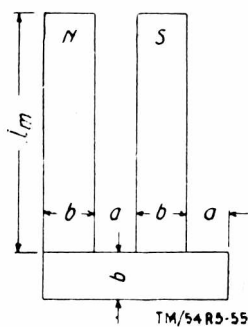
W celu ustalenia podstawowych wymiarów filtrów magnetycznych, przeznaczonych do różnych rodzajów silników, należy wziąć pod uwagę czynniki, od których zależy jakość filtrowania oleju. Skutek działania filtru olejowego zależy od trzech zasadniczych parametrów: prędkości ruchu oleju — w , grubości poruszającej się warstwy oleju — h_0 i czasu filtrowania — t , zależnego od długości filtru.

W silnikach samochodowych i ciągnikowych wydajność pompy olejowej wynosi 15 do 30 l/min. Przy wewnętrznej średnicy przewodu olejowego równej 8 mm maksymalna prędkość oleju wynosi 5 do 8 m/sek. Duża prędkość oleju w filtrze nie tylko utrudnia chwytywanie mechanicznych wtrąceń, ale powoduje odrywanie się i splukiwanie już chwyconych cząstek. Droga badań filtrów olejowych ustalono, że prędkość oleju w strefie filtrowania nie powinna przekraczać 0,5 m/sek. Powierzchnię przekroju poprzecznego filtru f , oblicza się ze wzoru:

$$f = \frac{Q \cdot 10^6}{60 \cdot w} \text{ (mm}^2\text{)}$$

gdzie: Q — oznacza ilość oleju w l/min tłoczonego przez pompę.

Ważnym czynnikiem określającym intensywność filtrowania jest odstęp między mechanicznymi domieszkami i biegunami magnesów. Siła przyciągania znajdujących się w oleju ferromagnetycznych cząstek do bieguna magnesu — zgodnie z prawem Coulomba — jest odwrotnie proporcjonalna do kwadratu ich odległości. Dlatego istotne jest, aby wtrącenia mechaniczne, znajdujące się w oleju, przechodziły możliwie najbliżej biegunów magnesów. Osiąga się to przez zmniejszenie grubości przepływającej przez filtr strugi oleju η_0 (patrz rys. 2). Grubość strugi zależy od wartości strumienia magnetycznego i — jak wykazały doświadczenia przy zastosowaniu stali chromowej jako materiału na magnesy sztabkowe — nie powinna ona przekraczać 15 mm. Szerokość sztabki i tym samym obudowy filtru, oblicza się ze wzoru:



Rys. 5

$$c = \frac{f_0 \cdot 10^2}{h_0} \text{ (mm)}$$

Wysokość sztabek sekcji magnetycznych l_0 ustala się z punktu widzenia zwartości budowy filtru oraz trwałości magnetycznych biegunów i powinna ona wynosić 0,6 c lub więcej. Długość filtru należałoby ustalać w zależności od siły przyciągania magnetycznego lub siły wzajemnego przyciągania i czasu filtrowania, podczas którego najdalej położona cząstka znajdująca się w odległości h_0 od magnesu, może być przyciągnięta do krańcowego bieguna. Jednakże wtrącenia różnią się bardzo pod względem kształtu i wielkości. Poruszając się w strumieniu olejowym, cząstki, niezależnie od ruchu postępowego, wykonują także ruch wahadłowy wokół swojej osi. Następuje to na skutek oddziaływania na nie różnorodnych biegunów magnetycznych.

Wymienione czynniki komplikują obliczenie długości filtru. Długość filtru należy obliczać na podstawie parametrów, dających się dokładnie ustalić na drodze pomiarów.

Przy danych wielkościach prędkości ruchu oleju, objętości poszczególnych magnesów sztabkowych i indukcji B_r materiału, liczba sekcji magnesów, a co za tym idzie — długość filtru, zależy od grubości strugi oleju filtrowanego.

Przy zastosowaniu magnesów o objętości 17,5 cm³, wykonanych ze stali chromowej, dla której $B_r = 9600$ i przy grubości filtrowanej warstwy oleju 15 mm, najkorzystniejszy wynik uzyskano dla filtru składającego się z 10 par sztabkowych magnesów. Długość filtru oblicza się przy uwzględnieniu 5 mm odstępu między sąsiadującymi sztabkami.

Wykonując filtr magnesowy dla dowolnych warunków pracy, nie należy dopuszczać do tego, aby grubość strugi oleju — h_0 — przekraczała 15 mm. Dalsze zwiększenie grubości strugi prowadzi do znacznego podłużenia filtru. Jeżeli — mając na uwadze warunki pracy — zachodzi konieczność zwiększenia przekroju poprzecznego filtrowanej strugi f_0 w celu zmniejszenia prędkości ruchu oleju, to należy wykonać to drogą powiększenia szerokości c .

Prostota budowy i łatwość włączania do przewodów olejowych silnika czyni filtry magnesowe dostępnymi dla szerokiego zastosowania w silnikach spalinowych. Filtry magnesowe mogą być wykonane zarówno w warunkach fabrycznych, jak i np. w stacjach traktorowo-maszynowych lub bazach samochodowych.

Na podstawie artykułu S. M. Goldfeld, N. N. Osopritko, „Automobilnaja i Traktornaja Promyszlennost” opracował

L. Czajkowski

POLEPSZENIE WARUNKÓW DOCIERANIA POWIERZCHNI ROBOCZYCH I PRZEDŁUŻENIE ŻYWOTNOŚCI ZAWORU SILNIKA I JEGO PROWADNICY

Zawory silnika samochodowego, w szczególności wydechowe, pracując w warunkach niepełnego smarowania, ulegają silnemu nagrzewaniu się nie tylko w okresie spalania i rozprężania się gazów w cylindrze, lecz i w czasie wydechu. Ciepło wchłonięte przez grzybek zaworu zostaje częściowo odprowadzone przez jego powierzchnię styku z gniazdem w bloku cylindrowym, a głównie przez trzpień i prowadnicę zaworu.

W celu obniżenia temperatury roboczej zaworu trzeba uzyskać możliwie najlepsze odprowadzanie ciepła przez prowadnicę. Zależy to w głównej mierze od wielkości luzu między trzpieniem zaworu a prowadnicą, od temperatury prowadnicy i odległości prowadnicy od grzybka zaworu.

W nowych rozwiązaniach silników GAZ wielkość tego luzu ustalona została w granicach 0,080 ÷ 0,124 mm dla zaworów wydechowych i 0,050 ÷ 0,097 dla ssących.

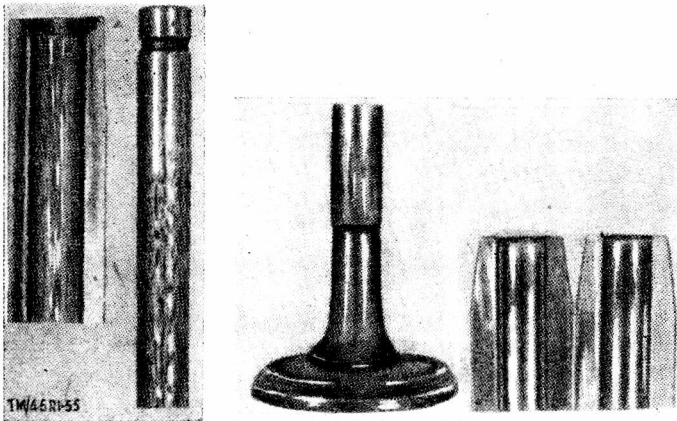
Przy zastosowaniu luzów bliskich górnej granicy tolerancji, w pewnym stopniu polepszają się warunki smarowania, lecz równocześnie obniża się zdolność odprowadzania ciepła przez trzpień zaworu do prowadnicy, co z kolei wywołuje hałaśliwą pracę zaworów.

Niezależnie od wysokiej temperatury, w jakiej pracują zawory, na układ zaworowy działają poważne obciążenia dynamiczne, wywołane dużą prędkością osadzania się grzybka zaworu w gnieździe bloku cylindrów. Nawet przy małych ugięciach, uwarunkowanych tolerancjami rysunkowymi, obciążenia te oddziałują ujemnie na jakość docierania powierzchni trących zaworu i prowadnicy.

W wyniku badań i obserwacji pracy zaworów wydechowych i prowadnic ustalono, że oddziaływania wysokiej temperatury i czynników mechanicznych sumują się, prowadząc

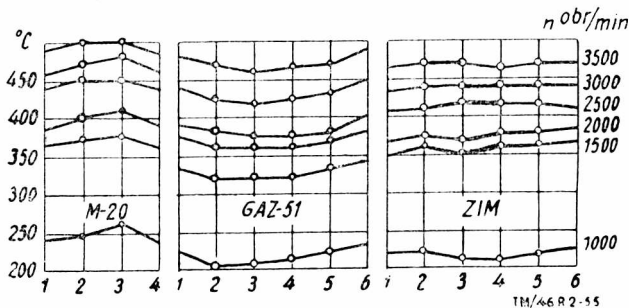
do powstawania wżerów na powierzchniach roboczych obu współpracujących części (rys. 1).

Przyczyną powstawania wżerów na powierzchni roboczej zaworów ssących są przede wszystkim czynniki mechaniczne, gdyż w czasie pracy silnika temperatura tych zaworów nie przekracza $150 \div 175^\circ$.



Rys. 1. Wżery na powierzchniach roboczych zaworu i prowadnicy.

W celu ustalenia rzeczywistych temperatur, w jakich pracuje zawór i jego prowadnica, wykonano pomiary górnej części prowadnic w 24 silnikach, posługując się termoparą chromel-alumel, chromel-kopel i platyna-rod-platyna.



Rys. 2. Średnie temperatury górnej części prowadnic zaworów wydechowych różnych silników

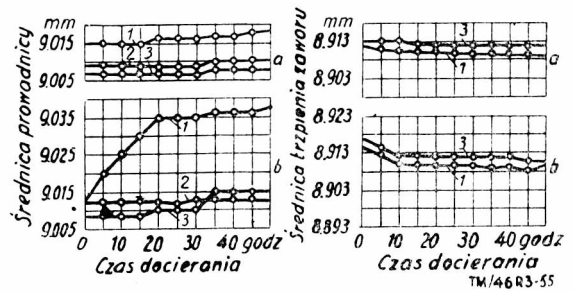
Na rys. 2 pokazane są krzywe temperatur dla silnika M-20, GAZ-51 i ZIM przy różnych reżimach prób na hamowni (bez obciążenia).

W miarę powiększania prędkości docierania silników w dużym stopniu wrażliwa temperatura górnej części prowadnic i grzybków zaworów oraz rośnie różnica temperatur prowadnic i zaworów poszczególnych cylindrów.

Na temperaturę zespołów poszczególnych cylindrów wpływają: czystość odlewu kanałów koszuli wodnej bloku cylindrów, różnice grubości ścianek odlewu, nierównomierność dopływu wody chłodzącej, luzy między trzpieniami zaworów a prowadnicami oraz nierównomierność rozdziału mieszanki do poszczególnych cylindrów, co daje się zaobserwować przede wszystkim w silnikach sześciocylindrowych.

W czasie prób określono sfery najwyższych temperatur w tłoku cylindrów. Okazało się, że najwyższe temperatury występują w wąskich przekrojach między gniazdami zaworów, co potwierdziło wyniki uprzednich badań prowadzonych przez katedrę silników spalinowych MW TU imienia Bauman.

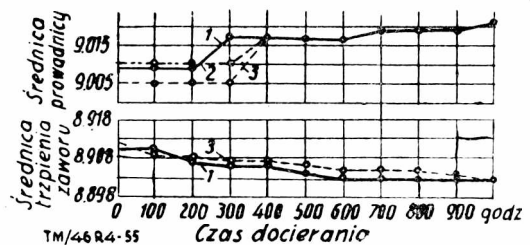
W celu zbadania możliwości powstawania odkształceń grzybka zaworu, gniazda w bloku cylindrów i prowadnicy, przeprowadzono doświadczenia bezpośrednio w czasie pracy silników, jak również drogą sztucznego nierównomiernego nagrzewania tych części do temperatury 700° . Wyniki badań nie ujawniły żadnych zmian parametrów geometrycznych w porównaniu z pierwotnymi wymiarami części.



Rys. 3. Zużycie prowadnicy i zaworu silnika GAZ-51 w czasie 50-godzinnego docierania na hamowni; a — dobre docieranie się części, b — wżery prowadnicy i zaworu. 1 — górny; 2 — środkowy; 3 — dolny pas.

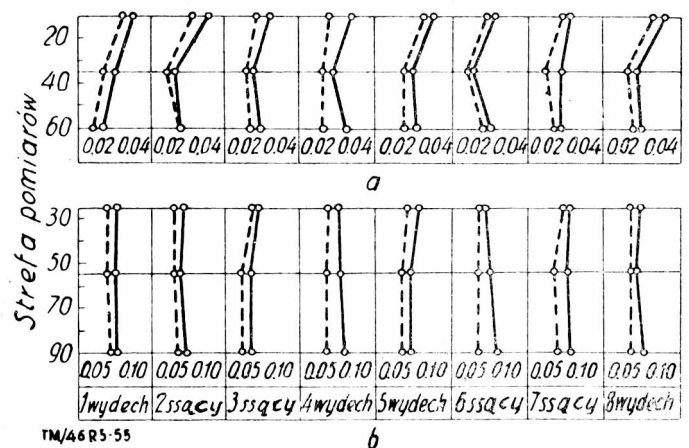
Do badania zużycia zaworu i prowadnicy w czasie docierania na hamowni, przyjmuje się jako bazę pierwotne geometryczne wymiary tych części, wielkości luzów między trzpieniem zaworu a prowadnicą, pierwotną gładkość trących się powierzchni, jak również parametry wpływające na pracę badanych części („bicie” gniazda w bloku cylindrów, współosiowość otworów dla zaworu i popychacza, wymiary geometryczne popychacza).

Badania były prowadzone na 20 silnikach GAZ-51 i M-20 w czasie 50 godzin przy zastosowaniu zmiennych parametrów, najbardziej przybliżonych do rzeczywistych warunków pracy silnika będącego w eksploatacji, na 20 silnikach GAZ-51 i M-20.



Rys. 4. Zużycie się prowadnicy i zaworu silnika M-20 w czasie 100 godz. prób na hamowni. 1 — górny pas; 2 — środkowy; 3 — dolny pas

Rys. 3 zawiera charakterystyczne wykresy zużycia zaworów i prowadnic po 50 godzinach badań na hamowni, rys. 4 — po 1000 godzinach badań na hamowni, a rys. 5 — wykresy uzyskane z badań samochodu w czasie eksploatacji.



Rys. 5. Średnie zużycie prowadnic (a) i zaworów silnika M-20 po 10 000 km przebiegu samochodu (linie przerywane) i 200 000 km (linie pełne)

W wyniku badań ustalono następujące optymalne wielkości luzów między zaworem a prowadnicą, które zapewniają najmniejsze i najbardziej równomierne zużywanie się współpracujących części przy zmniejszonej hałaśliwości pracy całego

mechanizmu: dla zaworów ssących $0,05 \div 0,06$ mm, a dla wydechowych $0,08 \div 0,09$ mm.

Ażby nie dopuścić do zetknięcia się trzpienia zaworu z rozgrzaną częścią prowadnicy oraz uchronić górną część trzpienia od gorących gazów wydechowych, należy wykonać wytoczenie w górnej części prowadnicy zaworu wydechowego.

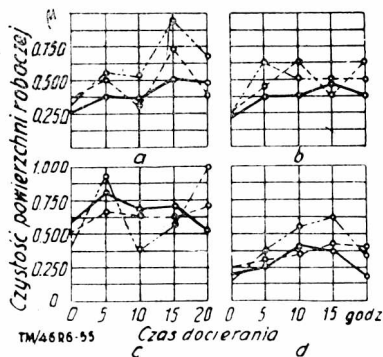
W wyniku 20-godzinnych badań na hamowni 12 silników GAZ-51 stwierdzono, że pierwotna gładkość powierzchni trących się części w granicach odpowiadających warunkom technicznym (otwory dla zaworu i trzpienia zaworu — odpowiednio nie więcej niż $0,80$ i $0,25 \mu$) nie wywierała istotnego wpływu na ich późniejsze dotarcie.

Na rys. 6 pokazany jest wykres zmian gładkości trących się powierzchni prowadnicy i zaworu jednego z silników Gaz-51. Badania metalograficzne tych elementów wykonane w celu ustalenia przyczyn powstawania wżerów w okresie pierwotnego docierania wykazały, że tak ich właściwości strukturalne, jak i jakość obróbki cieplnej odpowiadają warunkom technicznym niezależnie od tego, czy wżery powstały, czy też nie.

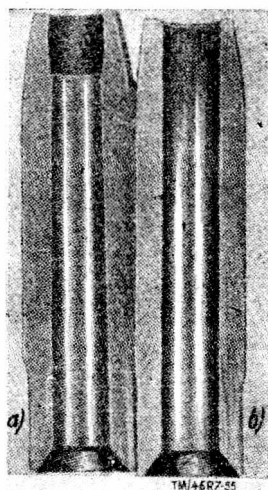
W celu ustalenia warunków dla lepszego docierania prowadnicy i zaworu przeprowadzono liczne prace doświadczelne. Wyniki niektórych z tych prac pokazane są na rys. 7 i 8.

Najkorzystniejsze wskaźniki docierania uzyskano przy zastosowaniu skróconych prowadnic, jednakże obecność nalotów w górnej części trzpienia zaworów, narażonej bezpośrednio na działanie gorących gazów wydechowych, skłoniła do wyboru prowadnic z wytoczeniem. Nie bacząc na nieznaczne zmniejszenie powierzchni współpracującej, prowadnice te mają tę wyższość nad prowadnicami bez wytoczenia, że wykluczają zetknięcie się trzpienia zaworu z rozgrzaną górną częścią prowadnicy. Dlatego też prowadnice te zostały wprowadzone do produkcji. W silnikach wyposażonych w takie prowadnice nie zaobserwowano wżerów na zaworach, jakkolwiek w pewnym stopniu została utrudniona kontrola „bicia” gniazd zaworowych

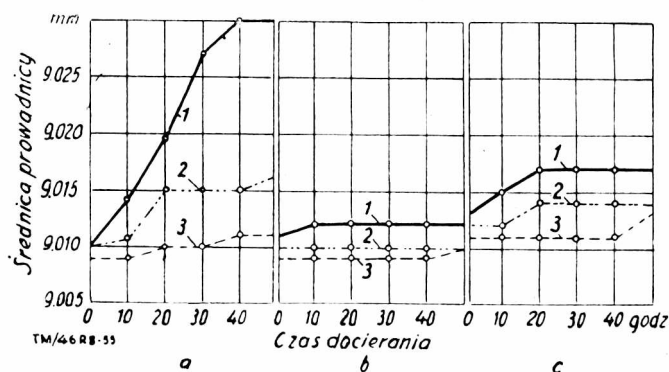
W wyniku badań, w celu zmniejszenia możliwości powstawania przekosów w czasie pracy zaworu, które w dużym stopniu sprzyjają niewłaściwemu docieraniu się zaworu i prowadnicy oraz zatarciom, zacieśniono tolerancje bicia gniazd zaworowych w blokach cylindrów z $0,05$ na $0,03$ i fazek zaworów z $0,03$ mm do $0,02$ mm w silnikach M-20 i ZIM. W silnikach tych zastosowano dodatkowo docieranie zaworów. W tymże celu ustalono obecnie górną granicę promienia kulistej powierzchni śruby popychacza na 75 mm. Ponadto ssące



Rys. 6. Zmiany czystości powierzchni prowadnicy (a) i trzpienia (b) zaworu ssącego oraz prowadnicy (w) i trzpienia (z) zaworu wydechowego



Rys. 7. Prowadnica po 50 godz. pracy silnika; a — z wytoczeniem w górnej części na długości 10 mm; b — standartowa



Rys. 8. Zużywanie się prowadnic zaworów wydechowych silnika M-20 w czasie 50-godzinnej próby na hamowni; a — bez wytoczenia, b — skrócone o 10 mm, w — z wytoczeniem na głębokości 12 mm. 1 — górny; 2 — środkowy; 3 — dolny pas

i wydechowe zawory silników montuje się obecnie w prowadnicach z luzem nie przekraczającym odpowiednio $0,06$ i $0,09$ mm. Zastosowanie wyżej omówionych metod nie tylko znacznie polepszyło warunki docierania współpracujących części, lecz wpłynęło radykalnie na cichobieżność pracy mechanizmu zaworów silników spalinowych.

Ażby polepszyć warunki docierania prowadnicy i zaworu, przeprowadzono badania w kierunku uzyskania trwałej warstwy olejowej oraz w kierunku pokrywania współpracujących części substancjami sprzyjającymi lepszemu wstępnemu docieraniu (fosfatowanie powierzchni roboczej prowadnicy, chromowanie trzpienia zaworu itp.). W wyniku tych badań stosuje się obecnie w silnikach M-20 i ZIM chromowanie trzpieni zaworów i w czasie montażu smaruje się je koloidalnym grafitem na bazie olejowej.

W silnikach wszystkich innych typów stosuje się suche grafitowanie trzpieni zaworów wodnym koloidalno-grafitowym preparatem W-1, który dał najlepsze wyniki w porównaniu ze wszystkimi stosowanymi dotychczas sposobami wprowadzania dodatkowego smarowania; naniesienie warstwy wodno-koloidalnego grafitu, zgodnie z wypracowanym przez fabrykę procesem technologicznym, zapewnia jej trwałość w długim okresie czasu pracy silnika, przy czym grubość warstwy nie przekracza $0,005$ mm.

Zastosowanie rzadkich olejów do docierania silników, z równoczesnym skróceniem czasu docierania, wpłynęło również na polepszenie jakości dotarcia się powierzchni trących poszczególnych części.

Przeprowadzone badania i długotrwałe próby na hamowni, jak również próby w czasie jazdy wykazały, że pierwotne dotarcie trących się powierzchni prowadnicy i zaworu prowadzą do nieznacznego zużywania się tych elementów i ich zdolności do dalszej pracy, nawet po 200.000 km przebiegu samochodu. W przypadku powstania wżerów już po 1000 km przebiegu samochodu — nawet jeśli nie nastąpiło zatarcie — dalsza eksploatacja silnika jest uniemożliwiona wskutek głośnego stukania zaworów i przyspieszonego wypracowywania się prowadnicy.

Wprowadzenie w życie wyżej omówionych metod pozwoliło zakładowi na więcej niż trzykrotne obniżenie braków, polegających na zatarciach i powstawaniu wżerów na zaworach i prowadnicach silników M-20 i GAZ-51.

NOWOCZESNY DWUPRZELOTOWY GAŹNIK SOLEX 32 PAIAT

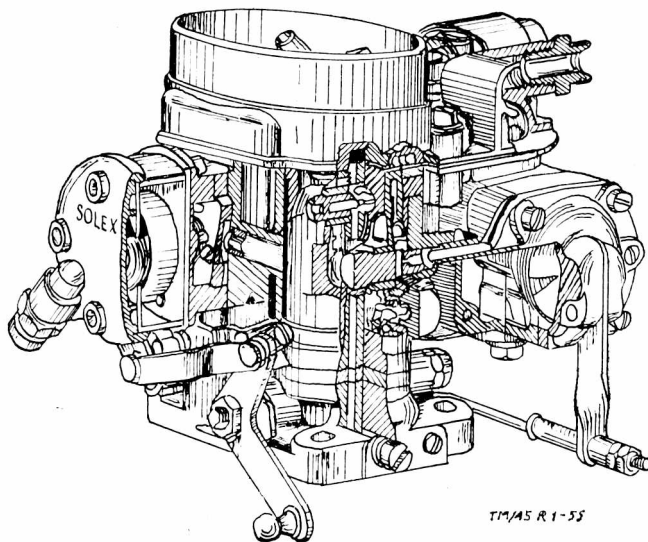
W silnikach samochodowych znajdują ostatnio coraz szersze zastosowanie gaźniki wieloprzelotowe. Najpopularniejsze są gaźniki dwuprzelotowe, przy czym silniki 8-cylindrowe w układzie V są obecnie wyposażone w gaźniki o 4 przełotach.

Przykładem nowoczesnego gaźnika dwuprzelotowego jest Solex typ 32 Paiat, wprowadzony do silników samochodów Mercedes-Benz i BMW.

Gaźnik ten (rys. 1) różni się od normalnego podwójnego gaźnika dodatkową przepustnicą dla włączania do pracy drugiego przełotu w odpowiednio dobranym momencie. Umożliwia to zainstalowanie w drugim przełocie gardzieli, dającej optymalne warunki pracy w zakresie pełnych obrotów i obciążań, przy jednoczesnym zachowaniu dobrych własności dla obciążań częściowych, gdy silnik jest zasilany tylko przez pierwszy przełot.

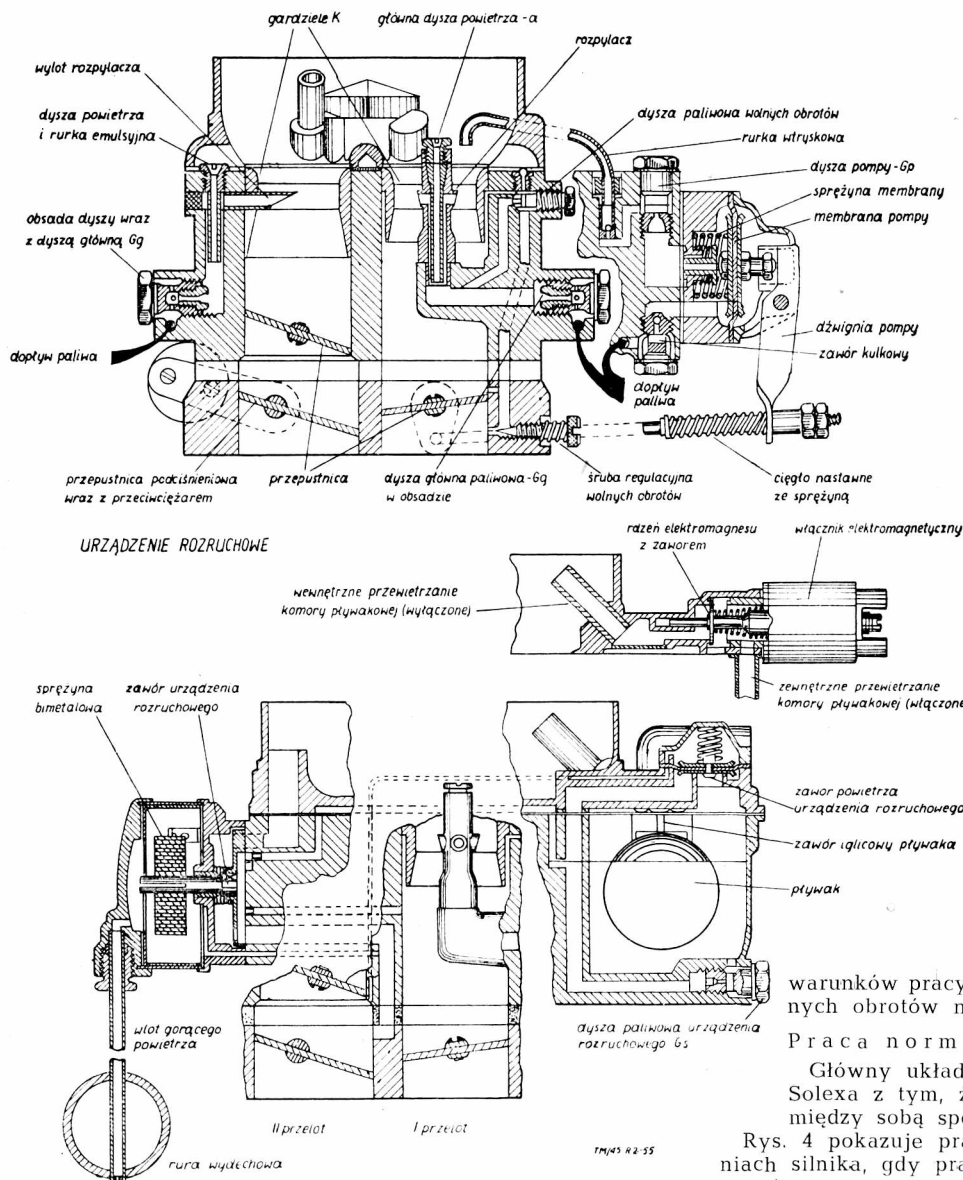
Gaźnik posiada nie znane dotychczas elektryczne urządzenie ułatwiające rozruch gorącego silnika. Pozostałe urządzenia przygotowujące mieszankę oraz pompa przyspieszająca nie różnią się od typowych rozwiązań Solexa.

Z przedstawionego schematycznie przekroju (rys. 2) wynika, że gaźnik jest typu opadowego i posiada jedną komorę pławkową do zasilania obu przełotów. Każdy z przełotów posiada oddzielną przepustnicę sterującą. Naciskając wolno



TM/MS R1-55

Rys. 1. Nowy dwuprzelotowy gaźnik Solex typ 32 PAIAT z urządzeniem rozruchowym sterowanym za pomocą termostatu.



Rys. 2. Schematyczny przekrój przez gaźnik z oznaczeniem poszczególnych części.

pedał gazu, powodujemy otwarcie przepustnicy pierwszego przełotu. W chwili kiedy ta przepustnica jest już otwarta mniej więcej w połowie, związany z nią drążek zaczyna otwierać przepustnicę drugiego przełotu. Otwarcie głównej przepustnicy drugiego przełotu nie oznacza jeszcze bynajmniej, że przełot ten zaczyna działać, a to z uwagi na istnienie dodatkowej przepustnicy umieszczonej nieco poniżej. Przepustnica ta, osadzona mimośrodowo i przymykana ciężarem osadzonego na dźwigni, spełnia rolę regulatora, który pod wpływem podciśnienia włącza do działania drugi przełot przy odpowiednio wysokiej liczbie obrotów silnika. Wielkość ciężaru powinna być ustalana w zależności od charakterystyki danego typu silnika.

Działanie gaźnika w różnych fazach pracy silnika przedstawia się następująco:

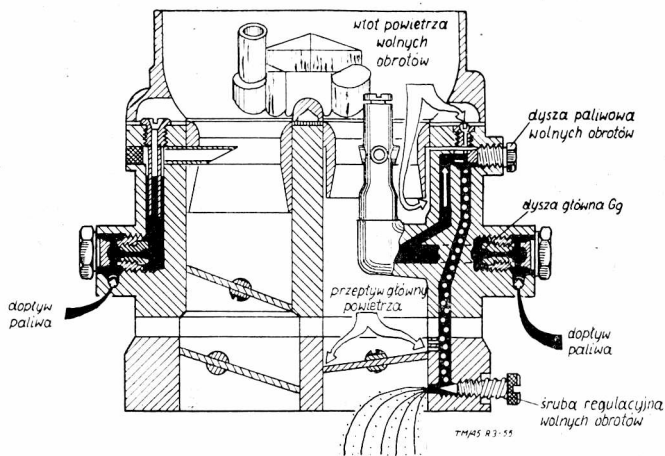
Wolne obroty

Urządzenie wolnych obrotów jest związane z pierwszym przełotem. Powietrze do przewodów wolnych obrotów (rys. 3 i 3a) dostaje się z komory zmieszania przez specjalne wyżłobienie na zewnętrznej powierzchni gardzieli oraz przez dyszę u. Paliwo dozują dysze wolnych obrotów g. Emulsja paliwa doprowadzana jest do trzech kanałów mających ujście w dolnej partii pierwszego przełotu. Wielkość dolnego otworu jest regulowana przy pomocy śruby zakończonej stożkowo. Oba górne kanałiki służą do polepszenia warunków pracy w okresie przechodzenia silnika z wolnych obrotów na pracę głównego systemu zasilania.

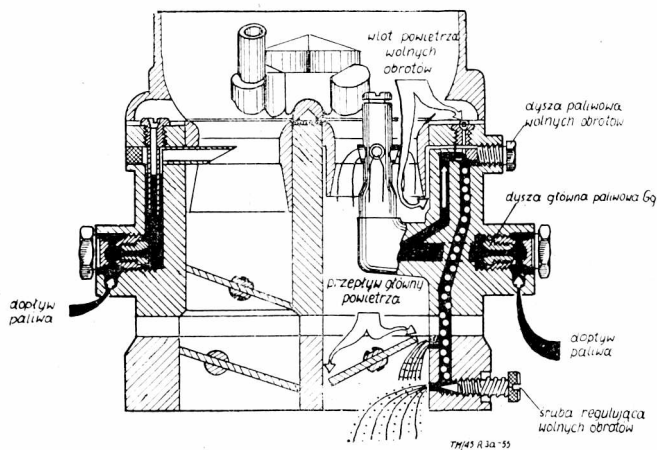
Praca normalna

Główny układ zasilania stanowi typowe rozwiązanie Solexa z tym, że rozpylacze obu przełotów różnią się między sobą sposobem ułożenia.

Rys. 4 pokazuje pracę gaźnika przy częściowych obciążeniach silnika, gdy pracuje tylko pierwszy przełot, natomiast rys. 4a — pracę przy pełnym obciążeniu i wysokich obrotach. Przełot drugi zaczyna oczywiście działanie w tym drugim przypadku.



Rys. 3. Sposób działania wolnych obrotów, 1 faza.



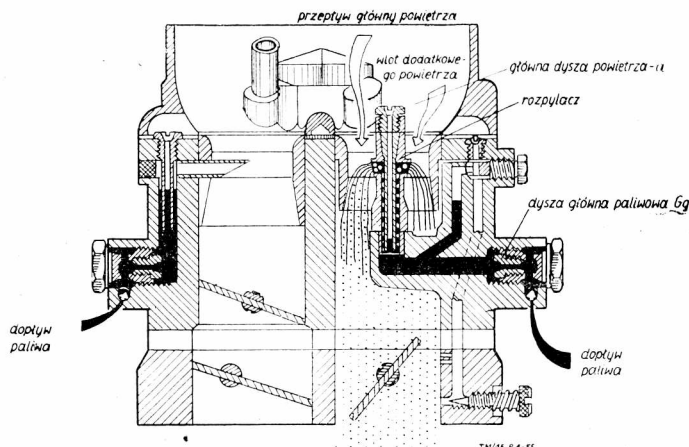
Rys. 3a

Przy pełnym obciążeniu silnika (przepustnice główne obu przelotów całkowicie otwarte) i niskich lub średnich obrotach silnika pracować będzie tylko pierwszy przelot, a to na skutek pozostawania przepustnicy regulującej drugiego przelotu w stanie zamkniętym.

Przyspieszanie

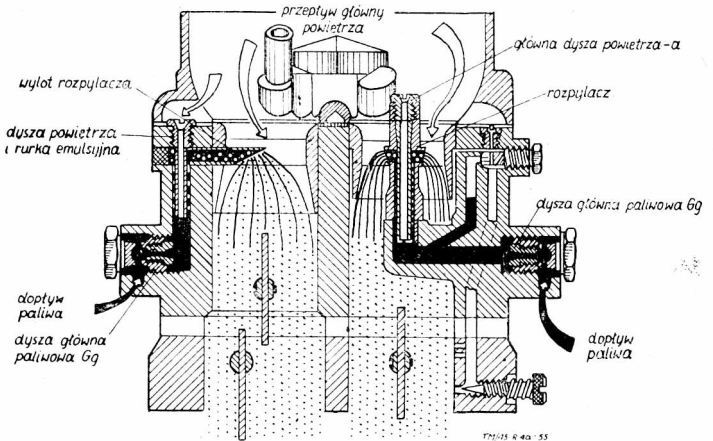
Pompka przyspieszająca (rys. 5 i 6) spełnia równocześnie dwa zadania: dostarcza dodatkową dawkę paliwa przy gwałtownych otwarciach przepustnicy i wzbogaca lub zuboża mieszkankę w zależności od sposobu rozwiązania zaworu.

Pompka jest typu membranowego, sterowana mechanicznie za pomocą sztywnego cięgła i dźwigni połączonej z osią przepustnicy pierwszego przelotu. Przy zamkniętej przepustnicy membrana pompki zostaje odepchnięta na zewnątrz za pomocą sprężyny, a ponieważ przestrzeń tłoczącą pompki



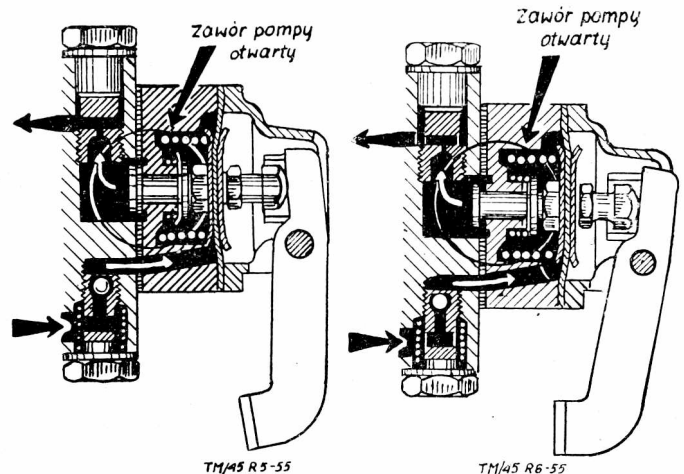
Rys. 4. Sposób działania gaźnika przy częściowych obciążeniach.

jest połączona kanałem zaopatrzonym w zwrotny zawór kulkowy z komorą pływakową, przeto normalnie przestrzeń ta jest stale wypełniona paliwem. Przy otwieraniu przepustnicy ruch jej poprzez sztywne cięgło przenosi się na membranę, która zaczyna tłoczyć dawkę paliwa przez dyszę i kalibrowaną rurkę wtryskową do komory mieszania pierwszego przelotu. W czasie zamykania przepustnicy ruch membrany poruszanej sprężyną powoduje zassanie paliwa do pompki. Ilość paliwa przetłoczona przez pompkę zależy wyłącznie od skoku membrany, a nie od wielkości dyszy, która wpływa jedynie na okres czasu wtrysku tłoczonych dawek paliwa.

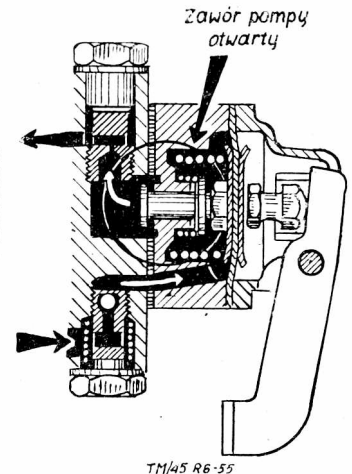


Rys. 4a. Sposób działania gaźnika dla pełnych obciążeń i wysokich obrotów silnika. Przy niskich obrotach i pełnym obciążeniu przepustnica podciśnieniowa jest zamknięta i pracuje tylko przelot 1.

Drugim zadaniem pompki jest wzbogacanie lub zubożanie mieszanki zasilającej podczas pracy częściowo obciążonego silnika. Poprzez pompkę i rurkę wtryskową prowadzi druga droga dla przepływu paliwa. Ilość dopływu tego dodatkowego paliwa jest zależna od wielkości ciśnienia panującego u wylotu rurki wtryskowej, jak również od wielkości dyszy paliwowej i ukształtowania zaworu sterującego pompki.



Rys. 5. Pompka przyspieszająca „wzbogacająca”. Przy pełnym otwarciu przepustnicy zawór pompy zostaje otwarty i dodatkowa wzbogacająca dawka paliwa zostaje zassana. Przy częściowo otwartej przepustnicy zawór jest zamknięty.



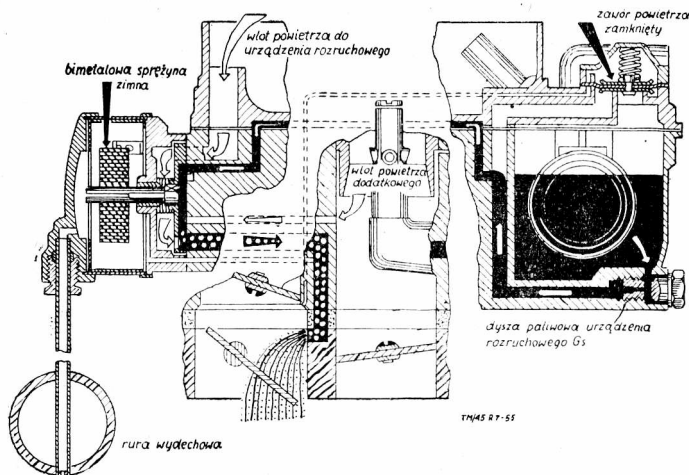
Rys. 6. Pompka „zubożająca”. Przy tym wykonaniu zawór pompy jest otwarty dla częściowych obciążeń i tylko wtedy mieszanka zostaje wzbogacona; przy pełnych obciążeniach zawór jest zamknięty.

Rurka wtryskowa może posiadać ujście w różnych przekrojach gardzieli i w związku z tym może oddziaływać na nią większe lub mniejsze podciśnienie przy tych samych warunkach przepływu powietrza. Wielkość podciśnienia jest decydującym czynnikiem, wpływającym na ilość dodatkowego paliwa doprowadzanego do gardzieli poprzez przewody pompki przyspieszającej. Doprowadzane w ten sposób paliwo może oddziaływać wzbogacająco lub zubożająco na skład mieszanki przy pełnych obciążeniach. Dlatego też istnieją dwa rodzaje wykonania pomp, tzw. „wzbogacające” i „zubożające”.

W pompce „wzbogacającej” (rys. 5) zawór pompki jest otwarty przy pełnym obciążeniu silnika (przepustnica otwarta całkowicie), tak że przez rurkę wtryskową dostaje się do gardzieli dodatkowa dawka paliwa, wzbogacająca skład mieszanki, natomiast przy częściowych obciążeniach zawór zamyka się i ta droga zostaje dla paliwa odcięta. Odwrotnie dzieje się w pompce „zubożającej” (rys. 6), gdzie przy częściowych obciążeniach zostaje zassana dodatkowa dawka paliwa, natomiast w zakresie pełnych obciążeń zawór jest zamknięty.

Rozruch

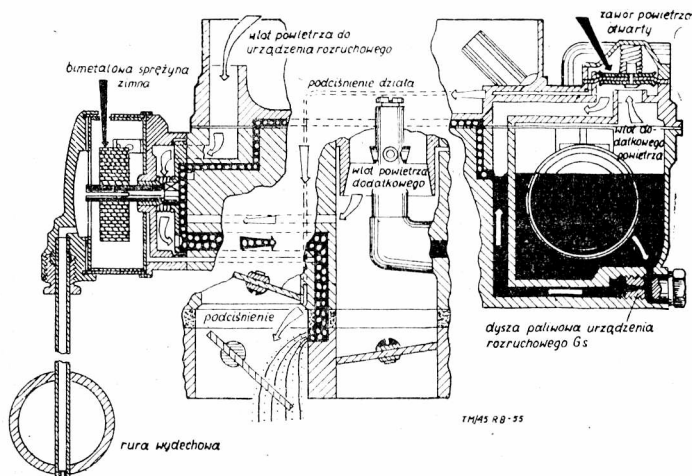
Termostat przystosowuje się automatycznie do dowolnego stanu cieplnego silnika i zapewnia dobry rozruch na zimno, prawidłowy bieg silnika nagrzanego oraz w okresie wszelkich przejść. Zasadniczą jego część stanowi bimetalowa sprężyna nagrzewana powietrzem, która omywa kolektor wydechowy.



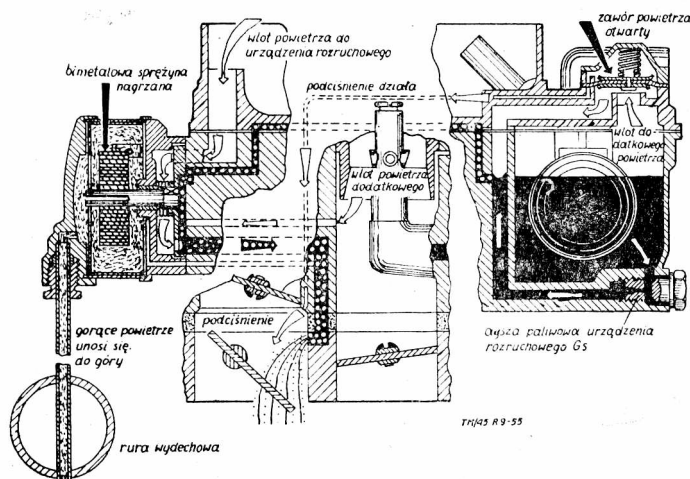
Rys. 7. Rozruch na zimno, 1 faza, emulsja bardzo bogata.

Jeśli silnik jest zimny, termostat włącza automatycznie urządzenie rozruchowe (rys. 7). Powstające przy rozruchu podciśnienie działa tylko w drugim przelocie na otwory wypływowe urządzenia rozruchowego, ponieważ obie główne przepustnice gaźnika są zamknięte. Przepustnica dolna w drugim przelocie zostaje nieco odchylona. Pozwala to na zassanie paliwa z dyszy urządzenia rozruchowego Gs. W przestrzeni urządzenia rozruchowego paliwo to zostaje wymieszane z powietrzem dopływającym przez dyszę powietrzną oraz z dodatkowym powietrzem zassanym z pierwszego przelotu gaźnika. Wytworzona emulsja jest bogata, tak że uruchomienie silnika nawet w niskiej temperaturze nie napotyka na trudności.

Skoro tylko silnik zaskoczy, wówczas zaczyna wzrastać ilość jego obrotów, co powoduje wzrost podciśnienia w gaźniku. To z kolei pociąga za sobą otwarcie zaworu w komorze pływakowej (rys. 8). W ten sposób powietrze z komory



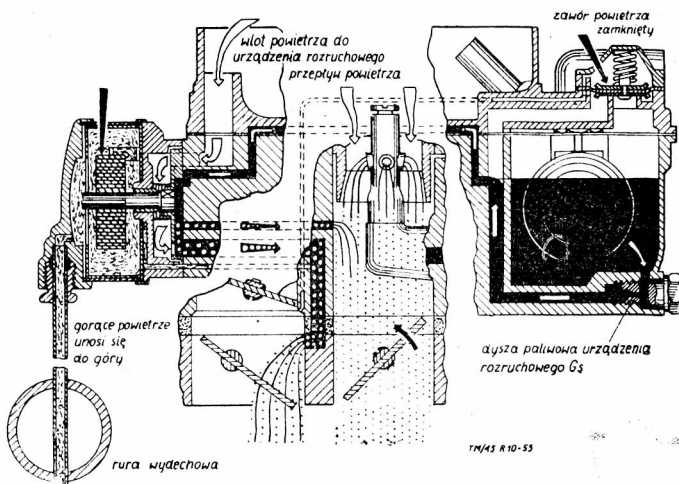
Rys. 8. Rozruch na zimno, 2 faza, mieszanka urządzenia rozruchowego zostaje zubożona powietrzem dopływającym przez zawór powietrzny.



Rys. 9. Bieg nagrzanego silnika.

pływakowej może dopływać do urządzenia rozruchowego. Powietrze to wpływa zubożając na mieszankę rozruchową, przez co bieg silnika w tym okresie staje się bardziej spokojny.

Kiedy silnik i wraz z nim sprężyna termostatu nagrzewają się, zawór obrotowy urządzenia rozruchowego ustawia się w położeniu dla biegu silnika na gorąco (rys. 9). Z chwilą gdy silnik osiągnie odpowiednio wysoką temperaturę, termostat wyłącza urządzenie rozruchowe.



Rys. 10. Okres przejściowy.

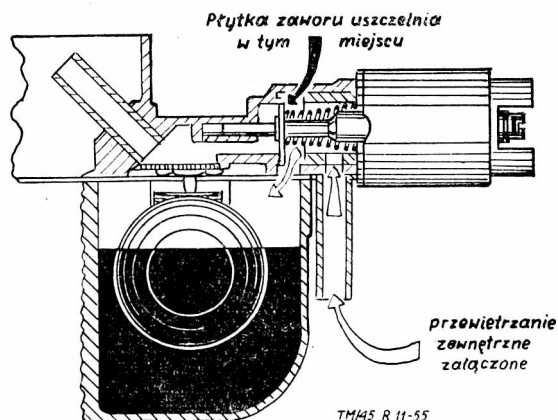
Najważniejszą zaletą tego termostatu rozruchowego urządzenia jest to, że pojazd natychmiast może być wprawiony w ruch. Jest to wynikiem wzbogacającego działania urządzenia rozruchowego na mieszankę wytwarzaną w tym czasie w pierwszym przelocie (rys. 10). Gdy przepustnica pierwszego przelotu zostanie otwarta przez nacisk na pedał gazu, wówczas podciśnienie przemieszcza się w komorze zmieszania ku górze. W następstwie tego zaczyna ustawać dopływ z głównego kanału rozruchowego, natomiast zaczyna dopływać mieszanka do pierwszego przelotu kanałem, którym dotychczas płynęło powietrze w odwrotnym kierunku. Wynika to z warunków odwrócenia się zjawiska podciśnienia w przelocie pierwszym i drugim. Należy przy tym zauważyć, że właśnie w krytycznym momencie otwarcia przepustnicy urządzenie rozruchowe dostarcza szczególnie bogatej mieszanki, ponieważ na skutek zmniejszenia się działającego dotychczas znacznego podciśnienia zawór powietrzny urządzenia rozruchowego zostaje na chwilę zamknięty. Wówczas urządzenie rozruchowe zaczyna dostarczać bogatej emulsji, która dostatecznie wzbogaca mieszankę zasilającą tak, że staje się możliwe ruszenie pojazdem z nie nagrzanym silnikiem.

Przy prostszych modelach gaźników kierowca musi sam włączać urządzenie rozruchowe przy pomocy giętkiego cięgła.

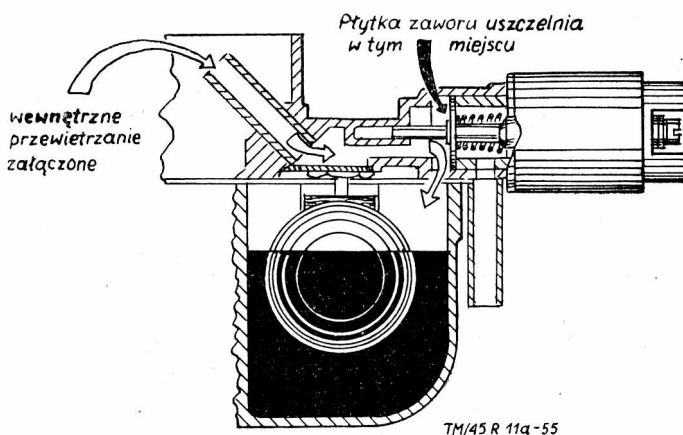
Rozruch nagrzanego silnika

Wiadomo, że w upalne dni powietrze pod maską silnika posiada znaczną temperaturę. W następstwie tego paliwo w gaźniku zaczyna intensywnie parować. Powstałe w ten sposób pary lżejszych frakcji paliwa przedostają się poprzez gaźnik do rury ssącej i czynią mieszankę zasilającą zbyt bogatą jak na potrzeby biegu luzem. W ruchu miejskim, gdzie silnik przy częstych postojach pracuje luzem, daje się łatwo zauważyć, że gaśnie on na skutek zbyt bogatego mieszanki. Również odstawiony na pewien czas gorący silnik trudno zaskakuje z tych samych powodów, co podane wyżej. W niektórych typach samochodów zjawisko to występuje w formie bardzo dotkliwej.

W omawianym gaźniku specjalne urządzenie sprawia, że przy wolno obracającym się lub stojącym silniku przewietrzanie gaźnika jest przestawiane za pomocą zaworu z so-



Rys. 11. Przewietrzanie komory pływakowej przy biegu luzem, zewnętrzne przewietrzanie załączone.



Rys. 11a. Komora pływakowa przewietrzana wewnętrznie.

lenoidem z wewnętrznego na zewnętrzne (rys. 11 i 11a). Przy zewnętrznym przewietrzaniu pary benzyny są odprowadzane na zewnątrz i nie mogą wzbogacać mieszanki zasilającej. Dzięki temu urządzeniu polepsza się warunki zapuszczania i biegu na wolnych obrotach bardzo gorącego silnika. Solenoid zaworu jest włączany przez regulator napięcia prądnicy. Jak długo pali się czerwona lampka kontrolna ładowania, tak długo komora pływakowa gaźnika jest przewietrzana z zewnątrz; z chwilą zgaśnięcia światła lampki kontrolnej przewietrzanie zostaje przełączone na wewnętrzne.

Opisany dwuprzelotowy gaźnik jest przewidziany dla wyposażenia konkretnego typu silnika, ponieważ jego regulacja wymaga przygotowań na stanowisku badawczym. Zamontowywanie gaźnika do dowolnego typu silnika jest przeto niecelowe, gdyż przypadkowe efekty współpracy mogą okazać się wiele niekorzystne.

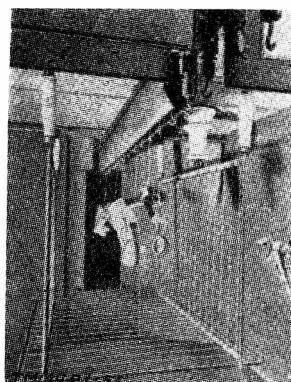
Na podstawie Automobile Revue Nr 5/55— opracował T. W.

WYTWARZANIE POWŁOK LAKIEROWYCH PRZY UDZIALE POLA ELEKTROSTATYCZNEGO

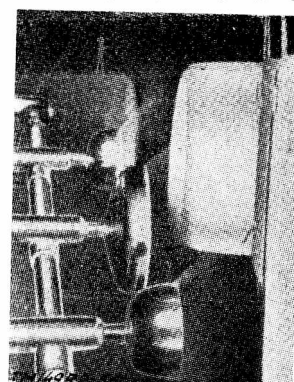
W nr 2/1955' czasopisma *Werkstattstechnik* opisana jest instalacja do elektrostatycznego powlekania przedmiotów lakierami w produkcji masowej, przy zastosowaniu najnowszych osiągnięć, które spowodowały szerokie rozpowszechnienie tego rodzaju urządzeń w przemyśle. Ze względu na możliwości i celowość stosowania metody elektrostatycznej do lakierowania elementów motoryzacyjnych, podajemy niektóre szczegóły dotyczące zasad działania instalacji i charakterystykę techniczną oraz korzyści, jakie mogą być uzyskane przy stosowaniu lakierowania metodą elektrostatyczną w porównaniu z innymi stosowanymi dotychczas metodami.

Nakładaniu powłok lakierowych w produkcji seryjnej i masowej stawiane są w przemyśle coraz wyższe wymagania w zakresie: higieny pracy, szybkości, zmniejszenia do minimum strat materiału lakierniczego, uzyskania efektywnie wyglądającej powierzchni, krótkiego okresu amortyzacji urządzeń i niskich kosztów ruchu. Najpierw zastąpiono pędzel urządzeniami zmechanizowanymi, po czym przyszła kolej na pistolet do natrysku pod ciśnieniem powietrza. Wprawdzie tym sposobem można malować szybko, ale rozchód lakieru na straty jest dość znaczny. Kabinę lakierniczą działającą na zasadzie wyciągu powietrza są kosztowne, zarówno pod względem inwestycji jak i eksploatacji. Wszystkie cząstki lakieru, które ominą przedmiot lakierowany, albo odbijają się od niego, zostają stracone. Wielkość tych strat jest tak duża, że możliwość ich zlikwidowania przez zastosowanie elektrostatycznej metody lakierowania usprawiedliwia koszty zainstalowania tego rodzaju urządzenia. W metodzie elektrostatycznego malowania wykorzystuje się siłę pola elektrostatycznego, dzięki której cząsteczki lakieru zostają skierowane na powierzchnię przedmiotu lakierowanego. W pierwszych rozwiązaniach tego typu instalacji używano do rozpylania lakieru pistoletu natryskowego. Cząsteczki lakieru uzyskiwać mogą nabój elektryczny albo drogą wejścia w pole elektrostatyczne, albo już przedtem w pistolecie włączonym do obwodu wysokiego napięcia. Do wytworzenia pola elektrostatycznego potrzebny jest prąd stały o wysokim napięciu, którego wartość zależy od żądanego natężenia pola i wynosi od 40 000 do 140 000 V. Natężenie prądu jest rzędu kilku miliamperów. Wysokie napięcie uzyskuje się z transformatora zasilanego z sieci prądu zmiennego. Na wyjściu z transformatora prąd jest prostowany prostownikiem lampowym albo selenowym. Biegun ujemny znajduje się na siatce, utworzonej

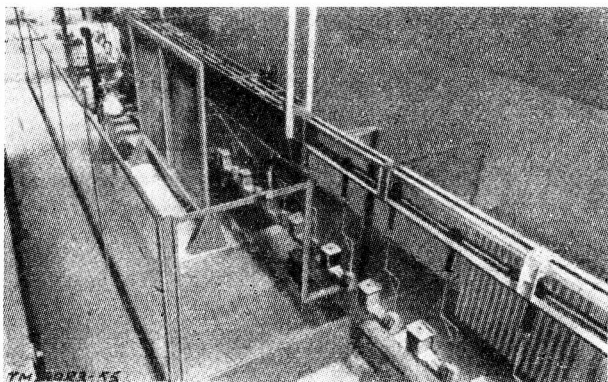
z prętów metalowych albo ostro zakończonych drutów, które ustawione są w odpowiedniej odległości od przedmiotów malowanych. Biegun dodatni i przedmioty malowane są uziemione. Rozpylony strumień lakieru z dyszy pistoletu (w urządzeniach dawnego typu) skierowany jest w pole między siatką i przedmiot, równoległe do drogi przelotu przedmiotów (rys. 1). Oprócz instalacji do wytwarzania wysokiego napięcia i dostarczania lakieru pod ciśnieniem, potrzebne jest urządzenie do transportu przedmiotów przez pole elektrostatyczne. Urządzenia te są tak konstruowane, aby przedmioty w czasie drogi powoli obracały się. Cały agregat



Rys. 1 — Urządzenie do elektrostatycznego malowania (dawnego typu) z pistoletem do natrysku i siatką dla wytwarzania pola elektrostatycznego.



Rys. 2 — Głowice rozpylające w urządzeniu nowego typu Kansburg — 2.



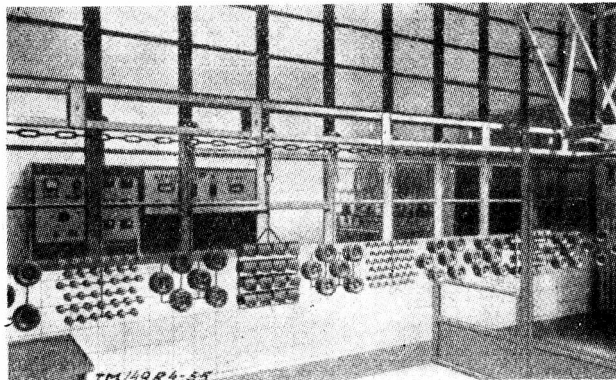
Rys. 3 — Urządzenie nowego typu Ransburg — 2

znajduje się w wydrebnionym pomieszczeniu, odpowiednio wentylowanym. Do kompletu wyposażenia urządzenia należy również instalacja wyciągowa dla odprowadzenia rozproszonych cząstek lakieru i par rozcieńczalników. Wyregulowanie agregatu do nienagannej pracy, z uwzględnieniem wszystkich wyżej podanych czynników wzajemnie na siebie oddziałujących, nie jest łatwe i wymaga dużego nakładu pracy.

Unowocześnione agregaty

W oparciu o wyżej podane zasady i nabyte doświadczenia specjalizująca się w produkcji i instalowaniu urządzeń do elektrostatycznego lakierowania amerykańska firma Ransburg opracowała udoskonalone urządzenia, które od dwóch lat pracują już w kilkuset zakładach. Do głównych cech charakterystycznych udoskonalonych urządzeń należy między innymi to, że lakier nie jest rozpylany pistoletem. Poza tym lakier nie jest najpierw rozpylany, a później wprowadzany w działanie pola elektrostatycznego, ale do rozpylania lakieru wykorzystuje się bezpośrednio oddziaływanie pola elektrostatycznego. Spośród sił, działających na cząsteczkę lakieru rozpylanego z pistoletu, największa z nich — siła powietrza rozpylającego — w nowym urządzeniu całkowicie odpada. Decydująca pozostaje siła pola elektrostatycznego, w którym cząsteczki lakieru wędrują do przedmiotu wzdłuż jego linii sił. Cząsteczki lakieru nie muszą być, jak w dawnych urządzeniach kierowane na linie pola, ale każda z nich powstaje i rozpoczyna swoją drogę w specjalnie skonstruowanych głowicach rozpylających (rys. 2), z których wychodzą linie pola. Głowice rozpylające, połączone ze źródłem prądu stałego o napięciu 90 000 V, posiadają kształt dzwonowy o ostrych przednich krawędziach. Lakier doprowadzany jest do środka głowicy w odmierzonej ilości i w sposób ciągły za pośrednictwem specjalnych pomp. Głowice mają ruch obrotowy, aby zapewnić równomierny spływ lakieru po ścianach w kierunku ostrych krawędzi. Z krawędzi tych lakier zostaje rozpylony pod wpływem siły pola elektrostatycznego. Drobne jego cząsteczki otrzymują ładunek elektryczny i pod wpływem siły pola są skierowane wzdłuż jego linii ku przedmiotowi. Cząsteczki lakieru osadzają się nie tylko na ściankach przedmiotu znajdującego się naprzeciw strumienia, ale również na ściankach odwróconych od niego, jak np. przy lakierowaniu wnętrza rur. Głowice rozpylające spełniają zatem rolę elektrod emisyjnych i rozpylaczy.

Specjalne siatki emisyjne, jak w urządzeniach dawnych, w których stosowano pistolety natryskowe, nie są potrzebne. Odpadają zatem wszystkie trudności, jakie występują przy posługiwaniu się pistoletami, jak regulacja powietrza, kiero-



Rys. 4 — Urządzenie Ransburg 2 z przenośnikiem, na którym są zawieszane przedmioty różnych wielkości.

wanie strumienia lakieru, czyszczenie rozpylaczy itd. Ponieważ w nowych urządzeniach nie tworzy się nadmiar rozpylanego lakieru, zbędna staje się instalacja do odciągania jego cząsteczek, a wraz z nią odpadają kłopotliwe zabiegi oczyszczania tego rodzaju instalacji. Potrzebne jest tylko odciąganie małej ilości lotnych rozcieńczalników. Ponieważ ilość ta jest bardzo mała w porównaniu z ilością w urządzeniach dawnego typu, uzyskuje się przez to poważne oszczędności w zmniejszeniu strat na ogrzewanie w okresie zimy i na filtrowanie powietrza.

Wykonanie urządzenia nowego typu

Ustalenie warunków pracy urządzenia do elektrostatycznego lakierowania musi być dla każdego przypadku poprzedzone próbami w skali laboratoryjnej. W próbach tych ustala się prędkość przenośnika, ilość, wielkość i rozstawienie głowic rozpylających, a przede wszystkim dawowanie materiału lakierniczego przez pompy zasilające. Każda głowica posiada własną pompkę, która dostarcza w sposób ciągły wyregulowaną ilość materiału lakierniczego. Wszystkie pompy posiadają napęd z bezstopniową przekładnią prędkości. Każdą głowicę można poza tym oddzielnie włączać i wyłączać. W ten sposób całe urządzenie posiada duży zakres regulacji stosowanej w zależności od wymagań produkcji seryjnej lub masowej różnych przedmiotów. Jak już podano, w skład wyposażenia urządzenia wchodzi przenośnik. Przenośniki stosuje się taśmowe, albo podwieszone łańcuchowe. Po usunięciu przedmiotu z pomieszczenia lakierni, przenośniki wprowadzają je do suszarni. Prędkość posuwu stosuje się od 1 do 4 m/minutę. Suszarnie są typu promieniowego (suszenie promieniami podczerwonymi), albo konwekcyjnego. Przedmioty nie muszą być ściśle jednakowe, ważne jest jednak, aby miały podobieństwo kształtów i wielkości. Instalację dostosowuje się oczywiście do przedmiotów największych. Przedmioty posiadające znacznie większe wymiary, zwłaszcza jeżeli występują w niewielkiej ilości, należy wyłączyć z malowania w urządzeniu, zaprojektowanym dla przedmiotów wymiarowo mniejszych. Dalsze ograniczenie w tym procesie stanowi prawo fizyczne niewnikania linii pola w głębokie wnęki, przez co cząsteczki lakieru nie dostają się w zagłębione miejsca. W tym względzie warunki są tym korzystniejsze, im większy jest stosunek średnicy krawędzi wnęki do jej głębokości. Jednak nawet niekorzystny stosunek nie wyklucza możliwości stosowania omawianego procesu. Wgłębienia można bowiem lakierować natryskowo ręcznie przed wprowadzeniem przedmiotu do pomieszczenia z urządzeniem do malowania elektrostatycznego, albo po usunięciu z niego. Takie kombinowane lakierowanie stosuje się z powodzeniem w wielu zakładach, gdyż dodatkowa operacja jest zupełnie opłacalna dla całości procesu malowania.

Instalacja wysokiego napięcia zużywa od 1 do 2 kWh energii elektrycznej. Transformator jednofazowy podłączony jest do sieci 220 V. Natężenie prądu po stronie wysokiego napięcia w transformatorze wynosi tylko 1 do 3 mA, jest więc rzędu wielkości natężeń, jakie pobierają aparaty medyczne. Wszystkie przewody wysokiego napięcia są tak prowadzone, aby uniemożliwione było ich zetknięcie się w czasie ruchu urządzenia. Przy otwarciu drzwi prąd zostaje automatycznie wyłączony. Poza tym dla zabezpieczenia instalacji przewidziane są dwa niezależnie od siebie bardzo czułe automatyczne wyłączniki, które wyłączają transformator, gdy natężenie prądu przekroczy wartość ustaloną dla ruchu instalacji. W ten sposób urządzenie jest zabezpieczone w wypadku powstania iskry przy krótkim spięciu, jakie mogłoby powstać, gdyby przedmiot zetknął się z częściami instalacji znajdującymi się pod wysokim napięciem. System wentylacji zapewnia odciąganie na zewnątrz oparów lotnych rozcieńczalników z pomieszczenia lakierni. Ilość powietrza odciąganego musi pozostawać w odpowiednim stosunku do ilości rozpylonych rozcieńczalników, tak aby mieszanka posiadała zawsze stężenie poniżej krytycznego, grożącego wybuchem. Włączenie wysokiego napięcia przy niewłączonym wyciągu jest niemożliwe dzięki zastosowaniu elektrycznego blokowania.

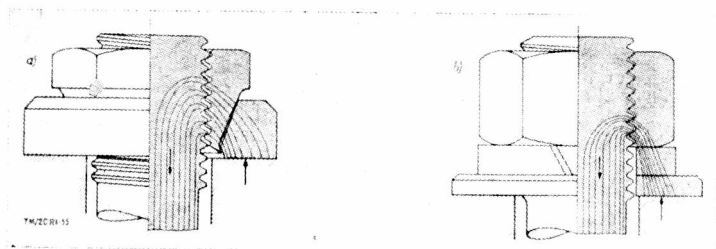
Powłoki lakierowe uzyskiwane w urządzeniach nowego typu Ransburg 2 są gładkie i równomiernej grubości, gdyż nie zależą od wprawy lakiernika. W dalszym zastosowaniu metody elektrostatycznej należy wymienić możliwość wykorzystania jej do usuwania nadmiaru lakieru, jaki gromadzi się na krawędziach przedmiotów przy lakierowaniu zanurzeniowym. W tym celu przedmioty zawieszane na przenośniku, po obcieknięciu, przeprowadza się nad siatką znajdującą się pod wysokim napięciem, wskutek czego — w wyniku działania sił pola elektrostatycznego — nagromadzone w nadmiarze krople lakieru odrywają się od powłoki.

T. S.

NAKRĘTKA SAMOHAMOWNA OBCIĄŻONA RÓWNOMIERNIE

Poniżej zostanie opisane nowoczesne rozwiązanie konstrukcyjne nakrętki i podkładki, które przy docięnięciu zabezpieczają złącza gwintowe przed samoodkręceniem. Przykład ten ilustruje szczególnie wyraźnie, jak dzięki odpowiedniemu ukształtowaniu można osiągnąć większą wytrzymałość i trwałość części maszynowych, zmniejszenie spiętrzenia naprężeń oraz równomierniejsze rozłożenie obciążeń.

W połączeniu gwintowym, najbardziej obciążone są dwa pierwsze zwoje gwintu śruby oraz nakrętki i w nich powstaje spiętrzenie naprężeń powodujące zmęczeniowe pęknięcia śrub. Tę znaną ogólnie, ujemną właściwość połączenia gwintowego wielokrotnie już usiłowano usunąć przez ulepszenie konstrukcji nakrętek. Opisana niżej nakrętka, zakończona stożkiem opierającym się w stożkowym otworze podkładki (rys. 1a) zapewnia równomierniejsze rozłożenie obciążenia na zwoje śruby, niż nakrętka normalna z podkładką sprężynującą (rys. 1b).

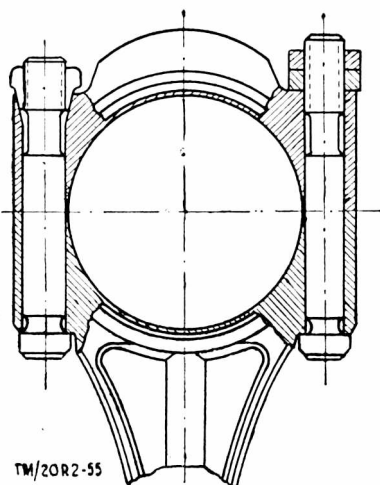


Rys. 1. Przebieg linii sił w nakrętce stożkowej — a) i w nakrętce normalnej — b).

Równomierne rozłożenie obciążeń w nakrętce stożkowej uzyskuje się dzięki temu, że odkształcenia śruby i nakrętki są w tym przypadku jednego typu — od siły rozciągającej. Kształt stożkowy nakrętki wykazuje szczególne zalety przy połączeniach gwintowych stosowanych w budownictwie samochodowym, gdzie na nakrętki i śruby używa się stali o dużej wytrzymałości na rozciąganie, wrażliwej bardzo na działanie karbu, jakim jest gwint. Oprócz tego przy połączeniu gwintowym z nakrętką i podkładką stożkową nie ma obawy przed samoodkręceniem się nakrętki na skutek drgań i wstrząsów. Przy takim połączeniu stożek otworu podkładki wykonuje się o cokolwiek mniejszej zbieżności niż stożek nakrętki. Przy dokręcaniu nakrętki, w górnej części podkładki występują znaczne siły zgniatające nakrętkę, dzięki czemu siła przenoszona przez nakrętkę rozkłada się na większą liczbę zwojów. Między nakrętką i podkładką powstają znaczne naciski jednostkowe zapobiegające samoodkręceniu się nakrętki i wywołujące poza tym pewne naprężenia wstępne śruby i nakrętki. Jak widać z tego, nakrętka stożkowa zapewnia sztywne połączenie oraz zapobiega zluźnieniu się złącza przy obciążeniach zmiennych.

Najbardziej korzystne jest takie ukształtowanie nakrętki i podkładki, aby były one obrotowo połączone. Uzyskuje się to przez odpowiednie podtoczenie u dołu podkładki i rozwalcowanie czoła nakrętki.

Zastosowanie nakrętek stożkowych umożliwia często zmniejszenie ciężaru, a przez to zaoszczędzenie materiału na połączenie; odpada np. konieczność stosowania przeciwnakrętki. Przykładowo na rys. 2 przedstawione jest połączenie połówek łba korbowego przy użyciu nakrętki stożkowej wpuszczonej w materiał korbowodu; w tym przypadku podkładka stożkowa jest zbędna.

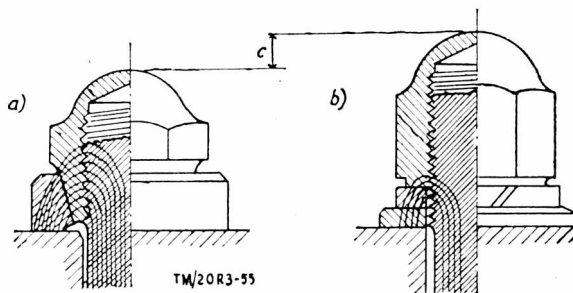


Rys. 2. Zastosowanie nakrętki stożkowej przy połączeniu połówek łba korbowego

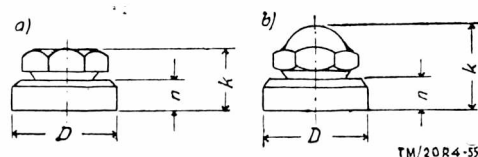
TABLICA 1
GŁÓWNE WYMIARY NAKRĘTEK STOŻKOWYCH ORAZ
PODKŁADEK (w mm)

Gwint	Rozwar- tość klucza	Nakrętka zwykła (rys. 4a)			Nakrętka kryta (rys. 4b)		
		K	D	n	k	D	n
M6	11	8	14	4	12	14	4
M8	14	9	18	4,5	14	18	4,5
M10	17	12	21	6	21	21	6
M11	19	12	24	6	24	24	6
M12	19	15	27	8	27	27	8
M14	22	17	30	10	30	30	10
M16	24	19	33	11	33	33	11
M20	27	22	38	12	38	38	12
M22	32	25	45	14	45	45	14
M24	36	28	50	16	50	50	16

Zmniejszenie wymiarów nakrętki ma również duże znaczenie, zwłaszcza w takich konstrukcjach, gdzie do dyspozycji jest mała przestrzeń. Porównanie wielkości nakrętki stożkowej oraz normalnej w wykonaniu tzw. „krytym” przedstawia rys. 3. Główne wymiary nakrętek stożkowych zwykłych oraz krytych dla niektórych wymiarów gwintów podaje tablica I oraz rys. 4.



Rys. 3. Porównanie wymiarów nakrętki stożkowej i normalnej krytej.



Rys. 4. Główne wymiary nakrętek stożkowych (patrz tablica I).

Przy próbach zmęczeniowych połączeń gwintowych z nakrętką normalną, uszkodzeniu ulegały przeważnie zwoje nakrętki, tzn. że śruba jest bardziej wytrzymała niż nakrętka. Natomiast przy nakrętkach stożkowych uszkodzeniu ulega

TABLICA II
ZMIANA MOMENTU POTRZEBNEGO DO ZLUZOWANIA
NAKRĘTKI

Rodzaj połączenia gwintowego	3,3·10 ³ zmian obciążeń		6,6·10 ³ zmian obciążeń	
	Moment obrotowy w kGm			
	do dokręcania	do zluzowania	do dokręcania	do zluzowania
Nakrętka stożkowa z podkładką	20	20	15	14
Nakrętka normalna z podkładką sprężynująca	20	16	15	8

przeważnie śruba. Można więc wyciągnąć z tego wniosek, że w przypadku nakrętki stożkowej nie jest ona słabszym elementem połączenia, lecz śruba.

W celu ustalenia właściwego kąta stożka nakrętki, przeprowadzono badania z sześcioma różnymi nakrętkami oraz podkładami o kącie stożka od 15° do 20° . Najpierw dokonano prób, które miały na celu porównanie wielkości momentów obrotowych potrzebnych do dokręcania i zluźniania nakrętek. Nakrętki dokręcano z siłą odpowiadającą momentowi obrotowemu o wielkości 34,30 i 22 kGm. Dla nakrętki o kącie stożka 20° , która była dokręcona momentem 30 kGm, do zluźnienia potrzebny był moment obrotowy wynoszący 28 kGm. W tych samych warunkach do odkręcenia nakrętki normalnej z podkładką sprężynującą potrzebny był moment o wielkości tylko 21 kGm. Wynika z tego, że siła z jaką przeciwstawia

się nakrętka stożkowa odkręceniu jest o 25% większa niż przy nakrętce normalnej.

W celu uzyskania zestawienia porównawczego sił przeciwstawiających się samoodkręcaniu się nakrętek, stożkowej i normalnej, przeprowadzono próby obu rodzajów połączeń na maszynie do badań zmęczeniowych. Początkowo oba połączenia poddano próbie pod obciążeniem zmiennym do 3,3 miliona cykli obciążeń, a następnie 6,6 miliona cykli. Po obu próbach moment obrotowy, jaki był potrzebny do zluźnienia nakrętki stożkowej pozostał prawie niezmienny, przy nakrętce normalnej zaś moment zmniejszył się dość znacznie. Wyniki prób podano w tablicy II.

Na podstawie artykułu „Selbsthemmende Mutter mit gleichmässiger Spannung sverteilung” — Werkstatt u. Betrieb, nr 12/54 — opracował

W. K.

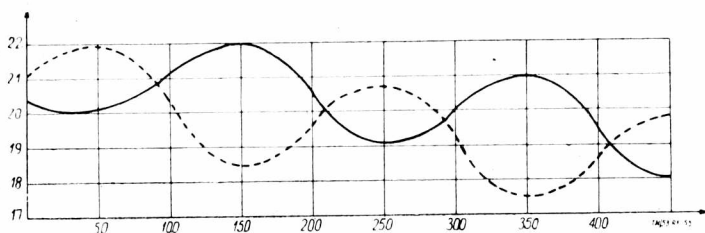
WPLYW WYDECHU SPALIN NA MOC SILNIKA

Nie ma najmniejszej wątpliwości w stwierdzeniu faktu, że zastosowanie tłumika zmienia warunki pracy silnika spaliny i może wywrzeć wpływ na jego moc. Zagadnienie to jest przedmiotem ciągłych rozważań i zdania są podzielone. Niektórzy twierdzą, że tłumik hamuje wypływ spalin, w następstwie czego moc silnika spada. Autor artykułu dowodzi, że twierdzenie to nie zawsze jest prawdziwe i że spadek mocy częstokroć jest wynikiem doboru nieodpowiedniej konstrukcji tłumika bądź też błędnego jego zamontowania.

Inni twierdzą, że moc silnika może być podwyższona przy użyciu tłumika o 15%, 20% a nawet więcej. Również i tu autor dowodzi, że i to twierdzenie nie jest zawsze prawdziwe i że ten sam tłumik może spowodować wzrost mocy o 15%, jeżeli będzie zamontowany w odpowiednim miejscu rury wydechowej, względnie może spowodować spadek mocy o 15% → 20%, jeżeli zostanie przesunięty z poprzedniego miejsca np. o 25 cm dalej lub bliżej silnika. Takie zjawiska ujawniają się szczególnie wyraźnie w silnikach dwusuwowych. Często eksperymentatorzy nie rozumieją tego — dlaczego dobrze pracujący tłumik zamontowany w innym miejscu, bądź w innych warunkach aniżeli przepisane, daje złe wyniki. Przed wypowiedzeniem się o wzroście względnie spadku mocy, w wyniku użycia tłumika, należy ustalić, co jest przyczyną tych wahań mocy.

W celu lepszego zrozumienia zagadnienia rozpatrzmy przykład 4-cylindrowego silnika o mocy 20 KM przy 3000 obr/min, posiadającego rurę wydechową o długości 0,5 m. Ten sam silnik przy długości rury wydechowej 1,5 m dał moc 22 KM, z rurą zaś długości 2,5 m moc spadała do 19 KM.

Krzywe (rys. 1) przedstawiają zmiany mocy w funkcji odległości między tłumikiem i silnikiem.



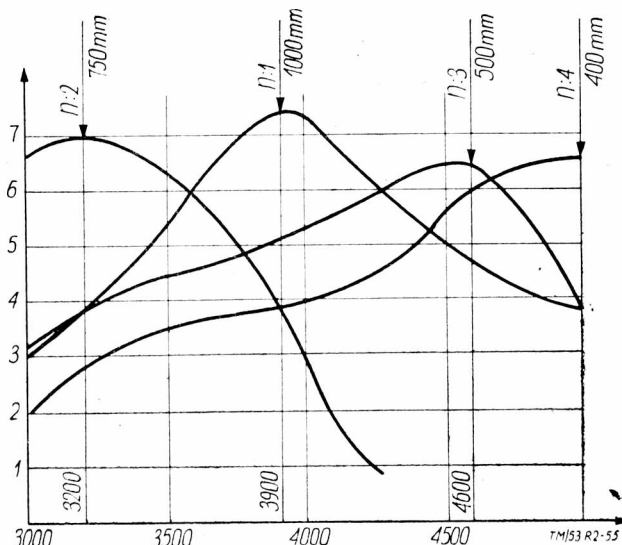
Rys. 1

Wiadomo, że na końcu rury wydechowej przy ujściu do atmosfery tworzy się zawsze worek akustyczny, tj. przestrzeń, w której ciśnienie zachowuje stałą wartość a zmienia się tylko szybkość. W tych warunkach staje się jasne, że tłumik, którego konstrukcja powoduje przesunięcie worka akustycznego o wielkość równą pewnemu przedłużeniu rury, zamontowany na końcu rury o długości np. 0,5 m, 2,5 m lub 4,5 m, dającej minimum mocy, spowoduje wzrost mocy. W przeciwnieństwie do tego, jeżeli wybierzemy rury o długości np. 1,5 m, 3,5 m itp. dające maksimum mocy, wówczas każda zmiana, czy to przez przyłączenie tłumika, czy też przez jakiekolwiek przedłużenie rury spowoduje zawsze spadek mocy.

W konsekwencji tego, w celu stwierdzenia, czy dany tłumik „hamuje” czy też nie, trzeba wykonać próby z rurami wydechowymi o różnych długościach w połączeniu z danym tłumikiem, a następnie dokonać porównania punktów maksymalnych i minimalnych obu krzywych.

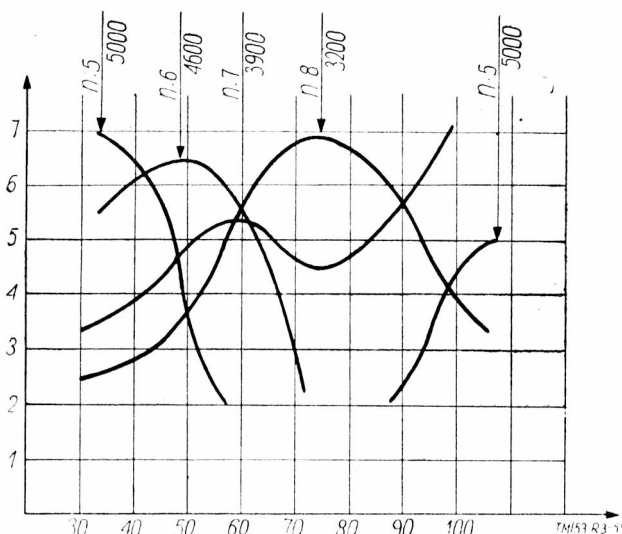
Z rys. 1 widzimy, że maksimum mocy = 22 KM ma miejsce przy wolnym wydechu wtedy, gdy długość rury wynosi 1,5 m,

przy zastosowaniu zaś tłumika maksimum mocy = 21,5 KM występuje przy użyciu rury wydechowej o długości 0,5 m. Widzimy więc, że przy zastosowaniu tłumika tracimy 0,5 KM. Przyjmując inny tok rozumowania możemy dojść do błędnych wyników, np. silnik z rurą wydechową długości 1,5 m daje moc 22 KM, jeśli teraz na końcu tej rury zamontujemy tłumik, wówczas otrzymamy tylko 18,5 KM, a więc spadek mocy wyniesie 3,5 KM. Następnie możemy stwierdzić, że przy



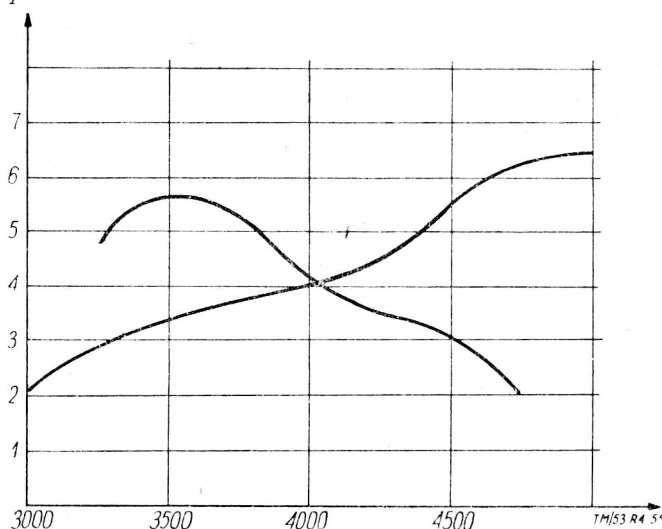
Rys. 2

wolnym wydechu i rurze długości 2,5 m moc silnika wyniesie 10 KM; jeżeli znów na końcu tej rury umieścimy taki sam tłumik jak poprzednio, wówczas moc wzrośnie do 20,5 KM, co da 1,5 KM zysku.



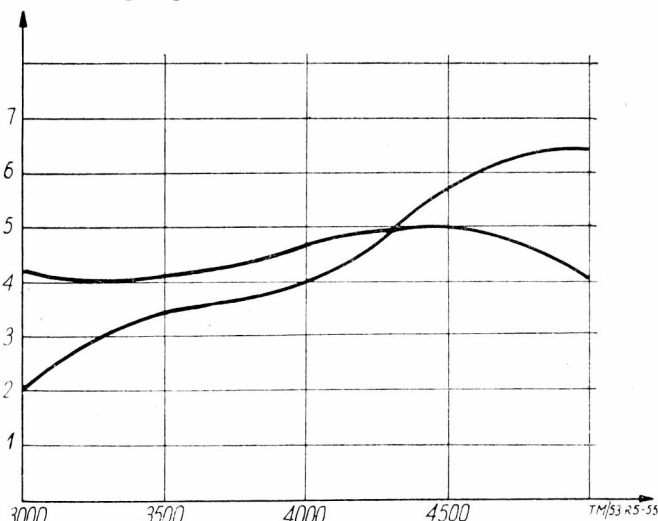
Rys. 3

Jest oczywiste, że tak pierwsza jak i druga próba prowadzi do wniosków błędnych; w celu otrzymania właściwych wyników należy sporządzić wykresy mocy przy zmiennych długościach rur wydechowych oraz przy zamontowanym i zdjętym tłumiku.



Rys. 4

To wszystko co było powiedziane nie rozwiązuje jednak całkowicie problemu, ponieważ należy wziąć jeszcze pod uwagę ilość obrotów silnika; rura o pewnej długości może dawać maksimum mocy przy 2000 obr/min, natomiast minimum mocy przy 4000 obr/min, względnie na odwrót. Świadczy to, że problem nie jest tak prosty jak sobie niektórzy wyobrażają, a dla wyrobienia sobie dokładnego poglądu o wartości danego tłumika, niezbędne jest przeprowadzenie wielu prób nie tylko z rurami o różnych długościach, lecz również przy różnych warunkach pracy silnika.



Rys. 5

Jako przykład przytoczone zostaną wyniki prób w zakładach Levalette.

Rys. 2 przedstawia krzywe mocy 1-cylindrowego dwusuwowego silnika o pojemności skokowej 49 cm³ w funkcji ilości obrotów. Próby rozpoczęto stosując rurę wydechową długości 1000 mm, a następnie skracano ją w sposób postępowy aż do długości 400 mm, tj. takiej, jaką posiadają silniki rowerowe.

Krzywa N_o 1 odnosi się do rury wydechowej długości 1000 mm; maksimum mocy otrzymano przy ok. 3900 obr/min.

Krzywa N_o 2 dla rury długości 750 mm pokazuje, że maksimum mocy występuje przy 3200 obr/min, następnie moc spada bardzo szybko i praktycznie biorąc silnik nie jest w stanie osiągnąć więcej jak 4000 obr/min.

Krzywa N_o 3 odnosząca się do rury o długości 500 mm ma maksymalną moc przy 4600 obr/min, po czym moc gwałtownie spada i powyżej 5000 obr/min posiada już niewielką wartość.

W przeciwieństwie do poprzednich, krzywa N_o 4 otrzymana dla rur o długości 400 mm pokazuje maksimum mocy przy 5000 obr/min.

Wychodząc z wyżej omówionych krzywych wykonano wykresy mocy w innym układzie, przedstawiającym moc silnika w funkcji długości rury wydechowej dla stałych ilości obrotów (rys. 3).

Krzywa N_o 5 posiada dwa maksima, jedno poniżej 400 mm, a drugie powyżej 1000 mm długości rury wydechowej. Minimum znajduje się przy wartości około 700 mm. To minimum nie zostało osiągnięte w czasie prób, ponieważ silnik, którym się posługiwano nie był całkowicie dotarty i tracił gwałtownie obroty za każdym razem, gdy zbliżał się do tego minimum; to samo zresztą zdało się przy ustalaniu krzywej N_o 2, gdzie stwierdzono, że przy użyciu rury o długości 750 mm nie da się praktycznie przekroczyć 4000 obr/min.

Krzywa N_o 6 odnosi się do ilości obrotów $n = 4600$ obr/min; otrzymano tutaj maksimum mocy niewiele poniżej 500 mm długości rury. Stroma gałąź schodząca krzywej N_o 6 wskazuje, że nie jest możliwe osiągnięcie tej ilości obrotów przy użyciu rury dłuższej niż 700 mm, co potwierdza również przebieg krzywej N_o 2, gdzie przy długości rury 750 mm z trudem przekroczono wartość 4000 obr/min.

Krzywa N_o 7 odnosi się do 3900 obr/min; otrzymano tutaj dwa maksima: jedno przy długości 600 mm, drugie zaś powyżej 1000 mm. Ten wynik znajduje wyjaśnienie przebiegu krzywej N_o 1, gdzie maksimum było osiągnięte przy 3900 obr/min dla długości rury 1000 mm.

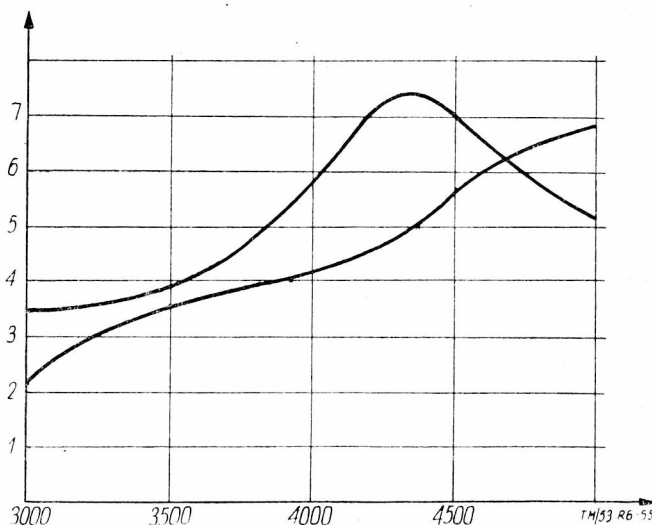
Krzywa N_o 8 posiada maksimum mocy przy $n = 3200$ obr/min dla długości rury 750 mm, co jest również widoczne na krzywej N_o 2.

W próbach naszych ograniczono się do długości rury 1 m, ponieważ w konstrukcjach motorowerowych nie posiadają one większej długości ze względu na ograniczenie gabarytu pojazdu. Jeśli jednak wykonano się próby z rurami również powyżej tej długości, wówczas można stwierdzić, że dla poszczególnych ilości obrotów istnieją dwa lub więcej maksima mocy, z których pierwsze odpowiada długości rury związanej z falą stojącą zasadniczą, pozostałe zaś maksima są związane z falami harmonicznymi fali stojącej.

Ustaliwszy przebieg krzywych mocy przy wolnym wydechu, zamontowano kolejno na końcu rury długości 400 mm różne tłumiki.

Wykres 4 pokazuje przebieg krzywych N_o 9 i N_o 4. Pierwsza z tych krzywych została otrzymana dla tłumika K, w którym spaliny przepływają przez skośne szczeliny w stożkowych ściankach otrzymując ruch obrotowy wewnątrz tłumika. Druga krzywa odnosi się natomiast do przepływu wolnego przez rurę wydechową długości 400 mm. Przy użyciu tłumika otrzymano maksimum mocy przy 3500 obr/min, następnie do 4200 obr/min wartość mocy jest jeszcze do przyjęcia, po czym spada gwałtownie i praktycznie nie jest się w stanie osiągnąć 5000 obr/min.

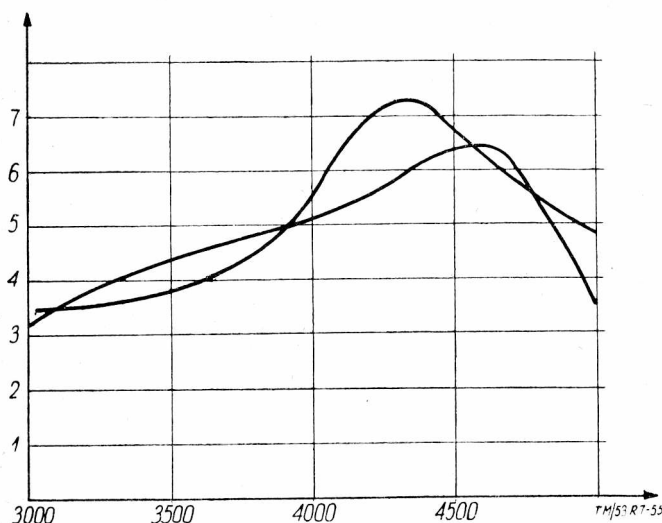
Wykres 5 pokazuje krzywą mocy przy użyciu tłumika W Nr 17, gdzie można stwierdzić wzrost mocy do 4500 obr/min, po czym następuje lekki jej spadek do 5000 obr/min, jednak w granicach do przyjęcia. Ten tłumik posiadał wewnątrz śrubowe prowadzenie spalin o zmiennym skoku, przez co dłu-



Rys. 6

gość drogi przebyta przez gaz została zwiększona. Poniżej 4300 obr/min działanie tłumika idzie w kierunku zwiększenia mocy, powyżej zaś tej wartości moc zmniejsza się.

Wykres 6 odnoszący się do tłumika W 16 bis pokazuje wyższą moc 4700 obr/min przy istnieniu maksimum dla 4300 obr/min.



Rys. 7

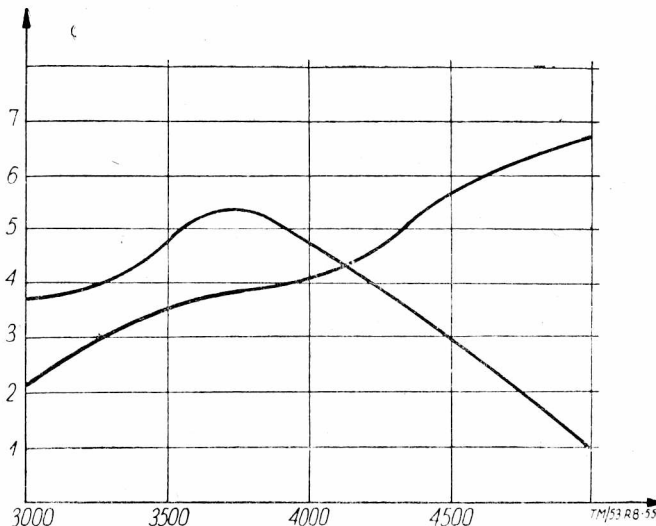
Począwszy od tej wartości moc maleje utrzymując się jednak przy 5000 obr/min na dobrym poziomie. Ten typ tłumika jest produkowany w dużych seriach do motorowerów.

Wykres 7 podaje krzywą mocy otrzymaną przy użyciu tłumika W 16 bis oraz dla porównania krzywą mocy otrzymaną dla wolnego wydechu przy długości rury 500 mm. Podobieństwo obu krzywych jest dość uderzające i można przypuszczać, że krzywa dla wolnego wydechu przy długości rury 600 mm odpowiadać będzie krzywej z tłumikiem. W wyniku tego można wysnuć wniosek, że jeśli tłumik jest zamontowany na końcu rury długości 400 mm, to spowoduje on przemieszczenie worka akustycznego o 200 mm tak, że całkowita jego odległość od silnika wyniesie 600 mm.

Wykres 8 pokazuje działanie tego samego tłumika W 16 bis, na końcu którego zamontowano rurę wydechową długości 300 mm. Widzimy, że otrzymany wynik jest gorszy, ponieważ przy wyższych obrotach moc spada. Możemy stąd wysnuć wniosek, że spadek mocy jest spowodowany z jednej strony stratą dodatkową w rurze wydechowej za tłumikiem, z drugiej zaś zbyt dużym odsunięciem worka akustycznego.

Przedstawione badania wykazują, że w pewnych warunkach tłumik jeżeli jest dobrze dobrany może znacznie zwiększyć otrzymywaną moc i to głównie dla szybkości nie przekracza-

jących 4500 obr/min. To znajduje wytłumaczenie w fakcie, że skoro długość rury wydechowej jest dobrze dobrana do czasu otwarcia szczeliny wylotowej w cylindrze, to wówczas moment zamknięcia tej szczeliny pokrywa się z falą podciśnienia, która powstaje bezpośrednio po wylocie gazu. Prze-



Rys. 8

ciwnie, jeśli rura wydechowa jest źle dobrana i nie odpowiada ilości obrotów silnika, to nie fala podciśnienia pokrywa się z chwilą zamknięcia szczeliny wydechowej, ale fala zwrotnego ciśnienia, która od silnika przemieszcza się początkowo ku końcowi rury i wraca następnie wpadając do cylindra w nieodpowiednim momencie, w chwili gdy powinna mieć miejsce depresja. Niewłaściwy dobór długości rury wydechowej może spowodować znaczny spadek mocy, lecz można tego uniknąć przez odpowiedni dobór tłumika dla danego typu silnika, ilości jego obrotów, długości rury wydechowej, wysokości szczelin wydechowych w cylindrze itd.

W przypadku gdy maksimum mocy nie pokrywa się z maksymalną liczbą obrotów jest wielce pożądane staranne przestudiowanie przełożenia, ponieważ pojazd może poruszać się znacznie szybciej przy obrotach silnika 4500 obr/min, aniżeli z większym przełożeniem przy 5000 obr/min. Z tego widać, że problemy, wydechu i przełożenia są ze sobą ściśle związane; konstruktor powinien w tym zakresie ściśle współpracować ze specjalistą od układów wydechowych, a to celem otrzymania pewnych wyników bez szukania po omacku i bez niepotrzebnej straty czasu.

Na podstawie S. I. A. nr 7/52 opracował

J. I.

NOWE KOŁO SIMP W OŚWIECIMSKICH ZAKŁADACH NAPRAWY SAMOCHODÓW

Personel inżyniersko-techniczny Oświęcimskich Zakładów Naprawy Samochodów zorganizował samorzutnie Koło Zakładowe SIMP. Na walnym zebraniu organizacyjnym w obecności zaproszonego przedstawiciela Oddziału Wojewódzkiego z Krakowa 37 członków nowego Koła wybrało Zarząd w składzie:

Przewodniczący — Kol. Eugeniusz Kozłowski

Sekretarz — Kol. Mieczysław Nowak

Skarbnik — Kol. Aleksander Gdowski

oraz zespoły: organizacyjny, postępu technicznego, szkoleniowy i popularyzacji wiedzy technicznej.

Opracowany plan działalności Koła przewiduje w swym programie na II półrocze br., poza akcją werbunkową nowych członków i odbywaniem normalnych zebrań Koła i jego zarządu m. in.:

Zwiększenie aktywności członków w składaniu i realizowaniu zobowiązań indywidualnych i zespołowych na odcinkach ważnych dla produkcji Zakładów, systematyczne wydawanie gazetki Koła, aktywny udział członków w redagowaniu biuletynu technicznego Zakładów, organizowanie wycieczek popularyzujących osiągnięcia naukowo-techniczne (m. in. na Wy-

stawę do Poznania), odczytów dla członków Koła i załogi Zakładów, pogadanek przez radiowęzeł, wyświetlanie filmów popularno-naukowych na wybrane tematy, zorganizowanie „wieczorków nowości technicznych” dla załogi, uaktywnienie członków na odcinku redagowania artykułów do czasopism technicznych, nawiązanie łączności z obcym kołem SIMP, wytypowanie i zakup książek technicznych do biblioteki. Postanowiono również zorganizować brygady robotniczo-inżynierskie, ustalić system udzielania porad racjonalizatorom Zakładów jak i uaktywnić członków Koła w zgłaszaniu ważnych projektów racjonalizatorskich, zorganizować brygadę Klaja w jednym z oddziałów produkcyjnych zakładów oraz zorganizować trójki młodzieżowe, mające na celu podciąganie słabszych i mniej zaawansowanych zawodowo członków Koła.

Wszyscy członkowie nowo powstałego koła zgłosili swój akces do sekcji samochodowej.

Wybrany przez zebranych członków delegat Koła kol. Ryszard Klatka wziął udział — na zaproszenie Oddziału Wojewódzkiego w Krakowie — w Zlocie Młodych Inżynierów i Techników w dniu 30 maja w Krakowie,

STUDIA I PROJEKTOWANIE NOWEGO MODELU SAMOCHODU

W ub. r. na zebraniu Stowarzyszenia Inżynierów Samochodowych (S.I.A) w Paryżu, Fernand Picard, wiceprezes Stowarzyszenia i dyrektor Biura Studiów i Badań Zakładów Renault, omówił problemy, jakie ma do rozwiązania Biuro Studiów i Badań przy projektowaniu i realizowaniu nowego modelu samochodu osobowego, w szczególności, gdy wchodzi w grę duża produkcja, z którą związane są poważne nakłady finansowe.

Czytelnika polskiego zainteresują niewątpliwie wypowiedzi kompetentnego przedstawiciela przemysłu samochodowego — jednego z zachodnich krajów europejskich — rzucające jaskrawe światło na skomplikowaną, niewdzięczną i pełną ryzyka pracę projektantów w przemyśle samochodowym krajów kapitalistycznych, ze względu na trudne do przewidzenia wyniki w walce z konkurencją i brak warunków dla szczerego porozumienia i wymiany doświadczeń — w przeciwieństwie do stosunków sprzyjających tej pracy w krajach o gospodarce socjalistycznej.

Przytaczamy przede wszystkim te ustępy, które są charakterystyczne dla etapów prac przygotowawczych na drodze do ustalenia nowego modelu samochodu, w szczególności wypowiedzi, dotyczące wyboru modelu i studiów podstawowych czynników, mających wpływ na decyzję podjęcia produkcji. Niektóre poruszone problemy, zwłaszcza związane z eksportem, mogą być również aktualne i dla naszego przemysłu, a placówki studiów i badań oraz konstruktorzy samochodowi znajdując w nich uzupełnienie znajomości czynników mających znaczenie w pracach badawczych i konstrukcyjnych.

(Redakcja T.M. dodatkowo zamieściła w tekście uzupełniające wyjaśnienia, oznaczając je jako — przyp. Red. T. M.).

Wybór modelu

Decyzja wyboru modelu należy do dyrekcji przedsiębiorstwa *) odpowiedzialnej za zabezpieczenie zarówno bieżącej jak i przyszłej egzystencji.

Zadanie to jest trudne. Zawiera bowiem w sobie przewidywanie postępu i koniunktury na długi okres czasu. Znaleźnięcie każdego dnia tysięcy nabywców samochodów i zbywanie codziennej produkcji jest stałym problemem służby handlowej, ale zapewnienie na kilka lat naprzód setek tysięcy klientów, których nowy model będzie musiał zadowolić, jest zadaniem bardzo delikatnym.

Zatrzymajmy się nad tym pierwszym punktem. Między powzięciem decyzji rozpoczęcia studiów nowego modelu, a momentem rozpoczęcia produkcji seryjnej upłynie dość długi czas — cztery lub pięć lat. Jeden rok na studia i budowę prototypu, dwa na próby i wykończenie wozów doświadczalnych wreszcie dwa lata upłyną na przygotowaniu produkcji wraz z projektowaniem i wykonaniem urządzeń i maszyn koniecznych do uruchomienia produkcji. Dla ludzi niedoświadczonych może się wydawać, że okres ten jest nadmiernie długi, ale w rzeczywistości dla wszystkich biorących bezpośrednio udział w tej pracy jest on bardzo krótki. Nawet studiom najbardziej szczegółowym i dokładnym towarzyszą zawsze nieprzewidziane okoliczności pomimo to, że zatwierdzone etapy są przestrzegane bardzo rygorystycznie. Należy zaznaczyć, że to nie jest szczególnym zjawiskiem naszego przemysłu. Przerwy pomiędzy opracowaniami nowych modeli są tym dłuższe, im bardziej wyrób jest skomplikowany lub gdy wchodzi w grę uruchomienie wielkiej serii produkcji. Amerykańscy konstruktorzy samochodów znają dobrze te okoliczności i wskutek tego niełatwo decydują się na zmianę całkowitą swoich samochodów. Dyrekcja przedsiębiorstwa nie może więc liczyć na szybkie efekty po powzięciu decyzji budowy nowego modelu w przypadku obniżenia się popytu. Byłoby zbyt późno na radykalną naprawę sytuacji, a fabryka weszłaby w ten sposób w okres częściowej lub całkowitej bezczynności. Nowe zatem problemy powinny być przedstawiane do opracowania wówczas, gdy modele będące w produkcji są łatwo zbywane, kiedy nabywcy poszukują ich bez żadnych zastrzeżeń i gdy nie wydają się być przestarzałymi w porównaniu z modelami konkurencji. Znamy wszystkie trudności wypływające z każdej nowej decyzji i te ramy, w których mieści się praca służby technicznej. Z drugiej strony musimy brać pod uwagę rozmaite warunki takiego rodzaju jak: polityczne, ekonomiczne, finansowe itp. Są one przez to kłopotliwe, że uniemożliwiają przewidywania na dłuższy okres czasu, ponieważ zmiany sytuacji ekonomicznych i politycznych o charakterze światowym mogą się dokonywać bardzo szybko.

A jaki będzie w czasie tych pięciu lat, rozwój techniczny i przemysłowy naszych konkurentów? Czy największy producent świata Stany Zjednoczone A.P. zaczną przedstawiać swoją produkcję na wozy mniejsze, słabsze i bardziej ekonomiczne, a tym samym, czy będą z nami konkurować?

Czy inni konstruktorzy europejscy nie wyjdą z modelami w tej samej kategorii co nasz projektowany? Czy może zmuszą nas do produkowania innych niezbędnych dla życia na-

szego przemysłu? Czy zaczną produkować lepsze środki od tych, jakimi dysponujemy obecnie, aby obniżyć ceny poniżej poziomu, którego my praktycznie nie bylibyśmy w stanie osiągnąć?

Mamy więc szereg pytań, na które trzeba odpowiedzieć, korzystając ze wszystkich możliwych źródeł dokumentarnych, wymagających głębokiej znajomości spraw świata i ekonomii, postępu konstrukcji samochodów i rynków państw nie produkujących samochodów, a ponadto konieczności przewidywania wydarzeń historycznych.

Sukces nowego modelu samochodu i możliwości długiego utrzymania się jego na rynku zależą od dokładności, z jaką będziemy w stanie dać odpowiedź na wyżej podane pytania i od wyniku prac służby technicznej.

Wreszcie bardzo ważny moment — zmniejszenie ryzyka. Jeżeli środki techniczne i finansowe na to pozwalają, to dyrekcja przedsiębiorstwa może polecić biurom technicznym pracować równolegle nad dwoma lub lepiej nad kilkoma projektami. Dzięki temu, okres uruchomienia produkcji zmniejsza się do trzech lat, to jest do okresu potrzebnego na przygotowanie urządzeń produkcyjnych.

Po przeanalizowaniu tych wszystkich czynników dyrekcja przedsiębiorstwa podaje dyrekcji technicznej główne założenia dotyczące nowego modelu. W założeniach podane jest więc np.: samochód ekonomiczny o mocy 7—8 KM, czterodrzwiowy, zdolny do przewożenia czterech osób, łącznie z ich bagażem osobistym, o maksymalnej szybkości 120 km/godz. Jego rozwiązanie będzie musiało nadawać się do produkcji masowej przy dziennym spływie 400 wozów. Ale, analizując plan ogólny fabrykacji, dyrekcja doda do tego serię warunków dodatkowych, bynajmniej nie upraszczających zadania. Na przykład: „Przy pomocy tych samych urządzeń będziemy musieli budować samochód typu handlowego o użytkowej ładowności 800 kG i o szybkości maksymalnej 100 km/godz.”, albo „silnik będzie musiał nadawać się do wyposażenia ciągnika rolniczego przeznaczonego dla gospodarstwa rolnego o powierzchni do 30 ha”. Dane tego rodzaju przechodzą do Biura Studiów, które dla rozwiązania tak postawionego zadania bardzo ogólnie określonego zaczyna zbierać materiały.

Wybór elementów

Przed wszystkim jest jeszcze za wcześnie na ustalenie pierwszych projektów. Służby techniczne muszą jeszcze podać generalnej analizie postawione pytania. Przed ustaleniem ogólnych założeń architektonicznych trzeba mieć obraz tendencji w kształtowaniu samochodów w następnych pięciu latach. Aby więc wykonać zadanie należyte należy projektować z myślą o przyszłości. Nie chodzi bowiem o zbudowanie samochodu teraźniejszego, ale takiego, którego wygląd będzie wyrazem postępu technicznego za pięć lat oraz takiego, który zapewni bez ryzyka zbyt przez następne 5 lat.

Projektanci muszą przestudiować i przeanalizować cztery zasadnicze grupy zagadnień, o bardzo różnorodnej treści, a mianowicie:

a) to czego wymagają przepisy państwowe i międzynarodowe,

b) to co realizują obecnie na dany temat konstruktorzy całego świata,

*) Wypowiedzi dotyczą przedsiębiorstwa La Régie Renault — Przyp. Red. T. M.

c) to czego żądają użytkownicy od samochodu danej kategorii,

d) to co może być uznawane jako postęp w następnych pięciu latach.

a) to czego wymagają przepisy państwowe i międzynarodowe. Studia w tym zakresie polegają na zgłębianiu licznych oficjalnych tekstów, często ze sobą sprzecznych. Narzucają one ścisłe reguły na pewne rozwiązania konstrukcyjne, mające wpływ na bezpieczeństwo. Wyjaśniamy jednocześnie, że na podstawie przepisów urzędowych we Francji, np. silnik o mocy 7—8 KM ustalonej przez dyrekcję Renault odpowiada urzędowo silnikowi o pojemności 1300—1475 cm³. Przepisy ustalają m. in. drogę hamowania, a także układy hamulcowe, narzucając nam dwa systemy o niezależnym działaniu — nożny i ręczny. Są to niewielkie ograniczenia, ale ponieważ mają one wpływ na kształt karoserii, mogą hamować wyobraźnię twórczą stylistów i aerodynamiczków i ujemnie wpłynąć na linię samochodu. Wszystko to nie byłoby zbyt kłopotliwe, gdyby przepisy różnych krajów, dołączyłyśmy zamiar eksportować, pokrywały się z naszymi przepisami. Wielka Brytania wymaga kierownicy z prawej strony. Szwajcaria — kierunkowskazów wahadłowych i innych niż nasze odległości między reflektorami. Australia wymaga okien, które pozwolą kierowcy wysuwać rękę do przepięsowego sygnalizowania. Stany Zjednoczone — całkowicie opuszczanych szyb przednich drzwi, reflektorów tzw. „seal beam” i na innych wysokościach niż u nas. Może nie przesadzić, jeżeli w wyrażeniu „Stany Zjednoczone” połączymy czterdzieści osiem różnych przepisów, które każdy ze Stanów narzuca samochodom. Kraje te nie zdołały zunifikować swoich przepisów administracyjnych i wyciągnąć z pęt administracyjnych ogólnych reguł dla konstrukcji. Amerykanie nie zdołali tego dokonać. Międzynarodowa organizacja pod egidą JSO pracuje wprowadzić nad unifikacją, ale bardzo trudno będzie przezwyciężyć opory Stanów Zjednoczonych. A więc nie liczymy zbyt szybko na wprowadzenie w życie projektów unifikacji w najbliższych pięciu latach.

b) Znać to, co realizują na dany temat obecni konstruktorzy całego świata. W tych zagadnieniach chodzi nie tylko o zbieranie dokumentacji, ale również o przeprowadzenie prób z różnymi samochodami w celu doświadczenia ustalenia wszystkich potrzebnych danych. Żadna praca ludzka nie jest doskonała. Dlatego niezbędne jest poznanie wad i zalet wyrobów konkurentów i wyciągnięcie wniosków do wyboru zamierzanego własnego rozwiązania. Praca ta jest łatwa. Konieczne jest tylko, aby była prowadzona metodycznie, aby pomiary dokonywane podczas prób drogowych były prowadzone rzetelnie i aby porównania były rzeczowe bez ukrywania czegośkolwiek.

Dane z prób zamieszcza się w tablicach (przykład — tablica I), z których będziemy korzystać przy egzaminowaniu własnego nowego modelu.

c) To czego żądają użytkownicy jest trudniejsze do określenia, ponieważ ich życzenia pozostają często nieprecyzowane i trudno jest ustalić nawet na podstawie bardzo szczegółowych sugestii, jak dalece należy je uwzględnić.

Dane z tablicy I łącznie ze statystyką sprzedaży w różnych krajach dadzą rozpoznanie teraźniejszych gustów nabywców różnych narodowości. Na podstawie takich danych drogą ścisłej analizy musimy doszukać się przyczyn większego powodzenia jednych samochodów od innych.

Disponujemy ponadto wynikami badań polegających na sondowaniu opinii użytkowników. Badania opinii prowadzą specjalne instytuty albo nasi przemysłowcy. Dane te są wprawdzie wiarygodne, jednakże odnoszą się przede wszystkim do przeszłości, a nie do przyszłości. Użytkownicy zapytani opierają się w odpowiedziach przede wszystkim na swoich doświadczeniach osobistych i teraźniejszych. W ogóle wolą oni rozwiązania, które znają w posiadanym samochodzie i mają sąd w zasadzie o tych rozwiązaniach jakie konstruktor już zastosował. Zapytywanie np. dzisiaj klienta francuskiego, czy zgodziłby się na podwyższenie ceny samochodu przewidzianego dla niego o 10 000 franków, dlatego że będzie on wyposażony w automatyczną skrzynię biegów, byłoby bezcelowe, albowiem 99% Francuzów nie zna ani zasady działania tych mechanizmów, ani nie poznało tych mechanizmów w pracy. Podobne zapytanie w Stanach Zjednoczonych dałoby oczywiście wyniki wręcz odwrotne, ponieważ 85% samochodów obecnie sprzedawanych w tym kraju zaopatrzonych jest w automatyczne skrzynie biegów.

Przeanalizujmy wobec tego w skrócie główne zalety samochodów cenione przez ich użytkowników, zgrupowane w czterech

TABLICA I

Samochód:	A	B	C	D	E
Pojemność cylindrów	1290	1131	1221	1395	1200
Ilość cylindrów	4	4	4	4	4
Ciężar samochodu nie obciążonego	925	745	1000	1160	1000
Ciężar samochodu obciążonego	1245	1060	1320	1470	1350
Prędkość maksymalna	116,5	95	123	122,2	105
Przyspieszenie (na drodze poziomej):					
Przy starcie z miejsca					
100	11	11	10,8	—	11,2
250	19,6	19,9	18,7	19,4	20
500	30,4	32	29,3	30,5	31,6
1000	49	53,4	47	49,5	51,9
Przy starcie lotnym 30 km/godz na 3 biegu					
100	18,8	8,8	8,2	—	8,5
250	17,6	17,2	16,4	20,45	16,8
500	28,4	29,3	26,9	33,2	28,4
1000	47	49,9	45	52,7	49
Przyspieszenie (na wzniesieniu) przy starcie z miejsca					
100	11,5	11,5	10,6	—	12,1
250	20,8	21,8	19,6	21,5	20,7
500	34,2	36,9	31,8	34,15	36,8
1000	57,7	63,9	53,3	57,15	63,3
Przy starcie lotnym 30 km/godz na 3 biegu					
100	10	9,6	9,2	—	8,8
250	20,1	19,8	18,4	18,55	17,0
500	34,2	35,1	30,6	31,4	32,9
1000	57,8	62,6	52,3	54,9	59
Zużycie paliwa przy prędkości 80 km/godz	7,1	7,9	7,4	9,3	9,8
Zużycie paliwa przy prędkości 100 km/godz	9,5	—	9,7	10,4	12,3
Zużycie paliwa na odcinku 100 km	9,3	8,8	8,7	11,1	9,15
Promień skrętu	9,4	10,5	9,9	10,7	11

ry podstawowe kategorie, pod względem: 1) łatwości prowadzenia, 2) wygody, 3) ekonomii eksploatacji i 4) estetyki.

1) Łatwość prowadzenia: ta cecha charakterystyczna jest oczywiście ceniona jedynie przez kierowcę. My sklasyfikujemy ją przede wszystkim przy uwzględnieniu szybkości tj.: a) szybkości maksymalnej, b) przyspieszenia na drodze poziomej i c) przyspieszenia na wzniesieniach. Są to zalety przeciwstawne sobie i dlatego połączenie ich wymaga kompromisu. Szybkość maksymalna jest zawsze ceniona przez młodych kierowców, którzy chcą osiągać szybkości wyższe od średnich. Jednakże we Francji, gdzie jest duże zagęszczenie pojazdów na drogach, maksymalne szybkości nie są osiągalne, nawet na autostradach. Można więc uważać, że szybkość maksymalna 140 km/godz. stanowi górną granicę i to osiąganą przez wozy o większej mocy. W wypadku projektu naszego nowego modelu samochody najszybsze w tej kategorii osiągają szybkość do 125 km/godz., możemy więc utrzymać w przybliżeniu taką wartość.

Przyspieszenia na drodze poziomej i wzniesieniach są najbardziej cenione przez użytkowników każdego wieku, ze względu na potrzebę sprawnego wyprzedzania na zagęszczonych drogach i szybkości ruszania w mieście, gdy tylko sygnali wskażą wolną drogę. Należy mieć na uwadze, że w miarę dalszego rozwoju ruchu kołowego, zaleta ta będzie w następnych latach jeszcze bardziej ceniona. Będziemy więc musieli uwzględnić w projekcie wartości większe od najlepszych spotykanych w teraźniejszych konstrukcjach podanych w tablicy I.

Z kolei przeniesiemy się do rozważenia zagadnienia technicznego, tj. do ustalenia największej pojemności cylindrów w oparciu o założenia podane przez naszą dyrekcję, ponieważ moment obrotowy przy niskich obrotach może być przyjęty jako proporcjonalny do pojemności. Musimy więc znaleźć takie rozwiązanie, aby samochód był jak najlżejszy i równocześnie odznaczał się możliwie najlepszym „zrywem”.

Samochód bardzo wygładzony ze względów aerodynamiczności, co narzuca nam warunek oszczędności zużycia paliwa, pozwoli na łatwe otrzymanie założonej maksymalnej szybkości. Trzeba będzie przede wszystkim ustalić maksymalną ilość obrotów silnika dla szczytowej szybkości samochodu przy założeniu ograniczonego zużycia paliwa i uproszczenia rozwiązania problemu hałasu. Z uwagi na ekonomię eksploatacji, przekroczenie 4500 obr/min byłoby niewłaściwe dla wozu tej kategorii.

Przeanalizujmy wreszcie zalety, wpływające na łatwość i pewność kierowania, tj.:

- trzymanie się drogi na prostej i na zakrętach,
- dobra kierowność (miętkość układu) i przekładnia układu kierowniczego,
- skuteczność hamowania we wszelkich warunkach ruchu. Również i tutaj nasze decyzje polegać będą na kompromisie.

Trzymanie się drogi zależy od rozmieszczenia ciężarów między dwiema osiami, od odległości środka ciężkości od ziemi, od rozstawienia kół i rozstawienia osi, od kształtu nadwozia i od właściwego uzależnienia cech charakterystycznych przedniego i tylnego zawieszenia. (Stosunek statycznych strzałek ugięcia przedniego i tylnego zawieszenia, właściwy dobór odporności na znoszenie kół przednich i tylnych, odporność opon na odkształcenia boczne. Przyp. Red. T. M.).

Przy okazji nadmieniamy, że około 10 lat temu decydowano się głównie na przedni napęd. Dzisiaj natomiast po stwierdzeniu, że przy pewnych rozwiązaniach tylnego napędu trzymanie się drogi jest bardzo dobre, najwięksi zwolennicy przedniego napędu zaczynają ustępować.

Dobra kierowność oraz duża prędkość skrętu kół są cechami przeciwnymi. Duża bowiem prędkość skrętu kół jest pożądana ze względu na łatwość manewrowania w garażach i parkingach miejskich, ale konstruktor samochodu nie powinien wykorzystywać jej zbyt dużej wartości, za cenę zmniejszenia kierowności samochodu. (Kierowność samochodu wyrażająca się koniecznością przyłożenia tylko nieznacznej siły na kole kierowniczym jest tym lepsza, im układ kierowniczy posiada większe przełożenie. Nadmierne powiększenie przekładni układu jest ograniczone warunkiem zapewnienia należytej prędkości skrętu kół, które, jak wykazały badania dla wozów lekkich, wynosi około 20°/sek (4 sek. na pełny skręt kół). Tak więc lepsza kierowność może być uzyskana za cenę bardziej wolnego skrętu kół kierowanych lub też przez zastosowanie układów wzmacniających „servo”. (Przyp. Red. T. M.).

Nasze warunki ekonomiczne i mały ciężar naszych samochodów nie pozwalają na stosowanie mechanizmów wspomagających w układzie kierowniczym. Jest jednak pewne, że użytkownicy samochodów będą żądać od nas coraz więcej

TABLICA II — WYMIARY WNĘTRZA SAMOCHODU

Wóz	Ilość drzwi	Szerokość		Wysokość				Długość			
		a	b	c	d	e	f	g	h	i	j
A	4	1250	1030	335	905	320	850	990	460	450	700
B	2	1150	1315	330	925	430	915	910	410	480	610
C	4	1255	1280	315	890	380	880	825	430	480	660
D	4	1380	1420	390	910	430	860	915	490	510	750
E	2	1160	1230	310	870	400	880	990	495	510	730
F	2	—	—	325	920	380	900	—	445	470	725

Poszczególne litery alfabetu dotyczą:

- Użyteczna szerokość przednich siedzeń
- Użyteczna szerokość tylnych siedzeń
- Wysokość od powierzchni ziemi przednich siedzeń
- Wysokość pomieszczenia od przednich siedzeń do dachu
- Wysokość od powierzchni ziemi od tylnych siedzeń
- Wysokość pomieszczenia od tylnych siedzeń do dachu
- Odległość od oparcia przedniego siedzenia do pedałów
- Długość przednich siedzeń
- Długość tylnych siedzeń
- Odległość między oparciem przednich siedzeń i oparciem tylnych

układów kierowniczych jednocześnie miękkich, dokładnych i nieskomplikowanych. A to bynajmniej zadania nie upraszcza.

W hamulcach nie będzie miejsca na żaden kompromis. Jest to podstawowy czynnik bezpieczeństwa. Hamulce na równi z silnikiem są środkiem pozwalającym osiągać wysokie przeciętne szybkości z zachowaniem bezpieczeństwa. Wykonanie hamulców wytrzymałych i progresywnych nie nastręcza żadnych trudności. Jest to sprawa wymiarów i jakości produkcji.

2) W y g o d a. Temat ten jest chyba najtrudniejszy do liczbowego scharakteryzowania. Ocenienie najbardziej rzeczowe ma tło psychologiczne. Wymagania użytkowników są zresztą w stałym rozwoju.

a) Przede wszystkim trzeba myśleć o wygodnym dostępie do wszystkich miejsc. Wchodzenie do samochodu tylko przez dwoje drzwi przednich jest w ogóle utrudnione, a szczególnie dla osób starszych. Użytkownicy francuscy od dawna wypowiedzieli się za samochodami czterodrzwiowymi, pomimo ich wyższej ceny i ciężaru.

b) Wnętrze samochodu jest sprawą wymiarów. W tablicy II podane są wymiary wnętrza kilku wozów w kategorii, w której studiuujemy obecnie wybrane egzemplarze, znajdujące się w sprzedaży. Dane te charakteryzują wozy normalne, niewielkich rozmiarów zewnętrznych. Konstruktorzy dobrze znają wymiary cenione przez użytkowników. Wprowadzając wymiary maksymalne, będziemy pewni zaspokojenia upodobań nabywców. Uważamy także, że i główne wymiary samochodu muszą być ograniczone, ażeby otrzymać bez wielkich trudności żadaną prędkość.

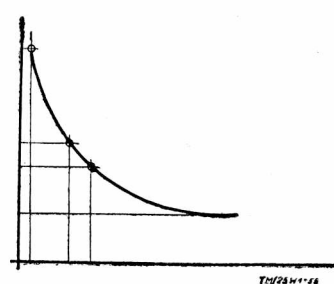
Przypominamy, że w niektórych krajach, jak na przykład w Szwajcarii, wiąże się ilość miejsc z wymiarami i dlatego nie będziemy polecać samochodu jako 5- lub 6-osobowego tylko dla celów reklamowych.

c) Z jakością zawieszenia łączą się bardziej czynniki psychologiczne aniżeli techniczne. Dzisiaj dokładnie wiemy, w jakich granicach należy utrzymać częstość drgań przedniego i tylnego zawieszenia samochodu tak, aby nie być narażonym zarówno na bolesne naprężenia mięśni (wywołane drganiami o zbyt dużej częstości — przyp. Red. T. M.), jak i przykre uczucie mdłości (wywołane drganiami o zbyt małej częstości — przyp. Red. T. M.).

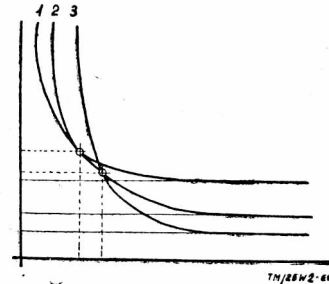
d) Wygoda, e) cichobieżność, f) przewietrzanie i ogrzewanie, g) zachowanie się podczas deszczu, wiatru i kurzu i h) odporność na wilgoć, to są zalety, które wprowadzają nas w podstawowe zagadnienie, w którym wszystkie usiłowania projektantów określenia ich miernika na podstawie porównywania reakcji — głównie zmysłowych, nie udały się. Jest pewne, że wymagania dotyczące tych zalet będą coraz surowsze, a nawet przesadne surowe. My jednak musimy starać się wykonać to bardzo trudne zadanie, aby w samochodzie było w zimie ciepło, a w lecie chłodno, uszczelnić go od wody i kurzu i wystarczająco przewietrzać w celu wydalenia wilgoci, zrobić go cichobieżnym w każdych warunkach drogowych i przy różnych prędkościach, oraz wyposażyć w siedzenia wystarczająco miękkie i mocne, bez wyczuwania obecności sprężyn.

3) Warunki ekonomiczne: zwraca się na nie uwagę dlatego, aby nie odrywać się od rzeczywistości i pobudzić nas do umiaru w chęci ofiarowywania użytkownikowi samochodu, tego wszystkiego, co zostało poprzednio wyliczone, ponieważ te rzeczy kosztują: zarówno komfort, jak i sprawne działanie mechanizmów, szybkość i zryw, wygodne pomieszczenie i cichobieżność. Należy więc mieć przede wszystkim to na uwadze, że warunkiem uzyskania określonej liczby dziennego zbytu jest cena sprzedaży samochodu, która powinna mieścić się w granicach realnych możliwości nabywcy. Warunki te o charakterze ekonomicznym są trzech rodzajów, bardzo od siebie różniących się:

- odnoszące się do ceny nabycia samochodu
- odnoszące się do kosztu zużycia paliwa
- dotyczące wydatków na utrzymanie i naprawy.



Rys. 1



Rys. 2

a) Wydatek na kupno samochodu jest najpoważniejszy. Niektórzy amerykańscy ekonomiści twierdzą, że w przypadku obniżenia ceny sprzedaży o 10%, ilość sprzedanych samochodów podwaja się. My natomiast stwierdzamy, jak to przedstawione jest na wykresie (rys. 1), że krzywa sprzedaży w zależności od ceny dąży do nasycenia rynku asymptotycznie. I to powinien brać pod uwagę projektant przy wyborze różnych rozwiązań.

Cena zależy więc od projektu. Aby zaś cena była niska, rozwiązania muszą być najprostsze, materiały używane do produkcji jak najtańsze i ilość części podstawowych powinna być jak najmniejsza. Dokładność wykonania nie powinna być nigdy najwyższa, ale tylko w granicach zabezpieczających sprawne działanie zespołów i wymiennych poszczególnych części. Wreszcie zastosowanie części znormalizowanych powinno być podstawowym obowiązkiem projektantów. To są zalety łatwe do uwzględnienia w obliczeniach, ale trudne do wprowadzenia w praktyce bez poświęcenia zalet, które zostały wyliczone poprzednio. Nadmieniamy przy tym, że krzywa zależności kosztu przy danej produkcji dziennej (wykres II) ma taki sam charakter, jak krzywa poprzednia ilustrująca wielkość sprzedaży w zależności od ceny rynkowej. Każdemu rodzajowi urządzeń produkcyjnych (1, 2, 3) odpowiada jedna krzywa i jedna asymptota, tym mniej stroma, im urządzenia produkcyjne są mniej dokładne. Urządzenia produkcyjne powinno się wybierać dla asymptoty możliwie najniższej w stosunku do odpowiadającej i określonej ceny sprzedaży. To jest podstawowy problem, ponieważ wiąże się z wyborem naszej metody produkcji, którą mamy zamiar uruchomić. Przy produkcji dużej wielkości musi być wprowadzona w szerokim zakresie obróbka plastyczna na zimno, podczas gdy dla produkcji średniej wielkości należy stosować części kute i lane.

Na początku tego rozdziału mówiliśmy o cenie zakupu, a nie o cenie sprzedaży. W większości wypadków, kiedy użytkownik chce kupić nowy samochód, posiada już inny. Trzeba więc przewidzieć to, aby sprzedał on samochód stary, obniżając w ten sposób koszt zakupu samochodu nowego. Klient, który łatwo sprzeda samochód używany danej marki ma zawsze uznanie dla tej marki i ma do niej zaufanie. Chętniej więc zakupi taki sam model lub jeszcze silniejszy. Aby samochód posiadał takie walory należy to w dużym stopniu od trwałości materiału użytego do jego budowy, od jego atrakcyjności kiedy był nowy, oraz od cech ekonomicznych jego eksploatacji.

b) Koszty zużycia paliwa są bardzo ważne w naszych krajach europejskich z powodu dość wysokich cen paliwa.

Trzeba zatem wszystko robić, by zmniejszyć zużycie paliwa do minimum. Droga do tego celu prowadzi przez pracę

i studia nad zmniejszeniem mocy potrzebnej do uzyskania dużego przyspieszenia przez nadanie odpowiednich kształtów zewnętrznych i zmniejszenie ciężaru samochodu. Mały ciężar samochodu przynosi również duże oszczędności w mniejszym zużyciu opon oraz okładzin szczepek hamulcowych. Zalety te nie powinny być osiągnięte ze szkodą dla ceny przez użycie materiałów zbyt drogie, albo wymagających zbyt dużej pracochłonności. Przypomnę tylko, że maksymalne zmniejszenie zużycia smarów ma takie samo znaczenie jak zużycia paliwa.

c) Obniżenie kosztów utrzymania i napraw jest także zadane w założeniach. Nie jest w naszej możliwości budować samochody wolne od zużywania się i wykluczające wypadki. Od nas jednak zależy, aby elementy nieodporne na zużycie były łatwo dostępne i wymienne i aby koszty ich naprawy były niskie. Liczba i rozmieszczenie punktów smarowania i dostęp do mechanizmów regulacji winny być głęboko przestudiowane. Wszystkie części winny się charakteryzować takim współczynnikiem bezpieczeństwa, aby nie mogły uszkodzić się (poza nieuniknionymi błędami produkcji) nie tylko w ciężkich warunkach użytkowania, ale również z powodu błędów, które może popełniać kierowca.

4) Zagadnienia estetyki prowadzą nas w kierunku rozważań na temat przyszłej mody. Jaki będzie nowy wyraz upodobań Detroitu w przyszłych pięciu latach? Czy kształty będą rozwijać się dalej tak śmiało, jak dotychczas? Czy oszkleńcie będzie w dalszym ciągu wzrastać w stosunku do całej powierzchni? Czy i jak dalece przewidywany jest rozwój linii opływowych? Z tym trzeba się liczyć, że im większy nacisk będzie położony na modę, tym trudniejsze będzie zadanie dla inżynierów odpowiedzialnych za rozwiązanie pozostałych problemów.

Interesujące będzie krótkie zastanowienie się nad statystyką produkcji. W 1953 r. Chevrolet wyprodukował 1.477.299 samochodów, tj. 5 900 dziennie; Ford—1 184 189, tj. 4 750 dziennie. Największa produkcja dzienna jednego modelu, którym Europa może przeciwstawić się ww. cyfrom wynosi zaledwie 500 egzemplarzy. Różnica jest przy tym nieproporcjonalna. Bo w Europie urządzenia produkcyjne amortyzują się dopiero po dziesięciu latach, podczas gdy nasi konkurenci amerykańscy mogą zamortyzować urządzenia w ciągu jednego roku. My powinniśmy więc unikać modeli jednodniowych i stosować linie klasyczne, posiadające szanse długotrwałego utrzymania się na rynku. Trzeba również strzec naszych stylistów przed projektami, w których poświęca się wygląd wnętrza samochodu na korzyść linii zewnętrznej.

(Tłum. artykułu z *Auto-Italiana* Nr 47—48 z 1954 r.)

M. R.

KSIAŻKI NADEŚLANE

Prof. inż. ZYGMUNT DOBROWOLSKI „**Podręcznik spawalnictwa**”. Format A5, stron 248, rysunków 303, tablic 36. PWT, Warszawa, 1955. Cena 11.—.

W książce omówiono całokształt zagadnień związanych ze spawaniem łukowym i acetylenowym oraz z procesami pokrewnymi, jak zgrzewanie, lutowanie, lutowanie, hartowanie powierzchniowe części i spawanie pod wodą.

W końcowych rozdziałach omówiono organizację, kontrolę i bezpieczeństwo spawania oraz zastosowanie spawalnictwa. Książka przeznaczona jest dla techników mechanicznych.

Inż. mech. EDWARD JUFFY „**Materiały, urządzenia i sprzęt spawalniczy**”. Format A5, stron 192, rysunków 143, tablic 34. PWT, Warszawa, 1955. Cena 8,50.

W książce podano wiadomości o materiałach używanych przy spawaniu gazowym i elektrycznym oraz o budowie i działaniu urządzeń i sprzętu do spawania gazowego i elektrycznego. Książka przeznaczona jest dla techników mechanicznych.

Mgr. inż. EUGENIUSZ GÓRSKI „**Frezy Konstrukcja**”. Wydanie II, poprawione i uzupełnione. Format B5, stron 200, rysunków 260, tablic 40. PWT, Warszawa, 1955. Cena 21.—.

W książce omówiono geometrię ostrza, zasady pracy oraz konstrukcję frezów i głowic frezowych, jak również podstawy szybkościowego skrawania przy ujemnych kątach natarcia. Praca przeznaczona jest dla techników i inżynierów-konstruktorów narzędzi do obróbki skrawania.

Mgr inż. KAZIMIERZ OCHEŁDUSZKO „**Podzielnica uniwersalna**”. Format A5, stron 128, rysunków 84, tablic 25. PWT, Warszawa, 1955. Cena 8.—.

W książce podano różne rodzaje podzielnicy uniwersalnych i ich zastosowanie. Ponadto zamieszczono w niej szereg zadań z rozwiązaniami, pytań i pomocniczych tabel użytkowych. Książka przeznaczona jest dla mistrzów i techników mechaników, mogą z niej również korzystać wysoko kwalifikowani robotnicy.

Inż. mech. TADEUSZ PRZYBYŁOWICZ „**Gwintowniki i gwintowanie**”. Format A5, stron 112, rysunków 92, tablic 27. PWT, Warszawa, 1955. Cena 8,20.

W książce omówiono zasady konstrukcji gwintowników zwykłych i specjalnych, zasady wykonywania gwintowników, metody ostrzenia oraz sposoby zwiększania okresu ich eksploatacji. Praca przeznaczona jest dla konstruktorów narzędzi skrawających.

MIECZYSLAW BAJOR i ALEKSANDER KULCZYŃSKI „**Praca na tokarce kłowej**”. Format A5, stron 112, rysunków 114, tablica 1. PWT, Warszawa. Cena 3,60.

W pracy omówiono na podstawie doświadczenia współautora tokarza M. BAJORA podstawowe wiadomości praktyczne z zakresu obróbki na tokarce kłowej. Książka przeznaczona jest dla robotników rozpoczynających pracę w zawodzie tokarskim.

PRZEGLĄD DOKUMENTACYJNY MOTORYZACJI

OPRACOWANY PRZEZ BIURO KONSTRUKCYJNE PRZEMYSŁU MOTORYZACYJNEGO
DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „TECHNIKA MOTORYZACYJNA”

Rocznik IV

Warszawa — lipiec 1955

Nr 7

F. BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE

140* 629.113:534.83 F BKPMot
Oberst H. **Zmniejszenie hałasowania nadwozia przez zastosowanie środków (materiałów) tłumiących.** „Gerauschminderung durch Entdröhnungsmittel”. ATZ, Stuttgart, mies., nr 1, stycz. 55, s. 7; 30 × 21 cm., 6 str., 3 rys., 8 wyk. —
Materiały do tłumienia hałasowania konstrukcji blaszanych, szczególnie nadwozi samochodowych, sposób ich zastosowania i możliwości rozwojowe. Sposoby pomiaru działania środków tłumiących, opis urządzeń pomiarowych. Zależność między skutecznością tłumienia a własnościami środków tłumiących dynamicznymi i mechanicznymi. Porównanie różnych materiałów tłumiących i wyzyskanie maksymalnego stopnia skuteczności.

141* 629.113:621—585:621.833.7.05.004.6 F BKPMot
Koszelew K. Ł.: **Przedłużenie czasu pracy kół zębatach samochodowych skrzyniek biegów.** „Ob uwieliczenij sroka służby szestierien awtomobilnych korobok pieriedacz”. Awtom i Trakt. Promyszl., Moskwa, mies., nr 1, stycz. 55, s. 20; 29 × 22 cm., 4 str., 5 fot., 5 rys. —
Powody przedwczesnego zużycia się kół zębatach. w skrzynkach biegów i sposoby ich usunięcia. Zasada równoczesnego zużycia się wszystkich kół zębatach skrzynki biegów. Opisy i przykłady rysunkowe rodzajów zużycia poszczególnych kół zębatach w skrzynkach biegów ciężarowych samochodów radzieckich.

142* 629.113:621—729.3.001.42 F BKPMot
Kustige H.: **Doświadczenia z bocznikowymi filtrami olejowymi w czasie jazdy.** „Fahrversuche mit Nebenstrom-Ölfiltern”. ATZ, Stuttgart, mies., nr 2, luty 55, s. 34; 30 × 21 cm., 2,5 str., 8 wyk., 5 poz. bibl. —
Opis prób drogowych przeprowadzonych z dziesięcioma samochodami w celu statystycznego ujęcia wielkości wpływu filtrów olejowych, bocznikowych na trwałość silnika. Omówienie wyników przeprowadzonych badań zanieczyszczenia oleju, tworzenie się kwasów, zużycie tulei cylindrowych.

143* 621.43.056:536.5:621.434 F BKPMot
Lisaczenko J. P.: **Rozkład temperatury gazów w komorze spalania szybkoobrotowego silnika gaźnikowego w procesie spalania mieszanki.** „O raspriedielenij tiemperatury gazow po objomu kamieri bystrochodnowo karbiuratorsno dwigatiela w procesie sgoranja raboczej smiesi”. Awtom. i Trakt. Promyszl., Moskwa, mies., nr 1, stycz. 55, s. 17; 29 × 22 cm., 3 str., 1 rys., 3 wyk. —
Praktyczny sposób pomiaru temperatur w różnych częściach komory spalania w czasie pracy silnika, w przeciwstawieniu do sposobu teoretycznego przy pomocy równań otrzymanych w wyniku analizy cyklu pracy silnika. Konstrukcja głowicy probierczej do pomiaru temperatur w komorze spalania. Wykresy temperatur w zależności od kąta położenia wału korbowego i tłoka w cylindrze silnika.

144* 629.118.58.001.3(047.31) F BKPMot
Sprawozdanie z prób drogowych włoskiego scooteru Parilla Levriere 153 cm³. Parilla Levriere — road tests of new models”. Mot. Cycle, ondon, tyg., t. 94, nr, 2713, kw. 55, s. 426; 27 × 21 cm., 2 str., 3 fot., 1 tabl. —
Opis techniczny i sprawozdanie z prób drogowych nowego modelu scooteru marki Parilla Levriere produkcji włoskiej. Dane charakterystyczne: silnik jednocylinndrowy, dwusuwowy o pojemności skokowej 153 cm³, średnica cylindra 60, skok 54 zblokowany z czterobiegową skrzynką biegów. Szybkość maksymalna — 80 km/godz. bez osłony przeciwwietrznej. Zużycie paliwa 2,8 l/100 km przy szybkości 50 km/godz. i 4 l/100 km przy szybkości 70 km/godz.

J. TEORIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH, ZASADY OBLICZEŃ I KONSTRUKCJI

145* 629.113.066:621.313.12 J BKPMot
Akimow W. N., Freziński M. Ł.: **Rozwój instalacji elektrycznej prądu zmiennego w samochodach i ciągnikach.** „O razwiti

awtotraktornowo elektrooborudowanja pieremiennowo toka”. Awtom i Trakt. Promyszl., Moskwa, mies., nr 1, stycz. 55, s. 9; 29 × 22 cm., 5 str., 1 fot., 1 rys., 7 wyk., 2 schem. —
Zalety i wady samochodowej instalacji elektrycznej prądu zmiennego w porównaniu z instalacją prądu stałego. Charakterystyki elektryczne prądnic prądu zmiennego ze wzbudzeniem od magnesów stałych, stosowanych w ciągnikach i motocyklach produkowanych w ZSRR. Zakresy stosowania różnych schematów instalacji elektrycznej prądu zmiennego. Opisy prądnic ciągnikowych i motocyklowych na prąd zmienny.

146* 629.114.4.011.1:620.178.4/6 J BKPMot
Bergmann W. **Wytrzymałość postaciowa ram samochodów ciężarowych szczególnie przy obciążeniach spowodowanych zwichrowaniem.** „Die Gestaltfestigkeit von Lastfahrzeugrahmen insbesondere bei Verwindungsbeanspruchungen II”. ATZ, Stuttgart, mies., nr 2, luty 55, s. 37, 30 × 21 cm., 5 str., 3 fot., 8 rys., 11 poz. bibl. —
Dalszy ciąg artykułu na temat wytrzymałości ram pojazdów mechanicznych, zamieszczonego w Nr 1 ATZ/55. Uzupełnienie poprzednich wywodów wynikami badań długotrwałych, przeprowadzonych na samochodach ciężarowych. Omówienie metod doświadczalnej analizy naprężeń. Zasady konstrukcyjne dla prawidłowego pod względem rozkładu naprężeń ukształtowania elementów podwozia obciążonych przez zwichrowanie.

K. POJAZDY MECHANICZNE

147* 629.114.5 K BKPMot
Pierwszy szwajcarski autobus dwuczłonowy VBZ 201. „VBZ” ol Der erste schweizerische Gelenkautobus, in Dienst gestellt”. Auto Rev., Bern, tyg., nr 3, stycz. 55, s. 2; 47 × 34, 0,5 str., 1 fot. —
Krótki opis wstępnych prób trakcyjnych przeprowadzonych z autobusem dwuczłonowym VBZ 201. Dwudzielność trójosiowego pojazdu stawia nowe zadania prawidłowemu rozwiązaniu układu kierowniczego. Ze względu na rozmiar pojazdu i rodzaj wpisywania się jego gabarytu na krzyżnię niezbędna okazała się instalacja sygnalizująca kierowcy położenie tylnego członu pojazdu.

148* 629.114.6 K BKPMot
Samochód osobowy Fiat 600. „Der Fiat 600”. Auto Rev., Bern., tyg., nr 10, marz. 55, s. 17; 48 × 33 cm., 2,5 str., 7 fot., 1 rys. —
Opis techniczny wraz z danymi trakcyjnymi samochodu małowadliwego Fiat 600, którego seryjną produkcję rozpoczęto w r. 1955. Czterooosobowy samochód o wadze 560 kG wyposażony jest w silnik o pojemności 633 cm³ i mocy 21,5 KM umieszczony w tyle pojazdu. Wszystkie koła o wymiarze 5,20 × 12 zawieszone są niezależnie. Nadwozie samonośne. Maksymalna szybkość rozwijana przez samochód — 95 km/godz.

149* 629.114.6.001.3 K BKPMot
Samochody Nash 1955. „Nash 1955” Auto Rev., Bern., tyg., nr 4, stycz. 55, s. 19; 48 × 33 cm., 1 str., 4 fot., 1 tabl. —
Opis techniczny modeli samochodów marki Nash 1955 roku. Produkowane samochody typu Rambler, Statesman i Ambassador posiadają silniki o mocy w granicach od 91 do 211 KM. Samochód Ambassador może być dostarczany z dwiema odmianami z 6-cylindrowym silnikiem, lub z 8-cylindrowym silnikiem w układzie V. Wszystkie pojazdy Nash z r. 1955 z wyjątkiem Ambassadorsa V8 posiadającego przekładnię hydrauliczną Ultramatic mogą być wyposażone w zwykłą skrzynię przekładniową lub hydrauliczną typu „Hydramatic”.

150* 629.118.3.001.3:621.431.73 K BKPMot
Nowy niemiecki motorower Dürkopp Moped 47 cm³. „Dürkopp Moped”. Mot. Cycle, London, t. 94, nr 2712, marz. 55, s. 420; 27 × 21 cm., 0,5 str. —
Krótki opis techniczny nowego modelu lekkiego motoroweru Fratz II, produkcji niemieckich zakładów Dürkopp z jednocylinndrowym silnikiem dwusuwowym marki Sachs, o pojemności skokowej 47 cm³, zblokowanym z przekładnią

dwubiegową. Rama tłoczona typu jednobelkowego. Zbiornik paliwa o pojemności 4,5 l. Zawieszenie przednie na wahaczach z resorowaniem gumowym.

151* 629.118.5/6 (047.31) K BKPMot

Morton R.: **Nowy włoski motocykl „K-2” na wystawie w Genewie.** „On a K-2 in Geneva”. Mot. Cycle, London, tyg., t. 94, nr 2710, marz. 55, s. 350; 27 × 21 cm., 1 str., 1 fot. — Opis techniczny i sprawozdanie z krótkiej próby drogowej nowego włoskiego motocykla „K-2” o bardzo ciekawej konstrukcji, produkcji wytwórni Industria Motori Vassena pokazanego na wystawie w Genewie. Silnik jednocyliniowy dwusuwowy o pojemności skokowej 172 cm³, zblokowany z czterobiegową skrzynką biegów i obudową wału napędowego wraz z mechanizmem napędu koła tylnego. Rama motocykla typu jednobelkowego z silnikiem zawieszonym wahadłowo z amortyzacją typu teleskopowego. Oś koła tylnego zamocowana tylko jednym swoim końcem w wahliwym ramieniu obudowy wału napędowego.

152* 629.118.5/6.001.3 K BKPMot

Modele motocykli Royal Enfield na 1955 r. „Extensive Royal Enfield range”. Mot. Cycle, London, tyg., t. 93, nr 2689; paźdz. 54, s. 512; 27 × 21 cm., 2,5 str., 4 fot., 2 rys., 1 tabl. — Opis techniczny modeli motocykli marki Royal Enfield na 1955 r. Wszystkie modele posiadają silniki własnej produkcji wytwórni R. E., zawieszenie przednie — teleskopowe tylne — teleskopowe na wahaczach. Wyjątek stanowi model 148 cm³, którego wahacz resorowany jest na obudowanych sprężynach śrubowych. Plan produkcji na 1955 r. obejmuje: jeden model o silniku jednocyliniowym, dwusuwowym o pojemności skokowej 148 cm³, dwanaście modeli z silnikami czterosuwowymi, górnozaworowymi, jedno- i dwucylindrowymi o pojemności skokowej od 248 do 692 cm³. Stopień spreżania na niektórych modelach został podwyższony do 7,25 : 1.

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

153* 621.431.73:621.43.033/035 L BKPMot

Dwuprzelotowy gaźnik Solex. „Der Solex-Stufenvergaser”. Auto Rev., Bern., tyg., nr 5, luty 55, s. 15; 48 × 33 cm., 1,5 str., 11 rys. — Opis konstrukcji i działania dwuprzelotowego gaźnika Solex 32 PAIAT. Pierwszy przelot gaźnika nie różni się od standardowego wykonania gaźnika Solex, zasila silnik przy małych i średnich obciążeniach, natomiast przelot drugi z poziomym rozpylaczem włącza się tylko przy większych otwarciach przepustnicy. Urządzenie rozruchowe gaźnika jest sterowane przy pomocy sprężynowego bimetalowego termostatu selenidowe urządzenie dla przewietrzania komory pływakowej ułatwia rozruch silnika gorącego.

154* 621.431.73—33:621—521 L BKPMot

Mechaniczne przymusowe sterowanie zaworów silnikowych. „Desmodromic valve operation”. Mot. Cycle, London, tyg., t. 94, nr 2713, kw. 55, s. 428; 27 × 21 cm., 2 str., 5 rys. — Omówienie i przegląd stanu rozwojowego mechanizmów sterujących zawory silników pojazdów mechanicznych od momentu pierwszego zastosowania mechanicznego przymusowego sterowania zaworów, przez francuskie zakłady Delage w 1914 r., do czasów obecnych. Uzasadnienie konieczności zastąpienia sprężyn zaworowych przez sterowanie przymusowe przy przekroczeniu pewnych szybkości granicznych. Opis i analiza charakterystycznych rozwiązań konstrukcyjnych. Stosowanie przymusowego sterowania zaworów jako jedna z głównych przyczyn ostatnich sukcesów wyścigowych samochodów Mercedes Benz.

155* 629.114.8:621.436 L BKPMot

Gosling A.: **Brytyjskie wysokoprężne silniki trakcyjne do lekkich samochodów.** „Britische Fahrzeug — Dieselmotoren für

leichte Kraftwagen”. ATZ, Stuttgart, mies., nr 1, stycz. 55, s. 14; 30 × 21 cm., 6 str., 4 fot., 2 rys., 1 tabl. — Rozwój angielskich silników wysokoprężnych, trakcyjnych dla pojazdów do 3500 kg ciężaru własnego. Przegląd silników o pojemności poniżej 1,1 l budowanych obecnie. Opis silnika szeroko rozpowszechnionego z uwzględnieniem jego możliwości zastosowania. Główne cechy komór spalania zastosowanych w silnikach brytyjskich. Zagadnienie chłodzenia powietrznego. Porównanie silników dwusuwowych i czterosuwowych z doładowaniem. Stosowanie silników wysokoprężnych w lekkich pojazdach mechanicznych, a obniżenie kosztów eksploatacyjnych. Przewidywania rozwojowe.

156* 621.436.12.052:621.43.031.3 L BKPMot

Doładowywanie czterosuwowych wysokoprężnych silników samochodowych. „Das Aufladen von Viertakt — Fahrzeug — Dieselmotoren”. Auto Rev., Bern., tyg. nr 14; marz. 55, s. 16; 48 × 33 cm., 0,5 str., 3 fot., 1 tabl. — Dane techniczne i krótka analiza własności wysokoprężnych silników z zastosowaniem doładowania, marki Saurer typów CR2DLM — 120 KM, CT2DLM — 170 KM, CH2DLM — 220 KM i DCUL — 220 KM (silnik poziomy). F-ma Saurer dla doładowywania silników wprowadziła sprężarkę o kołach śrubowych.

157* 621.436.13—712:621—222 (088.8) L BKPMot

Biejące patenty. Dwusuwowy silnik wysokoprężny chłodzony powietrzem. „Current patens. Air — cooled, twostroke diesel engine”. Auto Engr., London, mies., t. 44, nr 9, wrzes. 54, s. 389; 29 × 21 cm., 0,5 str., 1 rys. — Opis ze szkicem konstrukcji cylindrów dwusuwowych pętlowo-przepłukiwanego silnika wysokoprężnego, chłodzonego powietrzem. Konstrukcja ma na celu zmniejszenie przekroju materiałów na drodze kanałów i w ten sposób uniknięcia naprężeń powstających przy nagrzewaniu się cylindrów. Patent Nr 705379. Klockner — Humboldt — Deutz A. G. (Niemcy).

S. SUROWCE I MATERIAŁY

158* 629.113:62:679.5 S BKPMot

Baker A. Materiały plastyczne w przemyśle motoryzacyjnym. „Glassreinforced plastics”. Mot. Cycle, London, tyg., t. 94, nr 2709, marz. 55, s. 296; 27 × 21 cm., 4 str., 6 fot. 2 rys. — Coraz szersze zastosowanie materiałów plastycznych w przemyśle motoryzacyjnym. Szczególna przydatność tworzyw warstwowych sporządzanych z żywic poliestrowych, wzmocnionych przy pomocy włókien szklanych. Analiza cech charakterystycznych tworzyw warstwowych, porównanie ich ze stalą i aluminium, wnioski i omówienie stron dodatnich, przemawiających za jak najszybszym stosowaniem tego nowego materiału konstrukcyjnego przy produkcji pojazdów mechanicznych. Opis techniczny i praktyczne wskazówki wykonawczo-konstrukcyjne odnośnie metod i przyrządów stosowanych do produkcji nadwozi. Rysunki i fotografie różnych operacji.

159* 629.113.011.5:679.5.001.8 S BKPMot

Zastosowanie tworzyw warstwowych z tkanin szklano-żywicznych. „Application of resin-glass laminates”. Machinery, London, tyg., t. 86, nr 2200, stycz. 55, s. 105; 25 × 18 cm., 1 str., 1 fot. —

Coraz szersze zastosowanie tworzyw warstwowych z tkanin szklano-żywicznych, szczególnie od czasu stosowania żywic poliestrowych. Strony dodatnie: wytrzymałość porównywalna z wytrzymałością stali, lekkość z aluminium: łatwość formowania, niskie przewodnictwo cieplne, słaby rezonans, odporność na korozję i na temperatury do ÷ 200°C. Strona ujemna: dość wysoki koszt surowca, ale w miarę wzrostu zapotrzebowania i produkcji tych surowców cena na nie spada. Zakłady Chevrolet w USA już rozpoczęły produkcję seryjną nadwozi z tworzyw warstwowych dla samochodów sportowych.

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

PRZEGLĄD TECHNICZNY

PRZEGLĄD TECHNICZNY — organ główny Naczelnej Organizacji Technicznej Nr 5/55 zawiera następujące artykuły:

- 1 Maja 1955 r.
- O szybszy i pełniejszy rozwój piśmiennictwa technicznego — inż. J. W. Czarnowski.
- Wpływ dokumentacji projektowo-kosztorysowej na obniżenie kosztów wznoszenia i eksploatacji inwestycji — inż. H. Trząski.
- Główne kierunki rozwoju techniki w budownictwie przemysłowym — inż. J. Sitowski.
- Zakres zadań NOT w dziedzinie ochrony pracy — inż. J. Horbaczewski.

- Rola i zadania punktów dokumentacji w produkcyjnych zakładach pracy — S. Bartosiewicz.
- O zaklasyfikowaniu książek według systemu dziesiętnego — mgr E. Talejko.
- Niektóre problemy związane z organizacją bibliotek technicznych — mgr C. Szokowa.
- Wystawa „Postęp techniczny w służbie człowiekowi” — inż. J. Ciężkowski.

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

KSIAŻKA — ARYTMOMETR

Wiemy o tym, że w zakładach pracy i instytucjach centralnych mamy za mało maszyn do liczenia. Niestety trudności tych nie rozwiążemy szybko, gdyż nowe maszyny do liczenia — to wydatek kosztowny, podwójnie kosztowny, gdyż pochłania tak bardzo nam potrzebne dewizy.

Poza tym nie wszyscy oczywiście i nie na każdym stanowisku pracy potrzebujemy dużych kosztownych maszyn do liczenia. W większości przypadków wystarczą zwykłe ręczne arytmometry, a nawet książka arytmometr.

Taka właśnie książka pt. „Tablice do obliczania zarobków akordowych” ukaże się już w sierpniu br. nakładem Wydawnictwa „Budownictwo i Architektura” (Warszawa, Sienkiewicza 12) i kosztować będzie ok. 71 zł. Książka zawierać będzie (w postaci tablic) wyniki mnożenia liczb od 1 do 500 przez 1 do 600 a więc w bardzo dużej skali. Autorem książki jest

A. Polecki; tablice te — to jego pomysł racjonalizatorski. Przeprowadzone badania chronometrażowe wykazały, że przy przeciętnej wprawie użycie tablic skraca czas mnożenia w stosunku do nakładu pracy przy użyciu maszyny do liczenia o 66%, a w stosunku do obliczania odręcznego — o 90%.

Prócz zasadniczego zastosowania do obliczania zarobków robotników we wszelkich gałęziach produkcji, tablice mogą służyć do mnożenia liczb całkowitych i ułamkowych, a przez to mogą mieć zastosowanie w księgowości, w szkolnictwie, w pracy każdego technika itp.

Ze względu na ograniczony nakład książki pożądane jest wcześniejsze zamówienie jej w księgarni technicznej „Domu Książki”. Odpowiednie rozpowszechnienie książki w celu jak najszerszego jej wykorzystania — to zmniejszenie ilości dewiz wydatkowanych na maszyny do liczenia.

K O N K U R S

na najlepszą pracę omawiającą ekonomiczne skutki wprowadzania i stosowania norm

I. CEL KONKURSU

Celem konkursu jest:

1. popularyzacja i propaganda normalizacji,
2. zebranie materiałów rzeczowych dotyczących ekonomicznych skutków norm,
3. zapoczątkowanie badań nad metodami określania skutków stosowania norm.

II. TREŚĆ PRACY KONKURSOWEJ

Ogólne omówienie stosowania norm w zakładzie. Ilość i zakres stosowanych norm.

Analiza kosztów produkcji przed normalizacją oraz produkcji znormalizowanej. Omówienie wpływu normalizacji na koszty materiałowe, narzędzi i innych pomocy, koszty robocizny i kontroli.

Omówienie ewentualnych kosztów opracowania normy i kosztów poniesionych wskutek zmian w organizacji, wyposażeniu i produkcji zakładu, spowodowanych wprowadzeniem normy.

Analiza bezpośrednich efektów technicznych i ekonomicznych oraz pośredniego wpływu norm na inne odcinki życia gospodarczego.

Pozostawia się zupełną dowolność metod analizy (opisy, obliczenia, wykresy, zestawienie).

III. WARUNKI KONKURSU

1. Uczestnictwo w konkursie nie jest niczym ograniczone. Jest rzeczą pożądaną aby w konkursie wypowiedzieli się, poza normalizatorami, pracownicy bezpośrednio zatrudnieni w produkcji w różnych specjalnościach, pracownicy kontroli technicznej, biur konstrukcyjnych, kalkulatorzy kosztów własnych, ekonomiści.
2. Prace należy nadesłać w formie maszynopisu formatu A4 w objętości od 2 do 20 stron. Forma ujęcia dowolna — według uznania autora (artykuł, notatka, sprawozdanie).
3. Prawa do prac zgłoszonych na konkursie. Redakcja „Normalizacji” zastrzega sobie prawo pierwszeństwa wydruku wszystkich prac konkursowych do końca 1956 r. Prace drukowane honorowane będą według obowiązujących stawek.

IV. ORGANIZACJA KONKURSU

1. **Organizatorzy:** konkurs jest zorganizowany przez Polski Komitet Normalizacyjny i Naczelną Organizację Techniczną.
2. **Terminy:**
 - a) prace konkursowe należy nadsyłać do dnia 15 października 1955 r.
 - b) rozstrzygnięcie konkursu nastąpi w listopadzie 1955 r., wyniki konkursu ogłoszone będą w miesięczniku „Normalizacja” i w czasopiśmie branżowych NOT.
3. **Sposób oceny prac konkursowych:** Oceny prac konkursowych dokona jury powołane przez Polski Komitet Normalizacyjny i Naczelną Organizację Techniczną.
4. **Sposób nadsyłania prac.** Prace powinny być przesyłane w kopercie adresowanej jak następuje: Polski Komitet Normalizacyjny, Redakcja „Normalizacji”, Warszawa, ul. Świętokrzyska 20/22. „Konkurs na najlepszą pracę o ekonomicznych skutkach stosowania norm”. Na odwrocie koperty powinno być podane godło wysyłającego pracę. W kopercie, obok pracy konkursowej podpisanej godłem, powinna znajdować się druga, zalakowana koperta zawierająca nazwisko i adres osoby zgłaszającej pracę.

V. NAGRODY

Ustalono następujące nagrody konkursowe:

- 1 nagroda I — zł 2.000.—
- 2 nagrody II po zł 1.500.—
- 3 nagrody III po zł 1.000.—
- 5 wyróżnień w postaci rocznej bezpłatnej prenumeraty miesięcznika „Normalizacja”.