

63

technika

MOTORYZACYJNA



NR 1 (35)
1955 R.



STYCZEŃ

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

UWAGA PRENUMERATORZY

Przypominamy, że termin zamawiania prenumeraty na II kwartał 1955 r. upływa z dniem 1 marca dla prenumeraty ulgowej oraz z dniem 1 marca dla prenumeraty normalnej.

TREŚĆ ZESZYTU

Zdzisław Kubalski — Zagadnienia jakości w przemyśle motoryzacyjnym

Mgr inż. Witold Cokorski — Dobór łożysk tocznych

Inż. Franciszek Baran — Automatyzacja procesu technologicznego obróbki silnika S-42 w Zakładach Starachowickich

Mgr inż. Maciej Bernhardt — Zagadnienie teorii i badania sprzęgieł hydrokinetycznych

Mgr inż. Witold Kończykowski — Zagadnienie hamulca najazdowego przyczepy

Ulepszanie łożysk wylanych brązem ołowiovym — kandydat nauk techn. *Ju. Ja. Zylberg*

Zastosowanie stopów magnezu w budowie samochodów — opracował *A. B.*

Mało czy wielocylindrowy silnik — *Z. L.*

Produkcja tylnych piast rowerowych z hamulcem typu „Torpedo” — *K. D.*

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. Wiesław Stypulkowski, inż. Karol Pionnier, inż. Karol Biedrzycki i inż. Tadeusz Szujski.

Sekretariat Redakcji Techniki Motoryzacyjnej czynny codziennie od godz. 9³⁰ do 16³⁰ oraz dodatkowo w każdy piątek od godz. 17 do 18. Warszawa, ul. Czackiego 3/5, tel. 6.74.61 wew. 35.

NOT — Naczelna Organizacja Techniczna, Warszawa 1955.

Nakł. 3.050 egz. Ark. druk. 4. Papier druk. sat. kl. V, 60 g, 86×122/16

Oddano do skład. 4.XII.54. Podp. do druku 28.I.55. Druk uk. 31.I.55

Druk. im. Rewolucji Październikowej, W-wa. Zam. 1614c/54. B-6-2116

TECHNIKA MOTORYZACYJNA

MIESIĘCZNIK NAUKOWO - TECHNICZNY
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

SPIS TREŚCI ROCZNIKA 1955

A. SPIS ARTYKUŁÓW WEDŁUG DZIAŁÓW

I. Od Redakcji

Święto Pracy	5	129
11 Rocznicza Manifestu PKWN	7	185
Wrzesień — Miesiąc Pogłębiania Przyjaźni Polsko-Radzieckiej	9	254

II. Zagadnienia techniczno - gospodarcze

Kubalski Zdzisław — Zagadnienia jakości w przemyśle motoryzacyjnym	1	1
Minchejmer Adam prof. — Normy przemysłu motoryzacyjnego dotyczące badania samochodów i ciągników	2	66
Grodecki Jerzy mgr inż. — Uwagi w sprawie zaplecza materiałowego samochodowego przemysłu naprawczego	4	97
Hanyga Waław mgr inż. — Podstawowe zadania technologa w walce o zmniejszenie zużycia materiałów w produkcji motoryzacyjnej	4	103
Dębski Kazimierz mgr inż. — Przemysł motoryzacyjny na XXIV Międzynarodowych Targach w Poznaniu w 1955 r.	6	161
Hanyga Waław mgr inż. — Kierunki rozwoju postępu technicznego w przemyśle motoryzacyjnym	9	256
Niewiadomski Cyryl mgr inż. — Możliwości i korzyści rozszerzenia zastosowania stopów lekkich w pojazdach mechanicznych drogowych	9	260
J. B. — System naprawy samochodów przez wymianę zespołów	9	284
Bluemke Fryderyk mgr inż. — Sprzęt motoryzacyjny na XXIV Międzynarodowych Targach Poznańskich	10	312
Kowalski Jerzy mgr inż. — Sprzęt motoryzacyjny na XXIV Międzynarodowych Targach Poznańskich	10	312
Miszułowicz Bolesław inż. — Metoda obniżania kosztów własnych w przemyśle maszynowym przez uproszczoną analizę wyników produkcyjnych — Część I	11	325

Miszułowicz Bolesław inż. — Metoda obniżania kosztów własnych w przemyśle maszynowym przez uproszczoną analizę wyników produkcyjnych — Część II	12	381
---	----	-----

III. Konstrukcje i badania

Pokorski Witold mgr inż. — Dobór łożysk tocznych	1	4
Bernhardt Maciej mgr inż. — Zagadnienie teorii i badania sprzęgieł hydrokinetycznych.	1	9
Kończykowski Witold mgr inż. — Zagadnienie hamulca najazdowego przyczepy	1	14
Z. L. — Mało- czy wielocylindrowy silnik	1	22
K. D. — Produkcja tylnych piast rowerowych z hamulcem typu „Torpedo”	1	23
Koronkiewicz Jerzy inż. mech. — Właściwości robocze silników wysokoprężnych Austro — Saurer typ F na tle wyników uzyskanych z badań	2	33
Kordziński Czesław mgr inż. — Wtrysk paliwa lekkiego w silnikach spalinowych	2	41
Pokorski Witold mgr inż. — Zagadnienie obliczeń kół zębatach pojazdów mechanicznych	2	45
Jaworski Józef inż. mech. — Koła zębata z poliamidów	2	47
Bernhardt Maciej mgr inż. — Nowy radziecki ciągnik ChTZ-7	2	49
Dębski Kazimierz inż. — Zasady konstrukcji nowoczesnych autobusów na przykładzie węgierskiego autobusu „Ikarus 55”	2	51
J. W. — Przekładnia bezstopniowa Beiera	2	54
M. R. — Nowoczesne rozmieszczenie wskaźników i przyrządów kontrolnych w samochodach osobowych	2	61
T. S. — Zastosowanie bezpośredniego wtrysku benzyny do dwusuwowych silników samochodowych	2	62
Bluemke Fryderyk mgr inż. — Postęp techniczny w silnikach dwusuwowych	3	71
Pawłowski Janusz inż. — Obniżenie ciężaru własnego przez stosowanie nowych metod obliczeniowych i konstrukcyjnych w budowie konstrukcji nośnych samochodów	3	78
Leśniak Witold mgr inż. — Polepszanie zdolności docierania się pierścieni tłokowych	3	84



	Nr	str.
Jarocki Jan mgr inż. — O postęp w kuźnictwie matrycowym	8	232
S. T. — Produkcja obręczy kół rowerowych	8	244
Lisowski Zbigniew mgr inż. — Technologia regeneracji panewek i czopów metalizowanych natryskowo	9	264
Zieliński Roman techn. mech. — Gospodarka sprawdzianami w fabrykach samochodów	10	303
Płatek Stanisław inż. — Blachy tłoczone i gospodarka nimi	11	349
S. K. — Stopy lekkie w budowni samochodów	11	356
S. K. — Szybkościowe nawęglanie przy użyciu prądów wysokiej częstotliwości	11	
Biedrzycki Karol inż. — Zadania technologa w uruchamianiu produkcji	12	373

V. Sprawozdania i kronika

XXIV Międzynarodowe Targi Poznańskie 3 — 24 lipca 1955 r.	4	125
Komunikat Zarządu Sekcji Samochodowej SIMP	4	126
Nowe Koło SIMP w Oświęcimskich Zakładach Naprawy Samochodów	7	210
Dębski Kazimierz inż. — Zasady konstrukcji nowoczesnych autobusów na przykładzie węgierskiego autobusu „Ikarus 55”	2	51

VI. BIBLIOGRAFIA

Książki nadesłane	2	62
Recenzje	5	158
Książki nadesłane	7	214
Z prasy technicznej	12	391

VII. Przegląd Dokumentacyjny Motoryzacji

Nr	str.	Nr	str.
1	31	7	215
2	63	8	249
3	95	9	285
4	127	10	321
5	159	11	358
6	191	12	393

VIII. Przegląd Dokumentacyjny Transportu Samochodowego

8	251
9	287
10	323
12	395

IX. Biuletyn Informacyjny ITS

K. G. — Współpraca Instytutu Transportu Samochodowego z „Techniką Motoryzacyjną”	11	359
J. C. — Wzorcowy proces technologiczny obsługi samochodu Star-20	11	359
R. S. — Regeneracja elementów przyspieszacza pomp wtryskowych	11	360

B. ALFABETYCZNY SPIS AUTORÓW

A. B. — Zastosowanie stopów magnezu w budowie samochodów	1	20
Baran Franciszek inż. — Automatyzacja procesu technologicznego obróbki silnika S-42 w Zakładach Starachowickich	1	6
Bernhardt Maciej mgr inż. — Zagadnienie teorii i badania sprzęgieł hydrokinetycznych	1	9
Bernhardt Maciej mgr inż. — Nowy radziecki ciągnik ChTZ-7	2	49
Bernhardt Maciej inż. — Nowe silniki wysokoprężne Packard	5	156

	Nr	str.
Bernhardt Maciej mgr inż. — Doładowujące sprężarki pojemnościowe silników trakcyjnych	8	217
Bernhardt Maciej mgr inż. — Cechowanie czujników indykatorów elektrycznych	11	330
Bernhardt Maciej mgr inż. — Zagadnienia doładowania czterosuwowych silników gaźnikowych — Część I	11	340
Bernhardt Maciej mgr inż. — Zagadnienia doładowania czterosuwowych silników gaźnikowych — Część II	12	378
Biedrzycki Karol inż. — Zadania technologa w uruchamianiu produkcji	12	373
Bluemke Fryderyk mgr inż. — Postęp techniczny w silnikach dwusuwowych	3	71
Bluemke Fryderyk mgr inż. — Sprzęt motoryzacyjny na XXIV Międzynarodowych Targach Poznańskich	10	312
Bluemke Fryderyk mgr inż. — Nowoczesne samochody gaśnicze i chemiczne	12	368
Czajkowski L. inż. — Ulepszanie łożysk wylanych brązem ołowiowym	1	18
Czajkowski L. inż. — Magnesowe filtry olejowe silników spalinowych	7	197
Cichocki Andrzej inż. mech. — Samochodziki trójkolowe i czterokolowe	8	239
Dębski Kazimierz mgr inż. — Przemysł motoryzacyjny na XXIV Międzynarodowych Targach w Poznaniu w 1955 r.	6	161
D. K. — Ewolucja kształtów nadwozi amerykańskich samochodów osobowych	6	174
Gołędzinowski Tadeusz mgr inż. — Zagadnienia sprawności silników szybkoobrotowych przy zastosowaniu wtrysku paliw lekkich	3	88
Górny Zbigniew mgr inż. — Żeliwne panewki łożysk ślizgowych	5	139
Grodecki Jerzy mgr inż. — Uwagi w sprawie zaplecza materiałowego samochodowego przemysłu naprawczego	4	97
Gronomski Leon kand. nauk techn. — Temperatura spalin jako jeden ze wskaźników pracy silnika spalinowego	12	361
Hanyga Waław mgr inż. — Podstawowe zadania technologa w walce o zmniejszenie zużycia materiałów w produkcji motoryzacyjnej	4	103
Hanyga Waław mgr inż. — Kierunki rozwoju postępu technicznego w przemyśle motoryzacyjnym	9	256
Jarocki Jan mgr inż. — O postęp w kuźnictwie matrycowym	8	232
Jaśkiewicz Zbigniew mgr inż. — Obliczanie wytrzymałościowe kół zębatych samochodowych mechanizmów napędowych	5	131
Jaworski Józef inż. mech. — Koła zębate z poliamidów	2	47
Jaworski Józef inż. mech. — Łączenie okładzin ciernych z tarczą sprzęgła w procesie prasowania okładzin	5	145
Jaworski Józef inż. — O produkcji nadwozi z tworzyw sztucznych	6	176
J. B. — System naprawy samochodów przez wymianę zespołów	9	284
J. C. — Wzorcowy proces technologiczny obsługi samochodu Star-20	11	359
J. I. — Wpływ wydechu spalin na moc silnika	7	208
J. P. — Wybór optymalnych warunków docierania silników spalinowych	9	281
J. W. — Przekładnia bezstopniowa Beiera	2	54
J. W. — Metalizacja próżniowa	2	57
Kamiński Eugeniusz mgr inż. — Oszczędnościowe stale konstrukcyjne	6	186
Katarzyński Stefan mgr inż. — Sprawdzanie jakości śrub samochodowych	8	227
K. D. Produkcja tylnych piast rowerowych z hamulcem typu „Torpedo”	1	23

	Nr	str.		Nr	str.
K. G. — Współpraca Instytutu Transportu Samochodowego z „Techniką Motoryzacyjną”	11	359	i konstrukcyjnych w budowie konstrukcji nośnych samochodów	3	78
Kubalski Zdzisław — Zagadnienia jakości w przemyśle motoryzacyjnym	1	1	Piaskowski Jerzy mgr inż. — Zastosowanie żeliwa ciągliwego w przemyśle motoryzacyjnym	4	107
Kulpiński Ewaryst inż. — Technologia pokryw dekoracyjnych galwanicznych w produkcji motoryzacyjnej	4	122	Pionnier Karol mgr inż. — Nowy samochód popularny Fiat 600	8	237
Kończykowski Witold mgr inż. — Zagadnienie hamulca najazdowego przyczepy	1	14	Pionnier Karol mgr inż. — Samochód małolitrażowy „Syrena”	12	363
Kordziński Czesław mgr inż. — Wtrysk paliwa lekkiego w silnikach spalinowych	2	41	Plątek Stanisław inż. — Blachy tłoczone i gospodarka nimi	11	349
Kordziński Czesław mgr inż. — Pompy wtryskowe paliwa lekkiego do silników spalinowych	10	289	Pokorski Witold mgr inż. — Dobór łożysk tocznych	1	4
Koronkiewicz Jerzy inż. mech. — Właściwości robocze silnika wysokoprężnego Austro-Saurer typ F na tle wyników uzyskanych z badań	2	33	Pokorski Witold mgr inż. — Zagadnienie obliczeń kół zębatych pojazdów mechanicznych	2	45
Koronkiewicz Jerzy inż. mech. — Metody porównywania właściwości roboczych silników wysokoprężnych — Część I	10	298	Puzyna Czesław mgr inż. — Wyniki badań siedzisk ciągników rolniczych	11	332
Koronkiewicz Jerzy inż. mech. — Metody porównywania właściwości roboczych silników wysokoprężnych — Część II	11	344	Rączka Jan mgr inż. — Zastosowanie żeliwa ciągliwego w przemyśle motoryzacyjnym	4	107
Kowalski J. mgr inż. — Zawieszenie kół motocyklowych	4	111	Reiman Mieczysław mgr inż. — Zagadnienia ciężaru silników samochodowych	7	191
Kowalski Jerzy mgr inż. — Przyszłość scootera	6	166	Reiman Mieczysław mgr inż. — Zagadnienie doboru optymalnych warunków docierania silników samochodowych	12	375
Kowalski Jerzy mgr inż. — Samochodziki trójkołowe i czterokołowe	8	239	Roś Ryszard inż. — Produkcja tulejek zwijanych do samochodu M-20	6	183
Kowalski Jerzy mgr inż. — Sprzęt motoryzacyjny na XXIV Międzynarodowych Targach Poznańskich	10	312	R. G. — Wszeczwiązkowa narada pracowników przemysłu w Moskwie	9	254
Kowalski Jerzy mgr inż. — Rozwój produkcji silnikowych pojazdów jednośladowych	12	386	R. S. Regeneracja elementów przyspieszacza pomp wtryskowych	11	360
L. Cz. — Polepszanie warunków docierania powierzchni roboczych i przedłużenie żywotności zaworu silnika i jego prowadnicy	7	199	Sadowska Tamara mgr inż. — Szybkościowe docieranie silników spalinowych	2	58
Leśniak Witold mgr inż. — Polepszanie zdolności docierania się pierścieni tłokowych	3	84	Sobiecki Tomasz inż. — Nowy samochód popularny Fiat 600	8	237
Leśniak Z. K. mgr inż. — Spawane czy nitowane ramy pojazdów drogowych?	9	272	Statter Marek mgr inż. — Automatyzacja skrzynek przekładniowych	5	148
Lisowski Zbigniew mgr inż. — Technologia regeneracji panewek i czopów metalizowanych natryskowo	9	264	S. T. — Urządzenia pomocnicze do zmiany kół samochodów ciężarowych	6	188
Łaszkiewicz T. mgr inż. — Zawieszenie kół motocyklowych	4	111	S. T. — Produkcja obręczy kół rowerowych	8	244
Michałowska Janina mgr inż. — Wpływ jakości oleju na zużycie silnika	3	91	S. T. — Nowy rodzaj dźwigenki zaworowej	8	248
Minchejmer Adam prof. — Normy przemysłu motoryzacyjnego dotyczące badania samochodów i silników	2	66	S. T. — Dwa nowe sprzęgła półautomatyczne	11	352
Miller Tadeusz inż. — Technologia panewek cienkościennych do samochodu osobowego Warszawa M-20	4	117	S. K. — Szybkościowe nawęglanie przy użyciu prądów wysokiej częstotliwości	11	356
Miszułowicz Bolesław inż. — Metoda obniżania kosztów własnych w przemyśle maszynowym przez uproszczoną analizę wyników produkcyjnych — Część I	11	325	S. K. — Stopy lekkie w budowie samochodów	11	356
Miszułowicz Bolesław inż. — Metoda obniżania kosztów własnych w przemyśle maszynowym przez uproszczoną analizę wyników produkcyjnych — Część II	12	381	T. H. — Motocykl liliput	6	186
M. R. — Nowoczesne rozmieszczenie wskaźników i przyrządów kontrolnych w samochodach osobowych	2	61	T. H. — Sprzęgło elektromagnetyczne	6	189
M. R. — Studia i projektowanie nowego modelu samochodu	7	211	T. S. — Zastosowanie bezpośredniego wtrysku benzyny do dwusuwowych silników samochodowych	2	62
Niemczycki Tadeusz inż. mech. — Uwagi o gospodarce narzędziowej w wydziałach tłoczenia blach	7	195	T. S. — Urządzenie do nitowania okładzin hamulcowych	4	125
Niewiadomski Cyryl mgr inż. — Możliwości i korzyści rozszerzenia zastosowania stopów lekkich w pojazdach mechanicznych drogowych	9	260	T. S. — Mechaniczny wskaźnik poziomu paliwa	6	190
Osterloff Łęchosław inż. — Hamulce elektromagnetyczne	6	171	T. S. — Samochód ciężarowy 8-tonowy Bussing „7500 U”	6	190
Pawłowski Janusz inż. — Obniżenie ciężaru własnego przez stosowanie nowych metod obliczeniowych			T. S. — Wytwarzanie powłok lakierowych przy udziale pola elektrostatycznego	7	205
			T. S. — Badania olejowych filtrów bocznikowych w próbach drogowych	8	246
			T. S. — Nowe i unowocześnione radzieckie samochody osobowe	9	276
			T. S. — Promieniotwórcze izotopy w zastosowaniu do pomiaru części silnika	12	391
			T. W. — Układy zasilania w nowoczesnych samochodowych silnikach gaźnikowych	5	157
			T. W. — Dwuczołowy autobus Saurer 4 GP	6	187
			T. W. — Nowoczesny dwuprzelotowy gaźnik Solex 32 Paia	7	202
			W. G. — Badanie ciągnikowych filtrów powietrznych	9	278
			W. K. — Nakrętka samohamowna obciążona równomiernie	7	207
			Wodiczko Edward mgr inż. — Urządzenia równoważące siły masowe układów korbowych	10	305
			Zieliński Roman techn. mech. — Gospodarka sprawdzianami w fabrykach samochodów	10	303
			Z. L. — Mało- czy wielocylindrowy silnik	1	22

TECHNIKA MOTORYZACYJNA

MIESIĘCZNIK

ROK V

STYCZEŃ 1955

ZESZYT 1

ZDZISŁAW KUBALSKI
Szef Działu Kontroli Technicznej
CZPMot.

ZAGADNIENIA JAKOŚCI W PRZEMYŚLE MOTORYZACYJNYM

Dyscyplina konstrukcyjna i technologiczna jako baza osiągnięć jakościowych. Wypożyczenie kontroli w urządzeniach i przyrządy pomiarowo-odbiorcze oraz badawcze. Organizacja i obsada kontroli technicznej. Ocena wyników pracy kontroli technicznej oraz współdziałanie z innymi działami. Uwagi końcowe.

Uwagi wstępne

Uchwały i wytyczne II Zjazdu Polskiej Zjednoczonej Partii Robotniczej, jako jeden z zasadniczych postulatów dla dalszego rozwoju technicznego i gospodarczego kraju, wysunęły problem podnoszenia dotychczasowego poziomu jakości wytwarzanych produktów przemysłowych.

Celowe więc będzie naświetlenie tego zagadnienia w zakresie produkcji przemysłu motoryzacyjnego, na tle zarówno dotychczasowych osiągnięć, jak i niedomagań, analizy związanych czynników, wytycznych dalszego rozwoju i postępu na tym odcinku.

Cofając się do początkowego okresu rozwoju przemysłu motoryzacyjnego, do pierwszych lat powojennych, należy przypomnieć, że przemysł ten rozpoczął swój rozwój przy założeniu dostarczenia możliwie w jak najkrótszym czasie i możliwie dużej ilości potrzebnego sprzętu. Chodziło bowiem o zaspokojenie stale rosnących potrzeb poszczególnych gałęzi odradzającego się życia gospodarczego, a w szczególności rolnictwa. Wymagało to zapewnienia zarówno znacznej ilości środków dla mechanizacji uprawy roli, jak i szeregu procesów wytwórczych, transportu itd. Było to zadanie niełatwe, biorąc pod uwagę konieczność uruchamiania zakładów od podstaw, przy jednoczesnym braku urządzeń produkcyjnych oraz fachowych kadr, posiadających wystarczające doświadczenie, w zakresie organizowania dość skomplikowanych procesów wytwórczych sprzętu motoryzacyjnego. Okres początkowy — to przede wszystkim wielki wysiłek dla doraźnego zaspokajania stale wzrastających potrzeb ilościowych, co w szeregu przypadków stworzyło poważną niekiedy dysproporcję pomiędzy efektami ilościowymi a poziomem jakości. Stały wzrost wymagań użytkowników, postępujących w miarę zaspokajania potrzeb, a wreszcie zarządzenia Przewodniczącego PKPG z 52 roku, mające na celu zapewnienie odpowiedniego poziomu jakości wyrobów — wskazywały na nieodzowność dokonania zasadniczych zmian na tym odcinku.

Przytoczone na wstępie uchwały i wytyczne II Zjazdu PZPR spowodowały dalszy wysiłek przemysłu motoryzacyjnego dla realizacji postawionych zadań.

Na obecnym etapie rozwoju produkcji motoryzacyjnej zagadnienia:

- zwiększenia długotrwałości i niezawodności pracy wyrobów,
- bezpieczeństwa niezawodności oraz ekonomiczności eksploatacji,
- wymienności części,
- estetyki wykończenia,

— a wreszcie obniżenia kosztów własnych poprzez stopniową likwidację braków, stanowią podstawowe problemy, dla realizacji których powinien być skierowany wysiłek przemysłu.

Dyscyplina konstrukcyjna i technologiczna jako baza osiągnięć jakościowych

Zasadniczym warunkiem podwyższenia dotychczasowego poziomu jakości wykonania jest bezwzględne przestrzeganie ustalonej dokumentacji technicznej.

Należy podkreślić, że dowolność w wykonywaniu poszczególnych czynności procesu wytwórczego zarówno ułatwia powstawanie i przedostawanie się do eksploatacji złego wyrobu, jak i utrudnia rozpoznanie przyczyn zachodzących niedociągnięć. Ponadto nieprzestrzeganie dokumentacji technicznej powoduje znaczne straty materialne i hamuje wykonywanie planów produkcyjnych, z uwagi na powstawanie nadmiernej ilości braków oraz konieczności dokonywania poprawek, które zazwyczaj uwidacznia się dopiero przy montażu i próbach kontrolnych wyrobów. W tych fazach wykonania usuwanie usterek wymaga znacznie większego nakładu pracy ze względu na konieczność dokonywania demon-tażu oraz często kosztownych poprawek, a także przeprowadzenia ponownych badań kontrolnych.

Z dotychczasowych obserwacji wynika, że przestrzeganie dokumentacji technicznej w przemyśle motoryzacyjnym zarówno przez kontrolę techniczną, jak i produkcję nie jest jeszcze w pełni zachowane. Czynnione w tym zakresie wysiłki dały już pewne rezultaty, ale nie można ich jeszcze uznać za wystarczające. Wprowadzenie zasady bezwzględnego przestrzegania dokumentacji technicznej napotyka na trudności z uwagi na nie zawsze dostateczne docenianie wagi tego zagadnienia przez nadzór techniczny, a w pewnych nawet przypadkach i przez kierownictwo zakładów.

Poszczególni pracownicy nie mają właściwego nastawienia, wykazują dużą dowolność w wykonywaniu czynności oraz brak poczucia dyscypliny w zakresie obowiązującej dokumentacji konstrukcyjnej i technologicznej. Oczywiście wypadki takie nie powinny być uogólniane, niemniej jednak tam, gdzie jeszcze występują, powinny być tępiące z całą ostrością.

Analizując dotychczasową pracę kontroli technicznej należy podkreślić, że stwierdzone wypadki przepuszczania części wykonanych niezgodnie z obowiązującą dokumentacją, nie zawsze były powodowane brakiem dostatecznych kwalifikacji jej pracowników czy też trudnościami odbioru. Skierowanie wysiłku w początkowych



okresach rozwoju produkcji przede wszystkim na zagadnienie szybkiego opanowania zadań ilościowych przytępiło czujność kontroli. Dla usunięcia tych objawów wprowadzono szereg zarządzeń celem podniesienia dyscypliny pracy kontroli technicznej, jak i zapobieżenia ewentualnym próbom wywierania nacisku ze strony produkcji.

Omawiając zagadnienia związane z przestrzeganiem obowiązującej dokumentacji, należy również wskazać i na pewne jej niedociągnięcia, z punktu widzenia potrzeb kontroli technicznej. Szybkie tempo rozwoju przemysłu motoryzacyjnego i stałe powiększanie produkcji pod względem asortymentów, spowodowały niedostateczne jeszcze w pewnych wypadkach opracowanie dokumentacji w zakresie wymagań, będących podstawą prawidłowego przebiegu czynności kontroli technicznej. Dokumentacja konstrukcyjna, mimo usunięcia wielu niedociągnięć co do poszczególnych części i zespołów, wykazuje jeszcze pewne niedomagania. Chodzi tu głównie o rysunki zestawieniowe podzespołów lub zespołów, na których nie zawsze są określone wymiary wynikowe, co utrudnia znacznie pracę kontroli. Nie są również opracowane dla całego zakresu produkcji rysunki półfabrykatów części odlewanych lub kutych. Nie są również ustalone miejsca na znaki kontroli technicznej itp.

Opracowywanie norm resortowych i zakładowych, ogólnych, przedmiotowych, fabrykacyjnych i warunków technicznych zostało uruchomione w 1952 roku. W wyniku dokonanych prac w odniesieniu do zasadniczych zespołów i wyrobów, warunki techniczne zostały już opracowane. Niemniej jednak odczuwa się jeszcze brak norm czy warunków technicznych przede wszystkim w zakresie: materiałów, półfabrykatów i zespołów dostarczanych przez przemysły pomocnicze i współpracujące, jak i szeregu metod, badań itd.

Dokumentacja technologiczna dla obróbki wiórowej uwzględnia w nieznacznym stopniu czynności kontroli technicznej. Brak jest sprecyzowania sposobów odbioru danych części lub zespołów. Nie są ustalone ilości części podlegające kontroli, brak określenia czasów czynności kontroli jako podstawy do określania stanu zatrudnienia oraz nie są ustalone miejsca na stemple stwierdzające odbiór poszczególnych operacji. Nieustalone są jeszcze wymagania dotyczące stanu gładkości obrabianych powierzchni.

W warunkach niecałkowicie jeszcze pełnej dokumentacji technicznej, praca kontroli w wielu przypadkach jest trudna i nie zawsze znajduje odpowiednie oparcie w obowiązującej dokumentacji. Bazowanie wyłącznie na wysokokwalifikowanych pracownikach nie zawsze jest możliwe i wystarczające. Jako środki uzupełniające stosuje się więc ustalanie wzorów i tymczasowych instrukcji, służących jako podstawy odbioru.

Opanowanie na obecnym etapie rozwoju zagadnień związanych z produkcją pod względem ilościowym stwarza dla przemysłu motoryzacyjnego możliwości zwiększenia wysiłku w zakresie uzupełnienia omawianych braków, co zresztą znalazło częściowe już odzwierciedlenie w bieżących planach postępu technicznego oraz jest realizowane przy opracowywaniu konstrukcji i technologii nowych produkcji.

Wyposażenie kontroli w urządzenia i przyrządy pomiarowo-odbiorcze oraz badawcze

Odpowiednie wyposażenie działów kontroli technicznej w urządzenia i przyrządy pomiarowo-odbiorcze ułatwia i usprawnia jej pracę, a w pewnych nawet wypadkach warunkuje możliwość przeprowadzenia odpowiednich badań. Na obecnym etapie rozwoju kontrola techniczna odczuwa jeszcze w szeregu wypadków braki w zakresie dostatecznego wyposażenia w sprawdziany i specjalne urządzenia kontrolno-badawcze.

Przeprowadzanie pomiarów metodami złożonymi, laboratoryjnymi, nie jest ekonomiczne i nie zapewnia prawidłowości wykonania, ze względu na możliwość tylko okresowego ich stosowania. Używanie z konieczności, w wielu przypadkach, uniwersalnych narzędzi pomiarowych, powoduje duże straty czasu i jest niepewne

z uwagi na możliwość popełniania błędów przy odczytywaniu wielkości pomiarów. O ile brak sprawdzianów specjalnych może być w pewnej mierze zastąpiony przez urządzenia będące w dyspozycji Izb Pomiarowych, to brak urządzeń do badań kontrolnych, względnie niedostateczna ich przepustowość utrudnia lub uniemożliwia w szeregu wypadków przeprowadzanie odpowiednich prób lub badań. Dotyczy to zarówno urządzeń specjalnych dla bieżącej kontroli wykonywanej produkcji, jak np. odpowiednia ilość i wyposażenie stanowisk kontrolnych na hamowni, kabiny i stanowiska do badań cichobieżności i prawidłowości pracy szeregu zespołów itp., jak również urządzeń i przyrządów umożliwiających pełną okresową kontrolę materiałów części i zespołów dostarczanych z zewnątrz.

W miarę wprowadzanych „Warunków Technicznych“ na szereg artykułów dostarczanych przez przemysły pomocnicze i współpracujące, powinno następować odpowiednie uzupełnianie wyposażenia działów kontroli w sprzęt pomiarowo-badawczy, umożliwiający przeprowadzanie doraźnych okresowych kontroli sprawdzających. Niemniej istotną jest sprawa zabezpieczenia możliwości właściwego wykonywania okresowych badań kontrolnych sprzętu lub jego zespołów przez zakład produkcyjny. Badania te mają na celu stwierdzenie dotrzymania wymagań wynikających z warunków technicznych lub też mogą być przeprowadzane dla ogólnej oceny jakości w danym okresie produkcyjnym. Przeprowadzanie okresowych badań kontrolnych wymaga zazwyczaj bezwzględnej posiadania różnorodnych urządzeń niekiedy bardzo skomplikowanych.

O ile w stosunku do materiałów metalowych są możliwości przeprowadzania badań, to aparatura kontrolna do określania właściwości szeregu materiałów niemetalowych, oraz w szczególności podzespołów czy mechanizmów jest jeszcze nadal niedostateczna.

Zakłady produkcyjne, w przypadkach wprowadzania zmian konstrukcyjnych, korzystają z pomocy Oddziału Badawczego Biura Konstrukcyjnego Przemysłu Motoryzacyjnego lub nawiązują kontakt z instytucjami naukowymi.

Okresowe badania kontrolne ważniejszych wyrobów, jak np. samochodów „Star 20“ są przeprowadzane przez BKPMot. Badania tego rodzaju powinny być natomiast przeprowadzane przez zakłady produkcyjne. Osiąga się bowiem w ten sposób następujące korzyści:

- stwierdzone niedociągnięcia mogą być natychmiast sygnalizowane produkcji, przez co następuje szybsze ich usuwanie,
- zakłady produkcyjne bardziej zapoznają się z własnościami wyrobów.

Wynika stąd, że postawienie zagadnienia w prawidłowy sposób nakłada obowiązek na zakłady w zakresie szybkiej rozbudowy odpowiednich oddziałów badawczych. Dodatkowo należy podkreślić, że przeprowadzanie badań kontrolnych okresowych przez zakładowe oddziały badawcze miałyby także tę dodatnią stronę, że dawałoby obiektywną i bezpośrednią ocenę pracy kontroli technicznej.

Dalsze zagadnienie to racjonalizacja prac odbiorczych przez stopniowe wprowadzanie wysokosprawnych urządzeń odbiorczych, mechanizację i wreszcie automatyzację pracy kontroli. Oczywiście jest to ściśle związane z odpowiednim wyposażeniem.

Organizacja i obsada kontroli technicznej

Przechodząc z kolei do zagadnień o charakterze organizacyjnym, dotyczących działalności kontroli technicznej należy poruszyć następujące podstawowe zagadnienia:

Organizacja kontroli technicznej jest oparta na obowiązującym ramowym schemacie organizacyjnym, zalecanym przez władze zwierzchnie. Poszczególne komórki kontroli pokrywają wydziały względnie oddziały produkcyjne. W zależności od charakteru i organizacji produkcji, istnieją komórki kontroli międzyoperacyjnej, lotnej, końcowej oraz punkty okresowej kontroli przyrządów i sprawdzianów. W zasadzie stosowany jest system 100% kontroli. Instrukcje w zakresie czynności poszczególnych komórek i placów

wiek są w znacznym stopniu już opracowane. Są one jednak jeszcze niejednolite i w tym kierunku należy poczynić odpowiednie kroki. Poza koniecznością posiadania dostatecznej ilości oprzyrządowania kontrolnego, sprawne i prawidłowe funkcjonowanie aparatu kontroli w znacznym stopniu zależy od stanu jakościowego jego personelu. Dobór kadr kontroli technicznej jest jeszcze utrudniony. Przyczyna tkwi przede wszystkim w niższych zarobkach pracowników kontroli technicznej w stosunku do pracowników produkcji. W tych warunkach przenoszenie pracowników z innych działów nie jest traktowane jako awans, lecz raczej jako pewnego rodzaju „zło życiowe”. W praktyce pracownicy wysokokwalifikowani zdradzają ciągłą tendencję do odpływu. W konsekwencji w działach kontroli technicznej znajduje się znaczna ilość pracowników o nieodpowiednich kwalifikacjach, pomimo dość intensywnego szkolenia zawodowego.

Celem zobrazowania wysiłków w tym zakresie należy przytoczyć, że w roku 1952 przeszkolono 343, a w 1953 r. 395 pracowników kontroli technicznej. Szkolenie odbywało się na zorganizowanych kursach przez zakłady lub też, jeśli chodzi o pracowników o wyższych kwalifikacjach, na kursach SIMP i GUM. Poza tym przeprowadzane jest indywidualne szkolenie nowych pracowników w zakresie wyuczania danej specjalności. Również jedną z form szkolenia jest oddelegowywanie pracowników z jednego zakładu do drugiego celem doszkolenia w ściśle określonym zakresie.

Istotne również będzie omówienie zagadnienia obsady ilościowej kontroli technicznej.

Wobec wspomnianego już braku w dokumentacji technologicznej określenia czasów dla poszczególnych czynności kontroli technicznej, nie ma w szeregu przypadków dostatecznych podstaw do prawidłowego ustalania potrzebnej ilości obsady. Bazowanie się wyłącznie na wskaźnikach mających zastosowanie w zakładach zagranicznych nie zawsze jest słuszne, gdyż wynikają one z lokalnych warunków produkcji. W Związku Radzieckim np. pracownicy kontroli technicznej stanowią około 19% w stosunku do robotników produkcyjnych zatrudnionych w przemyśle samochodowo-tractorem, co zostało podkreślone w artykule G. Chłamowa z-cy Ministra Przemysłu Budowy Maszyn ZSRR, opublikowanym w dzienniku „Prawda” z dnia 30 czerwca 1953 r. Należy również podkreślić, że stopień oprzyrządowania kontrolnego w zakładach przemysłowych Związku Radzieckiego stoi na znacznie wyższym poziomie, co niewątpliwie usprawnia pracę kontroli. Jako przykład potwierdzenia może służyć FSO organizowana i uruchamiana przy wydanej pomocy Związku Radzieckiego. Dla kontroli mniej lub bardziej skomplikowanych części przewidziany jest cały szereg urządzeń, pozwalających na szybkie i niezawodne dokonywanie pomiarów.

W naszych warunkach mimo niepełnego jeszcze oprzyrządowania kontrolnego, pozwalającego tylko na częściową małą mechanizację operacji kontrolnych, stan ilościowy kontroli technicznej w zakładach jest znacznie niższy aniżeli w Związku Radzieckim. Za mały stan pracowników powoduje w konsekwencji pośpiech w pracy, co odbija się niekorzystnie na dokładności i skrupulatności przeprowadzanych odbiorów. Ilościowy stan zatrudnienia pracowników kontroli technicznej oraz zasady wynagradzania wymagają więc odpowiedniego przeanalizowania i uregulowania.

Ocena wyników pracy kontroli technicznej oraz współdziałanie z innymi działami

Nieprzepuszczanie wadliwie wykonanych części lub zespołów do dalszego wytwarzania oraz gotowych wyrobów na zewnątrz jest głównym zadaniem kontroli technicznej, za co ponosi ona pełną odpowiedzialność.

Najbardziej miarodajną podstawą do oceny prawidłowości pracy kontroli technicznej jest ilość reklamacji zgłaszanych przez odbiorców oraz opinia, jaką zdobywają wyroby i wyniki ich eksploatacji.

W zależności od stopnia przygotowania zakładu pod względem dokumentacji technicznej, oprzyrządowania, parku maszynowego

i kwalifikacji zawodowych pracowników — dobrą opinię o wyrobach można uzyskać przy minimalnych lub też nadmiernych ilościach braków, w przypadku produkcji mało opanowanej.

Nierzadko przypisuje się odpowiedzialność za powstawanie braków kontroli technicznej. Oczywiście, że w szeregu wypadków również i z jej winy mogą powstawać braki na skutek przeoczeń lub niewłaściwej kwalifikacji urządzeń czy narzędzi. Zadaniem kontroli technicznej w tym zakresie jest dokonywanie analiz celem ustalenia przyczyn powstawania braków, natychmiastowe sygnalizowanie zainteresowanym o ich zaistnieniu oraz inicjowanie przedsięwzięć zmierzających do zmniejszenia ich ilości. Dotychczasowe wyniki pracy kontroli technicznej na tym odcinku nie są zadowalające, co należy przypisać głównie zbyt niskim kwalifikacjom jej personelu.

Analiza przyczyn powstawania braków wskazuje jednak, że w przemyśle motoryzacyjnym w około 70% braki powstają z winy bezpośrednich wykonawców, a w pewnych wypadkach i kierownictwa produkcji. Wskazuje to zarówno na nieopanowanie czynności ze strony wykonawców, względnie na niesumienność w pracy, jak i niedostateczne zainteresowanie się kierownictwa produkcji przyczynami powstawania braków. Szczególnie chodzi tu o mistrzów i brygadzystów, na których ciąży bezpośrednia odpowiedzialność za ilość braków. Obecna rola mistrzów i brygadzystów sprowadza się niestety w szeregu jeszcze wypadków do czynienia wysiłków wyłącznie w kierunku ilościowego wykonywania planów. Natomiast sprawdzanie stanowisk pracy pod względem zapewnienia pracownikowi możliwości właściwego wykonania oraz prawidłowego przebiegu czynności wykonawczych jest raczej zjawiskiem rzadkim. Stan ten wymaga zmiany zarówno w zakresie zwiększenia się zainteresowania wykonawców i nadzoru sprawami jakości, jak i też pełniejszego współdziałania na tym odcinku z kontrolą techniczną.

Dla dalszego uregulowania współpracy produkcji i kontroli oraz scalenia wysiłków wszystkich pracowników w kierunku zapewnienia odpowiedniej jakości wyrobów, wydaje się słuszne uzależnienie premii pracowników związanych z produkcją nie tylko od wykonania ilościowego planu, lecz również od kształtowania się zagadnień jakościowych.

Osobnym i ważnym zagadnieniem, aczkolwiek nie mającym bezpośredniego wpływu na przebieg pracy kontroli technicznej, lecz wiążącym się z jakością produkcji, jest problem utrzymania w wymaganym stanie technicznym parku maszynowego i oprzyrządowania oraz zapewnienia dostatecznej ilości urządzeń wykonawczych. I w tym zakresie zachodzi konieczność polepszenia istniejącego stanu.

Uwagi końcowe

Podane uwagi wskazują zarówno na różnorodność czynników związanych z zagadnieniem jakości wykonania, jak i ich powiązaniem z pracą kontroli technicznej. Dodatkowo należy podkreślić, że omówienia zostały w zasadzie ograniczone do zakresu czynności wykonywanych bezpośrednio przez przemysł motoryzacyjny. Ogólny poziom jakości wytwarzanego sprzętu zależy również w dużej, a dla szeregu wypadków i decydującej mierze, od jakości i jednorodności dostarczanych przez współpracujące przemysły kluczowe i pomocnicze: surowców, materiałów, półfabrykatów, części gotowych i zespołów. Podejmowanym więc wysiłkom przemysłu motoryzacyjnego w zakresie podnoszenia jakości musi również towarzyszyć odpowiednie współdziałanie i tych przemysłów. Również z omawian wyeliminowany został problem samej konstrukcji i jej wpływu, warunków eksploatacji i obsługi itp.

Reasumując, należy stwierdzić, że przemysł motoryzacyjny, a w szczególności działy kontroli technicznej jako bezpośrednio odpowiedzialne za jakość produkcji włożyły i wkładają dużo wysiłków dla możliwego stałego jej podnoszenia. Istotne będzie tu wymienić szereg ważniejszych środków stosowanych w tym zakresie, a więc:

- wystawianie przez kontrolę techniczną meldunków ostrzegawczych w tych wypadkach, kiedy zaistniała nadmierna ilość braków lub zaistniały reklamacje o charakterze uprzednio nie spotykanym;
- opracowanie miesięcznych planów podnoszenia jakości produkcji w oparciu o przeprowadzane przez kontrolę techniczną analizy przyczyn ich powstawania;
- podawanie do wiadomości całej załogi nazwisk brakorobów oraz propagowanie zwalczania brakorobstwa przez gazetki zakładowe i radiowęzły;
- wydanie szeregu zarządzeń zmierzających do podnoszenia autorytetu kontroli technicznej oraz postawienia zagadnień jakościowych na właściwym poziomie;
- uzależnienie premii nadzoru technicznego odlewni od kształtowania się ilości braków itp.

Analizując uzyskane wskaźniki w zakresie zmniejszenia powstających strat z tytułu braków w stosunku do łącznych kosztów wytwarzania na przestrzeni trzech ostatnich lat, należy stwierdzić poważne ich zmniejszenie, a mianowicie:

Rok	Wskaźnik
1951	100
1952	87,7
1953	53,6

Z drugiej jednak strony biorąc pod uwagę stale wzrastający postęp techniczny w zakresie produkcji sprzętu motoryzacyjnego — uzyskanego poziomu jakości nie możemy uznać za wystarczający i powinniśmy wzmocnić dalsze wysiłki zarówno w kierunku stałego

podnoszenia jakości, jak i estetyki wykończenia produkowanych przez nas wyrobów.

Istotne będzie również wskazanie na podstawowe czynniki i warunki, spełnienie których ułatwi nam dalszy postęp w tym zakresie. Należy tu przede wszystkim wymienić:

- uzupełnienie dokumentacji technicznej zgodnie z obowiązującą dyscypliną konstrukcyjną i technologiczną,
- zwiększenie stopnia oprzyrządowania zarówno z punktu widzenia potrzeb produkcji, jak i kontroli technicznej,
- utrzymanie urządzeń produkcyjnych na wymaganym poziomie technicznym,
- rozwiązanie zagadnienia kadr,
- wyrobienie pełnej świadomości o konieczności produkowania dobrych wyrobów i pełnego współdziałania w tym zakresie z kontrolą techniczną,
- szersze niż dotychczas stosowanie przodujących metod pracy, jak np. tow. Klaja,
- zwiększenie stopnia współdziałania z przemysłami współpracującymi i pomocniczymi w zakresie stałego podnoszenia jakości i jednorodności dostaw.

Zasadniczy charakter sprawy, zmierzający do zmniejszenia strat w gospodarce narodowej oraz zwiększenia stopnia trwałości wyrobów, a tym samym ich zdolności eksploatacyjnych w skali ogólnokrajowej, bardziej ekonomicznego przez to wykorzystania będącego w dyspozycji potencjału wytwórczego i surowcowego — niewątpliwie potrafi zmobilizować cały kolektyw przemysłu motoryzacyjnego do usunięcia istniejących jeszcze niedociągnięć i dalszego poważnego podniesienia ogólnego poziomu jakości wyrobów.

Mgr inż. WITOLD POKORSKI

DOBÓR ŁOŻYSK TOCZNYCH

Autor podkreśla konieczność przeliczania łożysk tocznych na trwałość i podaje sposób przeliczania z odpowiednimi wielkościami współczynników.

Łożyska toczne są takim elementem konstrukcyjnym, który umożliwia osiągnięcie poziomu technicznego i warunkuje dalszy rozwój produkcji maszynowej.

W dziedzinie produkcji łożysk tocznych istnieje daleko posunięta normalizacja, która umożliwia wykonanie tak szerokiego asortymentu w ogromnych ilościach przy zachowaniu wymaganych dokładności i stosunkowo niedużej cenie. Normalizacja ta sprawia, że łożyska, niezależnie od producenta, wykazują podobną trwałość. Stąd też konstruktor projektujący maszyny, wymagające stosowania łożyskowania wysokiej klasy, nie ma potrzeby projektowania, a co za tym idzie i obliczania elementów łożyska pod względem wytrzymałości, lecz zadaniem jego jest prawidłowy dobór łożyska tak, aby zapewnić właściwą pracę maszyny przez jak najdłuższy, ekonomicznie uzasadniony okres czasu.

Sprawa doboru łożysk powinna być potraktowana bardzo starannie ponieważ:

- 1) prawidłowy dobór łożysk decyduje o jakości konstrukcji i gwarantuje pewne działanie maszyny przy odpowiednio niskich kosztach wykonania,
- 2) łożyska przewymiarowane powodują podrożenie maszyny, zwiększenie jej ciężaru i wymiarów,
- 3) łożyska niedostatecznie trwałe wymagają często zmian konstrukcyjnych, trudnych nieraz nawet do przeprowadzenia w prototypach, a niejednokrotnie niemożliwych w konstrukcjach ustalonych.

Prawidłowość łożyskowania najlepiej potwierdzają próby kontrolne niezbędne w każdym wypadku powstawania nowych konstrukcji. Im staranniejszy jest dobór łożysk, tym krótsze są próby i tym rzadziej wylania się konieczność poprawek i związanych z tym ponownych badań. Jasne jest, że warunkiem prawidłowego

skonstruowania węzłów łożyskowych jest znajomość wszechstronnych zagadnień dotyczących warunków zabudowy i pracy danego typu łożyska oraz jego konserwacji. Zakładając te warunki jako spełnione należy zwrócić szczególną uwagę na tok obliczeń, związanych już tylko z doбором łożyska o wymaganej trwałości.

Omówione poniżej zasady obliczeń i przytoczone zależności między trwałością, a obciążeniem łożysk, powinny być znane konstruktorom pracującym nad doбором łożysk i dla specjalistów zapewne nie wniosą wiele nowego. Na ogół jednak te podstawowe zagadnienia nie są przez wszystkich konstruktorów ani w pełni rozumiane, ani też doceniane.

Długość okresu pracy łożyska jest ograniczona. Jeżeli praca łożyska odbywa się w warunkach dobrego smarowania, chłodzenia, nie jest ono zanieczyszczone i zwilgocone, a sam rodzaj obciążenia jest równomierny, bez wstrząsów, to jego zniszczenie odbywa się jedynie wskutek zmęczenia materiału, spowodowanego częstymi naprężeniami, związanymi z ruchem elementów tocznych. Zmęczenie materiału jest nieuniknione, ale ilość obrotów, jaką łożysko może wykonać, zależy od wielkości obciążenia łożyska. W przeciwieństwie do tego łożysko nieprawidłowo zabudowane, tzn. niezgodnie z przeznaczeniem i charakterem obciążenia, smarowane niedostatecznie lub smarowane olejem albo smarem, zawierającym zanieczyszczenia i cząsteczki metalu, starte z elementów współpracujących, niszczy się wskutek korozji i zużycia po upływie okresu czasu, który nie da się ściśle określić z warunków jego obciążenia. Na tym tle określeniu „trwałość“ nadajemy ściśle znaczenie, jako długości okresu czasu pracy łożyska do chwili wystąpienia pierwszych oznak zmęczenia. Jednostką stosowaną na określenie trwałości jest ilość obrotów lub godzin pracy, przy określonej ilości obrotów na jednostkę czasu. Łożyska jednakowe co do wielkości

i budowy i pracujące w jednakowych warunkach wykazują jednak różne trwałości. Na podstawie dokładnych badań nad dużą ilością łożysk ustalono związek między trwałością łożyska i wielkością obciążeń. Przyjęto, że jako przewidywaną trwałość łożyska rozumieć się będzie tę ilość obrotów, albo tę ilość godzin pracy przy określonej ilości obrotów na jednostkę czasu, jaką bez uszkodzeń może osiągnąć 90% dużej ilości łożysk pracujących w tych samych warunkach.

Określenie trwałości łożysk lub tzw. „nośności ruchowej” ustalono na podstawie wyników praktycznych badań.

Zależność między „nośnością ruchową” C (kg) tj. obciążeniem, przy którym trwałość łożyska równa się 1 milionowi obrotów, a jego trwałością przy obciążeniu P wyraża się wzorem:

$$L_N = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots (1) \text{ gdzie } P \text{ jest danym obciążeniem}$$

łożyska w kg, a L_N trwałością w milionach obrotów przy obciążeniu P . Wzór ten jest podstawą do obliczenia trwałości łożyska w określonych warunkach. Jest rzeczą dużej wagi, ażeby konstruktor z tych właśnie określonych warunków potrafił wyznaczyć tzw. obciążenie zastępcze, uwzględniające zmienność wielkości i kierunku działania sił na łożysko w czasie pracy i zmienność obrotów. Określenie wielkości sił wymaga analizy obciążeń podobnie jak w kołach zębatych. W pracy maszyn rzadko zachodzi zjawisko równomiernego obciążenia przy stałych obrotach. Najczęściej wielkość momentu ulega wahaniom, występują obciążenia szczytowe które zależnie od częstotliwości, oddziałując dodatkowo, wpływają w różnym stopniu na trwałość łożyska. Poza tym uwzględnić należy wahania obrotów. Gdybyśmy za podstawę obliczeń przyjęli obroty maksymalne, łożysko takie byłoby przewymiarowane.

W układach napędowych samochodowych wielkość obciążenia od momentu można określić

$$M_o = 0,023 \cdot \sqrt[3]{G^2 \cdot M}$$

gdzie M jest momentem maksymalnym silnika w kgm, G zaś ciężarem całkowitym pojazdu w kg. Wzór powyższy jest empiryczny, jego przydatność do obliczeń doboru łożysk została potwierdzona w pracach BKPMot. tylko w odniesieniu do samochodów ciężarowych średniej klasy.

O ile wielkość M_o wyliczona w sposób powyższy przekracza wartość 0,7 do 0,75 M wtedy do obliczeń dla samochodów ciężarowych przyjmujemy wartość $\approx 0,7 M$. Wynika to stąd, że obciążenie i obroty określone w zależności od poszczególnych przekładni przy pełnych obrotach silnika zmieniają się co do wielkości zależnie od elastyczności silnika i warunków jazdy. Tak jak wartość nośności ruchowej określona została na podstawie prób praktycznych, tak i wielkość momentu M_o winna znaleźć swe potwierdzenie w badaniach.

W oparciu o moment obliczeniowy M_o określamy obciążenie zastępcze łożyska P_z , uwzględniając wielkości sił osiowych i promieniowych, zależnie od poszczególnych stopni przełożeń (biegów) oraz odpowiadające im ilości obrotów, jakie dane łożysko wykona.

Obciążenie zastępcze wynosi: (w oparciu o równanie) 1 dla obciążenia promieniowego

$$P_r = \sqrt[3]{\frac{N_1 \cdot P_{r1}^3 + N_2 \cdot P_{r2}^3 + \dots + N_N \cdot P_{rN}^3}{\sum N}}$$

$$\text{względnie } P_o = \sqrt[3]{\frac{N_1 \cdot P_{o1}^3 + N_2 \cdot P_{o2}^3 + N_N \cdot P_{oN}^3}{\sum N}} \text{ dla obciążenia osiowego}$$

gdzie $\sum N$ jest ilością obrotów, jaką wykona łożysko podczas całej swej pracy pod obciążeniem P_r wzgl. P_o .

Dla określenia wartości N_1, N_2, N_N konieczne jest ustalenie stopnia wykorzystania poszczególnych przekładni. Jeżeli ten stopień nie jest znany wtedy określenie jego odbywać się musi na pod-

stawie poczynionych obserwacji. $N_1 = 100 \cdot 10^6 \cdot f_1 \cdot i$; $N_2 = 100 \cdot 10^6 \cdot f_2 \cdot i \dots$ itd; i = przełożenie.

Przeciętne wartości stopnia wykorzystania przekładni (f) podane są w poniższej tabeli. Takie same wartości przytoczone są dla skrzyń 3- i 4-biegowych w „Automobiltechnisches Handbuch” R. Bussien.

Dla skrzyń 5-biegowych podobne wielkości współczynników podaje Maszynostrojienie t. II. Dział Badań Pojazdów BKPMot. prowadzi obserwacje dla ustalenia stopni wykorzystania poszczególnych przełożeń przez określone ściśle typy pojazdów, w zależności od warunków drogowych i eksploatacyjnych.

TABLICA 1

Stopień wykorzystania przekł. f	Rodzaj przekładni			6 bieg (ciągnikowa)	Uwagi
	3 bieg.	4 bieg.	5 bieg.		
f_1	1%	1%	0,5%	5%	
f_2	12%	3%	1%	5%	
f_3	87%	11%	3,5%	20%	
f_4	—	85%	60%	50%	
f_5	—	—	35%	10%	
f_6	—	—	—	10%	

Za podstawę do określenia sumy ilości obrotów, jaką łożysko wykona przy pracy na wszystkich biegach w pojazdach mechanicznych przyjmuje się ilość obrotów kół, jaką winien wykonać pojazd do chwili kiedy zajdzie potrzeba wymiany łożysk.

Wielkość tę dla samochodów osobowych, wzgl. samochodów specjalnych, których zniszczenie może nastąpić z przyczyn niezależnych od normalnego zużycia elementów, przyjęto na 50 milionów obrotów, dla samochodów ciężarowych na 100 milionów obrotów, co przy ogumieniu średniej wielkości odpowiadałoby około 300 tys. km przejechanym przez pojazd, a więc w przybliżeniu około trzech okresów międzynaprawczych. (Palmgren — łożyska toczne).

Całkowite obciążenie zastępcze wyniesie: $P_c = P_r \cdot x + P_o \cdot y$ gdzie x i y są współczynnikami podanymi w katalogach; wielkości tych współczynników x są zależne od tego, który pierścień obraca się w stosunku do obciążenia promieniowego, wzgl. y od rodzaju łożyska. W katalogach najczęściej podawana jest wartość dopuszczalna obciążenia łożyska C odniesiona do 33 obr/min. i trwałości 500 godz., na podstawie wzoru [1]

$$C = P_z \sqrt[3]{L_N}$$

określamy wielkość siły porównawczej do wyboru łożyska z katalogu.

$$Q = P_c \sqrt[3]{\sum N}$$

Tę wartość Q należy brać za podstawę do porównania z wartością katalogową C , odniesioną do 33 obr/min. i czasu okresu pracy 500 godz.

Należy dążyć, ażeby stosunek $\frac{C}{Q} = n \approx 1$

W praktyce przemysłu motoryzacyjnego stosowane są wartości zwane ogólnie „współczynnikami pewności” w granicach od 0,8 do 1,4, co jest uwarunkowane względami konstrukcyjnymi. Stosowanie pewności mniejszych od 0,8 nie zapewni wymaganej trwałości łożyska, pewność powyżej 1,4 świadczyć będzie, że łożysko jest przewymiarowane, podniesie zatem cenę maszyny. Jak powiedziane na wstępie trwałość łożyska poza jego obciążeniem jest uzależniona od warunków zabudowy i warunków pracy. Poza tym wśród łożysk jednakowej budowy stwierdzono również duże rozrzuty w trwałości, niezależnie jednak od tych warunków konstruktor winien tak dobrać łożyska, by ich wymiana mogła być dokonywana jednocześnie i w ramach napraw głównych. W przeciwnym wypadku powstają trudności w planowaniu zaopatrzenia

w łożyska zapasowe i zwiększają się koszty eksploatacyjne wskutek przestojów i konieczności doraźnej wymiany zużytego łożyska.

Z założenia, że podstawą do obliczenia trwałości łożyska jest 100 milionów obrotów kół wynikałoby, że trwałość łożyska, czyli okres jego pracy od chwili wmontowania do wystąpienia objawów zużycia winien wynosić około 3 okresów międzynaprawczych. W warunkach prawidłowego wykonania mechanizmów i prawidłowego użytkowania trwałość ta jest rzeczywiście osiągalna. Łożyska układu napędowego samochodu Star 20, których pewność waha się właśnie w granicach około 1 nie osiągają jednak takich trwałości i wymagają wymiany zasadniczo po 1 okresie międzynaprawczym (100 tys. km). Wynika to stąd, że wykonanie elementów współpracujących nie stoi jeszcze na odpowiednim poziomie.

Inż. FRANCISZEK BARAN

Zakłady Starachowickie

AUTOMATYZACJA PROCESU TECHNOLOGICZNEGO OBRÓBKİ SILNIKA S-42 W ZAKŁADACH STARACHOWICKICH

Z inicjatywy kierownictwa technicznego CZPMot. oraz przy czynnym jego współudziale, został powołany w Zakładach Starachowickich zespół roboczy, dla opracowania dokumentacji technicznej linii automatycznej do obróbki głowicy silnika S-42.

Realizacja zamierzenia została podzielona na trzy etapy:

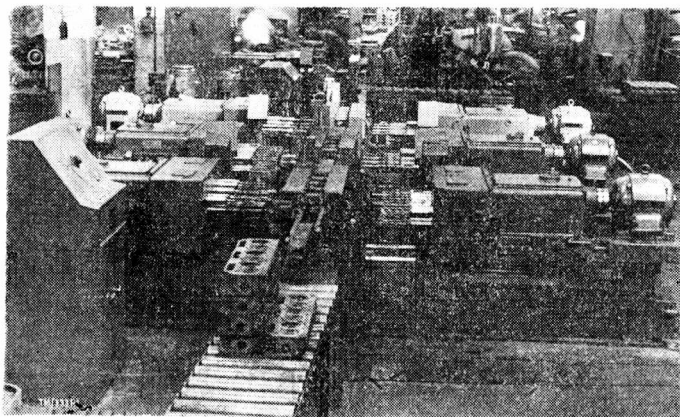
- 1 — automatyzacja operacji wiertarskich
- 2 — automatyzacja operacji gwinciarских
- 3 — automatyzacja operacji frezerskich.

W wyniku kilkumiesięcznej pracy został ukończony pierwszy jego etap. W przeddzień Święta 10-lecia Polski Ludowej w dniu 22 lipca 1954 r., nastąpiło próbne uruchomienie pierwszej całkowicie zaprojektowanej i wykonanej w kraju, automatycznej linii obróbki mechanicznej. Po przeprowadzeniu szeregu badań i kontroli działania, ostatecznym ustawieniu i wyregulowaniu, linia automatyczna została oddana i włączona dla bieżącej produkcji w dniu 14 października 1954 r.

Charakterystyka i opis linii

Uruchomiona linia automatyczna przeznaczona jest do obróbki otworów z dwóch stron głowicy silnika S-42.12.03. Otwory w bocznych płaszczyznach głowicy, wciśnięcie i rozwiercenie otworów prowadników zaworów są wykonane poza linią automatyczną na dalszych trzech stanowiskach obróbczych.

Linia składa się z trzech zasadniczych zespołów wiertarskich, o dwóch wielowrzecionowych głowicach poziomych, umieszczonych przeciwnie. Ogólny widok linii pokazuje rys. 1



Rys. 1. Linia automatyczna do obróbki głowicy silnika S-42. Widok ogólny

Między innymi niedokładności w wykonaniu kół zębatych skrzyni biegów powodują powstawanie sił dynamicznych, które nie są uwzględnione przy obliczeniach doboru łożysk, a które mogą stanowić dodatkowe obciążenie łożysk przewyższające znacznie obciążenie szczytowe, wynikające z warunków użytkowania pojazdu. Niedokładność wykonania mechanizmów, błędy w ich konstrukcjach, nie tylko obniżają trwałości ich samych, ale są także powodem nadmiernego zużycia elementów współpracujących, w danym wypadku także i łożysk tocznych.

W prawidłowym doborze łożysk, w prawidłowym wykonaniu wszystkich mechanizmów tkwi w obecnej chwili źródło dużych oszczędności, jeśli zważyć, że w kraju naszym skromna ilość pojazdów mechanicznych wymaga zastosowania kilku milionów łożysk.

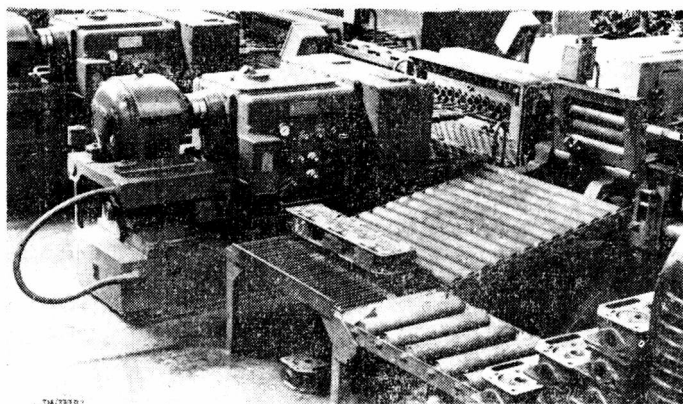
Poszczególne zespoły posiadają następujące ilości wrzecion:

Zespół I 32 wrzeciona

Zespół II 30 wrzecion

Zespół III 20 wrzecion

Razem 82 wrzeciona



Rys. 2. Głowica zespołu wiertarskiego

Linia wyposażona jest ponadto w szereg urządzeń i mechanizmów: do ustalania położenia i z mocowywania obrabianych części w urządzenia transportowe do przesuwania części do kolejnych stanowisk obróbczych, urządzenie do transportu wiórów, urządzenia sterujące, kontrolne i napędowe oraz smarujące.

Wszystkie urządzenia i mechanizmy linii są sterowane elektrycznie przy zastosowaniu napędów hydraulicznych. Kierowanie pracą linii odbywa się z centralnego pulpitu sterowniczego, (tzw. „Kommando”), wyposażonego dodatkowo w urządzenia kontrolne pozwalające na szybkie wykrywanie uszkodzeń w poszczególnych obwodach elektrycznych (tzw. „szukacz obwodu”). Układ sterowania pozwala na całkowite lub częściowe wyłączanie automatycznego działania, dla ustawienia lub naprawy linii. Ewentualne uszkodzenia linii lub poszczególnych urządzeń są natychmiast sygnalizowane przez odpowiednie lampy kontrolne, a praca linii automatycznie zostaje zatrzymana. Ponadto linia została zaopatrzona w krańcowe wyłączniki na stanowiskach załadowniczym i wyladowczym, pozwalających na zatrzymanie w wypadku, gdy obsługujący nie zdąży załadować lub rozładować linii.

Dla napędu poszczególnych zespołów obróbczych, urządzeń i mechanizmów linii, zostało zainstalowanych 12 silników elektrycznych o łącznej mocy 73,3 KW.

Przebieg operacji wykonawczych ilustruje tablica 1.

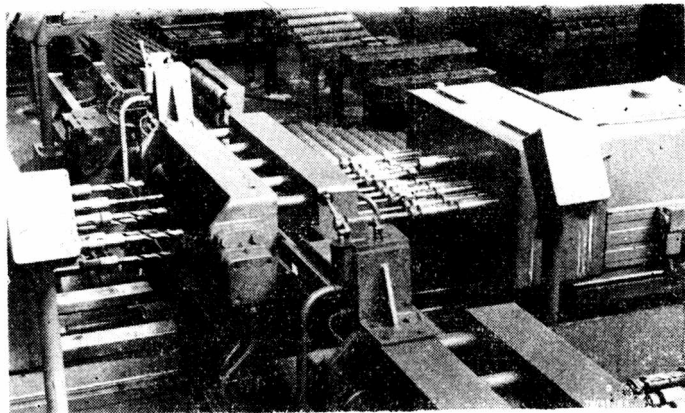
W normalnych warunkach linia pracuje całkowicie automatycznie, w następującej kolejności przebiegu poszczególnych czynności i czasokresach ich trwania:

przesuw części	0,10 min.
ustawienie i zacisk części	0,10 min.
dosunięcie głowicy do części obrabianej	0,05 min.
(przesuw szybki)	
obróbka (najdłuższy okres pracy z poszczególnych stanowisk)	1,50 min.
praca na nieruchomym zderzaku	0,15 min.
odsunięcie głowicy (przesuw szybki)	0,08 min.
zwolnienie części z zacisku	0,10 min.

Podany cykl pracy w uwzględnieniu koniecznych przerw dla zmiany narzędzi i ew. innych zabiegów regulacyjnych, daje średnią wydajność linii 20 szt. obrobionych głowic na godzinę.

Podstawy opracowania i rozwiązania konstrukcyjnego zasadniczych elementów i urządzeń linii

Przy projektowaniu konstrukcji, wykorzystano doświadczenie z pracy, uruchomionej w Fabryce Samochodów Osobowych w Warszawie, automatycznej linii obróbki głowic opracowanej i wykonanej przez ZSRR. Ponadto w szeregu wypadków korzystano ze współpracy i konsultacji Zakładów Mechanicznych 1-Maja w Pruszkowie, jak i opracowań wykonanych przez Centralne Biuro Konstrukcyjne Przemysłu Motoryzacyjnego w Warszawie.



Rys. 3. Fragment jednego z zespołów wiertarskich

Jako podstawowy element konstrukcji przyjęto po odpowiednim dostosowaniu jednostki wiertarskiej konstrukcji Z.M. 1-Maja w Pruszkowie, typ 3.1 WA wyposażone w hydrauliczne rozdzielacze sterujące (rys. 2).

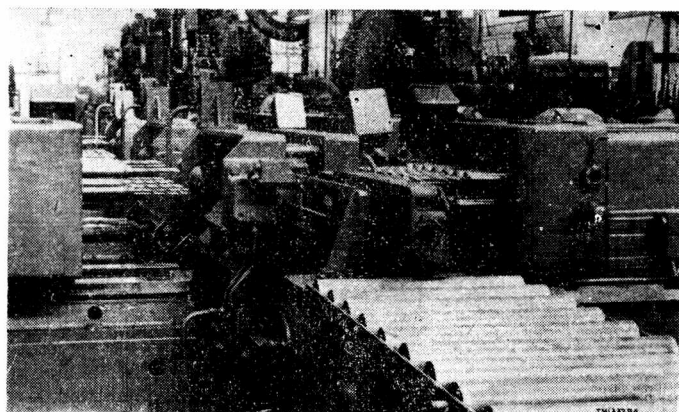
Obrabiany przedmiot jest mocowany w odpowiednich urządzeniach przy zastosowaniu zacisków i mechanizmów ustalających jego położenie. Czynności te są wykonywane samoczynnie przy zastosowaniu odpowiednich urządzeń hydraulicznych (rys. 3). Analogiczna zasada została przyjęta dla zwalniania zamocowanej części.

Po włożeniu obrabianej części do urządzenia zainstalowanego (rys. 4) dalsze jej przesuwanie do poszczególnych stanowisk linii następuje za pomocą przenośnika o napędzie hydraulicznym. Przenośnik składa się z szeregu połączonych listew przesuwających się na rolkach ustawionych na każdym urządzeniu mocującym (rys. 5).

Napęd i sterowanie poszczególnych urządzeń i mechanizmów hydraulicznych jest dokonywane poprzez skrzynię rozrządu systemu hydraulicznego sterowania linii (rys. 6). Dla zasilania układu hydraulicznego linii służą dwie pompy łopatkowe systemu Vickers o stałej wydajności i następujących charakterystykach:

- typ UPLf 040 — ciśnienie 25/65 atm — wydajność 12/5 l/min.
 - typ UPLe 030 — ciśnienie 65 atm — wydajność 35 l/min.
- oraz dla napędu przenośnika i urządzeń mocujących pompy tego samego rodzaju o charakterystyce:
- typ UPLf 030 — ciśnienie 25/65 atm. — wydajność 25/12 l/min.

Smarowanie powierzchni ciernych urządzeń mocujących odbywa się automatycznie co 40 cykli roboczych linii. Smarowanie pozostałych urządzeń i zespołów odbywa się przy pomocy centralnej



Rys. 4. Stanowisko załadownicze

instalacji smarowniczej, względnie smarowania. Centralny układ smarowniczy jest zasilany przez specjalną pompę łopatkową.

Do usuwania wiórów służy przenośnik taśmowy umieszczony wzdłuż linii. Wióry przenoszone są z końca linii na jej początek, gdzie zsypywane są do specjalnego zbiornika, skąd okresowo są usuwane.

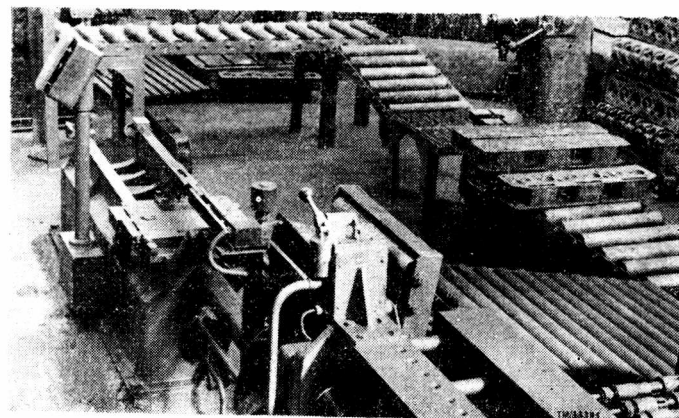
Przenośnik jest napędzany przez zastosowanie przekładni redukcyjnej umieszczonej na końcu linii.

Obsługa linii jest dokonywana przez 1 pracownika, do obowiązków którego należy ładowanie i zdejmowanie obrabianych głowic oraz ogólny nadzór nad prawidłowym przebiegiem pracy linii i jej ew. wyłączeniem w wypadkach zachodzących konieczności.

Wykonanie poszczególnych urządzeń mechanizmów oraz montaż linii

Dla uzbrojenia zaprojektowanej linii automatycznej należało wykonać szereg skomplikowanych i precyzyjnych urządzeń mechanizmów i przyrządów, wykonanie których dla szeregu wypadków było pracami o charakterze pionierskim-prototypowym.

Wykonawstwo poszczególnych zespołów i części zostało podzielone pomiędzy: Zakłady Starachowickie, Fabrykę Samochodów Osobowych w Warszawie, Fabrykę Samochodów Ciężarowych im. B. Bieruta w Lublinie oraz Zakłady Mechaniczne „Ursus” (odlew).



Rys. 5. Urządzenie hydrauliczne napędu transportera wzdłużnego

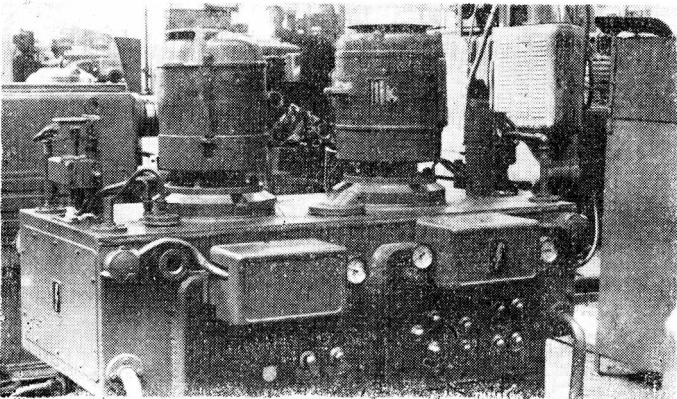
Montaż całości, regulacja i wentylacja końcowa zostały wykonane przez Zakłady Starachowickie.

Na specjalne wyróżnienie zasługuje całkowite wykonanie we własnym zakresie przez Zakłady Starachowickie całkowitej instalacji hydraulicznej i elektrycznej. Urządzenia tego rodzaju nader

skomplikowane i wymagające wysokiej precyzji wykonawczej, wykonywane po raz pierwszy w kraju, wymagały zarówno dużego wysiłku wykonawczego, jak i rozwiązania szeregu problemów hydraulicznych i elektrotechnicznych.

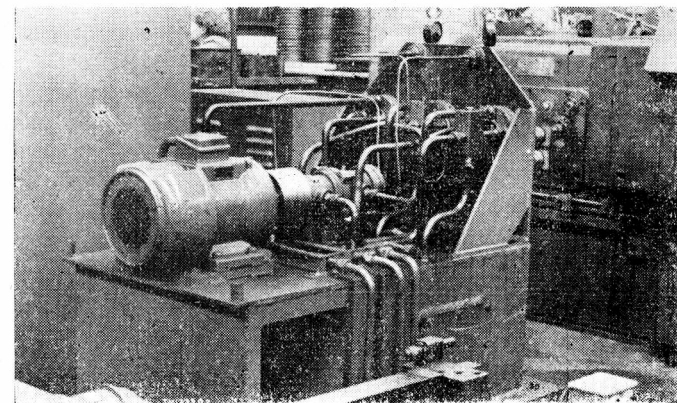
Uwagi końcowe

Uruchomienie pierwszej automatycznej linii obróbki wiórowej całkowicie zaprojektowanej i wykonanej w kraju stanowi poważny krok naprzód w dziedzinie automatyzacji procesów technologicznych.



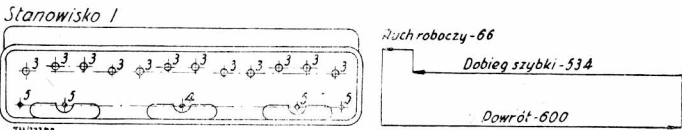
Rys. 6. Skrzynia rozrządu hydraulicznego systemu sterowania linii

Praktyczne opanowanie szeregu problemów i zagadnień związanych z budową tego rodzaju urządzeń, nabyte doświadczenie w zakresie projektowania i wykonawstwa — pozwolą na bezpośrednie ich wykonanie, jak i stanowią cenny wkład do dalszych prac w zakresie automatyzacji procesów technologicznych.

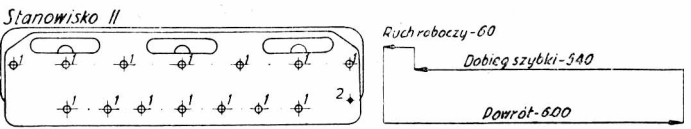


Rys. 7. Fragment urządzenia dla zacisku hydraulicznego

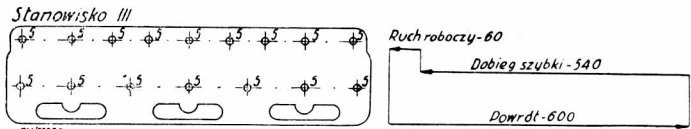
Należy podkreślić, że szereg rozwiązań poszczególnych urządzeń mechanizmów czy elementów, może być w całości zastosowanych przy projektowaniu dalszych linii automatycznych do obróbki innych elementów.



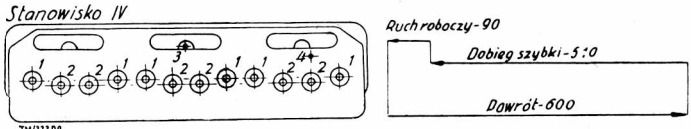
Otworki Nr.	Ilość obr./min.	Posuw na 1 obr. w mm.	Szybkość skrawania w m/min.	Posuw w mm/min.	Długość wiercenia w mm	Całk. ilość otworów	Cykl pracy w min.
3	400	0.125	18	50	55	17	1.30
4	400	0.125	10	50	55		
5	400	0.125	12.8	50	27		



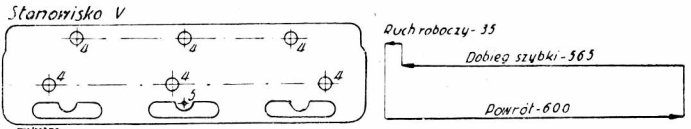
Otworki Nr.	Ilość obr./min.	Posuw na 1 obr. w mm.	Szybkość skrawania w m/min.	Posuw w mm/min.	Długość wiercenia w mm	Całk. ilość otworów	Cykl pracy w min.
1	255	0.236	14.4	60	53	15	1.0
2	500	0.120	15.7	60	15		



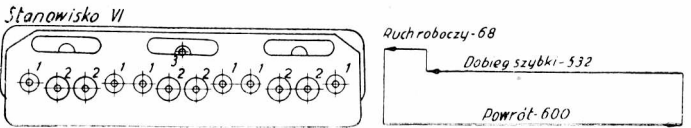
Otworki Nr.	Ilość obr./min.	Posuw na 1 obr. w mm.	Szybkość skrawania w m/min.	Posuw w mm/min.	Długość wiercenia w mm	Całk. ilość otworów	Cykl pracy w min.
5	255	0.274	14.4	70	53	16	0.85



Otworki Nr.	Ilość obr./min.	Posuw na 1 obr. w mm.	Szybkość skrawania w m/min.	Posuw w mm/min.	Długość wiercenia w mm	Całk. ilość otworów	Cykl pracy w min.
1	145	0.331	Ø 41.7—19 Ø 14.8—7	48	39	14	1.20
2	145	0.331	Ø 40—18.2 Ø 14.8—7	48	50		
3	480	0.100	12	48	45		
4	380	0.126	12	48	18		



Otworki Nr.	Ilość obr./min.	Posuw na 1 obr. w mm.	Szybkość skrawania w m/min.	Posuw w mm/min.	Długość wiercenia w mm	Całk. ilość otworów	Cykl pracy w min.
4	200	0.200	13.97	40	12	7	0.75
5	400	0.100	13	40	27		



Otwory Nr.	Ilość obr./min.	Posuw na 1 obr. w mm.	Szybkość skrawania w m/min.	Posuw w mm/min.	Długość wiercenia w mm	Całk. ilość otworów	Cykl pracy w min.
1	120	0.330	Ø 42H7—15.9 Ø 15H8—5.6	40	39	13	1.5
2	120	0.330	Ø 47—17.7 Ø 15H8—5,6	40	50		
3	320	0.125	15.9	40	5		

Rys. 8. Schemat przebiegu operacji obróbkowych na poszczególnych stanowiskach linii

Mgr inż. MACIEJ BERNHARDT

ZAGADNIENIE TEORII I BADANIA SPRZĘGIEŁ HYDROKINETYCZNYCH

We wstępie autor omawia właściwości sprzęgieł hydrokinetycznych, po czym podaje podstawowe zależności kinetyczne i dynamiczne. Następnie opisane są charakterystyki sprzęgieł i sposoby korygowania tychże. W zakończeniu autor omawia krótko badanie sprzęgieł hydrodynamicznych.

Sprzęgła hydrokinetyczne, nazywane niesłusznie w potocznej mowie hydraulicznymi, znalazły już szerokie zastosowanie w konstrukcji samochodów osobowych jak i ciężarowych, a także wagonów motorowych, a ostatnio i ciągników rolniczych oraz samobieżnych maszyn budowlanych. Zalety ich są tak bezsporne, że dziś nikt już nie próbuje podważyć celowości zastosowania i przeciwnicy tego rozwiązania wycofali „najcięższy” zarzut, w praktyce na ogół mało istotny — stałego poślizgu sprzęgła przy przenoszeniu momentu obrotowego i związanych z tym strat mocy. Oczywiście do tego, jak i do wszystkich innych, rozwiązania konstrukcyjnego nie można podchodzić bezkrytycznie, gdyż nie jest ono idealne dla wszystkich przypadków napędu pojazdów mechanicznych przy pomocy silnika spalinowego, a ponadto celowość jego zastosowania zależy od warunków eksploatacyjnych.

Przypomnijmy więc na wstępie podstawowe właściwości sprzęgieł hydrokinetycznych, których nie będę rozbijał na wady i zalety, ponieważ pojęcia te są niemal zawsze względne i uzależnione od przeznaczenia pojazdu i warunków jego pracy:

a. najistotniejszą cechą sprzęgieł hydrokinetycznych jest brak „mechanicznego połączenia” silnika z pozostałymi elementami napędu. Określenie to jest właściwie określeniem gwarowym, gdyż sprzężenie za pośrednictwem cieczy jest w zasadzie sprzężeniem mechanicznym, choć w zupełnie innym sensie niż przyjęto je rozumieć w sprzęgłach ciernych. Stosowane niekiedy określenie, że sprzęgła hydrokinetyczne dają sprzężenie elastyczne, choć może

Poważne również znaczenie dla dalszych prac ma nabyte doświadczenie, szczególnie w zakresie rozwiązywania problemów sterowania hydraulicznego i elektrycznego, ich regulacji i strojenia, wymogów wykonawczych w stosunku do szeregu precyzyjnych elementów i aparatury.

Dokonany poważny wysiłek twórczy i wykonawczy przemysłu motoryzacyjnego w zakresie projektowania i budowy linii automatycznych obróbki wiórowej stanowi niewątpliwie ważny wkład dla usprawnienia techniki obróbkowej, realizacji zadań postępu technicznego oraz podnoszenia ekonomiki wytwarzania — wypełniania tym samym wskazań i wytycznych Partii i Rządu w tym zakresie.

bardziej okresowe, też nie jest ściśle, gdyż zachowanie się ich w pracy jest zasadniczo różne od sprzęgieł z elementami elastycznymi, których napięcie, a więc chwilowa wartość momentu obrotowego, są zmienne i zależne od chwilowych wartości obciążenia i nierównomierności prędkości kątowej wału korbowego;

b. cechą wynikającą bezpośrednio z poprzedniej jest bardzo znaczne ograniczenie wpływu niejednostajności obrotów silnika na obroty kół napędowych samochodu i odwrotnie. Wpływa to korzystnie zarówno na żywotność silnika, jak i elementów przeniesienia napędu oraz ogumienia;

c. moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło hydrokinetyczne jest teoretycznie równy momentowi dostarczanemu przez silnik, a praktycznie minimalnie mniejszy o niewielkie straty (zazwyczaj nie uwzględniane w obliczeniach) na wentylację;

d. wielkość maksymalnego momentu obrotowego przenieszonego przez poszczególne elementy przeniesienia napędu w mniejszym stopniu niż przy klasycznym napędzie przekracza wielkość maksymalnego momentu obrotowego silnika (z uwzględnieniem oczywiście przełożenia poszczególnych przekładni zębatach), gdyż wpływ ich mas obrotowych jest stosunkowo niewielki, a wzrost momentu spowodowany np. gwałtownym zahamowaniem pojazdu będzie również mały, bowiem zarówno bezwzględne wartości opóźnień kątowych wału silnika, jak i szybkość ich narastania są mniejsze niż przy napędzie klasycznym;

e. w wyniku cech podanych w punktach b i d wzrasta trwałość poszczególnych części przeniesienia napędu, a równocześnie wskutek lepszych warunków pracy i mniejszych obciążeń możliwe jest zmniejszenie ich wymiarów, a więc ciężaru i kosztu wykonania, względnie zastosowanie materiałów o mniejszej wytrzymałości;

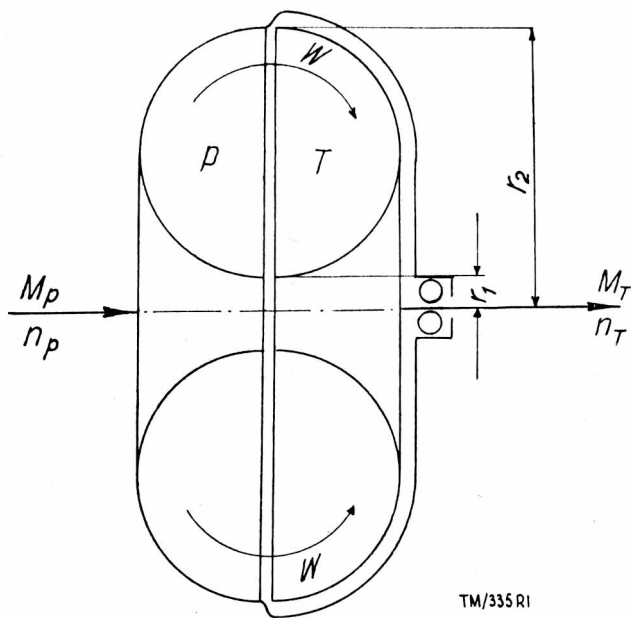
f. sprzęgło hydrokinetyczne, o ile przenosi napęd, pracuje zawsze z pewnym poślizgiem; tzn., że obroty wału napędowego są zawsze wyższe od obrotów wału napędzanego, niezależnie od kierunku obrotów i kierunku przeniesienia napędu (silnik — koła, czy koła — silnik);

g. poślizg ten jest związany ze stratą mocy zużywanej na nagrzewanie cieczy pośredniczącej. Przy prawidłowej konstrukcji sprzęgła i właściwym doborze jego parametrów do typu pojazdu i warunków pracy poślizg ten jest nieznaczny i wynosić może przy pełnym obciążeniu silnika 2—3% w znacznym zakresie obrotów. Przy zmniejszeniu obciążenia poślizg ulega również (niemal proporcjonalnie) zmniejszeniu;

h. charakter poślizgu w sprzęgłe hydrokinetycznym całkowicie odbiega od poślizgu w sprzęgłach ciernych.

Sprzęgło hydrokinetyczne pracuje zawsze z poślizgiem (vide p.f.), przy czym wielkość jego jest funkcją obciążenia. Im większy przenoszony jest moment obrotowy, tym bardziej zwiększa się poślizg sprzęgła i na odwrót;

i. sprzęgło hydrokinetyczne nie pozwala na całkowite odłączenie silnika od elementów przeniesienia napędu, skutkiem czego wymaga ono współpracy ze skrzynkami przekładniowymi planetarnymi, lub w przypadku stosowania skrzynki „klasycznej” wymaga dodatkowego sprzęgła ciernego umożliwiającego zmianę i wyłączenie napędu (np. samochód ZIM);



TM/335 RI

Rys. 1. Schemat sprężgła hydrokinetycznego

k. wskutek możliwości pracy z dużym poślizgiem sprzęgło hydrokinetyczne pozwala osiągnąć wyższe przyspieszenie samochodu, gdyż przenosi ono wówczas moment odpowiadający znacznie wyższemu obrotowi silnika niż wynikają z wielkości przełożeń przekładni zębatych. Ponadto umożliwia prawidłową pracę silnika przy jeździe z małą szybkością na wyższych przekładniach.

Zwiększenie przyspieszenia samochodu występuje w tym wyższym stopniu, im wyższe są obroty silnika odpowiadające jego największemu momentowi obrotowemu;

l. wymienione w poprzednim punkcie właściwości powodują ułatwienie kierowania samochodem i dlatego też sprzęgła takie stosowane są obok samochodów osobowych w największych i najcięższych samochodach ciężarowych (jak np. MAZ 525 o ładowności 25 ton);

m. ilość obrotów silnika na 1 km drogi przy tym samym przenoszonym momencie obrotowym będzie dla samochodu ze sprzęgłem hydrokinetycznym większa niż dla samochodu ze sprzęgłem ciernym.

Podstawowe zależności kinematyczne dla sprzęgieł hydrokinetycznych

Oznaczenia:

- u — prędkość obwodowa cieczy (unoszenia przez wirnik)
- w — „ „ cyrkulacji cieczy w komorach wirników
- v — „ „ bezwzględna cieczy
- ω — „ „ kątowa wirnika

Indeksy: P pompa — wirnik pędzący sprzęgła

T — turbina — wirnik napędowy sprzęgła

1 — krawędź wewnętrzna wirnika

2 — krawędź zewnętrzna wirnika

Podstawowe określenia:

Sprawność sprzęgła

Sprawnością sprzęgła hydrokinetycznego nazywamy stosunek mocy oddawanej przez wirnik turbiny do mocy doprowadzanej od wirnika pompy.

$$\eta = \frac{N_T}{N_P} = \frac{M_T \cdot n_T}{M_P \cdot n_P}$$

Ponieważ dla sprzęgła tego typu zachodzi zależność:

$$M_P = M_T \quad (1)$$

możemy napisać:

$$\eta = \frac{n_T}{n_P} = \frac{\omega_T}{\omega_P} = \frac{u_T}{u_P} \quad (2)$$

Ponieważ w równanie (2) wchodzi jedynie parametry kinematyczne, współczynnik η bywa nazywany kinematycznym współczynnikiem sprawności sprzęgła.

Poślizg sprzęgła

Poślizgiem sprzęgła nazywamy stosunek różnicy obrotów wirników pompy i turbiny do obrotów wirnika pompy:

$$S = \frac{n_P - n_T}{n_P} \quad (3)$$

Po przekształceniu zależności (3) można wyrazić poślizg w funkcji sprawności sprzęgła:

$$S = 1 - \frac{n_T}{n_P} \quad (3')$$

Rozpatrzmy obecnie zjawiska zachodzące wewnątrz sprzęgła w jego pracy. Na każdą cząstkę cieczy działa siła odśrodkowa

$$C = m \cdot r \cdot \omega^2$$

Ponieważ $\omega_P > \omega_T$ (w założeniu, że $M_O \neq 0$) więc $C_P > C_T$

czyli, że siła odśrodkowa działająca na cząstki cieczy znajdujące się wewnątrz wirnika pompy jest większa niż siła odśrodkowa działająca na cząstki znajdujące się w tej samej odległości od osi obrotu wewnątrz wirnika turbiny (oczywiście w założeniu, że $M_O \neq 0$ i napęd przenoszony jest z silnika na koła, a nie odwrotnie). Skutkiem tej różnicy sił odśrodkowych ciecz uzyskuje niezależnie od ruchu obrotowego, jaki posiada łącznie z wirnikami sprzęgła, ruch wirowy wewnątrz komór sprzęgła z prędkością w , którą w dalszym ciągu nazywać będziemy szybkością cyrkulacji.

Jasne jest, że prędkość cyrkulacji będzie tym większa, im większa będzie różnica sił odśrodkowych działających na cząstki cieczy znajdujące się wewnątrz wirników pompy i turbiny, a więc im większa będzie różnica ich prędkości (ściślej mówiąc kwadratów prędkości), a tym samym będzie funkcją sprawności kinematycznej sprzęgła i jego poślizgu.

Dla określenia prędkości cyrkulacji przeprowadzimy następujące rozumowanie:

Ciecz w czasie swego ruchu (cyrkulacji) wewnątrz komór wirnika pompy przemieszcza się od wewnętrznej do zewnętrznej krawędzi wirnika, skutkiem czego jej energia kinetyczna (pochodząca od ruchu obrotowego wirnika) zwiększa się o wielkość:

$$\Delta E_p = \int_{r_1}^{r_2} m r w_p^2 dr = \frac{1}{2} m w_p^2 (r_2^2 - r_1^2)$$

$$\Delta E_p = \frac{u_{2p}^2 - u_{1p}^2}{2g} \quad (4)$$

Jeżeli wielkość tej energii odniesiemy do 1 kg cieczy, wyrazi się ona wzorem:

$$\Delta E_p' = \frac{u_{2p}^2 - u_{1p}^2}{2g} \quad (5)$$

W dalszym swym ruchu ciecz przedostaje się na wirnik turbiny, gdzie porusza się w kierunku od większego do mniejszego promienia, tracąc tym samym część swej energii kinetycznej. Stratę energii na kole turbiny możemy wyrazić równaniem:

$$\Delta E_T' = \frac{u_{2T}^2 - u_{1T}^2}{2g} \quad (6)$$

Zgodnie z równaniem Bernoulli'ego bilans energetyczny (dla 1 kg cieczy) odniesiony do przekroju wejściowego i wyjściowego wirników pompy i turbiny wyrazi się jak niżej:

$$-\frac{Pp}{\gamma} + \frac{w^2}{2g} + \frac{u_{2p}^2 - u_{1p}^2}{2g} = \frac{P_T}{\gamma} + \frac{w^2}{2g} + \frac{u_{2T}^2 - u_{1T}^2}{2g} \quad (7)$$

W bilansie tym pominięto wyrazy odnoszące się do energii położenia poszczególnych cząstek cieczy, gdyż wartość ich jest bardzo mała w porównaniu z pozostałymi. Ponadto ilość i rozmieszczenie cieczy w poszczególnych wirnikach są niemal jednakowe, a więc po obu stronach równania wystąpiłyby wyrazy o stosunkowo małej wartości i minimalnie różniące się między sobą.

W równaniu (7) wyrazy $\frac{Pp}{\gamma}$ przedstawiają energię potrzebną dla pokonania oporów na drodze cyrkulacji. Różnica znaków wyrazów $\frac{Pp}{\gamma}$ i $\frac{P_T}{\gamma}$ spowodowana jest tym, że energia, jaką ma ciecz w wirniku pompy ulega zmniejszeniu o wielkość oporów cyrkulacji w tym kierunku, natomiast energia potrzebna na pokonanie oporów cyrkulacji w wirniku turbiny jest tak samo „bierna” jak i energia wyrażona przez pozostałe człony równania.

Jeżeli oznaczymy przez H ciśnienie hydrostatyczne niezbędne dla pokonania oporów cyrkulacji w obu wirnikach (ciśnienie cyrkulacji), wówczas można je wyrazić:

$$H = \frac{Pp}{\gamma} + \frac{P_T}{\gamma} = \frac{u_{2p}^2 - u_{1p}^2}{2g} - \frac{u_{2T}^2 - u_{1T}^2}{2g} \quad (8)$$

Możemy również napisać, że opór cyrkulacji jest funkcją szybkości cyrkulacji i wynosi na drodze ΔS

$$h = \frac{w^2}{2g} \xi \quad (9)$$

gdzie ξ — współczynnik oporu przepływu
zaś opór całkowity

$$H = \frac{w^2}{2g} \sum_1^n \xi \quad (10)$$

Biorąc ponadto pod uwagę, że $\frac{u_T}{u_P} = \eta$

czyli $u_{2T} = \eta u_{2P}$ $u_{1T} = \eta u_{1P}$

możemy równanie (8) napisać w postaci:

$$\frac{w^2}{2g} \sum_1^n \xi = \frac{(u_{2p}^2 - u_{1p}^2)(1 - \eta^2)}{2g} \quad (11)$$

oznaczając zaś stosunek promieni $\frac{r_1}{r_2} = e$

i uwzględniając, że

$$u_{1P} = u_{2P} \cdot \frac{r_1}{r_2} = u_{2P} \cdot e$$

otrzymamy

$$w = u_{2P} \frac{\sqrt{(1-e^2)(1-\eta^2)}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \delta}} \quad (12)$$

Dla małych wartości poślizgu, a więc dla poważnej części pracy możemy wzór (12) przekształcić uwzględniając, że:

$$\eta = 1 - S$$

a więc dla małych s $\eta^2 \approx 1 - 2s$

$$\text{czyli} \quad w \approx u_{2P} \frac{\sqrt{2s(1-e^2)}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \delta}} \quad (13)$$

oznaczając wszystkie wielkości stałe dla danego rozwiązania konstrukcyjnego przez „współczynnik „k” otrzymamy:

$$w = k \omega_P \sqrt{s} \quad (13')$$

Przyjęto przy tym pewne uproszczenie zakładając, że $\sum_{i=1}^n \delta \neq f(w)$,

co nie jest zgodne z prawdą, jednak w zakresie występujących prędkości zmienność wyrażenia $\sum_{i=1}^n \delta$ jest tak niewielka, że nie

popelnia się większego błędu przyjmując $\sum_{i=1}^n \delta = \text{const.}$

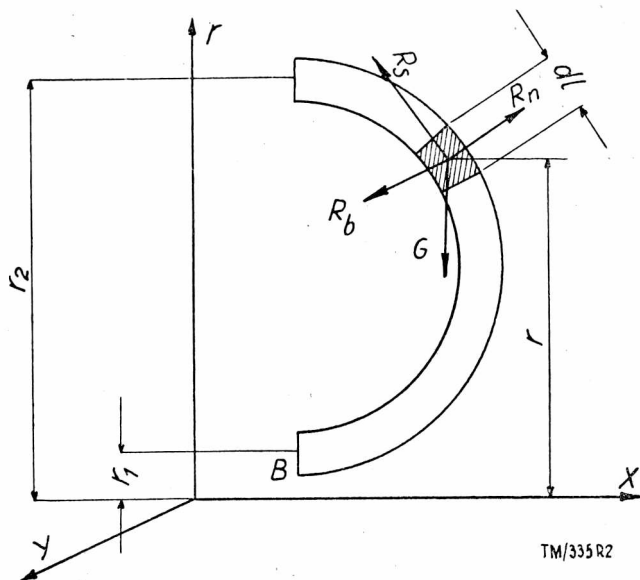
Równania (12) i (13) przedstawiają zależność pomiędzy prędkością cyrkulacji cieczy, a prędkością obwodową wirnika pompy przy uwzględnieniu parametrów konstrukcyjnych sprzęgła i jego sprawności względnie poślizgu.

Analizując te równania widzimy, że prędkość cyrkulacji jest wprost proporcjonalna do prędkości kątowej wirnika pompy i wzrasta przy wzroście poślizgu, względnie spadku sprawności i co jest oczywiste przy spadku oporów cyrkulacji.

Podstawowe zależności dynamiczne dla sprzęgieł hydrokinetycznych

Ciecz wypełniająca sprzęgło w czasie ruchu wewnątrz jego komór przy przejściu z wirnika pompy na wirnik turbiny wywołuje na jego zewnętrznej krawędzi moment wywołany ciśnieniem powstałym wskutek zmniejszenia prędkości obwodowej cieczy z u_{2P} do u_{2T} .

Na odwrót ciecz przechodząca z wirnika turbiny na wirnik pompy obciąża go momentem na wewnętrznej krawędzi powstałym wskutek przyspieszenia cieczy od prędkości u_{1T} do u_{1P} .



Rys. 2.

Wielkości tych momentów nie są oczywiście równe, gdyż:

$$u_{2P} > u_{2T}, \quad u_{1T} < u_{2T} \quad \text{i} \quad r_1 < r_2.$$

Rozważmy teraz, jakie jeszcze siły działają na wirnik sprzęgła. Przeanalizujemy w tym celu siły działające na elementarną cząstkę cieczy w czasie jej ruchu wewnątrz sprzęgła. Wydzielamy w jednej z komór wirnika np. turbiny cieniłą strugę cieczy i wyobrażamy sobie, że jest ona objęta cieniłą sztywną rurką zakrzywioną współśrodkowo ze ścianką zewnętrzną wirnika i leżącą w płaszczyźnie rox (rys. 2).

Przyjmijmy, że wspomniana rurka posiada przekrój jednostajny i oś jej w punktach B i C jest równoległa do osi ox , dookoła której obraca się ona z jednostajną prędkością kątową ω_T .

Wydzielamy teraz w strudze cieczy element długości dl w odległości r od osi ox i rozpatrzmy siły na niego działające: siłę ciężkości, siły wynikłe wskutek ciśnienia w przekrojach granicznych i reakcję toru (rurki) R . Reakcję R możemy rozłożyć na 3 składowe:

R_n — reakcję normalną w płaszczyźnie rurki,

R_s — „ styczną w płaszczyźnie rurki,

R_b — „ binormalną — prostopadłą do płaszczyzny rurki. Równanie momentów względem osi ox wyrazi się:

$$M_x = r \cdot R_b$$

(Pozostałe siły leżą w płaszczyźnie rox i nie dają momentu względem osi ox).

Obliczymy obecnie moment ilości ruchu masy M cieczy znajdującej się w elemencie rurki, a której środek masy leży w p. A. Masa M poddana jest ruchowi złożonemu: z prędkością obwodową u i cyrkulacją w . Ponieważ wektor prędkości cyrkulacji leży w płaszczyźnie rurki, pochodzący od niego składowy moment ilości ruchu masy M ma wartość zero, a więc:

$$\Phi_z = u_T \cdot r \cdot m = \omega_T \cdot r^2 \cdot m \quad (14)$$

Różniczkując równanie (16) względem czasu otrzymamy:

$$\frac{d\Phi_z}{dt} = 2 \omega_T r \frac{dr}{dt} \cdot m \quad (15)$$

w równaniu tym pochodna $\frac{dr}{dt}$ jest rzutem wektora $\vec{w}$ (cyrkulacji) na oś or i można ją przedstawić jako:

$$\frac{dr}{dt} = w_r = w \cos(\vec{w}_1 \cdot \vec{r}) - w \sin(\vec{w}_1 \cdot \vec{x}) \quad (16)$$

ponieważ jednak $\frac{d\Phi_z}{dt} = M_x$

$$\text{więc} \quad M_x = 2 \omega_T \cdot w \cdot \sin(\vec{w}_1 \cdot \vec{x}) \cdot m \cdot r \quad (17)$$

w równaniu (17) wyrażenie $2 \omega_T \cdot w \cdot \sin(\vec{w}_1 \cdot \vec{x})$ oznacza przyspieszenie Coriolisa.

Tak więc reakcja binormalna R_b jest siłą Coriolisa i wyraża się wzorem:

$$R_b = 2 \omega_T \cdot w \cdot \sin(\vec{w}_1 \cdot \vec{x}) \cdot m \quad (18)$$

Wielkość jej jest zmienna dla cząstki cieczy cyrkulującej wewnątrz sprzęgła. Siła R_b osiąga swe maksimum, gdy wektor prędkości $\vec{w}$ jest prostopadły do osi ox .

Minimum siły R_b równe jest zero i osiąga je ona, gdy kierunek wektora $\vec{w}$ jest równoległy do osi ox , a więc w punktach B i C. (Siła R_b jest równa także zero niezależnie od położenia rozpatrywanej cząstki cieczy, gdy $\vec{w} = 0$, czyli gdy $\omega_P = \omega_T$, oraz gdy $\omega_T = 0$, czyli gdy poślizg $s = 100\%$).

Dla bardziej wyraźnego przedstawienia zależności siły R_b od obrotów wirnika turbiny (względnie poślizgu) można przekształcić równanie (18) w sposób następujący:

Wielkość siły R_b w pewnym określonym punkcie łopatki można określić wzorem —

$$R_b^I = k_1 \omega_T \cdot w \quad (18')$$

Podstawiając na prędkość cyrkulacji w wartość z równania 12 otrzymamy:

$$R_b^I = k_2 \omega_T \cdot u_{2P} \sqrt{1 - \eta^2}$$

$$R_b^I = k_3 \omega_T \omega_P \sqrt{1 - \left(\frac{\omega_r}{\omega_P}\right)^2}$$

$$R_b^I = k_3 \omega_T \cdot \sqrt{\omega_P^2 - \omega_r^2} \quad (19)$$

Analizując równanie (19) stwierdzimy, że dla $\omega_T = 0$ i $\omega_T = \omega_P$ wartość siły Coriolisa równa się zero (jak to było już wyżej

stwierdzone) i osiąga swe maksimum dla $\omega_T = \frac{\sqrt{2}}{2} \omega_P$, a więc dla poślizgu $s \approx 30\%$ i sprawności kinematycznej sprzęgła $\eta \approx 70\%$.

Mamy więc tutaj potwierdzenie tezy zawartej w punkcie 1f, że sprzęgło hydrokinetyczne nie może przenosić napędu bez poślizgu, gdyż wówczas nie istnieją żadne siły, które mogłyby spowodować przeniesienie napędu.

Należy tu dodać wyjaśnienie, że siła R_b występuje również na łopatkach pompy, lecz kierunek jej działania jest przeciwny ruchowi wirnika. Wartość tej siły wyrażona jest identycznym wzorem, lecz zamiast prędkości kątowej wirnika turbiny ω_T występuje będzie oczywiście prędkość kątowa wirnika pompy. Charakter zmienności tej siły jest w tym przypadku inny. Jak łatwo można wywnioskować, osiąga ona przy stałej prędkości kątowej wirnika pompy ω_P wartość równą zeru, gdy $\omega_P = \omega_T$ i wartość maksymalną, gdy $\omega_T = 0$.

Charakterystyki sprzęgieł hydrokinetycznych i sposoby ich korygowania

Charakterystyką sprzęgła hydrokinetycznego nazywamy, jak w przypadku każdego mechanizmu, zbiór zależności funkcjonalnych pomiędzy poszczególnymi parametrami charakteryzującymi jego pracę.

W przypadku sprzęgieł hydrokinetycznych rozróżniamy dwie zasadnicze charakterystyki:

1. bezwzględna
2. współpracy z danym silnikiem

Charakterystyka bezwzględna przedstawia zależności:

$$M_o = f(S) \text{ dla różnych } n = \text{const}$$

$$M_o = f(n) \text{ dla różnych } S = \text{const}$$

$$M_o = f(\eta) \text{ dla różnych } n = \text{const}$$

$$s = f(n) \text{ dla różnych } M_o = \text{const}$$

Jak wynika z rozważań poprzedniego rozdziału, wykresem funkcji $M_o = f(s)$ dla $n = \text{const}$ będzie krzywa przechodząca przez początek układu współrzędnych o stałe malejącej krzywiznie i malejącym współczynniku kierunkowym $\frac{dM}{dS}$. Uzasadnienie tego

twierdzenia jest następujące:

Moment obrotowy przenoszony jest częściowo za pośrednictwem siły — nazwijmy ją akcyjną — uderzenia cieczy przy przejściu z wirnika pompy na wirnik turbiny. Wykres tej siły, a zatem i momentu obrotowego od niej pochodzącego przedstawia linia niemal prosta wznosząca się wraz ze wzrostem poślizgu. Natomiast składowy moment pochodzący od siły Coriolisa jak już wiemy osiąga swe maksimum dla $S \approx 30\%$. A więc dla małych wartości

poślizgu wartość $\frac{dM}{dS}$ jest stosunkowo duża, gdyż wyrażenia $\frac{dM_1}{dS}$

i $\frac{dM_2}{dS}$ momentów składowych są dodatnie. Dla $S > 30\%$ wy-

rażenia $\frac{dM_1}{dS}$ i $\frac{dM_2}{dS}$ mają znaki przeciwne.

Charakterystyka współpracy z danym silnikiem przedstawia zazwyczaj zależności:

$$M_o = f(n_T) \quad N_P = f(n_T)$$

$$s = f(n_T) \quad N_T = f(n_T)$$

$$\eta = f(n_T)$$

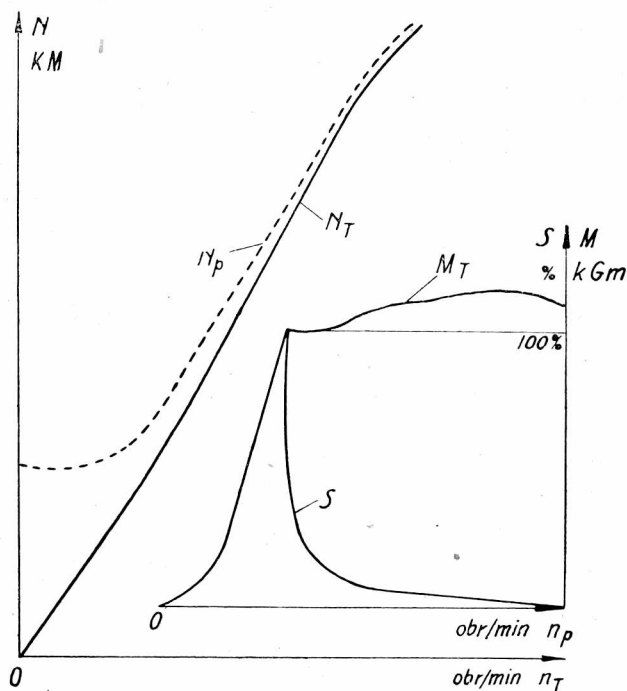
dla pełnego i częściowych otwarć przepustnicy gaźnika lub dla maksymalnego i częściowych wielkości wtrysku paliwa w silnikach wysokoprężnych. Zamieszczone na rys. 3 krzywe charakterystyczne nie wymagają komentarzy i objaśnień.

Omówimy tu jedynie wykres na rys. 4 przedstawiający zależność $M = f(n_T)$. Na rysunku tym naniesiono linią ciągłą wykres w/w oraz linią przerywaną wykres zależności $M = f(n_P)$.

Obydwa wykresy przedstawiają zależność momentu na wale napędowym na biegu bezpośrednim w funkcji jego obrotów: pierwszy dla samochodu ze sprzęgłem hydrokinetycznym, a drugi ze sprzęgłem ciernym (dla którego $n_P = n_T$). Jak wynika z porównania krzywych wykres pierwszy od swego maksimum w kierunku wyższych obrotów „opóźnia się” w stosunku do drugiego, zaś lewa jego gałąź ma zupełnie inny przebieg niż wykresu drugiego.

Można stąd wyciągnąć następujące wnioski:

1. Przyspieszenia samochodu przy dużych prędkościach będą nieznacznie mniejsze w przypadku sprzęgła ciernego.
2. Szybkość maksymalna będzie nieco mniejsza.
3. „Elastyczność silnika” ulegnie zwiększeniu wskutek obniżenia obrotów „ n_T ” odpowiadających maksymalnemu momentowi.
4. Przyspieszenie przy szybkościach jazdy odpowiadających obrotom $n_T < n_{M_{\max}}$ będą znacznie większe niż w przypadku sprzęgła ciernego.



Rys. 3. Charakterystyka współpracy

5. Przy niezbyt dużych oporach jazdy możliwe jest ruszenie z miejsca na biegu bezpośrednim.

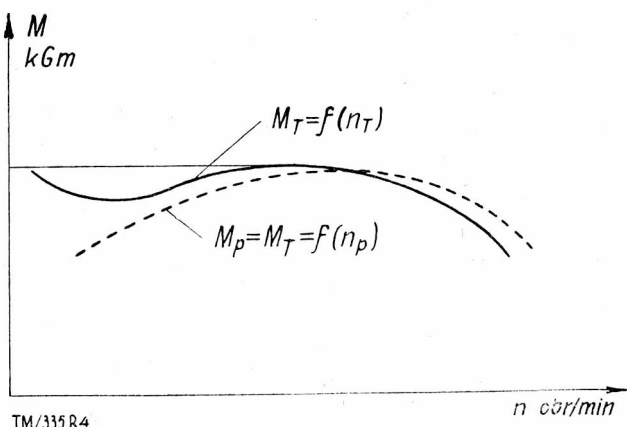
Konstruktor sprzęgła hydraulicznego musi wybierać kompromisowe rozwiązanie pomiędzy dwu wzajemnie sprzecznych wynikających z następujących wymagań:

1. Sprzęgło musi powodować jak najmniejsze straty mocy, aby nie wzrosło zużycie paliwa — sprzęgło odpowiadające temu wymaganiu musi posiadać duże wymiary, a więc będzie droższe, a bardzo mało „elastyczne”, a tym samym niemal całkowicie zatrafiłoby dodatkowe cechy sprzęgieł hydrokinetycznych. Ponadto sprzęgło to już przy jałowych obrotach silnika zdolne jest do przenoszenia dość dużego momentu, a tym samym komplikuje w znacznym stopniu regulację silnika i prowadzenie pojazdu.
2. Sprzęgło powinno przenosić jak najmniejszy moment przy jałowych obrotach silnika (n_P) i maksimum przenoszonego momentu powinno odpowiadać stosunkowo niskim obrotom wirnika turbiny (n_T) dla zapewnienia jak największej „elastyczności” zespołu silnik—sprzęgło.

Przeanalizujemy obecnie czynniki konstrukcyjne, które pozwalają na uzyskiwanie, w pewnych granicach oczywiście, charakterystyki o żądanym przebiegu. Zmianę charakterystyki sprzęgła można uzyskać przez zmianę stosunku $\frac{r_1}{r_2} = e$, ilości i kształtu łopatek, sto-

sowanie pierścieni hamujących i kierujących. Wymienione wyżej elementy konstrukcyjne przedstawione są schematycznie na rys. 5.

a — Jak wynika ze wzoru (13), powiększanie stosunku $\frac{r_1}{r_2}$ powoduje zwiększenie prędkości cyrkulacji (przy $n_P = \text{const}$ i $r_2 =$



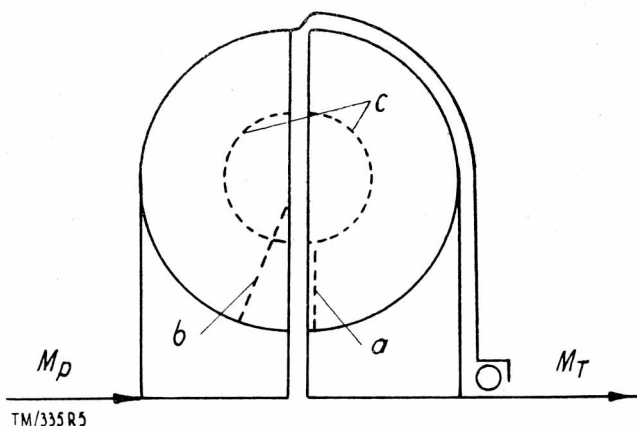
TM/335 R4

Rys. 4. Porównanie właściwości sprzęgła hydrokinetycznego i ciernego

— const.), a tym samym zwiększać się będzie działanie sił Coriolisa, sprzęgło zdolne więc będzie do przenoszenia większych momentów, a tym samym sztywność jego ulegnie zwiększeniu. Sztywnością sprzęgła hydrokinetycznego nazywamy wielkość $\sigma = -\frac{dM}{dnT}$.

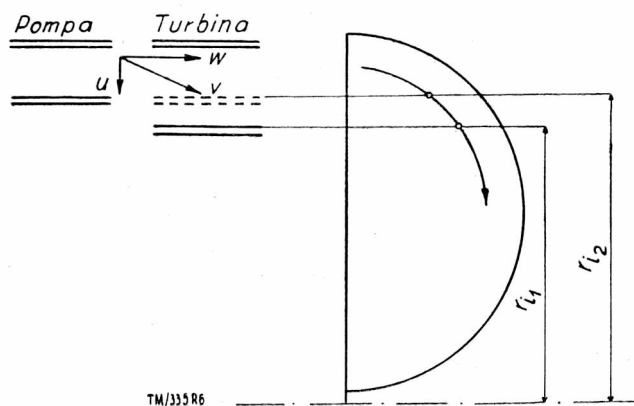
b — Im łopatek jest więcej, tym z jednej strony zwiększa się wielkość przenoszonego momentu, gdyż jak widać z rys. 6 punkt przyłożenia siły „aktywnej” na łopatkach wirnika turbiny znajduje się wówczas w większej odległości od osi obrotu, z drugiej zaś strony wskutek zwiększenia oporów cyrkulacji ulega zmniejszeniu wielkość przenoszonego momentu i zmniejsza się sztywność sprzęgła. Zazwyczaj ilość łopatek wirnika pompy jest większa o 3—8% od ilości łopatek wirnika turbiny.

Nadmierne zwiększenie ilości łopatek może ponadto ułatwić powstanie zjawiska kawitacji (na promieniu r_1) wpływającego bardzo niekorzystnie na materiał wirników oraz na ciecz wypełniającą sprzęgło przyspieszając jej starzenie.



Rys. 5. Schemat elementów konstrukcyjnych wpływających na

charakterystykę sprzęgła
a — pierścień hamujący
b — podcięcie łopatki
c — pierścień kierujący



Rys. 6. Wpływ ilości łopatek na wielkość przenoszonego momentu

Odległość pomiędzy wirnikami nie ma większego wpływu na charakterystykę sprzęgła i może bez szkody dla jego właściwości wynosić 2÷4 mm. Mała wrażliwość sprzęgła na wielkość tej odległości pozwala na znaczne obniżenie wymagań odnośnie dokładności wykonania wirników i tym samym wpływa korzystnie na obniżenie jego ceny.

c — Podcięcie łopatek wirników pompy i turbiny na promieniu r_1 powiększa „sztywność” sprzęgła, gdyż ulega wówczas zmniejszeniu opór przejścia cieczy z wirnika turbiny na wirnik pompy skutkiem powiększenia wolnych przekrojów przepływu. Pierścieniowe wycięcie środkowej części łopatek obu wirników znacznie zmniejsza „sztywność” sprzęgła wskutek zmniejszenia masy cieczy biorącej udział w cyrkulacji.

d — Działanie pierścienia hamującego jest następujące: Jeżeli $np > 0$, a $nT = 0$ wówczas cyrkulująca ciecz uderza o napotykaną na swej drodze pierścień. Powstałe wskutek uderzenia wiry utrudniają cyrkulację cieczy i przekształcają znaczną część jej energii kinetycznej w ciepło. Ponadto następuje wskutek zastosowania pierścienia zmniejszenie ilości cieczy dostającej się na łopatki wirnika pompy. (Sprzęgło wypełnione jest cieczą jedynie w 80—90% swej objętości). Wszystkie te czynniki powodują zmniejszenie momentu obrotowego przenoszonego przez sprzęgło (dla $nT = 0$ i $np \approx 0$) w przypadku gdy posiada ono pierścień hamujący, niż w przypadku identycznego kształtu geometrycznego, lecz bez pierścienia.

Po ruszeniu pojazdu z miejsca gdy $nT > 0$ ciecz wskutek działania siły odśrodkowej odsuwa się w kierunku jej działania i ruch cyrkulacji odbywa się poza zasięgiem pierścienia hamującego.

e — Zastosowanie pierścieni kierujących zwiększa „sztywność” sprzęgła w porównaniu ze sprzęgłem posiadającym łopatki bez pierścienia, choć nie w tym stopniu jak wycięcie środkowej części łopatek dokładnie odpowiadającej wielkości pierścienia. Przyczyną tego jest mniej burzliwy przepływ cieczy pomiędzy ściankami wirnika w przypadku zastosowania pierścienia kierującego i zmniejszenia strat z tym związanych.

Metody badania sprzęgieł hydrokinetycznych

Przy badaniu sprzęgieł hydrokinetycznych nasuwają się dwie zasadnicze trudności:

1. pomiaru niewielkich wartości poślizgu,
2. „rozkładu ciśnień rzeczywistych działających na łopatki wirników.

Pierwszą trudność można pokonać metodą prymitywną przez stosowanie sumarycznych liczników obrotów dla wałów pompy i turbiny, lub przez stosowanie precyzyjnego obrotomierza napędzającego przy pomocy mechanizmu różnicowego równocześnie od obu wirników i wskazującego różnicę ilości obrotów obu wirników.

Drugą trudność w bardzo prosty i pomysłowy sposób pokonano w Gorkowskiej Fabryce Samochodów. W łopatkach obu wirników wykonano szereg otworów o różnych średnicach. Otwory te zakryto następnie zaślepkami wykonanymi z cienkiej folii aluminiowej (grubość 0,007 do 0,01 mm). Zaślepki te uległy przerwanu przy ciśnieniu, którego wielkość była ściśle związana z wielkością otworu (określona doświadczalnie). Przez odpowiedni dobór średnic i rozmieszczenie otworów, po rozebraniu sprzęgła po pracy w określonych warunkach, można było ustalić z dużą dokładnością wielkość oraz kierunek działania ciśnienia w poszczególnych punktach łopatek na podstawie przerwanych zaślepek.

Przeprowadzone tą metodą badania pozwoliły ponadto na ustalenie, że dla uniknięcia kawitacji przy poślizgu bliskim 100% konieczne jest podcinanie wewnętrznych krawędzi łopatek.

Zebrane wyżej podstawowe dane teoretyczne, konstrukcyjne i właściwości dotyczące sprzęgieł hydrokinetycznych nie wyczerpują nawet w małej części żadnego z zagadnień związanych z tym, nie nowym wprowadzić, lecz bardzo obecnie aktualnym problemem techniki motoryzacyjnej.

Celem autora było zebranie z ubogiego działu literatury technicznej, poświęconego tym zagadnieniom, ogólnych zasad teorii i konstrukcji i udostępnienie ich zainteresowanym tą dziedziną.

Wobec coraz szerszego stosowania hydrokinetycznych sprzęgieł i przetwornic momentu byłoby bardzo pożądane i celowe ogłoszenie na łamach „Techniki Motoryzacyjnej” materiałów bardziej wyczerpujących.

Myślę więc, że artykuł ten spowoduje tych, którzy mają na temat hydrokinetycznego napędu więcej do powiedzenia, do opublikowania swych wiadomości, co niewątpliwie spotka się z uznaniem i zainteresuje licznych techników motoryzacji nie wyłączając autora tego artykułu.

Literatura

1. Kudrewcew A. P. „Projektowanie, postrojka i ispytanie gidrawliczeskich turbopieredacz”. Maszgiz — 1947
2. Prokofiew W. N. „Gidrodinamiceskije pieredacz” — Maszgiz 1947
3. Czudakow E. A. „Tieoria awtomobila” Maszgiz 1950
4. Falkiewicz B. S. i Diwakow N. W. „Ispytanie awtomobilej” Maszgiz 1952
5. „Issledowanie w oblasti konstruirowanija awtomobila” — rozdział III — Praca zbiorowa pod red. A. I. Matwiejewa — Maszgiz 1953
6. Kurganow A. I. „Osnovy razczota szassi, traktorow i awtomobilej” — Sielchoziz — 1953.

Mgr inż. WITOLD KOŃCZYKOWSKI

ZAGADNIENIE HAMULCA NAJAZDOWEGO PRZYCZEPY

W przyczepach dwuosowych do ładowności ok. 3 t często stosowanym układem hamulcowym jest hamulec najazdowy, oznaczający się prostotą budowy, lecz obciążony zasadniczym błędem natury koncepcyjnej, polegającym na zmniejszeniu efektu hamowania pociągu — ciągnik z przyczepą, w stosunku do hamowania samego ciągnika.

Brak dodatkowych urządzeń i pełna swoboda łączenia przyczepy z dowolnym ciągnikiem spowodowały, że pomimo wspomnianej wady hamulec ten do dnia dzisiejszego znajduje zastosowanie w lekkich przyczepach. Z drugiej strony stałe zwiększanie prędkości i wymagane bezpieczeństwo ruchu stwarzają konieczność jak najlepszego wykorzystania hamulca najazdowego. W związku z tym celowe będzie przeprowadzić dokładną analizę działania tego układu pod względem mechanicznym i konstrukcyjnym.

Działanie hamulca najazdowego rozpoczyna się z chwilą przyhamowania ciągnika. Następuje wówczas zróżnicowanie prędkości ciągnika i przyczepy i ta ostatnia jadąc prędzej najeżdża na ciągnik i powoduje powstanie siły na dyszlu łączącym ciągnik z przyczepą. Siła ta nie jest przejmowana przez dyszel złączony sztywno z ramą przyczepy, lecz przez element ruchomy względem dyszla i złączony kinematycznie z układem hamulcowym koła (rozpierekami, krzywką lub tp.). W ten sposób siła powstająca między ciągnikiem i przyczepą wywołuje siłę hamującą na kołach przyczepy.

Można więc przyjąć następujący układ sił działających na ciągnik i przyczepę w dowolnej chwili hamowania (rys. 1). Ponieważ ciągnik i przyczepa znajdują się w czasie hamowania w ruchu nieustalonym w myśl prawa d'Alemberta wypadkowa sił działająca na oba te ciała równoważy się z siłami bezwładności.

Otrzymuje się:

dla ciągnika

$$P - H_c - m_c \cdot \ddot{x}_c = 0 \quad [1]$$

dla przyczepy

$$-P - H_p - m_p \cdot \ddot{x}_p = 0 \quad [2]$$

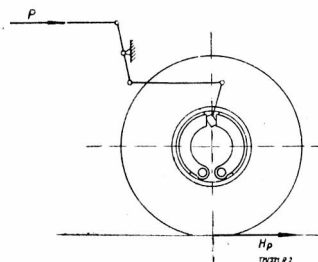
gdzie m_c i m_p są masami ciągnika i przyczepy.

W zależności od rozwiązania konstrukcyjnego hamulców przyczepy otrzymuje się zależność między siłą P a siłą hamowania H_p wynikającą z doboru długości dźwigni przy hamulcach mechanicznych, średnic cylindrów przy hamulcach hydraulicznych itp.

Można więc przyjąć:

$$H_p = k \cdot P \quad [3]$$

Ze względu na kinematyczne połączenie szczęk hamulca z uchem zaczepowym dyszla, powstawaniu siły na uchu towarzyszy jego przesuwanie się uzależnione od wielu względów, przede wszystkim



Rys. 2. Schemat hamulców mechanicznych przyczepy

zaś od „twardości” hamulców. Zakładając, że siły P na uchu dyszla towarzyszy jego przesunięcie się f , otrzymuje się zależność:

$$c = \frac{P}{f}$$

określającą sprężystość zamocowania ucha.

Jeżeli w chwili początkowej hamowania odległość między środkami ciężkości ciągnika i przyczepy wynosiła „ s ”, a w dowolnej chwili hamowania odpowiednie współrzędne środków ciężkości wynosiły x_p i x_c , to można napisać następującą zależność:

$$P = c \cdot [S - (x_c - x_p)] \quad [4]$$

Różniczkując dwukrotnie względem czasu t równanie (4) otrzymuje się:

$$\ddot{P} = -c (\ddot{x}_c - \ddot{x}_p) \quad [5]$$

Z równań (1) i (2) przy uwzględnieniu zależności (3) jest:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_c &= \frac{P - H_c}{m_c} \\ \ddot{x}_p &= -\frac{P(1+k)}{m_p} \end{aligned} \right\} \quad [6]$$

Wstawiając (6) do (5) otrzymuje się:

$$\ddot{P} + P \cdot c \cdot \frac{m_p + m_c (1+k)}{m_p \cdot m_c} = c \cdot \frac{H_c}{m_c}$$

Zakładając

$$\alpha^2 = c \cdot \frac{m_p + m_c (1+k)}{m_p \cdot m_c}$$

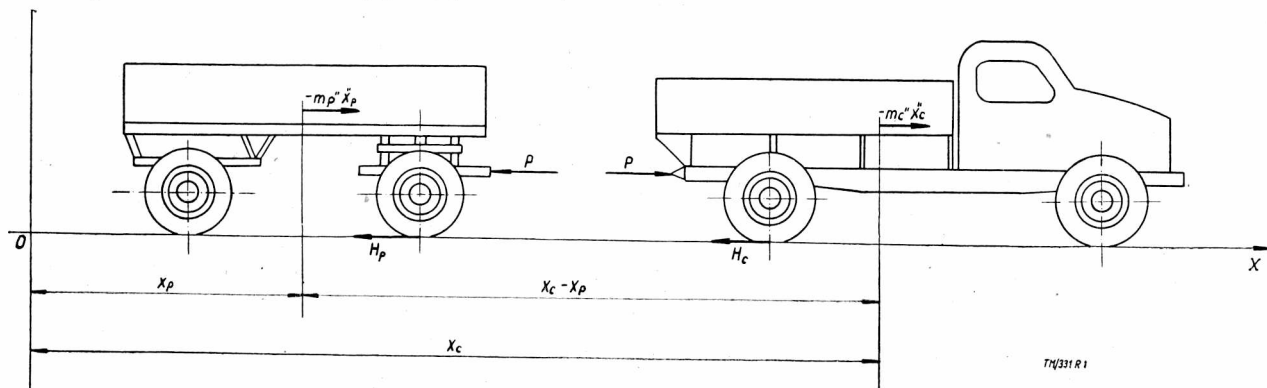
jest

$$\ddot{P} + P \cdot \alpha^2 = \alpha^2 \cdot c \cdot \frac{H_c}{m_c \cdot \alpha^2}$$

Rozwiązaniem tego równania różniczkowego jest zależność:

$$P = C_1 \sin \alpha t + C_2 \cdot \cos \alpha t + c \cdot \frac{H_c}{m_c \cdot \alpha^2}$$

co można sprawdzić przez dwukrotne zróżniczkowanie i podstawienie.



Rys. 1. Siły poziome działające na ciągnik i przyczepę w czasie hamowania

Dla wyznaczenia stałych całkowania C_1 i C_2 istnieją następujące warunki:

dla początkowej chwili hamowania $t = 0$ jest $\dot{P} = 0$, gdyż nie ma jeszcze siły między ciągnikiem i przyczepą oraz $\dot{P} = 0$, gdyż w myśl równania (4) po zróżniczkowaniu jest

$$\dot{P} = -c(\dot{x}_c - \dot{x}_p) \text{ a dla } t = 0 \text{ jest } \dot{x}_c = \dot{x}_p \text{ stąd } \dot{P} = 0.$$

Wykorzystując te warunki otrzymuje się:

$$C_1 = 0 \quad C_2 = -c \frac{H_c}{m_c \alpha^2}$$

A więc:

$$P = -c \cdot \frac{H_c}{m_c \alpha^2} \cos \alpha t + c \frac{H_c}{m_c \alpha^2}$$

Po podstawieniu α^2 i uporządkowaniu otrzymuje się:

$$P = \frac{H_c}{1 + \frac{m_c}{m_p}(1+k)} \left[1 - \cos \sqrt{\frac{c}{m_c} + \frac{c(1+k)}{m_p}} \cdot t \right] \quad [7]$$

Jak widać z równania (7) siła między ciągnikiem i przyczepą zmienia się okresowo, przy czym okres można obliczyć ze wzoru:

$$T = \frac{2\pi}{\alpha} = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{c}{m_c} + \frac{c(1+k)}{m_p}}}$$

Wielkość siły $\dot{P}$ jest zawsze proporcjonalna do siły hamowania ciągnika H_c , a gdy ciągnik nie hamuje, to siły tej nie ma.

Największą wartość siły P otrzymuje się w przypadku, gdy $\cos \alpha t = -1$. Wynosi ona:

$$P_{\max} = \frac{2 \cdot H_c}{1 + \frac{m_c}{m_p}(1+k)} \quad [8]$$

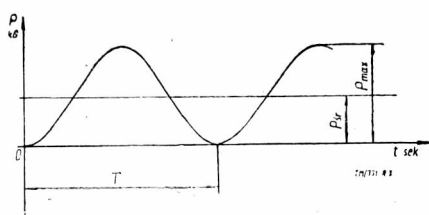
Wartość średnią siły w czasie hamowania można obliczyć ze wzoru:

$$P_{sr} = \frac{\int_0^T P \cdot dt}{T} = \frac{\int_0^T \frac{H_c}{1 + \frac{m_c}{m_p}(1+k)} \left[1 - \cos \sqrt{\frac{c}{m_c} + \frac{c(1+k)}{m_p}} \cdot t \right] \cdot dt}{T} = \frac{H_c}{1 + \frac{m_c}{m_p}(1+k)} \left[1 - \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\sin \alpha T}{T} \right] = \frac{H_c}{1 + \frac{m_c}{m_p}(1+k)} \dots [9]$$

z zależności (8) i (9) wynika

$$P_{\max} = 2 \cdot P_{sr} \quad [10]$$

Na podstawie wzorów (7), (8) i (9) można podać wykresnie zależność siły P od czasu (rys. 3).



Rys. 3. Wykres funkcji $P = f(t)$

W przypadku gdy okres T jest dostatecznie krótki można przyjąć, że w czasie całego hamowania działa stale niezmienna siła P_{sr} zamiast okresowo zmiennej wg równania (7) siły P .

Ponieważ siła P działająca na ucho dyszla wywołuje siłę hamowania przyczepy H_p , obie te siły zmieniają się okresowo na zasadzie równania (3)

$$H_p = k \cdot \frac{H_c}{1 + \frac{m_c}{m_p}(1+k)} \left[1 - \cos \sqrt{\frac{c}{m_c} + \frac{c(1+k)}{m_p}} \cdot t \right]$$

Siła H_p zmienia się więc tak samo jak P , lecz zwiększona jest jedynie k razy.

$$\left. \begin{aligned} H_{p\max} &= k \cdot \frac{2 H_c}{1 + \frac{m_c}{m_p}(1+k)} \\ H_{p\text{sr}} &= k \cdot \frac{H_c}{1 + \frac{m_c}{m_p}(1+k)} \end{aligned} \right\} \dots [11]$$

Dla czasów 0, T , $2T$ itd. zarówno $P = 0$ jak i $H_p = 0$, dlatego też zespół ciągnik z przyczepą nie jest hamowany ze stałym opóźnieniem, lecz zmieniającym się wraz z oscylacją siły H_p .

Na podstawie poprzednio dokonanej analizy można traktować zespół ciągnik z przyczepą jako ciało poddane w czasie całego hamowania działaniu siły zewnętrznej ($H_c + H_{p\text{sr}}$)

Z równania ruchu otrzymuje się:

$$\begin{aligned} a_{sr} \cdot \frac{G_c + G_p}{g} &= H_c + H_{p\text{sr}} \\ \frac{a_{sr}}{g} &= \frac{H_c + H_{p\text{sr}}}{G_c + G_p} \dots [12] \end{aligned}$$

Wzór (12) określa największe możliwe do otrzymania opóźnienie hamowania pociągu ciągnika z przyczepą przy siłach hamowania ciągnika H_c i przyczepy $H_{p\text{sr}}$.

Rozpatrując wzór (12) można łatwo wywnioskować, że zawsze $\frac{a_{sr}}{g}$ dla pociągu jest mniejsze niż dla samego ciągnika, gdyż nie cały ciężar przyczepy może być wykorzystany do stworzenia siły hamującej $H_{p\text{sr}}$. Wiąże się to z koniecznością utrzymania statecznego ruchu przyczepy i niedopuszczenia do poślizgu kół. Dlatego też $H_{p\max} \leq \mu G_p$ a jak wynika ze wzorów (11) $H_{p\text{sr}} = \frac{1}{2} H_{p\max}$. Dla ciągnika jest stale $H_c \leq \mu G_c$. Z równania (12) widać również jasno, że dla otrzymania największego efektu hamowania muszą być H_c i $H_{p\text{sr}}$ możliwie jak największe. Wiadomo, że największe wartości siły hamowania przy normalnym układzie hamulcowym mogą być równe sile przyczepności. Jest więc:

$$H_c = \mu G_c \quad H_{p\text{sr}} = \frac{1}{2} \mu G_p$$

oraz

$$\left(\frac{a_{sr}}{g} \right)_{\max} = \mu \frac{G_c + \frac{1}{2} G_p}{G_c + G_p} \dots [13]$$

Opóźnienie wyrażone wzorem (13) może istnieć jedynie w przypadku zapewnienia dostatecznego działania układu szereg hamulcowych i właściwie dobranego układu przeniesienia na dyszla i wózku przyczepy. W przypadku, który ma najczęściej miejsce, gdy hamulec najazdowy przyczepy działa jedynie na jej koła przednie, należy wzór (13) uzupełnić, przyjmując, że w sile przyczepności przyczepy uczestniczy tylko część jej ciężaru własnego ηG_p gdzie $\eta \leq 1$

$$\left(\frac{a_{sr}}{g} \right)_{\max} = \mu \frac{G_c + \frac{1}{2} \eta G_p}{G_c + G_p} \dots [14]$$

Współczynnik η ujemuje w sobie również dociążenie osi przedniej powstałe przy hamowaniu i dla normalnie stosowanych przyczep wynosi przy największym hamowaniu $0,7 \div 1,0$

Wracając jeszcze do równania (12) przy uwzględnieniu drugiego z równań (11) otrzymuje się:

$$\frac{a_{sr}}{g} = H_c \frac{1 + \frac{k}{1 + \frac{G_c}{G_p}(1+k)}}{G_c + \frac{G_p}{1+k}} = \frac{H_c}{G_c + \frac{G_p}{1+k}} \quad \dots [15]$$

Z równania (15) można by sądzić, że im większy jest współczynnik k , tym większe można będzie otrzymać opóźnienie hamowania. Ale, jak już poprzednio zostało wspomniane, nie należy dopuszczać do poślizgu kół hamowanych przyczepy. W związku z tym dodatkowo spełniony musi być warunek:

$$H_{p \max} = k \cdot P_{\max} \leq \mu \cdot \eta \cdot G_p$$

$$k \cdot \frac{2 \cdot H_c}{1 + \frac{G_c}{G_p}(1+k)} \leq \mu \cdot \eta \cdot G_p$$

Przyjmując największą wartość $H_c = \mu G_c$

$$k \cdot 2 \cdot \mu G_c \leq \mu \cdot \eta \cdot G_p \left[1 + \frac{G_c}{G_p}(1+k) \right]$$

stąd

$$k \leq \frac{\eta}{2 - \eta} \left(1 + \frac{G_p}{G_c} \right)$$

Ponieważ, jak wynika z równania (15) k powinno być jak największe, więc:

$$k = \frac{\eta}{2 - \eta} \left(1 + \frac{G_p}{G_c} \right) \quad \dots \dots [16]$$

Wzór ten obowiązuje w przypadku pełnego wykorzystania ciężaru własnego dla siły przyczepności. Jeżeli ciągnik nie posiada hamulców na wszystkie koła, a w hamowaniu udział bierze $\gamma \cdot G_c$ część jego ciężaru otrzyma się:

$$k = \frac{\eta}{2 \cdot \gamma - \eta} \left(1 + \frac{G_p}{G_c} \right) \quad \dots \dots [17]$$

Równania (16) i (17) przyjmują, że układ szcęk całkowicie pozwoli wykorzystać siłę przyczepności dla uzyskania opóźnienia. W przypadku niespełnienia tego warunku należy przyjąć inną wartość k , lecz opóźnienie będzie wtedy zawsze mniejsze.

Wartość współczynnika k oblicza się wtedy przy istniejących siłach hamowania, wytworzonych przez układy hamulcowe H_c dla ciągnika i $H_{p sr}$ dla przyczepy, z porównania opóźnień obu części składowych zestawu ciągnik z przyczepą. Otrzymuje się:

$$k = \frac{H_c + H_{p sr}}{H_c - H_{p sr} \cdot \frac{G_c}{G_p}} - 1 \quad \dots \dots [18]$$

W tym przypadku największa wartość średniego opóźnienia jest zawsze mniejsza, gdyż w myśl równania (12)

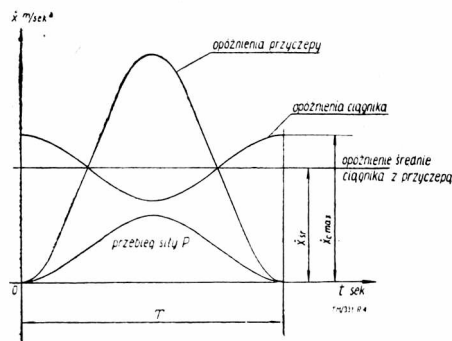
$H_c + H_{p sr} < \mu (G_c + \frac{1}{2} G_p)$, ponieważ układ hamulcowy nie zezwala na wykorzystanie pełnej siły przyczepności.

Dla wyraźnego przedstawienia przebiegu opóźnień ciągnika i przyczepy w czasie jednego okresu T hamowania podaje się wykres (rys. 4).

Reasumując poprzednie rozważania można ustalić przebieg obliczenia hamulca najazdowego tak, aby otrzymać największy możliwy do uzyskania efekt hamowania.

Pierwszym warunkiem jest zastosowanie takiego układu hamulcowego ciągnika i przyczepy, aby przy największym hamowaniu wykorzystać maksimum siły przyczepności. Całej siły przyczepności wykorzystać niestety w obecnie stosowanych konstrukcjach nie

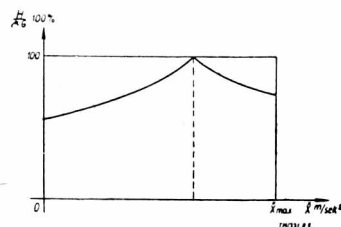
można, gdyż w czasie hamowania zmieniają się naciski na osie przednie i tylne ciągnika i przyczepy w zależności od opóźnień.



Rys. 4. Wykorzystanie siły przyczepności do hamowania

W związku z tym tylko dla jednej wartości opóźnienia można uzyskać rozkład sił hamowania odpowiadający rozkładowi nacisków na osie.

W zakresie opóźnień od „0” do maksymalnego najekonomiczniej jest przyjąć opóźnienie, przy którym rozkłady nacisków są takie jak sił hamowania poniżej opóźnienia największego. Zagadnienie to wyjaśnione zostało wyczerpująco w artykule prof. mgr K. Stuzińskiego pt. „Skuteczność działania hamulców i bezpieczeństwo ruchu przy hamowaniu samochodu” drukowanym w Technice Motoryzacyjnej. Wykres (rys. 5) ujemuje omawiane zagadnienie. Na wykresie tym na osi poziomej odmierzone są opóźnienia, a na osi pionowej % wykorzystanej siły ciężkości dla hamowania. Przebieg krzywych wykresu zależy od parametrów konstrukcyjnych pojazdu, jak wysokość położenia środka ciężkości, rozstawu osi, konstrukcji hamulców tylnych i przednich itp.



Rys. 5. Zmiany opóźnień ciągnika i przyczepy w czasie jednego okresu T

Ponieważ praktycznie nie można otrzymać opóźnienia większego niż μg przy pełnym wykorzystaniu siły ciężkości, jak zaś z wykresu wynika przy największym hamowaniu wykorzystuje się tylko część siły ciężkości, a więc opóźnienie największe będzie mniejsze niż μg .

Dlatego też przy wyznaczaniu wartości największego opóźnienia zestawu ciągnik z przyczepą wg przekształconego równania (13)

$$\left(\frac{a_{sr}}{g} \right)_{\max} = \mu \frac{\gamma G_c + \frac{1}{2} \eta_1 G_p}{G_c + G_p} \quad \dots \dots [19]$$

trzeba w pierwszym przybliżeniu szacunkowo określić współczynniki γ i η_1 sprawdzając je potem w zależności od istniejących parametrów konstrukcyjnych pojazdów. Ponieważ rozważanie dotyczy największych możliwych do uzyskania opóźnień, trzeba przyjąć $\mu = 0,7$ dla pojazdów zaopatrzonych w normalne ogumienie.

Współczynnik η_1 różni się od poprzednio omawianego η , ponieważ, jak widać z wykresu na rys. 4, opóźnienie największe przyczepy jest dwa razy większe od opóźnienia średniego. W związku z tym dociążenie osi przedniej jest inne przy opóźnieniu największym i inne przy opóźnieniu średnim. Współczynnik η dotyczy opóźnienia największego przyczepy (które może przekraczać wartość g) zaś η_1 dotyczy opóźnienia średniego. W przypadku naj-

częściej spotykanym, gdy hamulec najazdowy działa na przednią oś przyczepy, w której naciski na obie osie są równe jest:

$$\eta_1 = \frac{1}{2} + \left(\frac{a_{sr}}{g}\right)_{\max} \cdot \frac{h_p}{l_p} \quad \eta = \frac{1}{2} + 2 \left(\frac{a_{sr}}{g}\right)_{\max} \cdot \frac{h_p}{l_p}$$

gdzie h_p jest wysokością położenia środka ciężkości przyczepy, zaś l_p — rozstawem osi przyczepy. W równaniach powyższych nie uwzględniono odciążenia osi przedniej powstałego na skutek działania siły P na dyszlu położonym zazwyczaj powyżej osi koła bieżnego przyczepy.

Po zaktualizowaniu wartości współczynników γ i η trzeba ze wzoru (17) obliczyć najkorzystniejszą wartość współczynnika k .

Znając wartość k można na podstawie wzorów (8) i (9) wyznaczyć P_{sr} i $P_{\max}$ przyjmując $H_c = \mu \gamma G_c$, oraz na podstawie równań (3) lub (11) wartość $H_{p\max}$.

Należy jeszcze rozważyć normalny przebieg jazdy zestawu ciągnik z przyczepą. W czasie jazdy są mianowicie chwile, gdy ciągnik np. z powodu zredukowania dopływu paliwa lub wejścia na pochyłość przestaje ciągnąć, co powoduje chwilowy najazd przyczepy. W tym przypadku nie powinno następować hamowanie przyczepy, gdyż utrudniłoby to tylko jazdę. Dlatego też na trzpieniu uruchamiającym hamulec najazdowy przyczepy należy zastosować element cierny lub sprężysty pozwalający na włączenie hamulców przyczepy dopiero przy dostatecznie dużej sile hamującej P na uchu holowniczym. Ze względu na bardzo nieokreślone warunki, jakie mogą się w tym przypadku zdarzyć, wartości tej siły dokładnie określić się nie da na podstawie teoretycznych rozważań. Na podstawie analizy istniejących przyczep z dobrze działającymi układami hamulców najazdowych wynika, że siła nie wywołująca hamowania na uchu holowniczym wynosi około połowy siły potrzebnej na pokonanie oporów toczenia ciągnika po dobrej nawierzchni.

A więc:

$$P_s \cong 0,5 \cdot G_c \cdot f$$

Z podanych poprzednio zależności jest

$$k P_{\max} = H_{p\max} = \mu \eta G_p$$

Dla uzyskania zaś na kołach siły $H_{p\max} = \mu \eta G_p$ potrzebna jest siła $P_{h\max}$, co uwarunkowane jest jedynie konstrukcją układu hamulcowego przyczepy. Musi być bezwzględnie spełniony warunek:

$$P_{\max} \geq P_{h\max} + P_s$$

W przypadku gdy

$$P_{\max} = P_{h\max} + P_s$$

elementem ograniczającym włączenie hamulców przyczepy musi być element cierny.

W przypadku gdy

$$P_{\max} > P_{h\max} + P_s$$

można dla ograniczenia włączenia hamulców przyczepy zastosować element sprężysty np. sprężynę. Tutaj jest

$$P_{\max} = P_{h\max} + P_{s\max}$$

gdzie $P_{s\max}$ jest największą siłą w sprężynie. Stałą sprężyny wyznacza się znając różnicę

$$P_{s\max} - P_s$$

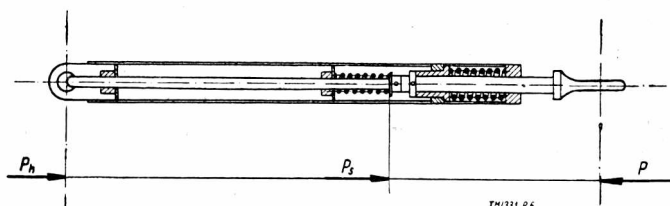
oraz konieczne dla uzyskania hamowania przesunięcie ucha holowniczego f . Ostatnia wartość zależy również od konstrukcji hamulca.

Stała sprężyny jest więc:

$$c_1 = \frac{P_{s\max} - P_s}{f}$$

Rozkład sił działających na dyszel przedstawiony jest na rysunku 6.

Wszystkie podane poprzednio zależności są słuszne, gdy całkowity czas hamowania jest wielokrotnie dłuższy od okresu T , w tym przypadku bowiem istnieje zależność $P_{\max} = 2P_{sr}$ oraz gdy pociąg drogowy składa się z ciągnika i jednej przyczepy.



Rys. 6. Schemat konstrukcyjny dyszla przyczepy

Przykład obliczeniowy

Należy zaprojektować układ hamulca najazdowego dla zestawu ciągnik z przyczepą o następujących danych:

ciężar ciągnika	$G_c = 7200 \text{ kG}$
ciężar przyczepy załadowanej	$G_p = 4500 \text{ kG}$
promień toczny koła ciągnika	$r_c = 0,45 \text{ m}$
promień toczny koła przyczepy	$r_p = 0,42 \text{ m}$
rozstaw osi przyczepy	$l_p = 2,3 \text{ m}$
wysokość środka ciężkości przyczepy	$h_p = 1,3 \text{ m}$

Wszystkie koła ciągnika i koła przedniej osi przyczepy zaopatrzone są w szczękowe hamulce z rozpierakami hydraulicznymi zdolne do wytworzenia momentu $M_h = 430 \text{ kGm}$ przy dopuszczalnych naciskach jednostkowych na okładziny i ciśnieniu płynu w układzie $p = 100 \text{ atn}$. Na dyszlu przyczepy zainstalowana jest pompa główna hamulców hydraulicznych najazdowych przyczepy.

Srednica cylindra pompy $d_p = 39,15 \text{ mm}$

Z podanych wartości można obliczyć:

1. Największa siła hamowania ciągnika zaopatrzonego w cztery układy hamulcowe

$$H_{c\max} = 4 \cdot \frac{430}{0,45} = 3820 \text{ kG}$$

Siła ta może być wykorzystana do hamowania przy współczynniku przyczepności między oponą a nawierzchnią

$$\mu = \frac{3820}{7200} = 0,538$$

2. Największa siła hamowania przyczepy zaopatrzonej w dwa układy hamulcowe.

$$H_{p\max} = 2 \cdot \frac{430}{0,42} = 2050 \text{ kG}$$

Dla wyznaczenia potrzebnego w tym przypadku współczynnika przyczepności należy określić dociążenie hamowanej osi przyczepy, co zostanie wykonane później.

3. Średnia siła hamowania przyczepy:

$$H_{p\text{sr}} = \frac{1}{2} H_{p\max} = 1025 \text{ kG}$$

4. Największe efektywne opóźnienie zestawu ciągnik z przyczepą:

$$\left(\frac{a_{sr}}{g}\right)_{\max} = \frac{H_{c\max} + \frac{1}{2} H_{p\max}}{G_c + G_p} = \frac{3820 + 1025}{7200 + 4500} = \frac{4845}{11700} = 0,414$$

Zaznacza się, że największe opóźnienie samego ciągnika w rozpatrywanym przypadku wynosi:

$$\left(\frac{a_c}{g}\right)_{\max} = \frac{H_{c\max}}{G_c} = \frac{3820}{7200} = 0,530$$

5. Średnia wartość siły P_{sr} działającej między ciągnikiem a przyczepą obliczona z przekształconego równania (1)

$$\left(\frac{a_{sr}}{g}\right)_{\max} \cdot G_c = H_{c\max} - P_{sr}$$

$$P_{sr} = H_{c\max} - \left(\frac{a_{sr}}{g}\right)_{\max} G_c = 3820 - 0,414 \cdot 7200 = 840 \text{ kG}$$

6. Współczynnik k przeniesienia siły hamowania z dyszla przyczepy na jej koła hamujące wynosi:

$$k = \frac{H_{p\ sr}}{P_{sr}} = \frac{1025}{840} = 1,22$$

7. Średnie opóźnienie przyczepy obliczone z równania (2)

$$\left(\frac{a_{sr}}{g}\right)_{\max} \cdot G_p = P_{sr} + H_{p\ sr} = P_{sr}(1+k)$$

$$\left(\frac{a_{sr}}{g}\right)_{\max} = \frac{P_{sr}(1+k)}{G_p} = \frac{840(1+1,22)}{4500} = 0,414$$

co oczywiście musi być zgodne w granicach błędu obliczeniowego z wynikiem w punkcie 4.

8. Dla uzyskania pełnego momentu hamowania należy do tłoka pompy głównej przyczepy przyłożyć siłę:

$$P_{h\max} = \frac{\pi d^2 p}{4} \cdot p \frac{1}{0,9} \approx 1335 \text{ kG}$$

(przyjęty współczynnik 0,9 uwzględni sprawność przeniesienia siły z pompy głównej do rozpieraka).

9. Różnica między największą siłą działającą między ciągnikiem i przyczepą $P_{\max}$ a największą siłą potrzebną do zapewnienia wymaganej siły hamowania przyczepy wynosi:

$$P_{s\max} = P_{\max} - h_{\max} = 345 \text{ kG}$$

Siła ta może zostać odebrana przez sprężynę lub element cierny.

10. Najmniejsza siła, którą w myśl założenia musi przejąć sprężyna na dyszlu lub element cierny

$$P_{s\min} \approx 0,5 \cdot f \cdot G_c = 0,5 \cdot 0,015 \cdot 7200 = 54 \text{ kG}$$

11. Zakładając największy skok popychacza na dyszlu przyczepy $f = 6 \text{ cm}$, co uwzględni dostateczny zapas skoku na zużycie okładzin szczęk hamulcowych można wyznaczyć stałą sprężyny (patrz schemat na rysunku 6)

$$c_1 = \frac{P_{s\max} - P_{s\min}}{f} = \frac{345 - 54}{6} \approx 48,5 \text{ kG/cm}$$

Oczywiście siła $P_{s\min} = 54 \text{ kG}$ jest tutaj wstępnym naciągami sprężyny.

12. Największe opóźnienie przyczepy w myśl wykresu na rys. 4 wynosi:

$$\left(\frac{a_p}{g}\right)_{\max} = 2 \cdot \left(\frac{a_{sr}}{g}\right)_{\max} = 0,828$$

W tych warunkach nacisk na oś przednią przyczepy przy uwzględnieniu, że siła $P_{\max}$ działa na wysokości 732 mm od ziemi, wynosi:

$$G_{p1} = 3820 \text{ kG}$$

Ponieważ, jak to zostało obliczone w punkcie 2 największa siła hamowania przedniej osi przyczepy wynosi $H_{p\max} = 2050 \text{ kG}$, konieczny współczynnik przyczepności jest:

$$\mu = \frac{2050}{3820} = 0,536$$

Z powyższego widać, że zarówno ciągnik jak i przyczepa wymagają takiego samego współczynnika przyczepności dla wytworzenia sił hamowania możliwych do osiągnięcia przez układy hamulcowe.

Ponieważ $G_{p1} < G_p$, to nie zachodzi przypadek odrywania się kół tylnych przyczepy od ziemi.

W przypadku, gdy zestaw przesuwalby się po nawierzchni o większym współczynniku przyczepności istniałaby możliwość zwiększenia efektu hamowania jedynie drogą powiększenia układów hamulcowych tak, aby mogły one wytwarzać większe momenty hamowania.

ULEPSZANIE ŁOŻYSK WYLANYCH BRĄZEM OŁOWIOWYM

Kandydat nauk technicznych Ju. Ja. Zylberg

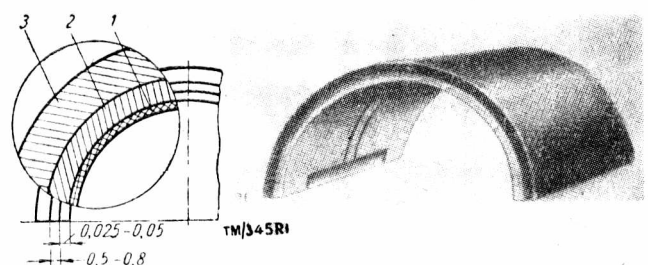
Jako podstawowy antyfrukcyjny materiał dla wkładek panewkowych Diesli ciągnikowych stosuje się obecnie brąz ołowiowy Br Pb-30. Ten stop łożyskowy obok dodatnich właściwości (wysoka granica wytrzymałości na zmęczenie, zdolności wytrzymywania stosunkowo wielkich obciążeń jednostkowych itp.), posiada także i istotne wady. Do tych ostatnich zaliczyć należy niską zdolność docierania się, stosunkowo szybkie zużywanie się czopu wału, małą odporność na korozję, niedostateczną zdolność pochłaniania pyłu szlifierskiego (ściernego), niszczenie się wkładek (zatarcie) przy braku smarowania w okresie docierania i w ciągu pierwszych godzin pracy silnika.

Jednym ze sposobów polepszenia jakości panewek z brązu ołowiowego jest pokrycie powierzchni trącej cienką warstwą miękkiego plastycznego stopu (ołowiu z cyną, ołowiu z indiem, antyfrukcyjnych stopów typu babbittu itp.). Taką wkładkę można nazwać trójmetaliczną (trójwarstwową).

Na rys. 1 pokazany jest schematycznie układ warstw, a na rys. 2 typowe mikrostruktury trójwarstwowych wkładek panewkowych. Cienka zewnętrzna (trzecia) warstwa antyfrukcyjnego stopu poważnie polepsza zdolność dotarcia się panewki obniża zużycie czopu wału, sprzyja lepszemu pochłanianiu pyłu ściernego oraz ochrania brąz ołowiowy od atakowania go przez oleje

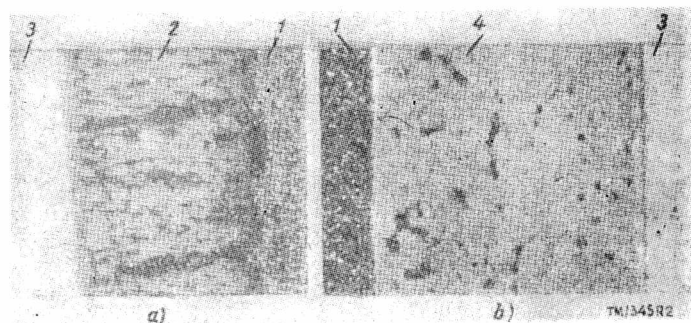
smarne. Warstwa ta chroni łożyska od zatarć przy niedostatecznej ilości oleju smarnego w czasie docierania i w ciągu pierwszych godzin pracy silnika.

W ten sposób, w wyniku polepszenia warunków docierania się warstwy współpracującej wkładki panewkowej — wzrasta jej jakość użytkowa. Stosowana grubość warstwy ochronnej wynosi 0,015—0,075 mm; najbardziej rozpowszechniona grubość warstwy wynosi 0,025—0,050 mm. Warstwę ochronną nanosi się na brąz ołowiowy, bądź to drogą wylewania, bądź też metodą elektrolityczną.



Rys. 1. Trójwarstwowa wkładka panewkowa
1) pokrycie ochronne; 2) brąz ołowiowy; 3 stal.

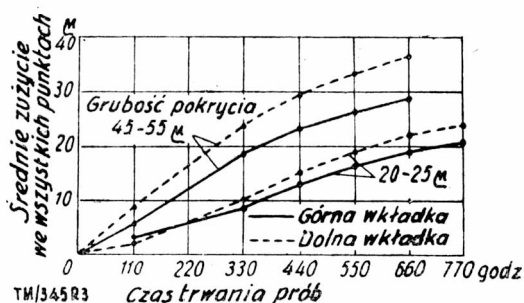
Najbardziej racjonalną i oszczędną metodą jest pokrywanie warstwą ochronną całkowicie obrobionych wkładek panewkowych, gdyż zapewnia ona dobre przyleganie pokrycia elektrolitycznego do brązu oraz pozwala uzyskać równomierną warstwę stopu o dowolnej żądanej grubości. Dzięki temu unika się konieczności późniejszej dokładnej obróbki mechanicznej i zmniejsza się zużycie metali nieżelaznych. Jako jeden z wariantów pokrycia ochronnego zbadane zostały elektrolitycznie naniesione podwójne stopy ołowiu z 6—8% Sn, odznaczające się twardością około 8 kG/mm². Próby laboratoryjne wykonane w NATI wykazały, że jakkolwiek ochronne ołowiowo-cynowe pokrycie naniesione na powierzchnię trącą bimetaliczną wkładki panewkowej (stal—brąz ołowiowy) znacznie zwiększa zdolność przycierania się zespołu wał-panewka, nie posiada ono jednak dostatecznej odporności na ścieranie. Dlatego też kontynuowano badania i w rezultacie opracowano metodę elektrolitycznego osadzania potrójnego stopu ołowiu-cyna-antymonu¹⁾ na pracującą powierzchnię styczną bimetalicznej wkładki panewkowej. Badania właściwości takiego pokrycia



Rys. 2. Mikrostruktura warstwy ochronnej $\times 100$
a) ochronne pokrycie na bazie cynowej; b) to samo na bazie ołowiowej; 1) pokrycie ochronne; 2) brąz ołowiowy Br, Sb-30; 3) stal; 4) brąz cynowy.

(1,18 % Sn, 5, 16% Sb, reszta Pb) o twardości 16—18 kG/mm², dokonano na stanowisku próbnym panewek IP-3—NATI tworzącym warunki odpowiadające obciążeniu panewek korbodowych. W wyniku prób ustalono, że ołowiowo-cynowo-antymonowe pokrycie obok dobrej zdolności docierania posiada dostateczną odporność na ścieranie; tak w ciągu 660 godzin prób warstwa ochronna zachowała się na całej powierzchni wkładki. Dopiero po upływie 770 godzin pracy pokrycie ochronne starło się na 1/3 powierzchni wkładki panewkowej.

Na rys. 3 pokazane są krzywe zużycia ołowiowo-cynowo-antymonowego pokrycia o twardości 16 kG/mm², w zależności od



Rys. 3. Wpływ grubości ołowiowo-cynowo-spiżowego pokrycia na zużywalność trójwarstwowych wkładek panewkowych

czasu pracy panewki. Charakterystyczne pokrycie o grubości 45—55 mikronów wykazuje większe zużycie, niż pokrycie o grubości 20—25 mikronów.

¹⁾ Metoda uzyskania potrójnego stopu elektrolitycznego została opracowana przez D. W. Pletniewa, Ju. Ja. Zilberga, W. N. Bruźniewa, i W. P. Kryłowa.

Badania docierania się ochronnych pokryw dokonywane były na czterech Dieslach, których łożyska korbodowe wyposażone zostały trójwarstwowymi wkładkami panewkowymi (o składzie pokrycia 5—6% Sb, 1,2—1,3% Sn, reszta Pb). Porównując (po dotarciu) powierzchnie trące współpracujących zespołów (czop wału — trójwarstwowe wkładki, oraz czop wału — bimetaliczne seryjne wkładki panewkowe) stwierdzono niewątpliwą wyższość wkładek trójwarstwowych.

Ogłędziny wykazały, że na powierzchniach pracujących bimetalicznych wkładek i na współpracujących z nimi czopach wałów korbodowych pojawiły się drobne rysy, podczas gdy trójwarstwowe wkładki i współpracujące z nimi czopy wałów miały lustrzaną powierzchnię.

Po dokonaniu oględzin technicznych silniki Diesla zamontowano na ciągniki i skierowano do pracy w MTS, zaś KT fabryki wzięła je pod obserwację. Niezależnie od tego, w grupie badawczej ciągników oddziału głównego konstruktora lipieckiej fabryki ciągników dokonano długotrwałych prób eksploatacji wkładek panewkowych z ołowiowo-cynowo-spiżowym pokryciem.

W czasie oględzin wkładek jednego z Diesli (ciągnika KD-35) po 719 godzinach prób w przeciętnych warunkach pracy w rolnictwie stwierdzono, że ochronne pokrycie zachowało się na więcej niż 50% powierzchni tarcia wkładek panewek korbodowych. Ogołocony miejscami brąz tych wkładek posiadał równą (bez zadrapań, rys i innych defektów) dobrze dotartą matową powierzchnię.

Na czopach wału współpracującego z trójwarstwowymi wkładkami po 719 godzinach prób, zużycia nie stwierdzono (zużycie czopów mieściło się w granicach dokładności pomiaru).

W ten sposób próby eksploatacyjne potwierdziły, że elektrolityczne pokrycie stopem ochronnym ołów-cyna-antymon istotnie przewyższa odporność na ścieranie zespołu wał-łożyska. Celem wydania ostatecznego orzeczenia o wpływie warstwy ochronnej na zużywalność, czopów wału korbodowego ciągnikowego Diesla, zaszła konieczność przeprowadzenia długotrwałych prób eksploatacyjnych. W całkowitym okresie takich prób, Diesel ciągnika KD-35 przepracował 2695 godzin.

Ogłędziny czopów korbodowych wału korbodowego pozwoliły na stwierdzenie, że powierzchnie pracujące znajdują się w zadowalającym stanie. Maksymalne zużycie czopów korbodowych współpracujących z trójwarstwowymi wkładkami wyniosło w przeciągu 2695 godzin 0,09—0,125 mm (maksymalne i minimalne odchylenia dla czterech czopów), podczas gdy dla czopów korbodowych współpracujących z seryjnymi wkładkami wskaźniki te po 2000 g. wyniosły 0,135—0,165 mm.

Zużycie wkładek łożysk korbodowych po 2695 g. prób eksploatacyjnych mieści się w granicach: dla dolnych wkładek 0,038 do 0,05 mm; dla górnych — od 0,055 do 0,065 mm. Porównując zużycie seryjnych wkładek bez ochronnego pokrycia po 2000 godzinach pracy ze zużyciem trójwarstwowych wkładek, które przepracowały 2695 g., można stwierdzić mniejsze zużycie tych ostatnich. Trójwarstwowe wkładki po 2695 godzinach eksploatacyjnych próbach nosiły jeszcze ślady warstwy ochronnej i nadawały się do dalszej pracy.

W oparciu o doświadczenia lipieckiej fabryki ciągników, zalecano stosowanie elektrolitycznego pokrywania wkładek panewkowych. Zgodnie z procesem technologicznym opracowanym przez fabrykę przy współudziale NATI, przystąpiono do galwanicznego pokrywania brązowo-ołowiowych wkładek głównych i korbodowych łożysk wału korbodowego seryjnego silnika ciągnikowego D-35. Skład chemiczny warstwy ochronnej: 2,5% Sb, 1,5% Sn, reszta Pb. Odporność na zużycie warstwy ochronnej gwarantowana przez fabrykę wynosi 200—300 godzin.

Opracował na podstawie
„Więstnik Maszynostrojenia”
Inż. L. CZAJKOWSKI

ZASTOSOWANIE STOPÓW MAGNEZU W BUDOWIE SAMOCHODÓW

Jeśli chodzi o podwyższenie własności ekonomicznych i dynamicznych samochodów, to dużą rolę w tym względzie odgrywa obniżenie ich ciężaru. Jednym z radykalnych sposobów obniżenia ciężaru samochodu jest wykonywanie szeregu jego części ze stopów magnezu.

Pod względem zapasu surowców na kuli ziemskiej magnez zajmuje trzecie miejsce, ustępując aluminium i żelazu. Ciężar właściwy magnezu jest bardzo niski i wynosi $1,80 - 1,83 \text{ g/cm}^3$. Czysty magnez ma małe zastosowanie w budowie maszyn, natomiast jego stopy, zawierające około 90% magnezu i 10% innych metali (aluminium, cynku, manganu, kadmu), znalazły szerokie zastosowanie w różnych gałęziach przemysłu, na przykład w budowie samolotów, tzn. specjalnie w tych przypadkach, kiedy zależy nam na utrzymaniu części o małym ciężarze i znacznej wytrzymałości. Obrobione cieplnie stopy magnezu z aluminium o ciężarze właściwym $1,80 - 1,85 \text{ g/cm}^3$ wykazują wytrzymałość na rozciąganie w granicach $3600 - 4300 \text{ kg/cm}^2$.

Stopy magnezu znalazły zastosowanie głównie przy wykonaniu części, mających szybki ruch obrotowy lub postępowo zwrotny, w celu zmniejszenia masy tych części, a tym samym i występujących sił bezwładności. W budowie samochodów stopy magnezu nie znalazły dotychczas szerszego zastosowania. W chwili obecnej zakres ich zastosowania w przemyśle samochodowym może być znacznie rozszerzony.

Poniżej rozpatrzmy niektóre przemysłowe metody wykonania części samochodów ze stopów magnezu, a także i zakresu zastosowania tych części.

Metody wykonania

Odlewanie pod ciśnieniem. Proces wykonania części ze stopów magnezu metodą odlewania pod ciśnieniem jest właściwy pod względem technologicznym i ekonomicznym. Wykonanie części o złożonych kształtach ze stopów magnezu metodą odlewania pod ciśnieniem nie jest trudniejsze, niż wykonanie tych samych części i tą samą metodą ze stopów cynku czy aluminium.

Do odlewania pod ciśnieniem stosuje się zwykłą maszynę sprężarkową z zimną komorą sprężenia, używaną do wykonywania tą metodą części ze stopów aluminium. Jedyną różnicę w procesie technologicznym stanowi zastosowanie specjalnego urządzenia do topienia stopu. W piecu do topienia stopu magnezu utrzymuje się atmosferę redukującą (pył siarki), dzięki czemu stop magnezu nie utlenia się. Odlewanie pod ciśnieniem przeprowadza się w temperaturze $620 - 680^\circ\text{C}$ i przy ciśnieniu $110 - 1125 \text{ kg/cm}^2$.

Płynny stop magnezu wykazuje mniejszą skłonność do łączenia się z materiałem formy odlewniczej niż płynny stop aluminium, dzięki czemu odpada konieczność stosowania specjalnych powłok dla form odlewniczych oraz zmniejsza się zużycie środków do smarowania form. Oprócz tego stop magnezu odznacza się dużą płynnością, tak że można doprowadzać go stalowymi rurami i korytami, co pozwala na zastosowanie automatycznego rozlewania i transportu. Do transportu płynnego stopu aluminium należy stosować specjalne urządzenia.

Koszt wykonania odlewów ze stopów magnezu nie przewyższa kosztu odlewów z żeliwa. Ciężar części ze stopu magnezu jest 4 razy mniejszy niż analogicznej części wykonanej z żeliwa, przy tym w konstrukcjach ze stopów magnezu nie przynoszących dużych obciążeń można wykonywać dużo cieńsze ścianki niż przy odlewaniu części z żeliwa.

Obróbka tłoczenia. Najczęściej wytłaczanie przedmiotów ze stopów magnezu przeprowadza się na gorąco. Technologia tłoczenia na gorąco oraz ciągnięcia w znacznym stopniu zależy od temperatury przebiegu procesu. Niektóre części ze stopów magnezu wykonuje się drogą tłoczenia na gorąco w jednej operacji, podczas gdy proces wykonania tych samych części ze stali lub stopów aluminium składa się z kilku operacji z międzyoperacyjnym podgrzewaniem materiału.

Głębokie tłoczenie stopów magnezu było zastosowane po raz pierwszy w 1930 roku. Obecnie technologia głębokiego tłoczenia została udoskonalona i pozwala na wytwarzanie w dużych seriach części o kształtach półkulistych, parabolicznych, prostopadłościennych i innych.

Matryce do wykonania części ze stopów magnezu ogrzewa się gazem, grzałkami elektrycznymi lub gorącą wodą, którą przepuszcza

się kanałami w matrycy. Najprostsze i najekonomiczniejsze jest ogrzewanie gazowe.

Jako środek smarującego dla matrycy używa się koloidalnego roztworu grafitu.

Obecnie wykonuje się również gięcie na prasie profili ze stopów magnezu, przy czym technologia procesu i urządzenia pozostają takie same, jakie stosuje się przy gięciu ze stali; zmianie ulega tylko temperatura przebiegu procesu.

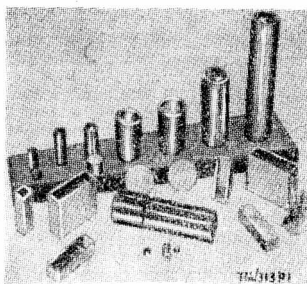
Głębokie tłoczenie części ze stopów magnezu (bez zadziórów) znalazło zastosowanie dopiero niedawno. Niezbyt duże symetryczne części w kształcie rury wykonuje się z gorącego półfabrykatu, odpowiednio nasmarowanego, w gorącej matrycy przy wysokim ciśnieniu (około 6000 kg/cm^2). Grubość ścianek części jest określona odległością pomiędzy stemplem i matrycą.

Półfabrykaty w postaci prętów o odpowiednich wymiarach oczyszcza się w bębnie i pokrywa cienką warstwą smaru grafitowego, który usuwa się z gotowych części przy pomocy sody kaustycznej i azotanu octowego.

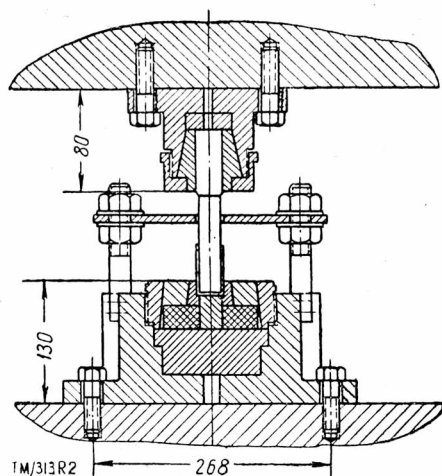
Po nagraniu półfabrykatów do temperatury 200° następuje tłoczenie. W ciągu jednej minuty tłoczy się 100 części. Wykonane w opisany powyżej sposób przedmioty są pokazane na rysunku 1.

Przy zastosowaniu głębokiego tłoczenia mogą być wykonane części z żebrami, kołnierzami i zgrubieniami (samochodowe skrzynki do akumulatorów, osłony, tabliczki, uchwyty itp.).

Tłoczenie przeprowadza się w matrycach na prasach o dużej sile, posiadających dokładnie wykonane prowadnice i odpowiedni skok roboczy (rys. 2).



Rys. 1



Rys. 2

Obróbka mechaniczna. Do obróbki mechanicznej stopów magnezu stosuje się zwykle wyposażenie obrabiarki z niezbędnymi tylko zmianami.

Warunki skrawania (szybkości i posuwu) dla stopów magnezu mogą być znacznie powiększone w porównaniu z warunkami skrawania stosowanymi dla innych stopów. Obróbka toceniem przy małej głębokości skrawania pozwala na osiągnięcie wysokiej gładkości powierzchni, która nie ustępuje szlifowaniu. Przy skrawaniu stopów magnezu sztuczne ochładzanie jest zbędne. Trwałość narzędzi jest wysoka. Zużycie energii elektrycznej jest znacznie mniejsze niż przy obróbce części z mosiądzu, stopów aluminium, żeliwa, a tym bardziej ze stali.

Ze względu na właściwość łatwego zapalania się wiórów magnezu specjalnie przy obróbce mechanicznej, należy przedsięwziąć odpowiednie środki co do bezpieczeństwa pracy, ochrony przeciwpożarowej i organizacji produkcji.

S p a w a n i e. Konstrukcje spawane ze stopów magnezu odznaczają się pewnością i dużą wytrzymałością. Cysterny samochodowe wykonuje się z blach stopów magnezu o grubości 5–6,3 mm za pomocą spawania łukowego w atmosferze argonu przy użyciu elektrody wolframowej. Do spawania stosuje się automatyczną elektryczną spawarkę punktową, zasilaną prądem trójfazowym z regulacją siły prądu, docisku elektrody i czasu spawania.

Przez oczyszczenie powierzchni spawanych części osiąga się znaczne zmniejszenie ich oporu elektrycznego.

Cechą charakterystyczną spawania przedmiotów ze stopów magnezu jest zastosowanie atmosfery naturalnej i specjalnych elektrod.

S k l e j a n i e. Do łączenia części ze stopów magnezu powinny być użyte specjalne kleje konstrukcyjne.

Sklejanie części w porównaniu z innymi metodami ich łączenia odznacza się wieloma zaletami. Dzięki usunięciu koncentracji naprężeń części sklejone posiadają większą wytrzymałość na zmęczenie. Przy jednakowym obciążeniu dynamicznym wytrzymują one większą ilość cykli niż części łączone sklepywaniem i znacznie więcej niż części łączone przy pomocy spawania punktowego. Dla otrzymania pewnego połączenia przy sklejaniu korzysta się ze stosunkowo prostego i niedrogiego urządzenia. Łączone powierzchnie są jednocześnie zabezpieczone od korozji środkiem klejącym, co jest specjalnie wskazane w tych przypadkach, kiedy materiały części niejednokrotnie reagują na procesy, występujące przy galwanizowaniu.

Sklejanie części ze stopów magnezu jako proces w ogólności mniej złożony i pracochłonny w porównaniu z innymi metodami łączenia, znalazło zastosowanie w skali przemysłowej i może być również wprowadzone w produkcji samochodów przy wykonywaniu niektórych elementów ich konstrukcji.

P o w ł o k i g a l w a n i c z n e. Wiele części składowych samochodów posiada powłoki galwaniczne stosowane do ochrony przed korozją lub dla celów dekoracyjnych.

Przed nałożeniem powłoki galwanicznej części ze stopów magnezu pokrywa się warstwą cynku, w tym celu wykonuje się aktywujące wytrawienie przedmiotu, po czym części zanurza się w cynku w ten sposób, żeby otrzymać minimalną grubość powłoki.

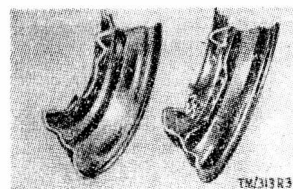
Najpewniejszą powłoką ochronną jest potrójna warstwa miedziowo-niklowo-chromowa, nanoszona na części w wymienionej kolejności.

Przedmioty ze stopów magnezu mające powłoki ochronne o grubości 0,05 mm pod względem odporności na korozję nie ustępują przedmiotom z cynku. Grubość powłoki dla części samochodowych powinna wynosić około 0,02 mm, przy czym warstwa miedzi powinna mieć grubość około 0,012 mm.

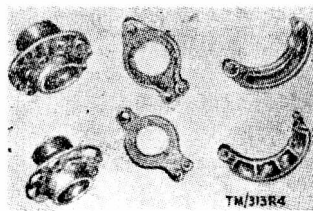
Dla przedmiotów nie wymagających dużej ochrony przed korozją stosuje się powłoki mniej złożone.

Przykłady zastosowania w przemyśle samochodowym części ze stopów magnezu

Na rys. 3 z lewej strony pokazana jest tarcza koła samochodu odlana ze stopu magnezu, zastępująca tarczę stalową (rys. 3, strona prawa). Dzięki zmianie materiału ciężar koła zmniejszył się z 9 do 4 kG.



Rys. 3



Rys. 4

Zastosowanie tarczy ze stopu magnezu zmniejsza nieresorowaną masę samochodu, co wpływa na przedłużenie okresu eksploatacji podwozia.

Tarcza ze stopu magnezu w porównaniu ze stalową daje większą pewność uniknięcia drgań kół przy jeździe samochodu, a tym samym zarzucania i ma ona większą wytrzymałość na działania mechaniczne niż tarcza stalowa.

Jednakże zastosowanie tarcz ze stopów magnezu jest celowe tylko w odniesieniu do kół samochodów ciężarowych. Wykonanie takich tarcz dla kół samochodów osobowych nie opłaca się, ponieważ otrzymane zmniejszenie ciężaru nie jest współmierne ze stratami technologicznymi.

TABLICA 1.

Materiał	Ciężar w kG		razem
	ośmiu tarcz z obręczami	czterech piast	
Stop magnezu	182	40	222
Stop aluminium	252	60	312
Stal	392	102	494

W tablicy zamieszczono dane co do zmniejszenia ciężaru tarcz i piast dwudzielnych kół do opon o wymiarach 10×12", wykonanych ze stopu magnezu, aluminium i ze stali.

Najodpowiedniejszym do przyjęcia w eksploatacji typem koła ze stopów magnezu okazała się konstrukcja ze sprężystymi tarczami (typu stalowych tarcz kół samochodów osobowych).

W warunkach produkcji seryjnej najodpowiedniejszą metodą wytwarzania tarcz jest precyzyjne odlewanie w kokilach lub pod ciśnieniem. Można również stosować tłoczenie tarcz na prasie.

Piasty ze stopów magnezu mogą być wykorzystane w kołach wykonanych zarówno ze stopów magnezu, aluminium, jak i ze stali.

Obecnie są już w eksploatacji mosty ze szczękami i wspornikami szczęk hamulcowych, piastami i tarczami kół wykonane całkowicie ze stopów magnezu. Pierwsze sztuki tych części były wykonane w postaci odlewów w formach piaskowych, następne — w kokilach. Na rys. 4 pokazane są części wykonane ze stopów magnezu i z żeliwa ciągliwego.

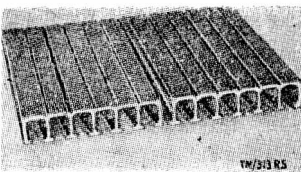
Most samochodu z częściami ze stopu magnezu jest lżejszy od zwykłego o około 70 kG.

Przy wykonywaniu nadwozi samochodów ciężarowych i przyczep możliwe jest zastosowanie blach i części tłocznych ze stopu magnezu. Jednakże wykonanie takich nadwozi związane jest z szeregiem trudności.

Magnez podobnie jak i stal, wymaga stosowania organicznych barwników, nanoszonych na wstępnie zagruntowane powierzchnie. Składy farb gruntowych odpowiednie dla stali nie mogą być stosowane dla magnezu. Używane w budowie samolotów farby gruntowe z chromianem cynku nie są uniwersalne i możliwość ich zastosowania zależy od obróbki chemicznej malowanych powierzchni.

Nie mniej ważnym problemem okazała się ochrona przed korozją stykających się części ze stopu magnezu i ze stali w środowisku elektrolitów. Połączenie części ze stopów magnezu wykonuje się w warunkach produkcyjnych przy pomocy nitów ze stopów aluminium. W przypadku konieczności połączenia części ze stopów magnezu śrubami lub nitami stalowymi, pokrywa się je uprzednio cynkiem lub kadmem.

Zastosowanie stopów magnezu do wykonania nadwozi pozwala na znaczne zmniejszenie ciężaru całej konstrukcji oraz na zmniejszenie asortymentu części, dzięki zastosowaniu kształtowników. Kształtowniki ze stopów magnezu o złożonym profilu otrzymuje się metodą głębokiego toczenia. Blachy są zastępowane kształtownikami, ponieważ walcowanie blach ze stopów magnezu jest bardzo trudne.



Rys. 5

Na rys. 5 pokazany jest fragment podłogi przyczepy, wykonanej z kształtowników ze stopu magnezu. Zastąpienie drewnianej podłogi przyczepy podłogą wykonaną ze stopu magnezu pozwoliło na zmniejszenie ciężaru całej konstrukcji o około 400 kG. Tak znaczne zmniejszenie ciężaru samochodów ciężarowych i przyczep wskazuje na dużą korzyść wykonania podłóg i wiązań z kształtowników ze stopów magnezu. Specjalnie duże perspektywy może mieć zastosowanie kształtowników ze stopu magnezu w konstrukcjach samonośnych nadwozi samochodów osobowych i autobusów, wykonanych całkowicie z metalu.

Wnioski

1. Zastosowanie stopów magnezu w budowie samochodów ma przed sobą dużą przyszłość i w chwili obecnej jest szczególnie aktualne w związku z szeroko stosowaną zespołową ekonomią materiałów oraz w związku z prowadzonymi pracami nad zmniejszeniem ciężaru samochodów.

2. Jednym z dodatnich własności stopów magnezu jest technologiczność wytwarzania z nich części metodą odlewania, tłoczenia i obróbki mechanicznej, technologiczność łączenia tych części spawaniem i sklejaniem, technologiczność nanoszenia powłok galwanicznych.

3. Otrzymywanie ze stopów magnezu wyrobów walcowanych, malowanie, ochrona przed korozją części ze stopów magnezu stykających się z częściami stalowymi w środowisku elektrolitów, konieczność wprowadzenia specjalnych zarządzeń odnośnie techniki bezpieczeństwa pracy, techniki przeciwpożarowej i organizacji produkcji przy wykonaniu i obróbce mechanicznej części ze stopów magnezu, przedstawiają znaczne trudności.

4. Przy wprowadzeniu stopów magnezu w przemyśle samochodowym najbardziej celowe i najekonomiczniejsze będzie wykonanie z nich możliwie dużego asortymentu części w sposób masowy przy zastosowaniu specjalnych linii, zarówno na oddziałach wytwarzających półfabrykaty, jak i na oddziałach obróbkowych. Dopiero tak zorganizowana produkcja będzie rentowna.

5. Przed przystąpieniem do produkcji należy przeanalizować konstrukcję części przeznaczonych do wykonania ze stopów magnezu z uwzględnieniem własności materiału i właściwości procesu technologicznego ich wykonania.

6. Rozpoczęcie produkcji części samochodowych ze stopów magnezu powinno być poprzedzone szerokimi pracami naukowo-badawczymi i próbami oraz przygotowaniem odpowiednich kadr.

Na podstawie „Primienienie magniewych spławow w awtostrojenii”. L. A. Jegorow, L. N. Łuckij, Awtomobilnaja i Traktornaja Promyslenność Nr 6/1954 r.

opracował A. B.

MAŁO CZY WIELOCYLINDROWY SILNIK

Nowoczesne tendencje w budowie silników samochodów użytkowych i wyścigowych
(Na podstawie art. Heinz Melkusa, Kraftfahrzeutechnik Nr 6/53)

Ważne dla konstruktora silnika samochodowego jest zagadnienie przeprowadzenia podziału pojemności skokowej. Wobec tego, że napełnienie silników przy pomocy sprężarek dotychczas nigdzie nie znalazło zadowalającego rozwiązania ze względu na nadmierne obciążenie silnika i szybkie zużywanie się materiałów, na pierwszym planie stoi obecnie w dalszym ciągu rozwój silnika samosącego. Przy decydowaniu, czy ma się zastosować dużo czy mało cylindrów trzeba przede wszystkim rozważać zalety i wady obu tych kierunków w budowie silnika.

Silnik wielocylindrowy powstał pod wpływem dwóch czynników: przede wszystkim chodziło o uzyskanie możliwie spokojnej i równej pracy silnika, zwłaszcza dla wozów osobowych, po wtóre trzeba było zwłaszcza przy silnikach o szczególnie dużej pojemności skokowej, względnie przy silnikach ze sprężarką, rozkładać powstające duże siły na większą ilość cylindrów. Przy mniejszych wymiarach tłoków i zaworów łatwiej było opanować wysokie ciśnienia robocze i wysokie temperatury, występujące zwłaszcza przy silnikach wozów wyścigowych. Podzielenie sił korbowodowych doprowadzało do układu o łatwiejszych do opanowania naciskach na łożyska i mniejszych siłach odśrodkowych, co znowu pozwoliło na zwiększenie mocy przez powiększenie ilości obrotów (więcej suwów pracy na jednostkę czasu). Wychodząc z tych czynników, które wpływały decydująco na linię rozwoju konstrukcji, można jednocześnie ocenić najważniejsze zalety silnika wielocylindrowego. Mniej ważne są takie zalety jak zwiększenie powierzchni chłodzenia, płaska budowa, mniejsze masy itp.

Silnik wielocylindrowy posiada jednak poważne wady, jeżeli uwzględnić dwie, panujące obecnie ogólnie tendencje budowy. Po pierwsze wymagany jest obecnie mały litraż o dużej mocy względnej; nowa formuła dla wozów wyścigowych Nr I ogranicza największy litraż do 2,5 l. Po wtóre, prostota budowy, niezawodność i oszczędność w kosztach budowy i eksploatacji musi występować coraz bardziej na pierwszy plan, nawet dla wozów wyścigowych, jeżeli celem budowania takich wozów jest wywieranie wpływu na konstrukcję wozów użytkowych.

Z tych względów wynika jasno dający się zauważyć w praktyce światowej odwrót od silnika wielocylindrowego. Gdyby nie mylna dotychczasowa formuła wyścigowa Nr I, ustalająca granicę litrażu na rzadko spotykanym w wozach użytkowych poziomie 4,5 l., wzgl. 1,5 l. dla wozów ze sprężarką, byłibyśmy zapewne już wcześniej doszli do obecnych poglądów i silnik wielocylindrowy nie byłby zapewne w ogóle przeniknął do średniej klasy wielkości wozów. Tylko nadmiernie wysoka pojemność skokowa, wzgl. wysokie przeładowywanie, zmusiły do stosowania kosztownego podziału na 12, 16 a nawet na większą ilość cylindrów. Słuszność tego poglądu potwierdza coraz mniejszy w ostatnich czasach udział wozów w wyścigach, opartych na dotychczasowej formule Nr I.

W osiągających doskonałe wyniki nowych konstrukcjach silników wg formuły II (do 2 l.), z których najlepsze na pewno będą

stanowiły podstawę dla obowiązującej od r. 1954 nowej formuły Nr I o litrażu do 2,5, znajdujemy ze zdziwieniem nieoczekiwane konserwatywne tendencje budowy. Tendencje te jednak, przy bliższym rozpatrzeniu, muszą być uznane za słuszne i dalekowzroczne i raczej należy podziwiać trafność tych rozwiązań. Przy niewielkim litrażu około 2 l., bardzo silnie dają się odczuć nawet niewielkie różnice w pomniejszających moc efektywną oporach ruchu tłoków, łożyskowania, rozrządu itp., pomiędzy silnikiem 4-cylindrowym a naprz. 12-cylindrowym. Poznanie zalet ponadkwadratowego stosunku skoku do średnicy skłania do zwiększenia ilości obrotów bez przekroczenia dopuszczalnej prędkości tłokowej. Stopień napełnienia cylindrów został w ostatnich czasach silnie zwiększony, głównie dzięki niezwykle krótkim czasom otwierania zaworów oraz na skutek zwiększenia przekroju przewodów ssących. Specjaliści od techniki przelotu gazów potrafili dowiedzieć, że przy mniejszej ilości większych przekrojów lepiej się rozwiązuje w sensie zwiększenia współczynnika wydajności takie problemy, jak przepłukiwanie przestrzeni sprężania, opory tarcia na ściankach rury ssącej, kondensacji, powstawania wirów przy zaworze ssącym, sprężenia słupa gazów przy zamykaniu zaworów itp.

Oczywiście każdy najmniejszy szczegół musi być przemyślany i trzeba dążyć do najbardziej idealnego rozwiązania. Dla przykładu można zaznaczyć, że firma „Ferrari”, dla uzyskania bezbłędnej komory spalania rezygnuje z odejmowanej głowicy i odlewa całość w jednym bloku ze stopu aluminowego. Konstruktorzy nauczyli się tak dobrze opanowywać siły układu korbowego przez najdokładniejsze wyważenie, lepsze ułożyskowanie itp., że różnica w równomierności biegu między silnikiem cztero- i sześciocylindrowym jest prawie niedostrzegalna. Nie potrzeba więc już obecnie wprowadzać do silnika dalszych źródeł możliwych błędów przez nadmierne dzielenie objętości skokowej i związane z tym stosowanie kosztownych części napędu, rozrządu agregatów pomocniczych, przede wszystkim również dlatego, że nacisk roboczy na tłok prawdopodobnie dużo się nie zwiększy ze względu na właściwości paliwa. Co się tyczy trwałości i niezawodności silnika jest rzeczą oczywistą, że przy jednakowych kosztach można z większą dbałością wykonać i konserwować 8 zaworów niż 24. To samo dotyczy ułożyskowania, chłodzenia i w ogóle wszystkich części silnika.

Doświadczenia praktyków, zwłaszcza z warsztatów naprawczych, powinny służyć za wskazówkę konstruktorom naszych nowoczesnych samochodów. Jeżeli dzisiaj dla warsztatu jest rzeczą oczywistą, że tani i wytrzymały silnik 4-cylindrowy bezwzględnie góruje nad drogim silnikiem 8-cylindrowym tej samej mocy, pod względem ceny nabycia i kosztów utrzymania i napraw, to dla czego konstruktorzy często jeszcze kroczą w odwrotnym kierunku. Fakty przemawiają zupełnie wyraźnie: w klasie silników 0,5 l. silnik jednocylindrowy ciągle jeszcze ma pierwszeństwo (Norton i Jap przy motocyklach i najmniejszych samochodach), podczas kiedy 2-cylindrowy BMW z trudem wywalcza sobie uznanie. Żadnemu wytwórcy nie udało się dotąd zwiększyć ilość cylindrów w tej klasie z powodzeniem. Borgward wykazał swoim 1.5 l. sil-

nikiem, że i w tej klasie, pomimo bardzo konserwatywnych rozwiązań, 4-cylindrowy silnik dorównuje najlepszym 6-cylindrowym co do mocy, a bezwzględnie góruje co do niezawodności. Fakt, że taki wytwórca jak Mercedes Benz ogranicza się przy litrażu 3 l. do 6 cylindrów, jest tak samo znamiennym przykładem, jak to, że Ferrari swoim wozem 2 l., 4-cylindrowym zwycięża najlepszego jeźdźcę na wozie 12-cylindrowym. Chociażby z tego tylko można przewidywać prawdopodobny koniec silnika wielocylindrowego w klasie wozów około 2 l.

Na terenie NRD prawie jedynie spotyka się silnik BMW328 w ostatnich latach. Jego moc w żaden sposób nie może być dalej

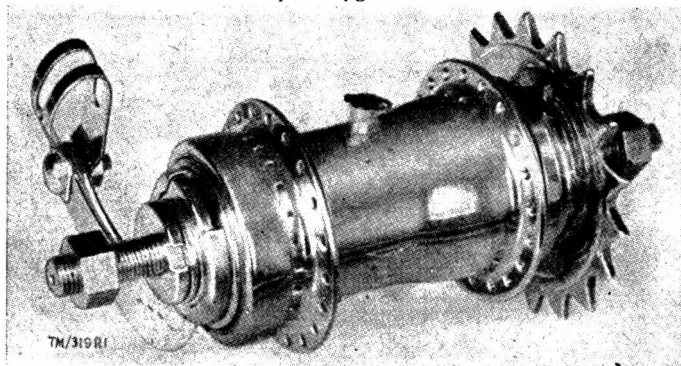
zwiększona, a wszelkie próby w tym kierunku uniemożliwiają zrównanie się z klasą światową. Powinno się dążyć do opracowania silnika wyścigowego, który zgodnie z powyższymi rozważaniami, powinien odpowiadać następującym danym: 4 cylindry, litraż 2.5 l., 5 łożysk głównych rolkowych, dwa górne wały rozrządu na łożyskach kulkowych, po jednym zaworze ssącym i wydechowym na cylinder (Φ 50 mm), podwójny zapłon, moc około 200 KM przy 7000 obr/min. Taka konstrukcja dałaby cenne doświadczenia, które mogłyby być wykorzystane przy dalszym rozwoju silników wozów użytkowych.

Z. L.

PRODUKCJA TYLNYCH PIAST ROWEROWYCH Z HAMULCEM TYPU „TORPEDO“

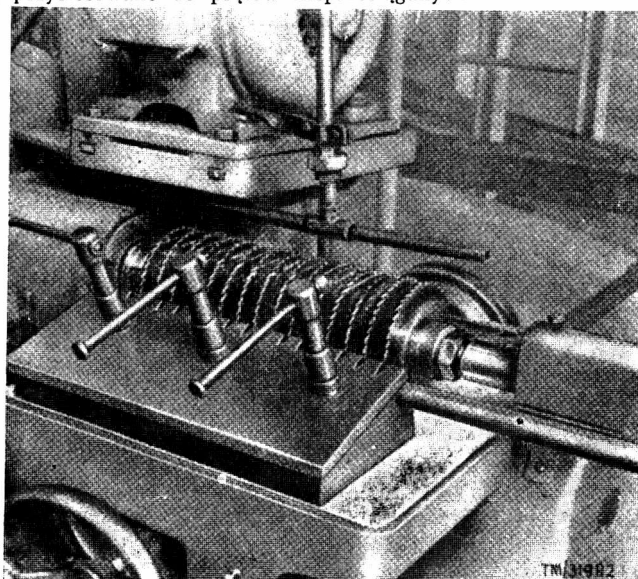
(wg „Machinery“, 1954)

Opisane w niniejszym artykule piasty rowerowe wolnobiegowe, z automatycznym hamulcem konstrukcji pokazanej na rys. 1, są produkowane przez firmę angielską Perry Chain. Produkcja oparta została na metodach wypróbowanych w ciągu 35-letniej specjalizacji. Ze względu na trudności obsługi produkcji przez wysoko kwalifikowanych narzędziowców przyrządowych i remontowych wielowrzecionowych automatów, stosowane są proste półautomaty, łatwe do oprzyrządowania i naprawy. Przepustowość fabryki wynosi 12000 do 15000 sztuk piast tygodniowo.



Rys. 1 — Tylna piastra rowerowa typu „Torpedo“.

Większość części składowych piasty, z wyjątkiem korpusu i koła łańcuchowego, jest wykonywana z materiału prętowego, przy czym dla obniżenia kosztów materiałowych, metodę obróbki przystosowano do prętów nieprzeciąganych.



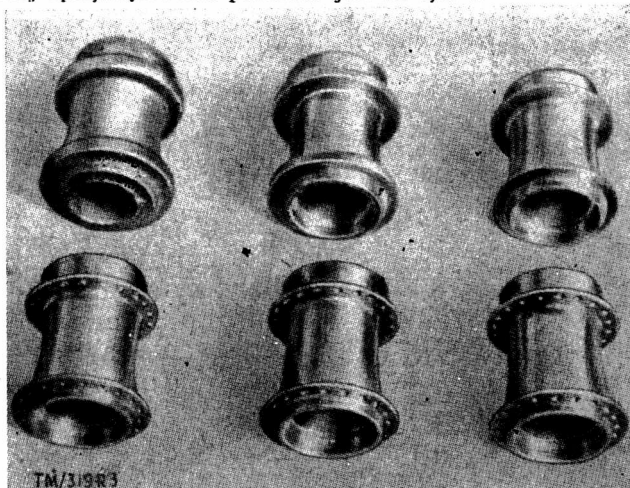
Rys. 2 — Obcinarka firmy „Adlock & Shipley“.

Pręty cięte są na kawałki, przy pomocy obcinarek pokazanych na rys. 2. Obcinarki te wyposażone są w 15 pił tarczowych, nazywanych silnikami o mocy 5 KM. Piły mają średnicę $6\frac{1}{2}$ ”, grubość $\frac{3}{32}$ ” i 65 obr/min. Czas cięcia pręta o średnicy $1\frac{1}{8}$ ” wynosi $\frac{3}{4}$ minuty.

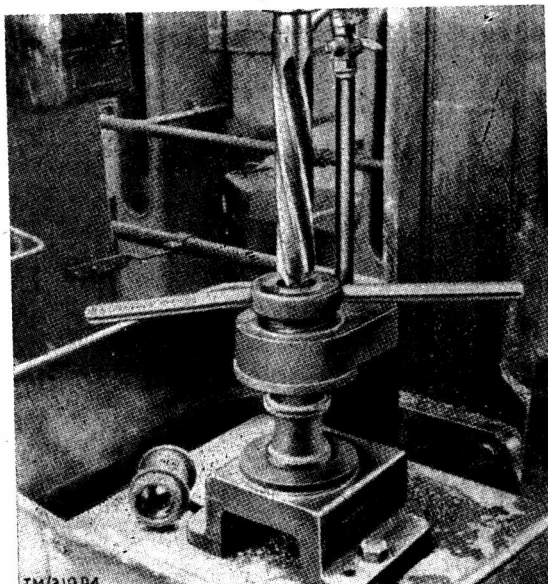
Obróbka korpusów piast

Ze wszystkich części piasty rowerowej najwięcej operacji obróbkowych wymaga korpus piasty. W niniejszym artykule omówione są głównie obróbka korpusu i koła łańcuchowego. Różne fazy obróbki korpusu piasty pokazane jest na rys. 3. W górnym lewym rogu pokazana jest surowa odkuwka, a w dolnym prawym rogu gotowy obrobiony korpus piasty.

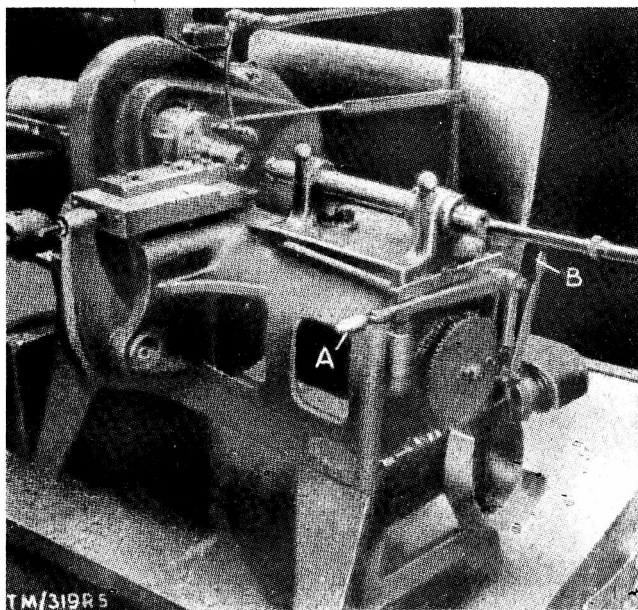
Po oczyszczeniu odkuwki, jej otwór zostaje oskórowany, po czym rozwiercany podwójnie na ciężkiej wiertarce kolumnowej, której oprzyrządowanie pokazane jest na rys. 4.



Rys. 3 — Sześć faz obróbki odkuwki korpusu piasty rowerowej Perry Chain.



Rys. 4 — Skórowanie otworu korpusu piasty na maszynie Pallarda na wymiar średnicy $1,282$ ” + $0,005$ ”. Maszyna pracuje przy 275 obr/min, przy posuwie $2\frac{1}{2}$ ”/min.



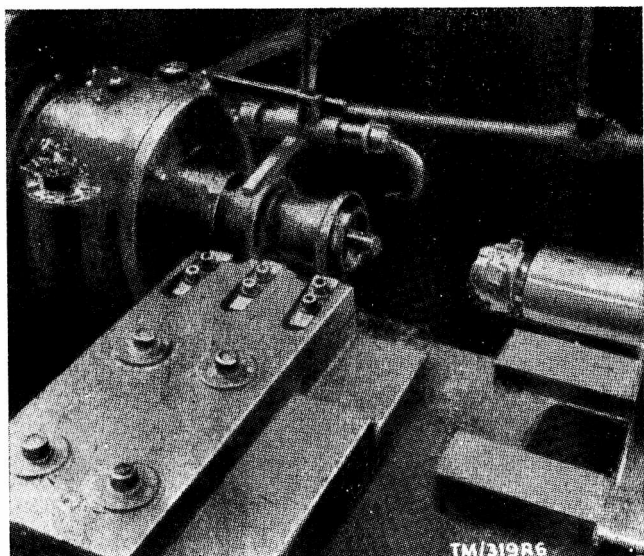
Rys. 5 — Dwuoperacyjny automat firmy „Modern Machine Tools“, typu używanego w fabryce Perry Chain.

Otwór zostaje oskórowany na średnicę $1,282'' + 0,005''$ przy pomocy sześciostrowowego rozwiertaka, pracującego z szybkością 275 obr/min i przy posuwie $2\frac{1}{2}''/\text{min}$. Podobne szybkości i posuwy są stosowane do rozwiercania na następnej maszynie na wymiar średnicy $1,343'' + 0,005''$. Należy nadmienić, że narzędzia do tego celu, dostarczane przez firmę „Birmingham Gauge & Tool Co. Ltd” są tak zaprojektowane, że tylko końcowa część na długości 2'' jest wymienna i wykonana ze stali szybko tnącej. Końcówka podlega ostrzeniu, a po nadmiernym zużyciu wymianie.

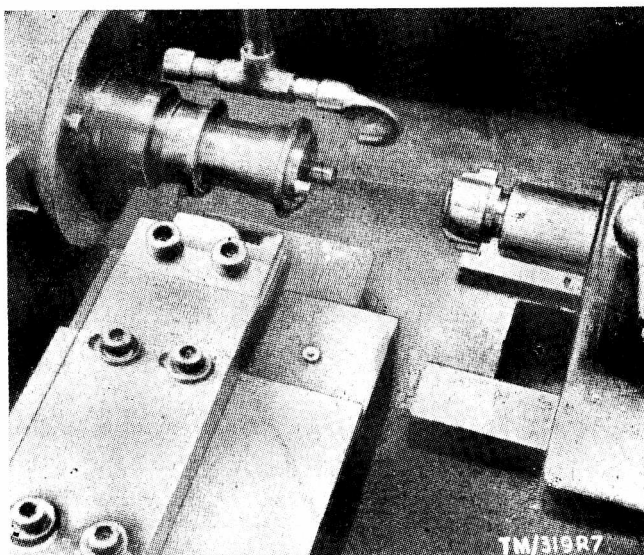
Po rozwierceniu korpusy są transportowane na linię dwuoperacyjnych automatów, z których jeden pokazany jest na rys. 5.

Automaty te są napędzane przez silniki o mocy 2 KM i są stosowane szeroko w zakładzie dla dwuoperacyjnego toczenia. Wzdłuż łoża pod spodem maszyny zamocowany jest na wspornikach wał kulczkowy, na którym osadzona jest krzywka rozrządu; wał napędzany jest przez przekładnię ślimakową na jednym końcu, z której to przekładni zdjeta jest (na rys.) pokrywa. Napęd do ślimaka przenoszony jest od silnika przez łańcuch rolkowy; koła łańcuchowe i przekładnię stożkową, a uruchamianie odbywa się przez naciśnięcie dźwigni A, podczas gdy sprzęgnięcie odbywa się przy pomocy dźwigni B. Po pełnym obrocie ślimacznicy następ, jaki znajduje się na jej boku zwalnia sprzęgło, skutkiem czego następuje automatyczne wyłączenie napędu.

Na łożu maszyny, w płaszczyźnie poziomej, zamocowany jest suport poprzeczny, utrzymywany w pozycji cofniętej przy pomocy



Rys. 6 — Oprzyrządowanie maszyny „Modern“ dla zgrubnego toczenia i planowania korpusu piasty, przy zastosowaniu narzędzi stelitowych do profilowania bieżni łożyska kulowego.



Rys. 7 — Oprzyrządowanie dla wykańczającego toczenia wewnętrznych powierzchni korpusu, bieżni kulek i wewnętrznej średnicy, przy użyciu narzędzi ze stali szybko tnącej.

sprężyny. Konik z zamocowanym narzędziem kształtowym otrzymuje przesuw od krzywki wału kulczkowego. Toczenie zgrubne dokonywane jest przez narzędzia umocowane w suporcie poprzecznym. Przesuw suportu poprzecznego następuje po włączeniu dźwigni, w wyniku czego krzywki powodują szybki ruch suportu zbliżający do przedmiotu, a następnie powolny ruch roboczy. Czas trwania cyklu pracy może być łatwo zmieniony, na skutek zmiany wymiarów kół łańcuchowych, przeważnie jednak czas ten wynosi 35 sek.

Widok na oprzyrządowanie dla pierwszej operacji zgrubnego toczenia kadłuba piasty pokazany jest na rys. 6.

Korpus piasty jest zamocowany w uchwycie samocentrującym — końcem od strony dźwigni hamującej w kierunku uchwytu, a następnie obrabiane są przy użyciu noży stelitowych powierzchnie kołnierza oraz trzy części piasty na obwodzie, podczas gdy nóż kształtowy zamocowany w koniku wytacza otwór z jednej strony piasty oraz bieżnię łożyska kulowego. Przy tej obróbce stosowana jest szybkość 350 obr/min., a przesuw $3/4''$ na minutę.

Przy następnej zgrubnej operacji na kolejnej obrabiarce zastosowane jest podobne oprzyrządowanie. Korpus zostaje odwrócony na wrzecionie i jest obrabiany z boku czterema nożami stelitowymi pogłębiającymi, podczas gdy nóż kształtowy umocowany w koniku wytacza otwór i bieżnię łożyska kulowego.

Maszyny używane od obróbki zgrubnej są wstawiane parami, przy czym jeden robotnik obsługuje dwie maszyny.

Podobne urządzenia są zastosowane do obróbki wykańczającej, z tym, że zamiast narzędzi stelitowych stosowane są narzędzia ze stali szybko tnącej. Oprzyrządowanie do obróbki wykańczającej pokazane jest w widoku na rys. 7.

Przy użyciu wspomnianych narzędzi korpus zostaje obtoczony na jednym końcu piasty, z dokładnością $0,010''$ a bieżnia kulek z dokładnością $0,005''$. Liczba obrotów wynosi 350/min, posuw $3/8''$ na min., a cykl obróbki trwa 45 sek.

Po obrobeniu jednego końca — korpus zostaje odwrócony na drugiej maszynie, po czym w podobny sposób następuje obróbka drugiego końca.

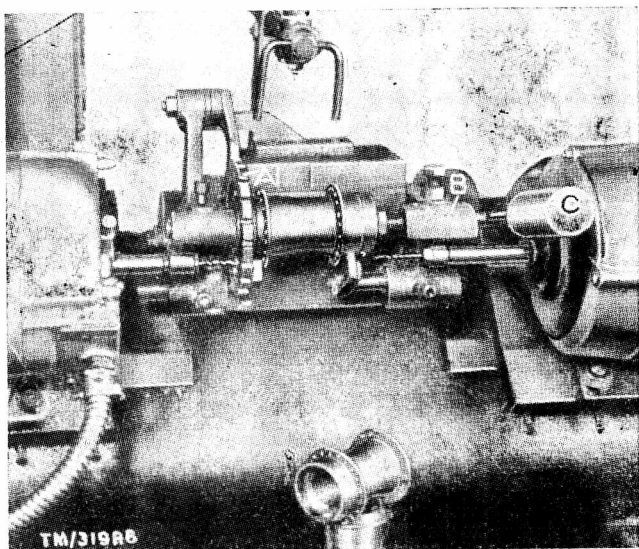
Podczas obróbki zgrubnej i wykańczającej prowadzona jest kontrola wyrzykowa, a po całkowitej obróbce sprawdzana jest koncentryczność bieżni kulek z dokładnością do $0,003''$ oraz wzrokowo sprawdzany jest korpus piasty na wady materiałowe i zakończenia obróbki.

Wiercenie i rozwiercanie na stożek otworów na szprychy

Do wiercenia i rozwiercania (pogłębiania) otworów na szprychy w kołnierzach piasty, zastosowane są specjalne maszyny zaprojektowane przez firmę Perry Chain.

Na rys. 8 pokazana jest jedna z maszyn do wiercenia otworów.

Maszyny te składają się z zestawu 6 wiertarek. Obrót podziałowy piasty przenoszony jest od wspólnego wału kulczkowego, umieszczonego w tyle maszyny, napędzanego od silnika osadzonego na obudowie. Przeniesienie napędu z wału kulczkowego na piastę odbywa się przez sprzęgło, które jest włączane przy pomocy dźwigni. Wyłączanie jest automatyczne.



Rys. 8 — Specjalna automatyczna maszyna do wiercenia otworów na szprychy w kołnierzach piast.

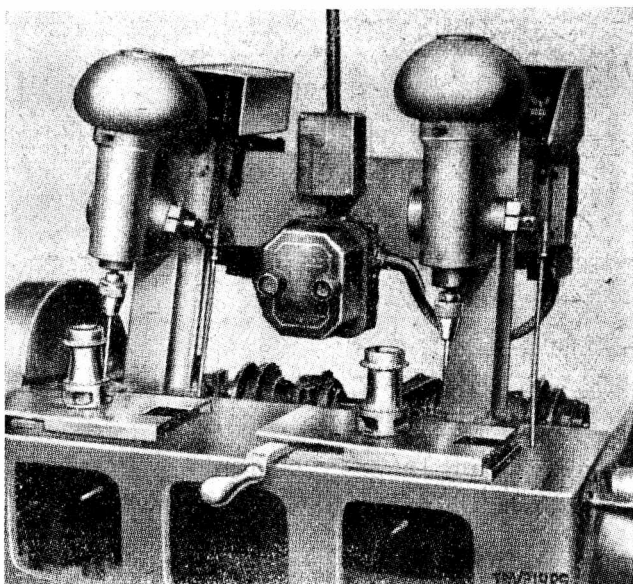
Ilość szprych, stosowana w tylnych kołach roweru, wynosi od 24 do 40, a na rys. 8 pokazana jest maszyna dla piast o 40 szprychach, wymagających po 20 otworów na każdym kołnierzu piasty.

Średnica szprych odpowiada warunkom normy brytyjskiej na druty. Stosowane są wymiary od 12 do 14. Na rys. 7 pokazana jest piasta, której kołnierze są wiercone na średnicę otworu 0,098", co odpowiada szprychom wymiaru 14.

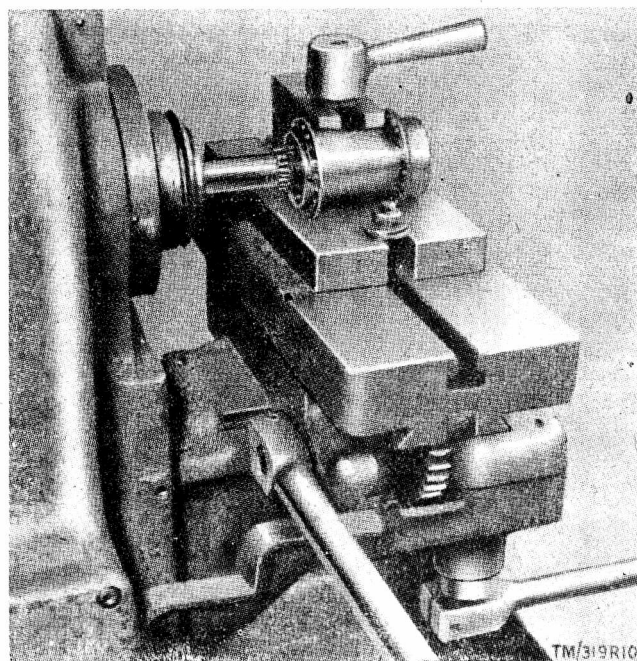
Wiertła są osadzone w uchwytych rozprężnych, które są zamocowane bezpośrednio na wałkach silników elektrycznych o mocy 1/8 KM i 2800 obr./min. Silniki te są osadzone na suportach z pryzmatycznymi prowadnicami i uzyskują posuw w kierunku do wierconego kołnierza piasty od krzywki osadzonej na tym wałku. Obrót podziałowy piasty i posuw wiertła są zsynchronizowane.

W kołnierzu piasty może być wiercona dowolna ilość otworów, zależy to tylko od zastosowania odpowiedniego mechanizmu podziałowego, pokazanego na rys. 8 w pkt. „A”, który w danym wypadku posiada 20 karbów. Dla wiercenia korpusu piasty jest osadzony na bieżni kulek i jest dociśnięty do koła podziałowego przy pomocy zacisku na drugim końcu piasty. Zacisk osadzony jest na trzpieniu otrzymującym swój przesuw z obudowy „B” pod działaniem krzywki. Dla utrzymania korpusu piasty nieruchomo działa ciężar „C” tak dobrany, aby nie nastąpiło uszkodzenie obrobionych powierzchni, znajdujących się pod naciskiem.

Wszystkie otwory zostają rozwiercone w czasie 60 sek. dla piasty z 40 otworami, przy czym jeden robotnik obsługuje grupę 6 wiertarek.



Rys. 9 — Wiertaki do rozwiercania otworów na szprychy. Ruch podziałowy piasty i ruch roboczy wiertła są zsynchronizowane i otrzymują napęd od wału kulczkowego, umieszczonego z tyłu.



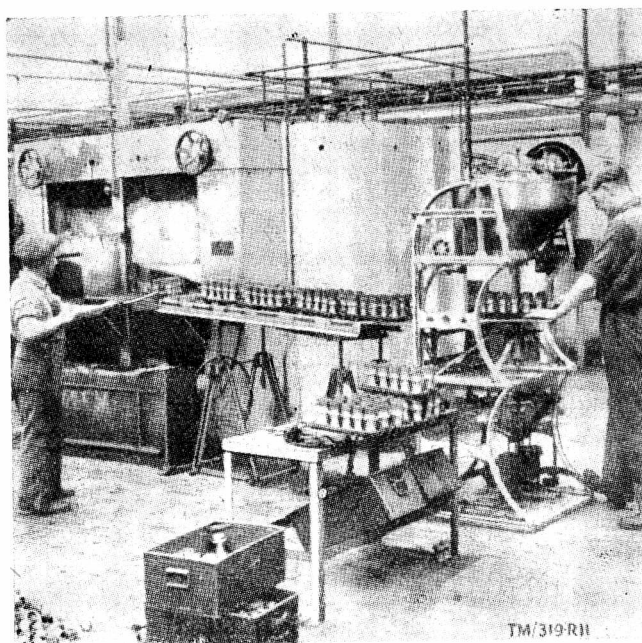
Rys. 10 — Pozioma frezarka Herberta Nr 0, do usuwania gradu wewnątrz korpusu piasty.

Po wierceniu otwory są pogłębiane dla osadzenia główki szprychy i dla tej operacji zastosowana jest specjalna maszyna pokazana na rys. 9.

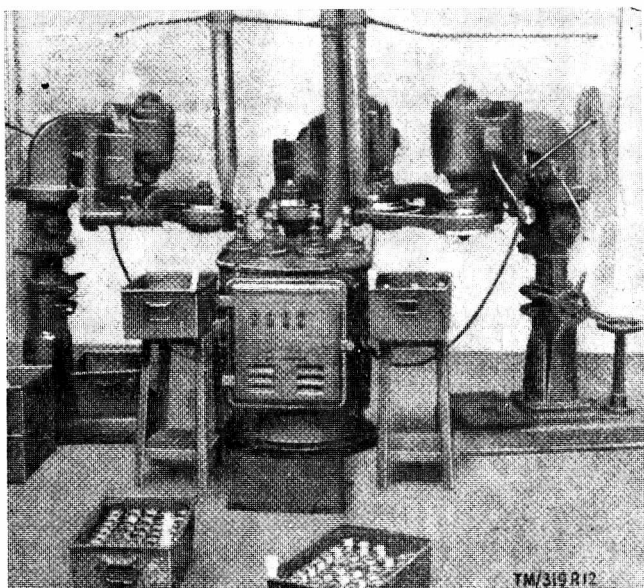
Jak widać na rysunku prawa wiertarka rozwierca otwory w górnym kołnierzu piasty, a dla rozwiercenia otworów w odwrotnej stronie korpus piasty musi być odwrócony. Obydwie wiertarki są pochylone pod kątem w stosunku do kołnierza piasty. Wiertła obracają się z szybkością ...2000 obr./min. Korpus piasty jest osadzony na wrzecionie, które obraca się pod wpływem zębatego odpowiedni kąt podziałowy dla wywiercenia otworu.

Mechanizm obracający przedmiot oraz mechanizm posuwu narzędzia otrzymują napęd przy pomocy krzywek osadzonych na wale w tyle maszyny. Docisnięcie przedmiotu na wrzecionie odbywa się przy przesunięciu dźwigni w prawo, przez co następuje ściśnięcie sprężyny, równocześnie włączenie napędu od wału kulczkowego i rozpoczyna się cykl pracy mechanizmu podziałowego i posuwu narzędzia.

Zacpek sprężyny utrzymuje dźwignię w prawym położeniu i zwalnia ją po pełnym obrocie przedmiotu, skutkiem czego wraca ona do początkowego swego położenia. W tym samym cza-



Rys. 11 — Fragment urządzeń do nawęglania wewnętrznej powierzchni korpusów piast. Piece Birleca typu R. 1 o mocy 85 KW. Specjalne urządzenia służą do załadowywania węgla granulowanego.



Rys. 12 — Docieranie wewnętrznej powierzchni korpusu przy pomocy maszyny automatycznej o wydajności 400 sztuk na godzinę.

sie napęd mechanizmu podziałowego ustaje przez działanie hamulca.

Następną operacją jest wiercenie i nagwintowywanie otworu na średnicę gwintu Whitwortha 3/16" o 32 zwojach. Otwór ten jest przeznaczony na smarowniczkę piasty. Po tej czynności następuje usunięcie gradu wewnątrz korpusu piasty na frezarce poziomej pokazanej na rys. 10.

Kształtowy frez o średnicy 3/4" obraca się z szybkością 1450 obr/min. Korpus piasty osadzony jest w uchwycie otworem olejowym i dociśnięty jest dźwignią ręczną. Następnie pod działaniem innej dźwigni stół frezarki zostaje cofnięty, przez co korpus piasty nachodzi na frez. Następnie stół otrzymuje przesunięcie boczne aż do oporu, wymaganego dla pracy freza.

Po wypolerowaniu na maszynie automatycznej, która będzie opisana później, otwory są sprawdzane na prawidłowe ich położenie i wymiary, po czym wytłoczone zostają napisy „Perry” i „England” oraz cyfry podające ilość i wymiary sprych przewidzianych dla danej piasty.

Następuje ostateczna kontrola, po czym korpusy piast idą do hartowni.

Hartowanie, polerowanie i galwanizacja

Wewnętrzna, zużywająca się powierzchnia korpusu piasty jest węglana przy zastosowaniu specjalnej metody. Widok na hartownię pokazany jest na rys. 11.

Korpusy w ilości 10 sztuk układa się na specjalnej płycie, która ułatwia ściśle załadowanie komory pieca. Korpusy są ustawiane pionowo na płytkich występkach płyty i do każdego górnego końca korpusu jest przymocowany rękaw. Płyta jest następnie przesuwana do automatycznej maszyny ładującej (Alite Patent Machine Co), na której następuje wypełnianie korpusu węglem granulowanym. Maszyna działa automatycznie i jest napędzana silnikiem elektrycznym o mocy 3 KM. Silnik napędza łopatkę mieszalnika wewnątrz bębna z węglem oraz ślimak przewodu doprowadzającego węgiel do korpusów.

Podczas gdy węgiel wypełnia otwory korpusów — stół, na którym spoczywa płyta opuszcza się w dół i gdy dojdzie do poziomu, przy którym korpusy zostają wypełnione — napęd silnika ustaje. Wówczas stół zostaje lekko opuszczony, płyta zostaje odsunięta, robiąc miejsce dla następnej płyty pod przewodem doprowadzającym węgiel.

Dodatkowy węgiel, jaki jest potrzebny na skutek zmniejszania się jego ilości podczas nagrzewania, jest przewidziany we wspomnianych wyżej rękawach. Po napełnieniu otworów węglem na wylotach rękawów umieszcza się płytę metalową, aby zapobiec uchodzeniu gazów.

Po przygotowaniu w ten sposób wszystkich korpusów płyta zostaje przesunięta z maszyny ładującej przenośnikiem rolkowym do pieca.

Do wnętrza pieca doprowadzony jest gaz miejski, w tym celu aby nie dopuścić do nadmiernego utlenienia zewnętrznej powierzchni korpusów, w czasie przesuwania ich przez trzy części komory pieca, o temperaturze nawęglania dochodzącej do 920—930°C. Korpusy są utrzymywane w tej temperaturze przez 2 1/2 godziny

dla otrzymania warstwy nawęglonej o grubości od 0,020" do 0,025".

Płyty z korpusami po dojściu do końca pieca są wyciągane, a poszczególne korpusy chwytają się szczypcami i podnosi do góry. Węgiel wysypuje się na płytę, a korpusy zanurza się do zbiornika z olejem. Rękawy i płytę przykrywającą odrzuca się obok do skrzynki.

Zbiornik z olejem posiada chłodzący płaszcz wodny. Olej przy pomocy pompy utrzymywany jest w stałym obiegu i przechodzi przez filtr.

Zbiornik oleju posiada zsyp z blach pochylonych do środka i na dnie kosza, do którego zsuwają się korpusy. Po ostygnięciu kosz z korpusami podnosi się do góry. Podobne urządzenie znajduje się po drugiej stronie zbiornika, które obsługuje sąsiedni piec.

Próbne korpusy są łamane pod młotem i sprawdzane na grubość nawęglania i na twardość, która winna wynosić 57 do 60° Rockwella.

Po zahartowaniu otwory korpusów dociera się na ostateczny wymiar średnicy (1345"). Docieranie to usuwa nierówności spowodowane w procesie hartowania.

Automatyczne polerowanie i galwanizacja

Jak wspomniano poprzednio, korpusy piast poleruje się przed znakowaniem, a to w celu usunięcia warstwy materiału, która mogłaby ujemnie wpływać na czytelność lub wygląd znakowania.

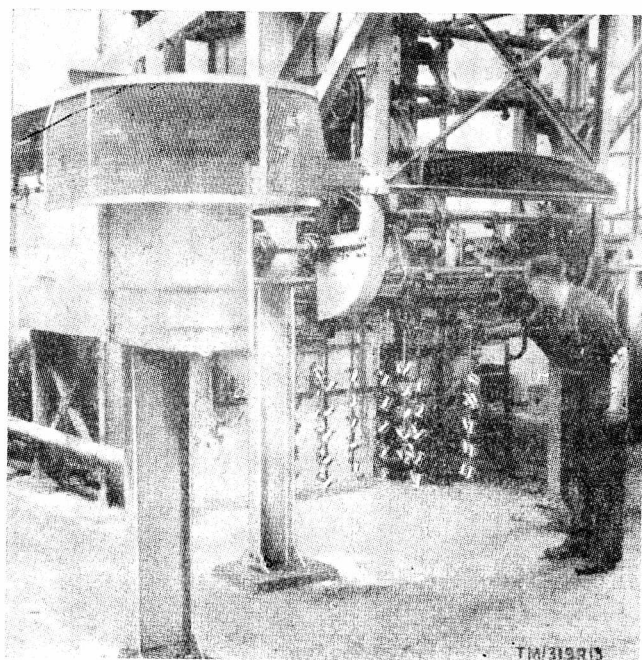
Polerowanie odbywa się na maszynach Canninga, podobnych do wskazanych na rys. 12. Korpusy obracają się z szybkością 100 obr/min.

Polerka jest wyposażona w 8 wrzecion, obracających się w kierunku zgodnym ze wskazówką zegara i napędzanych od skrzynki przekładniowej przy pomocy łańcucha rolkowego i kół zębatach stożkowych. Cykl pracy trwa 7 sekund, a wydajność maszyny wynosi 400 korpusów na godzinę.

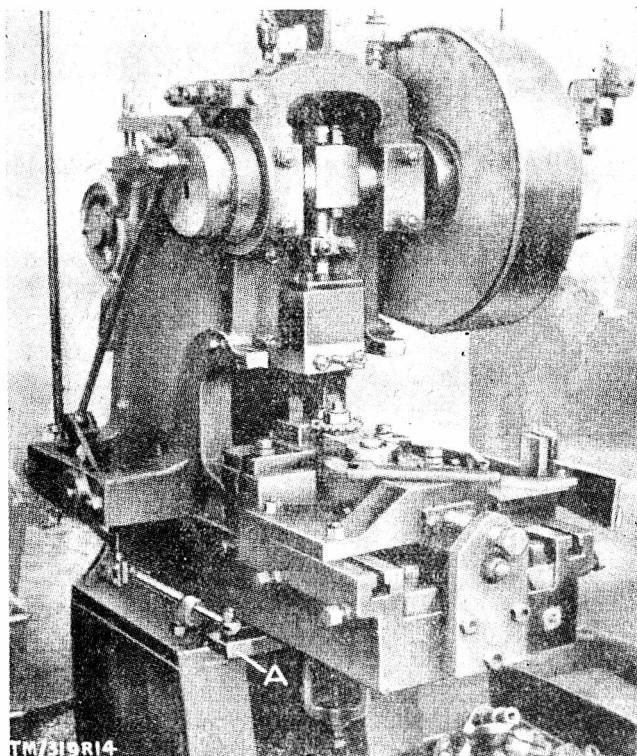
Gdy każde wrzeciono wróci do pierwotnej pozycji, korpus zostaje zdjęty z uchwytu, a na jego miejsce mocowany jest następny. W dalszej kolejności przy stanowisku podziałowym przedmiot zostaje uchwycony przez uchwyt samocentrujący, po czym następuje obrót do następnej operacji.

Każda z 3 głowic polerki jest napędzana przy pomocy pasa od silnika o mocy 2 KM z szybkością 2870 obr/min. Na tych maszynach są polerowane jedynie środkowe części korpusu oraz wewnętrzne powierzchnie kołnierzy. Dla nieutwardzonych powierzchni używane są do wstępnego polerowania taśmy ściérne Nr 80, a do wykańczającego taśmy ściérne Nr 120.

Hartowane korpusy są wstępnie polerowane przy użyciu taśmy ciernej Nr 150 na maszynie typu podobnego do wyżej opisanego z dodatkowym urządzeniem doprowadzającym smar do taśmy. Polerowanie wykańczające wykonywane jest na innej maszynie z tarczą filcową, napędzanej przez silnik o mocy 5 KM. Na za-



Rys. 13 — Początkowa wsadowa część automatycznego urządzenia do galwanizacji typu „Ef-Co”, z urządzeniem do niklowania i chromowania.



Rys. 14 — 25-tonowa prasa f-my „Taylor & Challen“ z oprzyrządowaniem do wycinania zębów kół łańcuchowych. Prasa wycina 14 do 24 zębów.

kończenie następuje polerowanie ręczne mniej dostępnych części korpusu. To polerowanie wykonuje się na polerce ręcznej z dwoma wrzecionami. Taką samą polerkę ręczną stosuje się do dokładnego oczyszczenia bieżni kulek.

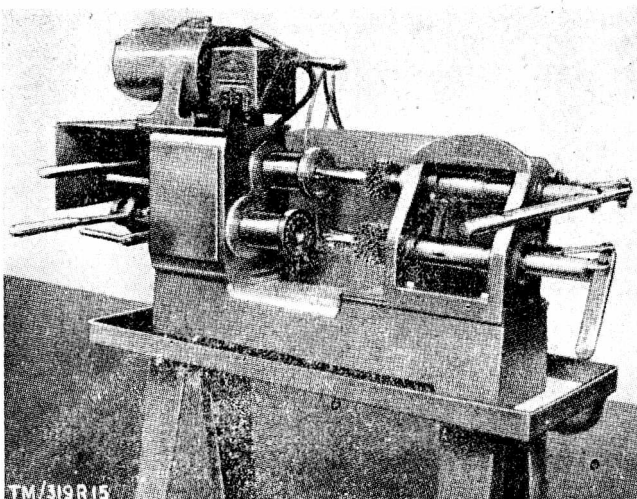
Wypolerowane korpusy transportuje się do automatycznego urządzenia do galwanizacji typu „Ef-Co“. Początkową, wsadową jej część pokazano na rys. 13.

Na kolejne operacje galwanizacyjne składają się: katodowe i anodowe oczyszczanie, zanurzenie w kwasie, niklowanie, chromowanie, zobojeńnianie. Między operacjami galwanizacyjnymi korpusy zanurza się do zbiorników z zimną i gorącą wodą. W czasie 21 minut powlekania niklem uzyskuje się warstwę 0,0005", a w czasie 6 minut powlekania chromem warstwę 0,0001". Po galwanizacji gotowe korpusy transportuje się do montażu.

Produkcja kół łańcuchowych

Koła łańcuchowe do piast rowerowych mają różną ilość zębów, od 14 do 24.

Wytłoczki kół są wykonywane z zimno walcowanej stali do



Rys. 15 — Dwuwrzecionowa gwinciarka do nacinania gwintu 1 3/8" o 24 zwojach na 1 cal. Na jednym wrzecionie odbywa się gwintowanie a na drugim ustawianie koła do gwintowania.

powierzchniowego utwardzania o grubości 1/8" albo 3/16", zależnie od wymiarów łańcucha, jaki ma współpracować z kołem.

Półfabrykaty są dostarczane z wytłoczonym otworem w środku, gotowe do obróbki na wymiar wewnętrzny 1 3/8" i do nagwintowania gwintu prawoskrętnego o 24 zwojach na cal.

Dla zmniejszenia ciężaru w kołach o 19 i więcej zębów tarcze mają przebite otwory. Koła wytaczane są na tokarkach typu „Modern“ do żądanej grubości zębów, przy pomocy kształtowego noża.

Nacinanie zębów odbywa się na prasie f. „Taylor & Challen“ specjalnie w tym celu oprzyrządowanej. Jest ona pokazana na rys. 14.

Oprzyrządowanie składa się z matrycy, stempła i stołu podziałowego. Każde koło umieszcza się na pionowym wałku i umocowuje przy pomocy podkładki i klina. Wałek jest prowadzony w łożyskach umieszczonych w ciężkiej obudowie, która może być przesuwana w stosunku do narzędzia, zależnie od wymiarów koła, jakie ma być nacinane. Na dolnym końcu wałka jest osadzony bęben otoczony taśmą metalową, z okładziną z materiału ciernego. Do końca taśmy jest przymocowany pręt „A“ jak na rysunku, który przy pomocy kilku przeniesień połączony jest z mimośrodem osadzonym na wale wykorbionym prasy. Przeniesienia są regulowane. Również na tym samym wale osadzone jest koło zapadkowe o tej samej ilości zębów, co koło nacinane.

Gdy tłok prasy podnosi się — dźwignia „A“ zostaje przeciągnięta do tyłu prasy, powodując obrót wału za pośrednictwem taśmy. Na końcu suwu tłoka, w g.m.p. i na granicy obrotu wałka wysuwa się spod koła zapadkowego zaczep sprężynowy, który zatrzymuje obrót wału. Podczas suwu roboczego tłoka prasy w dół, przy którym następuje nacięcie zęba — dźwignia „A“ przesuwa się do przodu. Wałek pozostaje w miejscu pod działaniem zaczepu sprężynowego, a taśma metalowa ślizga się po obwodzie bębna. Przy ruchu tłoka do góry cykl pracy powtarza się.

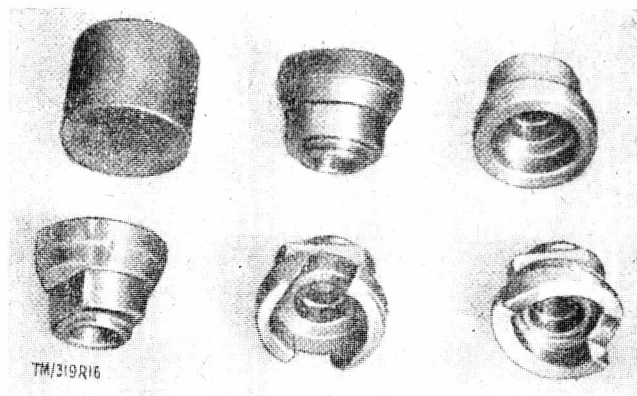
Po pełnym obrocie wałka dźwignia naciska na sprzęgło i wyłącza napęd.

Po nacięciu zębów koła są poddawane kulowaniu w urządzeniu obrotowym „Roto-Finish“, co będzie niżej opisane. Po usunięciu ostrych krawędzi, koła przechodzą do nacięcia gwintu na maszynę firmy „H.T. Developments Ltd“, jak to widać na rys. 15.

Ta maszyna jest wyposażona w 2 wrzeciona i 2 uchwyty dla gwintowników. Podczas pracy jednego wrzeciona — na drugim jest zakładane następne koło do obróbki. Po nagwintowaniu następuje oczyszczanie oraz odpuszczanie na kolor słomkowy.

Produkcja sprzęgieł kłowych

Kawalki odcięte z pręta poddawane są kulowaniu dla uzyskania zaokrąglenia krawędzi o promieniu 0,010", następnie są piaskowane śrutem stalowym, aby zdjąć zendrę, po czym mają one wygląd jak na rys. 16 w lewym górnym rogu.

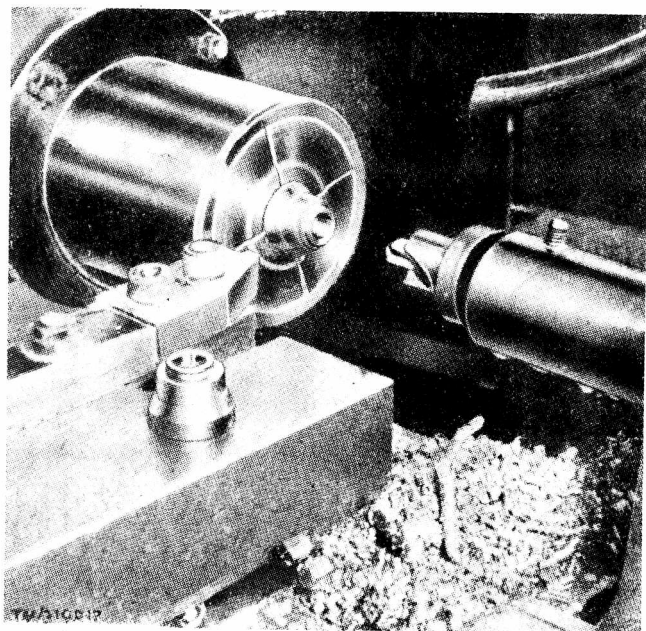


Rys. 16 — Fazy obróbki sprzęgieł kłowych.

Na rys. podane jest 6 faz obróbki sprzęgła kłowego, z częścią gotową pokazaną w prawym dolnym rogu.

Końce sprzęgła są początkowo obrabiane zgrubnie z pozostawieniem 1/16" materiału na obróbkę wykańczającą, którą wykonuje się na maszynach typu „Modern“ przy użyciu noży kształtowych.

Maszyny te są tak samo ustawione po dwie i zazwyczaj są obsługiwane przez jednego robotnika. Kawalki pręta o średnicy



Rys. 17 — Typowe oprzyrządowanie do obróbki wykańczającej jednego końca sprężła, składa się z jednego noża kształtowego i drugiego połączonego z wiertłem.

$1\frac{1}{8}$ " i długości 0,975" ze stali cementacyjnej po obrobieniu zgrubnie na jednym końcu — przechodzą na sąsiednią maszynę do obróbki wykańczającej tego samego końca.

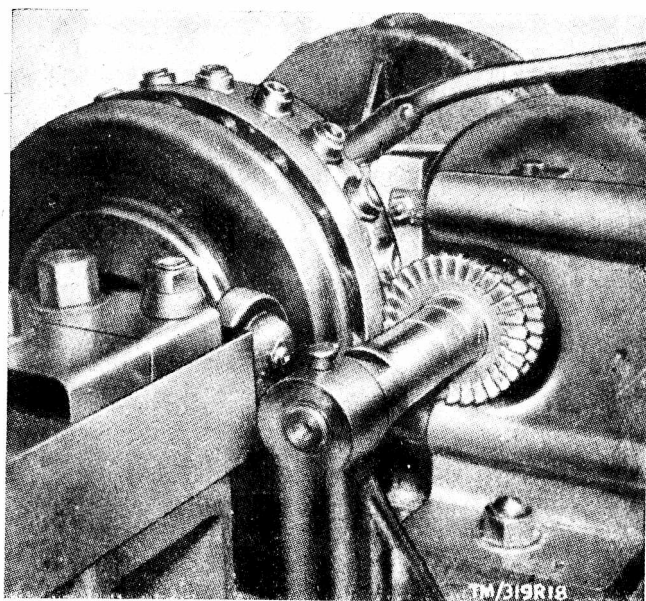
Typowe oprzyrządowanie dla wykańczającej obróbki jednego końca sprężła pokazane jest na rys. 17.

Przedmiot jest umocowany w uchwycie samocentrującym, do niego prostopadłe doprowadzony jest nóż kształtowy, a od czoła nóż kształtowy połączony z wiertłem.

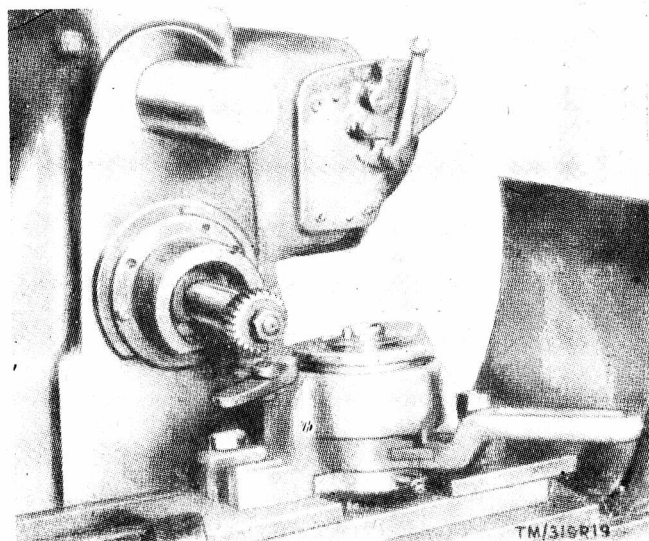
Na następnej parze maszyn przedmiot umocowany jest w uchwycie samocentrującym na średnicy 0,863" uprzednio obrobionej, po czym jest obrabiany zgrubnie i wykańczająco do średnicy 1,083" i rozwiercony zostaje otwór 0,752 przy pomocy specjalnego wiertła osadzonego w konikach. Przy tej operacji jest stosowana ilość obrotów 350 na minutę i posuw wahający się między $3/8$ " i $3/4$ " na minutę.

Po obtoczeniu, następną operacją jest frezowanie dwu płaskich powierzchni na mniejszym końcu sprężła. Szerokość tych powierzchni wynosi $0,583 \pm 0,005$ ".

Obydwie płaszczyzny są równocześnie frezowane na przystosowanej frezarce typu „Ahcol“, pokazanej na rys. 18.



Rys. 18 — Frezarka do nacinania rowków — typu Ahcol, przystosowana do frezowania płaszczyzn rolek hamulcowych sprężła kłowego. Frezy mają średnicę $3\frac{1}{2}$ " i pracują przy 200 obr/min.



Rys. 19 — Oprzyrządowanie do frezowania skosów na frezarce poziomej do płaszczyzn — Herberta Nr 0. Nacięcie skośne wykonywane jest przy pochylonym uchwycie pod kątem 16° .

Dla tych operacji używany jest zespół 6 takich obrabiarek. Centralnie osadzony bęben o średnicy 11" posiada na obwodzie otwory z uchwytami dla zamocowania sprężeli.

Każdy otwór jest zaopatrzony w dwa uchwyty sprężynowe z wgłębieniami na wewnętrznych powierzchniach, po jednym z każdej strony otworu. Sprężela są wciskane automatycznie pomiędzy uchwyty z chwilą gdy zbliżają się do położenia, w którym są obrabiane.

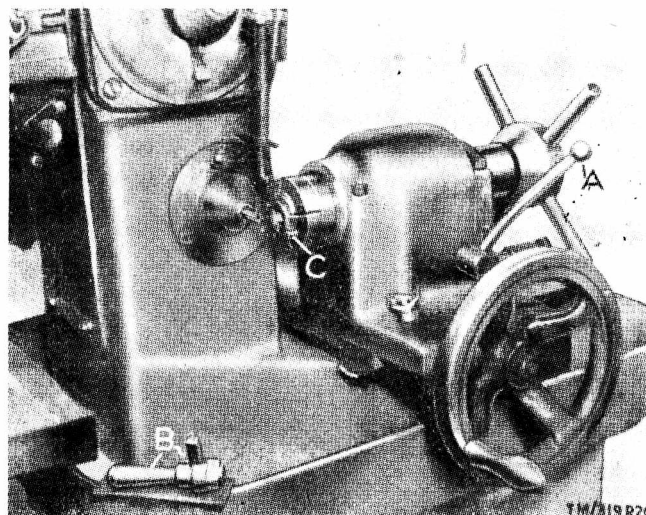
Po obydwu stronach bębna znajdują się tarcze, zamocowane na tym samym wrzecionie. Tarcze te są dociskane do bębna rolką na poziomym przedmiocie, który znajduje się w pozycji obróbki. Ten docisk przenosi się na obydwa uchwyty, które utrzymują przedmiot.

Po zakończeniu operacji frezowania następuje automatyczne zwolnienie nacisku i sprężela wypadają do skrzyni. Bęben posiada 20 otworów na obwodzie, a czas całkowitego obrotu bębna wynosi 8 min. Dwa frezy tarczowe mają średnicę $3\frac{1}{2}$ " i grubość $5/16$ " i pracują z szybkością 200 obr/min. Jeden robotnik obsługuje 2 maszyny. Na rys. 18 osłony są zdjęte w celu pokazania jak pracuje maszyna.

Następuje frezowanie skosów na drugim końcu sprężła. Skosy są widoczne w środkowym dolnym położeniu na rys. 16. Oprzyrządowanie do tych operacji na frezarce poziomej do płaszczyzn Herberta Nr 0, pokazane jest na rys. 19.

Do obróbki używany jest frez kształtowy o średnicy $1\frac{1}{2}$ ", pracujący z szybkością 500 obr/min. Posuw narzędzia odbywa się ręcznie.

Ta krawędź rowka, która jest poprowadzona promieniowo do osi sprężła musi być nacięta pod kątem 16° — w związku z tym



Rys. 20 — Specjalna frezarka f-my Turnesen, do frezowania skosów o długości 0,781". Przedmiot jest umocowany przy pomocy urządzenia B.

uchwyt sprzęgła musi być ustawiony pod żądanym kątem. W celu uzyskania powierzchni, pod właściwym kątem osi do podstawy wyłobienia, frez mający szerokość $7/16''$ ma powierzchnię czołową ściętą stożkowo pod kątem $16''$ oraz skośne ścięcie na mniejszym końcu pod kątem $45''$.

Przedmiot jest uchwycony w tulei dociskowej na średnicy $0,860''$. (Na obwodzie tulei w poprzedniej operacji zostały wyfrezowane odpowiednie płaszczyzny). Przedmiot zostaje uchwycony w tulei przy pomocy dźwigni z nakrętką. Dźwignia ta jest połączona z zębatką za pośrednictwem zapadki.

Przy dociskaniu lub zwalnianiu nakrętki, uchwyt tulei jest utrzymywany w swojej pozycji przez wspomnianą dźwignię, osiowo zamocowaną i posiadającą występ na obwodzie wewnętrznego końca, którym obejmuje otwór na krawędzi uchwytu. Drugi otwór wywiercony na obwodzie w odległości $180''$ od pierwszego, pozwala na nacięcie drugiego skosu po przeciwległej stronie.

Po wyfrezowaniu skosów następuje frezowanie powierzchni czołowych, jakie pozostają między skosami. Nacięcie początkowe ma miejsce w odległości około $1/4''$ od krawędzi skosu, po czym poszerza się dochodząc do dna nacięcia skosu, jak to widać na rys. 16 w prawym dolnym położeniu. Skos, w ten sposób uzyskany, ma długość $0,781''$. Frezowanie skosu wykonuje się na maszynie Turneson, Ltd, Sparkbrook.

Dla wykonania tej operacji stosowany jest frez 6-żłobkowy o średnicy $3/8''$, pracujący z szybkością 2500 obr/min. Obydwa skosy są frezowane równocześnie, a czas operacji trwa 45 sek. Przedmiot jest uchwycony na obwodzie o średnicy $860''$ w tulei rozprężnej jak poprzednio, po czym posuwa się w kierunku freza na skutek przesunięcia się wzdłuż prowadnicy wrzeczona tulei, które jest osadzone sprężynująco na trzpieniu. Napęd do wrzeczona przenoszony jest przez przekładnię zębatą i przekładnię pasową.

Po pełnym obrocie — sworzeń połączony z dźwignią A przesuwa się do położenia, w którym zatrzymuje wrzeczono, z przesuwanym się na nim pasem.

Dla umożliwienia prawidłowego założenia przedmiotu w tulei w stosunku do prowadnicy na wrzeczonie, zastosowane jest specjalne urządzenie B pokazane na rys. 20.

To urządzenie składa się z rączki i tulei wchodzącej w otwór sprzęgła oraz wystającej łapki, o którą opiera się płaszczyzna sprzęgła ścięta pod kątem $16''$, o czym była mowa uprzednio. W tulejce rozprężnej znajduje się wystający trzpień C, o który przy obrocie rączki zaczepia łapka rozprężająca tuleję.

Grad jaki pozostaje na frezowaniu jest usuwany przy pomocy freza walcowego o średnicy $1''$ z ostrzem ściętym pod kątem $45''$, podobnie do uprzednio opisanego freza pogłębiającego.

Jest on osadzony na wale silnika (o mocy $1/4$ KM) i jest osłonięty osłoną w kształcie rury, dociśniętą sprężyną.

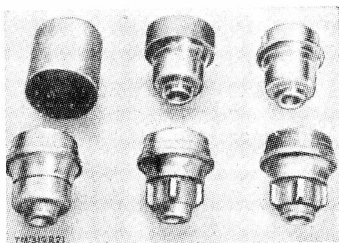
Przedmiot gradowany jest trzymany w ręce i dociskany do osłony, która pod działaniem tego nacisku ugina się i odsłania ostrze freza. Innego rodzaju grady są usuwane ręcznie przy pomocy pilnika.

Ścina się również krawędzie skosów, aby uniknąć tworzenia się odprysków podczas powierzchniowego utwardzania.

Produkcja zabieraków

Sześć faz obróbki zabieraków pokazanych jest na rys. 21.

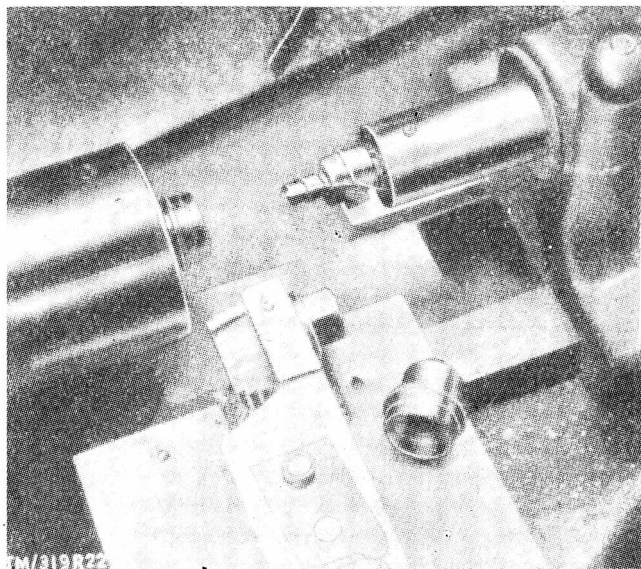
W lewym górnym rogu na rys. 21 pokazany jest półfabrykat



Rys. 21 — Kolejne fazy obróbki zabieraków.

w postaci odcinka z pręta ze stali do powierzchniowego utwardzenia o średnicy $1\frac{1}{2}''$ i długości $1,86''$. Obrobiony na gotowo zabierak pokazany jest w dolnym prawym rogu.

Obróbka zabieraków jest wykonywana na tych samych 2 operacyjnych automatach, o których była mowa uprzednio. Po obrobie zewnętrznej powierzchni mniejszego końca, łącznie z wewnętrzną bieżnią kulek i wywierceniu otworu na średnicy $0,4365''$ — przedmiot zostaje odwrócony, po czym wykonuje się operacje



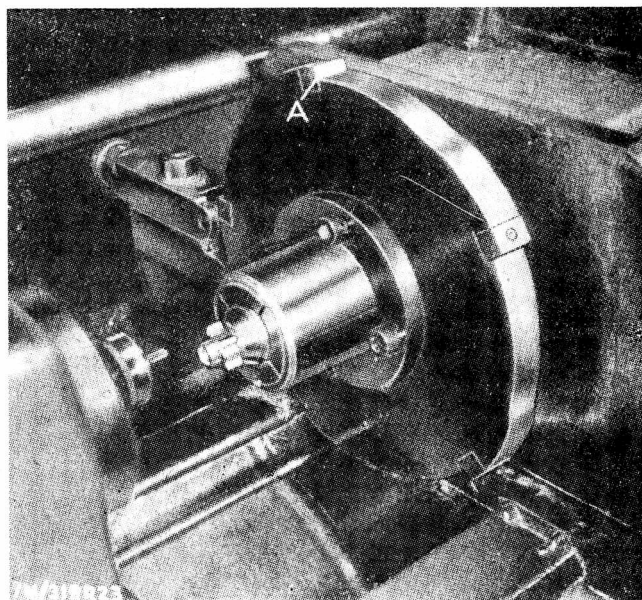
Rys. 22 — Oprzyrządowanie obrabiarki typu „Modern” do obróbki wykańczającej wewnętrznej bieżni kulek i do gwintowania zabieraków. Cykl pracy wynosi 60 sek.

toczenia na różne średnice oraz gwinty prawo i lewoskrętne dla osadzenia koła łańcuchowego i pierścienia ustalającego. Następnie obrabia się przy pomocy specjalnego narzędzia kształtowego wewnętrzną bieżnię kulek. Oprzyrządowanie dla drugiej fazy obróbki pokazane jest na rys. 22.

Maszyna pracuje z szybkością 250 obr/min, przy posuwie od $3/4''$ do $1/4''$, a czas obróbki wszystkich operacji wynosi 60 sek.

Następna operacja polega na przepychaniu przez otwór hartowanej kulki stalowej o średnicy $0,4375''$, dla uzyskania żądanych wymiarów, oraz w celu zgniecenia materiału i usunięcia śladów obróbki mechanicznej. Ta operacja jest wykonywana na prasie ręcznej ustawionej w linii obróbki zabieraka. Jedna kulka wystarczy na przetłoczenie 5000 zabieraków. Po operacji z kulką, zabierak jest mocowany na trzpieniu rozprężnym, po czym z boku zostaje doprowadzony nóż zaokrąglony dla nacięcia rowka o szerokości $1/16''$ i głębokości $0,156''$ w części zabieraka przylegającej do miejsca, które ma być sfrezowane dla rolki. Również lekkie nacięcie wykonywane jest inną częścią tego noża o promieniu zaokrąglenia $0,172''$ w celu uzyskania współosiowości bieżni kulek i otworu zabieraka.

Na uwidocznionych na rys. 21 dwóch ostatnich przykładach obróbki zabieraka, pokazane są miejsca dla rolek wyfrezowanych na obrabiarkę typu Hey. Oprzyrządowanie tej obrabiarki pokazane jest na rys. 23.



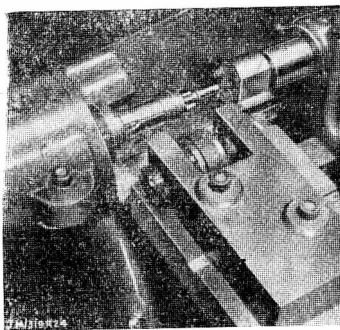
Rys. 23 — Obrabiarka typu Hey, z uchwytem Clarksona, do frezowania miejsc osadzenia rolek na zabieraku. Czas frezowania 5 rolek wynosi 48 sek.

Przedmiot utrzymuje na obwodzie gwintownika o większej średnicy uchwyt rozprężny, a głowica wrzeciona otoczona jest dużym krążkiem sterującym. Głowica wrzeciona ma możliwość przesuwu poprzecznego, pod działaniem jednak ciężaru zawieszzonego na łańcuchu jest ona przesunięta do tyłu maszyny. W ten sposób krążek sterujący zostaje również przesunięty i dociśnięty do styku z rolką obracającą się na wsporniku.

W uchwycie Clarksona osadzony jest 6-zwojowy frez pełcowy o średnicy $\frac{1}{4}$ ", obracający się z szybkością 1400 obr/min. Operacja frezowania rozpoczyna się z chwilą, gdy rolka na wsporniku znajdzie się w styku z jednym z występów A na krążku sterującym. Wówczas frez znajduje się na krawędzi obrabianej powierzchni. Przy tym ustawieniu naciska się wyłącznik, po czym rozpoczyna się cykl obróbki, aż do czasu gdy krążek sterujący dokona pełnego obrotu, wówczas silnik elektryczny wyłącza się.

Rolowanie prawo- i lewozwojowego gwintu dla koła łańcuchowego i pierścienia ustalającego, wykonuje się na automatach typu „Modern”. Przedmiot jest umocowany w specjalnym uchwycie rozprężnym. Najpierw roluje się gwint lewozwojowy o średnicy 1,29", i 24 zwojach na 1 cal. Równocześnie następuje wygładzenie miejsc poprzednio wyfrezowanych w celu usunięcia ewentualnych nierówności.

Następnie przedmiot przechodzi na następną maszynę, na której rolowany jest gwint prawozwojowy o średnicy 1,37", przy pomocy oprzyrządowania pokazanego na rys. 24.

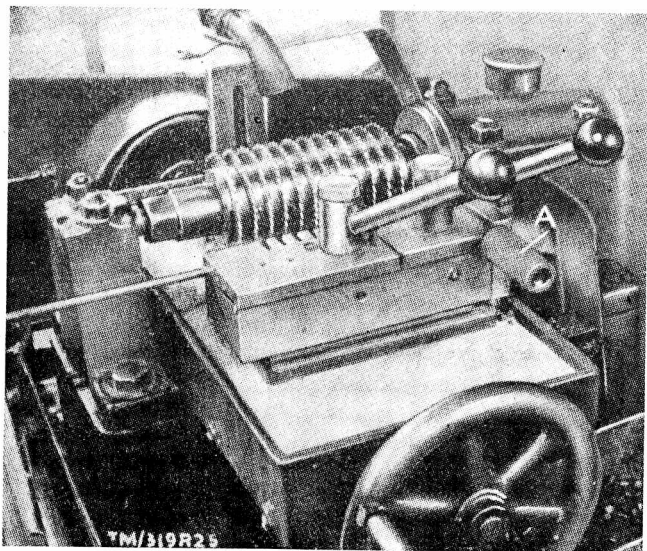


Rys. 24 — Gwinty prawo i lewozwojowe rolowane są na zabieraku, każdy w czasie 7 sekund. Na rysunku pokazane jest oprzyrządowanie do rolowania gwintu prawozwojowego.

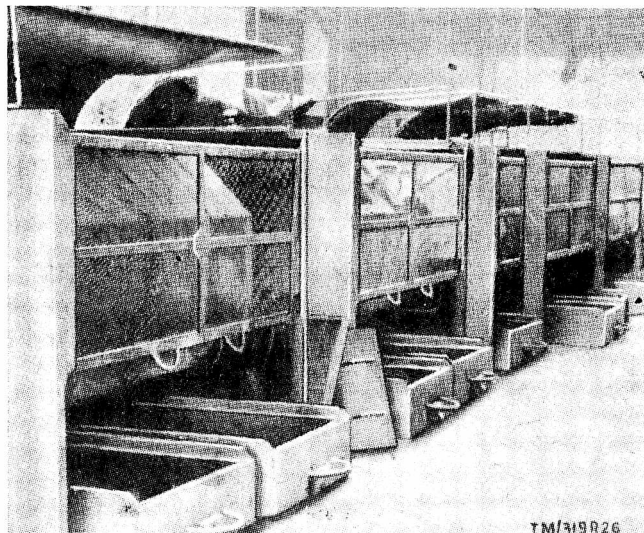
Przedmiot obraca się z szybkością 100 obr/min. Czas trwania operacji wynosi 7 sek.

Po rolowaniu gwintów wytłacza się numer części, po czym na gwint lewozwojowy nakręca się pierścień ochraniający gwint podczas następnego procesu nawęglania.

Na koniec odczyszczają się zabieraki i poleruje bieżnie kulek, po czym części gotowe przechodzą na montaż.



Rys. 25 — Obcinalnica firmy Churchill — z oprzyrządowaniem do produkcji rolek, posiada 12 frezów, 275 obr/min przy posuwie $\frac{1}{2}$ " na minutę.



Rys. 26 — Urządzenie Roto-Finish. Bębny mają wymiary wewnętrzne $30\frac{1}{3}$ na $35\frac{1}{4}$ i wyłożone są gumą.

Produkcja rolek

Pomysłowa i ekonomiczna jest metoda produkcji rolek.

Jedna faza tej produkcji pokazana jest na rys. 25.

Cztery takie maszyny, stojące w linii obsługuje jeden robotnik. Pręt ze stali miękkiej na rolki łożyskowe o średnicy 0,262" jest cięty na 12 kawałków o długości 0,447" do 0,456" równocześnie w czasie 30 sekund na jednej maszynie.

12 frezów o średnicy $\frac{3}{16}$ " i grubości $\frac{1}{16}$ " posiada 275 obr/min i posuw $\frac{1}{2}$ " na minutę.

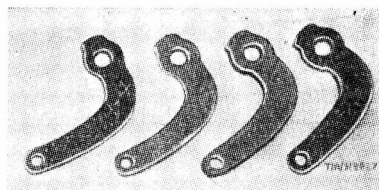
Posuw odbywa się przy pomocy ślimaka, poza tym istnieje automatyczny wyłącznik. Na przedłużeniu rączki A znajduje się ogranicznik drogi pręta. Po nacięciu rolek ogranicznik cofa się, po czym pręt wypycha rolki z końca uchwytu.

Pocięte rolki są bębnowane dla usunięcia gradu po frezowaniu, po czym idą one do nawęglania, a następnie do szlifowania na szlifierce bezkolowej na średnicę 0,255" do 0,256". Po tej operacji, jako gotowe idą do montażu.

Obróbka wykańczająca Roto-Finish

Dla wykończenia części wycinanych z blachy zastosowano bębnowanie w urządzeniu „Roto-Finish” pokazanym na rys. 26.

Na rysunku 27 pokazane są dźwignie piasty — obrabiane systemem Roto-Finish.



Rys. 27 — Fazy obróbki w bębnie-dźwigni piasty (od prawej do lewej). Zdejmuje się warstwę materiału grubości ok. 0,007".

Surowe wytłoczki (z prawej strony) wykonane z blachy z miękkiej stali o grubości 0,158" są ładowane do dwóch przedziałów ośmiokątnego bębna do oczyszczania. Do jednego przedziału ładuje się 2000 dźwigni oraz 400 kg specjalnego kamienia ściernego oraz 3,6 kg węgla sodu. Cały ten wsad zalewa się wodą i bęben zamyka się pokrywą.

Kamień ścierny jest pochodzenia wulkanicznego, przeciętny wymiar grudek wynosi $1\frac{3}{4}$ ".

Bęben razem z wsadem obraca się bez przerwy przez 48 godzin przy 30 obr/min. W wyniku osiąga się zaokrąglenie wszystkich krawędzi dźwigni o promieniu $\frac{3}{32}$ ", a sam przedmiot zmniejsza swoją grubość na całej długości o 0,007".

Po tej operacji dźwignie są ponownie ładowane do czystego bębna wraz z 400 kg kamienia o grudkach z maksymalnym wymiarem $1\frac{1}{2}$ " i 2,7 kg węgla sodu, po czym bęben obraca się przez 10 do 14 godzin dla wykończenia powierzchni. Na rys. 27 pokazana jest dźwignia po tej ostatniej operacji (druga z prawej strony).

K.D.

PRZEGLĄD DOKUMENTACYJNY MOTORYZACJI

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

Rocznik V

Warszawa — styczeń 1955

Nr 1

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

F. BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE

1* 621.43.031:658.573 F BKPMot.
Najnowsze urządzenie do badania pomp paliwowych. „Latest machine for fuel pump tests”. Oil Eng., London, mies., t. 22, Nr 253, lip. 54, s. 105; 29×21 cm., 0,5 str., 2 fot.—

Najnowsze urządzenie firmy Merlin do badania i ustawiania pomp paliwowych jedno- i wielocylindrowych zwane Calimaster. Z wybitniejszych zalet maszyny wymienić należy wygodę i szybkość obsługi.

2* 621.431.73:621.432.4:621.43.052 F BKPMot.
Baumann G.: Podwyższenie mocy dwusuwowych silników przez zastosowanie doładowania sprężarką napędzaną spalaniem. „Die Leistungssteigerung von Zweitakt — Motoren mit Abgasturboaufladung”. MTZ, Stuttgart, mies., t. 15, Nr 7, lip. 54, s. 189; 29×21 cm., 10,5 str. 1 rys., 15 wykr.—

Pierwsza część artykułu zawiera wprowadzenie w zasadę doładowywania dwusuwowych silników spaliniowych. Rozpatrzenie zjawisk energetycznych i termodynamicznych zachodzących w silniku dwusuwowym z zastosowaniem doładowania oraz wyprowadzenie wzorów i podanie sposobu obliczeń dla określenia zależności termodynamicznych między sprężarką a doładowywanym silnikiem.

3* 621.431.73.004.64 F BKPMot.
Wykrywanie pęknięć promieniami ultrafioletowymi. „Crack detection by ultraviolet ray”. Oil Eng. London, t. 22, Nr 254, sierp. 54, s. 148; 29×21 cm., 0,5 str., 1 fot.—

Szybkie i sprawne wykrywanie uszkodzeń w częściach silników czy turbin przy pomocy aparatu Honovia. Aparat umożliwia badanie części stalowych i nieżelaznych. Zasada działania polega na powlekaniu części specjalnym płynem, który po naświetleniu uwydatnia jaskrawo wszelkie uszkodzenia.

4* 629.113:621—585 F BKPMot.
Nowe osiągnięcia w dziedzinie ząbów. „A new development in gearing”. Oil Eng., London, t. 22, Nr 254, sierp. 54, s. 145; 29×21 cm., 0,5 str., 1 fot.—

Firma angielska Siva opracowała nowy profil ząbienia pozwalający na znaczne podwyższenie dopuszczalnych nacisków i zwiększenie sprawności przekładni. Uzyskano tą drogą zmiany powierzchni styku współpracujących zębów.

5* 629.114.6(061.4) F BKPMot.
Badania i próby samochodów osobowych. „Die ersten vier Wagen im Blitzexamen”. Auto Rev, Bern, tyg., Nr 12, marz. 54, s. 3; 48×33 cm., 1 str., 4 fot.—

Krótkie opisy budowy, spostrzeżenia badającego, wyniki krótkotrwałych prób drogowych i ogólna opinia o czterech samochodach wystawionych na wystawie genewskiej w 1954 r. Zbadano modele Opel Kapitán o pojemności skokowej 2,5 l, Dyna Panhard 54 o pojemności skokowej 850 cm³, Fiat Familiare — 1100 cm³ i Nash Rambler 15 KM, o mocy silnika 86 KM. Fotografie samochodów od strony maski.

6* 621.114.6.001.4(061.4) F BKPMot.
Samochody osobowe. „Zehn individuelle Wagen”. Auto Rev., Bern, tyg. Nr 15, marz. 54, s. 17; 48×33 cm., 1,5 str., 10 fot.—
Wyniki krótkotrwałych prób drogowych, krótkie opisy i ogólne wrażenia z badań 10 samochodów osobowych wystawianych w Genewie w 1954. Fotografie badanych samochodów: Fiat 1100 TV o mocy silnika 50 KM, MG Midget TF — 58 KM, Rover 90—91 KM, Mercedes-Benz 220, Riley Pathfinder, Dodge Royal V8 z hydrauliczną skrzynką biegów i mechanizmem pomocniczym kierowania, Mercedes-Benz 300, Alvis Special Graber Coupe — 100 KM, Aston Martin DB2-4 — 127 KM, Ferrari 250 Europa — 200 KM.

I. TEORIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH, ZASADY OBLICZEŃ I KONSTRUKCJI

7* 621—231.322.3 I BKPMot.
Hiersig H. M. O zagadnieniu przeciążania przekładni zębatych. „Zur Frage der Überlastbarkeit von Zahnradgetrieben”. VDI.,

Düsseldorf, tyg., Nr 8, marz. 54, s. 221; 29×21 cm., 5 str. 8 wykr., 3 tabl., 18 poz. bibl.—

Analiza rodzaju obciążenia kół zębatych, częstotliwości obciążeń szczytowych i wielkości momentów obrotowych. Wymagany stopień przeciążania. Wielkość i rola obciążeń dynamicznych. Częste obciążenia pojedyncze i obciążenia pulsujące. Zagadnienie współczynników pewności.

8* 629.113:621-585.002.3 I BKPMot.

Wytrzymałość postaciowa i odporność na zużycie wysokowytrzymałościowych kół przekładni zębatych. „Gestaltfestigkeit und Verschleissverhalten hochfester Getriebezahnräder”. VDI., Düsseldorf, tyg., Nr 8, marz. 54, s. 225; 29×21 cm., 0,5 str. 1 poz. bibl.—

Wyciąg z artykułu ogłoszonego w szwajcarskim czasopiśmie. Wiedza stosowana i techniczna t. 19, 1953, s. 267—278. Zagadnienie jednolitości w stosowaniu stali stopowych i obróbka termiczna, sposób formowania kół zębatych. Wpływ obróbki termicznej na wytrzymałość zęba. Wymagane twardości na powierzchni i twardość rdzenia. Dodatni wpływ korekcji.

K. POJAZDY MECHANICZNE

9* 629.114.2 K BKPMot.

Nowy ciekawy ciągnik australijski. „Interesting new Australian tractor”. Oil Eng., London, mies. t. 22, Nr 254, sierp. 54, s. 126; 29×21 cm., 0,5 str., 1 fot.—

Nowy ciągnik firmy Chamberlain wyposażony w silnik wysokoprężny dwucylindrowy, poziomy, o mocy 55 KM. Dla rozruchu włącza się napęd benzynowy zmniejszając jednocześnie stopień sprężania z 12 na 4.

10* 629.114.4 K BKPMot.

Horch H3A jako pojazd specjalny i ciągnik. „Der Horch H3A als Sonderfahrzeug und Zugmaschine”. Kraftfahrzeugtechn., Berlin, mies., t. 4, Nr 4, kw. 54, s. 110; 29×21 cm., 1,5 str., 3 fot.—
Opis i dane techniczne samochodu ciężarowego Horch H3A produkcji NRD. Nadwozie samochodu wykonywane jest w kilku odmianach o szerokim zakresie zastosowań, np. cysterna benzynowa, pojazd do oczyszczania miasta itp. Samochód używany jest jako ciągnik do dwóch przyczep o łącznym ciężarze 10 t. Do napędu samochodu użyto silnik wysokoprężny o mocy 80 KM przy 2000 obr/min.

11* 629.114.5:621.431—122 BKPMot.

Autobus przegubowy Saurera. „Ein Saurer — Gelenkbus für die Stadt Zürich”. Auto Rev., Bern, tyg., Nr 9, marz. 54, s. 13; 48×33 cm., 0,5 str., 2 rys.—

Szczegóły techniczne prototypu trójosiowego autobusu przegubowego firmy Saurer na 150 do 180 pasażerów z dwunastocylindrowym, wysokoprężnym silnikiem, typu V, o mocy 240 KM. Silnik umieszczony z tyłu napędza osł środkową za pośrednictwem skrzynki biegów o elektrycznej zmianie biegów. Szkice gabarytowe z wymiarami autobusu i wstępnego projektu nadwozia.

12* 629.114.5:629.113.011.5 K BKPMot.

Bradley W. F. Nowy typowy autobus paryski. „The new standard Paris bus”. Bus a. Coach, London, mies., t. 26, Nr 7, lip. 54, s. 238; 29×21 cm., 2 str., 3 fot.—

Opis autobusu Chausson służącego do obsługi linii miejskich Paryża. Autobus o nadwoziu samoniosącym, z sześciocylindrowym silnikiem Hercules firmy Hispano-Suiza, o mocy 145 KM ustawionym dla omawianego autobusu tylko do mocy maksymalnej 120 KM przy 2200 obr/min. przy pojemności 6,98 l, umieszczonym w przodzie pojazdu. Skrzynia biegów preselektywna Wilsona — czterobiegowa. Tylny most o podwójnym przełożeniu. Hamulce Bendix z instalacją sprężonego powietrza Westing — house. Nadwozie o trzech drzwiach zamykanych pneumatycznie. Cała instalacja elektryczna 24-woltowa.

13* 629.114.6 K BKPMot.

Isetta. „Die Isetta”. Auto Rev., Bern, Nr 9, marz. 54, s. 19; 48×33 cm., 1 str., 4 fot., 2 rys., 1 tabl.—

Opis budowy i wyniki próbnej jazdy najmniejszego, czterokołowego samochodu świata Isetty wyposażonego w 1 cylindrowy dwutłokowy silnik dwusuwowy o pojemności skokowej 236 cm³ i mocy 9,5 KM przy 4500 obr/min. Charakterystyczne jest umieszczenie drzwi od przodu, małe rozstawienie kół tylnych, co pozwoliło na

zrezygnowanie z mechanizmu różnicowego oraz resorowanie przodu poduszkami gumowymi i amortyzatorami ciernymi. Tablica z danymi technicznymi.

14* 629.114.82(061.4) K BKPMot.
Behrendt E.: **Samochody wyścigowe**. „Amerika interessiert sich für fremde Autos“. Auto Rev., Bern, tyg., Nr 7, luty 54, s. 18; 48×33 cm., 0,5 str., 3 fot.—

Reportaż z Międzynarodowej Wystawy Samochodów Sportowych urządzanej w 1954 r. w Nowym Jorku. Na uwagę zasługuje samochód King Midget o jednocylindrowym czterosurowym silniku o pojemności skokowej 375 cm³ i mocy 8,5 KM, chłodzonym powietrzem. Ciężar samochodu wynosi 225 kg, a zużycie benzyny jest niezwykle niskie. Samochód sprzedawany jest w częściach i montowany przez nabywców w domu.

15* 629.118.3.001.42:621.431.73 K BKPMot.
Rower z silnikiem Mobylette — 49 cm³. „49 c.c. Mobylette Mot. Cycle“, London, tyg., t. 92, Nr 2668, maj 54, s. 645; 30×21 cm., 1 str., 2 fot., 1 tabl.—

Krótki opis i wyniki prób drogowych roweru skonstruowanego specjalnie do jazdy z doczeplnym silnikiem oraz doczeplnego silnika f-my Motobecane, typ Mobylette, o pojemności skokowej 49 cm³. Silnik doczeplany jest pod ramą przed pedałami. Jest to silnik dwusuwowy, pracujący bez większych drgań, sterowany jedynie przez otwarcie przepustnicy. Błotniki o dużym kącie opasania zapewniają bezpieczną od błota „azdę, zaś osłona gaźnika i łańcucha chroni użytkownika od opryskania benzyną względnie olejem.

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

16* 621.431.73(061.4) L BKPMot.

Klusener O.: **Silniki wystawione na Niemieckich Targach Przemysłowych w Hannoverze w r. 1954**. „Motoren auf der Deutschen Industrie Messe Hannover 1954“. MTZ, Stuttgart, mies., t. 15; Nr 7, lip. 54, s. 211; 29×21 cm., 14 str., 12 fot., 36 rys., 2 wykr.—
Obszerny przegląd konstrukcji silników stacyjnych, trakcyjnych i morskich wystawionych na Targach Przemysłowych w Hannoverze w r. 1954. Opisy techniczne poszczególnych silników ilustrowane licznymi zdjęciami i rysunkami. Ogólne tendencje zaobserwowane w budowie silników, to stosowanie chłodzenia powietrzem, zmniejszenie ciężaru oraz podwyższenie trwałości silnika. Silniki wysokoprężne z zastosowaniem doładowania zyskują coraz bardziej na popularności.

17* 621.431.73:621.43.038.8(088.8) L BKPMot.

Smith D. H.: **Ulepszenia konstrukcja wtryskiwacza**. „Improved injector construction“. Bus a. Coach, London, mies., t. 26, Nr 7, lip. 54, s. 248; 29×21 cm., 0,5 str., 1 rys.—

Wzmianka o patencie Nr 701.104 będącym własnością japończyka Tsurukichi Ono obejmującym ulepszenie konstrukcji wtryskiwacza. Ulepszenie polega na zastosowaniu wydrążenia w iglicy, w którym umieszczony jest popychacz zakończony stożkowo. Stożkowe zakończenie popychacza opiera się o dno wydrążenia w iglicy. Drugą alternatywą tego pomysłu jest płaskie zakończenie popychacza dociskającego do kulki opierającej się o dno wydrążenia. Sprężyna działa na iglicę za pośrednictwem popychacza. W ten sposób unika się nacisków bocznych iglicy.

18* 621.436—712:638.561 L BKPMot.

Produkcja najmniejszego brytyjskiego silnika wysokoprężnego. „Making Britain's smallest-powered oil engine“. Oil Eng., London, mies., t. 22, Nr 254, sierp. 54, s. 146; 29×21 cm., 1,5 str., 3 fot.—

Opis produkcji małego silnika wysokoprężnego Petter, o mocy 2,5 KM przy 1500 obr/min. z chłodzeniem powietrznym. Omówienie ważniejszych operacji przy wykonywaniu kadłuba łożysk, wałka rozrządu itp. Wydajność produkcji 250 szt. tygodniowo.

19* 621.436:621—55 L BKPMot.

Regulatory serwo-hydrauliczne. „A range of hydraulic servo governors“. Oil Eng., London, mies., t. 22, Nr 254; sierp. 54, s. 140; 29×21 cm., 2 str., 1 fot., 2 rys.—

Opis konstrukcji i zasady działania regulatora obrotów Ardleigh stosowanego do silnika wysokoprężnego. Zaletą tego regulatora jest duża czułość i lekkość. Charakterystyka i zakresy działania typów 100 Gl, 200 Gl i 300 Gl.

20* 621.436.052:621.43.031.3 L BKPMot.

Silniki trakcyjne z doładowaniem. „Transport engine pressure — charging“. Oil Eng. London, mies., t. 22, Nr 254, sierp. 54, s. 122; 29×21 cm., 3 str., 2 wykr., 1 rys., 2 tabl.—

Ogólne korzyści wynikające z doładowywania silników wysokoprężnych. Charakterystyka i przykładowe dane dotyczące silnika z doładowaniem i bez. Wymagania stawiane sprężarkom, szczególnie sprężarkom tłokowym. Nowa konstrukcja sprężarki Ricardo charakteryzująca się tym, że cylindry w ilości siedmiu ustawione są osiowo, a klasyczny układ korbowy zastąpiono napędem płytko wychylnym. Pozytywny wynik prób sprężarki o wydajności ok. 8600 l/min. przy 3000 obr/min. Ciężar nie większy od sprężarek klasycznych np. Roots'a.

21* 629.114.4:621.436:621.43.056 L BKPMot.

Nowy przebieg spalania w silnikach Diesela. „Ein neues Verbrennungsverfahren für Dieselmotoren“. Auto. Rev., Bern, tyg., Nr 3, stycz. 54, s. 19; 48×33 cm., 1 str., 3 fot., 3 rys., 1 wykr., 1 tabl.—

Opis nowego przebiegu spalania stosowanego w silnikach wysokoprężnych samochodów ciężarowych f-my M.A.N. Dzięki zastosowaniu dwu otworów pochylonych pod kątem dyszy wtryskiwacza w półkulistej komorze spalania umieszczonej w środku dna tłoka, paliwo rozmieszcza się równomiernie, zaś dzięki zawirowaniu powietrza przy pomocy kolnierza zaworu wlotowego przebieg spalania jest spokojny i cichy. Znaczne oszczędności paliwa przy częściowym obciążeniu. Zużycie paliwa poniżej 160 g/KMh. Rysunki i fotografie zaworu, dyszy, silnika. Wyniki prób.

M. MECHANIZMY PODWOZIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH

22* 629.113.012.857.2:658.561 M BKPMot.

Produkcja drążków stabilizacyjnych Forda. „The production of Ford stabilizer bars“. Machinery, London, tyg., t. 85, Nr 2174, lip. 54, s. 117; 25×18 cm., 3,5 str., 6 fot.—

Opis przebiegu produkcji drążków stabilizacyjnych zawieszenia przedniego nowego modelu samochodu Ford — Anglia. Szlifowanie drążków. Spęszczanie końców na specjalnej hydraulicznej maszynie o działaniu automatycznym — podgrzewanie spęszczanych końców indukcyjne. Urządzenie do frezowania i wiercenia zakończeń drążków. Podgrzewanie drążków w specjalnym piecu i automatyczne gięcie na specjalnej maszynie Millsa, po którym następuje na tej samej maszynie hartowanie przez automatyczne zanurzenie w kąpeli olejowej. Ogrzewanie i odpuszczanie drążków w specjalnie urządzonym zestawie. Śrutowanie drążków i kontrola ostateczna na elektromagnetycznym przyrządzie do wykrywania rys i pęknięć.

N. MATERIAŁY EKSPLOATACYJNE

23* 629.113:621—23:621—62 N BKPMot.

Kroh G.: **Ważne wskazówki dla eksploatacji samochodów napędzanych płynnym gazem**. „Wichtige Hinweise für den Fahrzeugbetrieb mit Treibgas (Flüssiggas)“. Kraftfahrzeugtechn., Berlin, mies., t. 4, Nr 4, kw. 54, s. 118; 29×21 cm., 1,5 str.—

Napęd pojazdów mechanicznych płynnym gazem popularyzuje się coraz szerzej zwłaszcza w krajach importujących benzynę. Przepisy dla zamontowywania części instalacji gazowej: butli zaworów i rurociągów. Ze względu na bezpieczeństwo obsługi sprecyzowane zostały przepisy, których przestrzeganie zabezpiecza przed wypadkami podczas eksploatacji.

T. TECHNOLOGIA I PRODUKCJA

24* 621.431.73:621.746.5(088.8) T BKPMot.

Nowa technika odlewania w formach skorupowych. „New shell moulding techniques“. Machinery London, tyg. t. 84, Nr 2161, kw. 54, s. 803, 25×18 cm., 2 str. 3 rys.

Dwa patenty zgłoszone ostatnio przez zakłady Ford Motor Co. Ltd. odnoszące się do produkcji wałków rozrządu i zaworów wydechowych odlewanych w formach skorupowych z mieszaniny piasku i mas plastycznych. Wałki rozrządu ośmiocylindrowego silnika odlewane w normalnych formach skorupowych zaopatrzonych w przewody odprowadzające w czasie odlewania gazowy czynnik chłodzący, powodujący powierzchniowe utwardzanie odlewu. Opis konstrukcji form do jednoczesnego odlewu szesnastu zaworów. Zawory po odlaniu podlegają jedynie obróbce wykończeniowej. Sposób produkcji wspomnianych form.

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 dzieła lub poszczególne zagadnienia i tematy techniczne. CIDNT wykonuje (za zwrotem kosztów) fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych zarówno Przeglądem Dokumentacyjnym, jak i kartami dokumentacyjnymi.