

OM
MOTOR

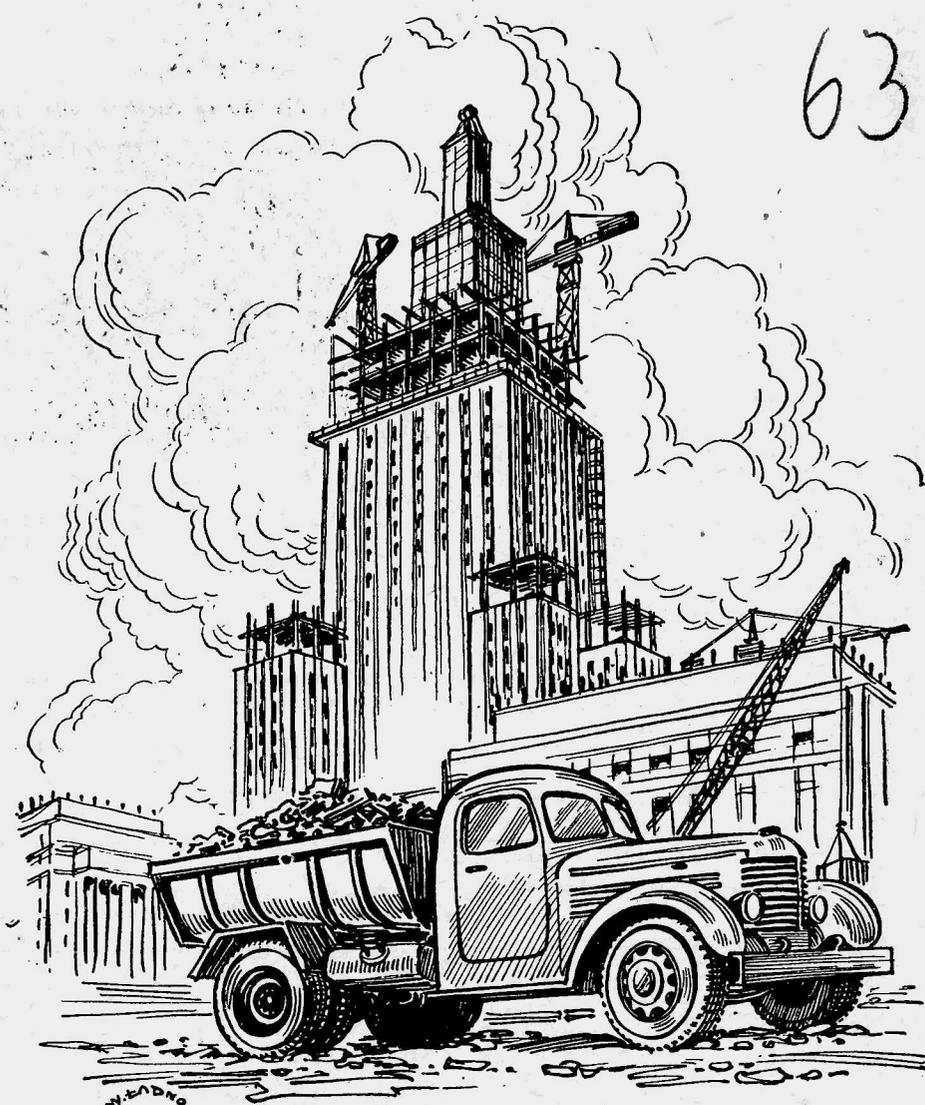
H 1053 1/2

technika

MOTORYZACYJNA

Polit. Biblioteka

63



NR 11 (21)
1953 R



LISTOPAD

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

TREŚĆ ZESZYTU

- Rocznicą Rewolucji Październikowej
- *Stefan Askanas* — Fabryka Samochodów Osobowych — widomy symbol pomocy ZSRR
- Piąty pięcioletni plan przemysłu samochodowego o traktorowego Związku Radzieckiego
- *Mgr inż. Zbigniew Kornberger* — Postęp w dziedzinie obróbki skrawaniem samochodowych kół zębatach walcowych
- *Inż. Franciszek Baran* — Technika montażu kół zębatach tylnego mostu samochodów osobowych
- *Mgr inż. Władysław Matzke* — Możliwości rozwojowe silników spalinowych dużej mocy do pojazdów mechanicznych
- *Mrg inż. Maciej Bernhardt* — Charakterystyki pomp wtryskowych
- *Mgr inż. Aleksander Rummel* — Doładowanie silników spalinowych — Część II
- *Z. L.* — Szczegóły techniczne samochodu „Porsche“
- Przegląd Dokumentacyjny Motoryzacji

„Zamówienia i przedpłaty na prenumeratę czasopism technicznych NOT, począwszy od 1 maja 1953 r., przyjmowane są w nowych terminach: od dnia 11 każdego miesiąca do dnia 10 następnego miesiąca — na najbliższy okres kalendarzowy. Na okresy miesięczne — co miesiąc. Na okresy kwartalne — odpowiednio od dnia 10 m-ca grudnia, marca, czerwca i września. Na okresy półroczne — do dnia 10 m-ca grudnia i czerwca. Na okres roczny — do dnia 10 m-ca grudnia. Analogiczne dotyczą przyjmowania prenumeraty przez urzędy pocztowe i listonoszy.“

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

SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

Redaktor Naczelny — inż. Ryszard Gdulewski
Redaktor Techniczny — Józef Iżycki
Sekretarz Redakcji — Krystyna Dargiel

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

TECHNIKA MOTORYZACYJNA

MIESIĘCZNIK



ROK III

LISTOPAD

ZESZYT 11

36 ROCZNICA REWOLUCJI PAŹDZIERNIKOWEJ

W bieżącym roku obchodzimy trzydziestą szóstą rocznicę Wielkiej Socjalistycznej Rewolucji Październikowej.

Proletariat rosyjski gnębiony i wyzyskiwany przez rodzimy i zagraniczny kapitał oraz aparat administracji carskiej, wychowany i zaprawiony przez partię bolszewicką do walki z uciskiem, przed 36 laty w wyniku zwycięskiej rewolucji objął władzę i na jednej szóstej części ziemi zaczął realizować swoje idee.

Moment ten stał się momentem zwrotnym nie tylko dla Rosji, ale dla całej ludzkości. Rewolucja rosyjska stała się bowiem wzorem i natchnieniem dla wszystkich ludów i klas uciskanych i wyzyskiwanych. Burżuazyjni teoretycy twierdzili wówczas, że socjalizm i komunizm są doktrynami nie dającymi się zastosować w życiu, a nowej republice przepowiadali krótki, bo zaledwie kilkumiesięczny żywot. Rzeczywiście proletariat rosyjski, objawszy władzę, miał ciężką, prawie beznadziejną sytuację. Kraj zacołany technicznie i gospodarczo w wyniku rządów kapitalistyczno-carskich, był wyczerpany kilkuletnią ciężką wojną. Wewnątrz kraju armie kontrrewolucyjne pod dowództwem byłych carskich generałów i admirałów, uzbrojone i wyekwipowane przez kapitalistów rosyjskich i zagranicznych oraz interwencyjne armie państw imperialistycznych, usiłowały zgnieść rewolucję. Blokada gospodarcza, zastosowana przez kapitalistyczne kraje, głód i nędza oraz zdrada socjal-ugody, stanowiącej dywersję w obozie proletariatu — oto smutny obraz spuścizny objętej przez proletariat rosyjski.

Bohaterski ten proletariat, uzbrojony w teorię Marksa i Engelsa, pod wodzą genialnego Lenina i Stalina, potrafił pokonać i przezwyciężyć wrogów rewolucji, pokonać i przezwyciężyć wszystkie kryzysy i przeszkody, jakie piętrzyły się przed młodą proletariacką republiką.

W republice tej uspołeczniiono środki produkcji, zniesiono wielką własność prywatną, upaństwowiono przemysł, górnictwo, transport i komunikację, banki, handel hurtowy itd.

W ten sposób założono trwałe podstawy nowego ustroju bez wyzysku człowieka przez człowieka.

Druga wojna światowa stała się ogniwą próbą spoiwości i zwartości wielu państw. Związek Radziecki próbę tę przetrwał zwycięsko i wyszedł z niej jeszcze bardziej wzmocniony i zwarty, niż był przedtem.

Obecnie, kiedy nasi radzieccy towarzysze, po rozgromieniu hitleryzmu i faszyzmu, realizując piąty plan pięcioletni, mają osiągnięcia, jakich na przestrzeni wieków nikt nie miał, z trudem tylko można sobie wyobrazić tę wielką i ciężką drogę, przebytą przez nich. Dla ilustracji tych osiągnięć mogą posłużyć następujące cyfry:

W 1913 roku przemysł rosyjski wyprodukował 1490 obrabiarek, w 1933 roku produkcja ta osiągnęła cyfrę 19.700 szt., w 1939 r. — 55.000 szt. W czwartym planie pięcioletnim (1946—1950) przekroczono przedwojenny poziom produkcji, a w piątym produkcja przemysłowa ma podnieść się o około 70% w porównaniu z rokiem 1950. Znaczy to, że globalna produkcja przemysłu przekroczy poziom przedwojenny trzykrotnie.

W produkcji najbliższego nam przemysłu motoryzacyjnego osiągnięcia Związku Radzieckiego są jeszcze większe. Rosja carska prawie nie produkowała samochodów, ciągników i innego sprzętu motoryzacyjnego. Obecna produkcja samochodów i ciągników wynosi około 2.000.000 szt. rocznie. Związek Radziecki stoi na pierwszym miejscu w produkcji samochodów ciężarowych, gdy największy producent świata Stany Zjednoczone produkują przede wszystkim luksusowe samochody osobowe, zaspokajające snobizm bogaczy całego niemal świata. Produkcja motoryzacyjna Związku Radzieckiego ma na celu pokrycie zapotrzebowań gospodarczych, a w dziedzinie komunikacji zapewnienie wygody podróżującym. Dziesiątki tysięcy czołgów radzieckiej produkcji zmiażdżyły i starły z powierzchni ziemi najedźców hitlerowskich i uwolniły nie tylko ludy Związku Radzieckiego, ale całą ludzkość od zmyru hitleryzmu i dziś zabezpieczają pokój. Motoryzacyjna technika radziecka produkuje największe typy maszyn roboczych, jak koparki, spychacze, maszyny do drążenia tuneli, kombajny itp., które zastępują tysiące robotników, uwalniając ich od ciężkiej i wyniszczającej pracy i przyspieszają realizację wielkich budów socjalizmu.

Mechanizacja we wszystkich robotach ciężkich i pracochłonnych w budownictwie, górnictwie, rolnictwie, jest tak wielka, że śmiało można powiedzieć, iż dotychczas nigdzie nie spotykana. Związek Radziecki w ciągu tych trzydziestu sześciu lat z najbardziej zacołanego stał się przodującym w dziedzinie techniki (elektryfikacja kraju, automatyzacja produkcji przemysłowej itp.).

W odróżnieniu od techniki krajów kapitalistycznych, które swoje osiągnięcia zazdrośnie ukrywają dla wyciągnięcia jak największych zysków, technika radziecka chętnie służy wzorem, przykładem i pomocą tym narodom, które tych zdobyczy nie wykorzystują dla wyzysku lub gnębienia innych. Tę pomoc dobrosąsiedzką odczuwa cała polska technika, ale specjalnie odczuwa to technika motoryzacyjna. Dzięki pomocy przemysłu radzieckiego powstały i rozbudowują się: Fabryka Samochodów Osobowych i Fabryka Samochodów Ciężarowych w Lublinie, których produkcja oparta jest na wzorach radzieckich, na dokumentacji radzieckiej, na doświadczeniu, urządzeniach i obrabiarkach.

Największym jednak osiągnięciem Związku Radzieckiego jest jego akcja w obronie pokoju. Związek Radziecki przekreślił i nie uznał żadnego zaboru Rosji carskiej, ani żadnego układu zaborczego. Narody Związku Radzieckiego pokojowo współżyją, budując i rozwijając własną gospodarkę i kulturę i budując wspólną — związkową. Związek Radziecki nie brał i nie bierze udziału w żadnym agresywnym układzie skierowanym przeciwko komukolwiek. Związek Radziecki stał się ostoją wszystkich sił pokoju świata, a Wódz jego, genialny Józef Stalin, był najpopularniejszym człowiekiem świata i zyskał sobie miano Chorażego Pokoju. Konsekwentnie prowadząc akcję w obronie pokoju, Związek Radziecki zdobył sobie miłość i podziw całego postępowego świata, wszystkich ludzi miłujących pokój i wolność, wszystkich ludzi, którzy chcą w spokoju tworzyć i budować szczęśliwą przyszłość swoich narodów.

STEFAN ASKANAS
F.S.O.

FABRYKA SAMOCHODÓW OSOBOWYCH – WIDOMY SYMBOL POMOCY ZSRR

Lata przedwzrśniowe, to tęsknota za rozwojem polskiej motoryzacji, to walka o polski przemysł motoryzacyjny — walka, która w okresie pełnej penetracji i obcego kapitału nie mogła być wygrana: I dlatego byliśmy świadkami powstawania w Polsce firm montażowych w pełnej współzależności od zagranicznego producenta obezwładniającego nieśmiało kroki rodzimej produkcji.

Ilość samochodów kursujących w Polsce była minimalna, przy czym były to samochody w przeważającej mierze bogatych próżniaków używających ich dla swoich snobistycznych celów. Samochodów ciężarowych nie mieliśmy prawie wcale; na 10 000 mieszkańców przypadało w roku 1938 — 12 samochodów.

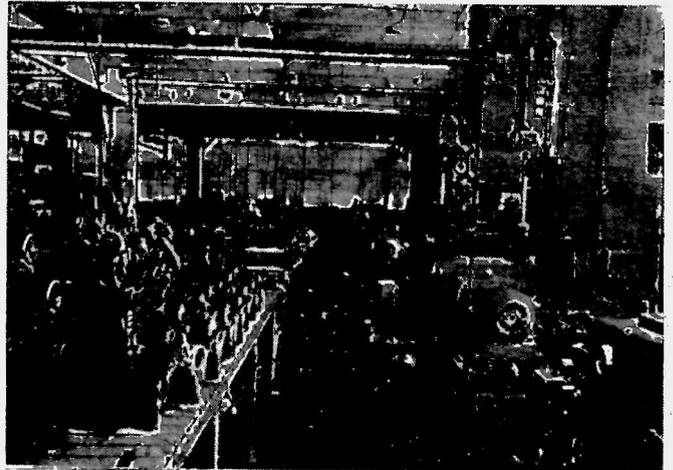
Dopiero Polska Ludowa stworzyła nowe możliwości dla motoryzacji, będącej jednym z głównych elementów socjalizacji kraju, otrzymała ona pełną opiekę ze strony Partii i Rządu.

Na wyniki nie trzeba było długo czekać. Już dzisiaj posiadamy potężny przemysł motoryzacyjny: Fabrykę Samochodów Ciężarowych w Starachowicach, Fabrykę Samochodów Ciężarowych w Lublinie, Fabrykę Samochodów Osobowych w Warszawie, Fabrykę Ciągników w Ursusie, Warszawską Fabrykę Motocykli oraz wiele zakładów przemysłowych budujących silniki dla gospodarki narodowej.

Roczna nasza produkcja przekroczy w roku 1955 cały stan samochodów kursujących w roku 1938.

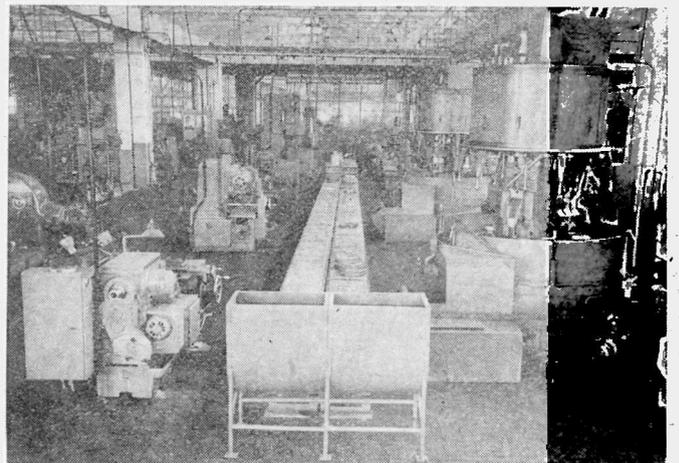
Samochód osobowy przestał być symbolem elitarności klas posiadających, a stał się instrumentem ludzi pracy, dla prywatnego zaś posiadacza dowodem podnoszenia się stopy życiowej i spełniania potrzeb przodowników pracy, inteligencji pracującej oraz literatów, artystów i świata naukowego.

Tak jak MDM jest symbolem nowej, pięknej socjalistycznej Warszawy, tak „Żerań“ jest symbolem wielkiego, zwycięskiego przemysłu socjalistycznego, a F.S.O. — klasyczny przykład pomocy i przyjaźni Związku Radzieckiego dla Polski — jest symbolem Żerania.



Rys. 2. Linia obróbki obudowy sprzęgła

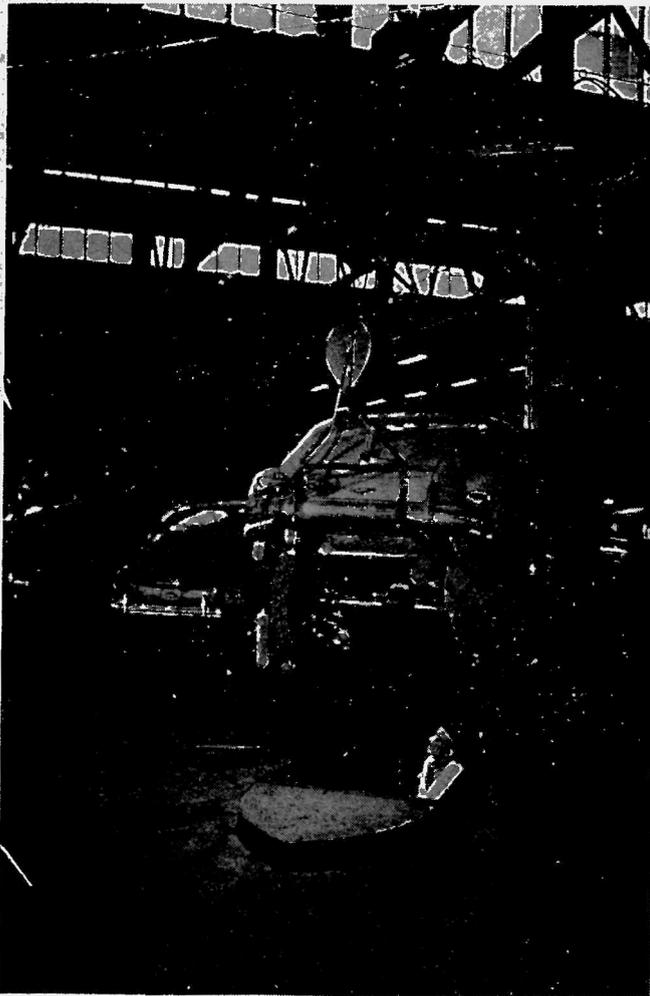
Z godziny na godzinę rośnie, coraz lepiej opanowując produkcję, Fabryka Samochodów Osobowych budowana według najnowszych zasad budownictwa oraz posiadająca najnowocześniejszą technologię i urządzenia. Fabryka ta jest widowym znakiem potęgi przemysłowej Związku Radzieckiego oraz pełnego rozwoju naszego przemysłu.



Rys. 3. Widok linii obróbczej na wydziale silnika

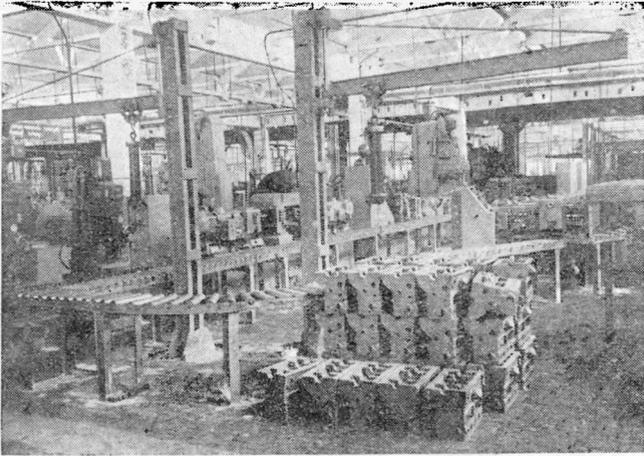
Samochód M-20 Warszawa jest produkowany na podstawie bezpłatnej licencji w oparciu o otrzymaną całkowitą dokumentację, wszystkich maszyn specjalnych wraz z narzędziami, na bazie doświadczeń i wysokiej techniki przemysłu radzieckiego.

W pierwszym etapie uruchomione zostały na terenie przyszłej fabryki Dział Produkcji Narzędzi oraz Dział Urządzeń Inwestycyjnych (Remontowy). Narzędziownia oprzyrządowuje maszyny dostarczone w przeważnej mierze w ZSRR na podstawie doku-



Rys. 1. Przegląd po jeździe próbnej

mentacji licencyjnej adoptowanej przez Biuro Głównego Technologa. Remontowy wykonuje wszelkie urządzenia o charakterze inwestycyjnym również na podstawie dokumentacji licencyjnej, niezależnie zresztą od prac przewidzianych zakresem działania Głównego Mechanika.



Rys. 4. Fragment linii obróbki kadłubów

Przy pomocy tych dwóch wydziałów została wyposażona i uruchomiona w roku 1951 hala nr 1, w której znajdują się: spawalnica blach nadwozia, lakiernia, tapicernia, montaż główny oraz prasownia. Przedterminowe uruchomienie tej hali w roku 1951 w rocznicę Rewolucji Październikowej mogło odbyć się dzięki podjętym przez załogę F.S.O. zobowiązaniom w oparciu o zobowiązanie załogi bratnich Zakładów im. Mołotowa w Gorki. Na nasz apel przyspieszyli oni wykonawstwo urządzeń i opracowań technologicznych. Inżynierowie, technicy i majstrowie przybyli ze Związku Radzieckiego, by pomóc nam w tej trudnej chwili. Równocześnie przybyli z nimi nasi pracownicy przechodzący przeszkolenie w Gorkowskich Zakładach. Kolejarze radzieccy dla transportów przeznaczonych do F.S.O. otworzyli „Zieloną Drogę”. Dzięki tej olbrzymiej pomocy termin otwarcia przyspieszono o przeszło 50 dni.

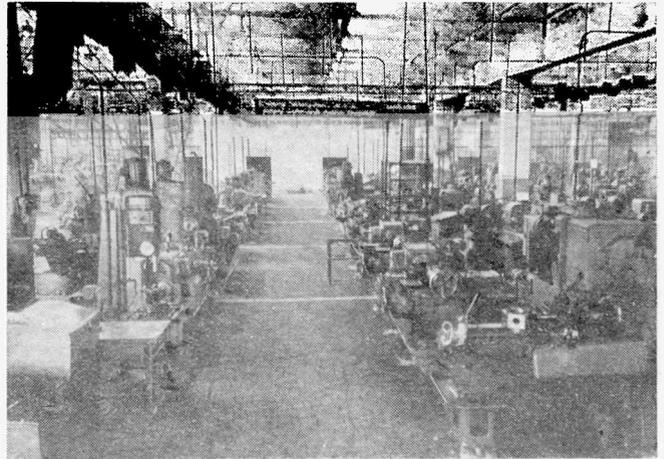
Hala nr 1 znana jest już dziś w całej Polsce; cechuje ją dbałość o zdrowie robotnika, posiada ona system wentylacyjny, jakiego dotąd jeszcze w Polsce nie było. Każdy detal przechodzący przez kilka faz produkcyjnych przesuwany jest mechanicznie. O wielkości urządzeń produkcyjnych świadczą choćby cyfry długości taśm nośnych przenośników samego tylko montażu głównego, które wynoszą 3,5 km.

Powietrze tłoczone do kabin lakierniczych osłania robotnika jak gdyby płaszczem ochronnym i usuwa sprzed niego szkodliwe pyły i gazy wsysane przez specjalne wentylatory. Niezależnie od tego zasłona wodna porywa cząstki stałe, które spływają do specjalnych osadników. Kanały kilometrowej długości doprowadzają do kabin lakierniczych, suszarek przenośników i stanowisk roboczych, przewody wysokiego i niskiego napięcia pary, gazu, wody zimnej i gorącej. Powierzchnia samej tylko lakierni wynosi ponad 3000 m².

Obecnie F.S.O. przystąpiła do uruchomienia produkcji silnika, a wkrótce potem do wykonawstwa pozostałych zespołów samochodu.

I tak jak w roku 1951, przybyli obecnie przyjaciele Związku Radzieckiego, by wspólnie z nami uruchomić już całkowicie produkcję samochodu. Otrzymaliśmy już większość potrzebnych obrabiarek. W przeważającej mierze są to maszyny specjalnie przystosowane do poszczególnych operacji. Są wśród nich takie, które produkowały dotąd wyłącznie kraje kapitalistyczne. Do najbardziej ciekawych i najbardziej złożonych należy zestaw obrabiarek zespołowych, tj. linia półautomatyczna dla wiercenia, gwintowania i wytaczania otworów w kadłubie silnika, wyposażona w 109 wrzecion. Inna ciekawa obrabiarka to wielonożowy półautomat tokarski dla wału korbowego obrabiający równocześnie wszystkie

czopy główne, odrzutnik oleju, kołnier, ramiona przeciwwag i czopy dla koła zębatego i piasty koła pasowego. O wydajności obrabiarki może świadczyć najlepiej duża moc zainstalowanych silników. Kilkanaście tokarskich pionowych 6-wrzecionowych półautomatów tokarskich, specjalne obrabiarki kilkudziesięciu typów



Rys. 5. Fragment linii obróbki części skrzynki biegów. W głębi kabina doboru kół zębatach

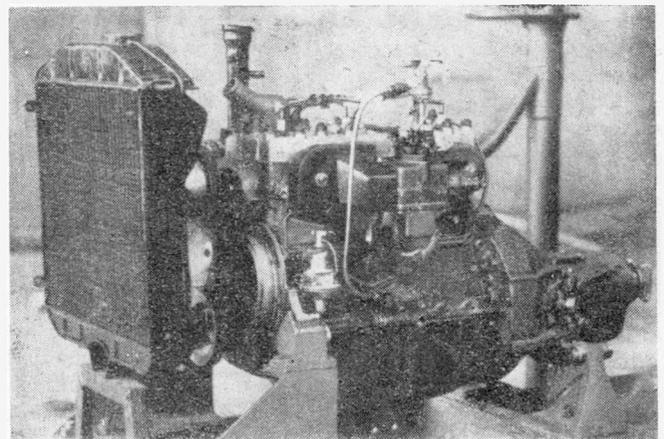
i odmian gwarantują dużą przepustowość, a dzięki prostocie obsługi umożliwiają zatrudnienie personelu nisko kwalifikowanego oraz kobiet. Wszystkie maszyny dostarczane z ZSRR są jeszcze jednym dowodem więcej, świadczącym o przodującej roli techniki radzieckiej w świecie.

Hala mechaniczna wyposażona jest w kilkanaście suwnic, dziesiątki podnośników elektrycznych i pneumatycznych oraz przenośniki podwieszane i stoły rolkowe do transportu międzyoperacyjnego. Dla ciekawości warto zaznaczyć, że długość przewodów łączących mechanizmy sterujące jednej tylko linii półautomatycznej wynosiła 4 km, przy czym wiązka liczyła 50 przewodów.

Hala mechaniczna to wzór prawidłowego rozwiązania przebiegów produkcyjnych, dobrego wykorzystania miejsca, właściwego zorganizowania transportu z troską nie tylko o sam produkt, ale przede wszystkim o człowieka, który tam będzie pracował.

Na hali mechanicznej znajdują się kabiny cichobieżności dla silnika oraz dla zespołów podwozia, jak również dwa różne pasy montażowe.

Hala ogrzewana jest systemem nawiewnym, bardzo widna i dobrze wentylowana; nad halą mieszczą się części podwyższone, w których znajdują się pomieszczenia bytowe pracowników jak: natryski, szatnie oraz stołówki.



Rys. 6. Pierwszy silnik wyprodukowany w F. S. O.

Oddzielną część hali zajmują: galwanizernia, obróbka termiczna oraz hamownia. Wszelkie procesy galwanizacji są zmechanizowane, przy czym przenoszenie detali z wanny do wanny odbywa się za pośrednictwem przenośników. W oddzielnym pomieszczeniu znajduje się oddział polerek.

Obróbka termiczna dla wielu części przeprowadzana jest prądami wysokiej częstotliwości na najnowocześniejszych agregatach dostarczonych przez Związek Radziecki.

W dniu 19 września br. załoga Fabryki Samochodów Osobowych obchodziła uroczystość wyprodukowania pierwszego próbnego silnika do samochodu M-20 Warszawa. Załoga zwycięsko wykonała zadania przy pomocy towarzyszy radzieckich z tow. Uszakowem na czele.

Rok 1953 jest ostatnim rokiem wielkich inwestycji F.S.O. Będą wykończone: odlewnia metali kolorowych i lekkich, armaturownia, kompresorownia, magazyny smarów i lakierów oraz prasownia duża. W 1954 roku prasownia wytłoczy już wszystkie potrzebne blachy dla nadwozia. Również w roku tym pozostanie do wykończenia laboratorium centralne oraz niektóre urządzenia socjalne jak: przygotowalnia potraw i żłobek. Mówiąc o urządzeniach socjalnych, trzeba nadmienić, że cała fabryka zbudowana jest z troską o człowieka pracy. Wysokie i widne hale świetnie wentylowane, pomieszczenia bytowe celowo przemyślane i zabezpieczające wygodę i odpoczynek, urządzenia zabezpieczające pracowników przed narażeniem na urazy mechaniczne lub powsta-

jące przy produkcji szkodliwe dla zdrowia odpady lub gazy.

Związek Radziecki przychodząc nam z pomocą dbał, aby wszystkim co najnowocześniejsze, najlepsze, najbardziej wzorowe znalazło się na naszym zakładzie.

Ta wielka troska Związku Radzieckiego o nasz zakład nakłada na F.S.O. specjalny obowiązek, abyśmy byli fabryką socjalistyczną nie tylko formalnie, ale walczyli o to co dzień, co godzinę — w każdej chwili.

Przyjaźń, pomoc i przykład Związku Radzieckiego są na naszym zakładzie realizowane bez przerwy i stanowią olbrzymi bodziec w naszej codziennej pracy, pomagający nam do przedterminowego wykonania naszych zadań.

Rok 1954 będzie rokiem pełnej dojrzałości Fabryki Samochodów Osobowych; zaczną sypać z przenośników Montażu Głównego samochody „Warszawa“ całkowicie wyprodukowane przez polskich robotników i inżynierów. Staną się one wyrazem nowych osiągnięć naszego przemysłu, a równocześnie każdy samochód Warszawa M-20, gdziekolwiek się znajdzie, będzie symbolem trwałej przyjaźni narodów Związku Radzieckiego z narodem polskim.

PIĄTY PIĘCIOLETNI PLAN PRZEMYSŁU SAMOCHODOWEGO I TRAKTOROWEGO ZWIĄZKU RADZIECKIEGO

36 rocznica Rewolucji Październikowej przypada na okres pięcioletniego planu stalinowskiego obejmującego lata 1951—1955. Rocznica ta jest dla krajów demokracji ludowej kamieniem milowym na drodze do komunizmu. Jest dniem, w którym mimo woli spoglądamy wstecz, bilansujemy osiągnięcia lat ubiegłych i mobilizujemy siły do wykonania nowych stojących przed nami zadań.

Z zadaniami, jakie zostały postawione samochodowemu i traktorowemu przemysłowi ZSRR na okres bieżącej pięcioletki stalinowskiej, zaznajamia nas czasopismo „Awtomobilnaja Promyszennost“ Nr 1 z dnia 1 stycznia 1953 r.

Nowa stalinowska pięcioletka odsłania wielkie perspektywy dalszego rozwoju narodowej gospodarki ZSRR, wzrostu dobrobytu materialnego mas pracujących i ich rozwoju kulturalnego.

Wykonanie zadań określonych piątym pięcioletnim planem rozwoju narodowej gospodarki ZSRR w okresie 1951 — 1955 roku stanowić będzie wielki krok naprzód na drodze budowy państwa komunistycznego.

Związek Radziecki w okresie czwartej pięcioletki obejmującej lata 1946 — 1950 osiągnął w realizacji tego planu znaczne nadwyżki wyrażające się skróceniem czasu i podjęciem dodatkowych prac, które umożliwiły odbudowanie zniszczonych ośrodków gospodarczych, przemysłowych i kulturalnych.

Punktem ciężkości czwartej pięcioletki była odbudowa tych połaci kraju, które najwięcej ucierpiały podczas wojny, oraz odbudowa przemysłu i rolnictwa do rozmiarów osiągniętych przed wojną i ich przekroczenie.

Czwarty plan pięcioletni był wykonany przedterminowo w 4 lata i 3 miesiące. Wielkość produkcji przemysłowej w roku 1950 zwiększyła się w porównaniu z przedwojenną o 73%.

Szczególnie silne tempo rozwojowe osiągnął przemysł budowy maszyn i przemysł samochodowy i traktorowy. Przemysł ten w dalszym ciągu wprowadzał ulepszone metody masowej i wielkoseryjnej produkcji, rozszerzył zakres produkcji, opanował nowe wydajne procesy technologiczne, wyszkolił nowe kadry fachowe kwalifikowanych robotników, inżynierów i techników. Szerokie zastosowanie znalazły linie ciągłej i automatycznej obróbki części, rozpowszechniono zastosowanie skrawania szybkościowego, a w dziedzinie obróbki cieplnej zastosowano w wielu zakładach nagrzewanie prądami wysokiej częstotliwości.

W dziedzinie organizacji nowej produkcji wykonano szereg wielkich prac. Uruchomiono produkcję nowych typów samochodów osobowych, ciężarowych i ciągników.

W dziedzinie konstrukcyjnej uczyniono postęp w ulepszeniu dotychczasowych typów produkowanego sprzętu. Wykonano nowy typ ciągnika ze znacznie ekonomiczniejszym silnikiem wysokopiętnym, którego rozchód paliwa wynosi 65 — 70% rozchodu paliwa silnika dawnej konstrukcji.

Ładowność produkowanych w czwartej pięcioletce samochodów ciężarowych wzrosła 2,7 raza, podczas gdy zużycie paliwa na 1 tonokilometr zmalało o około 40% w porównaniu do zużycia paliwa samochodów produkowanych w okresie przedwojennym.

Piąty pięcioletni plan na nowo objawia całemu światu wielkie dynamiczne siły socjalizmu i wskazuje wyższość gospodarki socjalistycznej nad gospodarką kapitalistyczną.

W piątym pięcioletnim planie postanowiono podwyższyć wielkość produkcji o około 70%, przy czym produkcja środków produkcji powinna wzrosnąć o około 80%, a przedmiotów spożycia o około 65%.

Ogromną rolę w zabezpieczeniu utrzymania wysokiego tempa rozwoju narodowej gospodarki i unowocześnieniu metod produkcji, transportu i gospodarki rolnej odgrywa przemysł samochodowo-traktorowy.

Produkcja tego przemysłu wzrośnie w roku 1955 w porównaniu z rokiem 1950 o 83,3%.

Według wytycznych powziętych na XIX Zjeździe Komunistycznej Partii Związku Radzieckiego produkcja samochodów w okresie planu pięcioletniego ma wzrosnąć o 20%, przy czym produkcja samochodów ciężarowych wzrośnie o 15%, a ich zdolność ładowcza o 28%.

Dla zaspokojenia potrzeb gospodarki narodowej, a szczególnie dla wykonania zadań transportowych związanych z realizacją wielkich budowli komunizmu zaplanowano szybkie zwiększenie produkcji samochodów ciężarowych o dużej ładowności. W roku 1955 samochody te zostaną wyprodukowane w ilości 4,5 raza większej aniżeli w roku 1950. Produkcja samochodów ciężarowych 10 t i powyżej 10 t wzrośnie o 44 razy.

W celu usprawnienia prac załadunkowych i wyładunkowych wprowadza się dalszy postęp w mechanizacji tych czynności. Wyrazem tego jest wzrost produkcji samochodów specjalnych z mechanicznym załadunkiem i wyładunkiem. Produkcja samochodów z wywrotną skrzynią ładunkową wzrośnie o 33,2%.

Oblicza się, że produkcja wywrotek wielkiej ładowności 25 ton marki MAZ 525 powinna zaspokoić całkowicie potrzeby wielkich budów komunizmu.

Planowany jest również wzrost produkcji dźwigów samochodowych i załadowniczych. Dla pełniejszego i ekonomiczniejszego wykorzystania istniejącego parku samochodowego planuje się dalszy wzrost produkcji przyczep; w samych tylko fabrykach podległych Ministerstwu Przemysłu Samochodowego i Traktorowego wzrost produkcji przyczep wyniesie 62,4%. Dla sprostania temu zadaniu zostanie znacznie rozbudowana fabryka macierzysta przyczep samochodowych.

Zgodnie z dyrektywami XIX Zjazdu Partii dotyczącymi wprowadzenia oszczędności w zużyciu paliw płynnych, postanowiono znacznie powiększyć produkcję samochodów na gaz generatorowy, pracujących na paliwie stałym, oraz samochodów pracujących na paliwie gazowym sprężonym w butlach.

Produkcja samochodów z gazogeneratorami wzrosła o 80%, a samochodów na gaz sprężony o 2,2 raza. W związku z tym zostaną również podjęte liczne prace badawcze mające na celu rozszerzenie stosowania innych paliw dla napędu silników samochodowych.

Dla usprawnienia obsługi ludności w zakresie transportu osobowego i zaspokajania wzrastających potrzeb w tej dziedzinie postanowiono zwiększyć produkcję samochodów osobowych o 40%. W tej liczbie samochodów „Moskwicz” o 40,4%, samochodu „Pobieda” o 52,5%, a samochodu ZIM o 16 razy.

Produkcja autobusów wzrosnąć ma czterynastokrotnie, a w tej liczbie autobusów ZIS-155 o 5,6 razy.

Powiększona zostanie ilość samochodów przeznaczonych do sprzedaży wśród indywidualnych użytkowników na prywatny użytek. Jednocześnie ze wzrostem produkcji samochodów został zaplanowany dwukrotny wzrost produkcji części zamiennych. Dla wykonania tych zadań powiększona zostanie przepustowość fabryk części zamiennych, a także podjęta będzie budowa nowych obiektów.

Wzrost produkcji ciągników przewidywany jest o 19%. W fabrykach podległych Ministerstwu Przemysłu Samochodowego i Traktorowego produkcja traktorów powiększy się o 47%, w tej liczbie traktorów z silnikami wysokoprężnymi o 57,2%.

Stosownie do rosnących potrzeb rolnictwa szybko zostanie zwiększona produkcja traktorów rolniczych. Powiększona będzie również produkcja ciągników leśnych oraz ciągników na gaz generatorowy.

KOMUNIKAT W SPRAWIE KURSU PRZYGOTOWAWCZEGO DO EGZAMINU NA TYTUŁ INŻYNIERA MECHANIKA

Sekretariat generalny SIMP informuje, że w r. 1953/54 nie będzie organizowany kurs przygotowawczy do egzaminu na tytuł inżyniera mechanika.

Dotychczas przeprowadzone były trzy turnusy kursu, na których poważna część naszych kolegów uzupełniła swoje braki z podstawowych przedmiotów teoretycznych, a składając następnie egzamin na wyższych uczelniach uzyskała tytuł inżyniera. Należy pamiętać, że idea kursów przygotowawczych na tytuł inżyniera powstała w naszym stowarzyszeniu i że pierwszy taki kurs był organizowany przez SIMP. Z opinii Głównej Komisji Uprawnnień Zawodowych SIMP wynika, że każdy następny turnus kursu wykazywał w stosunku do poprzedniego zanizony poziom wiedzy kandydatów. Pewna część słuchaczy zrezygnowała z nauki w czasie trwania kursu, pokaźna ilość absolwentów kursu albo nie przystępowała wcale do egzaminu, nie była do niego dopuszczona albo odpadała w czasie egzaminu.

Opinia ta jest zupełnie zrozumiała. Ustawa o tytule inżyniera, mająca doniosłe znaczenie społeczne i polityczne, została wydana w roku 1948. Uprawnieni do korzystania z niej — a więc ludzie pełniący od lat obowiązki inżynierskie i posiadający wieloletnią oraz gruntowną praktykę zawodową — wykorzystali ją przede wszystkim w okresie lat 1948 — 51, uzupełniając swoje wiadomości na kursach organizowanych przez stowarzyszenia naukowo-techniczne i składając odpowiednie egzaminy.

W Polsce Ludowej zostały stworzone szerokie możliwości dla zdobycia kwalifikacji zawodowych. Poza znacznie zwiększoną siecią politechnik i szkół inżynierskich powołane zostały do życia wieczorowe szkoły inżynierskie umożliwiające studia niezależnie od pracy zawodowej.

Faktem zmiennym jest, że wśród kandydatów na ostatnio organizowany kurs przygotowawczy na tytuł inżyniera, poważna

Szeroki program elektryfikacji Kraju stwarza możliwość znacznego rozszerzenia zastosowania ciągników o napędzie elektrycznym dla celów rolniczych. W związku z tym do jednych z ważniejszych zadań planu pięcioletniego należy skonstruowanie odpowiedniego ciągnika elektrycznego, który mógłby w największym zakresie zaspokoić wymagania stawiane ze strony rolnictwa.

Zorganizowanie produkcji takich ciągników, pracujących na bazie taniej energii elektrycznej, co jest aktualne przede wszystkim w rejonach posiadających elektrownie wielkich mocy, przyczyni się do zwiększenia rentowności gospodarki rolnej.

Celem zabezpieczenia eksploatacji parku ciągników postanowiono powiększyć produkcję części zamiennych o 3,1 raza.

W nowej pięcioletniej wzrost przepustowości zakładów produkcyjnych przewidywany jest przede wszystkim na drodze wykorzystania istniejących rezerw produkcyjnych i powiększenia wydajności instalacji, maszyn i urządzeń. W związku z tym ważnego znaczenia nabiera sprawa konieczności analizy procesów produkcyjnych i ujawnienia istniejących rezerw.

W zadaniach określonych planem 5-letnim przewiduje się dalsze rozszerzenie asortymentu produkcji oraz podniesienie jakości wytwarzanych wyrobów.

Dalsze podwyższanie jakości produkcji stanowi jedno z głównych zadań przemysłu samochodowo-traktorowego. W okresie planu pięcioletniego przemysł ten ma również za zadanie podwyższyć wydajność pracy o 50% i obniżyć własny koszt produkcji o 40%. Dla wykonania tych zadań konieczne jest obniżenie pracochłonności i kosztu własnego produkcji poszczególnych części na drodze usprawnień walki z marnotrawstwem, usuwania błędów gospodarki zakładów wytwórczych, wprowadzania nowych metod technologicznych procesów produkcyjnych.

Do zasadniczych zadań planu 5-letniego zaliczyć należy wreszcie rozszerzenie zakresu mechanizacji i automatyzacji procesów wytwórczych, zwłaszcza w przypadkach wymagających wysokiej pracochłonności i dużego wysiłku pracowników.

Wierzmy, że robotnicy i inżynierowie radzieccy przemysłu samochodowego i ciągnikowego oddadzą swe najlepsze siły i chęci dla wykonania zadań piątego planu pięcioletniego, a wyniki ich pracy stanowiąc będą dla nas dowód nieustannych zwycięstw w szybkim pochodzie do komunizmu.

ilość rekrutowała się spośród absolwentów techników i liceów zawodowych, którzy ukończyli szkoły przed 2 — 3 laty. Mieli oni zatem opanowane wiadomości podstawowe teoretyczne a brak im było dostatecznej wiedzy praktycznej, której ukończenie kursu zapewnić im nie mogło. Komisja Uprawnnień Zawodowych SIMP na ostatni turnus mogła z trudem wytypować kandydatów, którzy odpowiadałoby warunkom i wymaganiom ustawy z dn. 28.I.1948 r. Obserwacje wykazały, że zapisanie się na kurs i otrzymane z kursu świadectwo uczęszczania, uważane było jako środek ułatwiający potwierdzenie praktyki zawodowej i tym samym dopuszczenie do egzaminu na wyższej uczelni.

Po zebraniu danych stwierdzających stan faktyczny i po przedyskutowaniu sprawy Prezydium Zarządu Głównego SIMP postanowiło w rb. kursu przygotowawczego nie organizować i zawiesić decyzję co do turnusu na rok przyszły.

Stanowisko Zarządu Głównego SIMP w niczym nie narusza możliwości ubiegania się o potwierdzenie praktyki zawodowej na mocy ustawy z dnia 28 stycznia 1948 r. Komisja Uprawnnień Zawodowych SIMP w dalszym ciągu rozpatruje nadesłane i zaopiniowane przez oddziały SIMP wnioski i w przypadku uznania ich za uzasadnione kieruje na wyższe uczelnie.

Po ostatnio odbywającym się turnusie kursu pozostała pewna nieznaczna ilość skryptów, która była dotychczas wydawana wyłącznie słuchaczom kursu. Wobec zawieszenia działalności kursu Zarząd Główny SIMP zdecydował umożliwić zakup skryptów tym kolegom, którzy zamierzają przygotować się do egzaminu na tytuł inżyniera. Skrypty te — w kompletach lub dla poszczególnych przedmiotów — można nabywać aż do wyczerpania w oddziałach Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Mechaników Polskich lub w Biurze Zarządu Głównego SIMP — Warszawa, ulica Czackiego 3/5.

Mgr inż. ZBIGNIEW KORNBERGER

POSTĘP W DZIEDZINIE OBRÓBKI SKRAWANIEM SAMOCHODOWYCH KÓŁ ZĘBATYCH WALCOWYCH

Autor dokonuje przeglądu wysokowydajnych obrabiarek do kół zębatach walcowych, przyczyn modyfikacji zarysu zębów kół oraz wymagań stawianych obróbce termicznej kół zębatach nieszlifowanych.

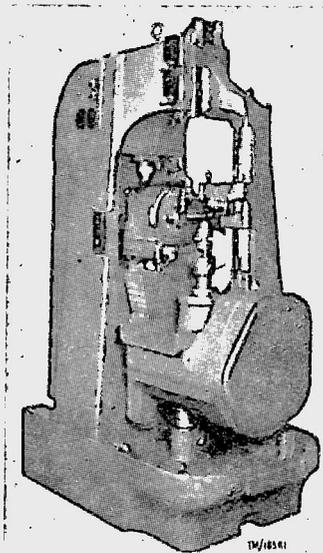
Koła zębata są elementami szeroko stosowanymi w budowie samochodów i ciągników. Już z natury rzeczy skomplikowana obróbka kół zębatach przedstawia w produkcji samochodów szczególnie ciekawy, choć trudny problem, a to z uwagi na charakter tej produkcji. W produkcji masowej starając się obniżyć koszt wykonania uciekamy się do stosowania nawet bardzo kosztownych obrabiarek, narzędzi i półfabrykatów. Potokowy charakter produkcji narzuca ponadto dążność do wyboru takich środków produkcji, które zapewnią czas trwania poszczególnych operacji równy lub krótszy od taktu produkcyjnego. W przeciwnym bowiem razie zachodzi potrzeba uwielokrotnienia tych samych stanowisk pracy. Zwiększa to pracochłonność wyrobu, powierzchnię produkcyjną i przedłuża transport. Jeśli zważyć, że istniejące zakłady, produkujące sto tysięcy samochodów rocznie, a nawet i więcej, to oznacza to, że takt produkcji w tych zakładach wynosi zaledwie 1 — 3 minut. Nic zatem dziwnego, że wraz z rozwojem przemysłu samochodowego obserwujemy również postępowanie w dziedzinie metod produkcji kół zębatach.

Rozpatrzmy kolejno rozwój potrzebnych do wykonania zębów środków produkcji, jakimi są: obrabiarka, narzędzie i półfabrykat. Zastrzec należy, że omówienie całokształtu postępu w budowie obrabiarek do kół zębatach, przeanalizowanie geometrii narzędzia oraz szczegółowe omówienie materiałów kół zębatach i ich obróbki cieplnej przekroczyłyby ramy jednego artykułu. Dlatego niniejszy artykuł ograniczony zostanie do przeglądu tylko tendencji rozwoju wspomnianych wyżej środków produkcji.

Frezarki obwiedniowe

Charakterystyczną cechą nowoczesnych, wysokosprawnych frezarek obwiedniowych jest przede wszystkim ich duża sztywność. Duża sztywność pozwala na stosowanie większych niż dotychczas posuwów oraz na zastąpienie dwóch przejść jednym przejściem nawet przy modułach średnich wielkości. Wydajność obrabiarek do obróbki kół zębatach średnich modułów może być zatem dzięki temu więcej niż podwójna. Dalszy wzrost wydajności osiągnięty być może przez zaopatrzenie frezarek obwiedniowych w szybki posuw powrotny, włączany przy zdjęciu obrabianego koła. Jedną z takich nowoczesnych frezarek obwiedniowych pokazują rys. 1.

Do frezowania kół zębatach o trudnym dostępie, jak np. kół zębatach na wałkach rozrządu, frezarki wysokosprawne wyposażone są w samoczynny hydrauliczny dosuw suportu na nastawianą głębokość oraz samoczynne urządzenie zakleszczające ten suport przy frezowaniu (rys. 2). Pozwala to zautomatyzować cykl pracy frezarki, zwiększając dzięki temu możliwości pracy wielowarsztatowej, zwłaszcza przy jednoczesnym stosowaniu wysokosprawnych uchwytów do zamocowania obrabianych przedmiotów.



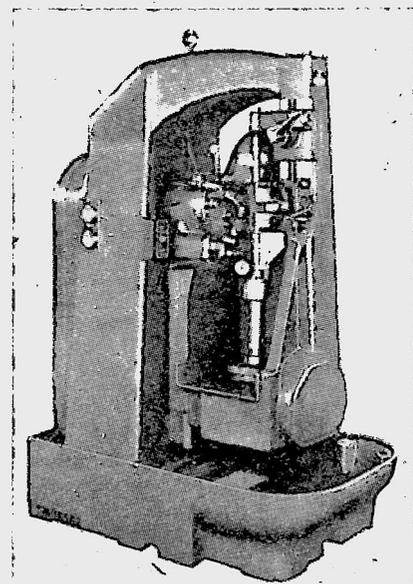
Rys. 1. Nowoczesna frezarka obwiedniowa

Pod względem wydajności nowoczesna frezarka obwiedniowa stała się zatem obrabiarką równorzędną dłutownicy. Odnosi się to zwłaszcza do tych wypadków, gdy konstrukcja koła pozwala na frezowanie kół w zespołach. Pamiętajć również trzeba, że frezowanie obwiedniowe zapewnia lepszą współosiowość uzębienia z osią koła. Wyjaśnia to, dlaczego frezowanie obwiedniowe zębów uważane jest za najkorzystniejszy rodzaj obróbki w wypadku kół wykańczanych wiórkowaniem. Mała ilość różnych położeń zębów freza, tak charakterystyczna dla frezowania obwiedniowego, jest niegroźna dla kół wykańczanych wiórkowaniem.

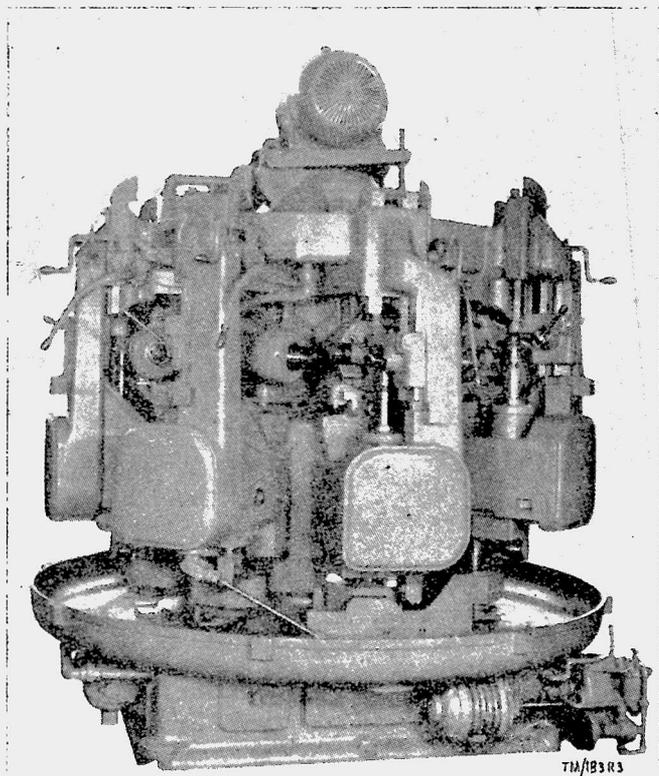
Frezarka obwiedniowa pokazana na rys. 1 zaopatrzona jest również w samoczynny, stały, poosiowy przesuw freza. Ma to na celu wykorzystanie freza na całej jego długości bez potrzeby zatrzymywania obrabiarki. Pozwala to również uniezależnić ilość przefrezowanych jednym frezem kół od skrupulatności obsługującego obrabiarkę. Urządzenie jest tak zaprojektowane, że po dojściu freza do położenia krańcowego i skończenia cyklu pracy obrabiarki, sygnał świetlny alarmuje o potrzebie wymiany freza, a przerwany obwód elektryczny nie pozwoli na uruchomienie obrabiarki przed zmianą freza, a właściwie przed przesunięciem jego wrzeciona znowu w położenie początkowe.

Wydajność pojedynczej frezarki obwiedniowej przy frezowaniu kół skrzynki biegów samochodu nie przekracza jednak wydajności kilku kół na godzinę i dlatego budowane są frezarki obwiedniowe, wielowrzecionowe.

Na rys. 3 pokazana jest frezarka obwiedniowa 8-wrzecionowa. Na środkowej kolumnie spoczywa głowica z 8 suportami narzędziowymi oraz 8 stołami-wrzecionami o osi pionowej, na których mocowane są obrabiane koła. Do napędu stołów dookoła ich osi, jak również do napędu frezów służy silnik główny, umieszczony w górze obrabiarki. Każdy stół dzięki niezależnym skrzynkom kół zmianowych może obracać się z różną, jeśli zajdzie potrzeba, ilością obrotów. Pozwala to na frezowanie różnych ilości zębów na poszczególnych wrzecionach. Stoły niezależnie od ruchu obrotowego dookoła swej osi obracają się razem z głowicą i suportami narzędziowymi dookoła osi obrabiarki. Mechanizm napędowy dla tego obrotu składa się z oddzielnego silnika umieszczonego na podstawie obrabiarki oraz przekładni ślimakowej i skrzynki biegów. Skrzynka biegów pozwala dobrać szybkość obrotu zależnie od długości cyklu obróbki. Przy zakładaniu i zdejmowaniu obrabianych przedmiotów pracownik, obsługujący obrabiarkę, stoi w miejscu. Stoły na

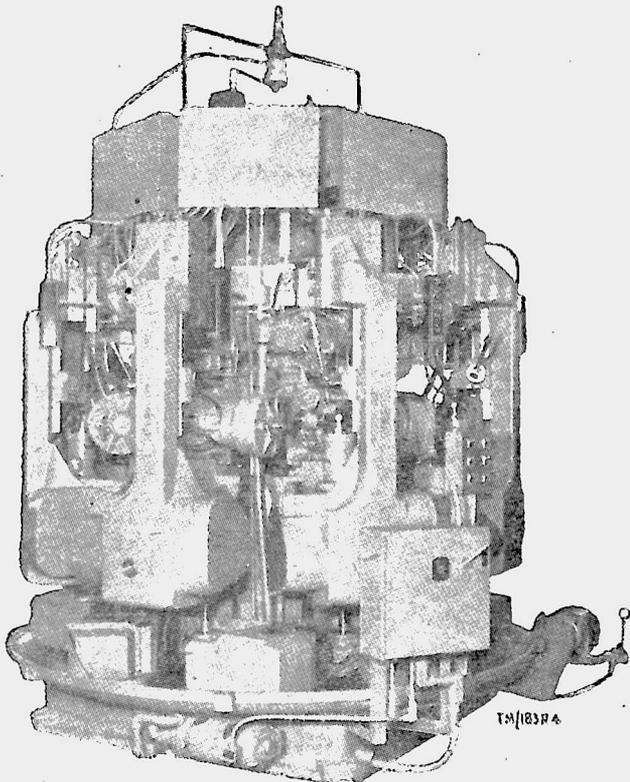


Rys. 2. Półautomatyczna frezarka obwiedniowa z hydraulicznym dosuwem suportu narzędziowego



Rys. 3. 8-wrzecionowa frezarka obwiedniowa z krzywką sterującą

miast kolejno zajmują położenia przeznaczone do zakładania i zdejmowania obrabianych przedmiotów. Pionowy przesuw boczny i szybki przesuw powrotny stołu uzyskiwane są w obrabiarkach dla obróbki kół o zębach prostych, dzięki krzywce, umieszczonej w podstawie obrabiarki; z krzywką współpracują rolki poszczególnych stołów. Natomiast w obrabiarkach dla obróbki zębów śrubowych przesuw roboczy stołu uzyskiwany jest przez zastosowanie śruby pociągowej oraz dzielonej nakrętki. Szybki

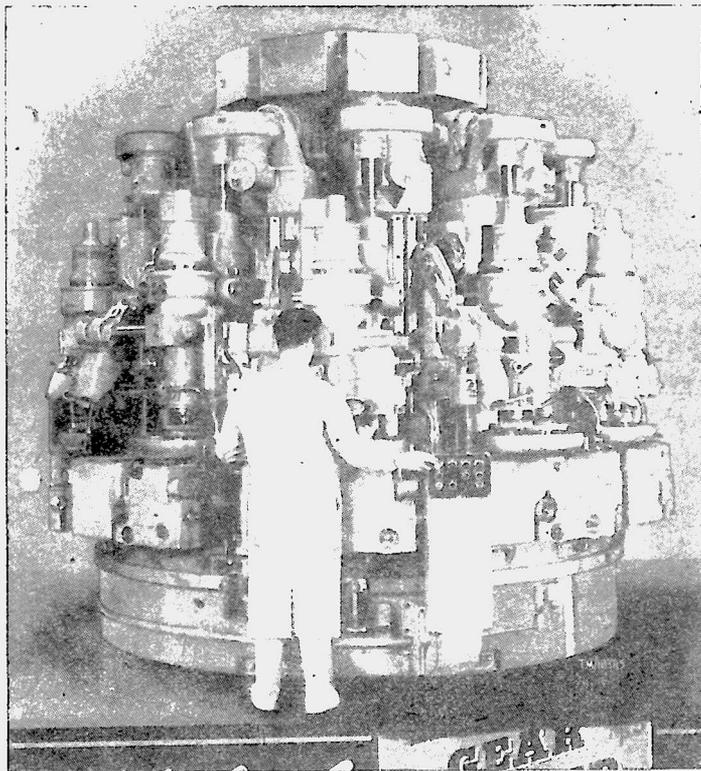


Rys. 4. 8-wrzecionowa frezarka obwiedniowa ze sterowaniem elektrycznym

przesuw powrotny stołu uzyskiwany jest dzięki krzywce, która tuż przed osiągnięciem przez stół pozycji, przeznaczony dla zdjęcia i założenia przedmiotu, rozwiera dzieloną nakrętkę śruby pociągowej, przesuwa szybkim ruchem stół; po czym następuje ponowne samoczynne zwarcie nakrętki.

Nieco odmienne rozwiązanie obwiedniowej frezarki pokazuje rys. 4. Sterowanie posuwów odbywa się tu przez zastosowanie urządzeń elektrycznych, widocznych u góry obrabiarki. Dla szybkiego przesuwu powrotnego stołu wyposażone są w indywidualne silniki. Dzięki zastosowaniu elektrycznego sterowania uzyskano większą uniwersalność obrabiarki, ponieważ „skok roboczy” każdego stołu sterowany jest indywidualnie. Na każdym z 8 wrzecion można zatem wykonywać w tym samym czasie różne zupełnie operacje bez względu na ilość zębów, kąt skrótu oraz szerokość koła. Dzięki elektrycznemu sterowaniu cykl pracy obrabiarki może nawet wynosić więcej, niż jeden obrót. Stosuje się to wówczas, gdy czas frezowania któregoś koła jest wielokrotnie większy, niż innych kół, wykonywanych przy tym samym nastawianiu obrabiarki.

Dla ułatwienia obsługi wielowrzecionowe frezarki obwiedniowe wyposażone są w przenośniki dla wiórów oraz we wspomniane wyżej urządzenia do samoczynnego przesuwania posoiowego freza.



Rys. 5. 10-wrzecionowa dłutownica Fellowsa

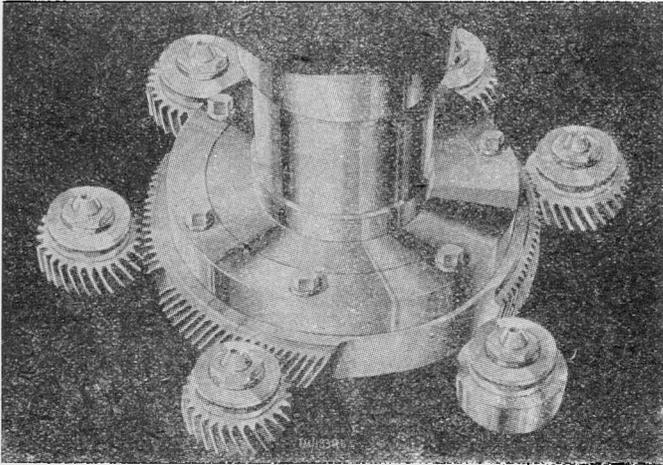
Waga takiej 8-wrzecionowej frezarki w porównaniu z jedno-wrzecionową frezarki jest wprawdzie ok. 8 razy większa i wynosi 20 ton (dla max. \varnothing koła 150 mm), ale zajmowana powierzchnia jest zaledwie tylko 3 razy większa. Należy zatem stwierdzić, że przy masowej produkcji kół frezarka wielowrzecionowa zapewnia dużą oszczędność miejsca i zwiększa wydajność.

Dłutownice

Dłutownice Fellowsa od samego początku ich budowy należą do obrabiarek półautomatycznych. W celu powiększenia jednak potrzebnej dla przemysłu samochodowego wydajności musiano i tu przejść do budowy obrabiarek wielowrzecionowych. Rys. 5 pokazuje 10-wrzecionową dłutownicę Fellowsa, która jest jak gdyby zespołem 10 niezależnych dłutownic, umieszczonych obrotowo na wspólnej podstawie. Każde z wrzecion napędzane jest oddzielnym, niezależnym sterowanym silnikiem. Dzięki ste-

rowaniu elektrycznemu na każdym z wrzecion może być wykonywana inna operacja, niezależnie od ilości długości i kąta skrętów zębów. Obrabiarka może wykonywać na różnych wrzecionach różne koła bez względu na to, czy jest to uzębienie zewnętrzne czy wewnętrzne. Obrabiarka jest wyposażona również we wbudowany przenośnik dla wiórów oraz wysokosprawne uchwyty do zamocowania obrabianych przedmiotów.

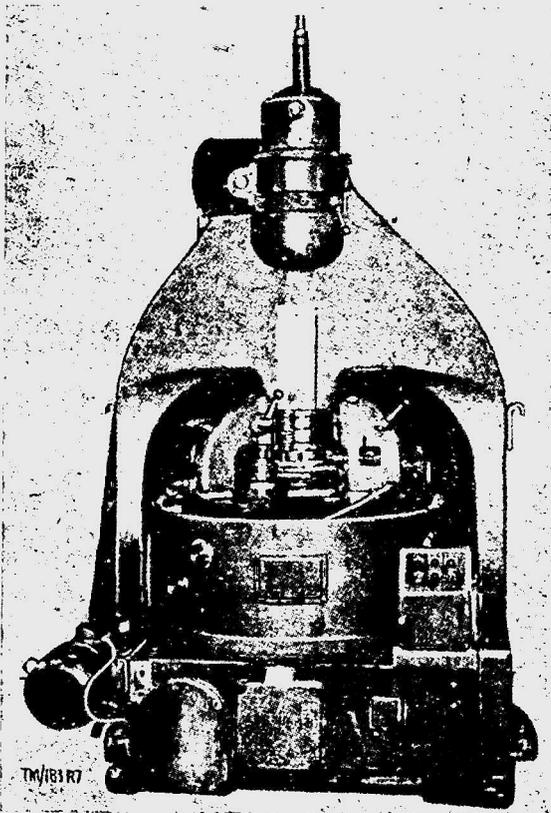
Oszczędność miejsca w porównaniu z baterią dłutownic jednowrzecionowych nie jest tak znaczna, jak w przypadku frezarek obwiedniowych, aczkolwiek bezspornie również ma miejsce. Waga natomiast w porównaniu z dłutownicą jednowrzecionową wzrosła niepomniernie. Obrabiarka dla $\phi \text{ max} = 300 \text{ m/m}$, waży bowiem około 40 ton.



Rys. 6. Zasada pracy dłutownicy planetarnej

Na rys. 6 pokazana jest zasada pracy innej dłutownicy wielowrzecionowej tzw. dłutownicy planetarnej.

Kosztom uniwersalności obrabiarki w sensie obróbki różnych kół zębatach jednocześnie uzyskano kolosalne zmniejszenie wagi obrabiarki przy jednoczesnym nawet polepszeniu jej sztywności.



Rys. 7. Dłutownica planetarna

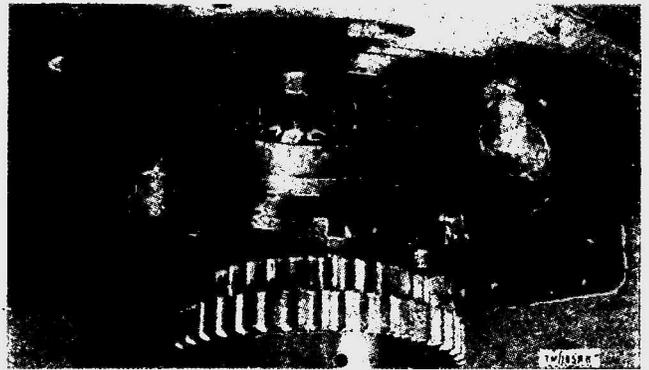
Waga obrabiarki pokazanej na rys. 7 wynosi zaledwie 12 ton. Wydajność takiej dłutownicy dla przeciętnej wielkości samochodowych kół zębatach jest podobnie jak poprzedniej rzędu 50 — 100 kół na godzinę.

Zasada pracy dłutownicy planetarnej polega na tym, że jedno narzędzie o średnicy około 400 m/m dłutuje 4,6 względnie 8 kół jednocześnie, zależnie od ilości wrzecion obrabiarki.

Stoły-wrzeciona, niezależnie od obrotu dookoła swej osi, obracają się również dookoła osi obrabiarki, tworząc z narzędziem w czasie dłutowania jak gdyby układ planetarny. Narzędzie obraca się oraz wykonuje ruchy dłutujące: pionowe dla zębów prostych oraz śrubowe dla zębów śrubowych. W czasie skoku jałowego narzędzia koło obrabiane jest od niego odsuwane podobnie jak we wszystkich dłutownicach Fellowsa. Narzędzie, jak widać z rys. 6, posiada grupy zębów, przedzielone przerwami. Obróbka zębów koła odbywa się drogą stopniowego dłutowania zębów przez kolejne grupy zębów narzędzia, co jak gdyby dzieli tę obróbkę na szereg przejść, od zgrubnego do wykańczającego.

Dłutownica Fellows'a straciła w tym rozwiązaniu możliwość obróbki zębów wewnętrznych. Ponadto zastosowano tu bardzo skomplikowane i kosztowne narzędzie. Pomimo to rozwiązanie z uwagi na prostotę budowy obrabiarki i jej niską wagę uważać należy za bardzo udane.

Obok dłutownic obwiedniowych budowane są dla dużych wydajności dłutownice, dłutujące koła metodą kształtową. W tym rozwiązaniu wszystkie zęby na całym obwodzie koła dłutowane są jednocześnie (rys. 8).

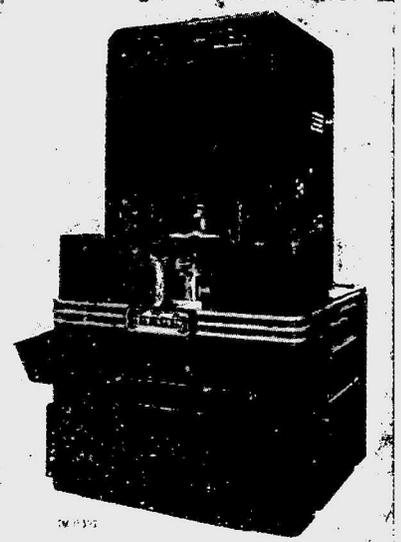


Rys. 8. Dłutowanie kształtowe wszystkich zębów koła jednocześnie

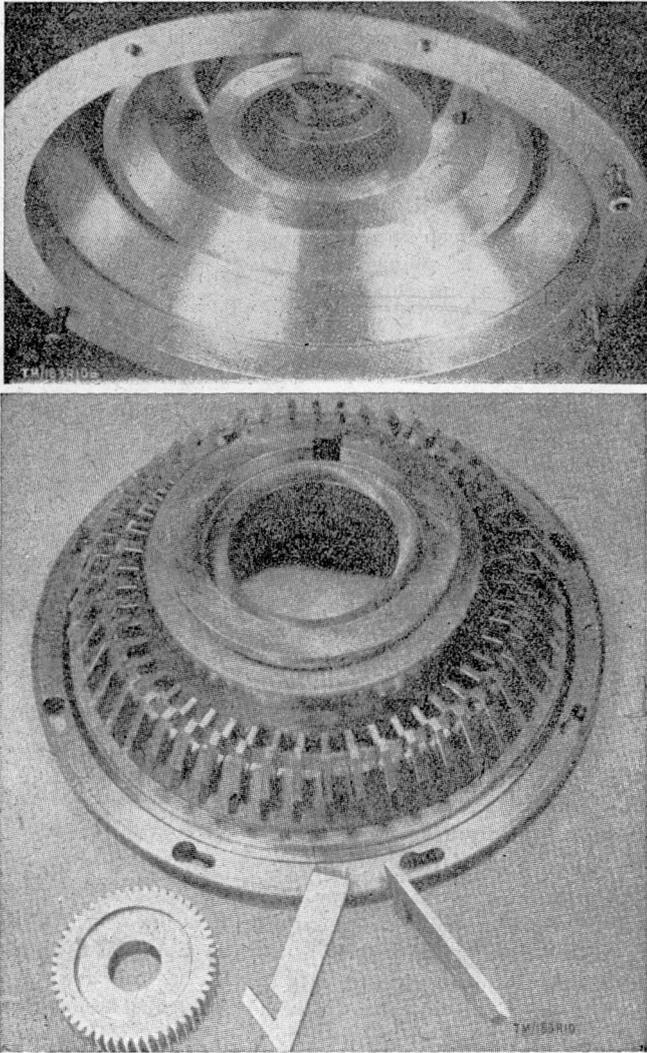
Olbrzymie siły, jakie występują przy dłutowaniu kształtowym wszystkich zębów jednocześnie, ograniczają zakres tych obrabiarek. Zakres budowanych obecnie dłutownic tego typu wynosi: maksymalna średnica ok. 175 mm, maksymalny moduł = 4. Wydajność takiej obrabiarki (rys. 9) jest bardzo wysoka i wynosi około 50 — 100 kół na godzinę.

Narzędzie stosowane w tej obrabiarence, pokazane na rys. 10, składa się z szeregu noży kształtowych, umieszczonych w głowicy.

Głowica zamocowana jest w osadzie (patrz górna część rys. 10) tak, aby noże swoimi wycięciami opierały się o stożkową prowadnicę wewnętrzną (o mniejszej średnicy), a swoimi końcami o również stożkową prowadnicę wewnętrzną (o większej średnicy). Po uruchomieniu obrabiarki obsada wraz z głowicą zostaje opuszczona



Rys. 9. Dłutownica kształtowa



Rys. 10. Obsada głowicy i prowadnice

Rys. 10a. Głowica nożowa oraz noże i koło obrabiane

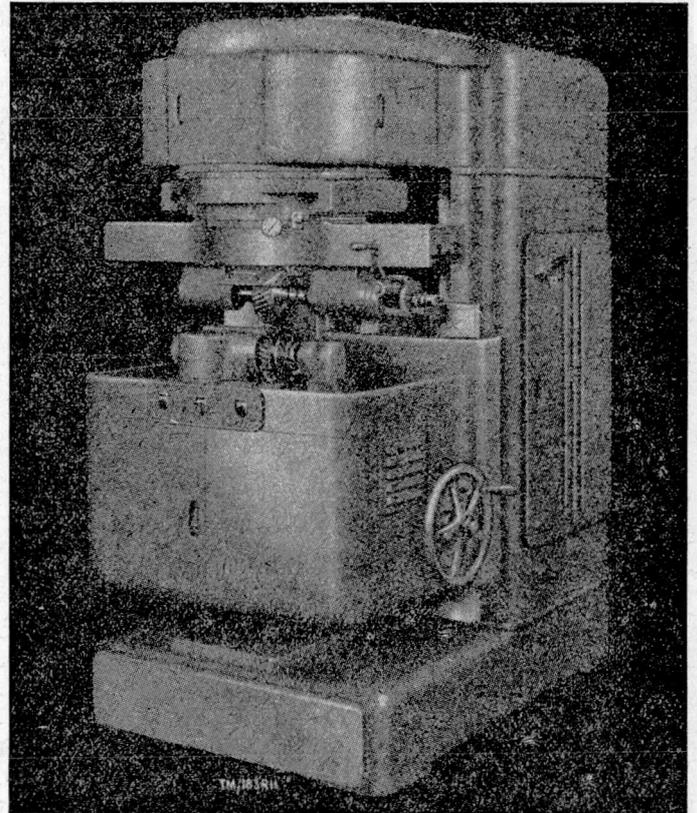
na do położenia pracy i w tym położeniu samoczynnie zakleszczona. Przedmiot otrzymuje wtedy ruchy zwrotne pionowe: dłutujący — do góry i jałowy — na dół. Na początku każdego roboczego skoku obrabianego koła, wszystkie noże zostają dosunięte w kierunku promieniowym do środka o tę samą wielkość. Dzieje się to dzięki przesunięciu w dół stożkowej prowadnicy zewnętrznej, o którą opierają się noże głowicy. W górnym martwym położeniu obrabianego koła noże zostają lekko cofnięte, jak zawsze zresztą przy dłutowaniu i pozostają w tym położeniu w ciągu całego skoku jałowego obrabianego koła. To odsuwanie noży jest przesunięciem pionowym wewnętrznej prowadnicy stożkowej, o którą noże opierają się swymi wycięciami. Napęd pionowych przesunięć prowadnic stożkowych sterowany jest krzywką i mechanizmem zapadkowym. Martwy zderzak ustala koniec przesuwu prowadnic, zapewniając tym samym utrzymanie nastawionego wymiaru grubości zębów. Zastosowanie wymiennej prowadnicy w stole obrabiarki umożliwia obróbkę kół śrubowych o skoku nie mniejszym jednak niż 250 mm.

Wiórkarki

Wiórkarki wszelkiego typu są obrabiarkami półautomatycznymi. Wydajność wiórek jest bardzo wysoka i wynosi około 50 — 100 kół na godzinę.

Wiórkarki z narzędziem zębatkowym mniej się rozpowszechniły, aniżeli wiórkarki z kołem zębatym jako wiórnikiem. Tłumaczy się to między innymi wysokim kosztem wiórnika, złożonego z segmentów, wykonanych w bardzo wysokich tolerancjach ($\approx 2,5$

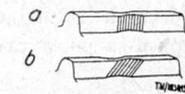
mikrona). Trwałość wiórnika zębatkowego jest bardzo wysoka i osiągać może nawet kilkaset tysięcy kół zębatych, uwzględniając kilkunastokrotne jego ostrzenie.



Rys. 11. Wiórkarka uniwersalna z kołem zębatym jako wiórnikiem

Wiórkarki z kołem zębatym jako wiórnikiem budowane są w różnych odmianach. Niektóre z nich pozwalają na zastosowanie jednej tylko metody wiórkowania, inne zaś umożliwiają dobór metody najbardziej odpowiedniej do wiórkowanego koła. Jedną z takich uniwersalnych wiórek jest wiórkarka pokazana na rys. 11. Obrabiarka ta pozwala na wiórkowanie kół zarówno przy użyciu posuwu podłużnego, jak poprzecznego czy skośnego. Wiórkowanie z zastosowaniem posuwu podłużnego polega na tym, że w czasie wiórkowania przedmiot wiórkowany otrzymuje posuw wzdłuż swojej osi. Gdyby wiórkowane koło nie posiadało wcale posuwu, otrzymalibyśmy na powierzchni zębów tylko wklęsnięcia,

jak pokazuje rys. 12. Przy posuwie podłużnym skok wiórkowanego koła musi być równy co najmniej szerokości wieńca zębatego. „Środek przyporu“ wiórnika z kołem wiórkowym nie zmienia w tej metodzie swego położenia w stosunku do zębów wiórnika (patrz rys. 13), zatem zużycie zębów wiórnika nie może być równierne, co obniża trwałość narzędzia. Zaletą natomiast zastosowania posuwu podłużnego jest możliwość użycia wąskiego, a więc taniego wiórnika. Wąski wiórnik nie zapewnia jednak przy wiórkowaniu wąskich kół dobrego prowadzenia. Ze względu na warunki skrawania, osie wiórnika i przedmiotu są jak wiemy skośne. Zmniejszenie kąta pomiędzy osiami wiórnika i przedmiotu wiórkowanego w celu poprawienia prowadzenia, względnie umożliwienia wiórkowania kół z kołniczem, pogarsza warunki skrawania.

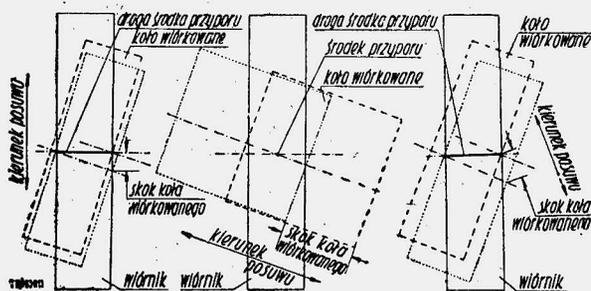
Rys. 12. Wiórkowanie bez posuwu
a) zęby proste
b) zęby śrubowe

Reasumując można stwierdzić, że metoda wiórkowania z posuwem podłużnym jest najlepszą metodą dla gładkich, szerokich kół zębatych.

Wiórkowanie z zastosowaniem posuwu poprzecznego polega

Wiórkowanie z zastosowaniem posuwu poprzecznego polega

na tym, że w czasie wiórkowania koło wiórkowane posiada posuw w kierunku prostopadłym do osi wiórnika. Środek przyporu przesuwają się dzięki temu posuwowi wzdłuż szerokości całego wiórnika (rys. 13 a). Zużycie wiórnika następuje zatem na całej szerokości równomiernie, co polepsza trwałość narzędzia w porównaniu z poprzednią metodą. Poprawiają się również dzięki posuwowi poprzecznemu i warunki skrawania. Możemy zatem zwiększyć szybkość skrawania. Przy wiórkowaniu staramy się zawsze skrawać z możliwie największą szybkością i możliwie



Rys. 13. Metody wiórkowania kołem zębatym

- z posuwem poprzecznym
- z posuwem podłużnym
- z posuwem skośnym

największym posuwem. Skok przedmiotu wiórkowanego jest bardzo mały. Wydajność tej metody jest największa. Zazwyczaj wystarcza jedno przejście i nie zachodzi potrzeba dosuwania narzędzia. Cały proces przebiega przy stałym pionowym rozstawieniu osi wiórnika i przedmiotu wiórkowanego. Lepsze warunki skrawania pozwalają zmniejszyć nieco, w koniecznych wypadkach, kąt pomiędzy osiami wiórnika i koła wiórkowanego. Wadą tej metody jest szeroki, a więc kosztowny wiórnik. Szerokość wiórnika musi być nieco większa od szerokości koła wiórkowanego. Metoda ta znajduje zastosowanie przy wiórkowaniu kół wąskich (do 30 — 40 mm).

Wiórkowanie z zastosowaniem posuwu skośnego polega na tym, że w czasie wiórkowania koło wiórnikowe posiada posuw w kierunku skośnym zarówno do osi koła wiórkowanego, jak i do osi wiórnika (rys. 13 c). Ta kompromisowa metoda zapewnia lepszą trwałość wiórnika oraz stworzenie lepszych warunków skrawania, aniżeli metoda posuwu podłużnego. Dzieje się to kosztem szerokości wiórnika, który jednak można dać o mniejszej nieco szerokości niż przy posuwie poprzecznym.

Wydajność wiórkarek powiększyć można przez zastosowanie automatycznych podajników*). Wydajność wiórkarek z takim urządzeniem osiągnąć może przy zastosowaniu posuwu poprzecznego 100 — 300 kół/godz.

Szlifierki i docieraczki

Przemysł samochodowy poszedł raczej w kierunku wyeliminowania szlifowania zębów. Tam gdzie szlifowanie zębów ma miejsce, stosuje się znane już dawniej metody. Jedyną nowością są szlifierki, szlifujące tarczą ślimakową (patrz rys. 12). Jest to najwydajniejsza metoda szlifowania. Nie należy oczekiwać jednak od niej dokładności takich, jakie są osiągane w innych metodach. Należy dodać, że obciążanie tarczy ścierniej jest w tej metodzie bardzo kłopotliwe. Docieranie kół w stanie twardym znajduje natomiast w przemyśle samochodowym powszechne zastosowanie. Jeśli nawet nie jako operacja normalna, to jako operacja ratow-

nicza. Docieranie ma na celu wygładzić i poprawić zęby koła, które po obróbce cieplnej może mieć tendencje do hałasowania. Nie wymaga to pozostawiania nadatków na docieranie. Operacja jest z natury rzeczy bardzo krótka i normalne docieraczki są w stanie zaspokoić wymagania wydajności, stawiane przez przemysł samochodowy. Najczęściej stosowane są docieraczki pracujące jednostronnie, tzn. obie strony zęba docierane są kolejno. Jedno z kół: docieracz lub koło docierane jest napędzane, a drugie hamowane. Pozwala to na poprawienie zarysu zębów i umożliwia utrzymanie beczułkowatego kształtu zębów.

Narzędzia do obróbki zębów

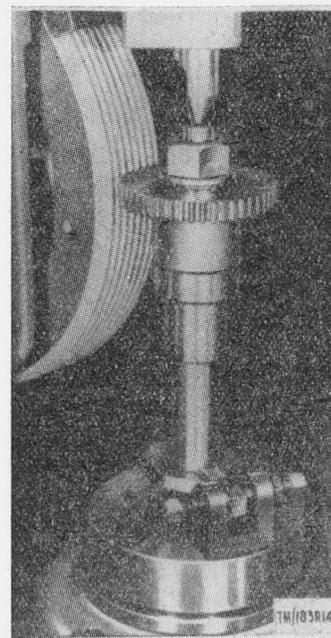
Na odcinku narzędzi do obróbki zębów należy zwrócić uwagę przede wszystkim na ich geometrię zarysu. Konieczne bowiem jest w wielu wypadkach odstąpienie od zarysu ewolwentowego. Przyczyną jest kilka: odkształcenie zębów w czasie pracy, przygotowanie najkorzystniejszego zarysu do następnej operacji oraz skompensowanie odkształceń powstałych wskutek obróbki cieplnej.

Odształcenia w czasie pracy kół polegają przede wszystkim na ugięciu zębów pod wpływem siły międzyzębnej. Przy najczęściej spotykanych przełożeniach wiemy, że na środkowej części odcinka przyporu pracuje tylko jeden ząb, a na krańcowych częściach odcinka przyporu pracują dwa zęby jednocześnie. Poprawimy zatem równomierność przeniesienia ruchu, a tym samym trwałość przekładni, jeśli zmodyfikujemy zarys zębów. Modyfikacja polegać może na wykonaniu zębów cieńszych przy wierzchołku lub przy podstawie, względnie i przy wierzchołku i przy podstawie. Osiągnąć to można modyfikując zarys narzędzia (rys. 15).

W celu uniknięcia na krańcach zębów koła koncentracji obciążenia, która wywołana być może przez bardzo nawet mały błąd równoległości wałków, można nadać zębom kształt beczułkowaty (rys. 16). Należy również dodać, że beczułkowaty kształt zębów wiórkowanych ułatwia również ich późniejsze docieranie. Beczułkowatość zębów przy docieraniu i wiórkowaniu z posuwem podłużnym uzyskać można dzięki odpowiednim urządzeniom w obrabiarce. Narzędzie pozostaje wtedy takie samo jak dla obróbki zębów zwykłych. Przy wiórkowaniu kołem zębatym z posuwem poprzecznym zachodzi natomiast potrzeba wykonania wiórnika o zębach wklęsłych. Wiórkowania z posuwem skośnym nie należy stosować przy wiórkowaniu zębów beczułkowatych.

Zarówno wiórkowanie, jak docieranie nie obrabia dna wrębu międzyzębnego, wobec czego powstaje próg u podstawy zęba, który może wywołać interferencję z kołem współpracującym. Aby temu zapobiec, można uzyskać narzędzia ze zmodyfikowanym zarysem przy wierzchołku, albo w normalnym narzędziu powiększyć kąt natarcia o 3 — 5°. Bezwzględnie lepszy jest sposób pierwszy. Rozłożenie nadkładu na obróbkę wykończającą przy zastosowaniu zmodyfikowanego zarysu zębów narzędzia ilustruje rys. 17.

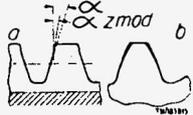
Niektóre odkształcenia w obróbce cieplnej wymagają również zmodyfikowania zarysu zębów narzędzia obrabiającego koło przed obróbką cieplną. Koła nawęglane po obróbce cieplnej posiadają zniekształcony zarys zębów tego rodzaju, że zęby przy-



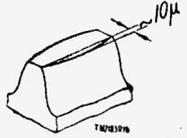
Rys. 14. Szlifierka do szlifowania zębów kół tarczą ślimakową

*) Patrz: „Technika Motoryzacyjna” nr 7/53 „Zastosowanie automatycznych podajników przy obrabiarce do wiórkowania kół zębatych” — F. B.

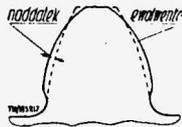
wierzchołku są grubsze, niż wynikałoby to z zarysu ewolwentowego. Zazwyczaj odwrotne zjawisko zachodzi przy stalach do ulepszenia. Wielkość i kierunek odkształcenia można ustalić tylko doświadczalnie.



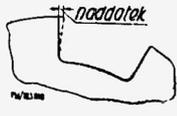
Rys. 15. Zmodyfikowany zarys zębów przy wierzchołku
a) dla frezów ślimakowych
b) dla noży Fellowsa



Rys. 16. Ząb beczułkowaty



Rys. 17. Naddatek na obróbkę wykańczającą przy zastosowaniu zmodyfikowanego zarysu zębów narzędzia



Rys. 18. Naddatek na szlifowanie boku

Kompensacja zmiany w czasie obróbki termicznej nie wymaga zazwyczaj specjalnych narzędzi. Na ogół wystarcza głębsze dosunięcie narzędzia. Rozprostowanie się wskutek obróbki cieplnej zębów śrubowych skompensować można już przy wiórkowaniu koła. Zmieniamy wtedy odpowiednio kąt pomiędzy osią wiórniką, a kołem wiórkowanym.

Material kół i ich obróbka cieplna

Stosowanie w samochodach stali wysokogatunkowych ułatwia zadanie skrócenia czasu ich obróbki, gdyż pozwala na zmniejszenie wymiarów kół i wałków. Poważne zmniejszenie kosztów wytwarzania uzyskujemy przez wyeliminowanie szlifowania. Wymaga to jednak zapobieżenia lub poważnego zmniejszenia odkształceń wskutek obróbki cieplnej oraz utrzymania zachodzących zmian wymiarowych wskutek przemian strukturalnych w możliwie wąskich tolerancjach. Małe wymiary kół i pod tym względem ułatwią zadanie.

Jak wiemy, stale do ulepszenia w porównaniu ze stalami do nawęglania dają mniejsze i odkształcenie i zmiany wymiarowe. Jeśli zważyć jeszcze, że proces hartowania w solach cyjanowych jest szybszy od procesu nawęglania, to zrozumiałe się staje olbrzymie rozpowszechnienie w samochodowych kołach zębatych stali do ulepszenia, utwardzanych przez cyjanowanie. Pod względem dopuszczalnych obciążeń zębów na zużycie są one zupełnie równorzędne stalom do nawęglania, o tej samej zawartości składników stopowych. Utwardzanie stali do ulepszenia drogą hartowania powierzchniowego daje wprawdzie najmniejsze odkształcenia i zmiany wymiarowe, ale obciążenia dopuszczalne są wtedy znacznie mniejsze. Dlatego utwardzanie powierzchniowe stali do

ulepszenia ogranicza się przeważnie do kół zębatych pojazdów „ciężkich” (np. ciągnik).

Utrzymanie odkształceń i zmian wymiarów w wąskich tolerancjach wymaga stosowania materiałów o dużej jednorodności. Jednorodność materiału konieczna jest również z uwagi na proces wiórkowania. Nie wystarcza przeprowadzenie kucia i wyżarzania stale w tych samych, kontrolowanych dokładnie warunkach. Odbiór stali powinien narzucać wąskie granice dla składu stali i obejmować ponadto kontrolę wielkości ziarna. Konieczna jest również ścisła współpraca warsztatu mechanicznego z hartownią. Zmniejszenie odkształceń uzyskać można przez zastosowanie specjalnych pras hartowniczych i trzpieni. Ważne jest również przestrzeganie przy projektowaniu kół zasady, aby wszystkie przekroje były możliwie równe. Umożliwia to równomierne studzenie, a tym samym zmniejsza paczanie się kół w obróbce cieplnej.

Użycie stali do ulepszenia pozwala również na uproszczenie obróbki złącz wielowypustowych. Jeśli ograniczyć trwałość piasty z otworem wielowypustowym do zakresu 25 — 40^o Rc., to takie otwory można kalibrować przeciągaczami po obróbce termicznej. Stosuje się wtedy środkowanie (centrowanie) na średnicy zewnętrznej otworu wielowypustowego. Upraszcza to obróbkę wałka szlifowaniem. Szlifujemy wtedy tylko średnicę zewnętrzną oraz boki wpustów. Dla uzyskania większej oszczędności tarczy ściernej można tak zaprojektować frez ślimakowy do frezowania obwodniowego wałków, aby nadmiar pozostawiony na szlifowanie zmniejszał się w kierunku spodu rowka (rys. 18).

Niższą wartość piasty (25 — 40^o Rc) od twardości zębów (50 — 56^o Rc) uzyskać można albo dzięki różnej szybkości chłodzenia wieńca zębatego i piasty, albo przez „wysokie odpuszczenie” piasty. Pierwszy sposób polega bądź na użyciu wirujących pras hartowniczych, bądź specjalnych trzpieni. W wirujących prasach hartowniczych olej chłodzący tworzy paraboliczne zwierciadło tak dobrane, że piasta nie jest zanurzona w oleju, wobec czego szybkość jej chłodzenia jest znacznie mniejsza, aniżeli zębów zanurzonych w oleju. Użycie trzpieni polega na tym, że koła hartujemy na trzpieniach z grubymi pokrywami zakrywającymi tylko piastę. Wobec znacznych różnic pomiędzy masą rdzenia takiego kompletu oraz samym wieńcem zębatym, szybkość chłodzenia jest różna, co w wyniku daje różnicę twardości. Aby zapobiec zacyjanowaniu piasty, uszczelnia się pokrywy sznurem azbestowym względnie miedziuje się piastę koła.

Przy wysokim odpuszczaniu stosujemy również trzpienie z pokrywami. Koło po zahartowaniu grzejemy powtórnie w kąpeli solnej. Czas powtórnego grzania dobieramy tak, aby zęby nagrzały się do właściwej temperatury hartowania, a piasta do znacznie niższej. Powtórne chłodzenie w oleju powoduje ponowne zahartowanie zębów i wysokie odpuszczanie piasty do żądanej twardości 25 — 40^o Rc.

U W A G A

INŻYNIEROWIE I TECHNICY

Na podstawie Ustawy z dnia 18 lipca 1950 r. w sprawie rejestru inżynierów i techników (Dz U R P Nr 36. poz 329) wszyscy absolwenci wyższych i średnich szkół technicznych obowiązani są przed upływem 30 dni od chwili uzyskania tytułu inżyniera lub technika rejestrować się w Biurze Rejestru Inżynierów i Techników

Obowiązek ten dotyczy również osób wykonujących czynności powierzane zwykle inżynierom lub technikom, bądź też zajmujących stanowiska powierzane zwykle inżynierom lub technikom

Osoby, które już rejestrowały się bądź w ogólnej rejestracji (w 1950 r.), bądź po dniu zakończenia spisu, obowiązane są zgłaszać zmiany: stopnia zawodowego lub naukowego, miejsca pracy, stanowiska, miejsca zamieszkania przed upływem 30 dni od chwili nastąpienia zmiany

Kto świadomie lub przez niedbalstwo uchyla się od obowiązków przewidzianych Ustawą podlega karze aresztu i grzywny albo jednej z tych kar, zgodnie z art. 9 Ustawy z dnia 18 lipca 1950 r.

Obowiązku rejestracji należy dopełnić w Biurze Rejestru Inżynierów i Techników w Warszawie, ul. Czackiego 3/5 lub we właściwych terenowo wojewódzkich oddziałach NOT

Zmiany poparte dokumentami należy zgłaszać osobiście lub drogą korespondencji w Biurze Rejestru Inżynierów i Techników w Warszawie, ul. Czackiego 3/5.

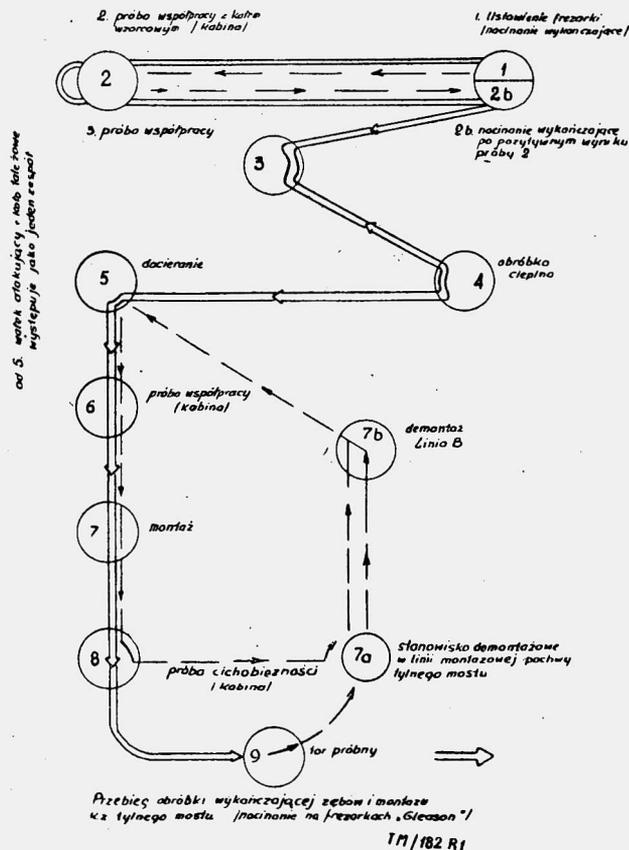
BIURO REJESTRU
INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW

Inż. FRANCISZEK BARAN

TECHNIKA MONTAŻU KÓŁ ZĘBATYCH TYLNEGO MOSTU SAMOCHODÓW OSOBOWYCH

Metody montażu omawiane w niniejszym artykule zostały opracowane na podstawie długoletniego doświadczenia wytwórni samochodów, której produkcja dzienna przy dwóch zmianach wynosiła ponad 300 samochodów, oraz innych fabryk samochodów osobowych, i odpowiadają obecnemu poziomowi techniki montażu.

Koła zębate tylnego mostu są elementami, których wykonanie ze względu na złożoną formę geometryczną ząbienia jest trudne i wymaga szczególnej opieki i kontroli, wskutek czego ilość operacji i stanowisk kontrolnych związanych z wykonaniem poważnie wzrasta.



Rys. 1.

Rys. 1 przedstawia układ operacji obróbkowych wykończających i przebieg sprawdzania kół zębatach. Zagadnienie cichobieżności nabiera tutaj szczególnego znaczenia i powoduje podniesienie wymagań od strony kontroli produkcji. Odnosi się to głównie do skrzyni biegów oraz przekładni tylnego mostu i sprawdza konieczność inwestowania szeregu urządzeń specjalnych przeznaczonych wyłącznie do prób cichobieżności. Spośród wszystkich operacji poprzedzających montaż największy wpływ na wyniki montażu posiada operacja docierania zębów.

Docieranie zębów

Podczas obróbki cieplnej zęby kół zębatach stożkowych o łukowych zębach deformują się (odnosi się to szczególnie do wałka atakującego).

Przesunięcie śladu współpracy następuje zwykle przy lewo-skrętnym wałku atakującym na wypukłej stronie zęba w kierunku wyższego końca zęba (zazębienie systemu Gleasona), zaś na stronie wklęsłej w kierunku wierzchołka stożka podziałowego. Docieranie ma na celu doprowadzenie spazzonego obróbką cieplną śladu współpracy do poprawnej formy, która stanowi warunek cichobieżności zespołu kół. Przy docieraniu należy pamiętać o „sprę-

zynowaniu**) wałka atakującego i poprawny ślad współpracy powinien uwzględniać tendencję do wzdłużnego przesuwania się wałka atakującego podczas współpracy z kołem talerzowym pod wpływem silnego obciążenia półosi, przewyższającego efekt hamowania półosi na stanowisku w kabinie cichobieżności. Przesunięcia te powodują rozszerzenie śladu współpracy na części zęba, nie wykazującej śladu współpracy w stanie nieobciążonym.

Dążenia konstruktorów firmy Gleason poszły w kierunku skutecznego sprowadzenia śladu współpracy na środkową część zęba (lokalizacja śladu współpracy) podczas operacji frezowania zębów (urządzenie „Modified Roll” zastosowane na frezarce Gleason nr 16). Zastosowanie urządzenia „Modified Roll” wyraźnie skraca czas docierania zębów oraz podnosi jakość zazębienia.

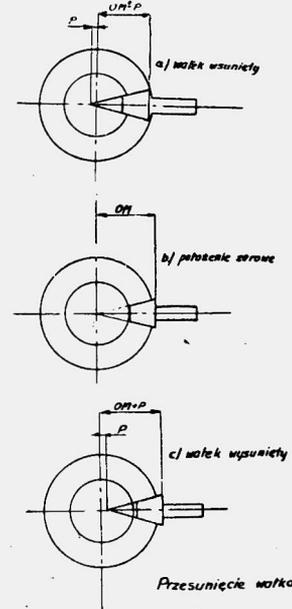
Montaż kół zębatach tylnego mostu

Poprawnie przeprowadzony montaż kół zębatach tylnego mostu opiera się na wynikach docierania. Wielkość przesunięcia wałka atakującego od wymiaru nominalnego OM (rys. 2) musi być uwzględniona podczas przebiegu montażu. Przesunięcia tych wielkości 0,1 do 0,2 mm występują w wyniku doboru najkorzystniejszego położenia wałka atakującego w stosunku do osi koła talerzowego podczas operacji docierania zębów. Wielkość tego przesunięcia musi być wyraźnie oznaczona po docieraniu na czołowej powierzchni wałka atakującego. Dbalność o wyniki montażu powinna przebiegać w 2 kierunkach:

- 1) zapewnienia poprawnego śladu współpracy zazębienia,
- 2) maksymalnego ograniczenia luzów osiowych w łożyskach wałka atakującego.

Spełnienie tych dwóch warunków stanowi zapewnienie cichobieżności zespołu (pomijając wypadki hałasowania zespołu powodowane głośną pracą łożysk). Poprawny ślad współpracy uzyskany w wyniku operacji docierania zębów nie ulegnie przesunięciu, jeżeli odległość montażowa (OM) wałka atakującego w obudowie przekładni będzie odpowiadać wymiarowi OM, przy zachowaniu którego wałek atakujący został dotarty z kołem talerzowym.

Przestarzałe metody montażu opierały się głównie na wrażeniu słuchowym i wzrokowym doświadczonego pracownika, który na podstawie zmian śladu współpracy i stopnia hałasowania zespołu kół określał położenie wałka atakującego w obudowie przekładni. Metoda ta nawet przy najlepiej wykwalifikowanym personelu sprowadzała konieczność kilkakrotnych zmian położenia



Rys. 2.

*) Durchfederung

osiowego wałka atakującego przed ostatecznym jego wbudowaniem do obudowy przekładni.

TABLICA I
Przebieg montażu

Nr operacji	Miejsce na planie rys. 4	Nazwa czynności	Czas w min.
a) Obudowa mechanizmu różnicowego			
10	L ₁	Montaż satelitów, sworzni satelitów i koronek w obudowie	2.92'
20	L ₁	Wkręcenie śrub mocujących	1.57'
30	L ₁	Dokręcenie śrub	1.35'
40	P ₁	Wciśnięcie dwóch łożysk na obudowę	0.52'
b) Obudowa łożysk wałka atakującego			
10	A	Ustalenie luzu osiowego w łożyskach	1.75'
20	P ₂	Wciśnięcie łożyska na wałek atakujący	1.35'
30	A	Przygotowanie podkładek zabezpieczających i dokręcenie nakrętki kulistej	0.48'
c) Obudowa przekładni			
10	L ₂	Wkręcenie dwóch śrub mocujących w obudowę z wałkiem atakującym	1.35'
20	L ₂	Wmontowanie obudowy wałka atakującego i zakręcenie dwóch nakrętek	1.85'
30	L ₂	Wmontowanie obudowy mechanizmu różnicowego i ustawienie nakrętek	2.75'
40	U	Ustawienie wałka atakującego i luzu międzyzębnego	2.88'
50	K	Próba cichobieżności	wykonuje kontrola

W wyniku stałego wzrostu wielkości produkcji i wobec stale wzrastających wymagań od strony cichobieżności zespołu wystąpiła konieczność zastosowania specjalnych przyrządów, zapewniających ściśle określenie położenia wałka atakującego w stosunku do osi koła talerzowego w zależności od tolerancji wykonania obudowy przekładni (wymiar OM) oraz tolerancji wysokości łożysk wałka atakującego (wymiar — h) i po uwzględnieniu przesunięcia wałka atakującego podczas operacji docierania zębów. Uzupełnienie głównej grupy przyrządów montażowych stanowią przyrządy pomocnicze do doboru podkładek do tulejek dystansowych oraz do pomiaru luzu osiowego łożysk wałka atakującego.

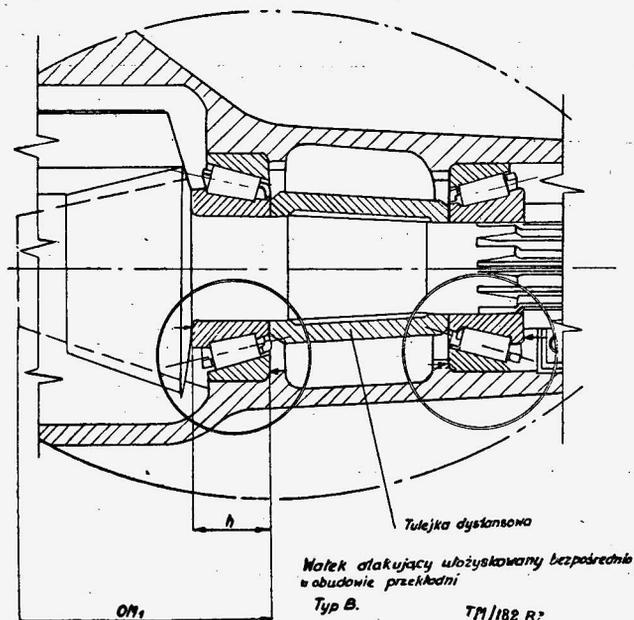
Zastosowanie tej grupy urządzeń prowadzi do utrzymania wielkości osiowego luzu funkcjonalnego w granicach 0,02 — 0,03 mm i do wyeliminowania „sprężynowania” wałka atakującego. Trzecią grupę przyrządów stanowią urządzenia związane z czynnościami montażowymi niezwiązanymi z montażem zazębienia.

Przechodząc do szczegółowego omówienia metod montażu należy dokonać podziału, który jest uzależniony od rozwiązania konstrukcyjnego obudowy przekładni.

I. typ A — wałek atakujący ułożyskowany w obudowie łożysk (poz. 5 tablica I).

II. typ B — wałek atakujący ułożyskowany bezpośrednio w obudowie przekładni (rys. 3).

Podobnie do montażu obudowy typu A przebiega montaż w obudowie typu B przy zastosowaniu zespołu przyrządów montażowych.

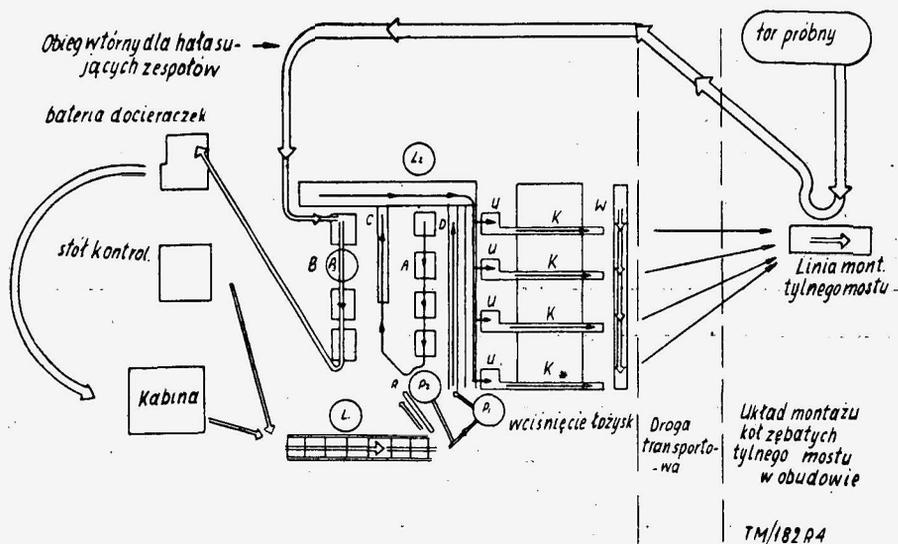


Rys. 3.

I. Montaż zostanie przedstawiony na planie układu montażu (rys. 4).

Montaż z częściowym zastosowaniem specjalnych przyrządów montażowych.

Tablica I przedstawia przebieg montażu kół zębatach w obudowie typu A przy użyciu nowoczesnych przyrządów montażowych. W tym wypadku wymagania montażu spowodowały zmianę planu operacyjnego przez wprowadzenie dodatkowej operacji szlifowania powierzchni czołowych wałka atakującego. Operacja powyższa jest związana jedynie z przebiegiem montażu i prowadzi do uzyskania stałej wysokości „H” wałka atakującego. W wyniku wprowadzenia opisanego układu montażu oraz po wprowadzeniu specjalnego ulepszonego przyrządu do szlifowania wałków atakujących (szlifowanie \varnothing zewn. pod łożyska) uzyskano znaczne zmniejszenie ilości wtórnych obiegów powodowanych hałasowaniem zespołów.



Rys. 4.

L₁ — pas montażowy obudowy mechanizmu różnicowego
L₂ — pas montażowy obudowy przekładni

P — prasy

U — przyrząd do określenia śladu współpracy przed kabina cichobieżności

A — pas montażowy wałka atakującego w obudowie

B — pas demontażowy

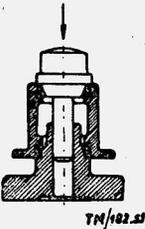
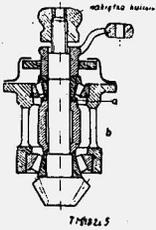
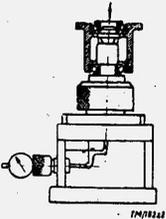
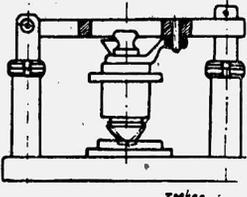
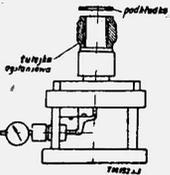
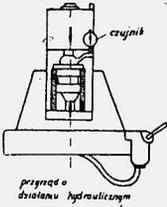
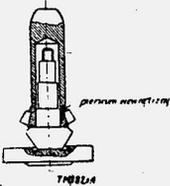
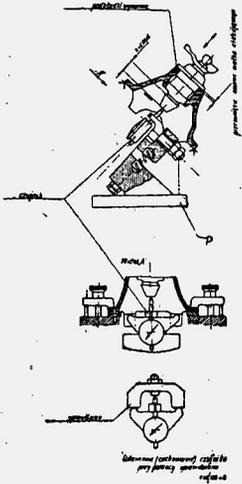
C — D — transportery rolkowe

K — kabiny cichobieżności

W — wykaźnicze

R — transporter skośny

TABLICA II
Montaż kół zębatach w obudowie typu „A“

L.p.	Nazwa czynności	Szkic	L.p.	Nazwa czynności	Szkic
1	Wciskanie pierścieni łożyskowych zewnętrznych. Prasa hydrauliczna		5	Montaż obudowy wałka atakującego	
2	Pomiar odległości między płaszczyznami oporowymi pierścieni łożyskowych w celu dobrania podkładki dystansowej. Prasa hydrauliczna Cechowanie czujnika przy pomocy wkładki wzorcowej		6	Dokręcanie nakrętki kulistej	
3	Dobór podkładki „a“ pod prasą hydrauliczną		7	Sprawdzenie wielkości luzu osiowego w łożyskach wałka atakującego (0,02 ± 0,03 mm)	
4	Wciśnięcie pierścienia wewnętrznego na wałek atakujący		8	Montaż wałka atakującego w obudowie przekładni. P — Przyrząd do sprawdzania położenia wałka atakującego	

ZOBOWIĄZANIE

pracowników Redakcji i Administracji Czasopism Technicznych NOT dla uczczenia 36 rocznicy Rewolucji Październikowej.

Pracownicy Czasopism Technicznych NOT — zebrani na naradzie produkcyjnej w dniu 12 października 1953 r. dla uczczenia 36 rocznicy Wielkiej Rewolucji Październikowej postanowili przyspieszyć bieg wszelkich prac redakcyjnych oraz skrócić poszczególne etapy produkcji czasopism tak dalece, aby umożliwić oddanie wszystkich zeszytów grudniowych do kolportażu do dnia 10 grudnia br. zamiast przewidzianego w planie terminu 22 grudnia.

Zobowiązanie to umożliwi pełne wykonanie planu wydawniczego na rok 1953, łącznie z planem wykorzystania środków finansowych preliminowanych na rok bieżący oraz spowoduje unormowanie i przyspieszenie terminów ukazywania się czasopism w 1954 r. do 15 każdego miesiąca.

Z uwagi, że wykonanie powyższego zobowiązania wymaga ścisłego przestrzegania uzgodnionych harmonogramów pracy drukarni, pracownicy czasopism technicznych NOT zwrócili się z apelem do Kolegów Poligrafów w drukarniach DSP i im. Rewolucji Październikowej oraz RSW „Prasa“ o pomoc i współpracę w wykonaniu ich zobowiązań.

Mgr inż. WŁADYSŁAW MATZKE

MOŻLIWOŚCI ROZWOJOWE SILNIKÓW SPALINOWYCH DUŻEJ MOCY DO POJAZDÓW MECHANICZNYCH

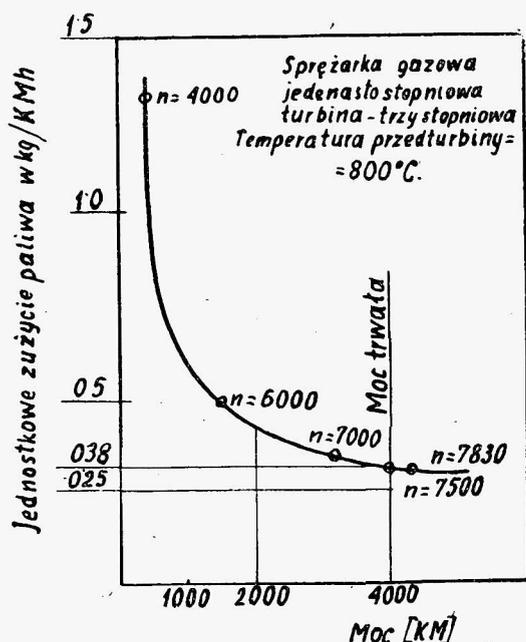
Zadaniem tego artykułu jest przedstawienie dążeń i osiągnięć w dziedzinie silników trakcyjnych dużej mocy. Bez przerwy trwa- ją usiłowania zmierzające do powiększenia jednostkowej mocy silników z litra, zmniejszenia zużycia paliwa i jednostkowego cię- żaru. Odnosi się to zarówno do silników nisko- jak i wysokopręż- nych. Jednocześnie powoli, lecz stale chłodzenie powietrzne wy- piera chłodzenie wodne.

Pomimo bardzo obiecujących wyników uzyskanych w grupie silników wysokoprężnych z doładowaniem coraz częściej pojawia się ich poważny konkurent — turbina spalinowa pod względem jednostkowego zużycia paliwa. Nie może ona na obecnym etapie rozwoju współzawodniczyć nawet z silnikami niskoprężnymi, po- nieważ niajniższe zużycie paliwa wynosi: dla mocy rzędu 4000 KM — 380, a dla. najmniejszych (turbina Szydłowskiego) 430 G/KM godz.

Turbina natomiast posiada następujące zalety:

- 1) Duża moc przy małym gabarycie.
- 2) Bardzo niewielki ciężar.
- 3) Liniowy przebieg momentu obrotowego, który przy n_{min} jest dwa razy większy od momentu przy n_{max} .
- 4) Powszechnie używanym paliwem jest nafta, której cena jest o połowę niższa od ceny benzyny.
- 5) Bardzo małe zużycie oleju, które w silnikach wysokoprężnych stanowi około 10% ceny paliwa.
- 6) Niskie temperatury otoczenia nie przedłużają czasu rozruchu.

Do wad turbiny spalinowej oprócz wymienionej na wstępie (duże jednostkowe zużycie paliwa) należy dodać jeszcze drugą zasadniczą wadę — wzrost jednostkowego zużycia paliwa przy małych obrotach i małym obciążeniu (rys. 1 — powolna jazda po- jazdu).



TM/184R1

Rys. 1. Przebieg Jednostkowego zużycia paliwa turbiny spalinowej w funkcji mocy

Wysokie obroty turbin gazowych dochodzące do 35000 obr/min powodują konieczność stosowania reduktorów obrotów (przed skrzynią biegów).

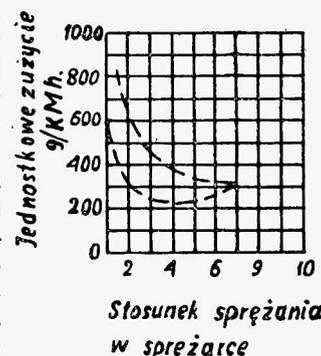
Omówię po kolei możliwości obniżenia jednostkowego zuży- cia paliwa w turbinie spalinowej, które jest tak duże z powodu zbyt niskiej temperatury gazów spalinowych przed turbiną. Tem- peratura ta zawiera się w przedziale od 600 do 850° C. Przy niż- szych temperaturach pracują turbiny przemysłowe i kolejowe, a przy najwyższych — lotnicze. Im wyższa temperatura gazów, tym wyższa sprawność obiegu, lecz i krótszy czas pracy łopatek wirnika turbiny.

Temperaturę gazów przed turbiną obniża się obecnie do powy- żej podanych przez odpowiedni nadmiar powietrza, który wynosi około 4 przy pełnym obciążeniu i dochodzi do 6,7. Różnymi spo- sobami obniża się temperaturę łopatek wirnika turbiny, ale na tej drodze niewiele będzie można zdziałać.

Otrzymanie nowych materiałów żaroodpornych o dużej wytrzy- małości na zmęczenie i pelzanie jest zagadnieniem kluczowym. Wykonuje się próby łopatkami poddanymi działaniu gazów o tem- peraturze 1200° C. Obecnie przyjmuje się, że turbina powinna pracować do „przeglądu“ około 1000 godzin, w tym 300 godzin na pełnym obciążeniu. Słowo przegląd ujęto w cudzysłów, ponie- waż są to dane katalogowe, a jest rzeczą powszechnie znaną, że np. niemieckie silniki odrzutowe posiadały łopatki turbin wyma- gające wymiany po 30 godzinach pracy. Podwyższenie spraw- ności obiegu zmniejsza jednostkowe zużycie paliwa, ale jedno- cześnie przyspiesza konieczność wymiany łopatek wirnika tur- biny.

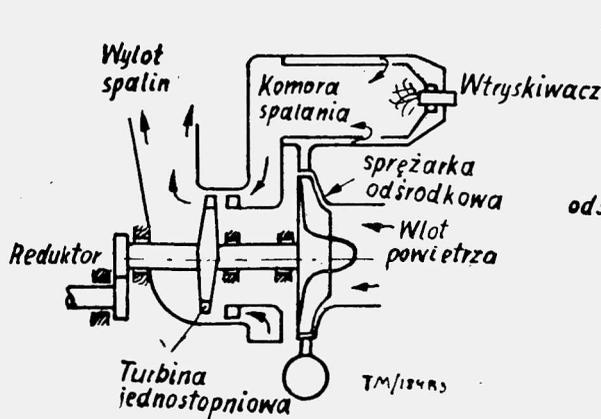
Drugim czynnikiem wpływającym na jedno- stkowe zużycie paliwa jest ciśnienie wytwarzane w sprężarce, lecz ściśle zwią- zane ze wzrostem tempera- tury. W jedenstopniowych sprężarkach odśrodkowych osiągnięto stopień spręża- nia — 3,8. Chcąc go pod- wyższyć trzeba dodać je- szcze jeden stopień sprę- żarce. W małych turbinach spalinowych powszechnie stosuje się sprężarki od- środkowe, a w dużych — osiowe.

Znaczne obniżenie jed- nostkowego zużycia paliwa otrzymuje się w turbinie spalinowej przez zastosowanie wymiennika ciepła, w którym spa- liny uchodzące z turbiny podgrzewają powietrze płynące ze sprę- żarki do komór spalania. W zależności od sprawności wymiennika i jego wielkości można odzyskać różne ilości ciepła i tym mniej- sze, im silnik posiada wyższy stopień sprężania. Zastosowanie wy- mienników może dać zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa do 250—300 g/KM godz. przy sześćdziesięcioprocentowym odzy- skaniu ciepła. Nie posiadam danych co do przypuszczalnych wiel- kości wymienników. Rys. 2 ilustruje jednostkowe zużycie paliwa w turbinie spalinowej bez i z wymiennikiem, przy różnych sto- pniach sprężania sprężarki.

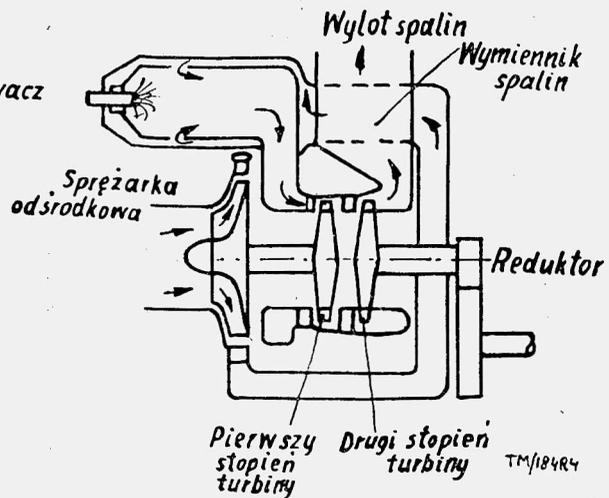


TM/184R2

Rys. 2. Jednostkowe zużycie paliwa tur- biny spalinowej obliczone dla: a — obiegu bez wymiennika ciepła b — z wymiennikiem ciepła Założono temperaturę spalin przed tur- biną 800°C i stopień odzyskania ciepła w wymienniku 60%



Rys. 3. Schemat najprostszej turbiny spalinowej — jednowałowej



Rys. 4. Schemat dwuwłowej turbiny spalinowej

Również dużym ulepszeniem turbiny spalinowej jest możliwość niezależnej regulacji turbiny przy zachowaniu maksymalnego stopnia sprężania sprężarki, przez wprowadzenie turbiny dwuwłowej. W takich turbinach jeden wirnik turbiny napędza sprężarkę, a drugi napędza pojazd. Turbinę najprostszą, tj. jednowałową przedstawia rys. 3, dwuwłową zaś rys. 4. Porównanie przebiegu mocy i momentów obu tych typów przedstawiają rys. 5 i 6. Należy nadmienić, że przebieg momentu turbiny dwuwłowej jest tak korzystny, że może zastąpić moment odpowiedniego silnika tłokowego sprężonego z trójbiegową skrzynią biegów.

Obserwując ciągle wzrost jakości materiałów do wyrobu łożysk turbinowych, można się spodziewać, że postęp nie ulegnie zahamowaniu.

cy 1000 KM (przy $n = 2000$ obr/min) w porównaniu z silnikiem niskoprężnym o tej samej mocy i $n = 2600$, będzie olbrzymem. Stosunek ich pojemności będzie wynosił 65 : 35 litrów. Tam gdzie miejsca jest mało, duże silniki nie są chętnie widziane i tam właśnie turbina spalinowa znajdzie zastosowanie.

Ilość części w dwunastocylindrowym silniku tłokowym, które wymienia się bądź poddaje precyzyjnym zabiegom obróbczym podczas okresowych napraw, jest bardzo wielka. Turbiny spalinowe natomiast wymagają wymiany łopatek wirników turbin, kilku łożysk kulkowych i blaszanych komór spalania.

Należy teraz dokonać przeglądu postępu w silnikach tłokowych. Zagadnienie dużej mocy jednostkowej z litra łączy się nierozdzielnie ze średnim ciśnieniem użytecznym i obrotami silnika. Dla jasnego sformułowania zagadnienia przepływu czynnika przez przewody głowicy i gniazda zaworowe, w rozważaniach nie będą brane pod uwagę następujące parametry: p_e stopień sprężania, zawirowanie, temperatura cylindra t_p .

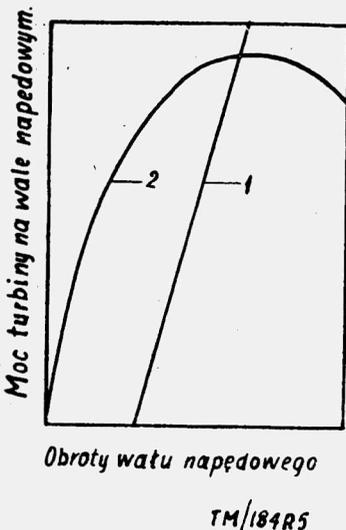
Oddzielnie będzie omówione doładowanie.

W grupie silników wysokoprężnych największe $p_e = 7,6$ kG/cm² przy $n = 2000$ obr/min posiada wysokoprężny silnik z bezpośrednim wtryskiem. Jest nim dwunastocylindrowa „Tatra” chłodzona powietrzem. Dotychczas większość silników wysokoprężnych posiada — p_e nieprzekraczające 6,5 kG/cm² przy różnych sposobach zawirowania. Nic nie wskazuje na to, aby sytuacja miała ulec zasadniczej zmianie.

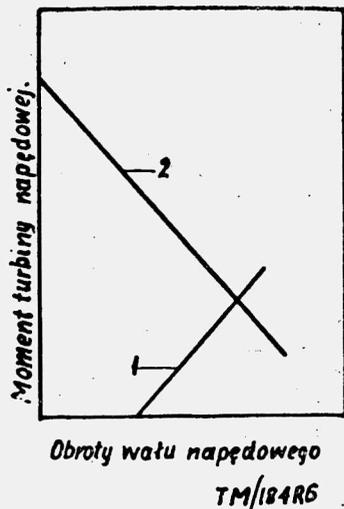
W grupie silników niskoprężnych silniki górnozaworowe posiadają znacznie większe — p_e od dolnozaworowych przy tych samych stopniach sprężania i obrotach. Dla porównania podam dane charakterystyczne dolnozaworowego nowoczesnego silnika samochodu „ZIM”. Różne stopnie sprężania i różne liczby obrotów stosowane w różnych silnikach utrudniają sprowadzenie statystyki do wspólnych warunków. W tabelicy I zestawiono dane charakterystyczne kilku silników górnozaworowych.

TABLICA I

Silnik	Obroty na minutę	ϵ	P_e	Jednostkowa moc z litra
A	2800	6,2	7,4	20
B	3000	5,8	7	23
C	3100	6	6,7	23
D	3200	5,9	6	21,5
E	3400	6	5,6	25
F	3500	6,25	6,95	27
G	3900	6,45	6,6	28,6
H	4000	6,25	6,4	27,4
Z I M	3600	6,7	6,85	27,2
„ przy	3000		7,6	
„ „	2600		7,96	
„ „	2200		8.25 = maks.	



Rys. 5. Przebieg mocy turbiny jednowałowej i dwuwłowej w funkcji mocy



Rys. 6. Przebieg momentu obrotowego turbiny jedno- i dwuwłowej w funkcji obrotów wału pędnego

Również obserwuje się stały wzrost sprawności jednego stopnia dochodzących do 86% dla sprężarek i do 90% dla turbin. Badania komór spalania, których sprawności są jeszcze wyższe, pochłonęły wielkie ilości środków materialnych. Wyżej wspomniane bardzo dobre sprawności posiadają turbiny spalinowe tylko w tych warunkach pracy, na jakie zostały obliczone.

Rozwiązanie problemu wymiennika ciepła, podwyższenie temperatury gazów do 1200^o C być może umożliwi zdobycie rynku samochodowego przez turbiny spalinowe nawet o mocach mniejszych od 100 koni. Jednak oczekiwanie może trwać długo. Natomiast w warunkach sprzyjających i przy bardzo wielkim zapotrzebowaniu mocy, należy się spodziewać szybszego wprowadzenia turbin na rynek. Bezsprężarkowy silnik wysokoprężny o mo-

Z powyższej tablicy wynika, że tańszy w produkcji silnik dolnozaworowy, pod względem jednostkowej mocy z litra, osiągnął wysoki poziom silników górnozaworowych. Dla porównania tych wartości w tablicy 2 zestawiono dane charakterystyczne silników specjalnych dużej mocy. Porównanie obu tablic wykazuje, że silniki specjalne mają znacznie wyższe — p_e . Silnik J osiąga wysokie p_e przy 2600 obr/min przez zastosowanie czterech zaworów w jednym cylindrze i niezbyt dużej średniej prędkości tłoka. Silnik K przy wysokiej średniej prędkości tłoka osiąga $p = 8,25$ przy jednej parze zaworów, przy czym zawór wlotowy posiada bardzo dużą średnicę. Silnik z jedną parą zaworów jest tańszy od czterozaworowego. Silnik L posiada bardzo dużą jednostkową moc z litra i cenną zaletę polegającą na tym, że konstruktorowi udało się umieścić oba zawory po jednej stronie głowicy, co pozwala na zastosowanie jednego wałka rozrządczego do napędu popychaczy dla obu rzędów cylindrów (układ V).

TABLICA II

Silnik	Obroty na minutę	ϵ	Średnia prędkość tłoka	P_e	Ilość zaworów	Jednostkowa moc z litra
J	2600	7,25	13,2	10	4	29,5
K	3200	6,8	15,4	6,8	2	29,3
L	4000	8,5	10,6	8	2	36

Dla pełnego naświetlenia zagadnienia porównamy te osiągnięcia z osiągnięciami bezsprężarkowych silników lotniczych chłodzonych powietrzem. Ponieważ większość silników lotniczych ma obroty zawierające się w przedziale od 2000 do 2200 obr/min, podam tylko dane jednego, którego obroty maksymalne wynoszą 2600. Będzie to stanowić dolną granicę obrotów silników specjalnych zamieszczonych w tablicy 2. Silnik ten przy $\epsilon = 6$ osiąga przy obrotach maksymalnych — $p = 9,3$ kG/cm². Porównując poprzednio rozpatrywane wyniki z silnikiem J o wyższym stopniu sprężania i o czterech zaworach, można zaryzykować wniosek, że zarówno silnik K jak i L w okolicy 2600 obr/min posiadają p_e wynoszące około 9 kG/cm².

Osobną grupę stanowią jednocylindrowe górnozaworowe silniki motocyklowe, których szczytowe wartości p_e dochodzą do 10,8 kG/cm² nawet przy $n = 4000$ obr/min i $\epsilon = 6,9$. Jeszcze wyższą wartość p_e , bo wynoszącą 11,97 kG/cm² przy $n = 6400$ i $\epsilon = 8$ osiągnięto w czterozaworowym silniku. Niestety w silnikach wielocylindrowych wyniki te nie są powtarzalne ze względu na wzajemne oddziaływanie cylindrów.

Pamiętając o założeniach, rozpatrzmy sprawę przepływu czynnika przez przewody wlotowe i wylotowe głowicy. Brak danych teoretycznych dotyczących przepływu przez zawory, poza zasadami ogólnymi, uzupełnił już kilkanaście lat temu Tanaka. Od wielu lat używa się w lotnictwie metody eksperymentalnej, polegającej na pomiarze wydatku powietrza przepływającego przez przewód wlotowy głowicy w funkcji skoku zaworu. Na podstawie tych pomiarów i porównania z wykonanymi przewodami, wyciąga się wnioski i koryguje zaprojektowany przewód. Dotychczas nie spotkałem uogólnień wyciągniętych z takich pomiarów, które by dawały nowe możliwości powiększenia p_e , przez zmniejszenie strat na wlocie do cylindra.

Jednym z radykalnych sposobów jest zastosowanie dwu zaworów wlotowych i stosunkowo małej średniej prędkości tłoka.

Znaczny wzrost p_e dochodzący do 14 — 16% można otrzymać przez zastąpienie gaźnika pompą wtryskującą paliwo bezpośrednio do cylindra. Zaznaczyć jednak należy, że wzrost ten otrzymuje się przy maksymalnych obrotach silnika. W zależności od wielu czynników wzrost mocy maksymalnej może być znacznie mniejszy.

Zupełnie przypadkowo na wzrost p_e ma wpływ zastąpienie chłodzenia wodnego powietrzem i zastosowanie cylindrów aluminiowych w silnikach benzynowych. Ponieważ aluminium posiada około trzykrotnie większe przewodnictwo cieplne od żeliwa, więc przy tym samym paliwie można stosować wyższe stopnie sprężania, co powoduje wzrost mocy o 10%. W silnikach tych zużycie mocy na napęd wentylatora jest pokryte z nadwyżką.

Doładowanie trakcyjnych silników benzynowych z wyjątkiem wysięgowych dotąd nie było stosowane. Niekiedy dla chwilowego powiększenia mocy włącza się sprężarkę napędzaną przez silnik, co jednak powoduje wzrost jednostkowego zużycia paliwa do około 280 — 300 g/KM godz. Przy $p_e = 14$ kG/cm² i $n = 2200$ jednostkowa moc z litra wynosi około 32 KM.

Takie samo urządzenie spotyka się w grupie silników wysokoprężnych, lecz częściej z turbosprężarką, która wykorzystując część energii zawartej w spalinach, obniża znacznie jednostkowe zużycie paliwa. Przez doładowanie czterozaworowych wysokoprężnych silników osiąga się normalnie wzrost mocy o około 30%. Ze względu na wysoką temperaturę spalin silników benzynowych okres pracy turbiny jest krótki.

Turbiny spalinowe na gazy wylotowe napędzają sprężarki odśrodkowe lub pojemnościowe.

Sprężarki odśrodkowe posiadają większe sprawności dając wyższe ciśnienia przy wyższych obrotach.

Sprężarki objętościowe są lepsze przy niższych obrotach silnika. Tę niedogodność sprężarek odśrodkowych na niskich obrotach silnika rozwiązała z powodzeniem firma „Saurer“, lecz sposób ten nadaje się wyłącznie do rodzaju zawirowania przyjętego przez nią.

Obecnie wytwarzane wysokoprężne silniki czterozaworowe wyposażone w turbosprężarki posiadają $p_e = 9 — 9,6$ kG/cm², co stanowi wzrost dochodzący do 26%.

Prasa podaje, że podczas prób z doświadczalnym silnikiem wysokoprężnym z doładowaniem osiągnięto $p_e = 15$ a nawet 21 kG/cm², co stanowi wzrost o 200% w odniesieniu do $p_e = 7$. Jednostkowe zużycie paliwa wynosi dla tych wartości: 140 — 150 g/KM godz. Maksymalne ciśnienia dochodzą do 118 — 126 kG/cm², przy czym cieplne obciążenie tłoka wzrosło tylko o 30%. Jedynym zastrzeżeniem jest to, że silnik jest wolnobieżny.

Drugi również obiecujący jest silnik czterozaworowy z doładaniem osiągający $p_e = 11,8$ przy $n = 4000$, co daje jednostkową moc z litra — 53 konie. Silnik ten nawet przy $n = 6000$ obr/min nieznacznie tylko zwiększył swe jednostkowe zużycie paliwa. Wyniki te uzyskano przez zastosowanie specjalnej pompy wtryskowej zwanej „dźwutarczową“.

Przyszłość okaże, w jakim stopniu silniki te spełniają pokładane w nich nadzieje.

**W walce o wprowadzenie wszechstronnej mechanizacji
o oszczędność surowców i energii
o podniesienie produkcji
o wzrost wydajności
niezbędną pomocą jest książka i prasa techniczna.**

Mgr inż. MACIEJ BERNHARDT

CHARAKTERYSTYKI POMP WTRYSKOWYCH

Artykuł zawiera pełną charakterystykę pompy wtryskowej, obejmującą charakterystykę konstrukcyjną, liczbową, stanu technicznego i pracy.

Autor omawia poszczególne charakterystyki, sposoby korygowania charakterystyki pracy pompy oraz wpływ jej na charakterystykę zewnętrzną silnika.

Dział osprzętu silnikowego w polskiej literaturze technicznej jest wyjątkowo ubogi i brak jest publikacji obejmujących nieco szerszej problematyce dotyczące elektrotechniki samochodowej, karburacji i urządzeń zasilających silniki wtryskowe. Szczególnie wobec rozwoju i wzrostu zastosowania silników wtryskowych, wydaje się celowe poruszenie zagadnień związanych z ich układem zasilania.

Niesposób oczywiście w krótkim artykule wyczerpać całkowicie tak obszerny temat. Celem niniejszego artykułu jest podanie w encyklopedycznym skrócie głównych cech charakterystycznych pomp wtryskowych i zwrócenie uwagi czytelnika na te ich właściwości, które mają zasadniczy wpływ na pracę zasilanego przez nie silnika.

Charakterystyki pomp wtryskowych

Pod nazwą charakterystyki dowolnego mechanizmu czy urządzenia rozumiemy zbiór wykresów, zależności funkcjonalnych i danych liczbowych oraz opisowych, które określają całkowicie lub z pewnego punktu widzenia ich właściwości.

Co do pomp wtryskowych następujące cztery charakterystyki:

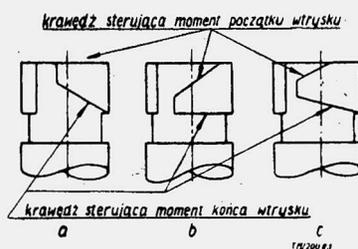
1. konstrukcyjna,
2. liczbowa,
3. stanu technicznego,
4. pracy,

określają jej wszystkie właściwości i pozwalają wysnuć wnioski o przydatności do silnika wysokoprężnego określonego typu.

1. Charakterystyka konstrukcyjna

Pompy wtryskowe współczesnych silników samochodowych i ciągnikowych są niemal wyłącznie budowane o stałym skoku tłoczka. Rozwiązanie takie choć poważnie komplikuje wykonanie samego tłoczka, upraszcza konstrukcję jego napędu i zmniejsza, w porównaniu do innych rozwiązań, siłę regulatora potrzebną do zmiany wielkości wtrysku w czasie pracy pompy. Pompy o stałym skoku tłoczka dzięki swej prostej konstrukcji i niewielkiej ilości części ruchomych o znikomej masie doskonale nadają się do silników szybkoobrotowych.

Pompy o zmiennym skoku tłoczka odznaczają się prostszą konstrukcją części precyzyjnych, natomiast ich mechanizm napędowy jest znacznie bardziej skomplikowany. Zastosowanie ich we współczesnych szybkoobrotowych silnikach jest znikome i raczej należy traktować takie rozwiązania jako wychodzące z użycia. Przykładem zastosowania takiej pompy może być wolnoobrotowy silnik trakcyjny ciągnika Ursus-45.



Rys. 1. Tłoczki pomp wtryskowych o różnym ukształtowaniu krawędzi sterujących

Istnieją również inne typy pomp wtryskowych, w których np. paliwo tłoczone jest do wspólnego dla całego silnika zbiornika wysokiego ciśnienia, z którego za pomocą rozdzielacza skierowane jest do poszczególnych wtryskiwaczy. Rozdzielacz ponadto musi umożliwiać regulację ilości podawanego paliwa. Pomimo pewnych teoretycznych (i szeregu innych) zalet tego rozwiązania, pompy w.w. typu nie znalazły, przynajmniej na razie, praktyczne-

go zastosowania z powodu skomplikowanej budowy i małej sprawności eksploatacyjnej.

Pompy wtryskowe niezależnie od typu mogą zapewniać stały moment początku wtrysku i zmienny moment jego zakończenia (rys. 1-a) w odniesieniu do kąta obrotu krzywki napędzającej tłoczek lub kąta obrotu wału korbowego silnika. Możliwe jest również rozwiązanie odwrotne (rys. 1-b), przy którym uzyskuje się zmienność momentu początku wtrysku, a stałość zakończenia oraz rozwiązanie pośrednie, przy którym zarówno moment początku jak i zakończenia wtrysku jest funkcją jego wielkości (rys. 1-c).

Zastosowanie poszczególnych rozwiązań uzależnione jest od konstrukcji silnika, jego właściwości cieplnych, kształtu komory spalania, ilości obrotów i gatunku paliwa. Zasadniczym czynnikiem jest tu długość okresu indukcyjnego, tj. okresu czasu, jaki jest potrzebny na odparowanie i podgrzanie pierwszych wtrysniętych kropeł paliwa do temperatury samozapłonu. Poważny wpływ ma również szybkość mieszania się paliwa z powietrzem i szybkość jego spalania.

Większość silników trakcyjnych o złożonych komorach spalania (komora wirowa, wstępna, zasobnik powietrza) posiada pompy zapewniające niezmienny moment początku wtrysku. W silnikach o wtrysku bezpośrednim można spotkać wszystkie trzy możliwości, choć częściej stosowane są dwie ostatnie. Nie stosowane już dzisiaj silniki systemu Hesselmana wymagały również pomp zapewniających stałość momentu zakończenia wtrysku.

Współczesne pompy silników wielocylindrowych budowane są w dwu zasadniczych wariantach. W pierwszym wszystkie pompy zamocowywane są we wspólnym kadłubie, w drugim — każda pompa stanowi oddzielną całość konstrukcyjną. W tym ostatnim wypadku pompa stanowi najczęściej jedną całość z wtryskiwaczem tworząc tzw. pompę-wtryskiwacz (np. silnik JAZ-204).

Najczęściej spotykane jest rozwiązanie pierwsze, stosowane u znacznej większości silników trakcyjnych. Rozwiązanie drugie jest znacznie bardziej skomplikowane konstrukcyjnie (konieczność oddzielnego napędu dla każdej pompy, kłopotliwe sterowanie i regulacja), posiada jednak poważne zalety wyrażające się usunięciem przewodów wysokiego ciśnienia i możliwością współpracy z prostszym i tańszym wtryskiwaczem otwartym.

Najpoważniejszą przeszkodą utrudniającą stosowanie wtryskiwaczy otwartych jest skłonność ich do zatykania otworów wtryskowych przez osad węglowy, spowodowana przez „podciekanie” wtryskiwacza. Podciekanie to jest wynikiem oddziaływania sprężystości przewodu wysokiego ciśnienia, który kurcząc się po zakończeniu tłoczenia przez pompę, wypycha paliwo do otworów wtryskowych ze stosunkowo małą szybkością, skutkiem czego ulega ono niedostatecznemu rozpyleniu i łatwo koksuje. Drugim powodem małego rozprószenia wtryskiwaczy otwartych jest powodowana przez nie zmienność ciśnienia wtrysku w dużych granicach zależnie od ilości obrotów. Chcąc uzyskać dobre rozpylenie paliwa przy małych obrotach silnika, otrzymuje się bardzo wysokie ciśnienia przy obrotach wysokich dochodzące do 1500 i więcej atmosfer (np. silnik JAZ-204 przy $n = 400$ obr/min $p = 300$ at, przy $n = 2000$ obr/min $p = 1400$ at). Połączenie pompy wtryskowej z wtryskiwaczem eliminuje przewody wysokiego ciśnienia, zmniejsza objętość silnie ściśniętego paliwa i tym samym likwiduje „podciekanie” wtryskiwacza. Z tych samych powodów nie ma przeszkód w uzyskaniu prawidłowego rozpylenia i spalania paliwa na wolnych obrotach, gdyż można bez obawy o szczelność złączyć podnieść ciśnienie wtrysku.

Zależnie od konstrukcji kadłuba i kształtu krzywek napędzających tłoczki rozróżniamy pompy tzw. uniwersalne, które mogą utrzymywać napęd z dowolnej strony kadłuba i przy dowolnym kierunku obrotów wałka krzywkowego, skutkiem czego mogą one być zastosowane do różnych silników, lub też pompa może być przewidziana do pewnego konkretnego silnika zapewniającego jej napęd z odpowiedniej strony i określonym kierunku (np. pompa silnika ciągnika Staliniec-80).

Pompa o jednym kierunku obrotów charakteryzuje się niesymetrycznym kształtem krzywek, zastosowanym w celu przyspieszenia cofania się tłoczków w cylindrach i przedłużenia w ten sposób okresu napełnienia cylindrów paliwem. Należy tu dodać, że w niektórych konstrukcjach pomp o niesymetrycznych krzywkach możliwe jest uzyskanie zmiany kierunku obrotów pompy przez wyjęcie wałka krzywkowego i założenie go po obróceniu o 180 stopni.

Pompy uniwersalne posiadają kadłub tak skonstruowany, że umożliwiają ponadto doprowadzenie paliwa oraz dołączenie regulatora z dowolnej jego strony.

Zgodnie z omówionymi zasadniczymi cechami konstrukcyjnymi charakterystyka konstrukcyjna pompy winna zawierać następujące dane:

a. typ pompy

1. o stałym skoku tłoczka,
2. o zmiennym skoku tłoczka,
3. odmiennie rozwiązania

b. rodzaj kadłuba

1. wspólny dla wszystkich sekcji,
2. oddzielny dla każdej pompy,
3. pompa-wtryskiwacz,

c. możliwość napędu

1. z obu stron kadłuba,
2. z jednej strony kadłuba,
3. w obu kierunkach,
4. w jednym kierunku.

Ponadto do charakterystyki tej należeć będzie typ korektora, który jako ściśle związany z charakterystyką pracy pompy omówiony zostanie w rozdziale 4.

d. system korekcji

1. bez korekcji,
2. z odcciążającym zaworem ciśnieniowym,
3. z zaworem upustowym.

2. Charakterystyka liczbowa

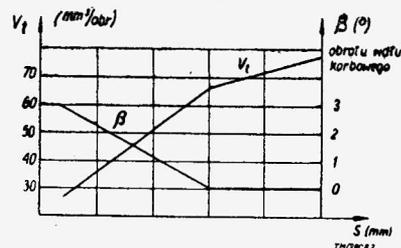
Uzupełnieniem poprzednio podanych cech pompy jest jej charakterystyka liczbowa, podająca najistotniejsze dane liczbowe, określające przydatność pompy dla danego silnika i systemu regulacji.

Kadłuby większości pomp wtryskowych zbudowane są w ten sposób, że mogą mieścić w sobie cylindry o różnych średnicach i dzięki temu nadają się dla silników różnej wielkości i mocy (np. pompy firm KKAZ, Bosch, Scintilla, PAL i in.). Średnice cylindrów pomp samochodowych i ciągnikowych są znormalizowane i zawierają się w granicach 6 do 12 mm lub 1/4 do 1/2 cala. Skok tłoczka w pompach o wymiarach metrycznych wynosi zwykle 10 mm, o wymiarach zaś calowych 5/16 do 3/8". Z wielkościami tymi wiąże się wielkość maksymalnego wtrysku, jaki jednorazowo może dać jedna sekcja danej pompy. Wtrysk maksymalny określa równocześnie największą pojemność skokową cylindra silnika, z którym dana pompa może współpracować. W przypadku, jeśli żądany wtrysk maksymalny znajduje się pomiędzy wielkościami odpowiadającymi dwóm sąsiednim średnicom tłoczków, uzyskuje się go przez ograniczenie śrubą zderzakową skoku listwy zębatej (oczywiście przy większej z dwu w.w. średnic tłoczków). W przypadku pomp współpracujących z wtryskiwaczami otwartymi bardzo istotnym czynnikiem jest szybkość tłoczka w momencie początku wtrysku. Im szybkość ta jest większa, tym rozpylanie paliwa jest lepsze, okres opóźnienia zapłonu krótszy, a spalanie przy

małych obrotach pełniejsze. W.w. szybkość tłoczka wynosi zwykle przy pompkach współpracujących z wtryskiwaczami zamkniętymi ok. 4,5 cm/obr/sek² oraz ok. 8 do 10 cm/obr/sek² dla pomp współpracujących z wtryskiwaczami otwartymi.

Kąty pochylenia krawędzi sterujących tłoczka charakteryzują zmienność momentów początku i końca wtrysku w zależności od wydatku pompy, a ponadto określają wahania wydatku w granicach czułości regulatora.

Celem ustalenia współpracy pompy z regulatorem i określenia jego regulacji znana być musi zależność zmiany wydatku pompy w funkcji wielkości przesunięcia listwy zębatej. Zależność ta może być liniowa (teoretyczna), jak w przypadku większości pomp silników samochodowych, może mieć również przebieg bardziej skomplikowany, jeżeli pompa zapewnia zmienność początku i końca wtrysku, jak np. pompa silnika JAZ-204. Zmiana wielkości wydatku może być wtedy funkcją nieliniową przesunięcia listwy, a nawet w niektórych zakresach skoku listwy wydatek może pozostać niezmienny, a zmianie ulega jedynie moment początku



Rys. 2. Zależność wydatku pompy i opóźnienia wtrysku do przesunięcia listwy zębatej

i końca wtrysku. Rys. 2 przedstawia wykres teoretycznego wydatku i opóźnienia wtrysku pompy, której tłoczek posiada krawędzie sterujące ukształtowane jak na rys. 1-c. Na rysunku tym przez U_t oznaczono teoretyczny wydatek pompy w czasie jednego suwu pracy, a przez β opóźnienie wtrysku w stopniach obrotu wału korbowego w stosunku do momentu rozpoczęcia przy maksymalnym wydatku.

Stosunek kąta obrotu krzywki napędzającej tłoczek, przy którym otwarte są okna cylindra dla napełnienia go paliwem, do kąta, przy którym okna te są zamknięte (okres tłoczenia i część skoku powrotnego), określa czas napełniania cylindra i przydatność pompy do pracy na wysokich obrotach.

Zadaniem zaworu ciśnieniowego jest w zasadzie uniemożliwienie zasiania paliwa z przewodu wysokiego ciśnienia przy powrotnym ruchu tłoczka. W przypadku jednak współpracy pompy z wtryskiwaczem otwartym, ciśnienie otwarcia tego zaworu wpływa na jakość odcięcia dopływu paliwa do wtryskiwacza. Im ciśnienie to jest wyższe, tym wtrysk rozpoczyna się i kończy bardziej „nagle”, zmniejszając tym samym podciekanie wtryskiwacza. Przy współpracy z wtryskiwaczem zamkniętym ciśnienie otwarcia w.w. zaworu może mieć wpływ na częstotliwość i amplitudę drgań ciśnienia w przewodzie idącym od pompy do wtryskiwacza i tym samym może wpływać na przebieg wtrysku.

Uwzględniając przytoczone powyżej uwagi, charakterystyka liczbowa pompy winna zawierać następujące dane liczbowe i zależności funkcjonalne:

1. ilość sekcji pompy,
2. średnicę cylindra i skok tłoczka,
3. maksymalne dopuszczalne obroty,
4. maksymalny wtrysk w mm³/obr.
5. szybkość tłoczka w momencie początku tłoczenia,
6. kąt krawędzi sterującej początek wtrysku,
7. kąt krawędzi sterującej koniec wtrysku,
8. zależność wielkości i momentu wtrysku od przesunięcia listwy zębatej,
9. stosunek kąta obrotu krzywki, przy którym następuje napełnianie cylindra pompy do kąta obrotu, przy którym okna cylindra są zamknięte.
10. ciśnienie otwarcia zaworu ciśnieniowego.

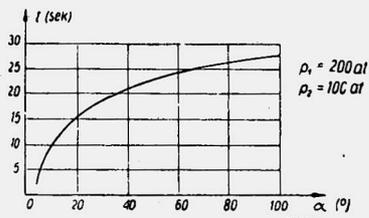
3. Charakterystyka stanu technicznego i regulacji

Pompa wtryskowa, jako urządzenie odznaczające się bardzo wysoką precyzją wykonania, jest bardzo wrażliwa na najmniej-

sze nawet niedokładności lub zmiany kształtu geometrycznego części precyzyjnych wskutek zużycia. Dlatego też dla określenia wszystkich jej cech należy sporządzić jej charakterystykę stanu technicznego, którą można połączyć z charakterystyką regulacji. Charakterystyka ta obejmuje następujące dane i zależności:

1. grupę szczelności pary cylinder-tłoczek,
2. wykres szczelności pary cylinder-tłoczek,
3. grupę szczelności zaworów ciśnieniowych,
4. wykres nierównomierności wydatku,
5. dane kontrolne pomiaru momentu wtrysku.

Warunki techniczne kontroli fabrycznej (wzgl. warsztatów regeneracyjnych) przewidują dla każdego typu pompy ściśle ograniczony czas opadania ciśnienia, w pewnym umownym jego zakresie, wewnątrz cylindra zamkniętego tłoczkiem w pewnym określonym jego położeniu (patrz artykuł autora w nr. 4/53 na temat regeneracji pomp). Zależnie od wielkości tego czasu badana para zaliczana jest do jednej z kilku przewidzianych warunkami technicznymi grup szczelności. W zasadzie, pary jedynie pierwszej grupy stanowią produkt właściwej jakości i zapewniają, przy założeniu, że ich obróbka termiczna była prawidłowo przeprowadzona, właściwą żywotność pompy. W praktyce spotyka się jednak pary dalszych grup szczelności, zarówno wśród pomp nowych jak i regenerowanych. W przypadku surowych warunków technicznych dla pierwszej grupy szczelności, żywotność pomp grup dalszych jest nieznacznie tylko mniejsza, odznaczają się one jednak zawsze mniejszą równomiernością wydatku i są trudne do regulacji. Stosowanie tego rodzaju pomp winno być ograniczone do silników jednocylindrowych lub do silników, w przypadku których pewne odchylenia od ich mocy maksymalnej, zużycia paliwa, jak również dymienie przy obciążeniu do dopuszczalnego.



Rys. 3. Zależność czasu opadania w przedziale $p_1 - p_2$ do położenia tłoczka w cylindrze

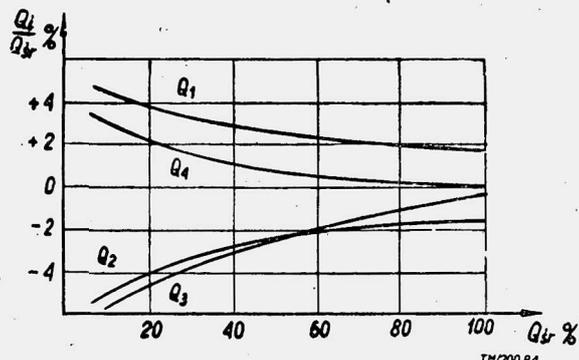
Dokładniejszą ilustrację niż grupa szczelności daje wykres (rys. 3), przedstawiający zależność $t = f(\alpha)$, gdzie: t — czas opadania ciśnienia w określonym przedziale, α — kąt obrotu tłoczka w cylindrze liczony od pozycji minimalnego do maksymalnego wtrysku.

Podobnie jak dla cylindrów i tłoczków określana jest również szczelność par zawór-gniazdo. Większość warunków technicznych rozróżnia tu jedynie dwie grupy: nadające się do użytku i nie nadające. Niektóre wytwórnie wprowadzają jeszcze grupę pośrednią, określoną warunkiem dopuszczalnego w czasie eksploatacji spadku szczelności pary.

Pompy silników wielocylindrowych winny być tak wyregulowane, aby moment początku wtrysku poszczególnych sekcji następował w równych odstępach czasu oraz aby wydatek ich był jednakowy. Ze względu na nieuniknione w produkcji pewne nieznaczne różnice kąta pochylenia krawędzi sterujących poszczególnych tłoczków, różnice szczelności par oraz niedokładności regulacji, wydatek poszczególnych sekcji będzie niejednakowy i ulegać będzie zmianom w zależności od wielkości wydatku. Wykres równomierności wtrysku w funkcji jego wielkości oraz obrotów wałka krzywkowego stanowi najlepszy miernik eksploatacyjnej przydatności pompy.

Należy mieć tu na uwadze, że możliwe jest przeprowadzenie regulacji pompy w ten sposób, aby dla dowolnie założonej wielkości wtrysku uzyskać niemal identyczną jego wielkość we wszystkich sekcjach, jednak przeważy z przyczyn omówionych uprzednio niemożliwością jest utrzymanie tej równości wydatku w całym zakresie pracy pompy (bez zmiany regulacji). Dlatego

też warunki techniczne regulacji wymagają niewielkich bardzo odchyień wielkości wydatku wtedy, gdy decyduje on o mocy maksymalnej i bezdymnym spalaniu i dopuszczają dość duże stosunkowo odchylenia przy wielkości wydatku odpowiadającej biegowi silnika luzem. Większość warunków technicznych wymaga, aby odchylenie wydatku przy wtrysku maksymalnym nie przewyższało 2% wydatku średniego, przy wtrysku minimalnym zaś odchylenie to może wynosić 5 do 8, a nawet niekiedy 10%.



Rys. 4. Wykres nierównomierności wtrysku pompy

Typowy wykres równomierności wtrysku przedstawia rys. 4. Na wykresie tym oznaczono przez:

Q_{sr} — średni wydatek wszystkich sekcji w mm^3/obr .

Q_i — wydatek i -tej sekcji pompy w mm^3/obr .

Bardzo istotne jest, aby kontrola wydatku odbywała się przy współpracy z wtryskiwaczami tego samego typu, jaki przewidziany jest na silniku i aby ich stan techniczny i regulacja były prawidłowe. Zmiana ciśnienia wtrysku we wtryskiwaczach powoduje zwiększenie lub zmniejszenie wpływu strat wydatku przez nie szczelności i może spowodować znaczne różnice w równomierności wydatku. Dlatego też w.w. wykres powinien mieć w opisie podany typ wtryskiwacza, ciśnienie wtrysku i obroty wałka krzywkowego, przy którym był sporządzany.

W popychaczach napędzających tłoczki pomp mieszczą się śruby regulacyjne pozwalające na takie ustawienie tłoczków w stosunku do okien w cylindrach i krzywek wału, aby momenty początku wtrysku były od siebie odległe o jednakowy kąt obrotu wału krzywkowego. W przypadku pompy o stałym momencie początku wtrysku możliwe jest przeprowadzenie regulacji z bardzo dużą dokładnością (choć wymaga to dość skomplikowanych urządzeń) i wyżej wymieniona odległość nie różni się od wielkości średniej o więcej niż o 0,5°.

Dla pomp o zmiennym momencie początku wtrysku odchylenia występują większe i zmieniają się zależnie od jego wielkości. Na ogół dopuszcza się tolerancję dla maksymalnego wtrysku 0,5° i dla wtrysków mniejszych 1° (niekiedy 1,5°). Należy przy tym pamiętać, iż odchylenia te mają już istotny wpływ na pracę silnika, gdyż w przypadku np. silnika czterosuwowego 1° obrotu wału krzywkowego odpowiada 2° obrotu wału korbowego, a więc momenty początku wtrysku mogą się różnić od 2° w poszczególnych cylindrach przy pełnym obciążeniu silnika i do 4° przy biegu luzem.

4. Charakterystyka pracy pompy

Charakterystyką pracy pompy wtryskowej nazywany zależność jej wydatku od obrotów wałka krzywkowego przy niezmiennym położeniu organów sterujących (listwy zębatej).

Krzywa zmienności wydatku w funkcji obrotów oraz krzywa zmienności sprawności wolumetrycznej silnika, również w funkcji obrotów, określają charakter zmienności współczynnika składu mieszanki (nadmiaru powietrza) w zależności od obrotów silnika, a więc decydują o przebiegu krzywych średniego ciśnienia indukowanego i momentu obrotowego silnika.

Przez zmianę charakterystyki pracy pompy wtryskowej osiąga się zmianę krzywej momentu obrotowego i właściwości trakcyjnych silnika.

Rzeczywisty wydatek jednostkowy pompy ($\text{mm}^3/\text{obr.}$) jest liniową funkcją jej współczynnika sprawności.

$$Q = \eta_p V_f$$

gdzie: Q — rzeczywisty wydatek pompy w $\text{mm}^3/\text{obr.}$

η_p — współczynnik sprawności pompy,

V_f — teoretyczny wydatek pompy (stały przy niezmiennym położeniu listwy zębatej).

Współczynnik sprawności pompy zależy od licznych czynników:

1. wielkości wydatku,
2. szybkości przepływu paliwa do przestrzeni ponad tłoczkiem,
3. wielkości ciśnienia w przewodach zasilających pompę,
4. " " " " idących do wtryskiwacza,
5. sprężystości materiału przewodów i ściśliwości paliwa,
6. objętości paliwa pomiędzy tłoczkiem pompy a iglicą (wzgl. otworkami wtryskowymi) wtryskiwacza,
7. dławienia wpływu paliwa w oknach cylindra przed początkiem i po zakończeniu tłoczenia,
8. szczelności par cylinder-tłoczek i iglica-prowadnica we wtryskiwaczu,
9. konstrukcji i bezwładności zaworu ciśnieniowego.

Ze wszystkich tych czynników największy wpływ na sprawność pompy ma dławienie paliwa w oknach cylindra i szczelność precyzyjnych elementów oraz konstrukcja zaworu ciśnieniowego.

Tłoczący suw tłoczka można podzielić na trzy okresy:

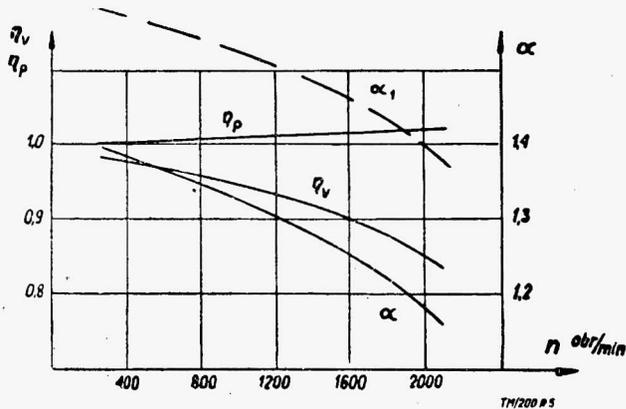
1. przed początkiem tłoczenia — paliwo wydostaje się przez okno w cylindrze do kanału zasilającego,
2. tłoczenia — paliwo wydostaje się z cylindra poprzez zawór ciśnieniowy do przewodu wysokiego ciśnienia, a częściowo wskutek nieszczelności tłoczka w cylindrze i iglicy we wtryskiwaczu (zamkniętym) przedostaje się bądź do kanału zasilającego, bądź do przewodu zwrotnego wtryskiwacza,
3. po zakończeniu tłoczenia paliwo wydostaje się z cylindra poprzez okno do kanału zasilającego lub zwrotnego.

Ponieważ średnice okien w cylindrach są niewielkie i zawierają się w granicach 1,2 do 3,0 mm, a szybkości tłoczków dość znaczne i wynoszą 2 do 3 m/sek, wypływające przez okna paliwo będzie silnie dławione, zwłaszcza w okresie niepełnego ich otwarcia lub zamknięcia. Jasne jest, że zjawisko to będzie tym silniej występować, im większa będzie szybkość tłoczka, a więc im szybsze obroty silnika. W związku z tym ciśnienie otwarcia zaworu ciśnieniowego powstawać będzie w cylindrze przed całkowitym zamknięciem jego okien przez krawędź sterującą tłoczka, a utrzymywać się przez pewien okres czasu po teoretycznym zakończeniu wtrysku. Ponieważ intensywność dławienia jest ściśle związana z obrotami silnika, więc i przedłużenie okresu i wielkości wtrysku będzie zależne również od ilości obrotów silnika. Zmienność wydatku z obrotami potęguje się ponadto zmniejszającym się w miarę wzrostu obrotów wpływem nieszczelności elementów precyzyjnych.

Reasumując powyższe można stwierdzić, że rzeczywisty wydatek pompy będzie zwiększał się wraz ze wzrostem obrotów silnika*). Ponieważ ze wzrostem obrotów silnika następuje równocześnie spadek jego sprawności objętościowej i zmniejszenie ilości zasysanego powietrza, zmienia się skutkiem tego w dość znacznych granicach współczynnik składu mieszanki, powodując niekorzystny przebieg krzywej momentu obrotowego. Konstruktor silnika ma do wyboru dwie ewentualności: albo przewidzieć taką regulację pompy, aby utrzymać minimalny dopuszczalny nadmiar powietrza na obrotach wysokich, przesylny co osiągnie zbyt duży jego nadmiar na obrotach niższych i obniżenie na tych obrotach wielkości maksymalnego momentu obrotowego, lub też uzyskać optymalny skład mieszanki na obrotach średnich, uzyskując najwyższą wartość mo-

*) Przy dalszym zwiększaniu obrotów następuje zmniejszanie się wydatku wskutek pogorszenia napełnienia cylindra pompy i zwiększenia wpływu zjawiska kawitacji. Zmniejszanie to następuje zazwyczaj przy obrotach znacznie przewyższających maksymalne obroty osiągnięte przez silniki wtryskowe.

mentu obrotowego, lecz jednocześnie wskutek spadku współczynnika składu mieszanki, na obrotach wysokich będzie występować dymienie silnika powodując znaczne zwiększenie zużycia paliwa i niekorzystnie wpływając na jego żywotność.



Rys. 5. Zależność sprawności wolumetrycznej silnika, sprawności pompy i współczynnika składu mieszanki od obrotów silnika

Rys. 5 przedstawia charakter zmienności sprawności wolumetrycznej silnika, sprawności pompy i współczynnika składu mieszanki od obrotów silnika. Linia ciągłą naniesiono krzywą współczynnika składu mieszanki przy regulacji pompy na maksimum momentu obrotowego, linią przerywaną zaś, na prawidłową pracę przy pełnej mocy.

5. Korektory pomp wtryskowych

Korektorem nazywamy urządzenie powodujące zmianę charakterystyki pracy pompy wtryskowej w ten sposób, aby przy pełnym obciążeniu w całym zakresie obrotów silnika (przy niezmiennym położeniu organów sterujących) uzyskać żądany przebieg krzywej wydatku pompy względnie składu mieszanki.

We współczesnych silnikach wtryskowych stosowane są korektory trzech systemów:

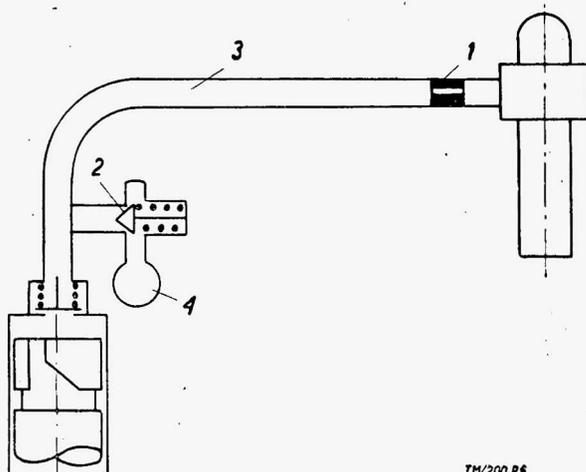
- a. korektor upustowy (syst. Henschel),
- b. korektor odciążający (syst. Bosch),
- c. korektor mechaniczny.

Pierwsze dwa stosowane są przeważnie w silnikach samochodowych i ciągników szybkoobrotowych, ostatni w silnikach ciągników wolnoobrotowych.

a. Korektor upustowy

Zasada działania korektora upustowego przedstawiona jest na rys. 6. Zasadniczymi jego elementami są: dysza (1) powodująca dławienie paliwa przepływającego do wtryskiwacza i zawór iglicowy (2) umożliwiający upuszczanie pewnej ilości paliwa do przewodu zwrotnego (4) idącego do zbiornika paliwowego.

W miarę wzrostu obrotów silnika zwiększa się efekt dławiący dyszy (1), skutkiem czego podnosi się ciśnienie w przewodzie (3),



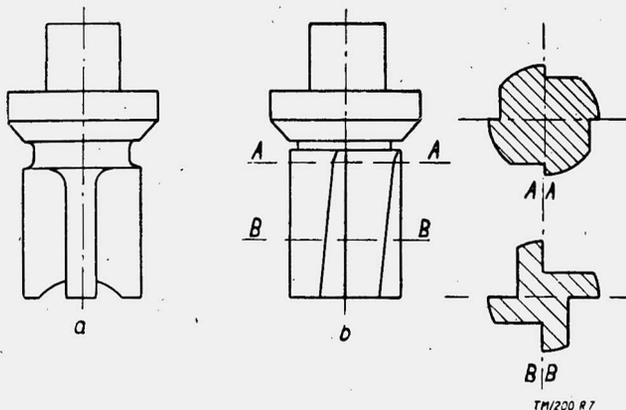
Rys. 6. Schemat pompy wtryskowej z korektorem upustowym

powodując zwiększanie ilości paliwa upuszczanego przez zawór (2) do przewodu zwrotnego oraz zwiększenie wpływu nieszczelności pary tłoczek-cylinder. Przez dobór dyszy o odpowiedniej przepustowości oraz właściwego naciągu sprężyny, można uzyskać analogiczny przebieg krzywej wydatku z krzywą sprawności wolumetrycznej silnika.

Odnosnie konstrukcyjnego rozwiązania takiego korektora należy dodać, że zawór upustowy mieści się w kadłubie pompy ponad zaworem ciśnieniowym, a dysza we wtryskiwaczu. Wadą tego rozwiązania jest istnienie stosunkowo znacznych odchyłek pomiędzy teoretycznymi i rzeczywistymi momentami początku i końca wtrysku.

b. Korektor odciążający

Najczęściej spotykany typ korektora — odciążający — odznacza się niezwykle prostą konstrukcją i zapewnia żądaną zmienność charakterystyki pompy, dzięki odpowiedniemu ukształtowaniu zaworu ciśnieniowego (patrz rys. 7b).



Rys. 7. Zawory ciśnieniowe:
a — zwykły
b — zawór korygujący

Jak widać z rysunku, wolny przekrój dla przepływu paliwa przez zawór zwiększa się wraz z wysokością podniesienia zaworu. W miarę wzrostu obrotów silnika wzrasta szybkość przepływu paliwa przez zawór i jego ciśnienie dynamiczne i następuje zwiększenie podniesienia zaworu w stosunku do obrotów niższych. Zawór opadając po zakończeniu tłoczenia przez pompę powoduje odciążenie przewodu wysokiego ciśnienia, wyrażające się spadkiem w nim ciśnienia tym większym, im wyżej był podniesiony zawór. W czasie następnego suwu tłoczenia część jego „zużywa się” na sprężanie paliwa i odkształcenie przewodu, skutkiem czego ulega zmniejszeniu ilość paliwa wtryskiwana do cylindra silnika. Wadą tego rodzaju rozwiązania jest dość znaczna zmienność momentu początku wtrysku w zależności od ilości obrotów (im szybsze obroty, tym późniejszy wtrysk), powodująca w niektórych wypadkach konieczność stosowania specjalnego regulatora momentu wtrysku neutralizującego niekorzystne działanie korektora. Dla porównania na rys. 7a przedstawiono zawór ciśnieniowy bez nacięć korygujących, odznaczający się tym, że wielkość jego podniesienia praktycznie biorąc nie jest zależna od obrotów silnika.

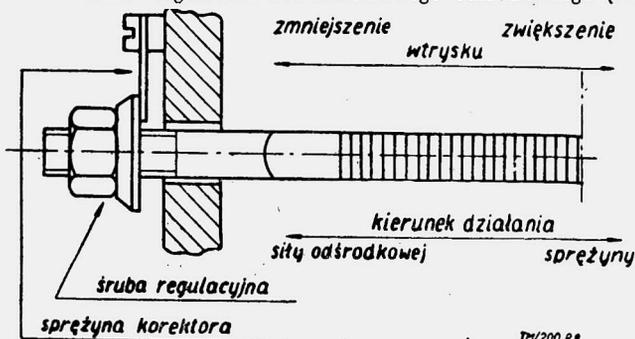
c. Korektory mechaniczne

Korektory mechaniczne nie odpowiadają ściśle podanej uprzednio definicji, gdyż konstrukcyjnie należą nie do pompy, lecz do regulatora obrotów i w czasie pracy oddziałują na organa sterujące pompą. Korektory te odznaczają się również bardzo prostą budową, a ponadto niezawodnym działaniem, możliwością regulacji w czasie pracy silnika i brakiem ubocznych oddziaływań na charakterystykę pompy. Niestety zastosowanie ich jest ograniczone, gdyż mogą one być stosowane przy współpracy pompy z regulatorami wielozakresowymi, stosowanymi przeważnie przy silnikach stacyjnych, ciągników wolnobieżnych itp. Schemat takiego korektora przedstawia rys. 8.

Korektorem jest tu płaska sprężyna wymagająca do jej przecięcia $\frac{1}{4}$ do $\frac{1}{3}$ siły sprężyny regulatora przy maksymalnym jej

naciągnięciu. O sprężynę tę może opierać się kołnierz nakrętki naciętej na listwę zębatą pompy.

Dla zrozumienia działania tego urządzenia należy przeanalizować działanie regulatora wielozakresowego odśrodkowego (może



Rys. 8. Schemat działania korektora mechanicznego

być stosowany ten typ korektora również przy regulatorach próżniowych i kombinowanych próżniowo-odśrodkowych). Listwa zębata pompy znajduje się tu pod działaniem siły odśrodkowej ciężarków regulatora i siły jego sprężyny. W przypadku zmiany oporów jazdy następuje zmiana obrotów silnika i naruszenie równowagi pomiędzy siłą odśrodkową a siłą sprężyny regulatora, w wyniku czego następuje przesunięcie listwy zębatej w kierunku zmniejszenia wtrysku, jeżeli obroty silnika wzrosły, lub w kierunku przeciwnym jeżeli obroty silnika zmalały i siła naciągu sprężyny przewyższa siłę odśrodkową ciężarków**).

W przypadku, jeżeli regulator nie posiada sprężyny korygującej, wystarczy nieznaczny spadek obrotów silnika poniżej maksymalnych, aby sprężyna regulatora przesunęła listwę zębatą w położenie największego wydatku pompy. Skutkiem zastosowania korektora, którego sprężyna stawia dość duży opór, utrudniając przesunięcie listwy zębatej w zakresie ostatnich 2 do 3 mm w pobliżu położenia maksymalnego wydatku, przesunięcie listwy do tego położenia następuje dopiero przy znacznym zmniejszeniu obrotów silnika, gdy różnica sił sprężyny regulatora i odśrodkowej jest w stanie pokonać opór sprężyny korektora. A więc, inaczej mówiąc, charakterystyka pompy (współpracującej z regulatorem) może być dobrana w ten sposób, aby zapewnić optymalny przebieg krzywej momentu obrotowego silnika.

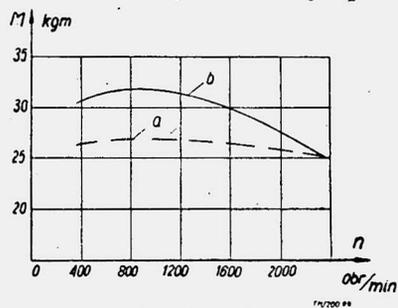
Na zakończenie należy dodać, że zastosowanie prawidłowo dobrane korektora dowolnego systemu powoduje wzrost maksymalnego momentu obrotowego o 20 do 25%, przez co usuwa się niekorzystny płaski przebieg krzywej momentu silników wtryskowych, powodujący konieczność stosowania większej ilości przełożeń w skrzynkach biegów i częstszej zmiany biegów w czasie jazdy, w porównaniu z napędem silnikiem gaźnikowym.

Rys. 9 przedstawia przebieg krzywej momentu obrotowego tego samego silnika, w przypadku zasilania go pompą wtryskową z korektorem (linia ciągła) i bez korektora (linia przerywana).

LITERATURA

1. Maszynostroje t. X.
2. Briling, Wichert, Guterman „Bistrochnodnye Dizeli”
3. Sielwanow „Dizelnaja topliwijnaja apparatura”.

** W opisie tym uproszczono oddziaływanie sił odśrodkowej i sprężyny. W rzeczywistości ciężarki połączone są ze sprężyną regulatora układem dźwigni i cięgieł i dla zachowania równowagi nie jest konieczna równość tych sił, lecz utrzymanie pewnego ich stosunku wynikającego z przełożeń mechanicznego.



Rys. 9. Charakterystyka zewnętrzna silnika pracującego:
a — bez korektora
b — z korektorem

Mgr inż. ALEKSANDER RUMMEL

DOŁADOWANIE SILNIKÓW SPALINOWYCH

Część II

Sprężarki dwuwirnikowe typu Rootsa do niedawna szeroko rozpowszechnione we wszystkich rodzajach silników, obecnie stosuje się prawie wyłącznie do silników samochodowych.

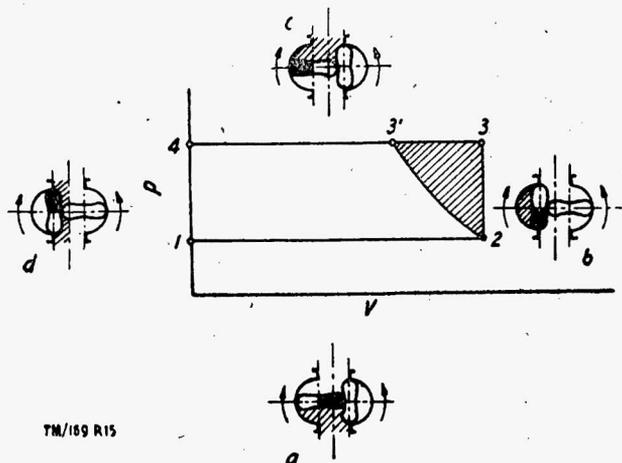
Powodem zmniejszenia zakresu ich zastosowania na korzyść sprężarek promieniowych jest niższa sprawność przy wyższych kosztach wytwarzania (szczególnie sprężarek dużych) oraz trudności w uzyskaniu cichobieżności.

Niższa sprawność spowodowana jest tym, że czynnik o ciśnieniu zasysania znajdujący się pomiędzy łopatkami wirnika a obudową nie zostaje sprężany w samej dmuchawie lecz poza nią już w przestrzeni tłoczenia.

Na wykresie sprężarki Rootsa (rys. 15) praca doprowadzona do sprężarki równoważna jest powierzchni 1—2—3—4—1, gdzie odcinek 1—2 przedstawia objętość zassaną, odcinek 2—3 wyrównanie ciśnień przestrzeni tłoczenia z podawanym czynnikiem, a odcinek 3—4 właściwe tłoczenie.

Powierzchnia 2—3—3'—2 stanowi pracę nadwyżkową sprężarki Rootsa, powodując jej niższą sprawność w stosunku do sprężarek sprężających czynnik adiabatycznie lub politropowo, jak to ma miejsce np. w sprężarkach promieniowych.

Wyrównanie się ciśnienia połączone jest z wytwarzaniem szumu uintensywnionymi przedmuchami sprężonego czynnika pomiędzy samymi wirnikami oraz wirnikami a obudową.



Rys. 15. Wykres sprężarki Rootsa

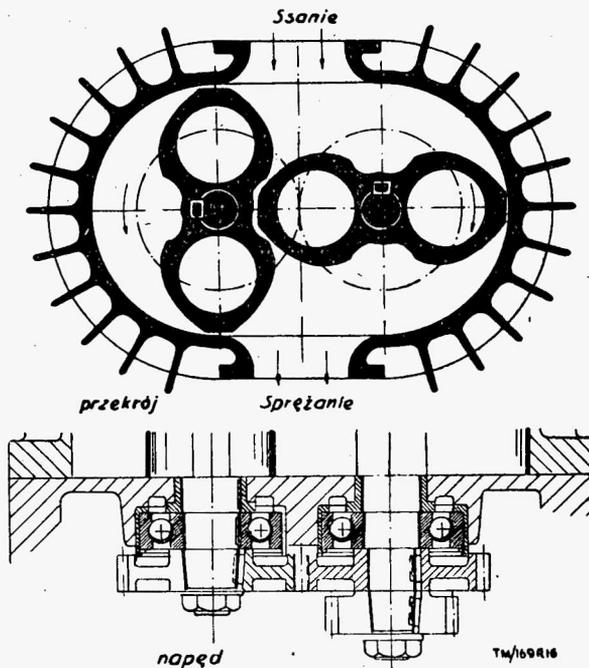
Szum może być zredukowany wysokim stopniem dokładności wykonania wirników, obudowy i kół zębatych przez zmniejszenie do minimum szczelin oraz luzów międzyzębnych oraz przez śrubowe ukształtowanie ramion wirników.

Rys. 16 — Dmuchała Rootsa.

Jak już poprzednio zaznaczono dmuchawy typu Rootsa mimo niższych sprawności stosowane są dość powszechnie w silnikach samochodowych. Stromy wzrost ciśnienia ładowania oraz możliwość uzyskania względnie wysokich ciśnień w szerokim zakresie obrotów, co jest rzeczą szczególnie ważną w silnikach samochodowych pracujących przy ciągłej zmiennych warunkach, powoduje stosunkowo równomierny przebieg momentu obrotowego.

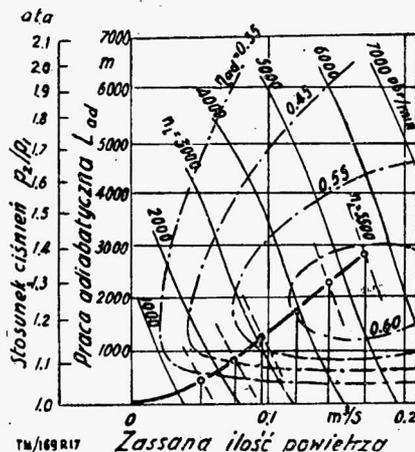
Poza tym nieduże wymiary, względnie niskie obroty wymagające małych przełożeń rzędu 2 : 1, łatwość montażu oraz stosowane zwykle w silnikach samochodowych względnie niskie ciśnienie ładowania predestynują sprężarki Rootsa do tego rodzaju silników.

Przedstawione charakterystyki zewnętrzne (rys. 17) oraz zależności cięŜarów właściwych i ciśnień wtłaczanego czynnika od obrotów (rys. 4) wskazują poza wyŜej powiedzianym na silny



Rys. 16. Dmuchała Rootsa

spadek sprawności adiabatycznej szczególnie po przekroczeniu 0,8 kg/cm² nadciśnienia doładowania.



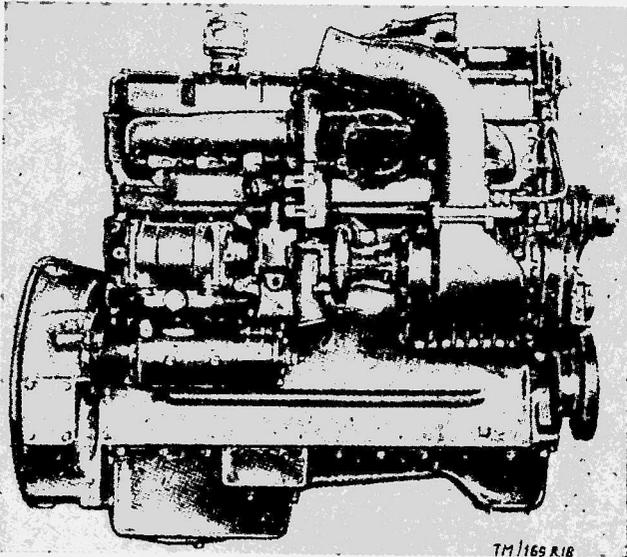
Rys. 17. Charakterystyka zewnętrzna sprężarki Rootsa

Rysunki 18 — 22 przedstawiają kilka zastosowań sprężarek Rootsa w nowoczesnych silnikach samochodowych.

Sprężarki promieniowe, posiadające ok. 25% wyższe sprawności od sprawności sprężarek typu Rootsa, odznaczające się przy tym cichobieżnością oraz łagodniejszym i następującym w wyższych zakresach spadkiem sprawności, są najbardziej rozpowszechnione i stosowane od najmniejszych do największych ciśnień ładowania.

Zakres zastosowania rozciąga się zasadniczo na wszystkie typy silników opanowując całkowicie silniki rozpoczynające się od traktacji szynowej, a kończące się na wolnoobrotowych silnikach morskich największych mocy.

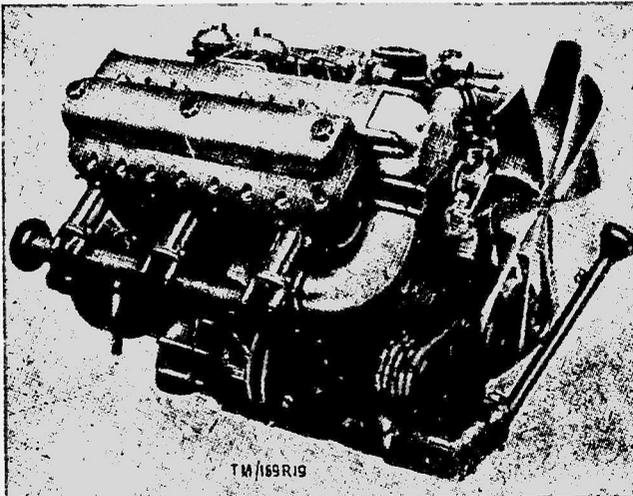
Charakterystyki zewnętrzne (rys. 23) oraz zależności cięŜarów właściwych i ciśnień ładowania od obrotów (rys. 5) wskazują na to, że wprawdzie rozpoczęcie ładowania w sprężarkach pro-



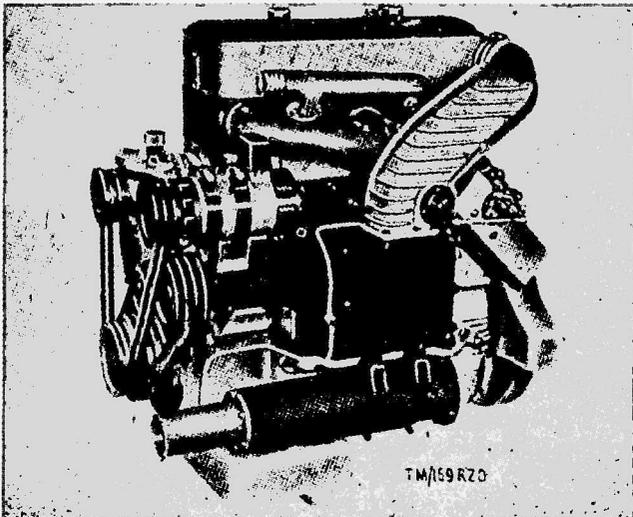
Rys. 18. Silnik samochodowy Cummins 6 cyl. $V_s = 6,56$ l, $N_e = 150$ KM przy $n = 2500$ obr/min

wania wzrasta wolniej w średnim zakresie obrotów, aby w wysokich zakresach wzrastać szybciej aniżeli w sprężarkach Rootsa.

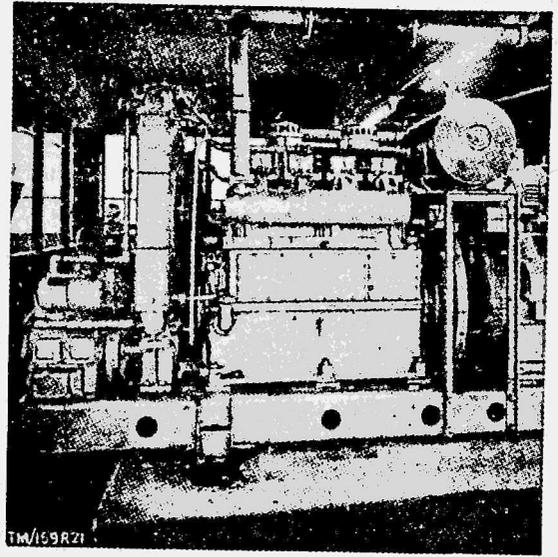
Właściwości te, tzn. silny spadek ciśnienia ładowania przy względnie niedużych spadkach obrotów, wpływając na zbyt gwał-



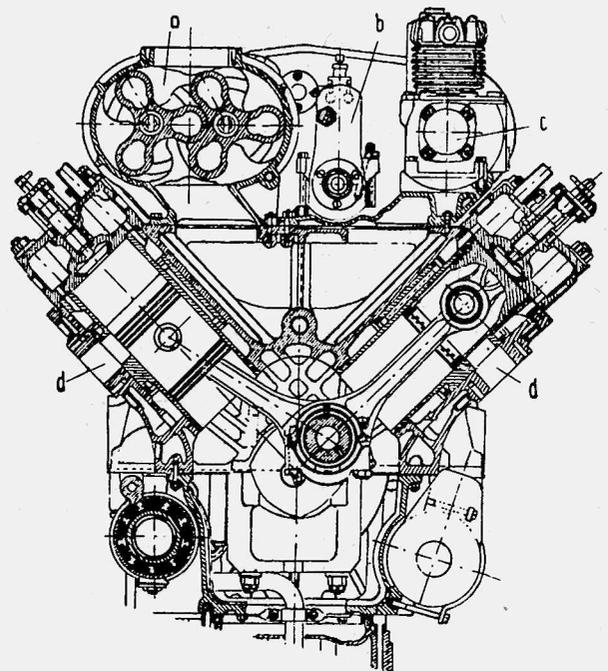
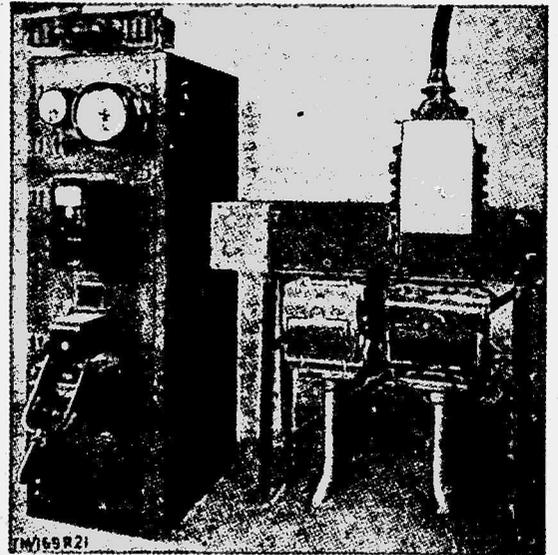
Rys. 19. Silnik samochodowy Saurer 8 cyl. $V_s = 11,63$ l, $N_e = 200$ KM przy $n = 2000$ obr/min



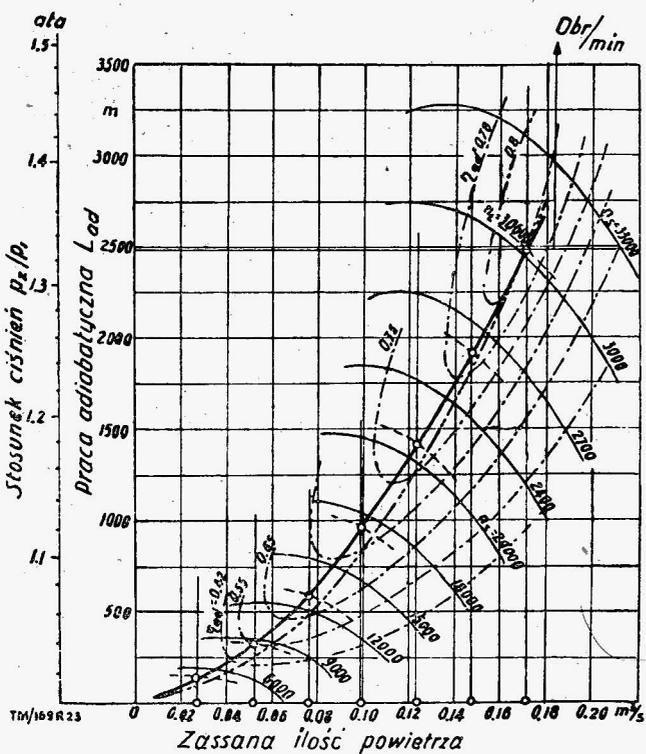
Rys. 20. Silnik samochodowy Saurer 4 cyl. $V_s = 5,82$ l, $N_e = 110$ KM przy 1900 obr/min



Rys. 21. Silnik samochodowy Rolls-Royce 6 cyl. $V_s = 12,17$ l, $N_e = 190$ KM przy 1800 obr/min, wraz ze sprężarką Rootsa

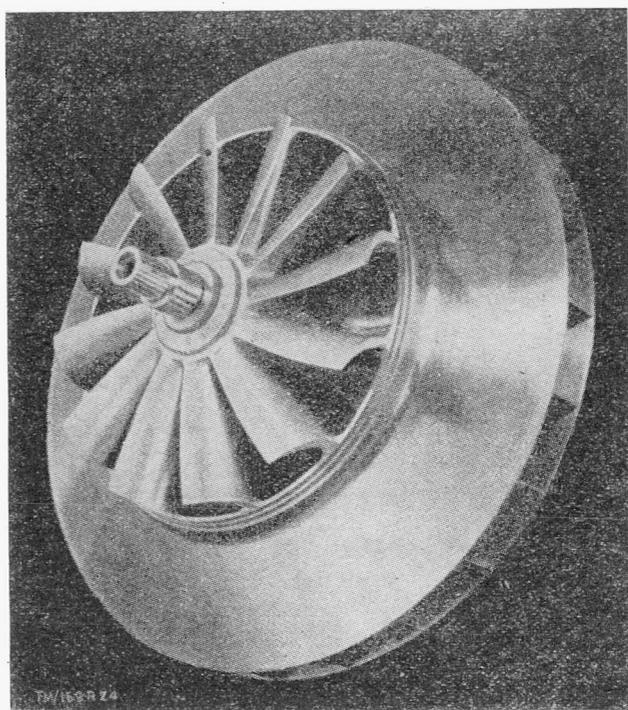


Rys. 22. Silnik samochodowy Gröf & Stift dwusuw $V_s = 9,5$ l $N = 180$ KM przy 2000 obr/min



Rys. 23. Charakterystyka zewnętrzna sprężarki promieniowej

stony spadek mocy i momentu obrotowego, znacznie ograniczają stosowanie mechanicznie napędzanych dmuchaw promieniowych głównie dla silników o stałych obrotach lub do takich, w których wymaga się pełnych momentów w dość wąskich granicach obrotów, a więc silników przemysłowych i morskich.

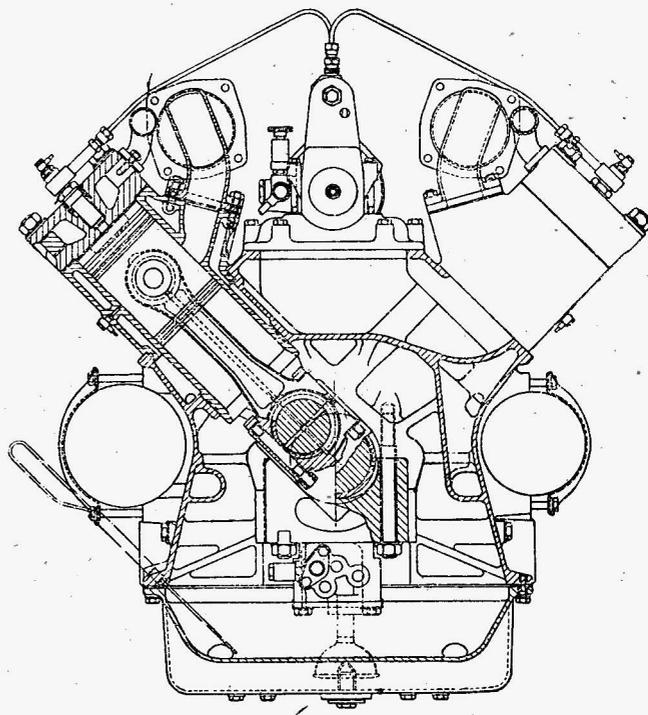
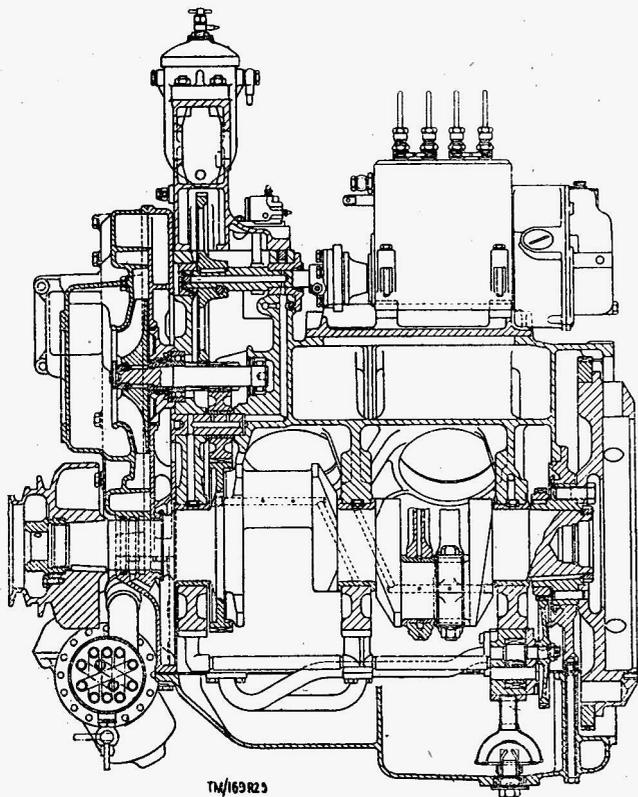


Rys. 24. Wysokosprawny wirnik dmuchawy promieniowej

dwusuwowych silnikach samochodowych.

Na rys. 24 pokazany jest wirnik dmuchawy promieniowej wysokiej sprawności.

Rys. 25 przedstawia dwusuwowy wysokoprężny silnik samochodowy Krauss — Maffei z mechanicznie napędzaną sprężarką promieniową.

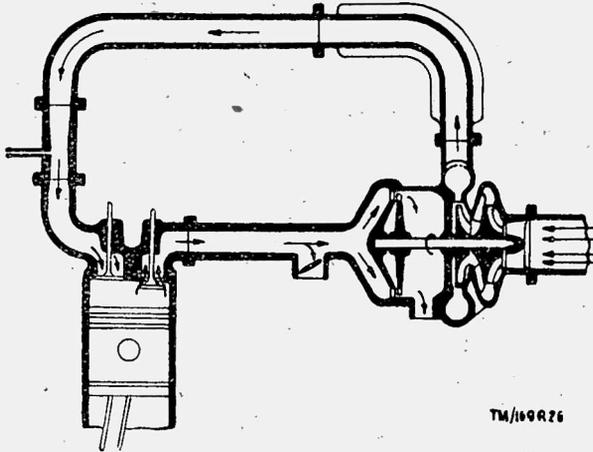


Rys. 25. Silnik samochodowy Krauss-Maffei dwusuw $V_s = 5,88 \text{ l } N_e = 145 \text{ KM}$ przy 2200 obr/min

Przy zastosowaniu specjalnie oprofilowanych wirników, dobrania odpowiednich przekładni oraz niewysokich ciśnień ładowania, dmuchawy te znajdują nawet czasami zastosowanie w

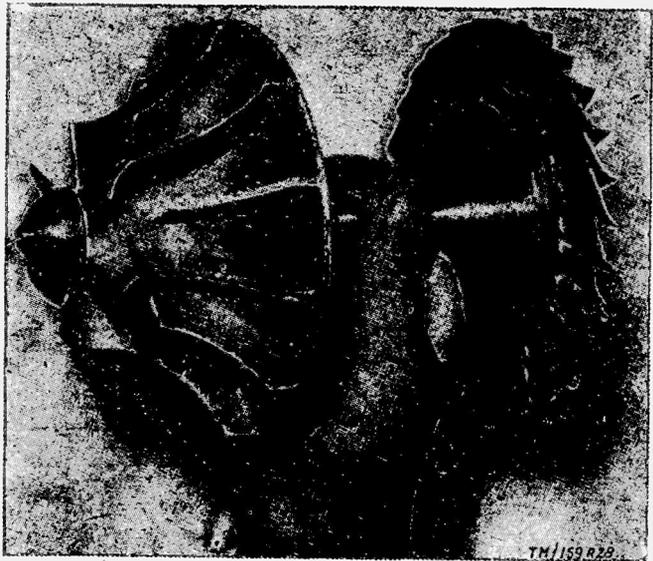
Turbiny pracujące na gazach odlotowych, napędzające dmuchawy promieniowe stworzyły najbardziej sprawne i najbardziej rozpowszechnione układy doładowujące turbosprężarkowe (rys. 26):

O ile przy napędzie mechanicznym obroty sprężarki są siłą rzeczy ściśle powiązane z obrotami silnika, to w wypadku układu turbosprężarkowego (rys. 27) zwiększenie obciążenia silnika przez powiększenie dawki wtryskniętego paliwa lecz bez zmiany obrotów silnika powoduje podniesienie temperatury spalin w przewodzie wydechowym, prowadząc do powiększenia obrotów sprężarki, a więc do wzrostu ciśnienia ładowania, momentu obrotowego i mocy silnika bez wzrostu obrotów.



Rys. 26. Schemat układu turbosprężarkowego

Moc silników z doładowaniem turbosprężarkowym jest wyższa z powodu wykorzystania energii cieplnej i kinetycznej gazów spalinowych od mocy analogicznych silników o mechanicznym napędzie sprężarek, lecz wysokość różnicy tych mocy zależna jest w dużej mierze od wysokości przeciwcisnień w przewodach wydechowych wzrastających wraz z wysokością doładowania. Jako wartość przybliżoną przyjąć można spadek mocy silnika o 1% na każde 45 mm Hg wzrostu średniego przeciwcisnienia w przewodach wydechowych.



Rys. 28. Wirnik turbosprężarki

gdzie

N_d — moc silnika doładowanego

N_o — moc silnika niedoładowanego

Σ — stosunek sprężania

γ_2 — ciężar właściwy czynnika w przewodzie tłoczącym silnika doładowanego

γ_o — ciężar właściwy czynnika w przewodzie ssącym silnika niedoładowanego

p_2 — ciśnienie czynnika w przewodzie tłoczącym silnika doładowanego

p_a — ciśnienie czynnika w przewodzie ssącym silnika niedoładowanego

p_e — średnie ciśnienie obiegu silnika niedoładowanego

T_1 — temperatura czynnika przed sprężarką

T_2 — temperatura czynnika w przewodzie tłoczącym silnika doładowanego

p_{1t} — ciśnienie spalin przed wejściem do turbiny \cong przeciwcisnieniu w przewodzie wydechowym

p_{2t} — ciśnienie spalin po wyjściu z turbiny (atmosferyczne)

Przeciwcisnienie w przewodzie wydechowym oblicza się z zależności

$$p_{1t} = \frac{p_{2t}}{\left[1 - w \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\tau} \right]^{\frac{k_t}{k_t-1}}} \quad \text{gdzie}$$

τ — współczynnik turbosprężarki

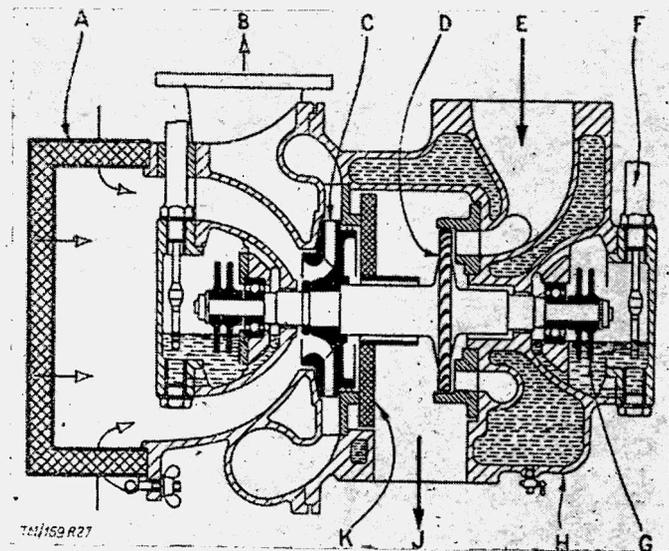
$$\tau = w \cdot \frac{\left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\left[1 - \left(\frac{p_{2t}}{p_{1t}} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}} \right]} \quad \text{natomiast wielkość } w$$

$$w = \frac{\alpha \cdot \psi}{\alpha \cdot \psi + 1} \cdot \frac{k-1}{k_t-1} \cdot \frac{R}{R_t}$$

α — współczynnik nadmiaru powietrza

ψ — ilość wagowa powietrza przypadająca na 1 kg paliwa ok.

14,7 kg powietrza na 1 kg paliwa dla silników iskrowych



Rys. 27. Zespół turbosprężarkowy

Rys. 28 przedstawia wirnik samochodowej turbosprężarki, pozwalający na zorientowanie się co do jego wielkości.

Moc silnika z doładowaniem określają w przybliżeniu wzory Szydłowskiego i Planiola**).

Doładowanie mechaniczne

$$\frac{N_d}{N_o} = 1 + \frac{\Sigma}{\Sigma - 1} \left(\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_o} \right) + \left(\frac{p_2 - p_a}{p_e} \right) \frac{T_1}{T_2} - \frac{N_s}{N_o}$$

Doładowanie turbosprężarkowe

$$\frac{N_d}{N_o} = 1 + \frac{\Sigma}{\Sigma - 1} \left(\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_o} \right) + \left(\frac{p_2 - p_o}{p_e} \right) \frac{T_1}{T_2} - \frac{p_{1t} - p_{2t}}{4,5}$$

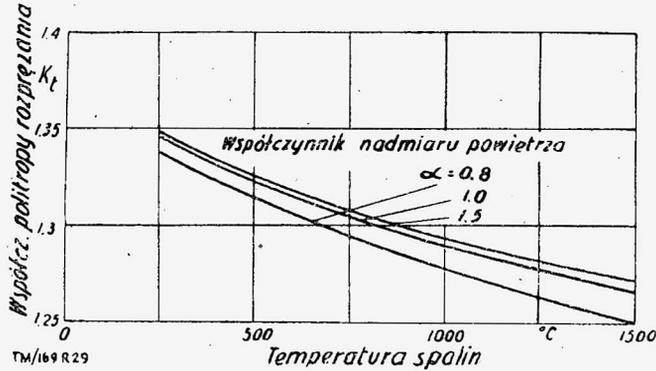
** Aircraft Engineering. 1941.

ok. 14,05 kG powietrza na 1 kG paliwa dla silników wysokoprężnych

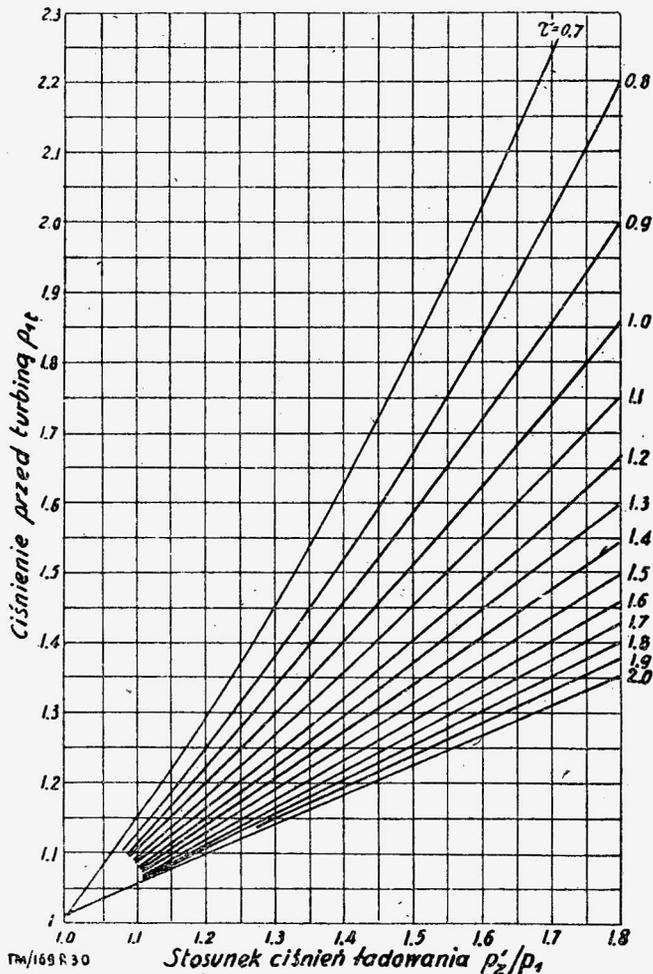
$$R_t - \text{stała gazowa} = \frac{848}{M}$$

M — średni ciężar cząsteczkowy spalin przyjmuje się 27, 68 kG/mol

k_t — wykładnik politropy rozprężania w turbinie, rys. 29.



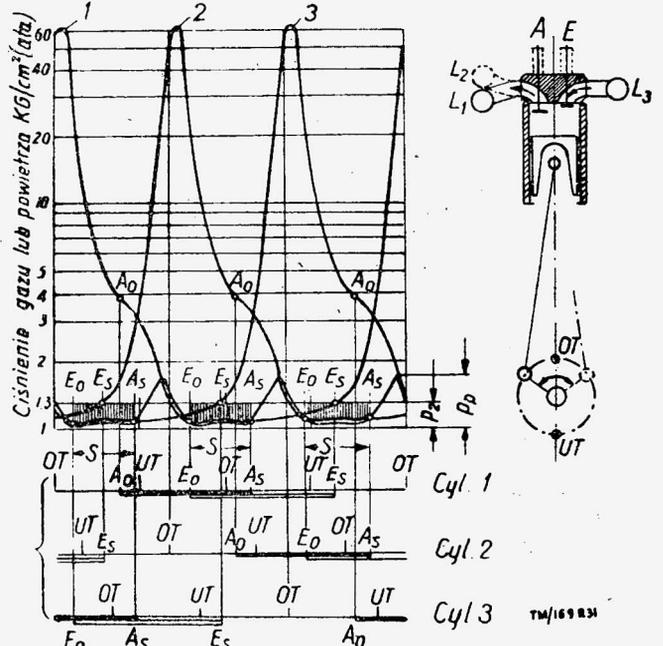
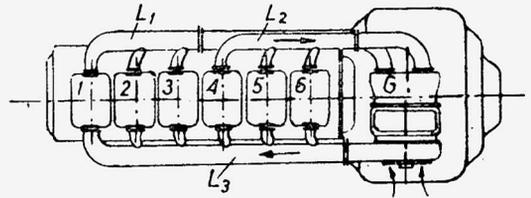
Rys. 29. Wykładnik politropy rozprężania w turbinie „ k_t ” w zależności od współczynnika nadw. pow. α oraz temperatury spalin



Rys. 30. Wykres ciśnień przed turbiną w zależności od stos. ciśnień ładowania p_2'/p_1 przy różnych współczynnikach τ

Wykres na rysunku 30 pozwala na przybliżone określenie „ p_{1t} ” z tym, że współczynnik turbosprężarki „ τ ” zmienia się w granicach od 1,0 — 1,6.

Jak już zaznaczono poprzednio, w celu obniżenia wzrastających przy doładowaniu naprężeń cieplnych, stosuje się szczególnie przy wyższych stopniach doładowania przedmuchiwanie cylindrów silnika czynnikiem ładującym.

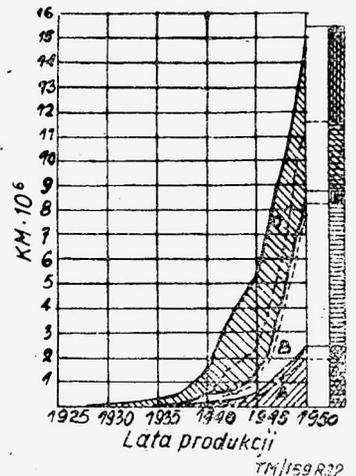


Rys. 31. Wykres ciśnień w układzie turbosprężarkowym

- 1 — Przebieg ciśnienia w cyl. 1
- 2 — Przebieg ciśnienia w cyl. 2
- 3 — Przebieg ciśnienia w cyl. 3
- OT — G. M. P. — górny martwy punkt
- UT — D. M. P. — dolny martwy punkt
- A0 — Z. W. O. — zawór wydechowy otwiera
- E — Z. S. — zawór ssący
- As — Z. W. S. — zawór wydechowy zamyka
- Es — Z. S. Z. — zawór ssący zamyka
- S — „P” — okres przepłukania
- p_a — p_z — ciśnienie ładowania
- p'_g — p_p — maksymalne ciśnienie gazów w przewodzie wydechowym
- linia pełna — okres otwarcia zaworu wydechowego
- linia cienka — okres otwarcia zaworu ssącego
- L_1 — L_1 — przewód wydechowy cylindra 1 — 3
- L_2 — L_2 — przewód wydechowy cylindra 4 — 6
- L_3 — L_3 — przewód tłoczący
- G — TS — turbosprężarka
- A — Z. W. — zawór wydechowy
- E — Z. S. — zawór ssący

W celu prawidłowego i skutecznego przedmuchiwania przewody wydechowe muszą być tak podzielone i ukształtowane, aby okresy przepłukiwania i wydechu nie zachodziły na siebie, sobie nawzajem nie przeszkadzały, doprowadzając poza tym w sposób odpowiedni spaliny do turbiny odlotowej.

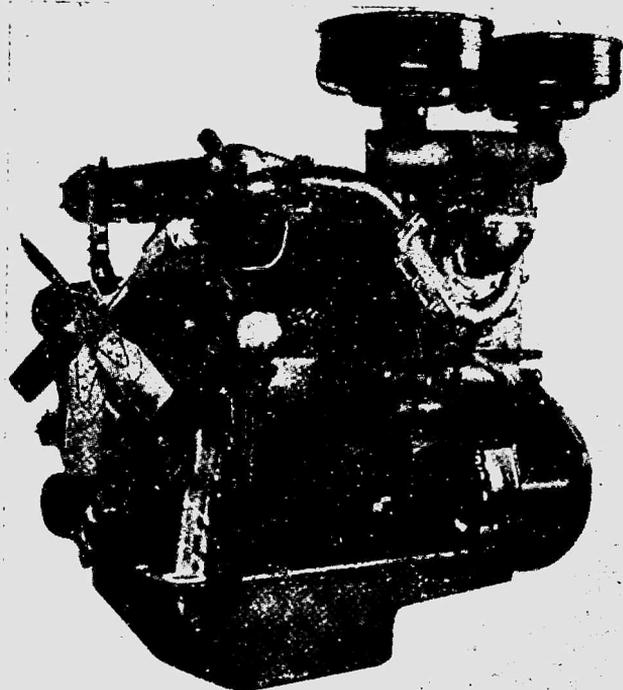
W tym celu należy podzielić poszczególne przewody w ten sposób, ażeby kąt pomiędzy punktami zapłonów poszczególnych cylindrów pracujących na ten sam przewód wydechowy nie był mniejszy od 240°, a więc aby przepłukiwanie odbywało się podczas



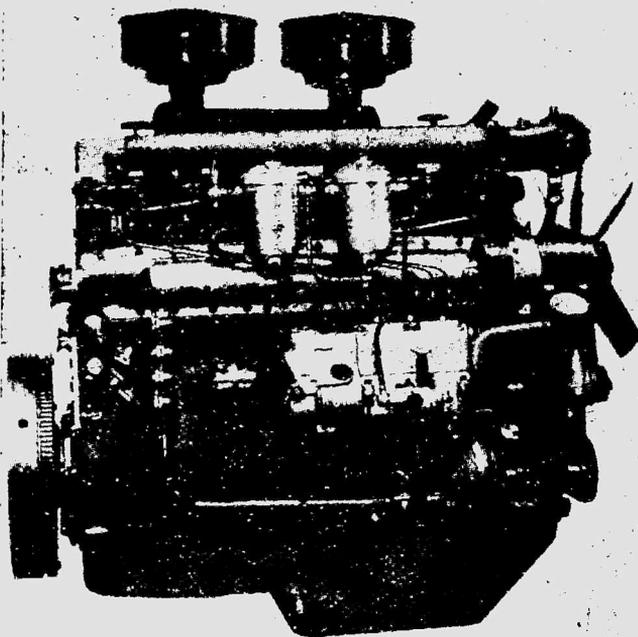
Rys. 32. Zainstalowane moce silników z doładowaniem turbosprężarkowym w latach 1925 — 1950

niskich, natomiast impulsy napędzające turbinę, podczas wysokich ciśnień panujących w przewodzie, przyczem w celu uzyskania tych warunków, szczególnie przy wysokich ciśnieniach ładowania, do jednego przewodu wydechowego mogą być włączone w wypadku silnika 4-suwowego najwyżej 4 cylindry.

Rys. 33 obrazuje przebieg ciśnień w przewodzie wydechowym oraz okresy wydechów i przepłukania w jednym z dwóch przewodów wydechowych wysokoprężnego silnika 6-cylindrowego.



TM/169 R33



TM/169 R34

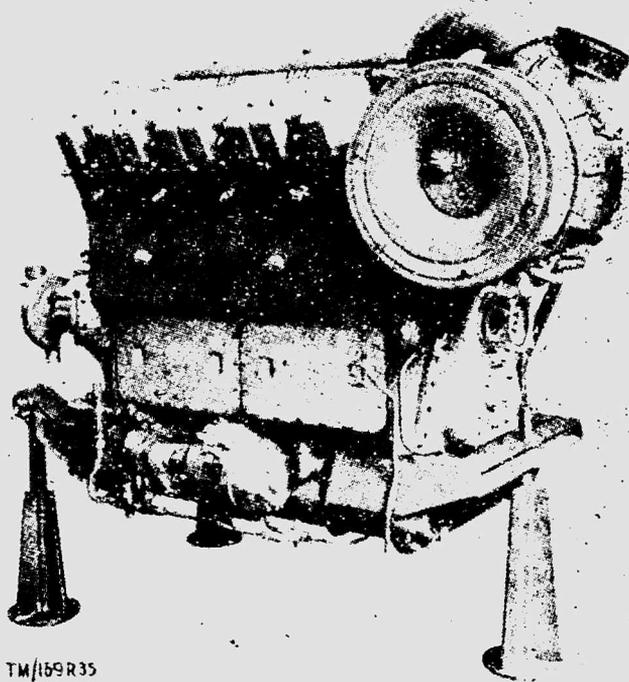
Rys. 33 i 34. Silnik samochodowy MAN z doładowaniem turbosprężarkowym i chłodnicą powietrza $V_s = 68,31$, $N_e = 180$ KM przy $n = 2000$ obr/min

Przechodząc obecnie do analizy zakresu stosowalności doładowania w celu ustalenia kierunku rozwojowego, należy rozpatrzyć to zagadnienie na tle różnych rodzajów silników spalinowych.

W silnikach iskrowych użytkowych samochodów osobowych przeciętne moce jednostkowe kształtują się w wysokości 30 — 35 KM/l przy 4000 — 4500 obr/min. z dalszą tendencją wyż-

szą uzyskiwaną zarówno wzrostem średniego ciśnienia obiegu wahającego się w rejonie 7 — 8 kG/cm², jak i wzrostem obrotów.

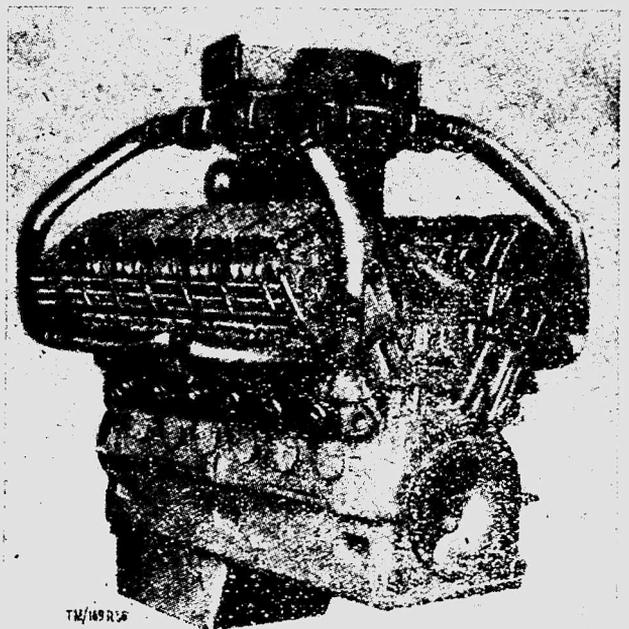
Przy tak wysokich i wzrastających wskaźnikach doładowanie nie jest uzasadnione i nie wykazuje tendencji szerszego zastosowania, abstrahując od silników wozów wyczynowych oraz sporadycznego indywidualnego stosowania.



TM/169 R35

Rys. 35. Silnik do cięższych pojazdów mechanicznych $V_s = 48$ l $N_e = 435$ KM przy $n = 1400$ obr/min

W silnikach wysokoprężnych sprawa przedstawia się odmiennie ze względu na to, że obroty tych silników są w dużej mierze ograniczone pełnym spalaniem, przy czym doładowanie powodować może z jednej strony lepsze przemieszanie i wzrost obrotów, z drugiej wzrost średniego ciśnienia obiegu bez zbyt dużego wzrostu maksymalnego ciśnienia spalania.

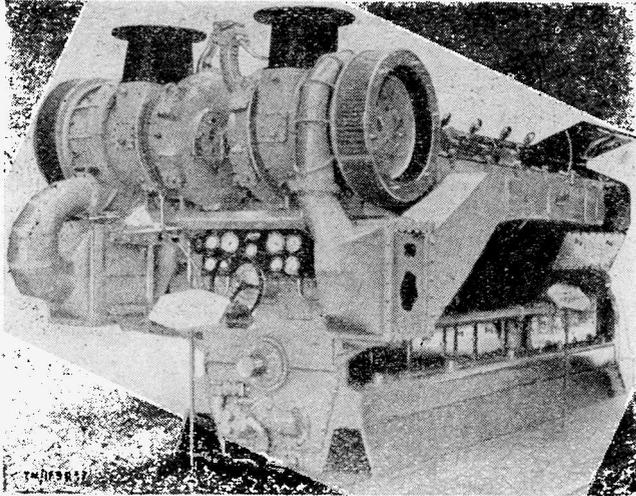


TM/169 R36

Rys. 36. Silnik lokomotyw spalinowych i szybkich jednostek morskich Maybach $V_s = 64,2$ l $N_e = 1200$ KM przy $n = 1500$ obr/min

W odniesieniu do wysokoprężnych silników samochodowych obiegu dwusuwowego stosowanie doładowania jest powszechne i wszystkie wysokoprężne dwusuwowe samochodowe doładowania takie posiadają.

Co się tyczy silników 4-suwowych, to ze względu na już wysokie wartości „ p_e ” doładowanie nie jest jeszcze zbyt szeroko rozpowszechnione, ale ma tendencje wzrostowe szczególnie w silnikach większej mocy stosowanych w samochodach ciężarowych. Przy tych wozach i zaznaczonej już na wstępie tendencji do stosowania coraz wyższych mocy bez powiększania zarysów przy równoczesnym powiększeniu przebiegów międzynaaprząwczych, doładowanie pozwala na znaczne powiększenie mocy jednostkowych bez wzrostu lub nadmiernego wzrostu obrotów, jak również



Rys. 37. Silnik szybszych jednostek morskich Mirless $N_e = 2270$ KM przy $n = 900$ obr/ min

uzyskiwania z tego samego silnika różnych mocy w zależności od stopnia doładowania. Najczęściej stosowany wzrost mocy doładowania wynosi, jak już zaznaczono, od 25 — 40%.

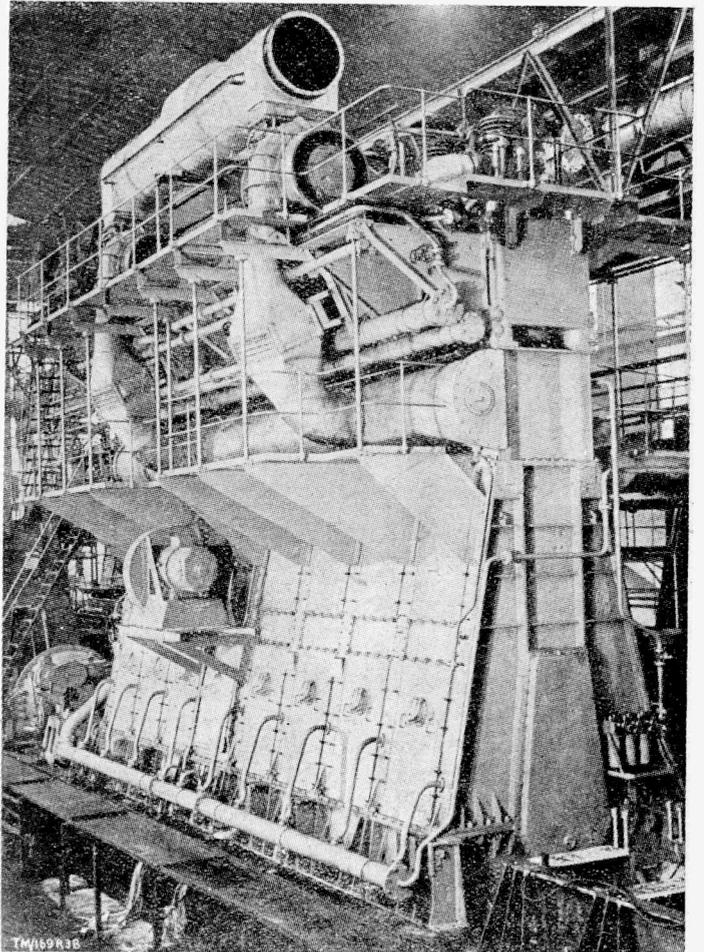
Należy spodziewać się, że doładowanie oparuje w znacznej mierze dziedzicząc wysokoprężnych silników samochodowych dużych mocy oraz małych silników wysokoprężnych przeznaczonych do samochodów osobowych o wysokich właściwościach trakcyjnych, przy czym w pierwszym wypadku będą to głównie turbosprężarki powiększające sprawność silników, natomiast w drugim raczej sprężarki Roots'a.

Dziedzina większych 4-suwowych silników przeznaczonych do wagonów i lokomotyw motorowych oraz napędu jednostek pływających została już obecnie właściwie całkowicie opanowana przez doładowanie turbosprężarkowe o różnych stopniach doładowania. Różne wysokości doładowania dają możliwość zwężenia zakresu produkcji przy jednoczesnym poszerzeniu asortymentu oferowanych mocy, drogą uzyskiwania różnych mocy z tych samych silników.

SZCZEGÓŁY TECHNICZNE SAMOCHODU „PORSCHE“

Nazwisko zmarłego w 1951 roku prof. dr inż. Ferdynanda Porsche, twórcy wozów, które w swoim czasie miały wybitne powodzenie, jak Austro-Daimler .ADR, Mercedes SSK, wóz wyścigowy Auto-Union, a nade wszystko twórcy samochodu „Volkswagen“ — znane było na całym świecie. W 1945 r. wykonano nową konstrukcję prof. Porsche, samochód o pojemności 1,1 litra, wypuszczony pod marką Porsche.

W roku 1951 ukazała się druga wersja tego wozu z silnikiem 1,3 l. Zmiana ta nie miała zresztą na celu zwiększenia maksymalnej szybkości; chodziło raczej o powiększenie długotrwałości wozu i uzyskanie lepszych przeciętnych na dłuższych trasach, dzięki rezerwie mocy w dolnym i środkowym zakresie szybkości. Jednocześnie obniżono stopień sprężenia z 7 : 1 do 6.5 : 1, celem umożliwienia stosowania normalnego paliwa rynkowego, gdyż uprzednio silnik mógł pracować tylko na mieszankach benzynowo-



Rys. 38. Silnik okrętowy dwusuwowy wolnoobrotowy Burmeister i Wein

Również w największych wolnoobrotowych dwusuwowych silnikach morskich stosowanie doładowania jest coraz częstsze, przy czym należy się spodziewać, że w krótkim czasie i w tych rodzajach silników dominować będą silniki z doładaniem turbosprężarkowym, tym bardziej, że doładowanie ułatwia spalanie coraz częściej obecnie stosowanych w silnikach morskich olejów ciężkich.

Ilość wykonanych w latach 1925 — 1950 silników z doładaniem turbosprężarkowym systemu Büchi wyrażonych w milionach KM i przedstawionych na rys. 32 obrazuje coraz bardziej powiększający się zakres doładowania, który w ostatnich latach uległ znacznemu rozszerzeniu.

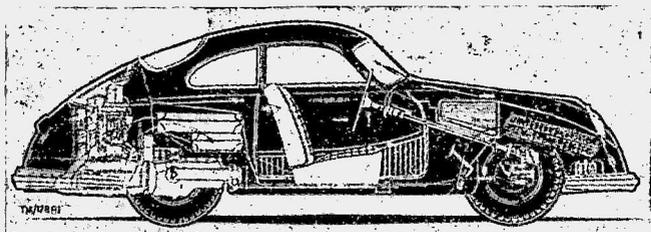
Rysunki 33 — 38 przedstawiają różne rodzaje silników z doładaniem turbosprężarkowym.

-benzolowych. Ostatnio pojawił się nowy model — Porsche 1,5 l.

Wozy Porsche mają duże powodzenie na międzynarodowych konkurencjach sportowych i ustaliły szereg rekordów światowych tak, że uchodzą za jedne z najlepszych wozów sportowych.

Budowa wozów Porsche jest w znacznym stopniu oparta na konstrukcji wozu Volkswagen (w skrócie VW), posiada jednak szereg ulepszeń, częściowo opartych na wozie wyścigowym Auto-Union, który również był dziełem prof. Porsche.

Podobnie jak VW, mają wozy Porsche silnik 4-cylindrowy przeciwbieżny (bokser) górnozaworowy, chłodzony powietrzem i umieszczony na tyle wozu, zablokowany ze skrzynią biegów, przekładnią główną z mechanizmem różnicowym, niezależne zawieszenie kół na drążkach skrętnych, korzystne aerodynamiczne kształty. Koło zapasowe i zbiornik paliwa umieszczono na przedzie wozu (rys. 1).

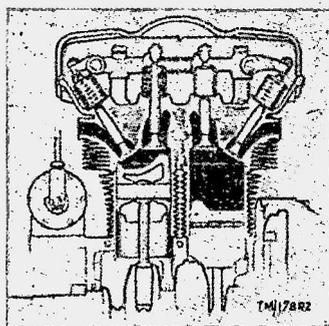


Rys. 1.

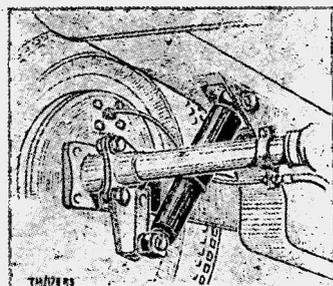
W związku ze zwiększeniem mocy z 25 na 40 względnie 44 KM, silnik Porsche wykazuje, w odróżnieniu od VW, następujące cechy: maksymalna precyzja obróbki wału korbowego i korbowodów, wyższe tłoki o specjalnym kształcie, zmieniony kształt głowic, dwa górne gaźniki i w związku z tym odmienną budowę rury ssącej i większe zawory ssące (rys. 2). Silnik 1,3 l. ma poza tym cylindry z lekkiego stopu o chromowanej gładzi. Największa ilość obrotów silników Porsche 1,1 i 1,3 l. wynosi 4 400 — silnik Volkswagen posiadał 3 300 obr/min.

Zasadnicze odstępstwo od konstrukcji VW stanowi rama (rys. 3). Chodziło tutaj o stworzenie szczególnie sztywnego, na wpół samoniosącego korpusu ramy, z możliwie najniższym położeniem środka ciężkości. Rozstaw osi został zmniejszony o 300 mm, rozstaw kół na przodzie i na tyle pozostał ten sam, co przy VW.

Sprzęgło, skrzynka biegów, przekładnia główna z mechanizmem różnicowym, oś przednia i tylny most wraz z poprzecznymi drążkami skrętnymi są takie same jak w samochodzie VW. Koła przednie zawieszone na ramionach i drążkach skrętnych. Tylny most jest łamany i sprężynuje również na poprzecznych drążkach. Na przodzie i na tyle zastosowano amortyzatory teleskopowe (rys. 4). Skuteczność hamowania została powiększona dla zwiększonych szybkości przez wbudowanie drugiego bębna (tzw. hamulce Duplex/.



Rys. 2.

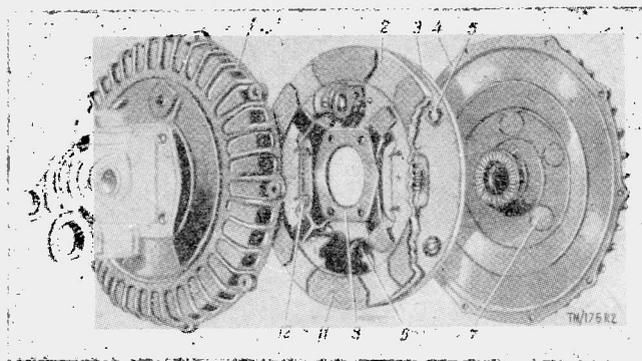


Rys. 3.

Model 1,5 l. podobny jest w ogólnej budowie do obu mniejszych modeli. Dla lepszego chłodzenia bębnowych hamulcowych wykonano otwory w tarczach kół. Bębny są zaopatrzone w żeberka chłodzące z lekkiego stopu.

Chłodzony powietrzem 4-cylindrowy przeciwbieżny silnik odpowiada silnikowi 1,3 l., różni się wałem korbowym, oddzielnym z łożyskami rolkowymi systemu Hirth. Konstrukcja ta odznacza się bardzo powolnym zużyciem łożysk i dlatego umożliwia stosowanie większych obrotów. Stopień sprężenia wynosi, podobnie jak przy silniku 1,1 l. — 7,1:1. Dzięki korzystnemu kształtowi tłoków i lepszemu przewodnictwu cieplnemu cylindrów z lekkiego stopu, silnik 1,5 l. jest niewrażliwy na gatunek paliwa i może pracować na zwykłym paliwie rynkowym.

Silnik rozwija moc 60 KM przy 4 700 obr/min (maksymalny



Rys. 4.

moment 10,2 KGm uzyskuje przy 3 300 obr/min). Największa szybkość wozu wynosi około 170 km/godz. (dla wozu I. 1. — 150 — 155 km/godz.). Samochód posiada bardzo wielkie przyspieszenie (czas rozbiegu od 0 do 80 km/godz. wynosi 9,4 sek.), które przewyższone jest tylko przez specjalne samochody sportowe. Najkorzystniejszy zakres momentu obrotowego leży pomiędzy 2 500 a 4 000 obr/min., odpowiada szybkości 87 do 140 km/godz. na bezpośrednim biegu. Wóz Porsche prowadzi się przy największej szybkości łatwo i pewnie. Pewność prowadzenia, będąca rezultatem niskiego umieszczenia środka ciężkości, doskonałej amortyzacji i dobrze dobranego układu kierowniczego, jest bodaj najbardziej charakterystyczną cechą tej konstrukcji, kryje się tu pewne niebezpieczeństwo, ponieważ wielu kierowców nie wyczuwa szybkości, którą wóz rozwija, do czego w znacznym stopniu przyczynia się dobra izolacja szmerów między silnikiem a wnętrzem wozu.

Niska budowa wozu Porsche ma co prawda i pewne strony ujemne, mianowicie niewygodne wsiadanie i wysiadanie, kłopot z oślepianiem przez mijające samochody i łatwość zabłocenia przedniej szyby przy wyprzedzaniu.

Czyniąc zadość licznym zapytaniom o synchronizowaną zmianę biegów producent opracował nową skrzynkę z synchronizacją pierścieniową o ciekawych szczegółach konstrukcyjnych.

Dane techniczne:

Silnik	1,3 l.	1,5 l.
Ilość suwów	4	4
Ilość cylindrów	4	4
Skok	64 mm	74 mm
Średnica	80	80
Stosunek: skok/średnica	0,8	0,925
Pojemność skokowa	1286 cm ³	1488 cm ³
Moc	42 KM — 4000 obr/min	60 KM — 4700 obr/min
Maks. moment	obr. 8,3 mkg — 2500 obr/min	10,2 mkg — 3250 obr/min
Maks. szybkość tłoka	8,25 m/s	11,6 m/s
Przełożenie skrzyni: bieg 1		3,6
„ 2		2,07
„ 3		1,25
„ 4		0,8
„ wsteczny		6,6
Przełożenie przekładni głównej		4,43
Ogumienie		5.00 — 16
Rozstaw osi		2100 mm
Rozstaw kół przód		1290 mm
Rozstaw kół tył		1250 mm
Prześwit		170 mm
Promień skrętu		10 m
Ciężar własny	770 kg	800 kg
Maks. szybkość (dane fabr.)	145 km/godz.	168 km/godz.
Pojemność zbiornika paliwa	52 l.	
Zużycie paliwa	8 — 9 l./100 km	9 — 11 l./100 km

(Artykuł inż. Holm Schroeter w piśmie „Kraftfahrzeugtechnik“, zes. 5. 1953 r.)

PRZEGLĄD DOKUMENTACYJNY MOTORYZACJI

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

Rocznik III

Warszawa — listopad

Nr 11

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

F. BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE

503* 621.431.73+629.1.056.36+621.43.019.86 F:N BKPMot.
A. E. Odporność przeciwstukowa paliw silników samochodowych. „Die Klopffestigkeit von Kraftstoffen in Automobilmotoren“. A.T.Z., Stuttgart, mies., t. 54, Nr 6, czerw. 52, s. 139; 30 × 21 cm, str., 2 wykr. —

Reportaż z sesji londyńskiej Stowarzyszenia Inżynierów Mechaników. Streszczone referaty na temat badań własności przeciwstukowych paliw w laboratorium firmy Ricardo na silniku ze zmiennym stosunkiem sprężania — przy stosowaniu dodatku czteżajtku ołowiu, formaldehydu, nadtlenuku azotu i innych — oraz referat o wpływie liczby oktanowej na moc na kołach pojazdu. Dalszy referat o możliwości zastosowania paliw przeciwstukowych wykazał, że konstrukcje zmierzają do obniżenia liczby oktanowej paliw, gdyż podwyższanie liczby oktanowej powyżej 82 nie opłaca się.

G. NORMY I WARUNKI TECHNICZNE

504* 629.113.(083.74) G BKPMot
Zislin S. G., Inoziemcew S. N.: Standarty na system gospodarki rysunkowej nie odpowiadają wymaganiom przemysłu samochodowego. „Standarty na sistiemu czertieżnowo choziajstwa nie otwieżajut triebowanjam awtomobilnoj promyszlenosti“. Awtom. Trakt. Promyszł., Moskwa, mies., Nr 5, maj 53, s. 3; 29 × 22 cm, 1.5 str., 1 tabl. —
 Analiza standartów GOST 5290 do 5302-50 dotyczących gospodarki rysunkowej całego przemysłu ZSRR, pod kątem dostosowania tych standartów do potrzeb przemysłu motoryzacyjnego. Dmówienie niecelowości wprowadzania do przemysłu motoryzacyjnego niektórych zaleceń omawianych standartów w związku z odmienną organizacją poszczególnych gałęzi przemysłów ZSRR.

J. TEORIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH. ZASADY OBLICZEŃ I KONSTRUKCJI

505* 629.113.073:625.035.1:531.1:531.43:083 J BKPMot.
O zarzucaniu i drogowym współczynnikiem tarcia. „Über Schlen-fern und Strassenreibung“. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 3, Nr 2, luty 53, s. 49; 29 × 21 cm, 2.5 str., 3 wykr., 2 tabl. —
 Podana została metoda oraz wyniki prób pomiaru współczynnika tarcia między oponą a jezdnią, przy pomocy koła ustawionego skośnie do kierunku jazdy. Badania dotyczą zarówno różnych rodzajów nawierzchni, jak i ich stanu, np. nawierzchni suchej, mokrej, zaśniedziałej, oblodzonej. Wnioski skierowane pod adresem inżynierów drogowych do uwzględnienia przy ustalaniu nawierzchni dróg.

K. POJAZDY MECHANICZNE

506* 629.114.62 K BKPMot.
Schroeter H.: Techniczne dane samochodów — Porsche. „Technische Einzelheiten des „Porsche“-Wagens“. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 3, Nr 5, maj 53, s. 148; 29 × 21 cm, 2 str., 3 fot., 2 rys., 1 tabl. —
 Przegląd konstrukcji samochodów Porsche, pochodnych znanego samochodu osobowego Volkswagen. Ostatnie odmiany to: samochód z 1,3 l silnikiem rozwijającym moc 42 KM przy 4000 obr/min oraz samochód z 1,5 l silnikiem dającym moc 60 KM przy 4700 obr/min. Szybkości maksim. tych samochodów wynoszą 140 i 170 km/godz. Samochody te odniosły szereg sukcesów w zawodach międzynarodowych.

507* 629.114.82 K BKPMot.
Sabin A., Peltzer A.: Sowiecki rekordowy samochód wyścigowy „Gwiazda“. „Der Sowjetische Record-Rennwagen „Stern“ (Zwiezda)“. Kraftfzgtechn., Berlin, mies. t. 3, Nr 5 maj 53, s. 154; 4 str., 1 fot., 6 rys. —

Opis techniczny samochodu wyścigowego „Gwiazda“ produkcji radzieckiej. Zespoły tego samochodu są zapożyczone z samocho-

dów i motocykli produkowanych w ZSRR. Ostatni model „Gwiazdy“ rozwijający szybkość 205 km/godz. posiada wiele elementów samochodu „Moskwicz“ i motocykla „M72“. Samochód ten wyposażony jest w 2-suwowy silnik z dwoma podwójnymi cylindrami wraz ze sprężarką.

508* 629.118.5 K BKPMot.
Kampf K.: Nowy motocykl BK350 produkcji IFA. „Die neue BK350 der IFA“. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 3, Nr 2, luty 53, s. 44; 29 × 21 cm, 5 str., 13 fot., 3 rys., 1 tabl. —

Opis i charakterystyka techniczna motocykla produkcji IFA z dwutaktowym, dwucylindrowym silnikiem o pojemności 350 cm³. Cylindry w układzie „bokser“, zasilane przez dwa gażniki, mają jednocześnie suwy pracy, co umożliwia zastosowanie wspólnej komory w skrzyni korbowej. Silnik rozwija moc 15 KM przy 5000 obr/min. Zawieszenie przodu i tyłu na teleskopach. Napęd tylnego koła poprzez wał kardanowy. Szybkość maks. 115 km/godz. Zużycie paliwa 3.3 l/100 km.

509* 629.118.5/6 K BKPMot.
997 cm³, czterocylindrowy kwadratowy Ariel marki II. „997 c.c. mark II Ariel square four“. Mot. Cycle, London, tyg., t. 90, Nr 2611, kw. 53, s. 488; 30 × 21 cm, 2 str., 4 fot., 1 tabl. —
 Wyniki prób drogowych nowego motocykla marki Ariel z doskonałe pracującym czterocylindrowym silnikiem o ustawieniu cylindrów w formie kwadratu. Największą zaletą silnika jest nieznacznie zmieniający się moment obrotowy na całym zakresie obrotów, który pozwala na jazdę od 13 mil/godz. maks. na biegu pośrednim. Tablica podaje charakterystykę techniczną.

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

510* 621.431.73:534.83 F:L BKPMot.
Ball L. M. Jak Chrysler przedstawia hałaśliwość silnika. „How Chrysler pictures engine harshness“. SAE J., New York, mies., t. 60, Nr 10, paźdz. 52, s. 61; 30 × 21 cm, 3 str., 1 fot., 2 rys., 2 wykr. —

Reportaż z przeprowadzonych przez zakłady Chryslera badań hałaśliwości silnika, jej pochodzenia i prób jej zmniejszenia. Fotografia aparatury, wykresy akustyczne, schemat przegięcia wału pod wpływem fali ciśnienia w cylindrach i szkic komory sprężania o zmiennym kształcie, który zmniejszył hałaśliwość pracy silnika. Wnioski: 1) fala ciśnienia w cylindrze silnika zwiększa drgania gnące wału korbowego, które z kolei zwiększają hałaśliwość 2) droga do zmniejszenia hałaśliwości prowadzi przez zmianę charakteru spalania.

511* 621.431.73:621-129.8 L:W BKPMot.
Mac Pherson E. S.: Rzut oka na pierwszy fordowski silnik górnozaworowy. „A look at the first Ford overhead valve engine“. SAE J., New York, mies., t. 60, Nr 3, marz. 52, s. 35; 30 × 21 cm, 7 str., 21 rys., 5 wykr. —

Pierwszy górno-zaworowy silnik Forda różni się od poprzednio budowanego boczno-zaworowego mniejszym stosunkiem skoku do średnicy, mniejszym odprowadzeniem ciepła do chłodnicy, co pozwala na zmniejszenie chłodnicy, powiększoną powierzchnią zaworów lepszym startem na zimno, mniejszym tarciem; wyższą mocą i momentem. Przegląd rysunkowy charakterystycznych elementów konstrukcji.

512* 621.43.038.3:621.431.73 L BKPMot.
Reichelt I. Krytyczne uwagi o produkcji części zamiennych pomp wtryskowych w NRD. „Kritische Betrachtungen über die Herstellung von Ersatzteilen für Diesel Einspritzgeräte in der Deutschen Demokratischen Republik“. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 3, Nr 2, luty 53, s. 35; 29 × 21 cm, 4 str., 4 rys., 1 wykr., 2 tabl. —

Pierwsze lata powojenne zmuszały samochodowe warsztaty naprawcze w NRD do dokonywania renowacji pomp wtryskowych, na skutek braku odpowiednich części zamiennych. Obecnie produkcja dostatecznej ilości części zamiennych została zapewniona z tym, że zebrane doświadczenia z pierwszego okresu wykorzystano dla wprowadzenia ulepszeń w poszczególnych częściach

pompy. Opis kilku wprowadzonych ulepszeń oraz określenie kształtu i wymiarów dysz rozpylaczy stanowi zasadniczą treść artykułu.

513* 629.431.73:621.43.044.28:621—57 L BKPMot.
Villemard J. **Uruchamianie silników spalinowych średniej mocy za pomocą rozruszników bezwładnościowych.** „Le lancement des moteurs de puissance moyenne par démarreur a inertie“. SIA J., Paris, mies., t. 26, Nr 4 kw. 53, s. 138; 25 × 18 cm, 5 str., 2 rys., 7 wykr., 1 tabl. —

Analiza warunków rozruchu silnika spalinowego obejmująca szczegółowe omówienie czynników wpływających na rozruch (bezwładność mas uruchamianych, obroty rozruchu, stopień i temperatura sprężania). Zasady budowy i własności rozruszników bezwładnościowych napędzanych elektrycznie i ręcznie wraz ze schematami konstrukcyjnymi, wykresami pracy; przykłady liczbowe.

514* 621.431.73:621.43.045 F:L BKPMot.
Metzel H. N., Beaubier R. C., Chalk H. J., Roensch M. M., Green-skields R. J., Howard H. V.: **Cztery sposoby zapobiegania i zmniejszania zanieczyszczania się świec samochodowych.** „4 ways to combat auto spark plug fouling“. SAE J., New York, mies., t. 60, Nr 7, lip. 52, s. 66; 30 × 21 cm, 6 str., 11 wykr., 2 tabl. — Przeprowadzone badania zarzucania świec olejem wykazały, że do jazdy miejskiej nadaje się lepiej świeca cieplejsza, zaś do szosowej świeca zimniejsza. Dobre wyniki dało stosowanie nowo wynalezionej materiału elektrod oraz 12 V systemu zapłonowego i systemu zapłonowego o wysokiej czystotliwości. Dodatek 0,1—0,2% fosforanu trójkrezolowego do paliwa zwiększył przebieg bez zarzucania świecy o 75% i 100%.

515* 621.431.73:621.434 L BKPMot.
Kurów B. A.: **O powstawaniu mieszanek w silnikach gaźnikowych.** „O smiesieobrazowanju w karbiuratornych dwigatielach“. Awtom. i Trakt. Promysz., Moskwa., mies., Nr 5, maj 53, s. 7; 29 × 22 cm, 6 str., 7 wykr. —

Wpływ jakości mieszanek na moc silnika i oszczędność paliwa. Zasady tworzenia się mieszanek w gaźniku i rusze ssącej silnika. Znaczenie wpływu szybkości i temperatury mieszanek na sprawność pracy silnika. Rozważania teoretyczne dotyczące zużycia paliwa przy uwzględnieniu urządzeń zasilających i gaźników różnych konstrukcji.

516* 621.436.004.6:621.431.78 L BKPMot.
Wysoko ciśnieniowe przewody paliwa. Badania przeprowadzone przez C.A.V Ltd. nad defektami w silnikach spalinowych i zapobieganie im. „High pressure fuel pipes. An investigation by C.A.V Ltd. into failures on C. J. engines and their prevention“. Auto Engr., London, mies., t. 43, Nr 567, czerw. 53, s. 223; 29 × 21 cm, 3 str., 1 rys., 1 wykr. —

Rozważania nad często występującym w silnikach wysokoprężnych zjawiskiem pęknięcia przewodów paliwowych. Badania dla ustalenia przyczyn tego zjawiska. Wpływ kształtu końcówek przewodów i drgań w przewodach. Granice zmeżenia materiału przewodów i końcówek. Tłumienie drgań przewodów. Wskazania co do sposobów montowania instalacji paliwowych.

517* 621.431.73:621.436 L BKPMot.
Wachal A. L. **Wydech silnika wysokoprężnego. Ulepszone dla dokładnej oceny tego zjawiska.** „Diesel Engine exhaust. Developments for accurate evaluation of appearance“. Auto Engr., London, mies., t. 43, Nr 568, lip. 53, s. 303; 29 × 21 cm, 3 str., 1 fot., 2 rys., 4 wykr. —

Zjawisko dymu wydechowego zachodzące przy pracy silnika wysokoprężnego dotychczas nie wyjaśnione zarówno w przemyśle motoryzacyjnym jak i naftowym. Jednym z ważnych czynników dla konsekwentnej analizy tego zjawiska jest możliwość dokładnego pomiaru drobnych zmian w gęstości dymu. Przegląd typowych aparatów służących do tego celu i opis szczegółowy aparatu nowej konstrukcji.

518* 621.436.13:621.431.78 L BKPMot.
Kranold G. **Stopień rozwoju dwutaktowych silników wysokoprężnych dla napędu samochodów.** „Entwicklungsstand der Zweitakt — Dieselmotoren für Kraftfahrzeuge“. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 3, Nr 5, maj 53, s. 135; 29 × 21 cm., 6,5 str., 10 fot., 5 rys., 4 wykr., 1 tabl. —

Zalety dwutaktowego silnika wysokoprężnego pozwalają przypuszczać, że znajdzie on szerokie zastosowanie w pojazdach mechanicznych. W NRD przystąpiono do szczegółowego przestudiowania tego problemu z zamiarem skonstruowania wysokoprężnych

519* 621.431.73:621.892.096.1:621.43.019.7 L BKPMot
silników dwutaktowych dla potrzeb trakcji i rolnictwa. Dla ułatwienia zadań konstruktorom został przeprowadzony przegląd istniejących dwusuwowych silników wysokoprężnych z ustaleniem systematyki podziału oraz podaniem opisów i charakterystyk technicznych.

Corrigan B.: **Smarowanie dużych silników.** „Lubricating large engines“. Diesel Pwr., New York, mies., t. 30, Nr 12, grudz. 52 s. 50; 29 × 21 cm, 5 str., 1 fot., 1 wykr., 6 tabl., 4 mikrogr. — Omówienie różnych sposobów smarowania cylindrów, ich zalet i wad. Uwagi o rodzajach smarów. Wpływ smarowania na zużycie się łożysk. Rodzaje stopów łożyskowych i działanie na nich oleju. Rozważania na temat gromadzenia się osadów na cylindrze zużywania się tłoków i pierścieni tłokowych oraz uzależnienia tych procesów od smarowania.

M. MECHANIZMY PODWOZIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH

520* 629.113:621.—592 M BKPMot
Perrot P. H. **Przyszłość hamulców tarczowych w zastosowaniu do samochodu.** „L'avenir des freins à disques dans l'automobile“. SIA J., Paris, mies., t. 26, Nr 4, kw. 53, s. 145; 25 × 18 cm 6,5 str., 10 rys., 11 fot., 2 wykr. —

Specyficzne własności hamulców tarczowych w porównaniu z hamulcami szeregowymi. Szczegółowy opis budowy hamulców tarczowych różnych typów (Tru — stop, Lambert, Chrysler, Goodyear — Hawley, Budd, Girling), obejmujące analizę zasady działania i rozwiązania konstrukcyjne ilustrowane schematami i fotografiami stosowanych rozwiązań, rysunkami części i wykresami skuteczności hamowania. Zalety i wady omawianych hamulców tarczowych, możliwości realizacji hamulców zawieszonych na ramie.

521* 629.113.011:621.431.78 M:L BKPMot
Nowy typ Humbera „Super Snipe“. Całkowicie przekonstruowane podwozie napędzane 4,1 litr silnikiem „Blue Ribaud“. „The new Humber Super Snipe. A completely redesigned chassis powered by the 4,1 l Blue Ribaud Engine“. Auto Engr., London, mies. t. 43, Nr 568, lip. 53, s. 269; 29 × 21 cm, 14 str., 7 fot., 12 rys. 1 wykr. —

Dane techniczne i charakterystyka samochodu osobowego „Super Snipe“ firmy Humber z 6-cylindrowym silnikiem „New Ribaud“ o mocy 116 KM przy 3600 obr/min. Opisy elementów konstrukcyjnych samochodu z podaniem ich działania, rozmieszczenia i materiałów stosowanych do produkcji: silnika, sprzęgła i skrzyż biegów z danymi cyfrowymi przelozżeń, tylnej osi, tylnego zawieszenia, zawieszenia przedniego, mechanizmu kierowniczego, hamulców, ramy, osprzętu elektrycznego i pewnych drobnych szczegółów konstrukcyjnych.

522* 621.431.78:629.113.012.001.2:517.2:531.3 M BKPMot
Boucier de Carbon Ch.: **Matematyczna teoria układu napędowego.** „Theorie mathematique de la transmission“. SIA J., Paris, mies. t. 26, Nr 1, stycz. 53, s. 27; 25 × 18 cm, 5,5 str., 2 schem. 3 wykr. —

Analiza matematyczna wpływu stopnia nierównomierności biegu silnika na zjawiska występujące w mechanizmach napędowych rozpatrywanych jako układ: 1^o — elastyczny swobodny, 2^o — elastyczny tłumiony, 3^o — pracujący z poślizgiem. Rozważania wykazujące podobieństwo omawianych zagadnień z teorią elastycznego zawieszenia samochodu, przeprowadzone w oparciu o równania różniczkowe i ilustrowane wykresami.

523* 629.113.012.553.001.4 M:F BPKMot
Julien M. A. i Paulsen J. F.: **Doświadczalna metoda pomiaru i określenia zdolności amortyzujących ogumienia.** „Methode experimentale de mesure et definition du pouvoir absorbant du pneumatique“. SIA J., Paris, mies., t. 26, Nr 1, stycz. 53, s. 33 25 × 18 cm, 7,5 str., 2 fot., 5 schem., 11 wykr. —

Opis metod pomiaru, schematu i zasady działania urządzenia do badania zdolności amortyzujących ogumienia przy pokonywaniu przeszkody. Szczegółowa analiza wyników dokonanych pomiarów, przeprowadzona na podstawie krzywych charakterystycznych uzyskanych przy pokonywaniu przez ogumione koło przeszkód o różnych kształtach i wymiarach oraz przy różnych ciśnieniach w ogumieniu. Teoretyczne wnioski ujęte w formę rozważań matematycznych, uwagi praktyczne dotyczące własności zawieszenia w zależności od charakterystyki ogumienia.

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



U W A G A

I N Ż Y N I E R O W I E I T E C H N I C Y

Na podstawie Ustawy z dnia 18 lipca 1950 r. w sprawie rejestru inżynierów i techników (Dz. U. R. P. Nr 36, poz. 329) wszyscy absolwenci wyższych i średnich szkół technicznych obowiązani są przed upływem 30 dni od chwili uzyskania tytułu inżyniera lub technika rejestrować się w Biurze Rejestru Inżynierów i Techników.

Obowiązek ten dotyczy również osób wykonujących czynności powierzane zwykle inżynierom lub technikom, bądź też zajmujących stanowiska powierzane zwykle inżynierom lub technikom.

Osoby, które już rejestrowały się bądź w ogólnej rejestracji (w 1950 r.), bądź po dniu zakończenia spisu, obowiązane są zgłaszać zmiany: stopnia zawodowego lub naukowego, miejsca pracy, stanowiska i miejsca zamieszkania przed upływem 30 dni od chwili nastąpienia zmiany.

Kto świadomie lub przez niedbalstwo uchyla się od obowiązków przewidzianych Ustawą podlega karze aresztu i grzywny albo jednej z tych kar, zgodnie z art. 9 Ustawy z dnia 18 lipca 1950 r.

Obowiązku rejestracji należy dopełnić w Biurze Rejestru Inżynierów i Techników w Warszawie, ul. Czackiego 3/5 lub we właściwych terenowo wojewódzkich oddziałach NOT.

Zmiany poparte dokumentami należy zgłaszać osobiście lub drogą korespondencji w Biurze Rejestru Inżynierów i Techników w Warszawie, ul. Czackiego 3/5.

**BIURO REJESTRU
I N Ż Y N I E R O W I I T E C H N I K O W**

S P R O S T O W A N I A

W nr 8/53 w art. inż. J. Pawłowskiego str. 237 została opuszczona tablica, którą niżej podajemy:

TABLICA

4. Zestawienie wartości autobusów przeznaczonych dla komunikacji międzymiastowej

L p.	Typ autobusu	Rodzaj konstrukcji	G_w KG	G_u KG	η_G	F_c m ²	F_u m ²	η_F	N_m KM	N_w KM	ψ	W_a
1	Fiat 666RN	Nadwozie współpracujące	8 000	3 200	0,40	24,5	17,5	0,74	113	112	1,0	0,30
2	Star 52 A	Nadwozie współpracujące	5 800	2 220	0,38	19,0	13,5	0,71	85	81	1,05	0,28
3	Chausson APH	Nadwozie pracujące, konstr. płytowa	6 400	3 700	0,58	25,0	20,5	0,82	85	110	0,84	0,40
4	MAN MKH-2	Nadwozie pracujące, konstr. płytowa silnik z tyłu	7 500	2 800	0,37	25,0	19,5	0,78	130	113	1,15	0,33
5	Twin Cooch 44	Samonośny kratowy, silnik podpodłog.	6 500	3 100	0,48	26,4	21,8	0,83	180	96	1,88	0,75
6	Contender	Samonośny, blachowniczy silnik podpodłogowy	4 900	3 000	0,61	23,7	21,4	0,90	109	79	1,38	0,75
7	Ford NFW	Samonośny, blachowniczy silnik z tyłu	4 600	3 100	0,68	23,7	20,1	0,84	94	77	1,22	0,70
8	Star 55	Samonośny, wręgowo-powłokowy	4 600	3 500	0,76	24,1	19,8	0,82	85	81	1,05	0,65

Wartości porównawcze

Aby można łatwo porównać autobusy jako całość konstrukcji należy wyodrębnić pewne cechy charakterystyczne, niezależne od wymiarów, ciężaru i mocy. Proponuję przyjąć trzy niżej zamieszczone, umowne wielkości:

1. Sprawność ciężarowa: stosunek ciężaru użytecznego do ciężaru własnego (autobus pusty, gotowy do drogi z załogą)

$$\eta_G = \frac{G_u}{G_w}$$

Zobrazuje lekkość budowy autobusu.

2. Sprawność powierzchniowa: stosunek powierzchni użytkowej, zajętej przez pasażerów, do powierzchni całkowitej, tj. cienia autobusu nad ziemią

$$\eta_F = \frac{F_u}{F_c}$$

da pogląd na wykorzystanie wnętrza autobusu, wygodę pasażerów, umieszczenie układu napędowego.

Współczynnik mocy ψ : stosunek mocy maksymalnej (N_m) do mocy wymaganej (N_w). Za moc wymaganą uważa się iloczyn

ciężaru całkowitego autobusu wyrażonego w tonach przez $8 \div 12$ KM/to, a więc przeciętnie około 10 KM/to

$$\psi = \frac{N_m}{G_c \cdot 10}$$

Współczynnik ten decyduje o własnościach trakcyjnych danego autobusu, długotrwałości życia silnika, zużyciu paliwa itp.

Wartość 10 KM/t jest również wartością umowną — w Związku Radzieckim, Francji, W. Brytanii wartości te są zawarte w granicach 8 — 10 KM/t, w St. Zjednoczonych 15 KM/t. Iloczyn powyższych umownych wielkości

$$W_a = \eta_G \cdot \eta_F \cdot \psi$$

proponuję nazwać wartością autobusu.

W numerze 8(18) Techniki Motoryzacyjnej w artykule inż. I. Breslera pt.: „Częstość włączania i przyrosty temperatur wyposażenia elektrycznego samochodów w warunkach eksploatacji” wkradły się następujące błędy:

Str. 227 — prawa szpalta, wiersz 23 od dołu:

jest — 3350 km, powinno być — 33500 km

iw. wiersz 22 od dołu:

jest — 8000 km, powinno być — 80000 km

str. 229 — lewa szpalta, 4 wiersz powyżej tablicy II

jest — „czynnika”, powinno być — „czujnika”.

Ponadto przedstawione zostały rysunki nr 4, 11 oraz 9 i 10.

Nowości wydawnicze

- Czempiński S.: **Roboty zbrojarskie w budownictwie**. 1953, s. 83, zł 5.60
- Cynowanie galwaniczne. Tłum. z ang. K. Tarnowski. 1953, s. 32, zł 2.40
- Elastomery i plastomery. Tom III — Badanie i analiza oraz własności w układzie tabelarycznym. Tłum. z ang. zespół. 1953, s. 155, zł. 22.— (w oprawie)
- Kądziak S.: **Fundamentowanie**. 1953, s. 166, zł 18.50
- Klich P.: **Filtry próżniowe i ich obsługa**. 1953, s. 59, zł 4.50
- Kotarski Z.: **Trzcina i jej zastosowanie w budownictwie**. 1953, s. 92, zł 6.50
- Kowalik J.: **Zakłady materiałów budowlanych**. 1953, s. 135, zł 9.—
- Krugow W. W.: **Maszyny i urządzenia do małej mechanizacji w przemyśle obuwniczym**. 1953, s. 68, zł 4.50
- Lebiediew W. S.: **Produkcja płyt stolarskich**. Tłum. z ros. A. Zakrzewski. 1953, s. 60, zł 5.—
- Mazanek T., Splewiński J.: **Czadnice stalownicze i ich obsługa**. 1953, s. 56, zł 4.—
- Mazanek T., Splewiński J.: **Obsługa hali odlewniczej w stalowni**. 1953, s. 76, zł 5.—
- Mazur M.: **Elektryczne urządzenia grzejne**. 1953, s. 378, zł 36.50 (w oprawie)
- Moszyński W.: **Wykład elementów maszyn. Część I — Połączenia**. Wyd. 3 przejrzone i uzupełnione. 1953, s. 364, zł 32.—
- Nowicki W.: **Zasady teletransmisji przewodowej**. Tom I. 1953, s. 414, zł 39.50 (w oprawie)
- Paszkowski B., Hennel J.: **Lampy elektronowe**. 1953, s. 303, zł 33.10 (w oprawie)
- Paszczenko N. E.: **Współczesne metody montażu instalacji ogrzewczych i sanitarnych w domach mieszkalnych**. Tłum. z ros. I. Rozenberg. 1953, s. 75, zł 5.10
- Popowa E. I.: **Przenośniki montażowe w przemyśle drzewnym**. Tłum. z ros. T. Sawicki. 1953, s. 127, zł 9.80
- Przegaliński S.: **Katalog stali konstrukcyjnych**. Wyd. 2 poprawione. 1953, s. 124, zł 11.—
- Schwerdtfeger W.: **Technika pomiarów elektrycznych**. Tom II. Tłum. z niem. A. Szulce. 1953, s. 260, zł 17.20
- Smiałowski M.: **Podstawy chemii fizycznej**. 1953, s. 260, zł 12.—
- Solecki T.: **Zakłady kapielowe. Projektowanie i budowa**. 1953, s. 128, zł 9.70
- Szarejko W.: **Wielowarstwowe wiązanie murarskie**. 1953, s. 106, zł 6.—
- Szpor S.: **Ochrona odgromowa**. Tom I. 1953, s. 410, zł 51.50 (w oprawie)
- Tomaszkiewicz L.: **Eksploatacja ropy i gazu ziemnego**. 1953, s. 28, zł 2.—
- Waliduda A.: **Ogólne wiadomości o naftcie**. 1953, s. 88, zł 5.50
- Zyss B.: **Technologia klejów zwierzęcych**. 1953, s. 224, zł 17.70 (w oprawie)

Książki wydane poprzednio

- Bielow M. W., Kartaszew I. P.: **Mechanizacja pracochłonnych operacji**. Tłum. z ros. W. Natanson. 1953, s. 32, zł 1.50
- Bleszyński T.: **Spawanie szyn termitem**. 1953, s. 44, zł 3.—
- Bogdanow S. G.: **Metaloznawstwo i obróbka cieplna stali**. Tłum. z ros. W. Chitruk. 1953, s. 259, zł 20.— (w oprawie)
- Bołchowitinow N. P.: **Metaloznawstwo i obróbka cieplna**. Tłum. z ros. C. Niewiadomski. 1953, s. 310, zł 29.— (w oprawie)
- Bruins D. H.: **Obrabiarki do metali**. Tłum. z niem. T. Pietrzkiwicz. 1953, s. 305, zł 19.— (w oprawie). Zatwierdzono do użytku szkolnego przez CUSZ.
- Cynowanie galwaniczne. Tłum. z ang. K. Tarnowski. 1953, s. 32, zł 2.50
- Dobrowolski J.: **Polerowanie elektrolityczne**. 1953, s. 96, zł 11.—
- Dobrowolski Z.: **Spawalnictwo**. Wyd. 2. 1953, s. 404, zł 22.— (w oprawie)
- Dobrzański T.: **Rysunek techniczny**. Wyd. 4 uzupełnione. 1953, s. 168, zł 9.—
- Gospodarka remontowa. Sprawozdanie z przebiegu obrad I Krajowej Narady Remontowej. Warszawa 28 — 29 listopada 1952 r. Naczelna Organizacja Techniczna. 1953, s. 304, zł 8.—
- Klimienko K. J.: **Sposoby podniesienia wydajności pracy w przemyśle maszynowym ZSRR**. Tłum. z ros. E. Koch. 1953, s. 173, zł 10.90
- Kowalski F.: **Egzamin mechanika motopompy**. 1952, s. 166, zł 12.— (w oprawie)
- Kowalski F.: **Użytkowanie i konserwacja sprzętu pożarniczego**. 1953, s. 152, zł 8.70
- Kreid F.: **Obrona i sprzęt przeciwgazowy w pożarnictwie**. 1952, s. 121, zł 7.—
- Łukaszek J.: **Poradnik tokarza-metalowca**. 1953, s. 316, zł 25.20 (w oprawie)
- Mackiewicz S.: **Narzynki**. Konstrukcja. 1953, s. 68, zł 5.—
- Nowikow M.: **Konstrukcja przyrządów montażowych**. Tłum. z ros. W. Ostrowski. 1952, s. 280, zł 42.—
- Szczukariew B. A.: **Metody potokowe w produkcji wielkoseryjnej**. Tłum. z ros. W. Kamiński. 1953, s. 151, zł 14.10
- Szupp B.: **Kurs spawania acetylenowego** (w pytaniach i odpowiedziach). Wyd. 5 niezmienione. 1953, s. 108, zł 4.—
- Tuszyński J.: **Szlifowanie bezkłowe**. 1953, s. 110, zł 5.60
- Wolk R.: **Planowanie zużycia narzędzi**. 1953, s. 200, zł 21.30 (w oprawie)

Do nabycia w księgarniach technicznych Domu Książki

W celu najszerszej popularyzacji czytelnictwa i krzewienia umiejętności korzystania z książki technicznej, zwłaszcza wśród nowych kadr przybywających do przemysłu — Państwowe Wydawnictwa Techniczne wydają biuletyn pod nazwą „Książka Techniczna”, przeznaczony dla fabryk, związków zawodowych, bibliotek, klubów techniki i racjonalizacji, urzędów, instytucji.

Biuletyn „Książka Techniczna” zawiera dokładne informacje o treści i cechach wydawniczych książek PWT, które ukazały się ostatnio w sprzedaży księgarskiej oraz o książkach, których ukazanie przewiduje się w najbliższej przyszłości; zawiera ponadto recenzje dotyczące niektórych książek uprzednio wydanych, część artykułową i informacyjną oraz dział poradnictwa czytelniczego.

Biuletyn „Książka Techniczna” rozsyłany jest bezpłatnie do fabryk, bibliotek, klubów techniki i racjonalizacji, kół zakładowych NOT, urzędów, instytucji — które zgłoszą do PWT, Warszawa, ul. Mazowiecka 2/4, zapotrzebowanie na stałe otrzymanie biuletynu „Książka Techniczna”.

