

1655 II

63

technika **MOTORYZACYJNA**



NR 2 (36)
1955 R.



LUTY

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

TREŚĆ ZESZYTU

- Inż. mech. Jerzy Koronkiewicz* — Właściwości robocze silnika wysokoprężnego Austro-Saurer typ F na tle wyników uzyskanych z badań
- Mgr inż. Czesław Kordziński* — Wtrysk paliwa lekkiego w silnikach spalinowych
- Mgr inż. Witold Pokorski* — Zagadnienie obliczeń kół zębatach pojazdów mechanicznych
- Inż. mech. Józef Jaworski* — Koła zębata z poliamidów
- Mgr inż. Maciej Bernhardt* — Nowy radziecki ciągnik ChTZ-7
- Inż. Kazimierz Dębski* — Zasady konstrukcji nowoczesnych autobusów na przykładzie węgierskiego autobusu „Ikarus 55“
- J. W.* — Przekładnia bezstopniowa Beiera
- J. W.* — Metalizacja próżniowa
- Mgr inż. Tamara Sadowska* — Szybkościowe docieranie silników spalinowych
- M. R.* — Nowoczesne rozmieszczenie wskaźników i przyrządów kontrolnych w samochodach osobowych
- T. S.* — Zastosowanie bezpośredniego wtrysku benzyny do dwusuwowych silników samochodowych
- Książki nadesłane
- Przegląd Dokumentacyjny Motoryzacji

Warunki prenumeraty

Prenumerata normalna	
Kwartalna	18,—
Półroczna	36,—
Roczna	72,—

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

Prenumerata ulgowa (1/2 ceny prenum. norm.)

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

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

SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

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

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

NOT — Naczelna Organizacja Techniczna, Warszawa 1955.

Nakł. 3.100 egz. Ark. druk. 4. Papier druk. sat. kl. V, 60 g, 88×122/16
Oddano do skład. 30.XII.54. Podp. do druku 24.II.55. Druk uk. 28.II.55
Druk. im. Rewolucji Październikowej, W-wa. Zam. 1733c/54. B-6-187

TECHNIKA MOTORYZACYJNA

MIESIĘCZNIK

ROK V

LUTY 1955

ZESZYT 2

Inż. mech. JERZY KORONKIEWICZ
BKPMot.
Dział Badań Silników

WŁAŚCIWOŚCI ROBOCZE SILNIKA WYSOKOPRĘŻNEGO AUSTRO-SAURER TYP F NA TLE WYNIKÓW UZYSKANYCH Z BADAŃ

W toku wstępnych prac konstrukcyjnych i studiów nad wysokoprężnym silnikiem dla samochodu ciężarowego o dużej ładowności, podjętych w BKPMot., zwrócona została uwaga na silnik firmy Austro-Saurer typ F. Silnik ten odznacza się ciekawym rozwiązaniem komory spalania, o bezpośrednim wtrysku, dzięki któremu według danych zamieszczonych w czasopiśmie Motortechnische Zeitschrift, Nr 3/50 uzyskany został bardzo korzystny objętościowy wskaźnik mocy, wynoszący 16,25 KM z litra objętości skokowej, oraz bardzo niskie jednostkowe zużycie paliwa, wynoszące 163÷174 g/KMh.

Dla bliższego zapoznania się z właściwościami nowego rodzaju komory spalania, silnik Austro-Saurer typ F sprowadzony został do BKPMot. i poddany badaniom na hamowni. Silnik ten charakteryzują następujące znamionowe parametry:

liczba cylindrów	$i = 6$ w układzie pionowym
średnica tulei	$d = 110$ mm
skok tłoka	$s = 140$ mm
objętość skokowa jednego cylindra	$U_s = 1,33$ dm ³
objętość skokowa silnika	$U_{ss} = 8$ dm ³
średni stopień sprężania	$E = 19$
moc znamionowa	$N_n = 130$ KM
znamionowa prędkość obrotów	$N_n = 2000$ obr/min
maksymalny moment obrotowy	$Me_{max} = 49,6$ KGm.
średnie ciśnienie użyteczne odpowiadające mocy znamionowej	$P_{e_n} = 7,32$ kG/cm ²
średnie maksymalne ciśnienie użyteczne wg charakterystyki mocy eksploatacyjnej	$P_{e_{max}} = 7,8$ kG/cm ²

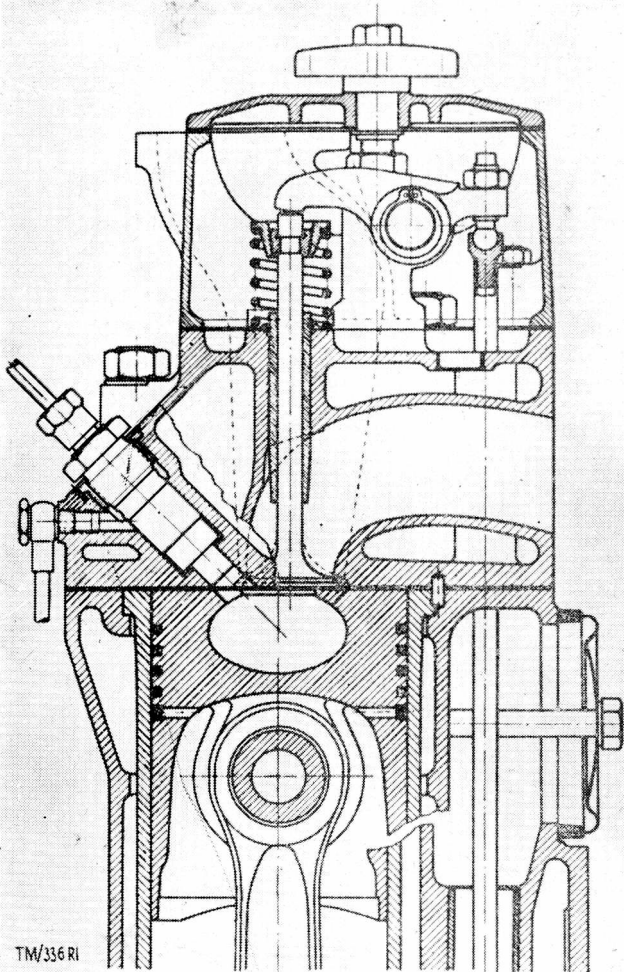
Układ komory spalania

Na rys. 1 przedstawiony jest przekrój przez komorę spalania silnika Austro-Saurer typ F. Komora spalania o charakterystycznym i oryginalnym ukształtowaniu eliptycznym umieszczona jest centralnie w tłoku, dzięki czemu wir powietrzny w komorze jest symetryczny, a z drugiej strony środek ciężkości powietrza nie doznaje przesunięć promieniowych, dzięki czemu praca sprężania może być zmniejszona do minimum.

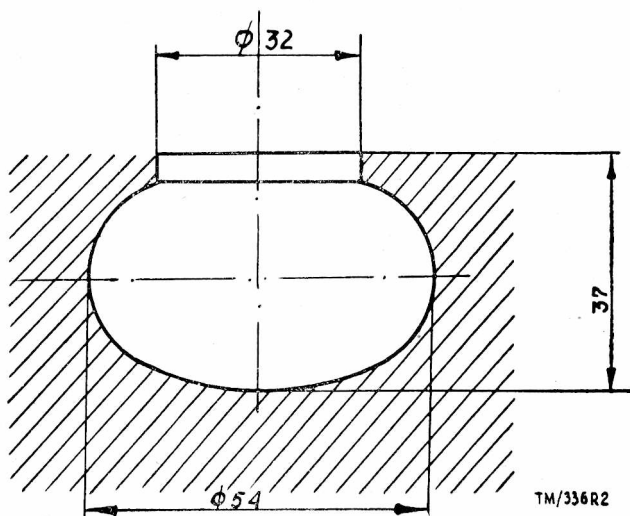
Osiowy układ takiej przestrzeni spalania ma ponadto tę korzyść, iż tłok nagrzewany jest równomiernie. Na marginesie zagadnienia centralnego umieszczenia komory spalania należy zwrócić szczególną uwagę, że w konstrukcjach do chwili obecnej stosowanych, takie umieszczanie przestrzeni spalania wymagało centralnego umieszczenia wtryskiwacza, a ponadto stwarzało ono duże kłopoty z rozmieszczeniem zaworów, ze względu na dosyć ograniczone miejsce. W związku z tymi trudnościami w niektórych konstrukcjach komór spalania przy centralnym ich umieszczeniu, musiano uciekać się do zastosowania czterech zaworów (dwa ssące i dwa wydechowe) na jeden cylinder. W innych konstrukcjach, w których zastosowano tylko dwa zawory na jeden cylinder o odpowiednio większych średnicach, musiano przesunąć z osi cylindra komorę spalania, wyprowadzając jednocześnie wtryskiwacz na zewnątrz skośnie do osi. Uzyskując w ten sposób łatwy dostęp do wtryskiwacza z zewnątrz, godzono się jednocześnie z wadami nieosiowego umieszczenia przestrzeni spalania.

Natomiast w rozwiązaniu konstrukcyjnym komory spalania Austro-Saurera należy podkreślić, że przy osiowym umieszczeniu przestrzeni spalania wyprowadzono na zewnątrz wtryskiwacz, czyniąc go łatwo dostępnym, a ponadto zastosowano układ tylko dwóch zaworów, nie pogarszając jednocześnie właściwości aerodynamicznych w porównaniu z układem czterozaworowym.

Na rys. 2 pokazane są charakterystyczne wymiary komory spalania silnika Austro-Saurer, a na rys. 3 widok z góry denka tłoka z widocznym wybraniem, przez które odbywa się wtrysk paliwa do komory. Wtryskiwacz umieszczony jest z boku pod kątem 45° do osi cylindra i wtrysk skierowany jest do środka przestrzeni spalania.



Rys. 1. Przekrój poprzeczny przez komorę spalania silnika Austro-Saurer typ F



Rys. 2. Schemat ukształtowania komory spalania w tłoku silnika. Stosunek średnicy otworu do średnicy tulei cylindrowej $\beta = 0,201$, objętość komory $V_k = 61 \text{ cm}^3 \pm 0,5 \text{ cm}^3$

Układ zasilania powietrzem

Nie tylko sama komora spalania silnika Austro-Saurer, ale również i układ zasilania powietrzem zasługuje na uwagę. Jak widać z rys. 1 kanał ssący przebiega w nasadzie głowicy i w samej głowicy pionowo. Rura ssąca przykręcona do nasady głowicy ma 3 rozgałęzienia, a kanały w nasadzie mają kształt spłaszczony, co widać na rys. 4. W głowicy natomiast następuje rozgałęzienie się kanałów dla każdego z zaworów ssących dwóch sąsiadujących ze sobą cylindrów. Średnica grzybka zaworu ssącego wynosi 49 mm, dzięki czemu stosunek średnicy grzybka zaworu do średnicy cylindra wynosi 0,446, co stanowi wartość stosunkowo dużą i zbliżoną do górnej granicy wielkości zalecanych np. przez Bołtyńskiego w książce „Awtotraktornyje dwigateli“.

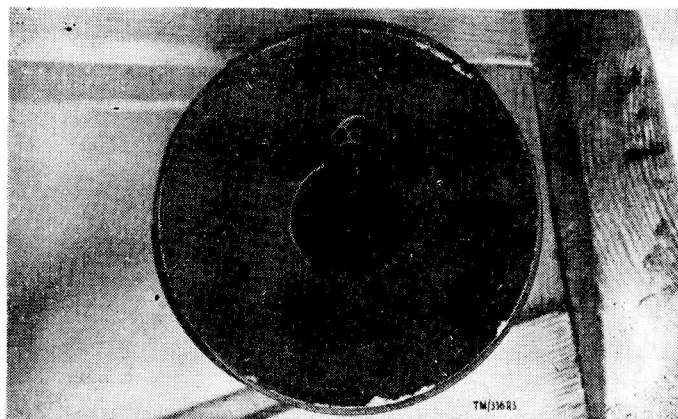
W związku z zagadnieniem ukształtowania kanałów ssących należy stwierdzić, że w nowych konstrukcjach silników wysokoprężnych uformowanie pionowych kanałów o dużych średnicach wlotowych, jest coraz częściej stosowane. Zaletą takiego rozwiązania jest swobodny, o jak najmniejszym dławieniu przepływ zasysanego ładunku powietrza, zapewniający dobre napełnienie cylindra, szczególnie w zakresie wyższych prędkości obrotów. Przez odpowiedni kształt komory spalania można uzyskać bowiem dobre zawirowanie, bez potrzeby nadawania zassanemu ładunkowi powietrza zawirowania wstępnego, dokonującego się w stycznych

i poziomych kanałach ssących. Rozwiązania takie dające z jednej strony usystematyzowany kierunek zassanemu ładunkowi powietrza, powodują jednocześnie zwiększone opory przepływu, zmniejszając w znacznym stopniu napełnienie cylindra, co szczególnie wyraźnie występuje przy większych prędkościach obrotów. Ponadto należy zwrócić szczególną uwagę na ograniczenie do minimum w konstrukcji komory spalania Austro-Saurera, tzw. przestrzeni szkodliwej, która wynosi tylko ca 18%, a która spowodowana jest w zasadzie tylko uszczelką podgłowicową.

Wyniki uzyskane z badań

Nastawy fabryczne rozrządu, kąta początku tłoczenia paliwa oraz ciśnienie wtrysku w czasie dokonywania badań, nie były zmieniane i wynosiły odpowiednio:

- otwarcie zaworu ssącego: 3° przed GMP
zamknięcie zaworu ssącego 35° po DMP
kąt maksymalnego wzniosu zaworu ssącego 106° po GMP
kąt całkowitego otwarcia zaworu ssącego 218°
otwarcie zaworu wydechowego 49° przed DMP



Rys. 3. Widok z góry na komorę spalania w denku tłoka

- zamknięcie zaworu wydechowego 3° po GMP
kąt maksymalnego wzniosu zaworu wydechowego 67° po DMP.
całkowite otwarcie zaworu wydechowego 232°
- początek tłoczenia paliwa $\varphi_t = 31/32^\circ$ przed GMP
- ciśnienie wtrysku $p_w = 60 \text{ kg/cm}^2$

Wykres 1 przedstawia uzyskane doświadczalnie krzywe wzniosów zaworu ssącego i wydechowego. Dla porównania na wykresie tym naniesione zostały również krzywe wzniosów badanego po-

TABLICA I

Oznaczenie zasadniczych wartości	T y p y s i l n i k ó w						
	Leyland wtrysk bezpośredni	Fiat 368 wtrysk bezpośredni	Skoda 706R komora wiorowa	D. O. G. 6 C 105 wtrysk bezpośredni	OML 674 Mava 9 komora wstępna	FGM 516 $N_n = 130$ $n_n = 2200$	Skaniavabis D400/600/800
Ciśnienie wtrysku $P_w \text{ kg/cm}^2$	155	195—205	140—150	150	100	130	100
Kąt początku tłoczenia paliwa φ_t przed GMP	28	24	38	50	24	25	27÷31
Rury ssące	—	0,3	0,3	—	0,3	0,25	—
zaworowe mm wydechowy	—	0,4	0,3	—	0,4	0,3	—
Początek ssania przed GMP	10°	26°	13°	20°	$9,5^\circ$	$18,5^\circ$	10°
Koniec ssania po DMP	50°	58°	48°	40°	44,5	$58,5^\circ$	46
Całkowity kąt otwarcia zaworu ssącego	240°	264°	241	240	234	257	236
Kąt maksymalnego wzniosu zaworu ssącego po GMP	110	106	107,5	100	109,5	110	108
Początek wydechu przed DMP	46	67	40	45	44,5	58,5	46
Koniec wydechu po GMP	14	27	14	15	7,5	18,5	10
Całkowity kąt otwarcia zaworu wydechowego	240	274	234	240	234	257	236
Kąt maksymalnego wzniosu zaworu wydechowego po DMP	74	70	77	75	72,5	70	72

TABLICA II

Wyniki badań własnych						Wielkości podane przez producenta w M. T. Z.				
n obr/min	N_e KM	G_e G/KMh	G_t KG/h	p_e KG/cm ²	M KGm	N_e	G_e	G_t	p_e	M
1000	66,6	198	13,2	7,5	47,7	66	170	11,2	7,4	47,3
1100	75	191	14,3	7,63	48,5	73	167	12,2	7,47	47,5
1200	82,5	187	15,4	7,7	49	81	164	13,3	7,6	48,3
1300	90	183	16,5	7,8	49,6	90	163	14,65	7,8	49,6
1400	96,5	183	17,5	7,8	49,6	98	163	16	7,86	50
1500	102,5	182	18,6	7,68	48,9	105	164	17,2	7,86	50
1600	109	180	19,7	7,67	48,8	110,5	165	18,25	7,8	49,6
1700	115	180	20,9	7,63	48,5	117	167	19,5	7,75	49,4
1800	121	180	22	7,57	48,2	121	169	20,5	7,55	48,2
1900	127	181,5	23	7,53	47,8	127	171	21,7	7,5	47,8
2000	131,5	180	24	7,34	47,4	130	174	22,6	7,32	46,6
α				1,035		1,07				
β				0,7		0,75				
g_{ez}				184		167				

przednio w BKPMot, silnika Fiat typ 368. Maksymalne wzniosy zaworów silnika Austro-Saurer są sobie równe i wynoszą 11,5 mm przy luzach zaworowych równych zero. Wartości te przy rzeczywistych luzach roboczych na gorącym silniku wynoszących 0,2 mm ulegną niewielkiemu zmniejszeniu i będą wynosiły około 11,3 mm. Ponadto należy zwrócić uwagę na bardzo krótki okres wzajemnego pokrywania się obu zaworów, który dla silnika Austro-Saurer wynosi zaledwie 14° przy luzach = 0. Przy luzach równych 0,3 mm na zimnym silniku wyniesie on tylko 6°, podczas gdy dla silnika Fiat okres ten przy roboczych luzach dla

Maksymalny eksploatacyjny moment obrotowy $M_{e_{n_{max}}} = 49,6$

kGm, przy prędkości obrotów $n = 1400$ obr/min
Znamionowy moment obrotowy $M_{e_n} = 47,4$ KGm

Wskaźnik zakresu obrotów $\beta = \frac{n_M}{n_n} = \frac{1400}{2000} = 0,7$

Wskaźnik elastyczności $\alpha = \frac{M_{e_{n_{max}}}}{M_{e_n}} = \frac{49,6}{47,3} = 1,035$

Maksymalne eksploatacyjne średnie ciśnienie użyteczne $P_{e_{n_{max}}} = 7,8$ kG/cm²

Znamionowe średnie ciśnienie użyteczne $p_{e_n} = 7,34$ kG/cm²

Znamionowe godzinowe zużycie paliwa $G_{t_n} = 24,3$ KG/h

Moc znamionowa zredukowana $N_{n_{red}} = 131,5$ KM

Znamionowe jednostkowe zużycie paliwa $g_{e_n} = 184$ G/Kwh

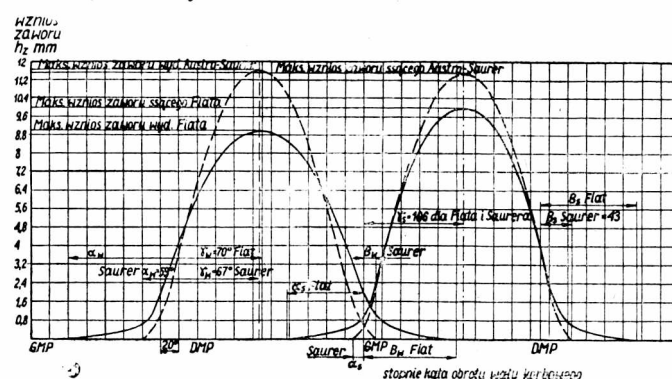
Eksploatacyjne minimalne jednostkowe zużycie paliwa $g_{e_{min}} = 179$ g/KMh

Jednostkowe zużycie paliwa przy $p_{e_{n_{max}}}$ i $g_{ep} = 183$ g/KMh

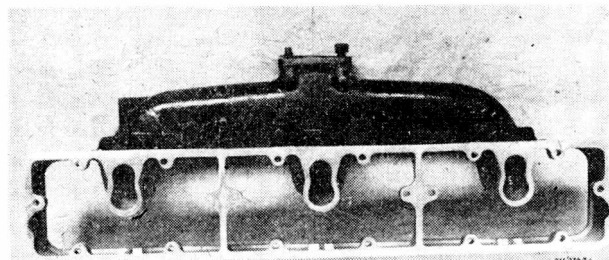
Wartość $g_{ez}^{1)}$ w przedziale obrotów od 1000 do 2000 obr/min. wynosi 184 gr/kwh

Na podstawie przebiegu momentu obrotowego oraz w oparciu o wyliczony wskaźnik α , należy stwierdzić, iż silnik Austro-

¹⁾ Pod określeniem g_{ez} (szacunkowe jednostkowe zużycia paliwa) należy rozumieć średnią arytmetyczną 11 rzędnych wartości g_e wg charakterystyki mocy eksploatacyjnej, w odstępach co 100 obrotów w badanym zakresie.



Wykres 1. Wzniosy zaworów ssących i wydechowych w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla silnika Austro-Saurer typ F oraz Fiat typ 368



Rys. 4. Rura ssąca z nasadą

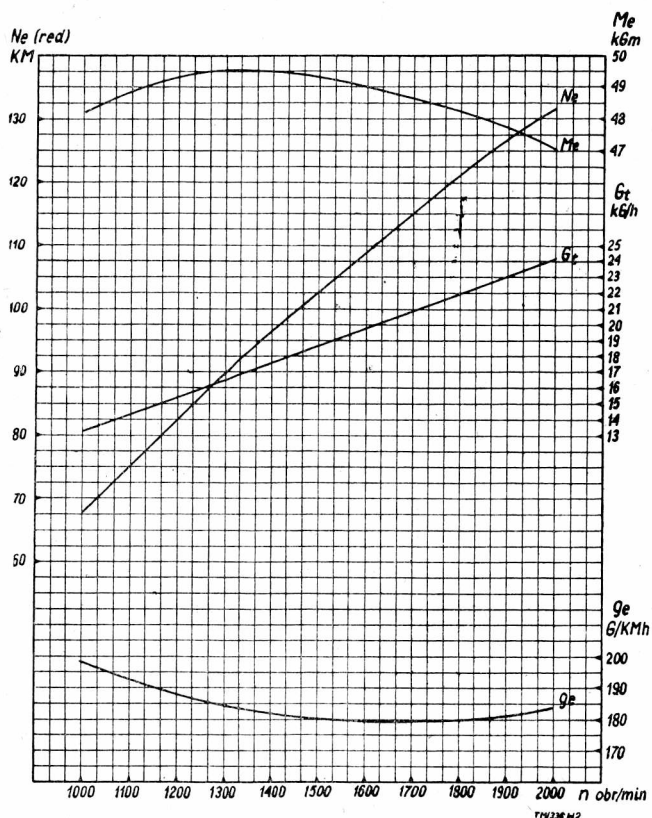
zaworu ssącego 0,3 mm, a dla wydechowego 0,4 mm — wynosi 53°.

Dla celów orientacyjnych i porównawczych podaję poniżej tablicę zestawieniową I stosowanych czasów otwarć i zamknięć zaworów dla typowych silników wysokoprężnych. Należy zatem stwierdzić, iż wartości kątów maksymalnych wzniosów zaworów ssących zawarte są w granicach 106°—110° po GMP, a kąty maksymalnych wzniosów zaworów wydechowych 70÷75° po DMP.

Najbardziej widoczne różnice zachodzą w wartościach czasów otwarć i zamknięć zaworów. Ogólnie uznawane jest, iż lepsze napełnienie cylindra wymaga wcześniejszego otwarcia zaworów ssących, jednakże w silniku Austro-Saurer, kąt otwarcia zaworu ssącego jest stosunkowo bardzo późny. Ewentualna strata napełnienia jest w tym silniku rekompensowana przez bardzo korzystne ukształtowanie kanału ssącego, a późne otwarcie zaworu ssącego przyczynia się do możliwości zmniejszenia przestrzeni szkodliwej.

Charakterystyka eksploatacyjna silnika Austro-Saurer przedstawiona jest na wykresie 2.

Z wykresu tego wynikają następujące wielkości charakterystyczne:



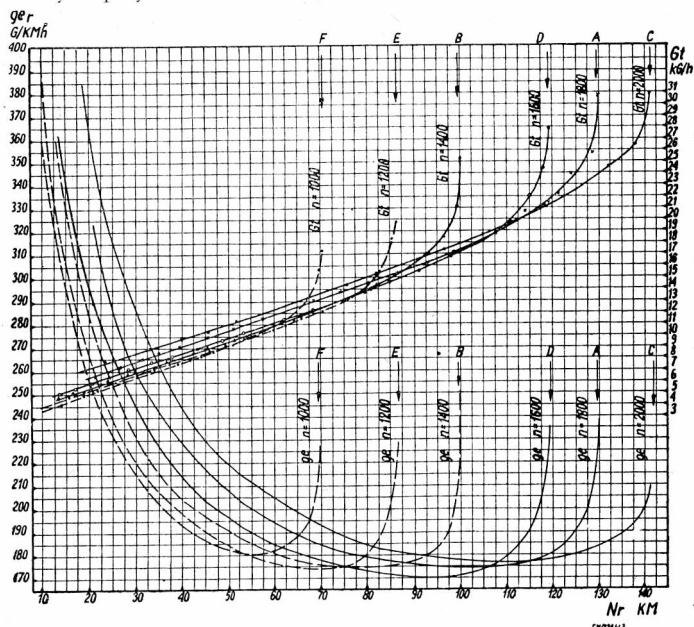
Wykres 2. Charakterystyka eksploatacyjna silnika Austro-Saurer typ F na nastawach fabrycznych

Saurer typ F jest silnikiem mało elastycznym, czego nie można oczywiście uznać za zaletę. W tablicy II podano porównanie wielkości charakterystycznych silnika, uzyskanych w wyniku badań własnych z podanymi przez producenta.

Na podstawie tablicy II należy stwierdzić, że charakter przebiegu krzywej mocy, jak i momentu obrotowego w obu wypadkach jest bardzo zbliżony. Największe natomiast różnice zachodzą w wartościach G_t i g_e .

Krzywa godzinowego zużycia paliwa podana w MTZ obniżona jest w stosunku do uzyskanej w wyniku badań własnych średnio o ca 9%. Rozbieżności wynikłe w wartościach zużycia paliwa wynikają prawdopodobnie z lepszej jakości paliwa używanego w opublikowanych badaniach, w porównaniu z rynkowym olejem gazowym użytym do badań.

W dalszym ciągu prób dokonano zdjęć charakterystyk obciążeniowych przy nastawach fabrycznych, dla sześciu zakresów obro-



Wykres 3. Charakterystyki obciążeniowe silnika Austro-Saurer typ F, na nastawach fabrycznych

tów $n = 1000, 1200, 1400, 1600, 1800$ i 2000 obr/min. Wyniki tych badań zostały przedstawione graficznie na wykresie 3.

Najbardziej optymalne warunki pracy silnika zachodzą w zakresie mocy od 80 KM do 105 KM przy $n = 1600$ obr/min w przedziale wartości $g_e = 170 \div 174$ G/KMh.

Optymalne wartości g_e dla poszczególnych obrotów przedstawiają się następująco:

$g_{e\min}$ dla $n = 1000$ obr/min wynosi 180 G/KMh przy odpowiadającej mocy 55 KM, co stanowi 78,6% $N_{e\max}$.

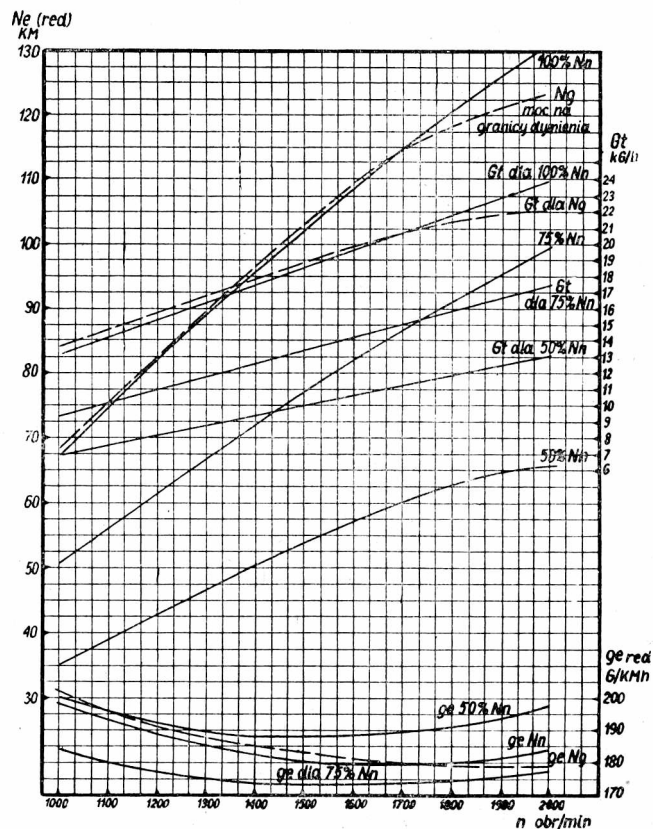
$g_{e\min}$ dla $n = 1200$ obr/min wynosi 174 G/KMh przy odpowiadającej mocy 70 KM, co stanowi 81% $N_{e\max}$.

$g_{e\min}$ dla $n = 1400$ obr/min wynosi 174 G/KMh przy odpowiadającej mocy 80 KM, co stanowi 80% $N_{e\max}$.

$g_{e\min}$ dla $n = 1600$ obr/min wynosi 170 G/KMh przy odpowiadającej mocy 95 KM, co stanowi 87% $N_{e\max}$.

$g_{e\min}$ dla $n = 1800$ obr/min wynosi 174 G/KMh przy odpowiadającej mocy 105 KM, co stanowi 81% $N_{e\max}$.

$g_{e\min}$ dla $n = 2000$ obr/min wynosi 177 G/KMh przy odpowiadającej mocy 115 KM, co stanowi 81,5% $N_{e\max}$.



Wykres 4. Zestawienie charakterystyki mocy na granicy dymienia oraz charakterystyk mocy dławionych silnika Austro-Saurer typ F

Charakterystyki mocy dławionych (częściowych)

Na wykresie 4 przedstawione zostały charakterystyki mocy dławionych 0,75 N_n i 0,5 N_n z naniesioną jednocześnie krzywą charakterystyki mocy eksploatacyjnej. Zdławienie mocy do 0,75 N_n powoduje na całym zakresie obrotów obniżenie wartości jednostkowego zużycia paliwa w porównaniu z odpowiednią krzywą g_e charakterystyki eksploatacyjnej. Dalsze zdławienie do 0,5 N_n powoduje wzrost g_e . Biorąc pod uwagę wielkości szacunkowego zużycia paliwa g_{ez} widzimy, iż dla krzywej g_e odpowiadającej charakterystyce mocy eksploatacyjnej, wartość g_{ez} wynosi 184 G/KMh, dla 0,75 N_n , $g_{ez} = 176$ G/KMh, a dla 0,5 N_n — $g_{ez} = 192$ G/KMh.

Charakterystyka mocy na granicy dymienia

Na wykresie 4 również została naniesiona krzywa charakterystyki mocy na granicy dymienia wyznaczonej metodą wzrokową. Porównując krzywą charakterystyki mocy na granicy dymienia z krzywą charakterystyki mocy eksploatacyjnej można przyjąć, iż w zakresie obrotów od 1000 do 1700 obr/min charakterystyka mocy na granicy dymienia leży nieco powyżej krzywej mocy

eksploatacyjnej. Przy obrotach $n = 1800$ obr/min nieco spada, by wreszcie wydatnie się obniżyć przy $n = 2000$ obr/min, do wartości 124 KM, co stanowi 94% N_n przy odpowiadającej wartości $g_e = 177,5$ g/KMh

Należy zatem stwierdzić, że jakkolwiek moc na granicy dymienia N_{eg} leży poniżej N_n (mocy znamionowej), to jednak wartość procentowego zdławienia mocy $N_{eg} = 89\%$. W stosunku do mocy maksymalnej $N_{emax} = 140$ KM przy $n = 2000$ obr/min należy uznać za wartość wysoką i normalnie nie spotykaną w silnikach pracujących na zasadzie wtrysku bezpośredniego, dla których moc $N_g = N_n$ zawarta jest w granicach (80–82%) N_{emax} . Wartość średniego ciśnienia użytecznego przy $n = 2000$ obr/min wg charakterystyki mocy na granicy dymienia $p_{eg} = 6,96$ kG/cm²

Wartość $p_{egmax} = 7,8$ kG/cm² przy $n = 1300$ obr/min, należy uznać za wartość przekraczającą przeciętne spotykane wielkości.

Określenie wpływu kąta wyprzedzenia wtrysku

Celem jak najbardziej wszechstronnego poznania wpływu ukształtowania komory spalania na właściwości robocze silnika, dokonano dodatkowych badań określenia wpływu kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa na osiągi robocze silnika.

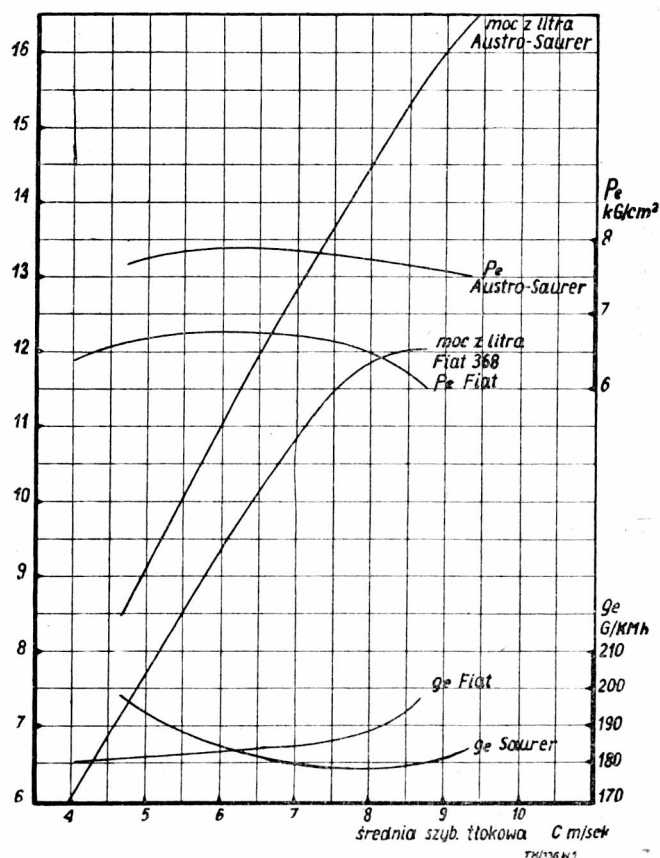
Na podstawie wyników z badań można przyjąć, że dla mocy od 100% N_n do 0,75 N_n w zakresie obrotów od 1000 do 2000 obr/min, wartości optymalnych kątów wyprzedzenia wtrysku zmieniają się w granicach od 26° do 33 przed GMP, przy czym w miarę zmniejszania prędkości obrotów i obciążeń należy opóźniać kąt początku tłoczenia paliwa.

Dla zorientowania się, w jakiej mierze słuszne jest wybranie przez wytwórcę stałego kąta wyprzedzenia wtrysku $\varphi_t = 31/32$ przed GMP, w tablicy III zestawione są wartości mocy i jednostkowego zużycia paliwa, dla różnych kątów wyprzedzenia wtrysku, przy stałych wartościach godzinowego zużycia paliwa zapewniających uzyskanie znamionowych wartości mocy przy kącie $\varphi_t = 31/32^\circ$ przed GMP.

Z tablicy tej widać, że przyjęcie mniejszego kąta wyprzedzenia wtrysku, mogłoby przyczynić się do zwiększenia mocy i poprawienia zużycia paliwa przy prędkościach obrotów mniejszych od 1600, a zmniejszenie mocy i pogorszenie zużycia paliwa dla prędkości obrotów większych od 1800 obr/min. Przyczyniłoby się to wprawdzie do zwiększenia elastyczności silnika, ale spowodowałoby ogólny wzrost zużycia paliwa przez samochód. Kąt wyprzedzenia wtrysku $\varphi_t = 31/32$ przed GMP zapewnia natomiast dostatecznie dużą moc przy większych prędkościach obrotów, oraz małe jednostkowe zużycie paliwa w zakresie od 1800 obr/min 0,75 N_n do 1600 obr/min i 0,75 N_n i 100% N_n , co odpowiada najczęściej spotykanym warunkom obciążenia silnika podczas eksploatacji.

Ocena wpływu ukształtowania komory spalania na właściwości robocze silnika

Na podstawie wyników badań należy stwierdzić, iż ukształtowanie komory spalania jest korzystne i powoduje intensywne zawirowanie ładunku powietrza, co dodatnio wpływa na przebieg procesu spalania, szczególnie w zakresie obrotów wyższych. Ale wydaje się, iż dobre osiągi silnika nie są spowodowane tylko samym ukształtowaniem komory spalania, ale również układem kanałów ssących, jak i kształtem krzywek wałka rozrządu. Czynniki te gwarantują dobre napełnienie cylindrów ładunkiem zassanego powietrza, pozwalając tym samym na bardziej pełne wykorzystanie mocy. Zgodnie z przebiegiem charakterystyki obciążeniowej dla $n = 2000$ obr/min, moc znamionowa 130 KM stanowi 92,8% uzyskanej mocy maksymalnej, co jest wielkością nieprzeciętną



Wykres 5. Charakterystyka porównawcza objętościowego wskaźnika mocy silników Austro-Saurer typ F oraz Fiat typ 368

i bardzo rzadko spotykaną w silnikach wysokoprężnych bez doładowania.

Należy zatem stwierdzić, iż przez specjalne i racjonalne ukształtowanie kanałów ssących oraz przez zmniejszenie do minimum przestrzeni szkodliwej, można znacznie przesunąć granicę dymienia w kierunku zbliżenia się do uzyskiwanej mocy maksymalnej. Wykorzystuje się tym samym w większym stopniu ten zakres mocy, który w większości wypadków dla silników z wtryskiem bezpośrednim jest nie stosowany na skutek zjawiska intensywnego dymienia.

Porównanie osiągnięć silnika Austro-Saurer z osiągnięciami Fiat 368²⁾
Dla lepszego uwypuklenia właściwości roboczych silnika Austro-Saurer przez porównanie z silnikiem Fiat 368, na wykresie 5 przedstawione zostały dla obu tych silników krzywe mocy z 1 litra objętości skokowej, średniego ciśnienia efektywnego i jednostkowego zużycia paliwa w funkcji średniej prędkości tłokowej C_{sr} .

Z wykresu wynika, że silnik Austro-Saurer uzyskuje 16,45 KM z jednego litra objętości, podczas gdy silnik Fiat tylko 12,2 KM.

²⁾ Wyniki badań silnika wysokoprężnego Fiat typ 368 zostały już uprzednio podane w ramach artykułu pt. „Porównawcze badania i analiza konstrukcji wysokoprężnego silnika Fiat 368 zamieszczonego w „Technice Motoryzacyjnej” nr 9 i 10 1953 r.

TABLICA III

n obr/min	$G_t = \text{const}$ dla poszczególnych obrotów KG/h	Wartości mocy i odpowiadające wartości g_e dla 100% N_n przy różnych kątach φ_t									
		26		28		32		34		38	
		N_n	g_e	N_e	g_e	N_e	g_e	N_e	g_e	N_e	g_e
1000	13,3	71	187,5	70	190	66,6	199,5	65	205	60,6	219
1200	15,4	85	181	84,2	183	81	190	79	195	73,7	209
1400	17,5	96,2	182	97	180	95,5	183,5	93	188,5	86	204
1600	19,8	105,5	188	108,5	182,5	109,5	180,5	107	185	100	198
1800	21,9	116,5	188	119	183	121	181	118	186	116	189
2000	24,2	122,5	198	125,5	193,5	132	183	131	185	124	196

Ponadto wartości g_e w zakresie średniej prędkości tłokowej $C_{sr} = 6,2 \div 9,4$ m/sec są niższe dla silnika Austro-Saurer. Należy zatem stwierdzić, iż prostsze w zasadzie konstrukcyjne ukształtowanie komory spalania i układu zasilającego silnika Austro-Saurer dało lepsze napełnianie cylindrów oraz lepsze zawirowanie powietrza, niż bardziej skomplikowane konstrukcyjnie rozwiązanie silnika Fiat, w którym zastosowane zostały po 2 zawory ssące, z których jeden zaopatrzony jest w przesłonkę. Analizując wartości $p_{e_{max}}$ uzyskiwane w obu wypadkach widzimy, iż $p_{e_{max}} = 7,9$ kg/cm² dla silnika Austro-Saurer jest większe o 17% od $p_{e_{max}} = 6,75$ kg/cm² dla silnika Fiat.

Powierzchniowe wskaźniki mocy N_F dla Saurera i dla Fiata odpowiednio wynoszą:

$$\text{Austro-Saurer } N_F = \frac{N_n}{\sum F_i} = 0,226 \text{ KM/l cm}^2 \text{ pow. tłoka.}$$

Fiat typ 368 $N_F = 0,175$ KM/l cm² pow. tłoka.

W takich silnikach jak: Leyland Tiger, Skoda 106R, M.A.N. D1040G2 wartości te odpowiednio wynoszą: 0,175; 0,198; 0,211. Widzimy więc, iż największe obciążenia przypadają na tłoki silnika Austro-Saurer.

Badanie wpływu różnych typów końcówek wtryskiwaczy na właściwości robocze silnika Austro-Saurer

Z uwagi na zastosowanie przez producenta bardzo oryginalnej konstrukcji wtryskiwaczy dokonano dodatkowych prób z innymi końcówkami wtryskiwaczy, celem określenia ich wpływu na właściwości robocze silnika.

Widok zewnętrzny wtryskiwacza Austro-Saurer w stanie zmontowanym i w stanie rozłożonym został przedstawiony na rys. 5 i 6.

Rozwiązanie konstrukcyjne tego wtryskiwacza jest ciekawe i nie spotykane dotąd w silnikach będących w eksploatacji krajowej. Konstrukcja ta jest prosta i nie wymaga wykonania w wysokiej klasie dokładności. Rozwiązanie to wyeliminowało zupełnie kłopoty z trudnościami technologicznego wykonania i dobiegania mikronowych luzów zespołu iglica — prowadnica, w przeciwieństwie do normalnie będących w użyciu końcówek czopikowych lub wielootworowych.

Zasada działania wtryskiwacza jest następująca: paliwo płynące przewodem wysokociśnieniowym od pompy wtryskowej przedostaje się przez otwór w części A, która jest wewnątrz zakończona filtrem paliwowym, do komory części C, poprzez części 1, 2, 3, 4, 5 i 6. Na skutek wywieranego ciśnienia paliwo pokonuje napięcie sprężynki 5 i przedostaje się do komory końcówki wtryskiwacza 6.

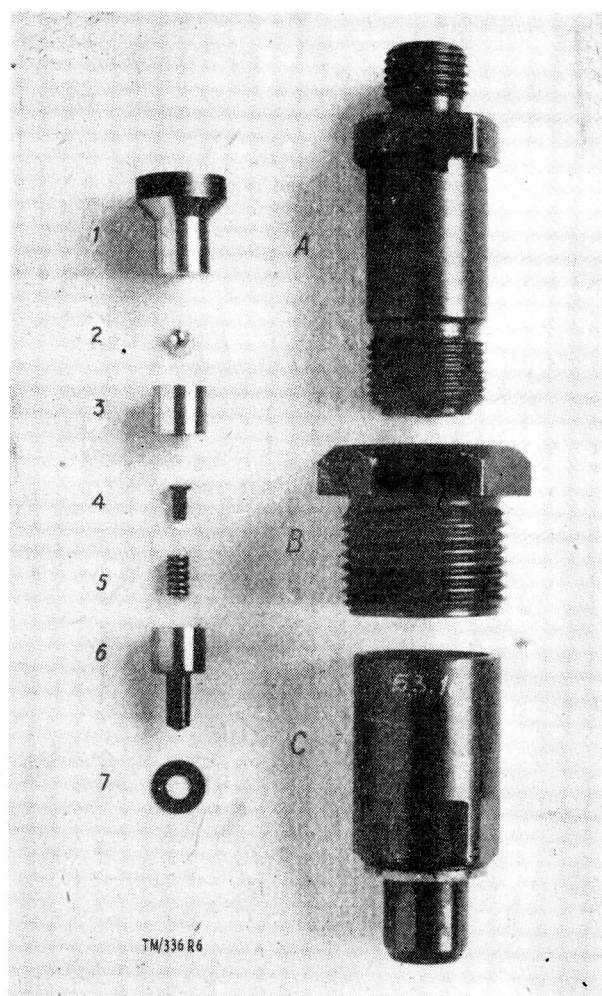
Na skutek wzrastającego przyrostu ciśnienia paliwa, zaworek zwrotny 4 pokonuje opór z zewnątrz nasadzonej sprężynki 5, zamyka dopływ paliwa i następuje wtrysk. Końcówka wtryskiwacza 6 na dolnej części ma wywiercone 6 otworków, przez które paliwo zostaje wtryskiwane.

Bardzo ciekawe jest również ukształtowanie się strug wtryskiwanego paliwa, w porównaniu z dotychczas stosowanymi wtryskiwaczami wielootworowymi. O ile wtryskiwacze typu Leyland,

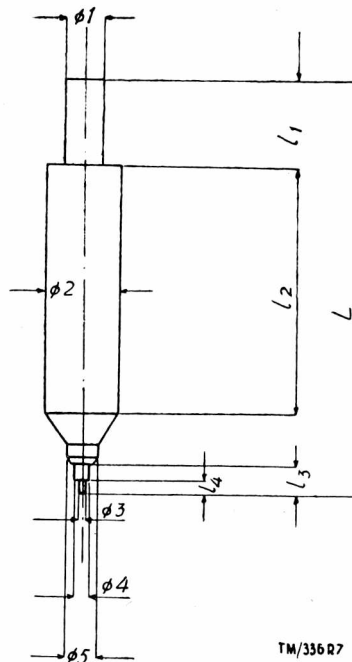
Fiat itp. dają strugi o bardzo drobnym rozpyleniu, to w danym wypadku charakter strug jest zupełnie inny, a mianowicie: z każdego otworu przy powolnym ruchu tłoczącym paliwa wtryskuje ciągłą, długą penetrującą strugą — podobną do strugi wtryskiwacza czopikowego jednootworowego typu DNOSD21 (dławikowy o kącie stożka paliwa 0° lub PM4G10R (o kącie stożka paliwa 4°), ale o nie tak rozdrobnionych kropelkach paliwa. Odnosi się wrażenie, iż wtryskiwacz raczej cieknie, nie rozpyla.

Mimo to, że w zasadzie żąda się od wtryskiwacza bardzo drobno rozpylonej strugi, nawet przy powolnym ruchu tłoczającym paliwo, tym niemniej jednak, jak wykazały badania właściwości roboczych silnika, tego rodzaju rozpylenie nie wpłynęło ujemnie na ekonomię pracy silnika i na jego moc w zakresie trakcyjnych warunków eksploatacji. Do badań porównawczych użyto końcówek wtryskiwaczy DNOSD21; PM4G0R; DO15S525; DO60S725; F82

Wymiary zasadnicze i geometryczny kształt oraz kąt i charakter rozpylonej strugi paliwa zostały przedstawione na rys. 7, 8, 9.



Rys. 6. Wtryskiwacz typ F 875 w stanie rozmontowanym

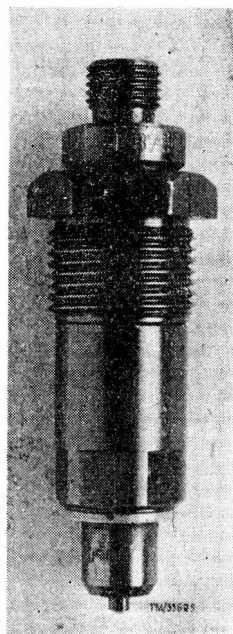


Rys. 7. Zasadnicze wymiary czopików dławikowych wtryskiwaczy jednootworowych oraz charakterystyki wtrysku

Na podstawie wyników badań stwierdzono, iż polepszenie właściwości roboczych silnika można uzyskać przy zastosowaniu wtryskiwaczy o większych kątach stożka wtryskiwanego paliwa, przy jednoczesnym silnym i długim wtrysku o charakterze penetrującym. Wyniki tych badań zostały przedstawione na wykresach charakterystyk obciążeniowych dla czterech zakresów obrotów $n = 1000, 1400, 1800$ i 2000 obr/min. przy stałym $\varphi_t = 31/32^\circ$ przed GMP (wykresy 6, 7, 8, 9).

Ogólnie można stwierdzić, iż w zakresie obrotów $n = 1000$ i 1400 obr/min rozrzuty w uzyskanych wynikach dla pięciu rodzajów badanych wtryskiwaczy są zawarte w granicach 5% w zakresie mocy eksploatacyjnych i w zasadzie wszystkie badane końcówki mogą być stosowane.

Fakt pogarszania się właściwości roboczych silnika przy zastosowaniu wtryskiwaczy pięciootworowych o kącie rozpylenia 15° (DO15S525) szczególnie w zakresie obrotów wyższych $1800 \div 2000$ obr/min, można wytłumaczyć zbyt mało penetru-



Rys. 5. Wtryskiwacz typ F 875

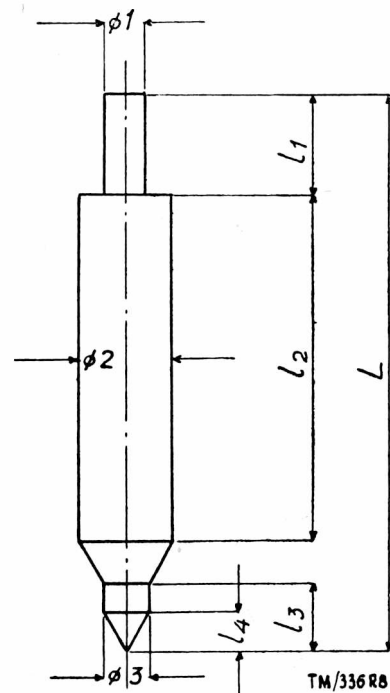
Oznaczenie typu czopika	Oznaczenie wymiarów										Uwagi o wtrysku
	$\phi 1$	$\phi 2$	$\phi 3$	$\phi 4$	$\phi 5$	L	l_1	l_2	l_3	l_4	
DNOSD 21	2,7	5,9	0,4	0,9	2,4	33,8	6,9	20,3	2,3	1	ciśnienie 150 kg/cm ² kąt rozpylonego paliwa 0° wtrysk długi penetrujący
PM4 GIOR	2,8	5,9	0,6	0,9	2,9	33,5	6,8	21,3	1,8	0,7	$p_w = 150$ kg/cm ² kąt rozpylania 4° wtrysk penetrujący

jącym wtryskiem, powodując tym samym gorsze przemieszanie się cząstek paliwa ze sprężonym ładunkiem powietrza, co uwydatnia się jednocześnie uzyskiwaniem niższych mocy maksymalnych. Zjawisko otrzymywania gorszych wyników przy użyciu końcówek wtryskiwaczy siedmiootworowych o kącie rozpylania 60° (DO60S725) w porównaniu z DO15S525, należy również wytłumaczyć zbyt słabym wtryskiem, którego mało penetrujące i słabe strugi paliwa nie mogą przebić się przez warstwę sprężonego powietrza. Ponadto należy zwrócić uwagę, iż przy zastosowaniu końcówek DO15S525 na skutek małego kąta rozpylania, poszczególne strugi paliwa wtryskujące z otworów, zgodnie z obserwacjami optycznymi, tworzą raczej jednolitą strugę o większych zdolnościach przebijania się, przy wzrastającym przeciwności ciśnieniu ładunku powietrza. Istnieje prawdopodobieństwo, iż słaby wtrysk powoduje spalanie raczej nad tłokiem niż w samej komorze spalania.

W wyniku badań ustalono możliwość zastosowania wtryskiwaczy:

- czopikowych z płaskim siedzeniem o kącie stożka paliwa 21° (F82)
- czopikowych o kącie stożka paliwa 4° (PM4GIOR — produkcji francuskiej)
- czopikowych dławikowych o kącie stożka paliwa 0° (DNOSD21 produkcji Bosch).

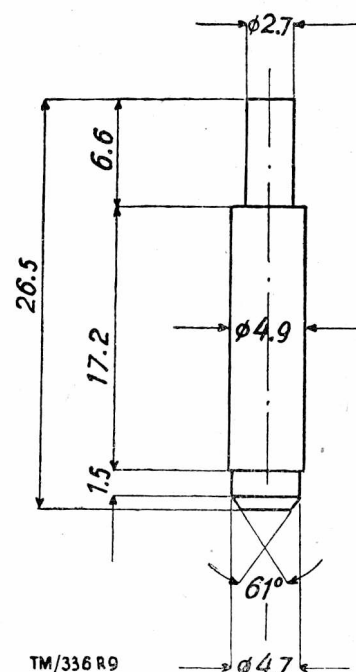
Ponadto stwierdzono wpływ jakości i charakteru strugi rozpylonego paliwa na



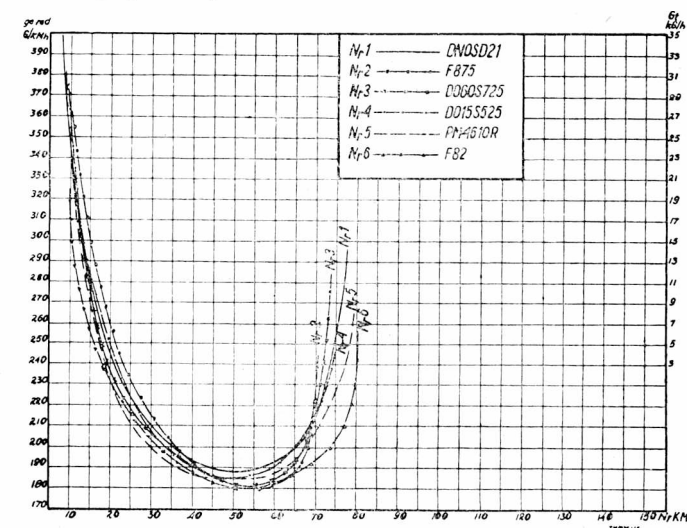
Rys. 8. Zasadnicze wymiary czopików dławikowych wtryskiwaczy wielootworowych oraz charakterystyki wtrysku

Oznaczenie typu czopika	Oznaczenie wymiarów								Uwagi o wtrysku
	$\phi 1$	$\phi 2$	$\phi 3$	L	l_1	l_2	l_3	l_4	
DO15S525	2,5	6	3	36,7	6,4	23,2	4,5	2,5	ciśnienie 170 kg/cm ² wtryskiwacz pięcio-obrotowy kąt rozpyl. 15° wtrysk krótki
DO60S725	2,4	5,9	3	36,7	6,4	23,8	4,2	2,8	ciśnienie 170 kg/cm ² wtryskiwacz siedmio-obrotowy kąt rozpyl. 60° wtrysk krótki

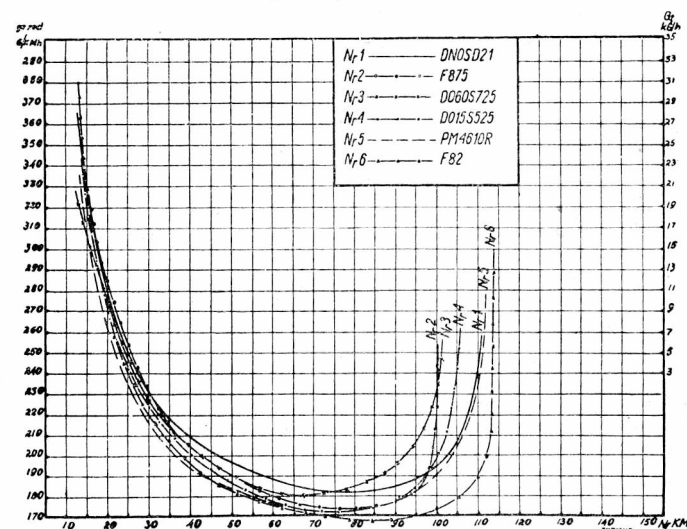
kąt początku tłoczenia paliwa. Mianowicie w wypadku użycia oryginalnych wtryskiwaczy Austro-Saurera (typ 875) o penetrującym wtrysku są większe opóźnienia kąta φ_t dla mocy 100% N_n , 0,75 N_n i 0,5 N_n w zakresie obrotów od 1000 ÷ 2000 obr/min, w porównaniu z kątami φ_t dla wtryskiwaczy czopikowych DNOSD21. Zjawisko to można wytłumaczyć tym, iż kilka strug rozpylonego paliwa, mieszając się z zassanym ładunkiem powietrza, powoduje gwałtowniejszy i szybszy proces spalania, w porównaniu z jednym wtryskiem o kącie 0°. Zjawisko to jest ponadto zupełnie wyczuwalne słuchowo. W zakresie obrotów od 1000 ÷ 1400



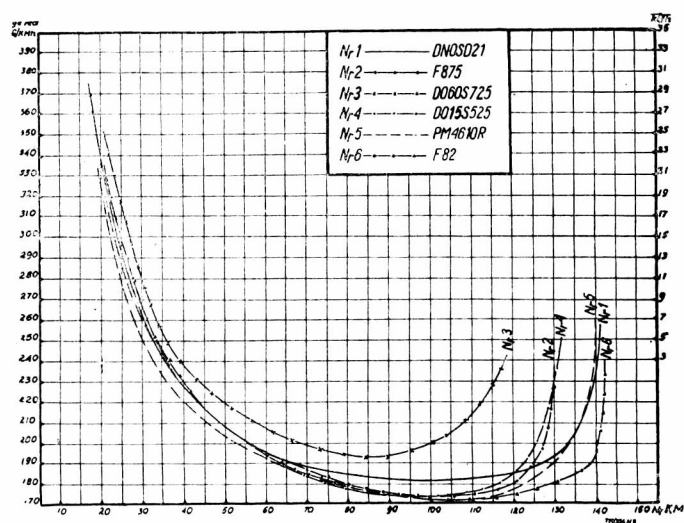
Rys. 9. Wymiary zasadnicze czopika dławikowego o płaskim siedzeniu, wtryskiwacza typ F 82 oraz charakterystyka wtrysku



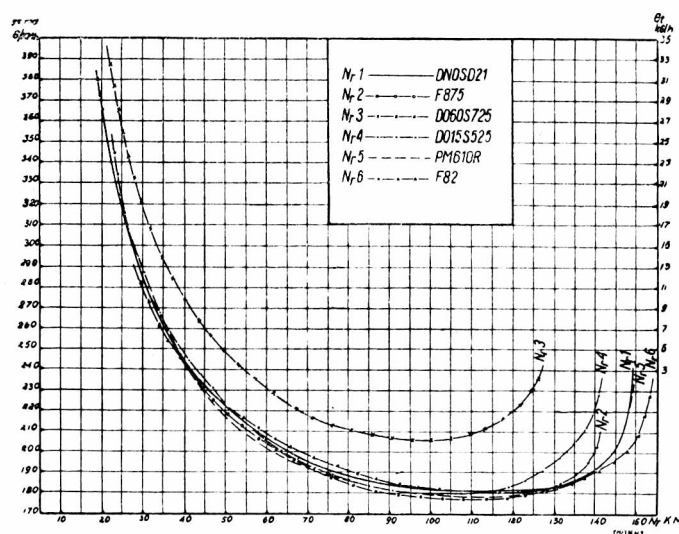
Wykres 6. Zestawienie charakterystyk obciążeniowych silnika Austro-Saurer typu F Nr 3868 przy współpracy z różnymi typami końcówek wtryskiwaczy przy stałych nastawach rozrządu i kąta tłoczenia paliwa; $n = 1000$ obr/min



Wykres 7. Zestawienie charakterystyk obciążeniowych silnika Austro-Saurer typu F Nr 3868 przy współpracy z różnymi typami końcówek wtryskiwaczy przy stałych nastawach rozrządu i kąta początku tłoczenia paliwa $n = 1400$ obr/min.



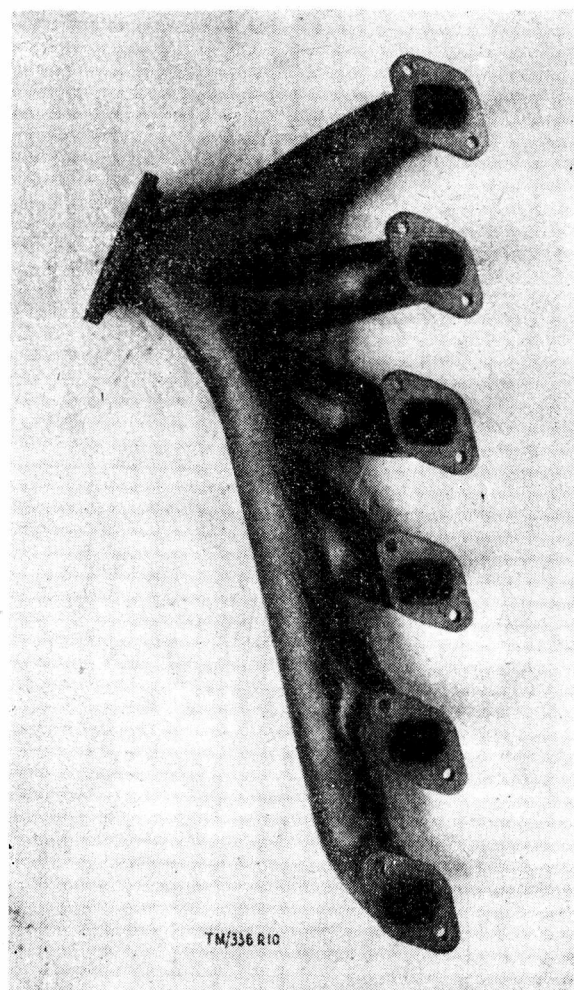
Wykres 8. Zestawienie charakterystyk obciążeniowych silnika Austro-Saurer typu F Nr 3868 przy współpracy z różnymi typami końcówek wtryskiwaczy przy stałych nastawach rozrządu i kąta początku tłoczenia paliwa; $n = 1800$ obr/min



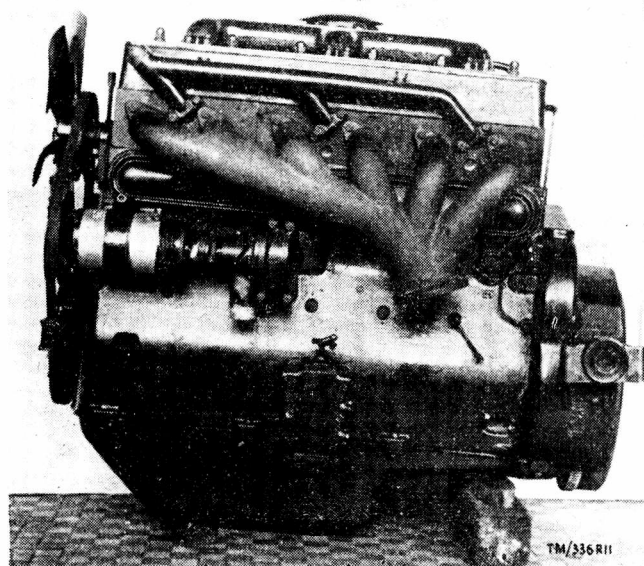
Wykres 9. Zestawienie charakterystyk obciążeniowych silnika Austro-Saurer typu F Nr 3868 przy współpracy z różnymi typami końcówek wtryskiwaczy przy stałych nastawach rozrządu i kąta początku tłoczenia paliwa; $n = 2000$ obr/min.

obr/min przy stałym $\varphi_t = 31^\circ$ przed GMP, bieg silnika jest bardziej twardy przy zastosowaniu wtryskiwaczy F875, niż przy pracy na wtryskiwaczach DNOSD21 lub PM4610R.

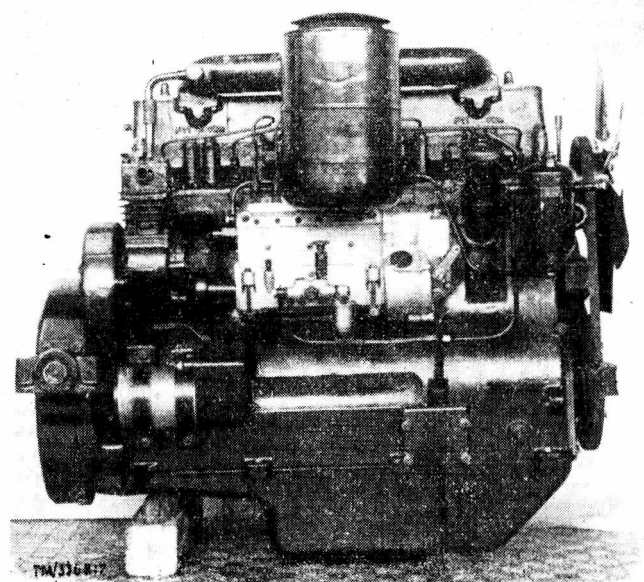
Ogólnie można powiedzieć, iż powiększenie kąta strugi paliwa wymaga opóźniania kąta wtrysku.



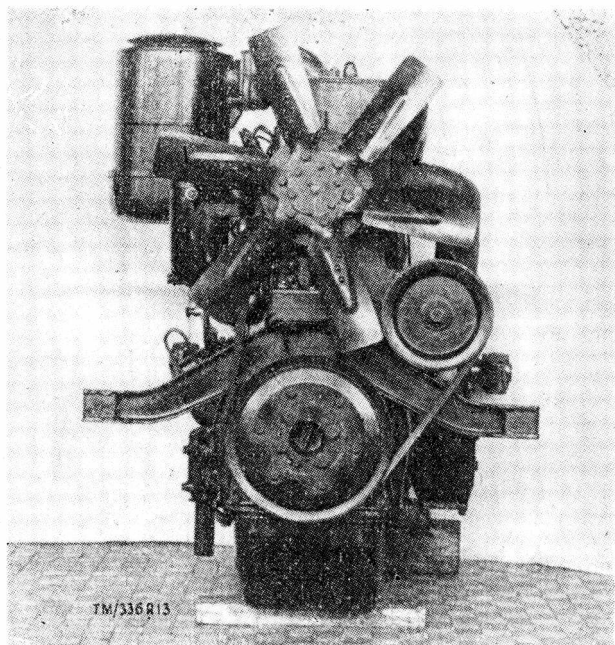
Rys. 10. Widok silnika Austro-Saurer typ F od strony rury wydechowej



Rys. 11. Widok silnika Austro-Saurer typ F od strony pompy wtryskowej



Rys. 12



Rys. 13

Opis ciekawszych szczegółów rozwiązania konstrukcyjnego

Na podstawie analizy konstrukcji i wykonania technologicznego należy stwierdzić, iż silnik Austro-Saurer typ F odznacza się zwartą, nowoczesną budową, łatwym demontażem. Wykonanie kadłuba cechuje racjonalne uźebrowanie, gwarantujące dużą sztywność. Zwartą budowę uzyskano między innymi na skutek wbudowania napędu rozrządu od strony koła zamachowego wewnątrz kadłuba. Takie rozwiązanie konstrukcyjne utrudnia wprawdzie dostęp i demontaż układu rozrządu, ale gwarantuje zupełną izolację od przenoszenia drgań skrętnych, co powinno przyczynić się do dłuższej żywotności i większej sztywności.

Należy również zwrócić uwagę na kształt rury wydechowej, przedstawionej na rys. 10. Kształt ten, stosowany do chwili obecnej tylko w silnikach wyczynowych, znajduje coraz większe zastosowanie w nowoczesnych silnikach wysokoprężnych na skutek tego, iż stwarza on małe opory przepływu gazów wydechowych i daje do pewnego stopnia wysysanie spalin.

Ciekawym rozwiązaniem konstrukcyjnym jest nafrezowanie zbiorniczków smarnych na czopach korbowodowych w miejscach doprowadzenia kanałów smarujących panewki korbowodowe. W silniku zastosowano nieuzbrojone uszczelki podglowicowe. Celem ich zabezpieczenia przed wysokimi temperaturami spalania, obrzeża zostały odsunięte od wewnętrznej średnicy tulei cylindrowej o ca 3 mm.

Ponadto mały ciężar przypadający na 1 KM, który wynosi 4,7 kg świadczy o racjonalnym rozwiązaniu konstrukcyjnym poszczególnych elementów silnika i o właściwym doborze materiałów. Ogólny widok silnika Austro-Saurer przedstawiony jest na rys. 11, 12, 13.

Mgr inż. CZESŁAW KORDZIŃSKI

WTRYSK PALIWA LEKKIEGO W SILNIKACH SPALINOWYCH

Autor na początku podaje pokrótce historię rozwoju wtrysku paliwa lekkiego i omawia zasadnicze wady gaźników, po czym charakteryzuje systemy wtrysku. Opisano i omówiono ogólnie wtrysk bezpośredni, wtrysk w czasie suwu ssania i wtrysk w czasie suwu sprężania. W zakończeniu autor podkreśla znaczenie wtrysku w silnikach dwusuwowych na przykładach praktycznych zastosowań.

Myśl zastąpienia gaźnika przez urządzenie wtryskowe dopiero od niedawna intryguje szersze grono konstruktorów, jakkolwiek już pół wieku temu wtrysk benzyny zastosowali bracia Wright do silnika lotniczego, starając się wyrugować niesprawny gaźnik knotowy.

W roku 1911 miały miejsce próby nad wprowadzeniem wtrysku benzyny do silników dwusuwowych ze sprężarką, zaś w 1916 r. Mikulin i Stieczkin zastosowali wtrysk paliwa lekkiego w dwusuwowym silniku bezkorbowym, przeznaczonym dla lotnictwa rosyjskiego.

W latach późniejszych nastąpił szybki rozwój konstrukcji gaźników, podczas gdy zasadnicze trudności konstrukcyjne, decydujące wobec ówczesnych możliwości i poziomu techniki, zmusiły producentów silników do zrezygnowania — na razie — z systemu wtryskowego. Gaźnik zwyciężył dzięki swej prostocie i taniości, okazał się niezawodny w działaniu i czynił zadość stawianym mu wymaganiom. Tymczasem w ostatnich latach znów się więcej mówi o wtrysku benzyny, a pewne wytwórnie samochodowe zastępują w niektórych wypadkach gaźniki układem wtryskowym. Wydaje się, że dwa czynniki posiadały tu zasadnicze znaczenie:

1. Możliwość wykorzystania bardzo obecnie rozległych doświadczeń, poczynionych na polu produkcji i eksploatacji zespołów wtryskowych do silników Diesela, jak i do silników lotniczych na paliwo lekkie, wyposażone w urządzenie wtryskowe.

2. Wyrażna tendencja do podwyższenia ekonomii zużycia paliwa w silnikach do samochodów małolitrażowych, przeznaczonych dla szerokich mas użytkowników, a więc zwłaszcza w silnikach dwusuwowych.

Jeżeli chodzi o silniki czterosuwowe, to na tym polu uczyniono duży krok naprzód w lotnictwie, gdzie wprowadzenie wtrysku paliwa było spowodowane głównie względami natury taktycznej. Współczesny gaźnik, zwłaszcza lotniczy, nie jest urządzeniem tak prostym, jakby to wynikało z samej zasady jego działania. Jednak, mimo wprowadzenia całego szeregu ulepszeń konstrukcyjnych, jak zespołu rozpylaczy połączonego z mechanizmami automatycznej regulacji składu mieszanki czy specjalnych rozwiązań komór pływakowych, gaźnik nie we wszystkich sytuacjach spełniał swoją rolę. Tak np. nagle przejście z lotu poziomego w lot nurkowy, będące jednym z manewrów unikowych w czasie wal-

ki myśliwców, powodowało częste gaśnięcie silnika wskutek zakłóceń w dopływie paliwa. Rozstrzygało to często o wyniku pojedynku w powietrzu. Z tego właśnie powodu starcia myśliwców brytyjskich z niemieckimi w pierwszym okresie minionej wojny, wobec faktu, że Niemcy stosowali silniki z wtryskiem benzyny, miały dość niekorzystny dla Anglików przebieg. Nie posiadali oni wówczas silników wtryskowych i nie mieliby już czasu na zaopatrzenie lotnictwa w nowy sprzęt. Skorzystali z doświadczeń amerykańskiej firmy Stromberg, produkującej od roku 1936 gaźniki wtryskowe, w których paliwo jest doprowadzane do rozpylaczy pod ciśnieniem, niezależnie od działania sił ciężkości czy sił odśrodkowych. System ten byłby do dziś groźnym konkurentem wtrysku „bezpośredniego” w dziedzinie silników lotniczych, gdyby nie zjawił się silnik odrzutowy.

Nie możemy się jednak spodziewać, aby zbyt szybko nastąpił zmierzch silników tłokowych w dziedzinie pojazdów mechanicznych. Zachowają tu one jeszcze długo przodujące stanowisko i stąd dążenie do ich ulepszenia, aby mogły sprostać stawianym im coraz wyższym wymaganiom. Nie zawsze wymaganiom tym czyni zadość silnik gaźnikowy.

Ujemne strony zasilania gaźnikowego

W silniku gaźnikowym mieszanka paliwowo-powietrzna tworzy się w czasie suwu ssącego nie tylko w gaźniku, lecz również podczas przepływu mieszanki przez rurę ssącą (w dwusuwach w skrzyni korbowej), podczas zasysania do cylindrów, wreszcie w czasie sprężania. Pomimo tego nie uzyskuje się ani dostatecznego odparowania paliwa, ani nawet jego dokładnego rozpylenia w zassanym powietrzu. Pewne ilości paliwa kondensują w postaci kropli na ścianach kolektora ssącego i nie dostają się do cylindra, co powoduje zubożenie mieszanki. Aby temu zapobiec, stosuje się często w silnikach bez doładowania podgrzewanie kolektora ssącego, w wypadku zaś silników ze sprężarką wykorzystuje się podgrzanie powietrza wzgl. mieszanki, która następuje w sprężarce. Zapewnia to lepsze odparowanie paliwa, jednak podgrzewanie kolektora ssącego obniża sprawność napełnienia. Można tego uniknąć przez stosowanie paliw o odpowiednio dobranych właściwościach, określonych krzywą destylacji. Im węższy jest zakres temperatur wrzenia paliwa, tym szybciej odbywa się odparowanie i tym bardziej korzystny może być obraz wymieszania się paliwa

z powietrzem. Przebieg krzywej wrzenia benzyny handlowej jest tego rodzaju, że około 50% jej składników paruje w zakresie od 40 do 120°C, reszta zaś dopiero w zakresie od 120° do 220°C. Korzystnie przedstawia się zakres wrzenia benzolu: 75° do 170°C, posiada on jednak wysoką temperaturę krystalizacji, co bywa przyczyną „zamarzania” gaźnika w porze zimowej. Z tego to powodu mówi się czasem o „czułości” silnika gaźnikowego na paliwo, objawiającej się głównie małą zdolnością do uzyskiwania żądanych przyspieszeń i trudnościami rozruchu — zwłaszcza zimą. Paliwo posiadające większe ilości frakcji parujących w niskich temperaturach rozruchu i korzystny przebieg krzywej wrzenia w wyższych temperaturach, usuwa częściowo te niedomagania. Mogą się jednak pojawić inne wady — „korki par benzyny”. Zjawisko polega na odparowaniu paliwa lekkiego w przewodach doprowadzających je do gaźnika i pojawieniu się par paliwa w komorze pływakowej i rozpylaczach, a uzewnętrznia się nierówną pracą silnika. Parowanie benzyny przed rozpylaczami jest szczególnie groźne i najczęściej występuje w silnikach lotniczych. W niektórych silnikach samochodowych zjawisko to występuje zupełnie wyraźnie w czasie upalnych dni. Uwidacznia się ono szczególnie przy przejściu na bieg luzem po dłuższej pracy silnika pod obciążeniem — silnik „dławi się”, a nawet staje.

Aby zdać sobie sprawę z powodu czy możliwości powstawania korków powietrznych, należy również rozpatrywać krzywą wrzenia paliwa. Im niższe są granice wrzenia i im większa lotność paliwa, tym wyższe jest, dla danej temperatury, ciśnienie pary nasyconej paliwa, wywierane na swobodną powierzchnię cieczy. Gdy stanie się ono równe atmosferycznemu, paliwo zaczyna gwałtownie parować czyli wrzeć. Ciśnienie pary nasyconej rośnie szybko ze wzrostem temperatury otoczenia, a różnica między tym ciśnieniem a atmosferycznym staje się mniejsza i umożliwia silniejsze odparowanie lotnych frakcji paliwa. Jeżeli wystąpi ono w przewodzie prowadzącym paliwo do gaźnika, nastąpi przetłoczenie doń par benzyny, co spowoduje zubożenie mieszanki i zakłócenie normalnej pracy silnika. Jeżeli zaistnieje silne odparowanie paliwa w komorze pływakowej, to wskutek obecności banieczek par paliwa w jego masie uzyska ono mniejszy ciężar właściwy, a pływak opadnie, powodując zalanie komory pływakowej i wzbogacenie mieszanki.

Opisane zaburzenia były dodatkową przyczyną wprowadzenia wtrysku benzyny w lotnictwie. Przy dużej szybkości wznoszenia nowoczesnych samolotów, układ zasilania paliwem podlegał nagłym zmianom ciśnienia. Wobec dość niewielkiego spadku temperatury układu z uwagi na krótki czas wznoszenia następowało silne odparowanie benzyny i niebezpieczne przerwy w pracy silnika gaźnikowego.

Nierównomierność rozdziału mieszanki do poszczególnych cylindrów jest dalszą ujemną stroną gaźnika.

Przyjmuje się, że rozdział mieszanki jest poprawny, o ile różnica w składzie nie przekracza w odniesieniu do składu normalnego 10%. Tymczasem, w silnikach wielocylindrowych, wahania składu wynoszą 20% i więcej. Maslennikow stwierdza, że jest to jeden z ważnych czynników, dla których wprowadzono w silnikach lotniczych, m. in. w radzieckim ASZ-82 FN, wtrysk benzyny. Różnicowanie składu pod względem zawartości mniej lub bardziej lotnych składników może też być powodem detonacji w tych cylindrach silnika, gdzie nagromadzi się większa ilość frakcji wysokoprężnych.

Zamarzanie gaźnika występuje niekiedy w normalnych temperaturach (26°C), o ile powietrze posiada znaczną wilgotność, a paliwo — wysokie ciepło parowania, a więc zwłaszcza alkohole. Powodem tego jest przechłodzenie pary wodnej, występującej głównie przy pracy na przymkniętej przepustnicy. W porze zimowej dochodzi jeszcze możliwość kondensacji i osadzania się kryształów paliwa o wysokiej temperaturze krzepnięcia (benzol silnikowy).

Zastosowanie wtrysku paliwa lekkiego pozwala usunąć omówione niedomagania, a korzyści stąd płynące okazały się pierwszorzędnej wagi w przypadku silników dwusuwowych.

Systemy wtrysku i układ zasilania

Można wyodrębnić 3 systemy wtrysku, w zależności od tego, w jakiej fazie i miejscu on następuje:

1. Wtrysk bezpośredni — do cylindra silnika 4-suwowego — w czasie suwu ssącego.
2. Wtrysk w czasie suwu ssącego do kanału ssącego przed zaworem.
3. Wtrysk w czasie suwu sprężania do cylindra silnika 4-suwowego krótko przed zapłonem i w czasie zapłonu, względnie wtrysk do cylindra lub kanału przelotowego silnika 2-suwowego w czasie płukania i na początku sprężania.

Układ zasilania nie wykazuje w zależności od systemu wtrysku większych różnic. Pompa paliwowa doprowadza paliwo ze zbiornika do pompy wtryskowej. W pewnych wypadkach spotkamy

przed pompą urządzenie, usuwające powietrze i pary paliwa z układu. Pompa wtryskowa, napędzana przez silnik, zaopatrzona jest w automatyczne lub ręczno-automatyczne urządzenie do regulacji ilości paliwa i składu mieszanki oraz w pompę olejowego układu smarowania. Paliwo, doprowadzane do pompy, musi podlegać znacznie dokładniejszemu filtrowaniu niż w przypadku silników gaźnikowych. Od pompy wtryskowej prowadzi przewody do poszczególnych wtryskiwaczy, przewód odprowadzający nadmiar paliwa do filtru, oraz przewód odpowietrzenia. Wtryskiwacze są podobnie jak w wypadku silników Diesela dość różnorodne, tak pod względem typu jak i szczegółów konstrukcji. Tak więc, choć system zasilania jest w zasadzie taki sam jak dla silników Diesela, istnieją pewne różnice, o których należy pamiętać przy omawianiu wtrysku paliw lekkich.

Silniki wysokoprężne (Diesela) są zasilane paliwem ciężkim, wtryskiwanym do cylindra, gdzie zostało wysoko sprężone powietrze. Wysoka temperatura powietrza umożliwia samozapłon wtrysniętego paliwa i aby dawka paliwa została spalona, czas wtrysku nie musi być długi i wynosi 20 do 40° na kole korby. Natomiast aby paliwo lekkie utworzyło z zassanym powietrzem poprawną mieszankę, która ulegnie zapłonowi od iskry elektrycznej w stosunkowo niskiej temperaturze, należy zapewnić dokładne rozprószanie paliwa w objętości zassanego powietrza. Jeżeli wtrysk następuje w czasie suwu ssącego, należy stopniowo „nasycać” powietrze, wprowadzane do cylindra, paliwem. Ponieważ winno ono zostać możliwie dobrze odparowane, należy jego dawkowanie w czasie utrzymać w takich granicach, aby nie wystąpiło skraplanie z powodu lokalnego przechłodzenia powietrza i ścian cylindra. Należy pamiętać, że temperatury suwu ssącego są rzędu kilkudziesięciu stopni Celsjusza i lotniejsze frakcje paliwa już parują, pobierając ciepło z otoczenia. Frakcje mniej lotne, względnie świeże dawki wtryskiwane jednocześnie większej ilości paliwa, mogą się wówczas znaleźć w medium ochłodzonym i kondensować na ścianach cylindra. Z tego powodu okres wtrysku paliw lekkich jest 3—6 razy dłuższy, niż potrzebny w wypadku silników Diesela. Waha się on przy pełnym obciążeniu w granicach 50° do 80° dla dwusuwów oraz 50° do 130° dla czterusuwów. Stosownie do tego pompa wtryskowa musi być tak zaprojektowana, aby jej tłoczki dawkowały żadaną ilość paliwa w odpowiednio dłuższym czasie. Przy określaniu czasu wtrysku w dwusuwach należy brać pod uwagę dwukrotnie większą częstotliwość wtrysku i przewidzieć odpowiedni okres napełniania cylindrów pompy paliwem.

Drugą cechą pompy wtryskowej paliw lekkich jest smarowanie tłoczków pompy pod ciśnieniem. Paliwa lekkie nie posiadają praktycznie żadnych właściwości smarujących, a tłoczki — nawet gdyby poprawnie pracowały bez smarowania — ulegałyby szybkiemu zużyciu. Należy zaznaczyć, że zamiast uciekać się do smarowania pompy olejem pod ciśnieniem, stosowano dodatek ok. 5% oleju do paliwa, zwiększając w ten sposób jego własności smarne.

Silniki Diesela, pracujące na mniej lotnych paliwach, nie wykazują zaburzeń z powodu parowania paliwa w układzie zasilania. Ponieważ nawet w wypadku zasilania wtryskowego, paliwo lekkie mogłoby te zaburzenia powodować, znajdujemy w układzie wtryskowym urządzenie zwane odpowietrzacem, usuwające pary benzyny i powietrze. To ostatnie może się dostawać do przewodów ze zbiornika, o ile podlega on gwałtownym wstrząsům. W bardziej popularnych rozwiązaniach układu wtryskowego odpowietrzaczy nie stosuje się.

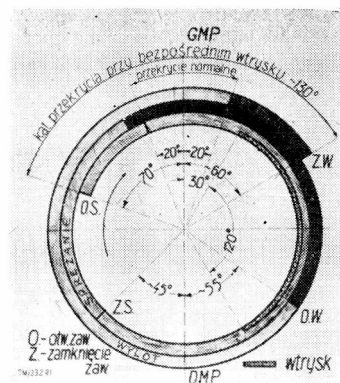
Ciśnienia robocze pomp silników wysokoprężnych wynoszą 100 do 1500 atm, zaś pompy wtryskowe paliwa lekkiego tylko w pewnych wypadkach są pompami wysokiego ciśnienia. Dochodzi ono wówczas do 200 atm, lecz wyniki badań wykazały, że nie ma wpływu na pracę silnika, czy ciśnienie wynosi 200 czy 20 atmosfer. Z tego też powodu stosuje się tu ciśnienia robocze w zakresie 7 do 45 kg/cm², co ma swój wpływ na konstrukcję pompy. Czynnikiem wytrzymałościowy oraz fakt, że pompa paliwa lekkiego jest projektowana według założeń, odpowiadających ściśle pewnemu typowi silnika, a więc nie jako jednostka tak uniwersalna, jak pompa silników wysokoprężnych, powoduje, że jest ona o około 25% lżejsza. Tym niemniej, pompa wtryskowa do 12-cylindrowego silnika (lotniczego) posiada aż 1576 części — w tym 327 różnych, gaźnik zaś takiego silnika — 433 części, w tym 141 różnych.

Wtrysk w czasie suwu ssania

System wtrysku w czasie suwu ssania błąd bezpośrednio do cylindra bądź do kanału ssącego był do niedawna wyłącznie stosowany i dopiero w ostatnich latach przeprowadzono rozległe badania nad wtryskiem w czasie suwu sprężania i realizacją spalania przy „stojącym froncie płomienia”.

O ile przebieg spalania w wypadku wtrysku w czasie suwu ssania niewiele się różni od przebiegu w silniku gaźnikowym, o tyle przebieg napełniania cylindra jest znacznie korzystniejszy. Ponieważ w układzie ssącym nie ma gaźnika, a przekroje rury ssącej mogą

być większe, gdyż nie jest już konieczne zapewnianie odpowiedniej prędkości przepływu z uwagi na działanie gaźnika, opory przepływu są mniejsze i rośnie sprawność napędzania. Jest ona i dlatego większa, że stosuje się większe „przekrycia” zaworów (okres wspólnego otwarcia zaworów ssącego i wylotowego). W przypadku silników gaźnikowych



Rys. 1. Sterowanie zaworów w czterosuwie z wtryskiem benzyny

może to być połączone ze stratą świeżej mieszanki i nie stosuje się praktycznie wyższych „przekryć” niż 40° na kole korby (rys. 1). Przy zasilaniu wtryskowym, zawór wylotowy zamyka się w granicach 45°–60° po GMP, zamiast około 10–20° w silniku gaźnikowym (tylko wyjątkowo później). Zawór ssący otwiera się przy 27°–70° przed GMP, zamiast około 20° tak więc „przekrycie” zaworów dochodzi do 130°, a czasem więcej. Zapewnia to lepsze usunięcie spalin i wyższy stopień napędzania. Gdyby można było zrealizować zupełne przepłukanie cylindra, wówczas stosunek maksymalnego napędzania do napędzania przy normalnym sterowaniu zaworów, byłby w przybliżeniu równy:

$$\frac{V_s + V_k}{V_s}$$

Ponieważ stopień sprężania określa zależność: $\varepsilon = \frac{V_s + V_k}{V_k}$,

gdzie V_s jest objętością suwową, V_k — objętością sprężania, mamy do czynienia z równością:

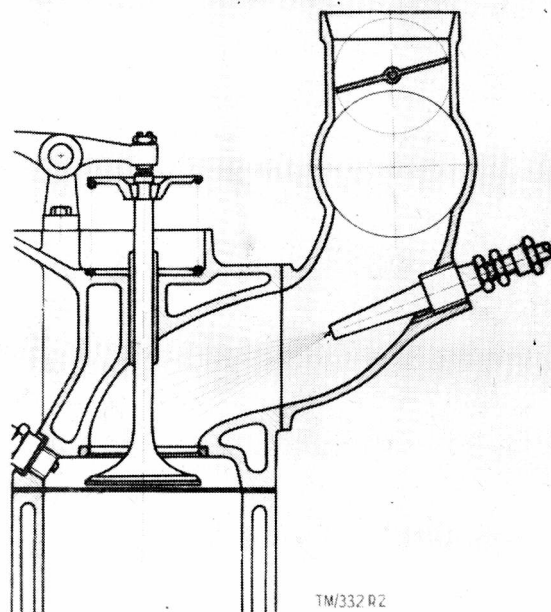
$$\frac{V_s + V_k}{V_s} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1},$$

która wskazuje, że korzyści stosowania wyższych „przekryć” będą tym większe, im wyższy jest stopień sprężania. Przy założeniu proporcjonalności napędzania do mocy silnika, można stwierdzić, że tylko dzięki większym „przekryciom” i usunięciu oporów gaźnika, moc wzrosła o około 70%, gdyż badania wykazały taki właśnie wzrost sprawności napędzania (Schey). Wydaje się też uzasadnione przypuszczenie, że specjalnie dobre wyniki, można by uzyskać w wypadku silników samochodów ciężarowych, umieszczonych w kabinie kierowcy, przez wyeliminowanie niekorzystnego wpływu znacznego oddalenia gaźników i wyższych temperatur ssania na napędzanie.

Początek wtrysku ma miejsce albo jeszcze przed zamknięciem zaworu wylotowego lub krótko po jego zamknięciu, co zresztą nie ma widocznego wpływu na pracę silnika. Jednak dowolne przyjęcie początku wtrysku nie zawsze musi być korzystne, mimo trzymania się pewnych przyjętych granic. Najlepsze wyniki — uwidocznione największą mocą — można uzyskać przy uzgodnieniu okresu wtrysku z fazą najwyższych prędkości zasysanego powietrza. Stosowane granice początku wtrysku są: 30° do 90° po GMP. Okres wtrysku przy pełnym obciążeniu wynosi w pewnych wypadkach mniej niż 80° zwykle jednak stosuje się okres 80° do 120° (130°). W zasadzie lepsze warunki tworzenia się poprawnej mieszanki istnieją przy umieszczeniu wtryskiwacza w kanale ssącym, w strumieniu przepływającego powietrza (rys. 2), aniżeli przy umieszczeniu go w cylindrze. W tym drugim wypadku dobre wymieszanie można zapewnić dodatkowym zawirowaniem zasysanego powietrza, np. przez umieszczenie pierścienia turbulencyjnego na grzybku zaworu ssącego. Poza tym, odparowanie paliwa następuje w cylindrze, kosztem ciepła, pobranego od ścian komory spalania i rozgrzanego od nich powietrza. Obniża to temperaturę suwu ssącego, co powoduje obniżenie temperatur całego obiegu. Zmniejsza to tendencję paliwa do detonacji i umożliwia stosowanie wyższych stopni sprężania niż w silnikach gaźnikowych.

Różnice składu mieszanki w poszczególnych cylindrach nie przekraczają 2–3%, co umożliwia stosowanie mieszanek uboższych — bez „zapasu”, który musi być przewidziany przy zasilaniu gaźnikowym, aby zubożenie w niektórych cylindrach nie powodowało wypadania zapłonów i spadku mocy. Oprócz tego, nie ma tu strat paliwa z powodu kondensacji na ściankach rury ssącej, co w sumie obniża zużycie paliwa o 15, czasem 20%.

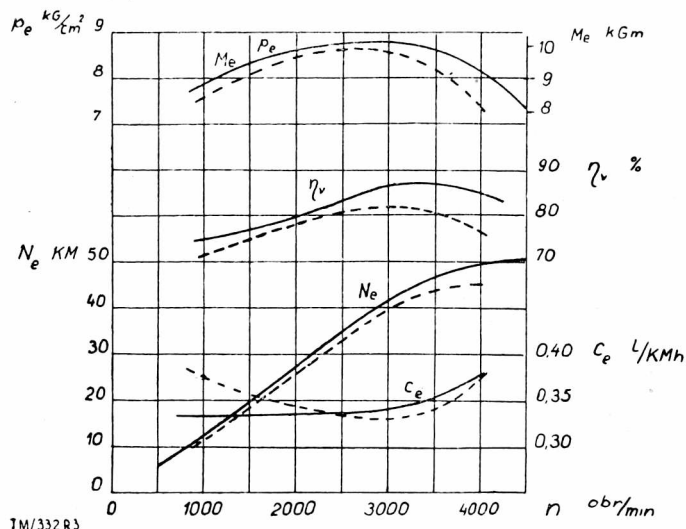
Jako ciekawy przykład praktycznego zastosowania wtrysku benzyny w czasie suwu ssącego może służyć przebudowa silnika wysokoprężnego na benzynowy w samochodzie ciężarowym Thorny-



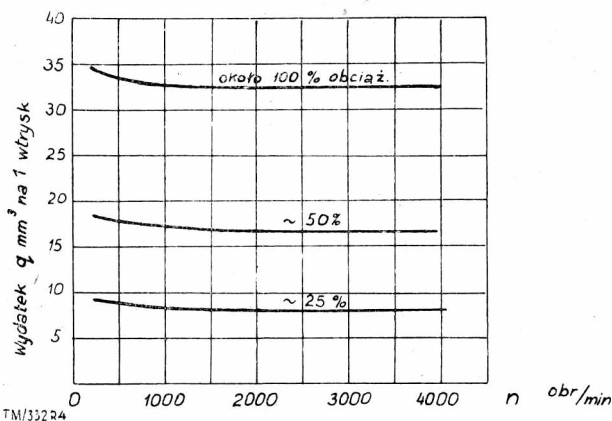
Rys. 2. Wtrysk do kanału ssącego

croft. Silnik wysokoprężny osiągał moc 100 KM przy 1800 obr/min i objętości suwowej 7,9 litra. Stopień sprężania wynosił 16, maksymalne średnie ciśnienie użytkowe — 7,4 kG/cm². Ustalono, że wersja gaźnikowa dałaby wzrost p_e do 8 kG/cm², lecz nie dałoby to żądanej przez odbiorców mocy 150 KM. Dlatego, biorąc pod uwagę korzyści, wynikające z oparcia się na istniejącym modelu wysokoprężnym NR 6, zdecydowano się na przerobienie go na wtrysk benzyny. Ze względów konstrukcyjnych umieszczono wtryskiwacz w kanale ssącym przed zaworem, zastosowano stopień sprężania równy 7, zastosowano pompę wtryskową o ciśnieniu roboczym 25 atm.

Początek wtrysku miał miejsce w chwili zamknięcia zaworu wylotowego, tj. 10° po GMP, czas wtrysku przy pełnym obciążeniu wynosił 80°. Uzyskano maksymalne średnie ciśnienie użytkowe równe 9,85 kG/cm² oraz ciśnienie przy mocy maksymalnej — 9,05 kG/cm². Dało to maksymalną moc 150 KM przy 1900 obr/min. Mimo dość wysokiego stopnia sprężania stosowanego benzynę o liczbie oktanowej 70. Stwierdzono ułatwiony rozruch zimnego silnika, spokojną pracę pod obciążeniem i na biegu luzem, zwiększoną zdolność do uzyskiwania przyspieszeń. Jednostkowe zużycie paliwa przy pełnym obciążeniu wynosiło tylko 250 G/KMh, przy częściowym obciążeniu i 1400 obr/min — 212 G/KMh. W czasie prób porównawczych na trasie 70 km, silnik wysokoprężny wykazywał zużycie 34,4 l/100 km, przy przeciętnej szybkości samochodu 26 km/godz, silnik zaś benzynowy, przy przeciętnej 42



Rys. 3. Charakterystyki przy pełnym obciążeniu silnika samochodowego czterosuwowego, przy zasilaniu gaźnikowym (—) i wtrysku benzyny $v_s = 1400 \text{ cm}^3$ i $i = 4$ cyl. $\varepsilon = 6,5$



Rys. 4. Wydatek pompy wtryskowej przy różnych położeniach dźwigni regulacyjnej

km/godz. — 46 l/100 km. Nie jest to dużo, gdyż dla silników gaźnikowych tej klasy zużycie dochodzi do 60 l.

Inna firma — Lucas — zastosowała wtrysk benzyny pod niskim ciśnieniem (7 atm) do silnika o objętości suwowej 1400 cm³, przeznaczonego do samochodu osobowego. Wtryskiwacze umieszczono również przed zaworem ssącym, w pozycji jak na rys. 2. Zastosowano pompę stałego ciśnienia z rozdzielaczem, kierującym paliwo kolejno do poszczególnych wtryskiwaczy. W porównaniu z identycznym silnikiem gaźnikowym, stwierdzono wzrost mocy i zmniejszenie zużycia paliwa, jak i korzystniejszy przebieg krzywych jednostkowego zużycia paliwa i momentu obrotowego (rys. 3). Wydatek pompy wtryskowej przy różnych obciążeniach w funkcji obrotów silnika ilustruje rys. 4. Korzyści zastosowania wtrysku są najwyraźniej widoczne na wykresach zużycia paliwa przy kilku położeniach przepustnicy (rys. 5), a przeprowadzone próby specjalnego kolektora ssącego miały wskazywać na możliwość osiągnięcia dodatkowych korzyści.

Wtrysk w czasie suwu sprężania w czterosuwie

System ten jest w zasadzie stosowany od dawna w silnikach przemysłowych i rolniczych Hesselman i FIAT Boghetto, jednak paliwem są tam oleje średnio-wrzące, nafta, olej gazowy. Stopień sprężania wynosi 7—9, okres wtrysku zaś występuje krótko przed przeskoczeniem iskry między elektrodami świecy.

Wtrysk paliwa lekkiego w czasie suwu sprężania badali przed ostatnią wojną Taylor i Williams, stosując wtrysk przy 19—25° przed GMP przy 1000 obr/min. Stwierdzili oni, że przy zapewnieniu silnego zawirowania powietrza, wymieszanie paliwa z powietrzem było zupełnie dobre. Zauważono zmniejszenie skłonności do detonacji, jak również zmniejszenie średniego ciśnienia indykowanego, zapewne z powodu późnego punktu zapłonu. Zastosowanie paliw o wyższych temperaturach wrzenia pozwalało uzyskać zupełnie dobre wyniki pracy silnika. Tę obserwację potwierdziły dalsze badania i ogólnie stwierdza się, że niezależnie od systemu wtrysku, możliwość stosowania paliw cięższych i tańszych pozwoli na obniżenie kosztów eksploatacji silników. Nie

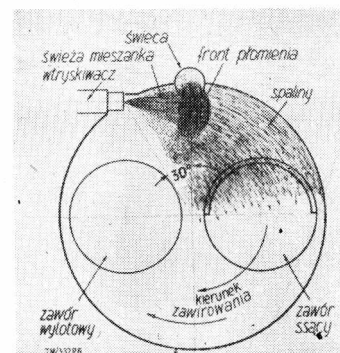
trzeba też zapominać, że mniejsza lotność paliw to większe bezpieczeństwo eksploatacji i magazynowania.

W roku 1949 został opatentowany przez firmę Texas system wtrysku pod nazwą „Texaco Combustion Process”. System został rozwinięty z punktu widzenia zastosowania go do samochodów, przede wszystkim sportowych. Wtrysk paliwa następuje w pobliżu GMP. Strumień wtryskiwanego paliwa zwrócony jest w stronę świecy i porywany przed nią przez odpowiednio zawirowane sprężane powietrze (rys. 6). Zawirowanie powietrza zapewniono przez umieszczenie na grzybku zaworu ssącego pierścienia turbulencyjnego. Pierwsza dawka paliwa ma się zapalać w chwili, gdy wraz z powietrzem, w którym została rozpylona, osiągnie świecę. Następne dawki wtryskiwane w sposób ciągły, ulegają kolejno zapaleniu i spalając się tworzą tzw. „stojący front płomienia”. Na froncie płomienia tworzy się przez cały okres wtrysku świeża mieszanka, podczas gdy spaliny zostają od frontu spalania odpchnięte. Metoda ma zapewnić dobre wykorzystanie ubogich mieszanek, uzyskanych przez skrócenie czasu wtrysku. Zanim paliwo już rozpylone wymieszało się z całkowitą objętością zassanego powietrza, a więc zanim nastąpiło zubożenie mieszanki, następowoła jej spalanie bez udziału reszty powietrza. Dzięki takiemu uwarunkowaniu mieszanki można uzyskać poprawne spalanie i regulować moc silnika przez zmianę ilości paliwa, bez dławienia zasysanego powietrza.

Stosowano wysoki stopień sprężania: $\epsilon = 10$, nieosiągalny w normalnych silnikach gaźnikowych ze względu na detonację.

Przy wzajemnym umieszczeniu wtryskiwacza i świecy pod kątem 30° do 60° w płaszczyźnie denka tłoka — detonacji nie zaobserwowano. Graniczny okazał się kąt 90°, przy którym już detonacja występowała. Ważna okazała się również przenikliwość strumienia wtrysku. Skoncentrowany silnie strumień, docierający do przeciwległej ściany komory i z dala omijający świecę, powodował zaistnienie detonacji. Strumień zagięty wskutek zawirowań i tworzący obszar bogatej mieszanki w okolicy świecy — opóźniał lub uniemożliwiał zapłon. Poprawny strumień musiał być tak skoncentrowany, by nie wygiął się ku świecy wskutek zawirowań, lecz i nie przebiegał poza nią przed wystąpieniem zapłonu.

Ustalono, że punkt zapłonu winien się mieścić w granicach od 15° do 30° przed GMP. Przy zbyt późnym zapłonie mieszanka zbyt długo podlegała działaniu wysokich temperatur i ciśnienia, stwarzając możliwości detonacji w zależności od liczby oktanowej paliwa. Badania przeprowadzono na paliwach o dużym zakresie zmienności liczby oktanowej i lotności. Przy poprawnym umieszczeniu wtryskiwacza i odpowiednio dobranej sile strumienia wtrysku, praca silnika nie była zakłócana przez spalanie detonacyjne i nie zależała od lotności paliwa.



Rys. 6. Wtrysk paliwa lekkiego w czasie suwu sprężania

Wtrysk benzyny do dwusuwu

W silniku dwusuwowym najprostszego typu i najpopularniejszym jakim jest dwusuw ze sprężaniem wstępnym w skrzyni korbowej, przeciętne jednostkowe zużycie paliwa jest bardzo wysokie i wynosi:

przy płukaniu poprzecznym 380—480 G/KMh,

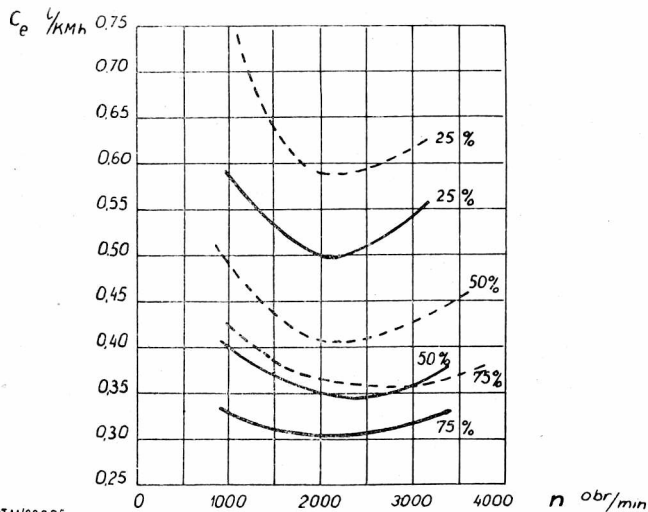
„ „ krzyżowym ok. 350 G/KMh,

„ „ nawrotowym 350—450 G/KMh.

Według badań przeprowadzonych w Związku Radzieckim przez kandydata nauk G. Pokrowskiego nad motocyklem IŻ 350, strata paliwa przy płukaniu wynosi od 22 do 95% paliwa spalanego.

Przy normalnej eksploatacji straty te wynoszą 35 do 40%, mimo że silnik otrzymał dokładnie rozpracowany system płukania krzyżowego (pętlicowego). Pokrowski stwierdza, że wtrysk benzyny może otworzyć drogę dla rozpowszechnienia się dwusuwów, gdyż może całkowicie usunąć straty paliwa, związane z procesem płukania. Jeżeli twierdzi się, że czterosuw z wtryskiem benzyny jest droższy niż taki sam silnik gaźnikowy, to jednak dwusuw wtryskowy będzie tańszy niż czterosuw o tej samej mocy.

Najbardziej przydatnym systemem układu zasilającego wydaje się być pompa wtryskowa przeponowa i wtryskiwacz, umożliwiający regulację jakościową, gdyż regulacja wzajemnych wydatków powietrza i paliwa byłaby jeszcze bardziej skomplikowana niż przy czterosuwie. Jako przyczynę tego podaje Pokrowski fakt, że



Rys. 5. Porównanie krzywych jednostkowego zużycia paliwa przy różnych obciążeniach silnika $V_s = 1400$ cm i zasilaniu gaźnikowym (---) oraz za pomocą bezpośredniego wtrysku (—)

napętnienie cylindra dwusuwu oraz ciśnienie ssania nie pozostają do siebie w zależności liniowej jak w wypadku czterosuwów. Rozwiązania konstrukcyjne zresztą tak regulatora jak i pompy, są różne i dopiero praktyka wykaże, które są najbardziej korzystne. Przeprowadza się szereg badań z punktu widzenia zmniejszenia strat paliwa przy płukaniu, przy czym zupełne usunięcie tych strat jest możliwe przy rozpoczęciu wtrysku po zamknięciu szczeliny wylotowej. Brak jest danych co do wyników zastosowania do dwusuwów systemu Texaco. Ponieważ system ten polega na późnym wtrysku paliwa, przypuszczać należy, że i tu badania przeprowadzono przy założeniu całkowitej eliminacji strat paliwa przy płukaniu.

Obecnie stosuje się początek wtrysku w okolicy GMP dla pełnego obciążenia, zaś koniec — około 80° po DMP. Regulacji podlega początek wtrysku, co nieco komplikuje zagadnienie dawkowania paliwa dla uzyskaniażądanego składu mieszanki. Mianowicie, w początkowym okresie wtrysku otwarta jest szczelina wylotowa i należy dokładnie znać przebieg płukania, by określić jakie straty paliwa mogą wystąpić i nie dawkować go „z zapasem”. Problem ten łączy się ściśle z zagadnieniem uwarstwienia mieszanki, tj. ustalenia w taki sposób kierunku wtrysku, położenia wtryskiwacza czy siły strumienia, aby w strumieniu powietrza przepłukującego znalazło się jak najmniej paliwa.

Jeżeli chodzi o ciśnienia wtrysku, to z uwagi na raczej krótki jego okres (około 50°) i konieczność odpowiedniego skierowania strumienia, były one dość wysokie — do 200 atm — lecz nie było to regułą. Niedawno ukazały się dwa popularne samochody, posiadające dwucylindrowe silniki dwusuwowe z wtryskiem benzyny: Goliath GP 700 i Gutbrod „Superior”.

Goliath posiada objętość suwową 688 cm^3 , stopień sprężania 7,7 i moc maksymalną 29 KM przy 4000 obr/min. Tłoczkowa pompa wtryskowa Bosch doprowadza benzynę bez domieszki oleju do wtryskiwaczy typu zamkniętego, otwierających się przy ciśnieniu 45 atm i umieszczonych obok świec w głowicy. Silnik i pompa wtryskowa posiadają smarowanie olejem pod ciśnieniem. Początek wtrysku ma miejsce w okolicy DMP, zapłon w GMP. Zastosowanie wtrysku spowodowało zmniejszenie zużycia paliwa o 25%, w porównaniu z silnikiem gaźnikowym, bezdetonacyjne spalanie mimo podwyższenia stopnia sprężania z 6,8 na 7,7, zwiększenie elastyczności silnika i szybszą reakcję na „dodanie gazu”. Stwierdzono łatwiejszy rozruch, zwłaszcza w niskich temperaturach i możliwość obciążenia silnika bezpośrednio po rozruchu z uwagi na niezależne smarowanie świeżym olejem.

Charakterystyczna dla dwusuwów nierównomierność biegu na wolnych obrotach, spowodowana nieregularnością zapłonów, istnieje nadal.

Silnik Gutbrod „Superior” posiada płukanie nawrotowe i identyczny system wtrysku. Z objętości suwowej 593 cm^3 rozwija moc 20 KM przy 3200 obr/min i stopniu sprężania 8. Zalety zastosowania wtrysku były podobne jak w wypadku poprzednim. W czasie długotrwałej próby ruchowej na trasie 1500 km uzyskano przeciętne zużycie paliwa 5 do 6 l/100 km, to jest również około 25% mniej niż w wypadku dwusuwu gaźnikowego. Stosowano benzynę o niewielkiej odporności na detonację, mimo stopnia sprężania $\epsilon = 8$.

Na zakończenie należy stwierdzić, że wtrysk paliwa lekkiego posiada bezsporne zalety, lecz korzyści zastosowania go są jeszcze ciągle okupowane dużymi ustępstwami z drogi prostoty konstrukcji i obsługi. Pompy wtryskowe i systemy regulacji są nadal zbyt skomplikowane i nie mogą pod względem ceny konkurować z gaźnikami. Istnieje konieczność troskliwego dozoru i problem wymiany części układu zasilania. Dla zapobieżenia korozji i działaniu zanieczyszczeń konieczne jest czyszczenie elementów pompy i wtryskiwaczy jak również stosowanie filtrów paliwowych wysokiej jakości.

Urządzenie wtryskowe paliwa lekkiego wymagać jeszcze będzie ciągłych udoskonaleń i dużego wkładu pracy i inwencji konstruktorów, aby na każdym polu mogło rywalizować z gaźnikiem. Jedno jest na razie pewne: o ile silnik gaźnikowy stanął już na szczycie swego rozwoju, o tyle silnik z wtryskiem paliwa lekkiego stoi na wielomówiącym początku swej drogi rozwojowej.

LITERATURA

1. M. M. Maslennikow, M. S. Rapiort: „Awiacionnyje porsnienyye dwigateli” Moskwa 1951
2. G. Pokrowskij: „Nieposredstwiennyj wprysk topliwa w dwuch-taktnych dwigateliach s elektriczskim zażygiem” — „Awto-mobil” — 2, 1951.
3. W. M. Archangelskij: „Nowoje w razwitiu awtomobilnych dwigateli” Moskwa 1948.
4. „Benzynowyje awtomobilnyje dwigateli za granicej” — „Awto-mobilnaja i Traktornaja Promyslennost”, nr 12, 1951.
5. „Wir fahren Einspritz-Motor” — „Motor Rundschau mit NKZ”, 10.6.1952.
6. Ch. M. Fisher: „Carburation, carburetors and petrol injection” London 1945, II wyd.
7. „Texaco Combustion Process gives knock-free operation” — SAE Journal, 9.1950.
8. A. W. Judge: „Aircraft Engines” London 1945, tom I i II.
9. „Petrol injection” — „Automobile Engineer”, 3.1947.
10. A. W. Judge: „High-speed Diesel engines” London 1948.
11. M. Reichel: „Vers l'injection directe” — „La Vie Automobile” nr 4.1951.
12. D. Giacosa: „Motori endotermici” Milano 1946, wyd. 3.
13. „Carburazione ad aspirazione naturale o ad iniezione meccanica?” „Auto Italiana” nr 15—16 1952.
14. F. A. F. Schmidt: „Verbrennungsmotoren” Berlin 1939.

Mgr inż. WITOLD POKORSKI

ZAGADNIENIE OBLICZEŃ KÓŁ ZĘBATYCH POJAZDÓW MECHANICZNYCH

Autor we wstępie omawia trudności wykonania właściwych kół zębatych, po czym podkreśla konieczność stosowania przez konstruktorów korekcy kół zębatych. Nie wchodząc w szczegółowy przebieg obliczeń podaje sposób doboru współczynników korekcy.

Trwałość kół zębatych zależy ogólnie od wytrzymałości na zginanie zębów u podstawy i od wytrzymałości boku zęba na zużycie powierzchniowe tj. ścieranie i powstawanie dołków (pitting). Do uzyskania wymaganych własności wytrzymałościowych konieczne jest: odpowiedni materiał, prawidłowa konstrukcja i właściwe wykonanie szczególnie pod względem obróbki termicznej.

1) W naszym przemyśle motoryzacyjnym na koła zębate stosowane są obecnie przeważnie stale stopowe, chromoniklowe, chromomanganowe, chromomolibdenowo-wanadowe, do nawęglania rzadziej stale węglowe do nawęglania i stale o zawartości węgla 0,45%. Materiałem najodpowiedniejszym jest stal chromoniklowa o zawartości $\approx 3\%$ niklu i 0,15% węgla, a to ze względu na jednorodność i stosunkowo łatwą obróbkę termiczną. Jednakże przeprowadzone próby wykazały, że istnieją możliwości zaoszczędzenia niklu przez stosowanie stali chromo-manganowych. Te ostatnie wymagają starannejszej obróbki cieplnej, ale odpowiadają wymaganiom stawianym nawet najbardziej odpowiedzialnym elementom. Wymagana jest twardość powierzchniowa — $R_c = 60-62$ przy średniej twardości rdzenia. Grubość warstwy nawęglanej winna wahać się od 0,7 do 0,9 mm. Zbyt duża głębokość nawęglania jest przyczyną kruszenia się zębów. Osiągnięcie wymaganej jakości materiału nie powinno nastrojać trudności, przy założeniu że dostarczony przez huty materiał będzie zapewniał odpowiedni skład procentowy oraz jednorodność.

2) Dokładność wykonania kół zębatych i właściwa obróbka termiczna mają podstawowe znaczenie dla pracy i trwałości kół zębatych. Nie zawsze osiąga się należyta jakość wykonań, co jest przyczyną niedostatecznej trwałości przekładni zębatych np. samochodu „Star 20”.

3) Sprawa obliczeń wytrzymałościowych przekładni zębatych nie jest dziś jeszcze zagadnieniem opanowanym i ujętym w takie formy, ażeby nie powodowała trudności przy projektowaniu. Świadczą o tym nie tylko doświadczenia z własnego terenu, lecz przede wszystkim ustosunkowanie się do tych problemów w Związku Radzieckim i w Niemczech Zachodnich, gdzie ostatnio podjęte zostały rozległe prace naukowo-badawcze, których celem jest opracowanie jednolitych, prawidłowych metod i wzorów obliczeniowych, ustalenie najodpowiedniejszej technologii oraz nakreślenie programu i metod badań. Punktem wyjściowym przy projektowaniu kół zębatych powinno być obliczenie naprężeń tzw. „geometrycznych” uwarunkowanych kształtem i wymiarem zęba przy założeniu idealnego wykonania całej przekładni i przeciętnego obciążenia momentem, działającego na jedną parę zębów. Dalszy tok obliczeń prowadzi do określenia naprężeń rzeczywistych i uzgodnienia ich z naprężeniami dopuszczalnymi. Tutaj uwzględnić należy czynniki dodatkowe, jak materiał, dokładność wykonania, obróbka termiczna, wpływ wykonania jakości obudowy, masy kół zębatych, ilość obrotów, wielkość przesunięcia zarysu zęba, roz-

kład obciążenia wzdłuż szerokości zęba, oraz charakter obciążen. Dopuszczalne obciążenia materiałowe określone muszą być systematycznie na urządzeniach do badania kół zębatych w odniesieniu do materiału i warunków roboczych. Oparcie się na danych wytrzymałościowych, zawartych w literaturze nie jest zawsze celowe, gdyż rzadko mamy do czynienia ze wszystkimi wartościami podobnymi do założeń przyjętych w publikacjach.

Wartości uzyskane podczas badań praktycznych potwierdziły swą niezawodność, oczywiście, o ile w obliczeniach panowała zgodność między założonymi obciążeniami (moc, obroty, moment obrotowy), a późniejszymi warunkami pracy.

Szczególnie ważne jest dla obliczeń przeprowadzenie jak najściślejszej analizy obciążeń. W lotnictwie w większym stopniu, a w pewnym stopniu i w budowie samochodów prowadzone są już pomiary mocy nie obarczone błędem bezwzględności, pozwalające na określenie wszelkich wahań momentu obrotowego. Daje to niezawodny obraz obciążeń i pozwala na prawidłowe ukształtowanie elementów napędowych. Obecnie jeszcze nie jesteśmy dostatecznie zaopatrzeni w wymagane urządzenia pomiarowe, a określenie rzeczywistych obciążeń kryje w sobie ryzyko większego nakładu pracy i materiału dla urzeczywistnienia wymaganych pewności. W miarę istniejących warunków dążyć należy do szczegółowego określenia charakteru pracy, wielkości i częstotliwości obciążeń szczytowych itp. W pojazdach mechanicznych występują obciążenia dynamiczne np. przy wyprzedzaniu przewyższające o 50% i więcej moment maksymalny silnika. Z drugiej zaś strony nawet podczas normalnej jazdy w odpowiednich kołach zębatych danego biegu występują zróżnicowania obciążenia. Oprócz rzadkich wyżej wymienionych obciążeń szczytowych mamy do czynienia z przeciętnymi wartościami zmieniającymi się od momentu maksymalnego silnika do zera. Jednakże dla obliczeń kół zębatych przyjmujemy moment maksymalny silnika.

Jeśli chodzi o obciążenia szczytowe, których ilość ogólna jest nie-duża, to oczywiście ich wysokość może przekraczać dopuszczalne wartości obciążenia trwałego. Ma to przede wszystkim miejsce przy rozruchu. Moment rozruchowy wynosi wtedy nie więcej, niż dwukrotną wartość momentu obrotowego normalnego. Te przeciążenia o 100% musi wytrzymać każde normalne koło zębate. Należy dodać, że do obciążeń zewnętrznych dochodzą jeszcze obciążenia dynamiczne kół zębatych, spowodowane błędami zązębienia. Udział tych obciążeń dynamicznych nie zależy od wielkości obciążeń zewnętrznych. Jeśli zatem obciążenia dynamiczne są duże, to wtedy znaczenie przeciążenia zewnętrznego nie jest tak wielkie. Natomiast znacznie staranniej należy uwzględnić częste obciążenia szczytowe, które mogą być (zależnie od ich częstotliwości) przyczyną obniżenia granicy wytrzymałości zmęczeniowej. Nie mamy tutaj miejsca na omówienie wielkości wpływu wszystkich parametrów, wymienionych na wstępie, na trwałość zązębienia. Prawidłowa ich ocena wymaga dużego doświadczenia i znajomości warunków produkcji i użytkowania przekładni. Natomiast szczególną uwagę należy zwrócić na czynnik, który niezależnie od wszelkich pozostałych zawsze pozwala na osiągnięcie korzyści w postaci oszczędności materiałowych, lub też zwiększenia wytrzymałości zębów: czynnikiem tym jest zmniejszenie obliczeniowych naprężeń w zębach przy zadanym obciążeniu przez zastosowanie korekcji, w wyniku której uzyskujemy zwiększenie wytrzymałości zęba.

W przypadku wysoko obciążonych kół zębatych stosowanie zązębienia korygowanego daje znaczne korzyści. Niejednokrotnie wobec ograniczonego miejsca jest to sposób umożliwiający dopiero w ogóle rozwiązanie napędu, w innych przypadkach daje ono możliwość obniżenia ciężaru i kosztów produkcyjnych. Zadziwiające jest jednak, że konstruktorzy mało korzystają z tych możliwości przy projektowaniu wstępnym kół zębatych. Przyczyn szukać należy bądź w tym, że nie mają czasu na studiowanie odpowiedniej literatury, bądź też nie dysponują materiałem dla obliczeń wytrzymałościowych zązębienia korygowanego. Tymczasem znajomość zależności i możliwości korekcji jest bardzo ważna dla należytego rozpracowania projektu wstępnego, jeśli mają być w nim uzyskane wszystkie korzyści korekcji, w przeciwnym wypadku, przy ustalonych odległościach osi i przełożeniach, korzyści te będą tylko ograniczone.

Zagadnienie korekcji polega na wyzyskaniu faktu, że przy zązębieniu ewolwentowym jest obojętne, która część ewolwentu stanowi bok zęba; można dowolnie obracać koło podstaw i wierzchołków i uzyskać przy pomocy tego samego narzędzia ząb korygowany, lub niekorygowany, tzn. że środek zarysu zęba leży na kole podziałowym lub poza nim.

W przypadku korekcji dodatniej — środek zarysu leży poza kołem podziałowym — otrzymujemy ząb ostrzejszy i grubszy na kole podziałowym o wartości $2 m \times \operatorname{tg} \alpha$ (α — współczynnik przesunięcia zarysu). Koło korygowane może być kojarzone dowolnie z kołami korygowanymi, lub niekorygowanymi. Jeżeli koła podziałowe mają się stykać, wtedy koło współpracujące musi być skory-

gowane ujemnie o taką samą wartość x (zązębienie $P = 0$). W tym wypadku podstawa zęba jednego koła zostaje wzmocniona, drugiego zaś osłabiona, a granica takiej korekcji zostaje szybko osiągnięta przy równej wytrzymałości obu kół. Stopień korekcji zależny jest wtedy od wielkości przełożenia, ponieważ przy dużej ilości zębów podstawa zęba jest mocna i zezwala na dużą korekcję ujemną.

Jeśli istnieje możliwość odsunięcia od siebie kół podziałowych tak, żeby już nie były styczne — np. przez zwiększenie odległości osi, albo zmniejszenie ilości zębów — wtedy obydwa koła mogą być skorygowane dodatnio (korekcja P). Rozdział korekcji wykonuje się w miarę możliwości w ten sposób, aby otrzymać jednakową wytrzymałość zębów obu kół. Jest jasne, że ten rodzaj korekcji daje znacznie większe korzyści niż korekcja $P = 0$. Kąt przyporu współpracy, który powstaje dopiero po skojarzeniu dwóch kół, jest w wypadku korekcji P różny od kąta przyporu narzędzia α . Podobnie jak koła zębate czołowe o zązębieniu prostym mogą być korygowane koła o zębach skośnych, koła stożkowe i śrubowe. Podczas gdy w przekładniach śrubowych stosujemy korekcję $P = 0$ (wytrzymałość zęba na zgięcie odgrywa tu rolę drugorzędą) to dla przekładni czołowych o zębach skośnych oraz przekładni stożkowych zaleca się korekcję P .

Wybór przesunięcia zarysu

Ze wzrostem przesunięcia zarysu x_1 podstawa zęba S_{f1} małego koła zostaje pogrubiona, a wobec tego, że wskaźnik wytrzymałości rośnie z kwadratem S_{f1} to wytrzymałość zęba zwiększy się w stosunku $\frac{S_{f1}^2}{S_{f0}^2}$, gdzie S_{f0} jest szerokością podstawy zęba przed korek-

cją. Ponieważ jednak pozytywne przesunięcie zarysu powoduje zaostrenie zęba u wierzchołka, to x_1 można zwiększyć tylko do pewnej wartości, której przekraczać nie wolno. Z drugiej strony, ażeby w przypadku korekcji P nie zmniejszać ponadto liczby przyporu, poleca się korekcję koła dużego posunąć tylko tak daleko, jak tego wymaga uzyskanie równej wytrzymałości zębów. Równość ta zachodzi nie przy jednakowej grubości zębów u podstawy, lecz wskutek różnych wartości współczynnika kształtu zęba po spełnieniu warunku.

$$\frac{C_1 S_{f1}^2}{S_{f01}^2} = \frac{C_2 S_{f2}^2}{S_{f02}^2}$$

Wartość C_1 , C_2 , S_{f01} i S_{f02} przy dużych ilościach zębów są określone tzn., że wartość S_{f1} małego koła określa grubość zęba u podstawy S_{f2} dużego koła. Przy zbyt małym przesunięciu zarysu x_2 otrzymujemy małą wartość S_{f2} dla koła dużego i wymagana wytrzymałość nie jest osiągnięta, przy nadmiernej korekcji zostaje zbyt mocno zmniejszona liczba przyporu.

Dla szybkiego zrozumienia wpływu przesunięcia zarysu i łatwego stosowania korekcji pomocne są dwa wykresy, z których jeden przedstawia grubość zęba S_k u wierzchołka w odległości $+m$ od środka zarysu, a drugi grubość zęba u podstawy S_f w odstępach $-m$ od środka zarysu w zależności od przesunięcia zarysu x i zastępczej ilości zębów Z_r (dla zębów prostych kół czołowych $Z_r = Z$) dla modułu 1 i kąta przyporu narzędzia α (najczęściej $\alpha = 20^\circ$).

Określenie najkorzystniejszego przesunięcia zarysu przeprowadza się w sposób następujący:

a) przy dowolnym rozstawie osi biera się najpierw na podstawie wykresu 1 dla Z_{r1} wartość x_1 przy zachowaniu dopuszczalnej grubości wierzchołka zęba S_{k1} , przy czym x_1 nie może być większe od 1; dla przyjętej wartości x_1 odczytujemy wartość S_{f1} z wykresu 2, oraz wartości S_{f01} i S_{f02} ; ponadto konieczna jest znajomość współczynników (C_1 i C_2), które są określone dla danego materiału i ilości zębów (tabl. 1)

Z równania (2) $S_{f2} = S_{f1} \frac{S_{f02}}{S_{f01}} \cdot \sqrt{\frac{C_1}{C_2}}$ określamy wymaganą

grubość podstawy zęba, z wykresu 2 odczytujemy wartość x_2 warunkującą osiągnięcie żądanej wartości S_{f2} . W ten sposób otrzymaliśmy najkorzystniejsze warunki, jakie można osiągnąć drogą korekcji. Należy jednak następnie bezwzględnie sprawdzić liczbę przyporu ϵ , ewentualnie może zaistnieć konieczność zmniejszenia wartości x_1 i x_2 .

b) przy danym rozstawie osi i stycznych kołach podziałowych należy doprowadzić do rozsunienia kół podziałowych przez zmniejszenie ilości zębów i umożliwienie zązębienia P . Z uzyskanej odległości y_m kół podziałowych obliczamy całkowite przesunięcie zarysów $(x_1 + x_2) \cdot m$ i przy pomocy wspomnianych wykresów rozdzielamy je tak na obydwa koła, aby uzyskać spełnienie równania (2). Grubość wierzchołka S_{k1} nie może jednak być zbyt mała, może okazać się wtedy potrzeba nadmiernej korekcji koła dużego. Jeżeli zmiana ilości zębów z powodu określonego przeło-

TABLICA 1

Wartości współczynnika kształtu zębów dla kół zębatych stalowych (wg ATZ Nr 11/52)

Zastępcza ilość zębów Z_r	c	Zastępcza ilość zębów Z_r	c
10	0.205	25	0.337
11	0.22	27	0.345
12	0.234	30	0.356
13	0.247	34	0.368
14	0.26	38	0.377
15	0.27	43	0.386
16	0.28	50	0.396
17	0.29	60	0.407
18	0.296	75	0.42
19	0.304	100	0.43
20	0.31	150	0.44
21	0.316	300	0.454
23	0.328	∞	0.464

żenia, lub zbyt małej liczby przyporu nie jest dopuszczalna należy zaprojektować zazębienie $P - O$. Wtedy $x_1 = -x_2$ przy czym równanie (1) winno być również spełnione.

W wypadku kół zębatych wysoko obciążonych nie wolno jest rezygnować z korekcy, tym bardziej, że nie wymaga ona specjalnych narzędzi, ani też nie powoduje trudności wykonawczych. Wpływ korekcy na wytrzymałość jest niekiedy bardzo znaczny; powoduje on zmniejszenie naprężeń zginających, zmniejszenie poślizgu, a tym samym i zużycia zęba u podstawy. Korzyści te szczególnie wyraźnie występują przy małych ilościach zębów. Dla zmniejszonej skrzyni biegów samochodu „STAR 20” uzyskano obniżenie naprężeń gnących od kilkunastu do $\approx 40\%$. Zapewni to należyta trwałość mechanizmu i przedłuży przebieg pojazdu. Obniżenie naprężeń gnących i zwiększenie odporności na zużycie pozwala na zastosowanie zmniejszonego modułu, co z kolei wpływa na zmniejszenie grzania się kół i podwyższenie sprawności mechanicznej.

Jest rzeczą nieodzowną, aby konstruktorzy stosowali korekcy już przy wstępnym opracowaniu projektu. W konstrukcjach ustalonych nie zawsze istnieje możliwość wykorzystania w pełni zalet korekcy.

W literaturze (patrz ATZ Nr 11 z 52 r.) podane są dostateczne wzory dla obliczenia kół zębatych korygowanych. Znaczną trudność może stanowić wybór wielkości przesunięcia zarysu, a za tym grubości zęba u wierzchołka i liczby przyporu. Potrzebna jest tutaj pewna rutyna konstruktorska, ale ogólnie można polecić stosowanie następujących wartości: grubość wierzchołka od 0,35 do min. 0,2 (m patrz wyk. 1), współczynnik przesunięcia zarysu x do 0,75, liczba przyporu $1,25 + 1,1$.

Inż. mech. JÓZEF JAWORSKI
BKPMot.

KOŁA ZĘBATE Z POLIAMIDÓW

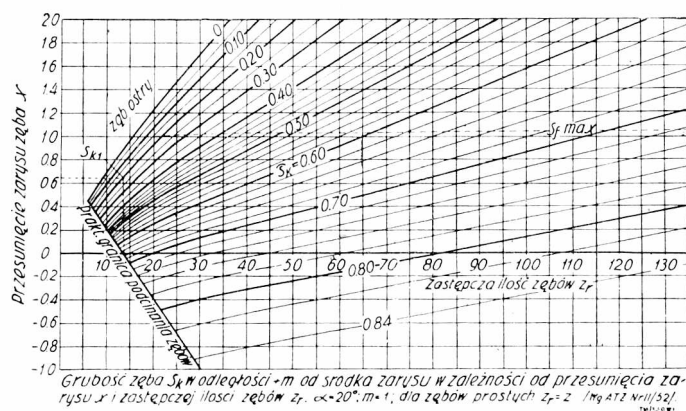
Tworzywa poliamidowe produkowane w Polsce pod nazwą steelon, w Niemczech — igamid, perlon, w Anglii i Ameryce pod nazwą nylon — należą do grupy tworzyw termoplastycznych, tj. takich, które w podwyższonej temperaturze stają się plastyczne i dają się formować nieograniczoną ilość razy. Są to produkty polikondensacji aminokwasów lub dwuamin z kwasami dwukarboksylowymi.

Podstawowym surowcem do produkcji steelonu jest kaprolaktam, otrzymywany z fenolu, nylon zaś produkuje się między innymi z kwasu adypinowego i heksametylenodwuaminy.

Na razie produkcja tych surowców jest jeszcze dość kosztowna, ale z każdym rokiem wprowadzane są ulepszenia, zmierzające do usprawnienia i potania procesów technologicznych.

Steelon posiada następujące własności, które są zbliżone do własności nylonu:

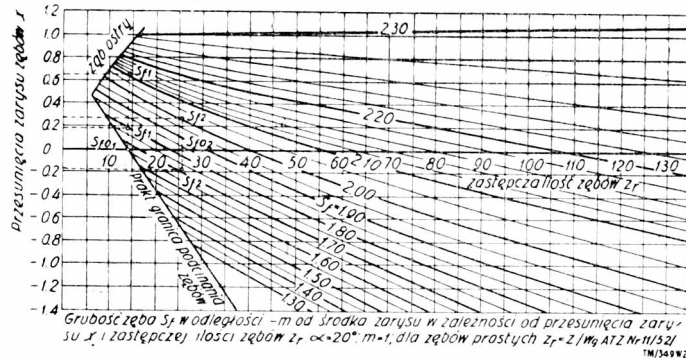
1. Ciężar właściwy w temperaturze 20°C G/cm^3 1,15—1,30
2. Wytrzymałość na rozciąganie¹⁾ kG/cm^2 600—800
3. Wydłużenie wzgl. przy zerwaniu $\%$ 50



Kilka słów należałoby poświęcić zagadnieniu wielkości stosowanych „pewności”. Zaznaczyć trzeba, że wartości tych nie można określić teoretycznie, lecz należy je uzyskać w drodze badań dla określonego materiału, wykonania i warunków pracy odpowiadających rzeczywiście przeznaczeniu projektowanego mechanizmu.

Pewność 1 do 2 będzie bardziej zrozumiała, niż wartość 3—5. W pierwszym przypadku wartości te będą zupełnie dostateczne jeśli mają zabezpieczać przed niedokładnością wykonania i różnicami jakości materiału. Większe współczynniki natomiast uzasadnione byłyby tylko w wypadkach niemożności przeprowadzenia bilższej analizy występujących obciążeń o czym wspomniano wyżej.

Wg norm amerykańskich do obliczeń kół czołowych prostych na zginanie przyjmuje się połowę wysokości obciążeń szczytowych. Przy obliczaniu naprężeń powierzchniowych natomiast uwzględnia się całkowite obciążenie szczytowe.



4. Wytrzymałość na zginanie²⁾ kG/cm^2 850
5. Wytrzymałość na zgniatanie³⁾ kG/cm^2 1000
6. Twardość wg Rockwella (skala M)⁴⁾ — M80—M90
7. Udarność wg VDE 0320 bez karbu $kGcm/cm^2$ 140
8. Udarność wg VDE 0320 z karbem $kGcm/cm^2$ 11
9. Moduł sprężystości kG/mm^2 100—250
10. Współczynnik tarcia (zależn. od war. pracy) 0,04—0,20
11. Współczynnik rozszerzalności cieplnej (liniowy) 10^{-5} na °C 10,5
12. Przewodnictwo cieplne $kal/sek. °C. cm$ $6,0 \cdot 10^{-4}$
13. Ciepło właściwe $kal/G°C$ 0,43
14. Palność⁵⁾ — b. niska
15. Chłonność wody po 24 godz.⁶⁾ $\%$ 1,5

16. Odporność na alkohole, gazolinę i oleje roślinne i zwierzęce	—	odporny
17. Skurcz prasowniczy	cm/cm	0,013—0,016
18. Obrabialność	—	doskonała

1) według normy ASTM D 648—44 T	
2)	D 650—44 T
3)	D 695—44 T
4)	D 785—44 T
5)	D 635
6)	D 570

Poliamidy są odporne na działanie normalnych rozpuszczalników organicznych: estrów, ketonów, olejów smarnych, benzyny, benzolu itd. Ich punkt topnienia zawiera się w granicach 185—265°C, jednakże poliamidy miękną już w temperaturze 120—150°C. W drodze modyfikacji temperaturę mięknienia poliamidów można podwyższyć.

Wyroby z nylonu i steelonu mogą być formowane metodą wtryskową, która polega na roztopianiu tworzywa w ogrzewanej komorze wtryskarki i wtłaczaniu go pod wysokim ciśnieniem do formy chłodzonej z zewnątrz.

Ogólne warunki wtryskiwania nylonu i steelonu są następujące:

temperatura wtrysku	około 270°C
ciśnienie wtryskowe	1100—1500 kg/cm ²
czas chłodzenia	— od kilkunastu do kilkudziesięciu sekund, zależnie od wielkości i ukształtowania wyrobu.

W ten sposób formuje się między innymi również koła zębate. Najbardziej wydajne jest wtryskiwanie kół zębatych z ukształtowanymi zębami.

Na drodze doświadczalnej można opanować skurcz tworzywa i tak rozwiązać formę, aby tolerancje wymiarowe kół zębatych znajdowały się w dopuszczalnych granicach.

Koła zębate z poliamidów są mniej wrażliwe od kół metalowych na niedokładności podziałki i grubości zębów; jednakże należy się starać, aby takich niedokładności w wykonaniu nie było. Dobrze zaprojektowana i dokładnie wykonana forma umożliwia osiągnięcie dokładności wykonawczych w granicach kilku setnych milimetra.

Budowa formy do produkcji kół zębatych z uformowanymi na gotowo zębami jest dosyć trudna. Wieniec zębaty formy (negatyw) wykonywany jest na drodze obróbki skrawaniem (dłutowanie lub przeciąganie), jak również na drodze obróbki plastycznej, polegającej na wytłoczeniu profilu wieńca zębatego (negatywu) w miękkim stopie za pomocą tłoczniaka, posiadającego wykonane zęby. Czasem negatywy wieńców zębatych odlewa się ze specjalnych stopów przy użyciu jako modelu kół zębatych stalowych, których uzębienie jest wykonane z uwzględnieniem przewidywanego skurczu wtryskiwanego tworzywa.

Powierzchnie formy, które stykają się z tworzywem, powinny być jak najbardziej gładkie, gdyż są one dokładnie odwzorowywane przez produkowany wyrób. Lśniąca, lustrzana powierzchnia formy, przygotowana często dużym nakładem pracy umożliwia następnie otrzymywanie powierzchni o takiej gładkości, jakiej nie osiąga się w masowej produkcji kół zębatych z zębami nacinanymi.

Na wykonanie formy produkcyjnej, przeznaczonej do wykonywania kół zębatych w dużych seriach, nie żałuje się oczywiście nakładu pracy. Jeżeli jednak w grę wchodzi tylko niewielkie partie kół, lub gdy ich przydatność do danego celu nie została uprzednio potwierdzona w drodze doświadczalnej, albo gdy chodzi o koła zębate, przeznaczone do celów doświadczalnych o niewielkim zasięgu, budowa kosztownych form do wyrobu kół z zębami na gotowo byłaby marnotrawstwem. W podobnych przy-

padkach koła zębate obrabia się zazwyczaj z półfabrykatów przez skrawanie. Często wtryskuje się krażki ze steelonu lub nylonu o kształcie zewnętrznym całkowicie zgodnym z kształtem gotowego koła zębatego, po czym nacina się zęby analogicznie, jak w kołach metalowych.

Niektóre rodzaje kół zębatych z nylonu lub steelonu produkuje się przez wytłaczanie profili zębatych na tzw. wytłaczarce.

Dzięki specyficznym własnościom poliamidów, a przede wszystkim dzięki ich zdolności do tłumienia drgań, dużej udurowości i niskiemu współczynnikowi tarcia, koła zębate z nylonu lub steelonu znajdują coraz szersze zastosowanie w różnych gałęziach przemysłu, między innymi również w przemyśle motoryzacyjnym.

Koła steelonowe posiadają wysoką odporność na ścieranie. W pierwszym okresie pracy następuje w stosunkowo krótkim czasie starcie zębów na grubości o 0,02—0,05 mm, po czym zużycie jest już prawie nieuchwytna. Po okresie docierania współczynnik tarcia spada do minimum i w dalszej pracy kół zębatych pozostaje niezmienny.

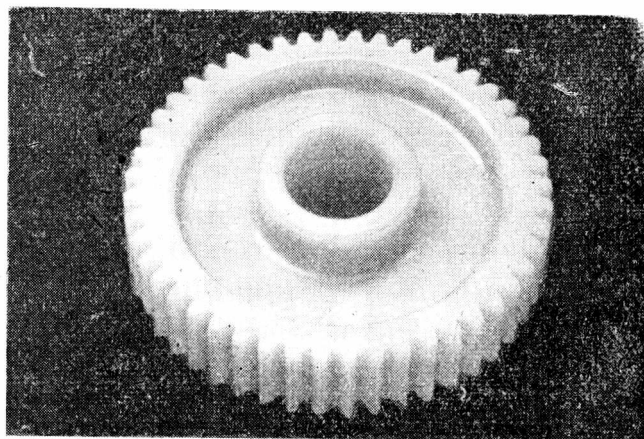
Koła zębate z poliamidów mogą pracować w zazębieniu z kołami metalowymi, jak i z kołami poliamidowymi; w ostatnim przypadku uzyskuje się szczególnie dobre wyniki. Niekorzystna jest tylko współpraca kół steelonowych lub nylonowych z kołami mosiężnymi lub aluminiowymi.

Cichobieżność przekładni z zastosowaniem kół zębatych z tworzyw sztucznych jest ogólnie znana. W przypadku zastosowania w przekładni wyłącznie kół zębatych z poliamidów osiąga się cichobieżność niemal zupełną.

Do szeregu wymienionych zalet należy dołączyć jeszcze jedną: koła zębate ze steelonu przy małych obciążeniach i niskiej szybkości obrotowej, tj. w warunkach gdy wywiązują się w czasie pracy zazębienia nieznaczne ilości ciepła, mogą pracować bez smarowania. Smarowanie olejem przedłuża jednakże znacznie trwałość kół zębatych. Zadaniem oleju jest nie tylko zmniejszenie współczynnika tarcia, ale przede wszystkim odprowadzanie ciepła, wywołującego się na powierzchniach trących, gdyż poliamidy źle przewodzą ciepło. W wielu przypadkach wystarczające jest smarowanie kół zębatych wodą.

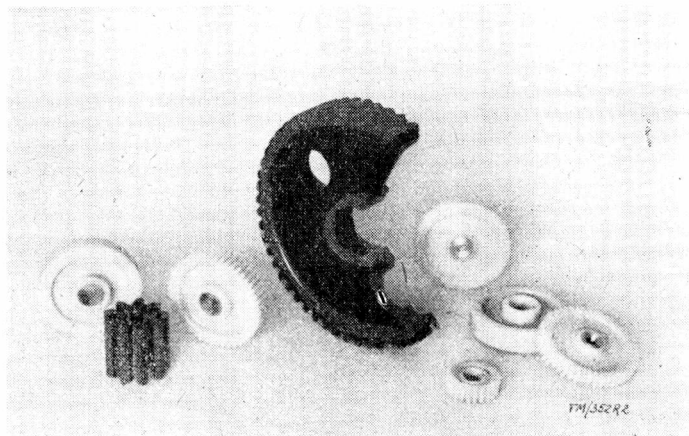
Ponieważ steelon i nylon są dobrymi materiałami łożyskowymi, piasty kół zębatych mogą bezpośrednio pracować na wałkach. Koła zębate z poliamidów można również łączyć wałkami, na których mają pracować, w procesie formowania tych kół; wówczas steelon wtryskuje się do formy, przez którą przesunięty jest wałek. Dla zwiększenia trwałości złącza, wałek w miejscu, na którym osadzone jest koło zębate, powinien być moletowany. Można też na wspólnej osi formować jednocześnie dwa lub więcej kół zębatych.

Zanieczyszczenia zewnętrzne, jak np. kurz, wywierają mniej szkodliwy wpływ na trwałość kół poliamidowych niż metalowych. Częsteczki kurzu w postaci nawet twardych ziaren wgniatają się w uzębienie i przez to działanie ich jest zneutralizowane.



Liczne doświadczenia wskazują, że w wielu zastosowaniach koła zębate z poliamidów pod względem trwałości przewyższają koła ze stali. Są one przy tym ponad sześciokrotnie lżejsze od kół stalowych.

Pomimo tak licznych zalet byłoby przesadą twierdzenie, że koła poliamidowe można stosować zawsze i wszędzie. Celowość ich wprowadzenia musi być rozważona w każdym poszczególnym przypadku z całą skrupulatnością i znajomością rzeczy. W bardzo wielu przypadkach niezbędne jest uprzednie wykonanie badań eksploatacyjnych.



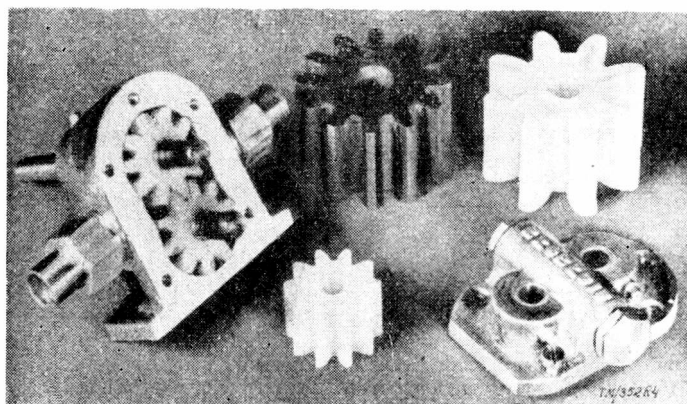
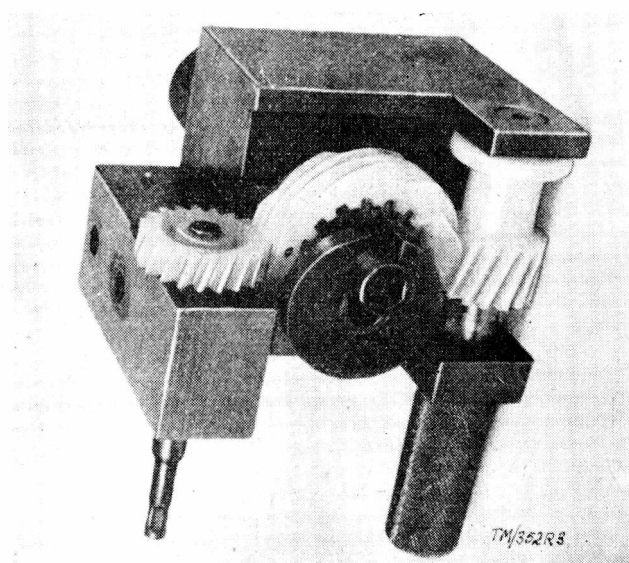
Jako ogólną zasadę należy przyjąć, że koła zębate z poliamidów mogą przenosić tylko niewielkie obciążenia, lecz nawet wysokie prędkości obrotowe przy temperaturze otoczenia poniżej 120°C. Szczegółowe dane z tego zakresu jeszcze nie zostały nagromadzone w dostatecznej ilości. Nie podaje ich też dostępna literatura techniczna.

W przemyśle motoryzacyjnym stosuje się koła poliamidowe przede wszystkim w licznikach, wycieraczkach szyb itp. Pracują one w tych zastosowaniach z doskonałymi wynikami.

Na fotografiach obok przedstawione są różne rodzaje kół zębatych wykonanych z tworzyw sztucznych, stosowanych w produkcji sprzętu motoryzacyjnego.

Ostatnio wprowadzone zostały przez Biuro Konstrukcyjne Przemysłu Motoryzacyjnego koła zębate ze steelonu do prototypów motocykla Junak. Są to: koła iskrownika i koło pośrednie napędu iskrownika.

Koło iskrownika przewidziane jest do przenoszenia momentu obrotowego 0,05 kGm przy maksymalnej ilości obrotów 3000



obr/min i przy temperaturze oleju około 80°C. Współpracuje ono ze steelonowym kołem pośrednim, które zazębione jest jednocześnie z kołem stalowym wałka rozrządczego.

We wstępnych próbach eksploatacyjnych koła steelonowe osiągnęły już połowę wymaganego przebiegu i pracują nadal bez zarzutu. Wykonawcą krążków steelonowych na powyższe koła zębate jest Politechnika Warszawska, Zakład Przeróbki Plastycznej we współpracy z BKPMot.

Mgr inż. MACIEJ BERNHARDT

NOWY RADZIECKI CIĄGNIK ChTZ-7

Charkowska fabryka ciągników wypuściła ostatnio nową modyfikację ciągnika ChTZ-7 posiadającego szereg ciekawych i pomysłowych rozwiązań konstrukcyjnych.

Omawiany ciągnik pomyślany jest jako uniwersalny ogrodnico-sadowniczy i odznacza się właściwościami, jakich nie posiadał dotychczas żaden z produkowanych w Związku Radzieckim ciągników.

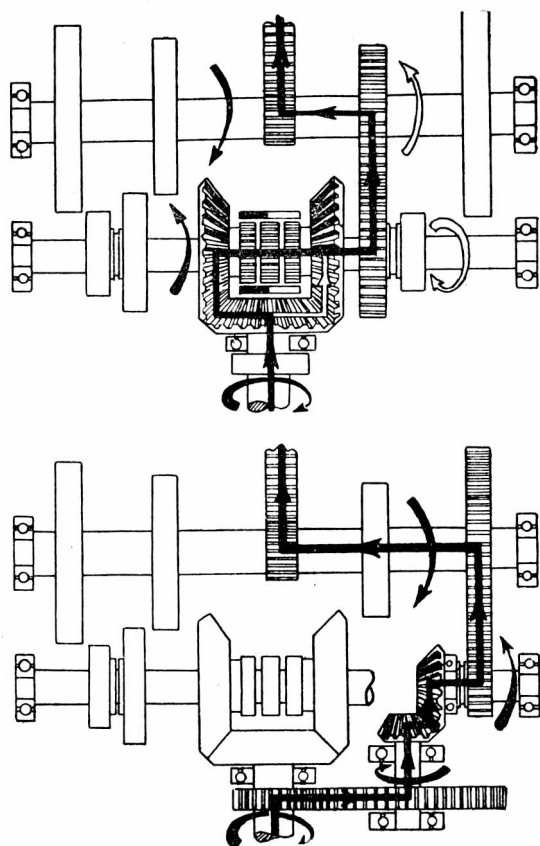
Zmienna wysokość (i prześwit) oraz rozstaw kół i osi, jednokowa łatwość prowadzenia na wszystkich biegach w przód i wstecz, szereg urządzeń pomocniczych, jak hydrauliczny podnośnik dla zawieszonych narzędzi rolniczych, wał odbioru mocy, koło pasowe o dwóch kierunkach obrotów, zastosowanie ogumienia niskiego ciśnienia (z możliwością napełniania wodą) podwyższającego zdolność pokonywania terenu przez ciągnik oraz jego współczynnik sprawności ogólnej, wreszcie znaczny zakres szybkości użytkowych od 0,71 do 14 km/godz., pozwalają na bardzo szerokie

zastosowanie ciągnika do najróżnorodniejszych prac w sadzie, ogrodzie, a także w polu i na drodze, a nawet do transportu wewnętrznego w zakładach przemysłowych.

Konstruktorzy ciągnika postawili sobie za zadanie stworzenie konstrukcji możliwie prostej, łatwej do obsługi i naprawy, przy jednoczesnym wykorzystaniu wszędzie tam, gdzie to jest możliwe, części produkowanych już uprzednio samochodów i ciągników.

Ciągnik ChTZ-7 posiada dwucylindrowy, górnozaworowy silnik gaźnikowy rozwijający moc 12 KM przy 1600 obr/min. W silniku tym zastosowano cały szereg istotnych części identycznych, jak w samochodach GAZ-51 i M-20, jak np. tłoki, pierścienie, sworznie tłokowe, zawory, sprężyny zaworowe i ich zamocowania, pompa wodna, wietrznik. Niektóre części „zapożyczono” z ciągnika KD-35, między innymi popychacze i końcówki drążków popychaczy.

Wpływ takiej unifikacji najistotniejszych części nowego sil-



przekładnia dodatkowa

TM/338 R 1

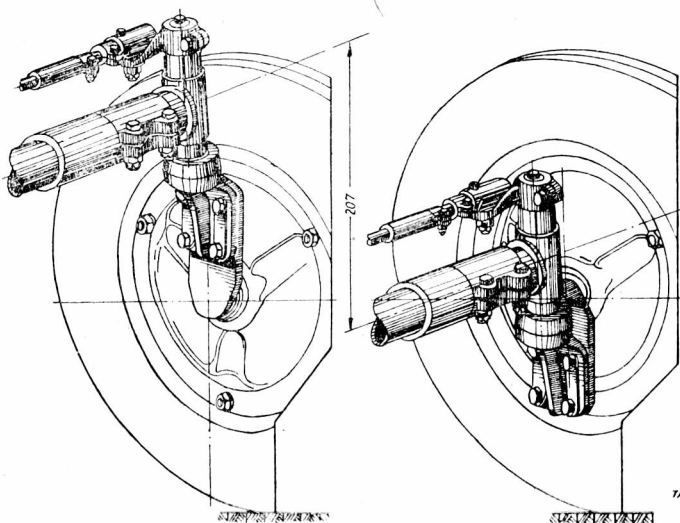
Rys. 1

nika z częściami silników uprzednio już masowo produkowanych i szeroko rozpowszechnionych w eksploatacji na koszt jego produkcji oraz łatwość, jakość i koszt naprawy jest bardzo znaczny, a rozwiązanie takie powinno służyć jako przykład racjonalnej konstrukcji.

Dla zapewnienia silnikowi jak największego przebiegu między-naprawczego przewidziano czopy korbowe o dużej średnicy i długości, wał korbowy zaś ułożyskowany na dwóch łożyskach kulowych dużej średnicy.

Korzystne jest również, zarówno z punktu widzenia technologii produkcji, jak i odporności na zużycie oraz łatwości naprawy, zastosowanie mokrych, łatwo wymiennych tulei cylindrowych.

W omawianym ciągniku ciekawie rozwiązano skrzynkę biegów



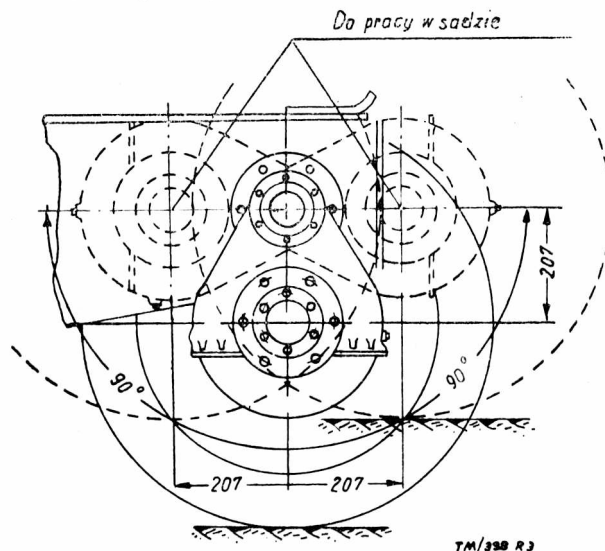
Rys. 2.

TM/338 R 2

o zwartej i prostej konstrukcji umożliwiającej cztery przełożenia do przodu i cztery do tyłu, a ponadto jeszcze dodatkowe przełożenie dla bardzo wolnej jazdy (tylko do przodu) przy specjalnych pracach, jak np. sadzenie drzew itp.

Rys. 1 przedstawia schemat tej skrzynki.

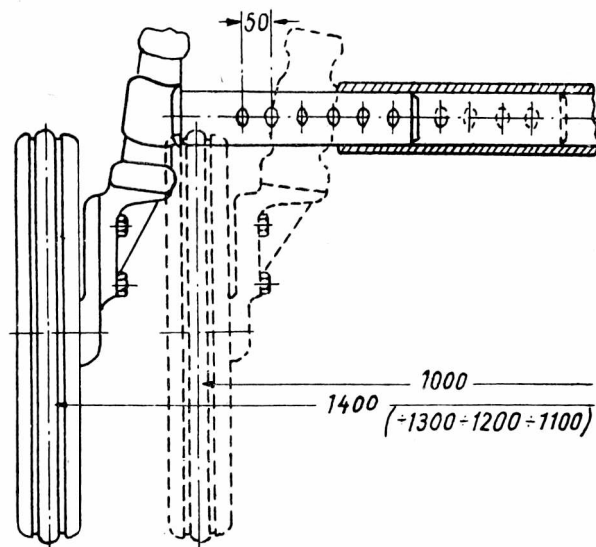
Zmianę prześwitu pod ciągnikiem dla przystosowania go do pracy bądź w sadzie, bądź w ogrodzie osiągnięto w prosty sposób przedstawiony na rys. 2 i 3.



Rys. 3.

TM/338 R 3

Różnica prześwitów jest dość duża i wynosi 207 mm. Ponadto przy mniejszym prześwicie istnieje możliwość ustalenia dwójakiego rozstawu osi różniących się o 414 mm. Na rysunkach 4 i 5 przedstawiono rozwiązanie zmiany rozstawu kół w odstępach co 50 mm.



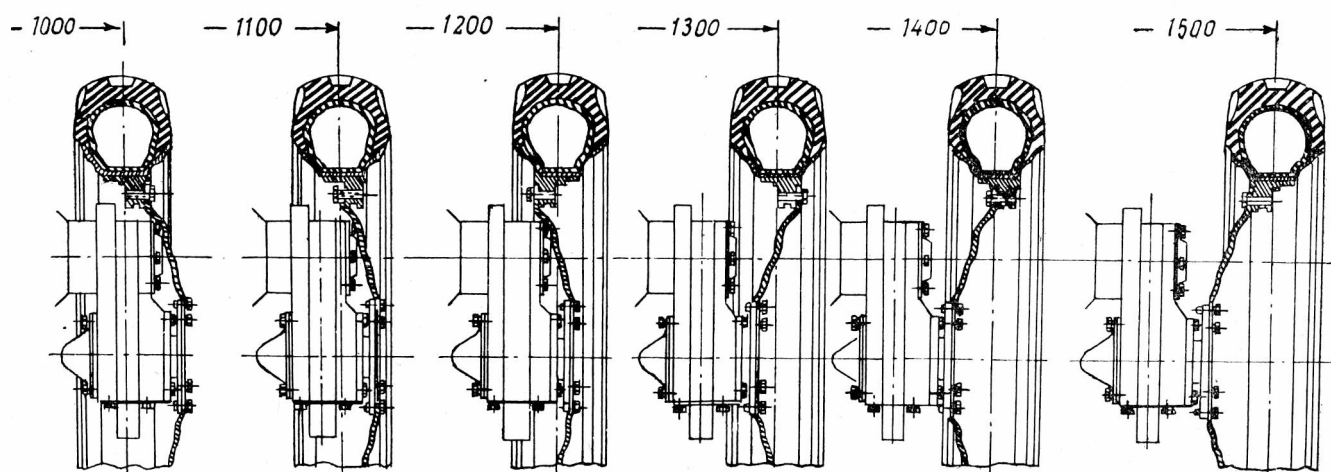
Rys. 4.

TM/338 R 4

Na szczególną uwagę zasługuje rozwiązanie zmienności rozstawu kół pomyślane bardzo prosto i unikające dotychczas powszechnie stosowanych wielowypustów na półosiach, pracochłonnych przy wykonaniu, a mało praktycznych w eksploatacji.

Dla uzupełnienia tego krótkiego opisu należy jeszcze dodać, że omawiany ciągnik posiada hydrauliczny podnośnik dla zawieszania narzędzi rolniczych znakomicie upraszczający ich sterowanie i ułatwiający manewrowanie ciągnikiem, co w przypadku pracy w sadzie jest szczególnie ważne.

Dla zapewnienia jak największej uniwersalności ciągnika posiada on odwracane o 180 stopni siedzenie kierowcy i możliwość normalnego sterowania w tym położeniu.



TM/330 R 5

Na zakończenie podaję kilka zasadniczych danych charakterystycznych ciągnika:

	Szybkość km/godz.	Siła pociągowa (na ściernisku przy szybkości 5 km/godz.) kg
bieg I	4,09	600
bieg II	5,29	450
bieg III	6,69	300
bieg IV	12,73	100
bieg specjalny	0,71	ok. 1400 (teoretyczna)

moc na haku 7,7 KM (przy szybkości 5 km/godz. na ściernisku).

Ciężar ciągnika 1400 kg
rozmiary gabarytowe:

długość 3000 mm
szerokość 1264/1764 mm
wysokość 1313/1106 mm
rozstaw osi 1430/1650/1857 mm
rozstaw kół 1000 do 1500 (co 50 mm)
prześwit 313/520

silnik:

nominalna moc 12 KM
nominalne obroty 1600 obr/min.
średnica cylindr. 81,88 mm
skok tłoka 125 mm
objętość skokowa 1,32 dcm³
stopień sprężania 5.

Inż. KAZIMIERZ DĘBSKI

ZASADY KONSTRUKCJI NOWOCZESNYCH AUTOBUSÓW NA PRZYKŁADZIE WĘGERSKIEGO AUTOBUSU „IKARUS 55”

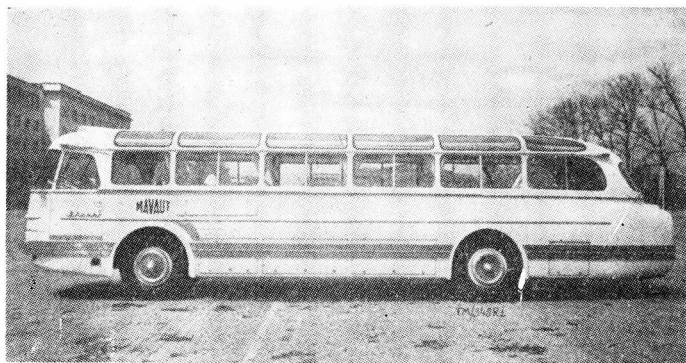
Opracowano na podstawie artykułów „Design Principles behind the Development of „Ikarus 55” by Bela Zerkowicz oraz „Der Autobus mit Steckertrieb typ „Ikarus 55” von Márta Bezóthy.

Transport osobowy w coraz większej mierze korzysta z usług komunikacji autobusowej. Przemysł motoryzacyjny, który zaopatrzuje rynek w autobusy musi dla danych warunków wybrać najbardziej ekonomiczną koncepcję w konstrukcji autobusów. Koncepcja ta powinna uwzględniać potrzeby komunikacji miejskiej i dalekobieżnej na rynku krajowym oraz wymagania eksportu, jak również możliwości produkcyjne wielu zakładów kooperujących w produkcji autobusów.

Pod względem konstrukcyjnym zachodzi konieczność dobrania odpowiednich rozmiarów autobusu oraz zdecydowania, jakie z technicznie możliwych rozwiązań należy przyjąć w danej konstrukcji.

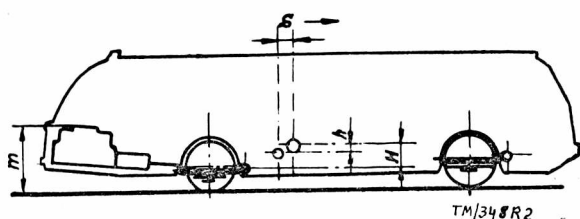
Analiza potrzeb komunikacji wykazuje, że najbardziej pożądanym w mieście jest autobus 70-osobowy, a poza miastem 40-osobowy. Obydwa te wymagania dadzą się zaspokoić jednym podstawowym typem autobusu. Z tych względów przemysł węgierski przestaje produkować dotychczasowe autobusy „Ikarus 30”, a przechodzi w r. 1955 na produkcję autobusów dalekobieżnych — „Ikarus 55” i miejskich — „Ikarus 60”.

Obydwa autobusy należą do najbardziej nowoczesnych typów pod względem rozwiązania konstrukcyjnego i odznaczają się bar-



Rys. 1. Autobus dalekobieżny „Ikarus 66”

dzo estetycznym wyglądem zewnętrznym i wnętrza autobusu. W autobusach tych zerwano z dawnymi zasadami klasycznymi, przy których nadwozia montowano na ramie, a silnik ustawiony był z przodu, podobnie jak w samochodach ciężarowych. Nowoczesne autobusy posiadają nadwozia samoniosące, a silnik umieszczony jest z tyłu lub pod podłogą na środku między osiami.



Rys. 2. Położenie środka ciężkości autobusu

Te kierunki konstrukcji opierają się na nowej zasadzie projektowania samochodów osobowych i autobusów, która wymaga od konstruktora ujęcia i rozwiązania całokształtu zagadnień konstrukcyjnych i spełnienia wymagań użytkownika, w przeciwieństwie do starej zasady niezależnego projektowania poszczególnych zespołów i składania ich na całość konstrukcji.

Konstruktor autobusu staje przed koniecznością rozwiązania niemal tych samych problemów co konstruktor samochodu osobowego. Należą do nich:

- a) największa wygoda dla pasażerów, przez co należy rozumieć: wnętrze wolne od hałasu, zapachu benzyny i spalin, wygodne uresorowanie, dostateczne miejsce na bagaż, wygodne siedzenia, łatwe wejście i wyjście
- b) dogodne prowadzenie autobusu, dobre trzymanie się drogi na zakrętach oraz szybkości zbliżone do samochodów osobowych
- c) ekonomia wytwarzania.

Z doświadczeń wiadomo, że usunięcie z wnętrza autobusu hałasu, zapachu oraz ciepła od silnika, w szczególności wysokoprężnego, jest możliwe jedynie przez umieszczenie silnika poza wnętrzem autobusu. Jeśliby nawet silnik był elastycznie zawieszony i w mniejszym stopniu powodował drgania, to pozostaje trudna sprawa usunięcia hałasu pracy silnika i ciepła, przed czym nie można się zabezpieczyć w dostatecznym stopniu obudową silnika.

Wygoda i bezpieczeństwo jazdy zależy w dużym stopniu od doboru resorowania. Z punktu widzenia wygody dla pasażerów resory powinny być miękkie o częstotliwości drgań od 70÷75 na minutę. Z drugiej strony jednak zbyt miękkie resory powodują złe trzymanie się drogi na zakrętach, wymagają amortyzacji pionowych wahań i zabezpieczenia przed wychyleniami w stosunku do środka ciężkości autobusu. Bez tych zabezpieczeń, przy pewnych szybkościach następowałoby nakładanie się drgań — bardzo przykre dla pasażerów. Aby zabezpieczyć się przed tym zjawiskiem resory powinny odpowiadać następującym wymaganiom:

$$C_1 l_1 = C_2 l_2 \text{ oraz } K_1 l_1 = K_2 l_2$$

gdzie C_1, C_2 — stała resorów przednich i tylnych
 K_1, K_2 — współczynnik sił tłumiących
 l_1, l_2 — odległości przedniej osi i tylnego mostu od środka ciężkości autobusu.

Z równań wyżej podanych wynika, że wymagania prawidłowego resorowania przy zmiennym obciążeniu mogą być spełnione, jeśli położenie środka ciężkości, powodowane zmiennym obciążeniem, będzie podlegało jak najmniejszym zmianom. Aby osiągnąć jak najmniejsze zmiany położenia środka ciężkości należy rozmieścić pasażerów autobusu pomiędzy osiami. Przednia i tylna zwisające części autobusu powinny przenosić jedynie stałe obciążenia, w zwią-

zku z tym nie stosuje się tylnej platformy dla pasażerów.

Dobre trzymanie się drogi na zakrętach przy większym uresorowaniu można osiągnąć przy niskim położeniu środka ciężkości i przy możliwie najwyższym położeniu wieszaków resorowych. Środek ciężkości nisko położony można uzyskać przy umieszczeniu silnika pod podłogą. Silnik z tyłu daje się przeważnie ułożyć niżej niż z przodu autobusu. Wysokie położenie wieszaków resorowych jest możliwe, gdy autobus jest bezramowy. Konstruktor ma wtedy swobodę wyboru miejsca zawieszenia resorów.

Ze względu na to, że przemysł węgierski nie produkuje dotychczas silników poziomych — w autobusach „Ikarus 55 i 56” umieszczono silnik z tyłu. Dane charakterystyczne autobusu „Ikarus 56” dotyczące jego stabilności przedstawiają się następująco.

s — poziome przesunięcie środka ciężkości	300 mm
h — pionowe przesunięcie środka ciężkości	160 mm
w granicach między nie obciążonym i w pełni obciążonym autobusem.	
H — odległość pomiędzy środkiem ciężkości a wieszakami przy obciążonym autobuse	445 mm
m — odległość od najwyższej krawędzi silnika do jezdni	1370 mm.

Drzwi wejściowe i wyjściowe są w różny sposób zaprojektowane dla autobusów miejskich i dalekobieżnych.

Autobus dalekobieżny posiada szerokie dwuskrzydłowe drzwi w środku, pozwalające otworzyć jedno skrzydło dla małej ilości pasażerów. Przy tym położeniu drzwi pasażerowie mają najkrótszą drogę do swoich miejsc siedzących

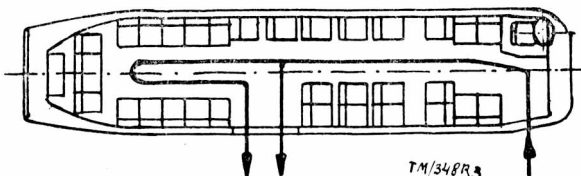
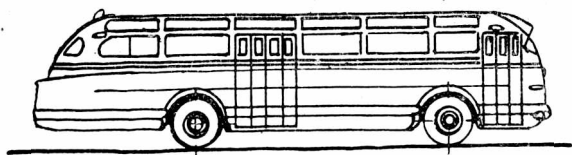
Autobus miejski posiada dwoje drzwi, jedno z przodu obok kierowcy i drugie przed tylnymi kołami. Drzwi wejściowe obok kierowcy będące nowością są tym korzystne, że kierowca nie ruszy wcześniej dopóki wszyscy pasażerowie nie wsiadli. Poza tym takie położenie drzwi pozwala na dogodne rozplanowanie wnętrza autobusu.

Nadwozie autobusów „Ikarus” jest konstrukcji samonośnej, składającej się z profili stalowych spawanych elektrycznie.

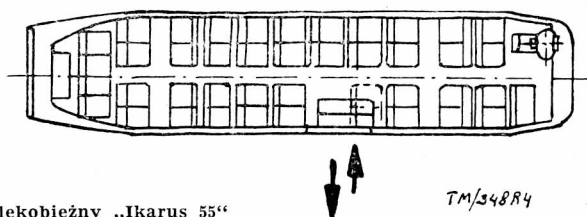
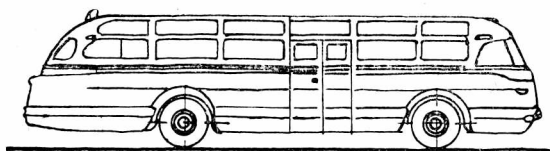
Profile dolne podłuzne wykonane są z blachy stalowej, odpowiednio wzmocnionej żebrami. Pomiędzy tymi żebrami znajdują się przestrzenie na bagaże o objętości ok. 3 m³. Ściany boczne posiadają szkielet kratowy. Tylna część pudła autobusu nie przenosi obciążeń i wykonana jest z blachy aluminiowej o grubości 1,25 mm.

Jak wspomniano wyżej blok napędowy, składający się z silnika sprzęgła i skrzyni przekładniowej umieszczony jest wzdłuż autobusu w przedziale izolowanym od wnętrza autobusu, jak również izolowanym od kurzu i deszczu.

Według dawnych doświadczeń umieszczenie silnika z tyłu pojazdu lub pod podłogą uważane było za niewłaściwe, ponieważ takie rozwiązanie utrudniało chłodzenie silnika i powodowało osadzanie się na nim kurzu i błota. To przekonanie okazało się niesłuszne na przykładzie autobusów nowoczesnych. Odpowiednio poprowadzone przewody doprowadzają równie czyste powietrze do filtrów silnika, jak przy silniku z przodu. Odpowiednie rozmiary chłodnicy i doprowadzenie powietrza w odpowiedniej ilości zapewniają prawidłowe chłodzenie silnika. Największy efekt chłodzenia wymagany jest przy jeździe na dużych przełożeniach pod górę. W tych przypadkach naturalny przepływ powietrza jest nieznaczny, a wymagana do chłodzenia ilość powietrza dostarcza wentylator. Przejście na bieg niższy może być wskazane nawet przed spadkiem momentu obrotowego, w wypadkach, gdy szybkość obro-

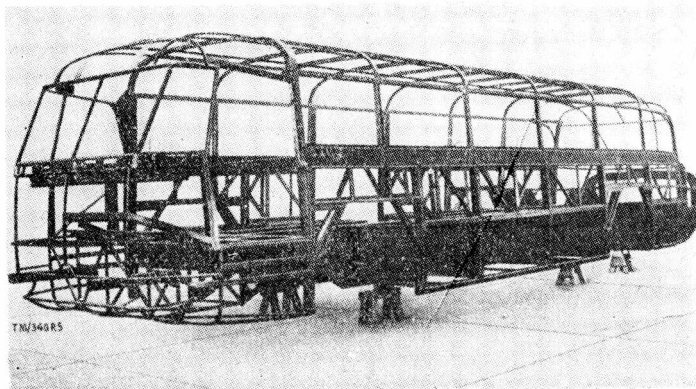


Rys. 3. Autobus miejski „Ikarus 66”



Rys. 4. Autobus dalekobieżny „Ikarus 55“

tów silnika, a wraz z nim i wydatek wentylatora na tyle spadnie, że czynnik chłodzący nie nadąży z odprowadzeniem ciepła. Jeśli silnik jest zamocowany w tyle — efekt chłodzenia może być lepszy, gdyż można w takim wypadku zastosować wentylator przed albo za chłodnicą o większym wydatku.



Rys. 5. Spawana konstrukcja szkieletu



Rys. 6. Silnik w tyle w izolowanym przedziale

Hałas pracy silnika jest w znacznym stopniu związany z wielkością i konstrukcją wentylatora, dlatego też kąt ustawienia łopatek i obroty wentylatora muszą być odpowiednio doświadczalnie dobrane.

Powietrze chłodzące silnik doprowadzane jest przez klapę umieszczoną w tylnej części dachu. Klapa ta regulowana jest z siedzenia kierowcy. Wylot powietrza znajduje się w tylnej ścianie pudła. Powietrze to wychodzi pod ciśnieniem, przez co nie dopuszcza kurzu do kabiny silnika nawet przy jeździe po bardzo zakurzonych drogach.

Kabina silnika posiada obszerne drzwi, umożliwiające wygodny dostęp do wszystkich części silnika. Cały blok napędowy może być łatwo wymontowany i wymieniony na nowy.

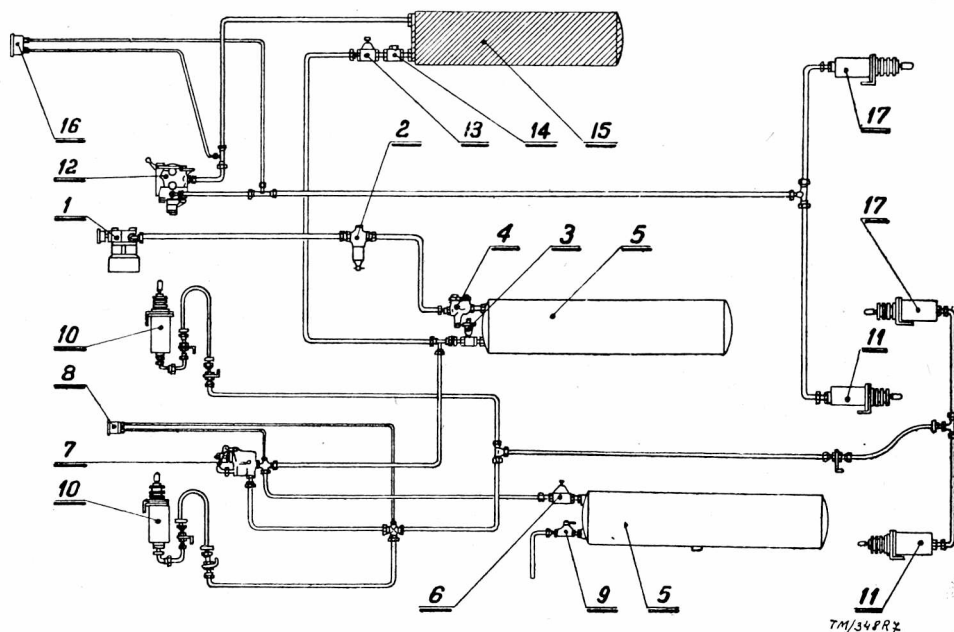
Nadwozie samoniosące jest bardziej trwałe w eksploatacji niż nadwozie zamocowane na ramie, jak również jest faktem, że jest ono bardziej bezpieczne i wytrzymałe w wypadkach drogowych.

Autobusy Ikarus mają szybkość podróżną około 75 km/godz, która wymaga dokładnego i łatwego działania układu kierowniczego, dobrego prowadzenia wozu na zakrętach i trzymywania się drogi. Układ kierowniczy zaopatrzony jest w urządzenie servo. Podobnie servo jest zastosowane do sprzęgła. Zawór powietrzny główny sprzęgła jest identyczny z zaworem układu hamulcowego. Uruchamiany jest przy pomocy pedału sprzęgła.

Autobusy Ikarus są wyposażone w następujące urządzenia hamulcowe:

- hamulec nożny, powietrzny na wszystkie koła
- hamulec ręczny, powietrzny na tylne koła
- hamulec ręczny mechaniczny, postojowy

Zastosowanie dodatkowego powietrznego hamulca ręcznego zostało spowodowane przepisami drogowymi, które wymagają, aby hamulec ręczny dawał opóźnienie $2,2 \text{ m/sek}^2$ oraz koniecznością używania dodatkowego hamulca przy jeździe po drogach górskich. Układ hamulcowy pokazany na rys. 7 spełnia obydwie wymagania. Poza głównym zbiornikiem powietrza istnieje zbiornik rezerwowy (15) napełniany od sprężarki (1) przez zawór dwukierunkowy (13).



Rys. 7. Układ hamulców powietrznych

- 1 — sprężarki, 2 — zawór do pompowania dętek, 3 — pompa odprowadniająca, 4 — zawór ciśnieniowy, 5 — zbiornik powietrza, 6 — zawór odpowietrzający, 7 — zawór sterujący główny, 8 — manometr podwójny, 9 — zawór odcinający, 10 — cylinderek hamulcowy, przedni, 11 — cylinderek hamulcowy tylny, 12 — zawór sterujący rezerwowy, 13 — zawór przebiegowy, 14 — zawór dwukierunkowy, 15 — zbiornik powietrza, rezerwowy, 16 — manometr podwójny, 17 — cylinderek hamulcowy, tylny

runkowy (14). Raz napełniony zbiornik utrzymuje powietrze wystarczające na 12—15 działań hamulca ręcznego. Pod działaniem ręcznym otwiera się zawór sterujący, rezerwowy, który dopuszcza powietrze sprężone do niezależnych cylinderek hamulcowych (17, 11) działających na szczęki hamulcowe kół tylnych. Te cylindery są umieszczone naprzeciw normalnych cylinderek (17, 11), działających od pedału nożnego.

Nowe typy autobusów węgierskich „Ikarus 55 i 66” posiadają następującą charakterystykę techniczną:

- | | |
|--|----------|
| 1. Ilość pasażerów w autobusie dalekobieżnym | 44 osoby |
| 2. Ilość pasażerów w autobusie miejskim ok. | 70 „ |

- | | |
|---|----------|
| 3. Całkowity ciężar załadowanego autobusu | 14450 kg |
| 4. Obciążenie przedniej osi | 4600 „ |
| 5. Obciążenie tylnej osi | 9850 „ |
| 6. Długość autobusu | 11450 mm |
| 7. Szerokość autobusu | 2500 „ |
| 8. Wysokość autobusu | 2820 „ |
| 9. Największa wysokość wnętrza | 1850 „ |
| 10. Największa szerokość wnętrza | 2260 „ |
| 11. Moc silnika przy 2200 obr/min | 125 KM |
| 12. Zużycie paliwa (oleju gazowego) | 34 l/100 |
| 13. Szybkość największa | 90 km/g |
| 14. Autobus posiada urządzenia ogrzewcze i wentylacyjne | |

PRZEKŁADNIA BEZSTOPNIOWA BEIERA

(Na podstawie Automobile Engineer, Nr 8/54 r.)

Opis ogólny

Zbudowanie przekładni ciągłej, dającej się zastosować do masowo produkowanych samochodów, stanowi zagadnienie, nad którego pomyślnym rozwiązaniem pracują konstruktorzy od wielu lat. Jakkolwiek budowano już wiele różnych przekładni bezstopniowych (nawet dla mocy do 2000 KM), to jednak, jeśli chodzi o przekładnię, która nadawałaby się do powszechnego zastosowania w samochodach dopiero od niedawna udało się konstruktorom wejść, jak się wydaje na właściwe tory.

Artykuł niniejszy opisuje konstrukcję i działanie jednej z ostatnio zbudowanych samochodowych przekładni bezstopniowych Beiera typu GA.

Rys. 1 przedstawia wykres sprawności mechanicznej przekładni Beiera. Jak wynika z wykresu sprawność mechaniczna wynosi ok. 62% wtedy, gdy wał pędzony osiąga 20% obrotów silnika, po czym wzrasta do ok. 97,5%, gdy obroty wału pędzonego zrównują się z obrotami silnika. Jak widać z wykresu, gdy obroty wału pędzonego silnika, wtedy sprawność przekładni dochodzi do ok. 95%. Zakres redukcji obrotów, uzyskiwany w przekładni GA, wynosi od 1:1 do 4:1, a nawet 6:1. Jeśli to konieczne, można otrzymać jeszcze większą redukcję. Przekładnia pracuje cicho, równo, niezawodnie i zupełnie automatycznie, a poza tym wymaga niewielkiej tylko obsługi.

Dr J. Beier rozpoczął pracę nad skonstruowaniem przekładni bezstopniowej przed wojną i przekładnię jego pomysłu zostały wbudowane do samochodu osobowego Porsche i do 5-tonowego samochodu ciężarowego z silnikiem Diesla o mocy 150 KM. W próbach samochodów osobowych przejechał pomyślnie ok. 24000 km, ciężarowy zaś przeszło 8000 km. Wojna przerwała dalsze próby, które podjęte zostały na nowo w Anglii i doprowadziły ostatnio do wyprodukowania przekładni w zastosowaniu do samochodów ciężarowych i autobusów, a poza tym do napędu sprzężarek lotniczych i pądnic.

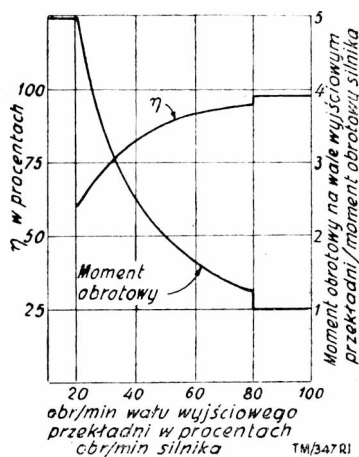
Przekładnia Beiera działa podobnie jak zwykła przekładnia ciera. Główną cechą przekładni GA jest jednak to, że moc jest w niej przenoszona nie przez tarcie metalu o metal, ale przez siłę przyczepności powstającą w cienkiej warstewce oleju (o chwilowej bardzo dużej lepkości), znajdującej się między okrągłymi tarczami: pędzącą i pędzoną. Wskutek istnienia tej warstewki oleju, zetknięcie się metalicznych tarcz jest wykluczone.

Części pędzące i pędzone mechanizmu składają się z zespołów tarcz osadzonych na wspólnych wałach. Tarcze jednego wału posiadają przekrój stożkowy, przyczym zwrócić się ku zewnętrznemu obwodowi, tarcze zaś drugiego są płaskie i tylko na zewnętrznym obwodzie posiadają zgrubiony wieńiec. Powierzchnie boczne wieńca są z obu stron ścięte stożkowo (rys. 2) ze zbieżnością odpowiadającą zbieżności tarcz stożkowych. Tarcze osadzone są na wałach przy pomocy wielowypustu, wskutek czego mogą one swobodnie przesuwać się w kierunku osiowym. Przesuwanie to ograniczone jest naciskiem sprężyny działającej na jedną z końcowych tarcz. Różne przełożenia uzyskuje się przez zmianę odległości między osiami tarcz pędzących i pędzonych.

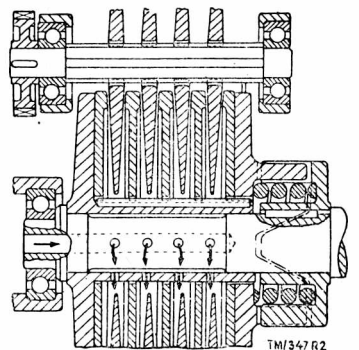
Liczba tarcz w danej przekładni zależy od wielkości przenoszonej mocy. Gdy chodzi o zwiększenie tej mocy, należy zastosować większą ilość tarcz, albo zamiast tego zwiększyć średnice tarcz. Można również zastosować pewną ilość zespołów tarcz stożkowych osadzonych w tym wypadku na kilku wałach rozstawionych w równych odstępach na obwodzie zespołu tarcz wieńcowych. Można wreszcie zwiększyć w pewnym stopniu nacisk sprężyny stosując np. urządzenie dociskowe. W przekładniach, w których zastosowano pewną ilość zespołów tarcz stożkowych, każdy zespół jest zmontowany na osobnym ramieniu wahliwym w ten sposób, że ruchy wszystkich ramion są ze sobą zsynchronizowane. Wskutek tego osie tarcz stożkowych są zawsze w jednakowych odległościach od głównej osi przekładni.

Warstewka oleju między tarczami jest stale zmieniana wskutek wirowania tarcz oraz wskutek działania sił odśrodkowych. W szczelinach powstałych między tarczami stożkowymi i wieńcami tarcz płaskich olej zostaje chwilowo silnie ściśnięty, co zwiększa w tym momencie znacznie jego lepkość. Ta duża lepkość umożliwia przeniesienie mocy za pośrednictwem warstewki oleju. Siła styczna, wytworzona przyczepnością oleju, zależy od wielkości powierzchni stykowej tarcz oraz od grubości warstewki oleju. Analiza matematyczna wykazuje, że powierzchnia stykowa w przekładni Beiera jest większa, niż to może być osiągnięte w innych konstrukcjach. Cienkie tarcze w tej przekładni mają tę zaletę, że umożliwiają konstrukcję zwięzłą i lekką, wskutek czego siły bezwładności są odpowiednio małe.

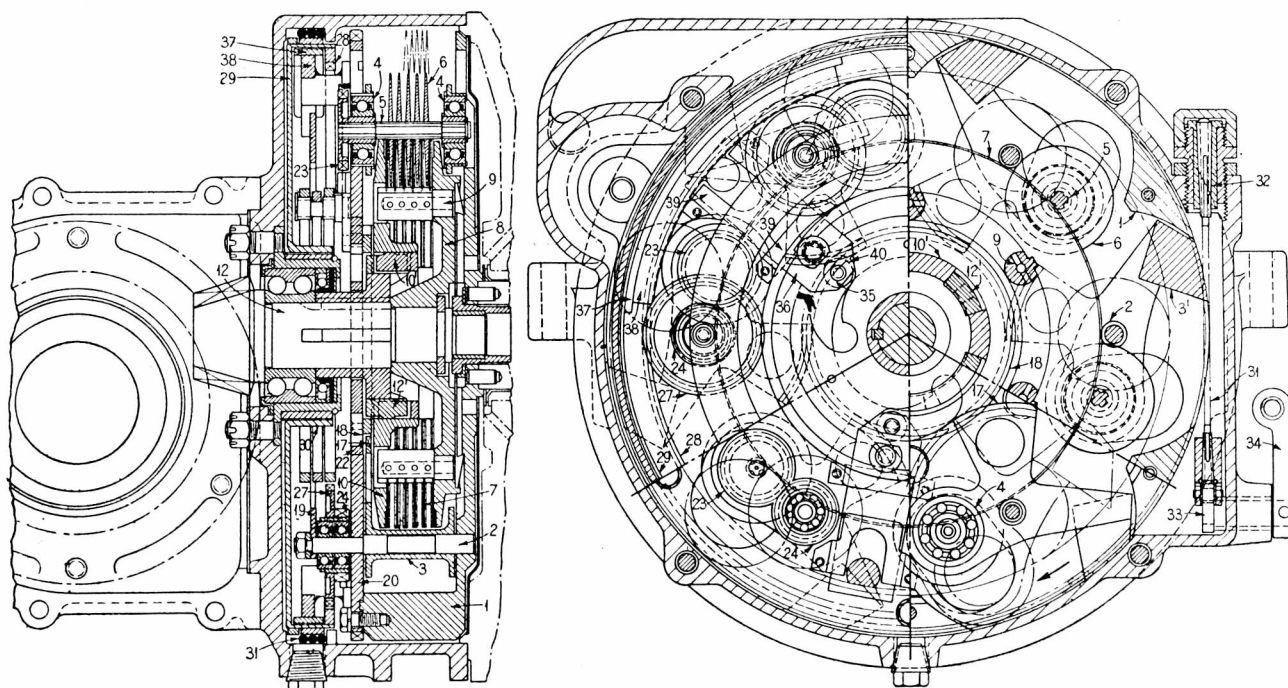
W normalnych warunkach przekładnia GA przenosi swą moc nominalną z pewnym nieznacznym tylko poślizgiem, wobec czego sprawność jej jest duża. W razie przeciążenia poślizg powiększa się, co z kolei powoduje zwiększenie siły stycznej pochodzącej od przyczepności oleju, a tym samym przenoszona moc zwiększa się. W warunkach znacznego nawet przeciążenia, przekładnia może przez pewien czas pracować, jednakże sprawność jej jest wtedy mała, a cały mechanizm grzeje się. Do napełnienia przekładni używa się lekkiego silnikowego oleju. Jest rzeczą pożądaną, aby lepkość tego oleju jak najmniej zależna była od zmian temperatury. W przekładniach o małych wymiarach wytworzone ciepło jest odprowadzane na zewnątrz przez sam olej oraz przez ułożony korpus przekładni. Przy większych przekładniach samochodowych zachodzi potrzeba stosowania osobnej chłodnicy oleju. Cichy bieg jest wynikiem tego, że tarcze nie stykają się ze sobą. Przekładnia Beiera pracuje tak cicho jak silnik elektryczny.



Rys. 1. Krzywe charakterystyczne przekładni GA



Rys. 2. Rysunek schematyczny tarcz przekładni Beiera. Strzałki oznaczają kierunek wypływu oleju.



Rys. 3. Przekroje przekładni samochodowej Beiera (zastosowano tu 6 ramion wahliwych z zespołami tarcz stożkowych).

Zalety przekładni GA w zastosowaniu do samochodu przedstawiają się następująco:

1. Zmiana przełożenia odbywa się w sposób ciągły i samoczynnie, w zależności od obrotów silnika oraz zapotrzebowanego w danej chwili momentu obrotowego. Powoduje to z kolei:
 - a) oszczędność paliwa,
 - b) zmniejszenie zużycia silnika, opon i hamulców,
 - c) lepsze wykorzystanie mocy, ponieważ maksymalna moc silnika może być rozwinięta przy każdej szybkości jazdy. Fakt ten pozwala na użycie mniejszego silnika do danego samochodu. Silnik zaś taki jest lżejszy, tańszy i zużywa mniej paliwa.
2. Prowadzenie samochodu jest ułatwione, gdyż kierowca używa tylko akcelerator i pedał hamulcowy. Ułatwienie to zwiększa zarazem bezpieczeństwo jazdy.
3. Przekładnia GA jest tak skonstruowana, że działa równocześnie jako wolne koło, zmniejszając przez to zużycie paliwa i ogólne zużycie pojazdu. Wolne koło jest łatwo blokowane przez częściowe naciśnięcie pedału hamulcowego.
4. Pojazd nie może się stoczyć w tył na wzniesieniach.
5. Niepotrzebne jest stosowanie osobnej przekładni wstecznej.
6. Przy podróży w różnych szybkościach jazdy można włączyć napęd bezpośredni, przez co w ciągu dłuższego czasu oszczędza się zużycia przekładni. Przy tym kierowca może w każdej chwili włączyć przełożenie pośrednie.
7. Przekładnia posiada wysoką sprawność mechaniczną.
8. Zastosowanie przekładni GA daje następujące korzyści konstrukcyjne:
 - a) przekładnia może być umieszczona w kole zamachowym oraz w jego obudowie. Daje to oszczędność miejsca zajmowanego przez skrzynkę przekładniową. Okoliczność ta jest specjalnie ważna przy budowie napędu na przednie koła, albo przy umieszczaniu silnika z tyłu pojazdu,
 - b) masa koła zamachowego jest użytecznie wykorzystana, a poza tym odpada ciężar skrzynki biegów,
 - c) wykonanie części przekładni nie sprawia trudności przy masowej produkcji,
 - d) konstruktor przekładni ma dużą swobodę w ustalaniu jej wymiarów zewnętrznych. Zwiększenie mocy przenoszonej można bowiem osiągnąć zarówno przez zwiększenie ilości tarcz na każdym wahliwym ramieniu, jak i przez powiększenie liczby tych ramion.

W opisywanej przekładni Beiera tarcze wiencowe są zamontowane na wale pędzonym, zespoły zaś tarcz stożkowych wirują wokół nich podobnie jak w przekładni planetarnej. Obroty wału pędzonego zmieniają się w zależności od głębokości zachodzenia między siebie tarcz stożkowych i wiencowych. Głębokość ta jest samoczyn-

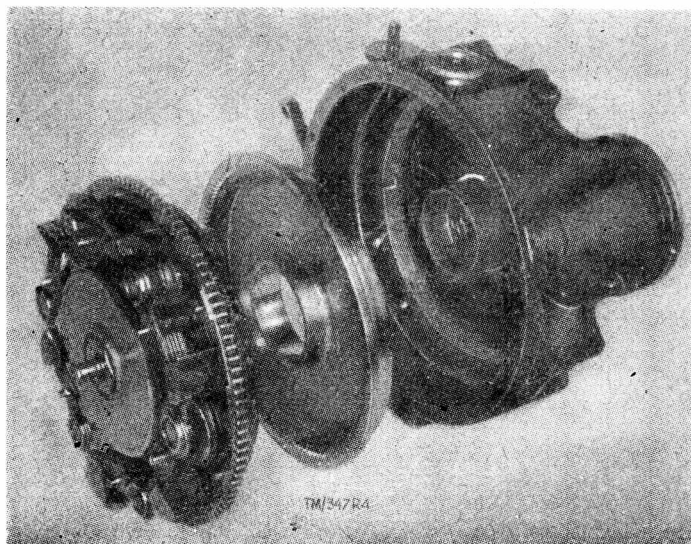
nie dostosowywana do odpowiednich obrotów silnika oraz do zapotrzebowanego momentu obrotowego. Gdy obroty wału pędzonego różnią się już tylko o 15 do 20% od obrotów silnika, zostaje automatycznie włączony napęd bezpośredni i cały mechanizm obraca się jako zwarta całość. Takie działanie przekładni zabezpiecza ją przed nadmiernym zużyciem w ciągu 80 do 90% czasu jazdy samochodu, gdyż wtedy przekładnia, jako taka, nie pracuje.

Przekładnia jest zdolna dać nieskończenie małe przełożenie, które może nawet stać się ujemnym. Przełożenie ujemne zostaje wykorzystane do jazdy wstecz.

Rys. 3 pokazuje nam przekładnię Beiera przeznaczoną do samochodu z silnikiem umieszczonym z tyłu. Dla silnika o mocy 25 KM przy 3000 obr/min, średnica przekładni tego typu wynosi ok. 300 mm. Inna konstrukcja przekładni pokazana na rys. 4, przeznaczona do umieszczenia w obudowie koła zamachowego, ma średnicę 560 mm i długość 230 mm. Stosowana jest ona w autobusach wyposażonych w silnik o mocy 140 KM przy 2000 obr/min.

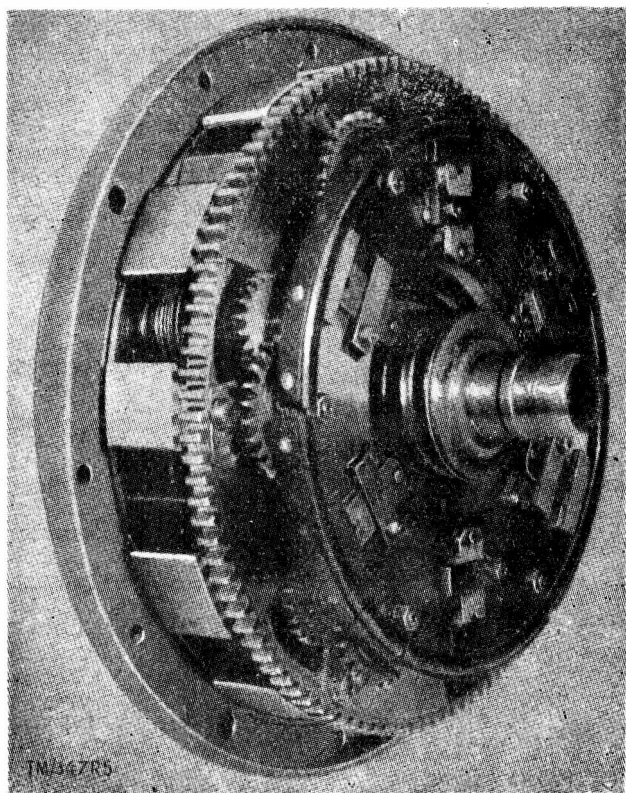
Na rys. 5 pokazana jest przekładnia GA po odcięciu pokrywy.

Z rys. 3 widać, że każdy zespół tarcz stożkowych 6 jest zmontowany na wałku wielowypustowym 5 osadzonym w łożyskach kulkowych 4. Każdy wałek wielowypustowy jest połączony jednym ze swych końców z ramieniem wahliwym 3. Ramiona wahliwe

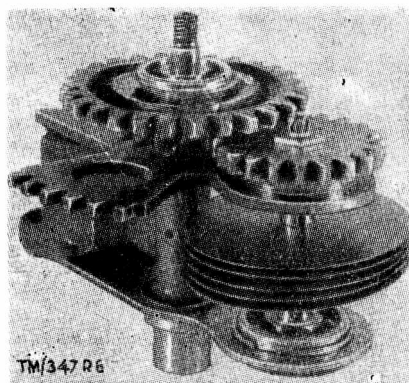


Rys. 4. Główne elementy przekładni samochodowej Beiera mieszczące się w obudowie koła zamachowego.

obracają się wokół sworzni 2 wmontowanych w koło zamachowe 1 silnika. Na drugim końcu każdego z wahliwych ramion znajduje się przeciwcieżar 3, którego działanie nie tylko równoważy siłę odśrodkową wywołaną przez masę zespołu tarcz stożkowych, lecz siłę tę przewyższa. Przy zwiększaniu obrotów silnika powoduje to głębsze wsuwanie tarcz stożkowych 6 pomiędzy tarcze wieńcowe 7. Siła zbliżająca tarcze stożkowe ku osi przekładni jest tym większa, im większe są obroty silnika. Tarcze wieńcowe 7 tworzą ciągle pierścien z osią przekładni i są osadzone na trzpieniach 9 zamocowanych w prawej tarczy skrajnej 8. Trzpień ten wchodzi w otwory lewej tarczy skrajnej 10. Tarcze skrajne mają swobodę obracania się względem wału pędzonego 12 na tyle, na ile pozwolą skośne krzywki czołowe 10 przymocowane do tarczy 10. Krzywki te (widać je lepiej na rys. 2) zazębiają się z kulakami przeciwnymi 12 umieszczonymi na tulei zaklinowanej na wale pędzonym. Moment obrotowy od tarcz wieńcowych przenoszony jest przez trzpień 9 do tarcz końcowych 8 i 10, skąd za pośrednictwem krzywek i tulei przechodzi na wał pędzony 12. Siła osiowa wywołana przez krzywki dosuwa tarcze wieńcowe do siebie z siłą proporcjonalną do momentu obrotowego odbieranego na wale pędzonym. Siła dosuwająca tarcze wieńcowe wywołuje tendencję do wycisnienia tarcz stożkowych pomiędzy wieńcowych, przeciwdziałając w ten sposób wpływowi działania sił odśrodkowych od przeciwcieżarów 3. Krzywizny kulaków czołowych działają przy obu kierunkach obrotu, toteż pracują one zarówno przy jeździe normalnej, jak i przy jeździe w tył, a także wtedy, gdy obroty układu napędowego są wyższe od obrotów silnika. Ramiona wahliwe 3 wyposażone są w segmenty zębate 17 zazębiające się ze wspólnym pierścieniem zębatym 18. Umożliwia to synchronizację ruchów wszystkich ramion. Na rys. 6, na którym pokazane jest jedno z ramion wahliwych, widać segment zębaty 17 oraz tarcze stożkowe osadzone na wałku wielowypustowym. Lewe końce sworzni 2 zamocowane są w pierścieniach stalowych 19 i 20. Obwód wewnętrzny pierścienia 20 stanowi łożysko dla obrotowej 22, do której przymocowany jest pierścień zębaty 18. Na końcach wałków wielowypustowych 5 zamontowane są koła zębate 23 zazębiające się z kołami 24. Koła zębate 24 obracają się na łożyskach kulkowych osadzonych na sworzniach 2. Na sworzniach tych znajdują się poza tym koła zębate 27 zazębiające się z uzębionym wewnętrznym pierścieniem 28. Pierścień ten przymocowany jest do bębna 29, który może swobodnie obracać się na swym łożysku ślizgowym 30. Na obwodzie zewnętrznym bębna nawinięty jest zwój drutu stanowiący część zasadniczą układu wolnego koła. Jeden koniec zwoju przytwierdzony jest do obudowy przekładni w sposób umożliwiający regulację 32, podczas gdy drugi koniec może być ściągany przy pomocy ramienia 33 i dźwigni 34. W wycięciach krzywkowych obrotów 22 pracują kółka 35. Z kółkami



Rys. 5. Przekładnia GA po zdjęciu pokryw.



Rys. 6. Ramię wahliwe z zespołem tarcz stożkowych.

tymi złączone są przy pomocy suwaków 36, szczęki hamulca obłożone okładzinami ciernymi. Same suwaki osadzone są w prowadnicach 39 widocznych lepiej na rys. 5.

Zetknięcie się okładzin hamulca z obwodem wewnętrznym bębna 29 nastąpi wtedy, gdy kółka dojdą do końców 40 wycięć krzywkowych (w tym położeniu kółka pokazane są na rys. 3). Może to nastąpić tylko przy takim ustawieniu obrotów 22, spowodowanym

ruchem związanym z nią pierścienia 18, które odpowiada największemu zbliżeniu tarcz stożkowych do osi przekładni.

To zaś następuje przy dużych obrotach silnika, a więc w chwili, gdy przełożenie mechanizmu zbliża się do bezpośredniego.

Ruszanie samochodu z miejsca

Kiedy pojazd stoi, koło zamachowe 1 silnika obraca się jałowo, a wraz z nim wirują sworznie 2 w kierunku oznaczonym strzałką na rys. 3. Nacisk wzajemny kulaków 10 i 12 utrzymuje tarcze stożkowe w położeniu największego oddalenia od osi przekładni. W razie potrzeby nacisk ten może być wspomagany siłą sprężyny dociskającej tarcze wieńcowe. Ponieważ samochód stoi, stoją także tarcze wieńcowe. Natomiast pierścien z uzębieniem wewnętrznym 28 obraca się jałowo w kierunku zgodnym ze wskazówką zegara (w założeniu, że wolne koło jest wyłączone). Gdy obroty silnika zaczną zwiększać się na skutek zwiększenia otwarcia przepustnicy gaźnika, przeciwcieżary wsuną głębiej tarcze stożkowe pomiędzy tarcze wieńcowe. Przełożenie redukcyjne mechanizmu wyraża się wzorem:

$$i = 1 - \frac{X}{D} \cdot \frac{d_3}{d_1} \cdot \frac{d_2}{d_4} \quad \text{gdzie:}$$

i — przełożenie pomiędzy wałem pędzącym (silnika) a pędzonym (wyjściowym przekładni).

X — zmienna średnica czynna tarcz stożkowych

D — stała średnica tarcz wieńcowych

d_3 — średnica podziałowa koła zębatego 28

d_1 — średnica podziałowa koła zębatego 23

d_2 — średnica podziałowa koła zębatego 24

d_4 — średnica podziałowa koła zębatego 27

Przy pewnej wielkości X , którą nazwiemy x_0 , równanie będzie miało postać: $i = 1 - 1 = 0$. Jest to więc stan, w którym równanie zmienia znak. Dzieje się to wtedy gdy obroty silnika wzrastają a tarcze stożkowe przesuwają się ku osi przekładni.

Obroty bębna 29 stopniowo maleją, aż wreszcie zostaje osiągnięta wielkość $X = x_0$, przy której objawia się tendencja do zmiany kierunku obrotu. Bęben jest jednak zabezpieczony przed tą zmianą przez zespół wolnego koła. Wskutek tego zabezpieczenia samochód zaczyna przyspieszać jazdę, zaś przełożenie mechanizmu GA zmienia się począwszy od wartości $1 : \infty$. Jeżeli obroty silnika nadal wzrastają, to tarcze stożkowe zachodzą głębiej między tarcze wieńcowe i przełożenie samoczynnie zbliża się do wartości $1 : 1$. Kiedy wielkość przełożenia różni się od tej wartości już tylko o 15 do 20%, wtedy ruch ramion 3, przenoszony poprzez segmenty zębate 17 do wyrównawczego pierścienia zębatego 18 oraz jego obrotów 22, powoduje przesunięcie kółek 35 do końców wycięć 40. To zaś pozwala hamulcom 37 i 38, przy pomocy siły odśrodkowej, uruchomić bęben 29 z pierścieniem 28 i przyspieszyć go od stanu spoczynku do obrotów równych obrotom silnika. Wówczas mechanizm przekładni obraca się jak jedna całość, zaś przyspieszenie obrotów silnika powoduje przyspieszenie jazdy samochodu.

Jazda pod górę

Jeżeli samochód z przekładnią GA, pracującą na przełożeniu bezpośrednim, zaczyna pokonywać strome wzniesienie, to obroty silnika stopniowo zmniejszają się. Dzieje się tak, ponieważ zwiększający się moment obrotowy wpływa na zwiększenie nacisku wywieranego przez kulaki 10' i 12' na tarcze wieńcowe, co z kolei powoduje wychylenie się tarcz stożkowych na zewnątrz.

Wychylenie tarcz wprawia w obrót pierścien wyrównawczy 18 i jego obwód 22 z taką siłą, że działająca jeszcze na krążki 35 siła odśrodkowa od szczeń hamulcowych, zostaje pokonana.

Jeżeli na początku wzniesienia samochód jechał z dużą szybkością i kierowca zablokował bęben 29 przy pomocy dźwigni 34, to mechanizm pracuje z przełożeniem bezpośrednim dopóki dźwignia blokująca nie zostanie zwolniona. Dźwignia 34 może być uruchamiana przy naciskaniu akceleratora poza pełne otwarcie przepustnicy, przy czym ten dodatkowy ruch akceleratora ograniczony jest oporem sprężynowym. Przy takim urządzeniu można pokonywać wzniesienia na przełożeniu bezpośrednim tak długo, jak tylko silnikowi nie będzie groziło zgaśnięcie. Gdy napęd bezpośredni zostanie wyłączony, wtedy przekładnia GA samoczynnie dobiera taką wielkość przełożenia, jaka jest niezbędna do utrzymania stałych obrotów silnika przy danym otwarciu przepustnicy. Zgaśnięcie silnika jest więc niemożliwe, nawet przy dużym przeciążeniu, ponieważ w takich warunkach przełożenie automatycznie zbliża się do 1:∞. Maksymalny moment obrotowy, jaki może być rozwinięty, jest ograniczony jedynie względami konstrukcyjnymi danej przekładni.

Stosowanie wolnego koła oraz hamowanie silnikiem. Jeżeli przepustnica gaźnika zostanie zamknięta podczas jazdy samochodu na niebezpośrednim przełożeniu i przy tym pojazd „wyprzedza” obroty silnika, wtedy bęben wraz z pierścieniem 28 zostają odłączone przez wolne koło 31. W ten sposób działanie wolnego koła wpływa na zmniejszenie zużycia paliwa.

Podczas hamowania na poziomych drogach przy odpowiednim urządzeniu pedału hamulcowego, początkowa część skoku pedału powoduje ruch dźwigni 34 zaciskającej zwoje drutu wolnego koła 31 bez uruchamiania jeszcze hamulców przy kołach jezdnych. W ten sposób do obwodu bębna 29 może być przyłożona zmienna siła hamująca. W opisanych okolicznościach pojazd będzie przyspieszał obroty silnika poprzez przekładnię, której przełożenie będzie się zmieniać (w kierunku bezpośredniego) proporcjonalnie do momentu reakcyjnego powstałego na wale pędzonym przekładnią.

Jeżeli samochód zjeżdża z góry to przełożenia zmieniają się samoczynnie w ten sposób, że obroty silnika praktycznie biorąc pozostają stałe. Wskutek tego, w razie gdy pojazd nieznacznie tylko zjeżdża w dół, bez potrzeby użycia hamulców przy kołach, silnik jest utrzymywany przez przekładnię przy takich obrotach, przy których gotów jest do natychmiastowego podjęcia pracy.

Przy zjeżdżaniu samochodu ze stromego wzniesienia, gdy użycie hamulców przy kołach jest niezbędne, zespół wolnego koła może być wykorzystany do hamowania bębna 29 z pierścieniem 28. To hamowanie bębna może występować w stopniu większym lub mniejszym w związku z częściowym naciskaniem pedału hamulcowego, co już opisane zostało wyżej. Kierowca może w ten sposób

stosować większe lub mniejsze obroty silnika w celu uzyskania zmieniającej się w sposób ciągły siły hamowania. Przy całkowitym zablokowaniu bębna przekładni, siła hamowania jest znaczna.

Jazda w tył

Kiedy silnik pracuje na biegu jałowym, bęben 29 obraca się w kierunku zgodnym ze wskazówką zegara. Jeżeli bęben ten zostanie przyhamowany przez lekki ruch pedału hamulcowego, to pojazd zaczyna poruszać się wstecz. Szybkość jazdy wstecz przy wzroście obrotów silnika nie powiększy się ponad ustaloną wielkość, ponieważ siły odśrodkowe powodują głębsze wsunięcie stożkowych tarcz pomiędzy tarcze wieńcowe. Przy bardzo dużych obrotach silnika pojazd zatrzyma się, gdyż osiągnięty zostanie punkt $X = x_0$. Szybkość jazdy wstecz jest większa przy mniejszym otwarciu przepustnicy gaźnika. Ponieważ przełożenie dla jazdy wstecz jest duże, więc pojazd może poruszać się w tył tylko wolno. Jeśli zdarzy się, że pojazd zostanie zatrzymany podczas pokonywania wzniesienia i zacznie staczać się w tył, wtedy pierścien zębaty 28 zostaje obrócony w kierunku takim, że powoduje to zablokowanie wolnego koła. Wówczas dalszy ruch pojazdu w tył jest niemożliwy.

Samochody wyposażone w przekładnię GA mogą być prowadzone wyłącznie przy pomocy akceleratora i pedału hamulcowego, ponieważ jazda w tył nie wymaga stosowania specjalnego urządzenia. Początkowy ruch pedału hamulcowego uruchamia hamulec dynamiczny, czyli tzw. hamowanie silnikiem. Hamowanie zaś kół jezdnych jest stosowane tylko wówczas, gdy zależy nam na uzyskaniu maksymalnego opóźnienia ruchu pojazdu.

Opisany sposób działania przekładni GA ułatwia prowadzenie samochodu pod górę i z góry, zmniejszając poza tym zużycie hamulców.

Przekładnia Beiera zastosowana m.in. w samochodzie Volkswagen spełnia bardzo dobrze swe zadanie. W porównaniu z przekładnią automatyczną typu hydrodynamicznego, sprawność przekładni GA jest duża. Sprawność rzędu 85% może być osiągnięta w przekładni hydrodynamicznej przy przełożeniu 2:1. Ma ona jednak tendencję do raptownego spadku przy wyższych lub niższych przełożeniach i może być np. nie większa niż 65% przy przełożeniu 1:1 i 3:1. Krzywe na wykresie uzyskanym dla przekładni Beiera wskazują, że sprawność 95% jest osiągana tuż przed włączeniem napędu bezpośredniego (1:1), zaś przy przełożeniu 2:1, sprawność wynosi 88%.

Na zakończenie opisu należy wspomnieć, że przekładnia przy pewnych modyfikacjach może służyć różnym celom, przy czym duża ilość jej części składowych skonstruowana jest w taki sposób, że może być użyta do przekładni różnych wielkości i odmian.

J. W.

METALIZACJA PRÓŻNIOWA

Wytwarzanie powłok metalowych dla celów ozdobnych i ochronnych

(Na podstawie Automobile Engineer Nr 7/54 r.)

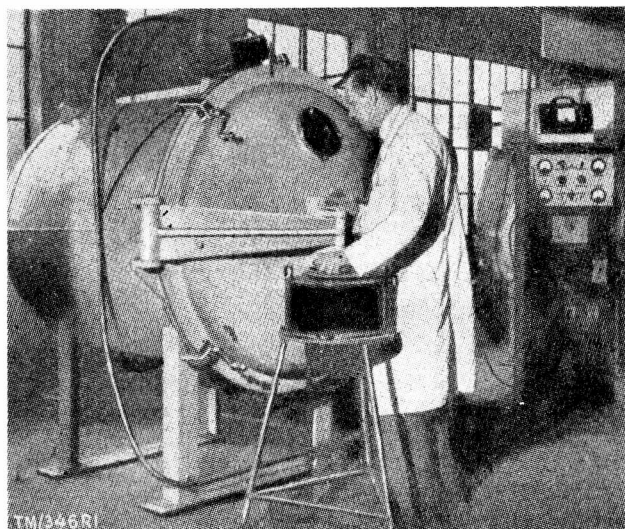
Metalizacja próżniowa jest nową ekonomiczną metodą nakładania cienkiej warstewki metalu na powierzchnię szeregu materiałów, nie wyłączając metali, plastyków i szkła. Nadaje się ona szczególnie do przedmiotów, które nie są narażone na duże naciski lub ścieranie. Powłokę metalu, podobną do galwanicznej, nakłada się na warstewkę lakieru syntetycznego, który pokrywa drobne nierówności powierzchni i równocześnie służy jako podkład wiążący dla powłoki metalowej. W ten sposób odpada konieczność polerowania powierzchni.

Zaletą opisywanej metody jest nie tylko nadawanie powierzchni estetycznego wyglądu, ale również zabezpieczenie tej powierzchni od korozji, tym większe, że warstewka metalu w połączeniu z podkładem lakierowym pokrywa w sposób ciągły nawet ostre krawędzie przedmiotu. Grubość warstewki metalu wynosi tylko 5 do 10 milionowych cala i zwykle jest zabezpieczona przed dotykiem i uszkodzeniem przy pomocy bezbarwnego lakieru ochronnego. Powłoki lakierowe nakłada się natryskowo, albo przez zanurzenie. Suszenie ich odbywa się w suszarkach, jak również na wolnym powietrzu. W powyższy sposób utworzone powłoki są odporne na działanie wpływów atmosferycznych, a przy próbach wytrzymują bez uszkodzenia stugodzinny natrysk solny.

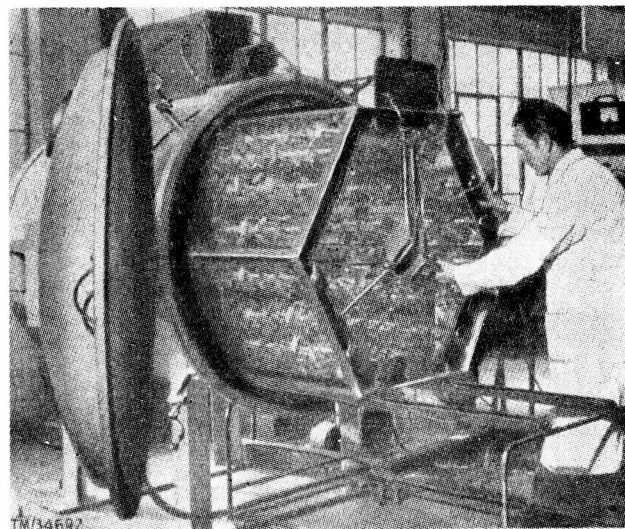
Proces metalizacji próżniowej oparty jest na zjawisku parowania metali w próżni. Przeprowadza się go w obszernych zamkniętych hermetycznie komorach, w których ciśnienie powietrza zostaje obniżone do 10^{-4} mm słupa rtęci (normalne ciśnienie: 760 mm Hg) przy pomocy pompy odśrodkowej oraz dwóch pomp dyfuzyjnych. Małe przedmioty przeznaczone do metalizacji zakłada się na drążki umocowane w specjalnej ramie wsuwanej po prowadnicach do wnętrza komory próżniowej. Wszystkie drążki są połączone napędem łańcuchowym z wałkiem środkowym, ten zaś z ręczną korbą umieszczoną na tylnej ścianie komory. Urządzenie to pozwala na obracanie przedmiotów w komorze tak, aby wszystkie ich strony mogły być wystawione w kierunku źródła parującego metalu, umieszczonego w środku ramy. „Źródło” to stanowi drut aluminiowy, luźno nawinięty na oporowe elementy grzejne.

Po załadowaniu komory i wypompowaniu z niej powietrza do podciśnienia określonej wielkości, włącza się prąd do elementów grzejnych, wskutek czego drut aluminiowy rozżarza się do białości i w końcu paruje.

Kontrolując przebieg procesu przez okno w pokrywie komory, reguluje się natężenie prądu w taki sposób, aby był on wystarczający jedynie do odparowania aluminium. Zwiększenie prądu po-



Rys. 1. Pracownik obserwując przebieg parowania metalu reguluje odpowiedni prąd podgrzewający metal



Rys. 2. Wysuwanie załadowanej ramy z komory po ukończeniu metalizacji i po wyrównaniu ciśnienia w komorze z ciśnieniem atmosferycznym

nad tę granicę mogłoby spowodować również parowanie elementów grzejnych, co wpłynęłoby ujemnie na barwę warstewki metalizowanej. W czasie procesu metalizacji przedmioty, jak już wspomniano, są obracalne. Parujący metal osiada na powierzchni przedmiotów, tworząc na nich lśniącą powłokę.

Proces opisywany nadaje się najbardziej do przedmiotów o wymiarach 25 mm do 200 mm. Mniejsze i większe przedmioty są trudne do umieszczania w komorze i wymagają stosowania specjalnych uchwytów. Komora pokazana na fotografii jest przystosowana do metalizacji przedmiotów o wymiarach 300×300 mm. Kształt przedmiotów nie odgrywa roli, ponieważ metal osadza się nawet na powierzchniach o skomplikowanych kształtach. Trudne do metalizacji są jedynie wnętrza cienkich rurek.

Zazwyczaj do wytwarzania powłok metalizowanych używa się aluminium, ponieważ jest ono tanie, powłoka taka ma połyskującą, srebrzysty kolor i jest trwała. Stosować można jednak również inne metale, jak chrom, srebro, złoto albo miedź. Pod względem koloru otrzymywanej powłoki, proces opisywany stwarza duże możliwości. Przez dodanie odpowiedniego barwnika do lakieru ochronnego, można otrzymać np. kolory: lśniący złoty, czerwony, zielony i inne. Zamiast powłok lśniących można wytwarzać powłoki o wyglądzie popękanych (w rodzaju mrożonych) zarówno na metalach, jak i na tworzywach sztucznych.

Metalizacja próżniowa nadaje się szczególnie do wytwarzania

powierzchni odbłyśków reflektorów samochodowych. Ponieważ powierzchnie te przy pracy są całkowicie osłonięte, przeto odpada tu konieczność pokrywania ich warstwą lakieru ochronnego, co pozwala na pełne wykorzystanie własności odbłyśkowych metalizowanej powłoki. Pod względem własności odbłyśkowych czyste aluminium przewyższa chrom i zbliża się do srebra, przewyższając je odpornością na czernienie.

Ciekawym zastosowaniem metalizacji próżniowej jest wytwarzanie powierzchni odbłyśkowych w lampach kontrolnych uformowanych z plastyków, gdzie powłoka metalowa kładzona jest bezpośrednio na plastik. Opisywaną metodę stosuje się także do pokrywania przezroczystych plastyków, z których wyrabiane są dekoracyjne części samochodów oraz różnego rodzaju gałki mechanizmów nadwozi. Metalizuje się gałki i klamki metalowe oraz tabliczki z napisami, przy czym, jeśli części te są narażone na częste użycie pokrywa się je lakierem ochronnym. Za pomocą metalizacji można wytwarzać również kolorowe powierzchnie odbłyśkowe lampek. Do tego celu używane są przezroczyste plastyki, których tylną stronę pokrywa się najpierw lakierem odpowiedniego koloru, a potem warstwą metalu. Takie rozwiązanie pozwala na łatwe umieszczanie obok siebie np. reflektora i czerwonej lampki kierunkowej w jednej płycie uformowanej z plastyku.

J. Ź.

Mgr inż. TAMARA SADOWSKA

SZYBKOŚCIOWE DOCIERANIE SILNIKÓW SPALINOWYCH

(zgłoszone w Urzędzie Patentowym PRL)

Docieranie każdej maszyny nowowyprodukowanej, lub po przeprowadzonej naprawie głównej jest warunkiem koniecznym dla zapewnienia właściwej pracy w czasie eksploatacji. Przez docieranie usuwamy usterki i niedokładności obróbki i montażu części współpracujących ze sobą suwliwie lub obrotowo, gdy gładkość i dopasowanie powierzchni trących się musi być możliwie jak najwyższej jakości.

Wielką czułość na niedokładność obróbki i na niewłaściwą gładkość trących się powierzchni wykazuje mechanizm silnika spalinowego, a zwłaszcza zespoły korbowo-tłokowe. Niedokładność obrabianej powierzchni tłoka czy gładzi cylindrowej bardzo łatwo prowadzi w czasie pracy do zatarcia, kiedy występuje wysoka temperatura w cylindrze. Tłok wskutek wysokiej temperatury rozszerza się bowiem (pospolicie zwiemy to puchnięciem), luz cylindrowy maleje i w wypadku niedostatecznie gładkiej powierzchni gładzi cylindrowej czy tłoka, powstaje raptowny wzrost sił

tarcia do takich wartości, że przewyższa znacznie siły pochodzące od ciśnienia spalania i bezwładności mas będących w ruchu. W wyniku takiego stanu rzeczy tłok ulega zakleszczeniu się w cylindrze zatrzymując ruch obrotowy wału korbowego. Przy zakleszczeniu tłoka w cylindrze powstają porysowania pierścieni, gładzi cylindrowej i tłoka, i prawie zawsze zmuszeni jesteśmy do wymiany uszkodzonych części i do naprawy gładzi cylindrowej. Podobne zjawiska zachodzą i w innych połączeniach, jak w łożyskach korbowych i korbowodowych, sworzni tłokowej itd. Wszystkim tym uszkodzeniom winno zapobiegać docieranie odpowiednio dobrane do każdego typu silnika tak pod względem czasu trwania jak i parametrów obciążenia, obrotów i temperatur. Dotychczas stosowane metody docierania silników spalinowych były oparte na jednej kardynalnej zasadzie polegającej na pracy silnika przez określony czas w warunkach normalnych, to znaczy takich w jakich silnik pracuje w eksploatacji. Jeżeli więc wytwórnia

produkująca docierała silniki na hamowni, to starała się wytworzyć przy tym warunki zbliżone do eksploatacyjnych, zwłaszcza pod względem temperatur w układzie chłodzenia (wody chłodzącej i oleju) rozpoczynając docieranie bez obciążenia i przy małych obrotach stopniowo zwiększając obroty do maksymalnych. Po przepracowaniu pewnego okresu czasu, zwiększano stopniowo i obciążenie dochodząc w końcowej fazie do szczytowego. Docieranie tego rodzaju miało więc charakter próby silnika, w czasie której zachodził samoczynnie proces technologiczny doglądania gładzi cylindrowej, tłoka i innych trących się powierzchni. W zagadnieniu szybkościowego docierania silników zwrócono przede wszystkim uwagę na proces doglądania powierzchni trących, stawiając technologię jego na naczelnym miejscu. Spowodowało to gruntowne przeanalizowanie zjawisk jakie w procesie tym zachodzą. Dzięki takiemu odwróceniu zagadnienia i postawieniu na właściwym poziomie samej istoty dotarcia doprowadzono do uzyskania znacznie lepszych wyników i znacznego skrócenia czasu trwania operacji co w rezultacie przynosi poważne oszczędności dla gospodarki narodowej. Próba właściwej pracy silnika została zachowana ale odsunięta na plan drugi i ograniczona do krótkiej ostatniej fazy sprawdzania sprawności silnika na moc i zużycie paliwa.

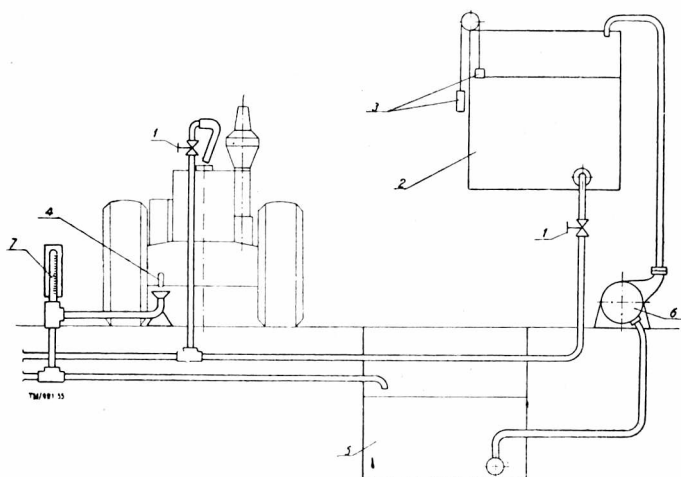
Jest rzeczą znaną, że zużycie części układu tłokowo-korbowego zależy od temperatur tych części. Im niższa jest temperatura tym zużycie części trących się jest większe i dlatego zrozumiała jest tendencja do utrzymania jak najwyższej (dopuszczalnej ze względów wytrzymałościowych i smarowych) temperatury silnika a zwłaszcza cylindra w czasie pracy eksploatacyjnej; zmniejsza się wskutek tego zużycie, a więc przedłuża okres międzynaprawy. Dlatego w układzie chłodzenia stosowane są termostaty, które mają nie tylko zadania przeciwdziałania nadmiernemu wzrostowi temperatury i przegrzaniu silnika prowadzonemu do zatarcia, ale również zabezpieczeniu przed zbyt niskim obniżeniem temperatury silnika, aby zużycie części nie postępowało za szybko.

Technologia szybkościowego docierania została opracowana w oparciu o właściwe rozpoznanie tych zjawisk przy uwzględnieniu wszystkich dodatkowych wpływów.

Przy szybkościowym docieraniu chcemy silnik dotrzeć jak najprędzej, a więc potrzebne zużycie części (tłoka i gładzi cylindrowej) pragniemy uzyskać w czasie jak najkrótszym, jednocześnie jednak nie chcemy dopuścić do zatarcia tłoków w cylindrze przez przegrzanie silnika. Chcemy również uzyskać jak najidealniejsze gładkości powierzchni docieranych by były one jak najbardziej odporne na ścieranie w czasie dalszej pracy eksploatacyjnej.

W dotychczas stosowanych metodach docierania nie zawsze te postulaty mogły być spełniane i wystarczało, aby części układu tłokowo-korbowego były wykonane mniej starannie, by posiadały nierówności większych rozmiarów, a silnik ulegał zatarciu. W początkowym bowiem okresie docierania, w którym silnik pracował na biegu luzem bez obciążenia, nadmierne nierówności były usuwane dostatecznie szybko. Nie więc dziwnego, że po włączeniu obciążenia silnik przegrzewał się raptownie i ulegał zatarciu. Szybkościowe docieranie zmienia ten stan rzeczy radykalnie wyrugowując prawie całkowicie możliwości przegrzania i zatarcia silnika. Szybkościowe docieranie przeprowadza się w ten sposób, że w pierwszym okresie silnik pracuje na biegu luzem, ale przy zwiększonych obrotach i obniżonej temperaturze w układzie chłodzenia. Okres ten jest najważniejszy dla całego procesu docierania. Powstawanie zatarć przy stosowaniu dotychczasowych metod da się wytłumaczyć w sposób uproszczony tym, że szybkość wygładzania powierzchni w początkowym okresie jest za powolna i pozostają jeszcze duże nierówności gładzi, które powodują wzrost sił tarcia zwłaszcza ze wzrostem temperatury silnika pracującego pod obciążeniem. Tłok w takich warunkach jeszcze bardziej puchnie, gładź cylindra otrzymuje sprzyjające zatarciu plastyczne odkształcenia zwłaszcza, że lepkość oleju w wyższych temperaturach zmniejsza się, co powoduje pogorszenie zdolności smarnych.

Przy szybkościowym docieraniu otrzymujemy sztucznie (przez cały okres docierania) odpowiednio niską temperaturę przy której zwłaszcza w pierwszej fazie uzyskujemy przypieszenie zlikwidowania nierówności gładzi cylindrowej. Tłumaczy się to tym, że



Rys. 1. Schemat instalacji dodatkowego obiegu chłodzenia przy docieraniu szybkościowym,

- 1 — zawory regulujące dopływ wody
- 2 — górny zbiornik dopływu wody
- 3 — pływak ze wskaźnikiem poziomu wody
- 4 — spust wody z silnika
- 5 — zbiornik zbiorczy wody spuszczonej
- 6 — pompa podająca wodę do zbiornika górnego
- 7 — termometr do pomiaru temperatury wody przy wylocie z silnika

wskutek obniżenia temperatury, luz między tłokiem i gładzią cylindrową jest mniejszy, cylinder bowiem oziębiony nie rozszerza się tak dalece jak w przypadku dotychczasowej metody. W wyniku zmniejszenia luzu przy pracy silnika bez obciążenia nastąpi szybkie zdarcie grubszej warstwy nierówności gładzi cylindrowej i lepsze doglądanie powierzchni. Przy zwiększonych obrotach silnika proces doglądania odbywa się szybciej, a zwiększona siła dynamiczna tłoka wskutek wzrostu sił bezwładności mas będących w ruchu przeciwdziała zatarciu tłoka. Przy dalszym docieraniu pod obciążeniem przy obniżonej sztucznie temperaturze cylindra nie występuje już wcale tendencja do zacierania się. Przy obniżonej bowiem temperaturze nie następuje przegrzanie się silnika, a także plastyczne odkształcenia gładzi cylindrowej. Olej ponadto ma wówczas wyższą lepkość, a co za tym idzie lepsze własności smarne.

W wyniku tak dobranej metody technologicznej tłok nie będzie się zacierał, a samo docieranie będzie trwać znacznie krócej i skuteczniej, gdyż zużycie powierzchni trących będzie zachodzić szybciej. Dla każdego typu silnika należy oczywiście odpowiednio dobrać parametry obrotów, temperatur, obciążeń i czasu trwania faz docierania, aby uzyskać optymalne najekonomiczniejsze warunki docierania. Metoda szybkościowego docierania silników spalinowych została opracowana bardzo szczegółowo w Zakładach Mechanicznych „Ursus” na silniku ciągnika „Ursus C-45” w ramach pracy racjonalizatorskiej brygady inżynierów technicznych.

Dotychczas docieranie silnika „Ursus C-45” przebiegało w dwóch fazach. W pierwszej fazie silnik docierano w ciągu 5,5 godziny na gorąco na biegu luzem przy zmniejszonych obrotach, poczynając od 350 do 600 obr/min. Temperatura wody w chłodnicy utrzymywana była w granicach 65–70°C.

W drugiej fazie docierano silnik na gorąco pod zmiennym obciążeniem przez 4 godziny przy stałych obrotach 650 obr/min. i przy temperaturze wody w chłodnicy do 82°C.

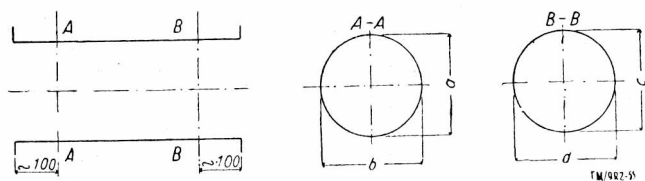
Obciążenie zmieniane było następująco:

1 godz.	pod obciążeniem	20 KM
1	„	25 KM
1	„	30 KM
30 min.	„	35 KM
30 min.	„	max. 47 KM

Razem więc docieranie trwało 9,5 godziny.

TABLICA I
CIĄGNIK DOCIERANY WG STAREJ METODY. ODCHYLEŃ POMIARÓW

	Cylinder				Tłok			Luz średni w mm
Wymiary	a	b	c	d	e	f	g	
	w mm				w mm			
Przed docieraniem	+ 0,080	+ 0,070	+ 0,100	+ 0,070	− 0,100	− 0,120	− 0,120	~ 0,1875
Po docieraniu	+ 0,110	+ 0,080	+ 0,120	+ 0,090	− 0,110	− 0,110	− 0,120	~ 0,2135
Po obciążeniu 30 godzin	+ 0,110	+ 0,080	+ 0,130	+ 0,190	− 0,140	− 0,110	− 0,130	~ 0,2290



Rys. 2. Schemat pomiarów cylindra

Temperatura wody w układzie chłodzenia w zamkniętym obiegu termosyfonowym nie była regulowana. Szybkościowe docieranie polega w pierwszym rzędzie na sztucznym obniżeniu temperatury w układzie chłodzenia silnika, przez doprowadzenie do otwartego obiegu przez chłodnicę wody zimnej i odbieranie nadmiaru ciepłej wody przez kurek spustowy. Wodę w dodatkowym zamkniętym obiegu wprowadza się przy pomocy instalacji nadzwyczaj prostej pokazanej na schemacie rys. 1. W wyniku szeregu badań ustalono ostatecznie następujący przebieg szybkościowego docierania silnika „Ursus C-45”:

W pierwszej fazie dociera się silnik na biegu luzem w ciągu 2,5 godziny przy zwiększonych od 650 do 720 obr/min, i przy obniżonej temperaturze w układzie chłodzenia 40–42°C, mierzonej w miejscu wyjścia z silnika.

W drugiej fazie silnik pracuje pod obciążeniem przez dwie godziny: 30 minut pod obciążeniem 20 KM przy 650 obr/min.

- 30 min. pod obciążeniem 25 KM przy 650 obr/min.
- 30 min. pod obciążeniem 35 KM przy 650 obr/min.
- 30 min. pod obciążeniem 47 KM przy 650 obr/min.

W tym okresie utrzymujemy temperaturę wody w układzie chłodzenia na granicy 50–55°C mierzonej w miejscu wyjścia z silnika.

Przez zastosowanie zatem właściwego technologicznego procesu docierania można skrócić czas docierania z 9,5 na 4,5 godziny.

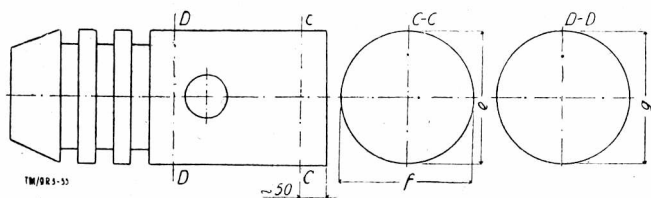
Badania docierania szybkościowego silników „Ursus C-45” były prowadzone na wielu egzemplarzach i zawsze porównawczo z silnikami docieranymi wg starej metody. Już pierwsze badanie dwóch ciągników, jednego docieranego normalnie, drugiego szybkościowo, wykazały korzyści metody szybkościowej. Silnik został przyjęty przez kontrolę techniczną odbioru do eksploatacji. Drugie badanie odbyło się na 20 ciągnikach.

Próba wypadła zadowalająco, uzyskano dobrą jakość dotarcia dla wszystkich 20 ciągników.

Ciągniki te były następnie kontrolowane w pracy u użytkowników po przepracowaniu 150 i więcej godzin i wykazywały całkowicie dobrą sprawność.

Docierane szybkościową metodą ciągniki przy próbie mocy wykazywały większą moc użytkową od docieranych normalnie przy identycznych luzach cylindrowych, a więc przy jednakowym wypracowaniu gładzi.

We wszystkich docieranych silnikach metodą szybkościową były zdejmovane pomiary cylindrów i tłoków i ustalone luzy cylindrowe przed docieraniem i po dotarciu. Wszystkie też były ba-



Rys. 3. Schemat pomiarów tłoka

dane na jakość dotarcia i przyjmowane przez kontrolę techniczną. Z kolei było przeprowadzone docieranie 206 ciągników wg metody szybkościowej. Równocześnie zostały dotarte wg starej metody 294 ciągniki.

Wyniki potwierdziły lepszą znacznie jakość szybkościowego docierania, gdyż na 206 dotartych szybkościowo ciągników zatarciu uległo 6 ciągników co wynosi zaledwie 3%, natomiast na 294 ciągniki docierane wg starej metody zatarciu uległy 32 ciągniki co stanowi 11%.

Cyfry mówią za siebie. Należy nadmienić, że ta próba była tym bardziej przekonująca, że trafiono na partię ciągników z brakami produkcyjnymi, jak o wadliwym wykonaniu względnie złym wysezonowaniu tłoków.

Ostatnią próbę przeprowadzono na długotrwałą pracę pod obciążeniem silników dotartych wg starej i szybkościowej metody.

Po dotarciu i odebraniu ciągników przez kontrolę techniczną z uwzględnieniem dokładnych oględzin i pomiarów gładzi cylindrowej, tłoka, pierścieni, panewki i wału i po regulacji ciągników wg warunków fabrycznych (ustawienie ogranicznika) przeprowadzono próbę silników w czasie 30 godzin pod obciążeniem ograniczonym ogranicznikiem.

- W ciągu 10 godzin pod obciążeniem 25 KM przy 650 obr/min.
- w ciągu 10 godzin pod obciążeniem 30 KM przy 650 obr/min.
- w ciągu 10 godzin pod obciążeniem 35 KM przy 650 obr/min.

Inne ciągniki badane były w ten sam sposób tylko przy zwiększonych obciążeniach, a mianowicie:

- W ciągu 10 godzin przy obciążeniu 30 KM przy 650 obr/min
- w ciągu 0,5 godziny przy obciążeniu 43 KM przy 650 obr/min (max. do ogranicznika)
- w ciągu 9,5 godziny przy obciążeniu 36 KM przy 650 obr/min

I te próby potwierdziły dobrą jakość dotarcia silników wg szybkościowej metody.

Pomiary cylindra i tłoków wg schematów na rys. 2 i 3 zawarte w tablicy I i II obrazują, że przy szybkościowej metodzie pomimo dwukrotnie krótszego czasu docierania, wymiarowo uzyskujemy takie same luzy wymagane przez warunki techniczne odbioru jak przy starej metodzie.

Silnik docierany w skróconym czasie 4,5 godziny, ale bez obniżenia temperatury układu chłodzenia (a więc nie wg szybkościowej metody) zatarł się tak mocno, że 75% obwodu tłoka posiadało zatarcie, pierścienie były niedotarte (ślady obróbki skrawaniem były całkowicie widoczne). Wszystkie wyszczególnione próby potwierdzają niezbieżność korzyści stosowania szybkościowej metody docierania. Korzyści te w odniesieniu do ciągnika Ursus są znaczne i sprowadzają się w pierwszym rzędzie do:

- 1) zmniejszenia zużycia paliwa (oleju gazowego) na dotarcie z 59 litrów na 28 litrów,
- 2) zmniejszenia zużycia oleju silnikowego na dotarcie z 3,4 litra do 1,5 litra,
- 3) zmniejszenia robocizny z powodu skrócenia czasu docierania co w rezultacie może umożliwić w przyszłości skasowanie np. jednej zmiany w hamowni w Z. M. „Ursus”,
- 4) zmniejszenia robocizny przez znaczne zmniejszenie ilości zatarć jak poprzednio,
- 5) oszczędności na zmniejszonej prawie do zera wymianie tłoków zatartych (oszczędność materiału, robocizny, energii, narzędzi itp),
- 6) zwiększenia przepustowości hamowni, zwłaszcza gdy 2,5-godzinne docieranie na biegu luzem będzie przeprowadzone nie na stanowisku hamowni, ale przy instalacji dodatkowego obiegu wody,
- 7) z powodu znacznego poprawienia jakości dotarcia prawdopodobnie możliwe będzie przedłużenie okresu międzynaprawczego ciągników „Ursus C-45”.

TABLICA II

CIĄGNIK DOCIERANY WG METODY SZYBKOSCIOWEJ ODCHYLENIA POMIARÓW

	Cylinder				Tłok			Luz średni w mm
Wymiary	a	b	c	d	e	f	g	
	w mm				w mm			
Przed docieraniem	+ 0,100	+ 0,090	+ 0,090	+ 0,090	− 0,090	− 0,070	− 0,080	~ 0,1725
Po docieraniu	+ 0,120	+ 0,110	+ 0,120	+ 0,120	− 0,100	− 0,080	− 0,100	~ 0,2110
Po obciążeniu	+ 0,120	+ 0,110	+ 0,120	+ 0,130	− 0,100	− 0,090	− 0,110	~ 0,2200

W oparciu o wymienione korzyści Zakłady Mechaniczne „Ursus” przeszły już na fabryczne docieranie silników „Ursus C-45” tylko wg szybkościowej metody.

Z. M. „Ursus” i Centr. Zarząd Przemysłu Motoryzacyjnego obecnie biorą pod uwagę szersze zastosowanie metody szybkościowego docierania do innych typów silników, jak też wprowadzenie jej do

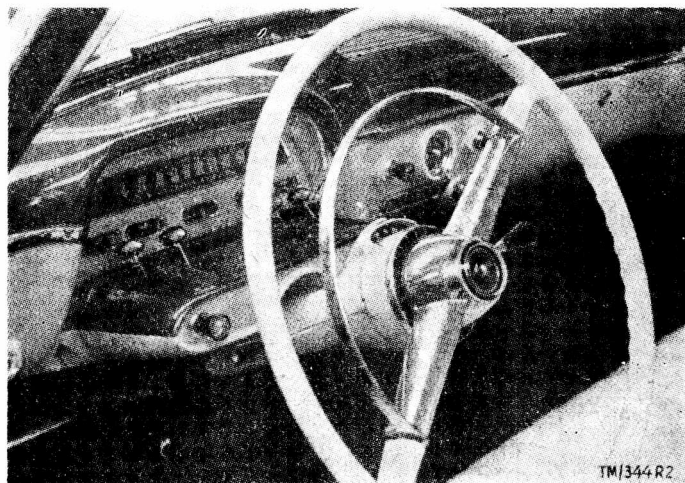
silników docieranych po naprawie głównej, w której tłok ulega wymianie a gładź podlega przeszlifowaniu na dalszy wymiar remontowy. Prace nad tym zagadnieniem są w tej chwili w toku i mają na celu właściwe dobranie parametrów odpowiadających każdemu typowi silników spalinowych.

NOWOCZESNE ROZMIESZCZENIE WSKAŹNIKÓW I PRZYZRĄDÓW KONTROLNYCH W SAMOCHODACH OSOBOWYCH

Celem ułatwienia prowadzenia samochodu i stworzenia lepszych warunków kontroli wskaźników w nowoczesnych rozwiązaniach samochodów osobowych, wszystkie wskaźniki i przyrządy kontrolne zgrupowane są przy kolumnie pod kołem kierownicy. Dźwignie zmiany biegów posiadają małe wymiary i znajdują się przy kole kierownicy. Do obudowy wskaźników stosowane są w szerokim zakresie plastyki. Dużą wagę przywiązuje się do estetyki konstrukcji zespołu kierownicy i wskaźników.

Rysunki obok przedstawiają takie rozwiązania w samochodach Ford „Zephyr” (rys. 1), Ford „Mercury” (rys. 2) i Panhard „Dyna 54” (rys. 3).

M. R.

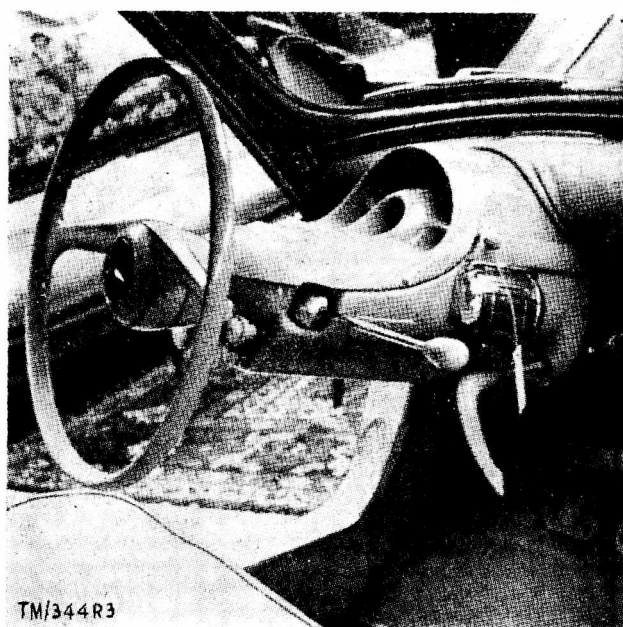


Rys. 2.



TM/344R1

Rys. 1.



TM/344R3

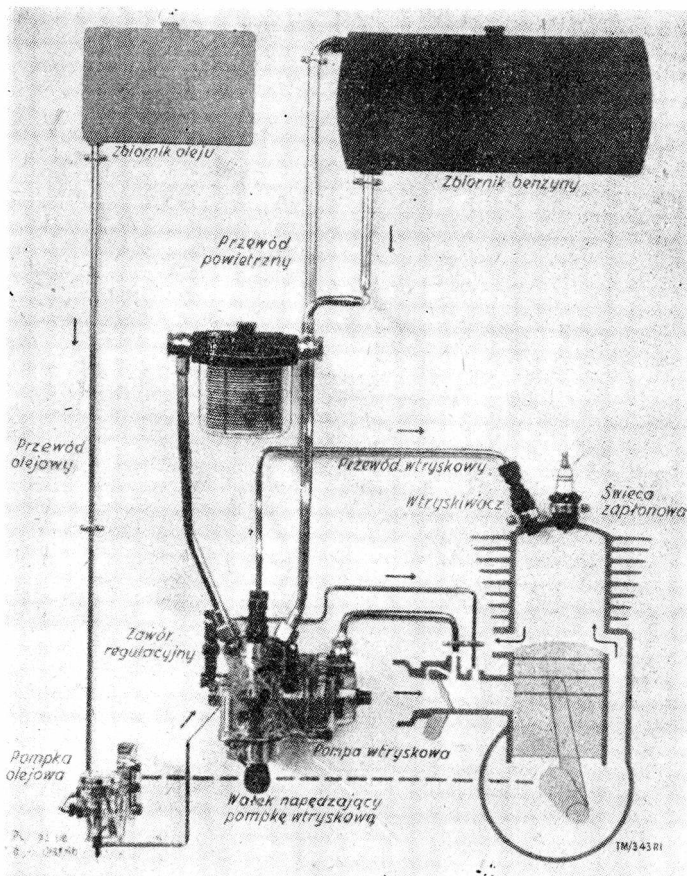
Rys. 3.

Robotnicy, technicy i inżynierowie przemysłu samochodowego i transportu!
Rozwijajcie motoryzację kraju!

Dajcie więcej traktorów dla rolnictwa i więcej samochodów dla transportu!

ZASTOSOWANIE BEZPOŚREDNIEGO WTRYSKU BENZYNY DO DWUSUWOWYCH SILNIKÓW SAMOCHODOWYCH

Wadę silników dwusuwowych zasilanych mieszanką z gaźnika stanowi między innymi to, że świeża mieszanka wchodząc do cylindra nie wypycha całkowicie spalin, jak również nie spala się



Rys. 1. Silnik dwucylindrowy, dwusuwowy z urządzeniem bezpośredniego wtrysku benzyny samochodu „Goliath“

KSIĄŻKI NADESŁANE

Mgr inż. Kazimierz Albiński „Elektroerozyjna obróbka metali“. Format A5, stron 104, rysunków 81, tablic 22. Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Warszawa, 1954. Cena 7.50.

W pracy podano podstawowe wiadomości o elektroerozyjnej, termoelektrolitycznej i oporowej obróbce metali; opisano procesy technologiczne drażnienia otworów, przecinania materiałów oraz ostrzenia i utwardzania narzędzi. Poza tym podano charakterystyki obrabiarek i urządzeń do obróbki elektroerozyjnej.

Książka przeznaczona jest dla inżynierów i techników technologii pracujących w przemyśle budowy maszyn.

Inż. T. Piwoński „Formowanie za pomocą modeli uproszczonych“. Format A5, stron 156, rysunków 144, tablic 13. PWT, Warszawa, 1955. Cena 7.50.

W książce omówiono różne sposoby formowania za pomocą modeli uproszczonych, sposoby i warunki zalewania form odlewniczych, rodzaje stopów odlewniczych i ich własności, własności materiałów formierskich oraz sposoby ich przygotowania. Podano również sposoby suszenia form, zwiększania wydajności, poprawienia jakości odlewu oraz omówiono przyczyny powstawania wad przy formowaniu i sposoby ich unikania.

Książka przeznaczona jest dla formierzy.

Piotr Piotrowski „Ślusarstwo“. Format B5, stron 156, rysunków 322, tablica 1. PWT, Warszawa, 1955. Cena 9,—

W książce omówiono czynności wchodzące w zakres zawodu ślusarskiego, a więc: pilowanie, ścinanie, wycinanie, przebijanie otworów, prostowanie prętów i blach, nitowanie, cięcie piłką i nożycami, wiercenie, rozwiercanie, gwintowanie, skrobanie, szlifowanie, docieranie, wykańczanie i lutowanie. Poza tym omówiono właściwą organizację stanowiska roboczego oraz narzędzia i przyrządy, którymi posługuje się ślusarz.

Książka przeznaczona jest dla robotników zatrudnionych w przemyśle maszynowym.

całkowicie. Prowadzone studia nad poprawą tego stanu doprowadziły do bardzo skomplikowanych konstrukcji, które pozwoliły na zmniejszenie do minimum straty paliwa w silnikach dwusuwowych. W praktyce ograniczono się jednak w tych ulepszeniach tylko do niektórych silników motocyklowych bez rozszerzenia ich na silniki samochodowe. Dopiero ostatnio udało się całkowicie usunąć wyżej wspomniane wady silników dwusuwowych samochodowych przez zastosowanie w miejsce gaźnika bezpośredniego wtrysku benzyny. Rozwiązanie takie wprowadzono do produkcji po raz pierwszy w samochodzie marki „Goliath“.

System ten polega na tym, że przepływanie cylindra następuje przy pomocy czystego powietrza a nie mieszanki. Benzyna jest wprowadzana przez wtryskiwacz w odpowiednim momencie, w ilości ściśle niezbędnej, wprost do przestrzeni spalania. Zapalenie następuje przy pomocy iskry świecy zapłonowej. System smarowania polega na doprowadzaniu oleju do przewodu zasysającego ze zbiornika przy pomocy pompy olejowej, która reguluje dawkowanie w zależności od ilości obrotów silnika. Straty oleju są mniejsze niż w zwykłym dwusuwie. Silnik ten o pojemności 688 cm³ zużywa tylko 6 litrów benzyny na 100 km, tj. nie więcej od silnika czterosuwowego o takiej samej pojemności. Moc jego wynosi 29 KM, co odpowiada 42,1 KM z 1 litra pojemności.

Większą moc silnika dwusuwowego z bezpośrednim wtryskiem benzyny uzyskano w silniku samochodu „Gutbrod“. Silnik ten o pojemności 660 cm³ posiada moc 30 KM, przy 4300 obr/min. Zużycie paliwa wynosi 5 litrów na 100 km.

Na rysunku obok przedstawiony jest schemat systemu „Bosch“ bezpośredniego wtrysku benzyny dla silników dwusuwowych.

T. S.

LITERATURA

1. VOIT i STOLL — Benzineinspritzung am Fahrzeug — Ottomotor; MTZ 1952.
2. Zweitakt Benzineinspritzung bei Gutbrod und Goliath; MTZ 1952.
3. LWOW i inni — Dvigateli wnutriennego zgoranja.
4. JALBERT — Le moteur a alcool; 1944.
5. CARBONARO — Solutions Récentes des Problèmes de Carburation; SIA 1950.

N. N. Zacharow i R. A. Noskin „Organizacja remontu obrabiarek do metali“. Z rosyjskiego tłumaczył inż. Euzebiusz Koch. Format B5, stron 188, rysunków 72, tablic 52. PWT, Warszawa, 1954. Cena 22,—

W książce tej omówiono na przykładzie tokarki DIP-200 zasady i metody określania struktury cyklu remontowego oraz zakres (szczegółową specyfikację robót), czas trwania i pracochłonność poszczególnych rodzajów remontów w systemie remontów planowo-zapobiegawczych. Książka zawiera przykłady przodujących metod organizacji, mechanizacji i wykonawstwa robót remontowych, gospodarki częściami zamiennymi oraz planowania robót remontowych.

Książka przeznaczona jest dla pracowników technicznych działu głównego mechanika zakładów budowy maszyn.

M. A. Sjergiejew i P. S. Nikitin „Organizacja tokarskiego stanowiska roboczego“. Z rosyjskiego tłumaczył mgr inż. Stanisław Pietkiewicz. Format A5, stron 44, rysunków 20, tablic 3. PWT, Warszawa, 1955. Cena 2,—

Broшура zawiera podstawowe wiadomości z zakresu organizacji stanowiska roboczego i techniki bezpieczeństwa pracy przy toczeniu. Omówiono w niej właściwe rozplanowanie, należyte zorganizowanie i sposoby usprawnienia obsługi stanowiska roboczego, jak również opisano urządzenia zapewniające bezpieczeństwo pracy na tokarkach.

Broшура przeznaczona jest dla wykwalifikowanych tokarzy.

F. E. Kretschmar „Akumulatory kwasowe“. Z niemieckiego tłumaczył mgr Kazimierz Appelt. Format A5, str. 188, rysunków 140, tablic 9. PWT, Warszawa, 1954. Cena 15,—

W książce omówiono własności i niedomagania akumulatorów kwasowych ze specjalnym uwzględnieniem akumulatorów pojazdowych.

Książka przeznaczona jest dla techników i monterów zatrudnionych przy eksploatacji akumulatorów.

PRZEGLĄD DOKUMENTACYJNY MOTORYZACJI

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

Rocznik XV

Warszawa — luty 1955

Nr 2

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

F. BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE

25* 621.431.73:621-34/-38.001.2 F BKPMot.
Brosinsky H. J.: **Badania układu rozrządu**, „Untersuchungen an einer Ventilstenerung”. MTZ, Stuttgart mies., t. 15, Nr 9, wrzes. 54, s. 255; 29×21 cm., 16 str., 27 wykr.—

Omówienie wytycznych, jakimi kierują się konstruktorzy przy projektowaniu układu rozrządu silnika spalinowego. Analiza zjawisk zachodzących w układzie rozrządu wpływających szkodliwie na pracę silnika. Opis i wyniki badań przeprowadzonych nad sprężystością trzonków popychaczy i drganiami sprężyn zaworowych. Siła sprężyny zaworowej może na skutek drgań wahać się nawet powyżej $\pm 50\%$ siły wywieranej w warunkach statycznych. Środki zaradcze dla przeciwwstawienia się szkodliwym wpływom drgań w układzie rozrządu.

26* 621.436.056 F BKPMot.

Przebieg spalania oleju gazowego w silnikach wysokopiętnych, „Processus de la combustion du gas — oil dans les moteurs Diesel”. Vie Auto, Paris, mies., t. 54, Nr 1479, sierp. 54 s. 209; 30×21 cm., 5 str., 2 rys., 10 wykr.—
Wyciąg z referatów prof. Daviesa, przewodniczącego Sekcji Samochodowej Instytutu Inżynierów Mechaników w Wielkiej Brytanii na temat wyników badań przebiegu spalania w silnikach wysokopiętnych. Zasada konstrukcji głowic i komór spalania. Właściwości paliwa: charakterystyka niezależna od rodzaju silnika, w którym paliwo jest spalane, duża rozbieżność krzywych opóźnienia spalania przy niskim ciśnieniu dla różnych paliw, przebieg odparowania kropli paliwa. Wyznaczenie liczby cetanowej z krzywej destylacji i z krzywej opóźnienia spalania. Wyniki badań ujęto w wykresy.

27* 629.113:534.793.656.089.1 F BKPMot.

Cabaret M.: **Badanie akustyczne konstrukcji samochodowej**, „La recherche acoustique en construction automobile”. SIA — J, Paris, mies. t. 27, Nr 2, luty 54, s. 45; 29×21 cm., 4 str., 6 fot., 1 rys., 4 wykr.—

Opis działania rejestratorów dźwięku użytych do określenia hałasów występujących w samochodzie w czasie ruchu. Ustalenie źródeł hałasów oraz ich natężeń pozwala na poczynienie odpowiednich zmian konstrukcyjnych celem ich zmniejszenia, względnie eliminacji. Przykłady dokonanych pomiarów oraz zdjęcia obrazujące rozmieszczenie dźwiękowej aparatury badawczej w samochodzie.

28* 629.114.4:621-585 F BKPMot.

Flossel W.: **Dobór przekładni głównej w pojeździe mechanicznym**, „Wahl des Antriebsübersetzung beim Kraftwagen”. ATZ, Stuttgart, mies., Nr 6, czerw. 54, s. 160; 29×21 cm., 2 str., 5 wykr., 6 poz. bibl.—

Na przykładzie 3-tonowego samochodu ciężarowego z silnikiem benzynowym zobrazowany jest wpływ doboru przekładni tylnego mostu na zużycie paliwa, zdolność pokonywania wzniesień oraz szybkość maksymalna.

K. POJAZDY MECHANICZNE

29* 629.113.011.5:66.026 K BKPMot.

Tolle H.: **Uszczelnienie nadwozi przez wyzyskanie zjawiska adhezji między gumą a szkłem**, „Étanchéité des carrosseries par l'adhésion du caoutchouc au verre”. SIA — J, Paris, mies., t. 27, Nr 4, kw. 54, s. 113; 29×21 cm., 3,5 str., 6 fot., 5 rys.—

Połączenia między szkłem, gumą a elementami nadwozia wykonuje się normalnie przy użyciu klejów lub mastyków. Sposób ten okazuje się jednak w praktyce niedostateczny. Autor proponuje i przedstawia wyniki połączeń przy pomocy kleju lub wulkanizacji szkła, którego obrzeże przeznaczone do łączenia zostaje uprzednio natryśnięte metalem — aluminium lub chromem. Połączenie z gumą jest wówczas całkowite, a szczelność absolutna.

30* 629.114.4 K BKPMot.

Samochód ciężarowy — olbrzym, „Ein Riesen Lastwagen”. ATZ Stuttgart, mies., Nr 6, czerw. 54, s. 167; 29×21 cm., 0,5 str., 1 fot.—

Ogólny opis budowy i główna charakterystyka samochodu ciężarowego o ładowności 60 ton, największego jaki był kiedykolwiek zbudowany.

31* 629.114.6 K BKPMot.

Opel Olympia Rekord, „Opel Olympia Rekord” Auto Rev., Bern, tyg., Nr 24, maj 54, s. 17; 48×33 cm., 1,5 str., 5 fot., 3 tabl.—
Opis budowy i wyniki prób drogowych nowego modelu f-my Opel-Olympia Rekord różniącego się od Opel Olympii silnikiem o powiększonej mocy z 37 na 51 KM (wg SAE) oraz 3-biegową skrzynką biegów na miejscu 4-biegowej. Godna uwagi jest konstrukcja samonośna nadwozia, dzięki której zmniejszono ciężar samochodu do 900 kg. Tabela z danymi technicznymi i wynikami prób drogowych.

32* 629.114.6:629.113.066 K BKPMot.

D.K.W. typ F80, 2-cylindrowy z przednim napędem, „D.K.W. type F80, 2-cyl.-traction avant”. Auto Volt, Paris, mies., Nr 225, sierp. 54, s. 19; 31×24 cm., 4 str., 3 rys.—
Charakterystyka wyposażenia elektrycznego (6V) samochodu D.K.W., typu F80 z silnikiem 2-cylindrowym. Opis techniczny samochodu. Opis i charakterystyka wyposażenia elektrycznego: zapłonu, akumulatora, prądnicy-rozrusznika, oświetlenia, sygnalizacji świetlnej i fonicznej, wskaźnika poziomu paliwa, wycieraczki, termometru, wentylatora i ogrzewacza, tablicy rozdzielczej, odbiornika radiowego, bezpieczników, przewodów i żarówek elektrycznych. Schemat instalacji elektrycznej.

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

33* 621-729.3.002.3 L BKPMot.

Filtry olejowe z metali spiekanych, „Sintered metal filters”. Oil Eng., London, mies., t. 22, Nr 255, wrzes. 54, s. 173; 29×21 cm., 0,5 str., 1 fot., 1 rys.—

Nowy model filtru olejowego f-my Firkins wykonanego na zasadzie przepływu zanieczyszczonego oleju przez tarczkę ze spiekanego brązu porowatego. Filtr ten posiada zdolność zatrzymywania zanieczyszczeń o wielkości od 5µ.

34* 621.436.413 L BKPMot.

Bischof A.: **Nowsze rozwiązania silników spalinowych z głowicą żarową**, „Entwicklung des Glühkopfmotors”. Kraftfahrzeugtechn., Berlin, mies., t. 4, Nr 9 wrzes. 54, s. 264; 29×21 cm., 4,5 str., 8 rys., 5 wykr., 1 tabl.—

Na tle zalet i wad silników nisko- i wysokopiętnych omówione zostały korzyści jakie daje silnik średniopiętny z głowicą żarową. Przegląd wprowadzonych ostatnio ulepszeń w konstrukcjach silników z głowicą żarową. Silniki średniopiętne zyskują coraz więcej na popularności z uwagi na prostotę budowy, trwałość i stosunkowo małą wrażliwość na rodzaj i gatunek paliwa.

35* 629.113:621.43.038.001.16 BKPMot.

Dalsze pogłębianie problemu wtrysku paliwa, „New approach to fuel injection”. Oil Eng., mies., t. 22, Nr 255, wrzes., 54, s. 174; 29×21 cm., 2 str., 3 rys.—

Drogi rozwoju układów wtryskowych przez upraszczanie ich konstrukcji oraz obsługi. Nowy układ wtryskowy Commins (USA) charakteryzujący się w stosunku do rozwiązań klasycznych brakiem urządzeń zębatkowych, przewodów wysokiego ciśnienia oraz zupełną prostotą obsługi, nie wymagającą żadnych specjalnych kwalifikacji. Nowa pompka znana jako typ PT wykazała doskonałe właściwości w zastosowaniu do silników 400 KM, o 4000 obr/min.

36* 629.118.5:621.436 L BKPMot.

Motocykl z silnikiem wysokopiętnym, „An oil — engineed motorcycle”. Oil Eng., London, mies., t. 22, Nr 255, wrzes., 54, s. 168; 29×21 cm., 0,5 str., 1 fot.—

Ciekawa wzmianka o budowie motocykla doświadczalnego wyposażonego w silnik 500 cm³ — wysokopiętny, o mocy 16 KM, przy 4500 obr/min. Rozruch ułatwiono przez wtrysk paliwa parafinowanego z dodatkiem eteru. Uzyskano zużycie paliwa o 70% niższe niż w silniku benzynowym.

M. MECHANIZMY PODWOZIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH

37* 629.113.012.553 M BKPMot.

Nowoczesna technika ogumienia, „Moderne Reifentechnik”. Auto Rev., Bern, tyg., Nr 22, maj 54, s. 25; 48×33 cm., 1 str., 5 fot., 1 wykr.—

Postęp techniczny w ogumieniu samochodowym jest bardzo znaczny. Szybkie rozgrzewanie się opon w czasie jazdy za dużą szybkością, jak również powstawanie fali stojącej na obwodzie opony zostało częściowo usunięte dzięki zastosowaniu włókna nylonowego na podkładki, co zwiększyło wytrzymałość tkaniny oraz dzięki zastosowaniu opon bez dętek zmniejszyło ciężar ogumienia. Dodatek sproszkowane rdzy zwiększył trwałość opon o 15%. Opis opon „gigantów 48×68” zastępujących gasienice pojazdów terenowych.

38* 629.113.012.813 M BKPMot.
Nowy amortyzator oleo-pneumatyczny S.A.M.M. „Un nouvel amortisseur oleo-pneumatique le S.A.M.M.” Vie Auto, Paris, mies., t. 54, Nr 1479, sierpn. 54 s. 205; 30×21 cm., 1 str., 1 rys.—

Opis budowy działania i obsługi nowego amortyzatora oleo-pneumatycznego S.A.M.M. Charakterystyczną cechą amortyzatora jest zastosowanie poduszki z gumy porowatej, dzięki której tłumienie olejowe staje się miękkie. Duży rysunek amortyzatora w przekroju.

39* 629.113:621-585(088.8) M BKPMot.
Smith D. H.: Większe lub mniejsze obroty wału napędowego. „Under-gear or over-drive”. Bus a. Coach, London, mies., t. 26, Nr 7, lip. 54, s. 249; 29×21 cm., 0,5 str. 1 rys.—
Krótka wzmianka w patencie Nr 702.503 zgłoszonym przez Fodens Ltd. Sandbach. Wałek wychodzący z normalnej skrzynki biegów posiada na swym zakończeniu prosty mechanizm planetarny oraz sprzęgło kłowe pozwalające osiągnąć większe lub mniejsze obroty wału napędzanego przy danych obrotach wałka skrzynki biegów i włączonym danym biegu.

40* 629.113:621-585 M BKPMot.
Galichex G.: Nowoczesna technika elektromagnetycznych skrzynek przekładniowych. „La technique moderne des boîtes de vitesses électromagnétiques”. SIA—J, Paris, mies., t. 27, Nr 2, luty 54, s. 49; 29×21 cm., 4 str., 1 fot., 6 rys.—
Przegląd rozwoju konstrukcji elektromagnetycznych skrzynek przekładniowych. Opisy konstrukcji 4- i 7-biegowych skrzynek elektromagnetycznych marki Scintex ilustrowane rysunkami zestawieniowymi. Przykłady zastosowania elektromagnetycznych skrzynek Scintex.

N. MATERIAŁY EKSPLOATACYJNE

41* 621—231.322.3:621.892.09 N BKPMot.
Hiersig H.: Nowe smary do przekładni zębatych. „Neue Schmiermittel für Zahnradgetriebe”. VDJ, Düsseldorf, tyg., t. 96, Nr 20, lip. 54 s. 693; 29×21 cm., 0,5 str.—
Zagadnienie stosowania olejów przekładniowych ze specjalnymi dodatkami dla polepszenia ich własności (additives). Korzyści i trudności związane ze stosowaniem takich olejów. Wpływ na trwałość przekładni, naciski powierzchniowe i skłonność do zatarć. Wpływ olejów „wzmocnionych” na pracę łożysk i uszczelnień.

42* 629.892.097.2 N BKPMot.
Graff J.: Oleje samochodowe. „Les lubrifiants pour l'automobile”. SIA — J, Paris, mies., t. 27, Nr 5, maj 54, s. 142; Nr 7, lip. 54, s. 221; 29×21 cm., 23,5 str., 13 fot., 3 rys., 1 wykr., 14 tabl.—
Obszerna rozprawa o zagadnieniu olejów i smarów dla pojazdów mechanicznych. W pierwszej części artykułu poświęconej olejom i smarom używanym do samochodów omówione zostały typy olejów silnikowych oraz smarów przekładniowych z podaniem ich charakterystycznych własności. Druga część artykułu poświęcona jest sprawie właściwego doboru środków smarnych w samochodzie. Kryteria oceny właściwości olejów i smarów oraz szczegółowe opisanie prób nad ich zużywaniem się w silnikach i mechanizmach przełożenia.

O. OGÓLNE ZAGADNIENIA MOTORYZACJI, ZASTOSOWANIE POJAZDÓW ORAZ ICH PROWADZENIE

43* 629.113:621—788 O BKPMot.
Rousseau J.: Rozwój koncepcji samochodu w zależności od zagadnienia bezpieczeństwa. „L'évolution de la conception de la voiture en fonction de la sécurité”. SIA — J, Paris, mies., t. 27, Nr 4, kw. 54, s. 107; 29×21 cm., 6,5 str.—

W konstruowaniu samochodów należy uwzględniać dwa czynniki: odnośnie bezpieczeństwa jazdy: 1) zastosować takie urządzenia, które by zapobiegały wypadkom, 2) przedsięwziąć środki takie, by w razie zaistnienia wypadku spowodowane szkody były jak najmniejsze. Szkic historyczny rozwoju urządzeń zabezpieczających. Określenie cech pojazdu mechanicznego pod względem bezpieczeństwa oraz przegląd ostatnich osiągnięć w budowie samochodów pod kątem widzenia zastosowania i pewności działania urządzeń zabezpieczających.

P. EKSPLOATACJA I GOSPODARKA TECHNICZNA

44* 621.431.73:621.436:621-7 P BKPMot.
Kontrola i obsługa silników wysokoprężnych. „Le contrôle et la protection des moteurs Diesel”. Auto-Volt, Paris, mies., Nr 223, czerw. 54, s. 33; 31×24 cm., 1,5 str., 1 rys.—
Silnik wysokoprężny jest silnikiem bardzo drogim, a często jest użytkowany przez kierowcę, który nie jest mechanikiem. F-ma R.B skonstruowała dla tych przypadków przyrząd, który samoczynnie kontroluje pracę najważniejszych organów silnika, temperaturę wody, ciśnienie powietrza w filtrze, temperaturę oleju, ciśnienie oleju. Przyrząd posiada lampki sygnalizacyjne, które są uruchamiane przez umieszczone na silniku czujniki.

T. TECHNOLOGIA I PRODUKCJA

45* 621—222.1:621.74.042 T BKPMot.
Odśrodkowe odlewy części tulei cylindrowych o większej długości. „Sound centrifugal castings of greater length”. Oil Eng. London, mies., t. 22, Nr 253, lip. 54 s. 104; 29×21 cm., 0,5 str., 2 fot.—
Zastosowanie nowego procesu odlewniczego dla wykonywania odlewów odśrodkowych tulei cylindrowych. Technika ta pozwala na odlewy bimetaliczne oraz daje w wyniku odlewy jednorodne, drobnoziarniste.

46* 629.113.01:621.785.5 T BKPMot.
Gobel E.: Utwardzanie powierzchniowe i konstrukcja. „Oberflächenhärtung und Konstruktion”. ATZ, Stuttgart, mies., Nr 6, czerw. 54, s. 150; 29×21 cm., 5 str., 1 fot., 4 rys., 2 wykr., 4 tabl.—
Znaczenie utwardzania powierzchniowego i jego wpływ na wytrzymałość i zużycie elementów podwozi i silników. Własności elementów utwardzonych powierzchniowo, metody utwardzania, zastosowanie i materiały. Szczegółowe omówienie utwardzania powierzchniowego przez nawęglanie, azotowanie, utwardzanie płomieniowe i indukcyjne.

47* 621.78:539.538:621—242.3:621—222.1 T BKPMot.
Zmniejszenie zużycia części maszyn na skutek tarcia przez głębokie nasiarczanie. „Die Verminderung des Reibungsverschleißes durch Tiefenwirkung von Schwefel”. Kraftfahrzeugtechn., Berlin, mies., t. 4, Nr 9, wrzes. 54, s. 274; 29×21 cm., 1,5 str.—
Powierzchniowe i głębokie nasiarczanie części maszyn czyni je bardziej odpornymi na ścieralność. Opis procesów technologicznych nasiarczania stali i żeliwa. Pozytywne wyniki otrzymane przy nasiarczaniu pierścieni tłokowych i tulei cylindrowych. Proces nasiarczania nie został jeszcze dostatecznie zbadany i oczekuje się podjęcia szerszych prac w tym zakresie.

W. MASZYNOWNICTWO I KONSTRUKCJA

48* 629.113:621.822 5(088.8) W BKPMot.
Bieżące patenty. Łożyska ślizgowe. „Current patents. Plain bearings”. Auto Engr., London, mies., t. 44, Nr 6, czerw. 54 s. 266; 29×21 cm., 0,5 str., 1 rys.—
Opis wykonania łożyska z trzywarstwowym wylaniem panewek. Dolna warstwa ze stali niskowęglowej, warstwa środkowa z miedzi nakładanej elektrolitycznie na warstwę pierwszą, zewnętrzna cienka warstwa nakładana elektrolitycznie na warstwę środkową. Łożyska te są więcej wytrzymałe na pęknięcia powstające wskutek zmęczenia materiału. Grubość warstw nakładanych zmienia się zależnie od wielkości łożyska. Patent 704085. Glacier Motor Co. Ltd.

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



KONKURS NA RECENZJĘ KSIĄŻKI TECHNICZNEJ

Pierwszy konkurs na recenzję książki technicznej ogłoszony przez Państwowe Wydawnictwa Techniczne w 1953 r. dał rezultaty, zachęcające do kontynuowania tej metody pobudzania ruchu recenzyjnego i wzmożenia pracy twórczej w tym zakresie. Państwowe Wydawnictwa Techniczne i Wydawnictwo „Budownictwo i Architektura” ogłaszają przeto na rok 1955 konkurs na najlepsze recenzje, jakie będą opublikowane w roku 1955.

WARUNKI KONKURSU

1. Recenzja powinna dotyczyć wydanej przez Państwowe Wydawnictwa Techniczne lub Wydawnictwo „Budownictwo i Architektura” książki technicznej oryginalnej lub tłumaczonej, z wyłączeniem instrukcji oraz prac badawczych instytutów naukowo-badawczych.
2. Przedmiotem konkursu są podpisane nazwiskiem recenzje, opublikowane w czasopismach wydanych za rok 1955, mianowicie:
 - 2.1. w czasopismach technicznych — wszystkie wydrukowane recenzje bez specjalnych zgłoszeń,
 - 2.2. w innych czasopismach po zgłoszeniu do PWT, Warszawa, ul. Mazowiecka 4, egzemplarza czasopisma z wydrukowaną recenzją, z zaznaczeniem na egzemplarzu „Konkurs na recenzję”.
3. Przy ocenie recenzji brane będą pod uwagę przede wszystkim następujące kryteria:
 - 3.1. twórcza krytyka i ocena treści recenzowanej książki, a w szczególności następujących jej cech:
 - 3.1.1. walory ideologiczne,
 - 3.1.2. przydatność i aktualność tematu dla potrzeb gospodarki narodowej,
 - 3.1.3. oryginalność ujęcia i opracowania tematu,
 - 3.1.4. poprawność opracowania tematu (zgodność ze współczesną nauką, jasność ujęcia i wyczerpanie, układ itd.),
 - 3.1.5. dostosowanie ujęcia tematu do poziomu czytelnika dla którego przeznaczono książkę, ze szczególnym uwzględnieniem potrzeb robotnika,
 - 3.1.6. poprawność słownictwa technicznego,
 - 3.1.7. poprawność językowa,
 - 3.1.8. celowość, trafność i poprawność zilustrowania treści rysunkami, fotografiami i wykresami,
 - 3.1.9. twórcza krytyka i ocena wykonania edytorskiego recenzowanej książki, a w szczególności następujących elementów:
 - 3.2.1. układ typograficzny,
 - 3.2.2. szata zewnętrzna,
 - 3.2.3. poprawność wykonania technicznego,
 - 3.3. poprawność opracowania samej recenzji,
 - 3.4. okres czasu, jaki dzieli ukazanie się książki od ogłoszenia recenzji.
 4. W skład Sądu Konkursowego wchodzi przedstawiciele: Naczelnej Organizacji Technicznej, Centralnego Instytutu Dokumentacji Naukowo-technicznej, Państwowych Wydawnictw Technicznych, Wydawnictwa „Budownictwo i Architektura”.
 5. Wyniki konkursu ogłoszone będą do dnia 30 czerwca 1956 roku.
 6. Autorom najlepszych recenzji zostaną przyznane następujące nagrody:

nagroda pierwsza	— zł 3.000,—
dwie nagrody drugie po	— zł 2.000,—
trzy nagrody trzecie po	— zł 1.500,—
 7. Jeśli na podstawie oceny Sądu Konkursowego zajdzie potrzeba podziału przewidzianych nagród albo zmniejszenia ogólnej ich liczby, to zastrzega się prawo dokonania takiej zmiany.

Ukazał się z druku i jest w sprzedaży księgarskiej

MAŁY PORADNIK MECHANIKA

Wyd. 3 całkowicie przerobione i uzupełnione

Warszawa 1954; Państwowe Wydawnictwa Techniczne

format B6, s. 792, liczne rysunki i tablice, cena zł 70.— (opraw.), nakład 60 000 egz.

T r e ś ć

Część 1: Nauki matematyczno-fizyczne

Matematyka, jednostki miar, tablice fizyczne, chemia, mechanika ogólna, wytrzymałość materiałów, hydromechanika, ciepło, elektrotechnika.

Część 2: Materialoznawstwo

Struktura stopów żelaza na tle wykresu żelazo-węgiel, obróbka cieplna stopów żelaza, zasadnicze pomiary stosowane przy obróbce cieplnej, surówki, żelazostopy, żeliwa, stale węglowe i stopowe, stally i węgliki spiekane, metale nieżelazne, stopy me-

tali nieżelaznych, tablice wytworów hutniczych, materiały pomocnicze.

Część 3: Rysunek techniczny maszynowy

Część 4: Części maszyn

Połączenia, łożyskowanie, napędy, tolerancje i pasowania.

Część 5: Maszynoznawstwo

Pompy, sprężarki, wentylatory, dźwignice i przenośniki.

Część 6: Różne

