

A 1655

technika

MOTORYZACYJNA



NR 3 (13)
1953 R

MARZEC

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ



TREŚĆ ZESZYTU

- Mgr inż. Kazimierz Studziński* — Właściwości dynamiczne samochodowych mechanizmów różnicowych
Inż. Franciszek Baran — Wykonanie narzędzi krążkowych do wiórkowania kół zębatych
Mgr inż. Anatoliusz Bednarczyk — Części dwumetalowe otrzymywane na drodze metalurgii proszków
A. R. — Zmiany konstrukcyjne samochodu ZIS—150.
K. L. — Samopiszący przyrząd do mierzenia krzywizny i określenia naprężeń w piórach resorowych
S. T. — Nowy rodzaj synchronizatora
A. B. — Wybór częstotliwości prądu dla powierzchniowego hartowania części metodą indukcyjną i jej zastosowanie w przemyśle motoryzacyjnym
Przegląd Dokumentacyjny Motoryzacji

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

SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

Redaktor Naczelny — inż. Ryszard Gdulewski
Redaktor Techniczny — Czesław Piekarski
Sekretarz Redakcji — Krystyna Dargiel

Redaktorzy Działów: inż. Wiesław Stypulkowski, inż. Tadeusz Szujski, inż. Karol Pionnier i inż. Karol Biedrzycki.
Sekretariat Redakcji Techniki Motoryzacyjnej czynny codziennie od godz. 9³⁰ do 16³⁰ oraz dodatkowo w każdą środę od godz. 17 do 18. Warszawa, ul. Czackiego 3/5, tel. 8-95-10 do 16 wew. 35.

Nakład 2.100 egz. Ark. druk. 4. Papier druk. sat. kl. V, 60' g, 86 × 122/16. Odd. do skład. 20.II.53. Podp. do druku 26.III.53.

Druk ukończ. w marcu 1953.

Drukarnia im. Rewolucji Październikowej, W-wa, Mińska 65. Zam. 184c/53. 4-B-14275.

Cena 6 zł.

TECHNIKA

MOTORYZACYJNA

MIESIĘCZNIK

ROK III

MARZEC

ZESZYT 3

Mgr inż. KAZIMIERZ STUDZIŃSKI

629.113.012+621-587.001:531.3

WŁAŚCIWOŚCI DYNAMICZNE SAMOCHODOWYCH MECHANIZMÓW RÓŻNICOWYCH

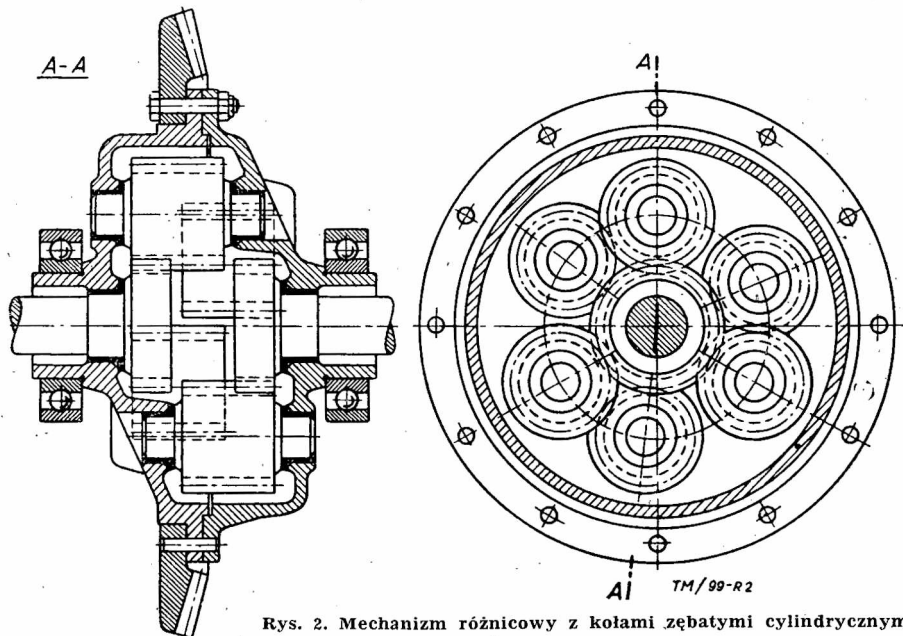
Mechanizmy różnicowe stanowią nieodzowne urządzenie, uzupełniające przekładnię napędową pojazdów mechanicznych, mających możliwość poruszania się po torach krzywych o małych promieniach krzywizny, oraz posiadających wspólne doprowadzanie napędu na dwa koła osi napędowej. Dlatego też mechanizmy różnicowe znajdują powszechne zastosowanie w przekładniach napędowych samochodów osobowych, samochodów ciężarowych i ciągników.

W konstrukcjach samochodowych spotykane są mechanizmy różnicowe następujących rodzajów:

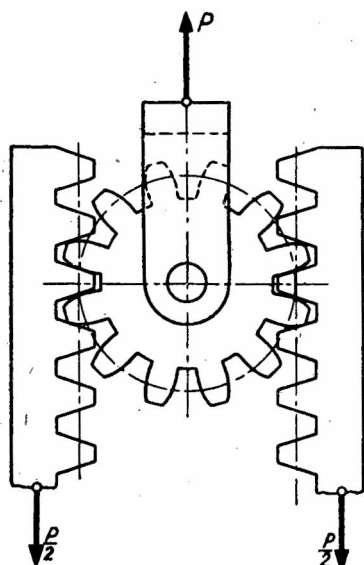
1. mechanizmy różnicowe z kołami zębatymi stożkowymi,
2. mechanizmy różnicowe z kołami zębatymi walcowymi,
3. mechanizmy różnicowe z przekładniami ślimakowymi,
4. mechanizmy różnicowe krzywkowe,
5. mechanizmy różnicowe samozaakleszczające się.

Zasada działania mechanizmu różnicowego z kołami zębatymi stożkowymi (rys. 1.) polega na doprowadzeniu momentu napędowego na obudowę (kosz) mechanizmu różnicowego, z którego przenoszony on jest na sworznie sa-

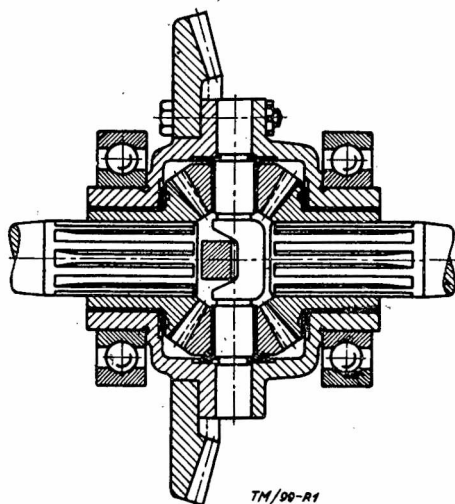
telitów. Na sworzniach tych osadzone są obrotowo satelity, ząbujące się ze stożkowymi kołami zębatymi koronkowymi



Rys. 2. Mechanizm różnicowy z kołami zębatymi cylindrycznymi



Rys. 1. Mechanizm różnicowy z kołami zębatymi stożkowymi



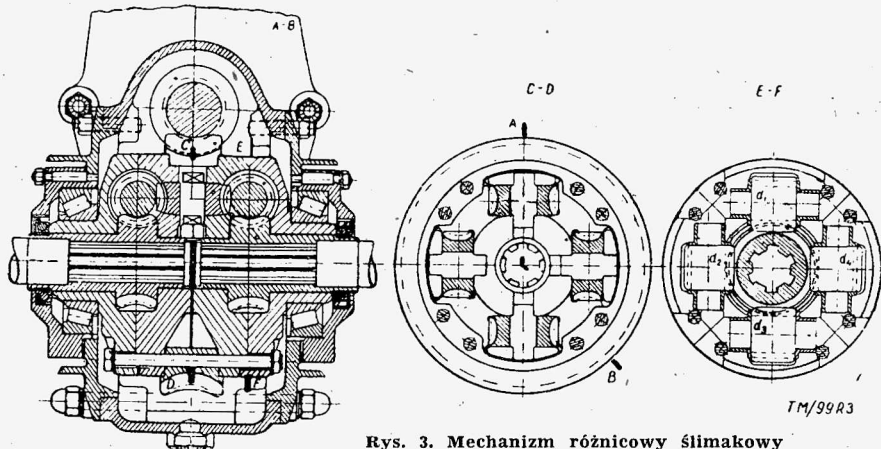
obu półosi. Gdy siła międzyzębna na kołach koronkowych jest równa, mechanizm różnicowy jest nieczynny i moment napędowy dzieli się na półosie po połowie.

Konstrukcja mechanizmu różnicowego z kołami zębatymi walcowymi (rys. 2) różni się tym od mechanizmu z kołami zębatymi stożkowymi, że każde z kół koronkowych posiada odrębne satelity, ząbujące się z satelitami drugiej półosi. W ten sposób oba cylindryczne koła koronkowe półosi są sprzężone ze sobą nie za pomocą pojedynczych satelitów, jak to ma miejsce w mechanizmach różnicowych z kołami zębatymi stożkowymi, lecz za pomocą satelitów podwójnych.

Typową cechą mechanizmu różnicowego ślimakowego (rys. 3) jest zastosowanie satelitów ślimakowych, odrębnych dla każdego z kół koronkowych, którymi w tym przypadku są ślimacznice. Sprzężenie układów ślimakowych obu półosi uzyskane jest za pomocą

ślimacznic, ząbujących się z parami satelitów ślimakowych jednej i drugiej półosi. Napęd doprowadzany jest na odbudowę mechanizmu różnicowego, w której zamocowane

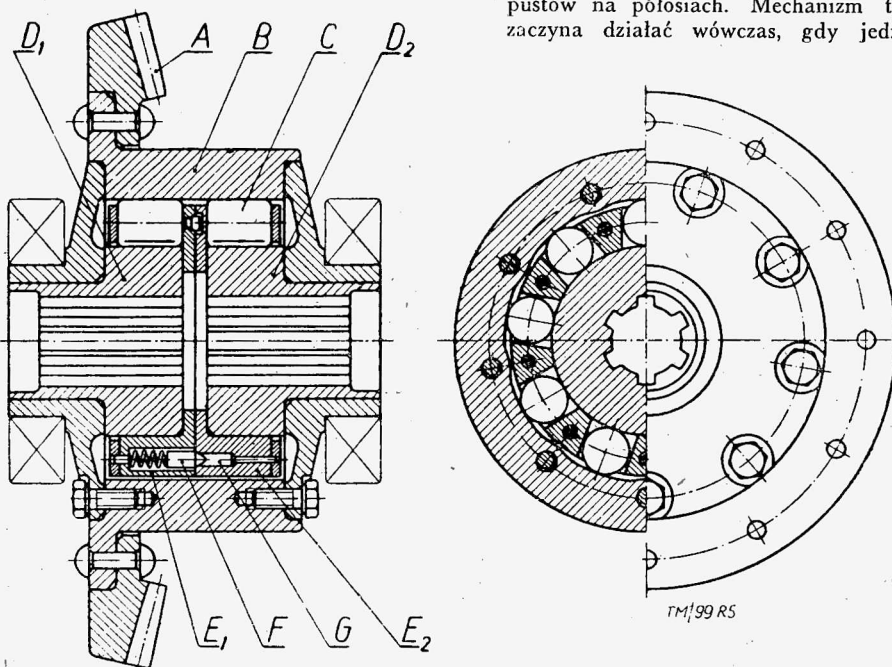
mentów obrotowych do sił, wywieranych przez oba końce kamieni na krzywki obu kołnierzy, przekroczy wewnętrzne momenty tarcia tego mechanizmu, kołnierze te zostaną zmuszone przez kamienie do obrotu z różnymi prędkościami kątowymi. Mechanizmy różnicowe krzywkowe należą do grupy mechanizmów o dużym tarcu wewnętrznym i znajdują zastosowanie, zresztą rzadkie, w samochodach terenowych. Od poprzednio omówionych mechanizmów różnicowych, przy tym różni się tym, że zawsze muszą posiadać przełożenie różne od jedności ($i_m \neq 1$), gdy mechanizmy z kołami zębatymi lub ze ślimakiem, mogą posiadać $i_m = 1$, i w zastosowaniu ich do mostów napędowych zawsze posiadają przełożenie równe jedności.



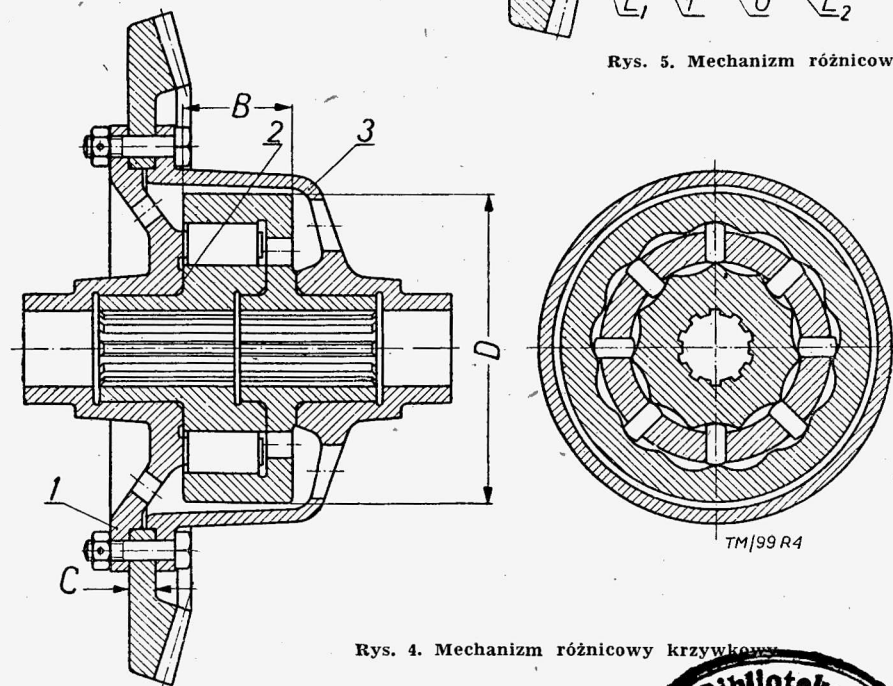
Rys. 3. Mechanizm różnicowy ślimakowy

są osie ślimacznic ząbujących się z satelitami ślimakowymi obu półosi. Mechanizmy ślimakowe należą do mechanizmów różnicowych o dużym tarcu wewnętrznym, uzyskiwanym przez nadanie zwojom ślimaków odpowiednich kątów pochylenia. Mechanizmy różnicowe ślimakowe są bardzo kosztowne i były stosowane rzadko w samochodach terenowych.

Mechanizm różnicowy krzywkowy (rys. 4) składa się z dwóch kołnierzy: jednego z krzywkami zewnętrznymi, osadzonego na jednej półosi i drugiego z krzywkami wewnętrznymi osadzonego na drugiej półosi, oraz z kosza mechanizmu posiadającego wycięcia na kamienie, mogące się w tych wycięciach kosza przesuwac promieniowo, w miarę obracania się względem siebie krzywek kołnierzy jednej i drugiej półosi, zastępujących koła talerzowe. Napęd jest doprowadzany tutaj na kosz kamieni, z którego przenosi się na te kamienie. Gdy różnica mo-



Rys. 5. Mechanizm różnicowy samozakleszczający się



Rys. 4. Mechanizm różnicowy krzywkowy

z półosi zostanie zmuszona do szybszych obrotów od drugiej. Mianowicie gdy jedna z półosi uzyska większą prędkość kątową od obudowy (b) mechanizmu, zmusza ona rolki (c) do przetoczenia się w stosunku do obudowy (b), co powoduje odkleszczenie półosi w stosunku do obudowy i swobodny jej obrót dotąd, dopóki obroty jej nie spadną poniżej obrotów obudowy (b). Mechanizm różnicowy samozakleszczający różni się od poprzednio opisanych tym, że przy działaniu jego półosi mogą obracać się z różnymi niezależnymi od siebie prędkościami kątowymi, gdy mechanizmy różnicowe z kołami zębatymi, ślimakowymi lub krzywkowe wyznaczają kinematyczną ścisłą zależność obrotów obu półosi.

Powszechnie są znane właściwości kinematyczne wymienionych wyżej mechanizmów różnicowych, polegające na możliwości toczenia się kół napędowych z różnymi prędkościami kątowymi, albo

inaczej mówiąc, z różnymi ilościami obrotów przy ruchu pojazdu po torze krzywym.

Kinematyczną zależność obrotów obu półosi i koła talerzowego (ew. obudowy) przy wszystkich omówionych mechanizmach różnicowych, z wyjątkiem mechanizmu samozakleszczającego się, można wyrazić wzorem:

$$n_1 + in_2 = (1 + i)n \dots \dots \dots [1]$$

gdzie n_1 — ilość obrotów jednej półosi
 n_2 — ilość obrotów drugiej półosi
 n — ilość obrotów koła talerzowego względnie kosza mechanizmu różnicowego
 i — przełożenie wewnętrzne mechanizmu różnicowego.

W przypadku gdy $i = 1$, co zwykle ma miejsce w mechanizmach różnicowych, stosowanych w samochodowych przekładniach mostów napędowych, wzór powyższy przyjmie znaną postać:

$$n_1 + n_2 = 2n \dots \dots \dots [2]$$

Kinematyczne właściwości mechanizmów różnicowych stanowią jednak tylko jedną ich cechę, nie wystarczającą do określenia wpływu, jaki wywierają mechanizmy różnicowe na ogólne właściwości trakcyjne samochodu, które można ustalić dopiero na podstawie określenia właściwości dynamicznych zastosowanego rodzaju mechanizmu różnicowego.

W celu wykrycia zasadniczych właściwości dynamicznych mechanizmów różnicowych rozpatrzmy toczenie się kół napędowych samochodu, pod działaniem momentu obrotowego M_n doprowadzonego od silnika na obudowę mechanizmu różnicowego, zakładając, że promienie toczenia się kół r_k są równe, oraz że koła te są obciążone równomiernie siłą pionową, równą $\frac{Gr}{2}$. Równanie bilansu mocy dla tego układu można wyrazić wzorem

$$N_n - N_1 - N_2 - N_t = 0 \dots \dots \dots [3]$$

gdzie: N_n — moc doprowadzona na kosz satelitów mechanizmu różnicowego,
 N_1 i N_2 — moc przeniesiona na półosie kół napędowych,
 N_t — moc stracona na tarcie i inne opory w mechanizmie różnicowym.

Równanie równowagi działających na układ momentów obrotowych wyrazi wzór:

$$M_n - M_1 - M_2 = 0 \dots \dots \dots [4]$$

Równanie (3) można wyrazić w następującej formie:

$$\frac{M_n \cdot n}{716,2} - \frac{M_1 \cdot n_1}{716,2} - \frac{M_2 \cdot n_2}{716,2} \pm \frac{M_t (n_2 - n_1)}{716,2} = 0$$

$$\text{czyli } M_n \cdot n - M_1 \cdot n_1 - M_2 \cdot n_2 \pm M_t (n_2 - n_1) = 0 \quad [5]$$

gdzie M_t — moment obrotowy, stracony na pokonanie oporów tarcia w mechanizmie różnicowym, który w dalszym ciągu będzie krótko nazywany „momentem tarcia” mechanizmu różnicowego.

Podstawiając do wzoru (5) wartości dla M_2 z wzoru (4) oraz wartości n_2 z wzoru (1) otrzymamy wzór, określający wielkość momentu obrotowego M_1 , doprowadzonego na koło napędowe 1:

$$M_1 = \frac{1}{i+1} M_n \pm M_t = \lambda_1 M_n \dots \dots \dots [6]$$

oraz na podstawie wzoru (4) wielkość momentu obrotowego M doprowadzonego na koło 2:

$$M_2 = \frac{i}{i+1} M_n \mp M_t = \lambda_2 M_n \dots \dots \dots [7]$$

gdzie: λ_1 — współczynnik rozkładu momentu napędowego na półos koła 1, równy

$$\lambda_1 = \frac{M}{M_n} = \frac{1}{i+1} \pm \frac{M_t}{M_n}$$

λ_2 — współczynnik rozkładu momentu napędowego na

$$\text{półos koła 2 równy } \lambda_2 = \frac{M_2}{M_n} = \frac{i}{i+1} \mp \frac{M_t}{M_n}$$

Uzyskane wzory (6) i (7) dają bardzo zmienną właściwość dynamiczną mechanizmów różnicowych, działających na zasadzie systemu kinematycznie wiążącego obie półosie, a mianowicie rozdział, doprowadzonego na obudowę mechanizmu różnicowego, momentu napędowego na półosie kół przy dzia-

lającym mechanizmie różnicowym nastąpi w taki sposób, że gdy na jednym kole będzie panował moment obrotowy $M_1 = \lambda_1 M_n$, to na drugim kole musi wystąpić moment $M_2 = \lambda_2 M_n$.

Z równań tych wynika również wniosek, że mechanizm różnicowy zacznie działać tylko w tym przypadku, gdy pomiędzy osiami kół napędowych powstanie różnica momentów obrotowych, równa

$$M_2 - M_1 = \lambda_2 M_n - \lambda_1 M_n = (\lambda_2 - \lambda_1) M_n = \left(\frac{i-1}{i+1} \pm \frac{2M_t}{M_n} \right) M_n \dots \dots \dots [8]$$

Gdy różnica momentów obrotowych pomiędzy kołami napędowymi będzie mniejsza, mechanizm różnicowy nie będzie działał i półosie będą mogły obracać się z jednakową ilością obrotów.

Powyższe wzory (6) (7) i (8), przyjmą prostszą postać dla przypadku, gdy przełożenie mechanizmu różnicowego $i = 1$, co zwykle ma miejsce w przekładniach głównych mostów napędowych:

$$M_1 = 0,5 M_n \pm M_t; \quad M_2 = 0,5 M_n \mp M_t$$

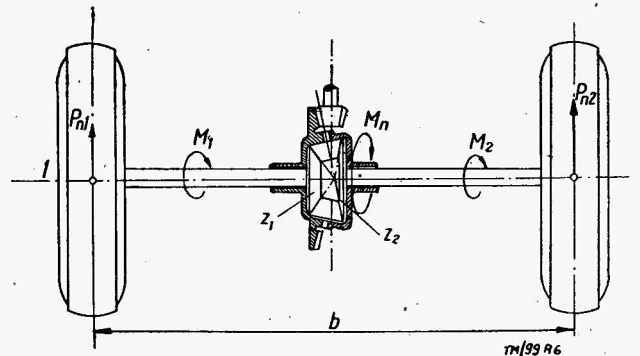
$$\cdot M_1 - M_2 = \pm 2 M_t \dots \dots \dots [9]$$

Na podstawie wzorów (9) można ustalić dwie zasadnicze właściwości mechanizmów różnicowych, stosowanych w przekładniach głównych mostów napędowych ($i = 1$):

1) gdy różnica momentów obrotowych pomiędzy półosiami obu kół napędowych jest mniejsza od podwójnego momentu, potrzebnego na pokonanie wewnętrznych oporów w mechanizmie różnicowym, to będzie on nieczynny i obie półosie będą zachowywały się tak, jak jedna nie dzielona oś, natomiast gdy różnica momentów osiągnie wartość $2 M_t$, mechanizm różnicowy zacznie działać i półosie zaczną obracać się z różnymi ilościami obrotów.

2) gdy półosie są połączone mechanizmem różnicowym o przełożeniu $i = 1$, to momenty obrotowe przenoszone przez każdą z półosi kół napędowych mogą zmieniać się w zależności od obciążenia w granicach od $0,5 M_n - M_t$ do $0,5 M_n + M_t$.

Właściwości te zobrazować można następującym przykładem. Wyobraźmy sobie, że każde z kół tylnego mostu napędowego samochodu (rys. 6) naciska na jezdnię z siłą $\frac{G_t}{2}$, i że współczynnik przyczepności jezdni koła 1 jest μ_1 , a koła 2 — μ_2 , przy czym $\mu_1 < \mu_2$. Rozważmy, jaką siłę napędową będą dawały te koła pod działaniem doprowadzonego na koło talerzowe momentu obrotowego M_n , gdy pod jego działaniem koło 1 uzyskało całkowity poślizg.



Rys. 6. Rozdział momentu napędowego na półosie z mechanizmem różnicowym z przełożeniem wewnętrznym

Moment obrotowy przenoszony przez ślizgające się w miejscu koło 1 będzie:

$$M_1 = \mu_1 \cdot \frac{G_r}{2} r_k$$

gdzie: r_k — promień dynamiczny koła.

Drugie koło zgodnie z wzorem (9) będzie wówczas obciążone momentem obrotowym:

$$M_2 = M_1 + 2M_t = \mu_1 \cdot \frac{G_r}{2} r_k + 2M_t$$

Łączny moment obrotowy, przenoszony przez oba koła wyniesie:

$$M = M_1 + M_2 = \mu_1 \cdot G_t r_k + 2M_t$$

a uzyskana na obwodach kół siła napędowa wyniesie

$$P_n = \frac{M}{r_k} = \mu_1 G_t + \frac{2M_t}{r_k}$$

Jak z powyższego wynika, zastosowanie mechanizmu różnicowego w przekładni napędowej ogranicza przenoszony przez koła moment obrotowy, którego wielkość zależy od mniejszego współczynnika przyczepności jednego z kół oraz od wielkości momentu tarcia mechanizmu różnicowego.

Gdy jedno koło zacznie się ślizgać wskutek utraty przyczepności, drugie koło może przenosić moment obrotowy większy od niego najwyżej o $2M_t$ (o dwa momenty tarcia mechanizmu różnicowego), z czego wynika wniosek, że moment obrotowy przenoszony przez oba koła jest zawsze uzależniony od koła posiadającego mniejszą przyczepność.

Inaczej przedstawia się sprawa z osią niedzieloną, przy której można zawsze wykorzystać pełną przyczepność obu kół. A mianowicie: gdy jedno z kół napędowych zacznie się ślizgać wskutek utraty przyczepności, to doprowadzany moment napędowy na oś może być w dalszym ciągu zwiększany dotąd, dopóki drugie koło nie utraci przyczepności. Przy osi niedzieloną, t.j. bez mechanizmu różnicowego, doprowadzony do niej moment napędowy w granicach przyczepności kół dzieli się proporcjonalnie do oporów jazdy, działających na te koła. Gdy opory są równe, moment napędowy rozkłada się równo na oba koła. Z chwilą jednak gdy jedno z kół utraci przyczepność, może on w dalszym ciągu wzrastać, gdyż cały przyrost jego będzie przyjmowany przez koło drugie, posiadające jeszcze dostateczną przyczepność dla zrównoważenia go. Górną granicą przekazywanego momentu napędowego na koła bez mechanizmu różnicowego będzie suma momentów siły przyczepności obu kół $(\mu_1 + \mu_2) \frac{G_t}{2} r_k$, a granice w jakich może się zmieniać moment obrotowy, przenoszony przez każde z kół, można określić wzorem:

$$0 < M_1 < M_n < \mu_1 G_k r_k^*)$$

gdzie M_1 — moment obrotowy działający na koło

M_n — całkowity moment napędowy doprowadzony na oś kół

G_k — obciążenie pionowe koła.

Jak z powyższych rozważań wynika, przy jeździe w warunkach stwarzających możliwości powstawania większych różnic przyczepności na kołach napędowych samochodu, co często zachodzi przy jeździe w terenie błotnistym, na drogach pokrytych lotnym piaskiem i na drogach oblodzonych lub pokrytych śniegiem, korzystniej jest przenosić napęd przez koła z osią niedzieloną niż przez koła posiadające mechanizm różnicowy, gdyż oś niedzieloną daje zawsze możliwość wykorzystania całkowitej przyczepności obu kół, gdy półosie dzielone z mechanizmem różnicowym zwykle pozwalają na wykorzystanie tylko części przyczepności obu kół.

Zastosowanie napędowych osi niedzielonych w samochodach nie jest możliwe ze względu na wymagane właściwości kinematyczne toczenia się kół napędowych przy ruchu samochodu po torze krzywym.

Ponieważ jednak stosowanie w samochodach mechanizmów różnicowych jest konieczne ze względu na wymagane własności kinematyczne kół, zastanowić się należy jakie istnieją możliwości zwiększenia momentu napędowego, przekazywanego na koła przez mechanizm różnicowy, w przypadkach gdy jedno z kół napędowych utraci przyczepność.

Z przytoczonych wzorów wynika, że moment ten będzie tym większy, im większy będzie moment obrotowy, potrzebny do uruchomienia mechanizmu różnicowego. Moment zaś wywołujący działanie mechanizmu różnicowego wyraża się różnicą momentów obrotowych, przenoszonych przez oba koła, czyli

$$M_2 - M_1 = \left(\frac{i-1}{i+1} \pm \frac{2M_t}{M_n} \right) \cdot M_n \dots \dots \dots [8]$$

Na pierwszy rzut oka wydawałoby się, że najprostszym i najkorzystniejszym ze względów ekonomicznych sposobem

*)W stanie spoczynku, gdyż przy toczeniu się koła moment przyczepności będzie $(\mu_1 + f) G_k r_k$, gdzie f — współczynnik oporów toczenia w kg/kg.

byłoby zastosowanie możliwie dużego stopnia przełożenia w mechanizmie różnicowym i jak najmniejszych oporów wewnętrznych (M_t). Zastosowanie na przykład przełożenia $i = 2$ przy momencie tarcia mechanizmu $M_t = 0,03 M_n$, dawałoby różnicę momentów

$$M_2 - M_1 = \left(\frac{1}{3} - 0,06 \right) M_n = 0,273 M_n$$

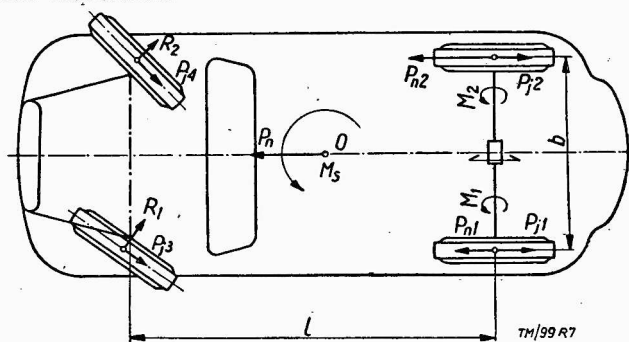
czyli zapewniającą bardzo dobre właściwości ruchu w terenie przy równoczesnej bardzo wysokiej sprawności mechanicznej mechanizmu różnicowego przy ruchu samochodu na zakrętach.

Zastosowanie przełożenia w mechanizmie różnicowym nie może jednak rozwiązać tego zagadnienia, gdyż ma tę wadę, że daje stały jednokierunkowy rozdział momentu napędowego na koło lewe i prawe w stosunku

$$\zeta = \frac{i - \frac{M_t}{M_n} (i+1)}{1 + \frac{M_t}{M_n} (i+1)} \quad (\text{patrz wzory 6 i 7}),$$

wskutek czego korzyści z zastosowania przełożenia w mechanizmie różnicowym można by odnosić tylko w tym przypadku, gdy ślizga się koło przenoszące mniejszy moment napędowy.

W przypadku odwrotnym koło nie ślizgające się będzie przenosiło zmniejszony na skutek istniejącego przełożenia moment obrotowy i tym mniejszy im większe przełożenie „i” zostało zastosowane.



Rys. 7. Skręcanie samochodu z mechanizmem różnicowym o przełożeniu wewnętrznym

Aby uzasadnić te właściwości mechanizmu różnicowego z przełożeniem wewnętrznym, rozpatrzmy różne przypadki przenoszenia napędu na półosie, połączone mechanizmem różnicowym o przełożeniu wewnętrznym i_w . Załóżmy, że mechanizm posiada przekładnię stożkową, która daje redukcję momentu na półoś 1 (rys. 7), wskutek czego przy nie działającym mechanizmie różnicowym doprowadzony moment napędowy będzie rozkładał się w sposób następujący:

$$\frac{1}{i_w + 1} M_n - M_t < M_1 < \frac{1}{i_w + 1} M_n + M_t;$$

$$\frac{i_w}{i_w + 1} M_n + M_t > M_2 > \frac{i_w}{i_w + 1} M_n - M_t$$

Dla uruchomienia mechanizmu różnicowego konieczne jest pokonanie jego oporów wewnętrznych, a zatem zacznie on działać wówczas, gdy na półosiach kół powstaną momenty obrotowe:

$$M_1 = \frac{1}{i_w + 1} M_n \mp M_t; \quad \text{oraz} \quad M_2 = \frac{i_w}{i_w + 1} M_n \pm M_t \quad [10]$$

Przy czym moment tarcia M_t będzie posiadał znak „-“ dla tej półosi, która zwiększyła ilość obrotów wskutek działania mechanizmu różnicowego.

W przypadku gdy koło 1 zacznie się ślizgać wskutek utraty przyczepności, moment obrotowy przenoszony przez tę oś wyniesie:

$$M_1 = \frac{1}{i_w + 1} M_n - M_t = \frac{\mu G_t}{2} r_k^{**}) \dots \dots \dots [10']$$

**) Gdy samochód stoi w miejscu, o ile natomiast jest on w ruchu to przenoszony moment obrotowy wyniesie $M_1 = \frac{(\mu_1 + f) G_t}{2} r_k$, gdzie f — współczynnik oporów toczenia.

Maksymalny moment napędowy, jaki może być doprowadzony do obu półosi przy założeniu, że przyczepność koła 2 będzie dostateczna dla zrównoważenia przypadającego na niego momentu, można obliczyć ze wzoru (10'):

$$M_{n \max} = \left(\frac{\mu G_t}{2} r_k + M_t \right) (i_w + 1) = (\mu G_t r_k + 2M_t) \frac{i_w + 1}{2} \quad [11]$$

a moment obrotowy przenoszony wówczas przez koło 2 wyniesie:

$$M_2 = \frac{i_w}{i_w + 1} M_{n \max} + M_t = \left(\frac{\mu G_t}{2} r_k + M_t \right) i_w + M_t = \frac{\mu G_t}{2} r_k i_w + M_t (i_w + 1) \quad [12]$$

Natomiast gdy założymy, że ślizga się koło 2, a koło 1 pod obciążeniem momentu M_1 nie utraciło przyczepności, to obliczony w analogiczny sposób, maksymalny moment napędowy mogący być doprowadzony na obie półosie wyniesie:

$$M'_{n \max} = (M_2 + M_t) \frac{i_w + 1}{i_w} = \left(\frac{\mu G_t}{2} r_k + M_t \right) \frac{i_w + 1}{i_w} = (\mu G_t r_k + 2M_t) \frac{i_w + 1}{2 i_w} \quad [13]$$

Porównując wzory (11) i (13) z wzorem (1), możemy stwierdzić, że gdy $i_w > 1$, to zawsze jest słuszna nierówność:

$$(\mu G_t r_k + 2M_t) \frac{i_w + 1}{2 i_w} < \mu G_t r_k + 2M_t < (\mu G_t r_k + 2M_t) \frac{i_w + 1}{2}$$

czyli że moment napędowy, przenoszony na półosie za pośrednictwem mechanizmu różnicowego z przełożeniem różnym od jedności, jest większy od momentu napędowego mechanizmu różnicowego o przełożeniu $i = 1$ tylko w przypadku, gdy ślizga się koło przenoszące zredukowany moment obrotowy. Gdy natomiast ślizga się koło drugie, przenoszony moment napędowy na oba koła będzie zawsze mniejszy od momentu napędowego, przenieszonego przez mechanizm różnicowy bez przełożenia.

Ujemną cechą mechanizmów różnicowych z przełożeniem jest również to, że moment napędowy rozkłada się nierównomiernie na koła napędowe nawet w tym przypadku, gdy mechanizm jest nieczynny t.j. gdy koła toczą się z równymi szybkościami obrotowymi, wskutek czego przy prostoliniowym ruchu samochodu koła przenoszą różną siłę napędową. Różnica sił na kołach napędowych wywołuje moment skracający samochód dokoła osi pionowej, przechodzącej przez jego środek ciężkości.

Moment ten może bądź to pomagać do skierowania samochodu do ruchu po krzywiźnie, bądź też przeciwdziałać w braniu tego zakrętu w zależności na którym kole napędowym wystąpi większa siła napędowa. Jeśli kołem poruszającym się po wewnętrznej łuku krzywizny będzie koło przenoszące większy moment napędowy, wówczas różnica sił napędowych pomiędzy kołem wewnętrznym i zewnętrznym wyniesie (rys. 7)

$$P_s = \frac{M_2 - M_1}{r_k} \left[\frac{M_n i'_w}{(i_w + 1)r_k} + \frac{M_t}{r_k} \right] - \left[\frac{M_n}{(i_w + 1)r_k} - \frac{M_t}{r_k} \right] = \frac{(i_w - 1) M_n}{(i_w + 1) r_k} + \frac{2 M_t}{r_k} \quad [14]$$

i wskutek tego powstanie moment utrudniający skręcanie samochodu M_s

$$M_s = \left(\frac{i_w - 1}{i_w + 1} M_n + 2M_t \right) \cdot \frac{b}{2 r_k} \quad [15]$$

Natomiast jeśli koło przenoszące zwiększony moment napędowy jest kołem zewnętrznym, to różnica sił napędowych na kołach da moment skracający samochód zgodny co do kierunku z obrotem samochodu na zakręcie, równy

$$M_s' = \left(\frac{i_w - 1}{i_w + 1} M_n - 2M_t \right) \cdot \frac{b}{2 r_k} \quad [16]$$

i moment ten będzie pomagał w skręcaniu samochodu.

Ze względu na to przełożenia wewnętrznych w mechanizmach różnicowych przekładni napędowych nie stosuje się, a w celu zmniejszenia ujemnych skutków utraty przyczepności przez jedno z kół napędowych samochodu stosuje się w samochodach terenowych mechanizmy różnicowe o zwiększonym tarcu wewnętrznym. Mechanizmy tego rodzaju podnoszą stopień

„sztywności“ sprzężenia półosi, gdyż dla zmuszenia półosi do obrotu z różnymi szybkościami kątowymi, czyli do wprowadzenia w działanie mechanizmu różnicowego konieczna jest znacznie większa różnica momentów obrotowych pomiędzy kołami napędowymi.

Do mechanizmów tego rodzaju należą mechanizm różnicowy ślimakowy (rys. 3) i mechanizm różnicowy krzywkowy (rys. 4).

Opory tarcia wewnętrznego w mechanizmach różnicowych z przekładniami ślimakowymi konstruktor może dobrać dowolnie duże w zależności od kąta pochylenia zwoju ślimaka.

W mechanizmach różnicowych krzywkowych opory tarcia są wywołane ślizganiem się klinów po tarczach bądź tulejach krzywkowych i wskutek tego potrzebny na pokonanie tych oporów moment obrotowy jest 3 — 4 razy większy niż w mechanizmach różnicowych z kołami zębatymi.

Im większe będą opory tarcia w mechanizmie różnicowym tym większą siłę napędową może przenosić półos koła nie ślizgającego się, a mianowicie gdy oś koła ślizgającego się przenosi moment obrotowy:

$$M_1 = \frac{\mu G_t}{2} r_k$$

to drugie koło, nie ślizgające się, może przenosić moment obrotowy

$$M_2 \max = \frac{\mu G_t}{2} r_k + 2M_t$$

Mechanizmy różnicowe krzywkowe oprócz dużego momentu tarcia posiadają również przełożenie wewnętrzne, które jest związane z samą zasadą ich działania. Stopień przełożenia jest jednak niezbyt duży (n.p. $\frac{Z_2}{Z_1} = \frac{13}{11} = 1,18$)

tak, że bardzo nieznacznie wpływa on na różnicę momentów przenoszonych przez półosie.

Mechanizmy różnicowe o zwiększonym tarcu wewnętrznym podnoszą zdolność ruchową samochodów w terenie, posiadającym różnorodną przyczepność, i z tych względów stosowane są w samochodach terenowych. Mechanizmy ślimakowe wytwarzała fabryka niemiecka „Rheinmetal“, lecz stosowane były rzadko, ze względu na znaczny ich koszt i duży ciężar. Większe zastosowanie znalazły mechanizmy krzywkowe, lecz wyłącznie w samochodach terenowych niemieckich jak np. „KdF“ lub „Stoewer“.

Wadami mechanizmów krzywkowych, powodującymi małą ich stosowność, są: 1) znaczne zużywanie się elementów trących się, 2) niska sprawność mechaniczna i 3) gorsza kierowność, spowodowana koniecznością przyłożenia na kole kierownicy siły, idącej na pokonanie momentu oporowego na kołach tylnych, wywołanego przez tarcie w mechanizmie różnicowym.

Dynamiczne właściwości mechanizmów różnicowych samozakleszczających się można ująć bardzo prosto: gdy oba łożyska wolnobieżne półosi są zakleszczone — obie półosie przenoszą moment napędowy na koła tak, jak oś niedzielona, to znaczy że moment doprowadzony na każde z kół może zawierać się w granicach od zera do wartości całkowitego momentu napędowego doprowadzonego na obudowę mechanizmu. Natomiast gdy jedno z kół wskutek nadania mu większej szybkości kątowej wywoła odkleszczenie łożyska wolnobieżnego tej półosi, to półos ta przestanie przenosić całkowicie moment obrotowy, który będzie wyłącznie i w całości przekazywany przez oś zakleszczoną na drugie koło. Graniczną wartością przekazywanego momentu napędowego jest oczywiście moment przyczepności tego koła.

W przypadku więc gdy przy prostoliniowym ruchu samochodu koła toczą z równą ilością obrotów, moment napędowy rozkłada się na koła proporcjonalnie do działających na nie oporów jazdy. Natomiast gdy jedno z kół utraci przyczepność, to przez półos tego koła będzie przekazywana tylko taka część momentu napędowego, jaka może być zrównoważona przez moment przyczepności tego koła, a reszta momentu napędowego zostanie przeniesiona przez półos drugiego koła, przy czym maksymalną wielkość momentu przenieszonego przez to koło wyznacza jego przyczepność. Graniczną wartość momentów obrotowych, przenoszonych przez oba koła, wyrazić można wzorem:

$$M_{n \max} = \frac{\mu_1 G_t}{2} r_k + \frac{\mu_2 G_t}{2} r_k = (\mu_1 + \mu_2) \frac{G_t}{2} r_k$$

gdzie μ_1 i μ_2 — współczynniki przyczepności jednego i drugiego koła.

W przypadku ruchu samochodu na zakręcie półoś koła toczonego się po zewnętrznym łuku toru, a zatem posiadająca większą ilość obrotów w stosunku do osi koła wewnętrznego, zostanie odkleszczona w łożysku i przestanie przenosić się na nią moment napędowy. Koło to stanie się kołem wodzonym, to znaczy jego toczenie się będzie wywołane przez siłę poziomą przyłożoną do jego osi, równoważącą opór toczenia się tego koła.

Cały moment napędowy przenoszony będzie w tym przypadku przez półoś koła wewnętrznego i maksymalną jego wartość będzie

$$M_n \max = \frac{(\mu + f) \zeta \cdot G_t}{2} r_k$$

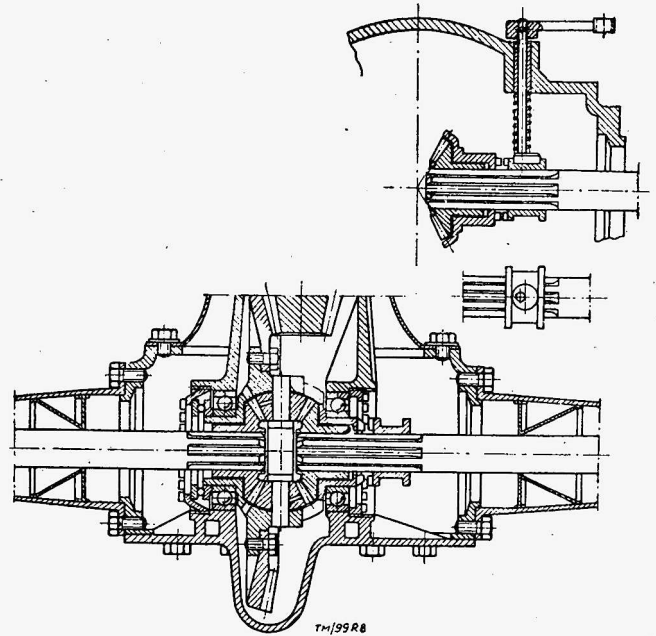
gdzie ζ — współczynnik odciążenia kół wewnętrznych wywołanego przez siłę odśrodkową.

Zaznaczyć tu jednak należy, że mogą zajść przypadki, w których przy ruchu samochodu na zakręcie moment napędowy przenoszony będzie również przez oś koła zewnętrznego. Nastąpi to wówczas, gdy koło wewnętrzne utraci przyczepność i wskutek ślizgania się obroty jego zrównają się z obrotami koła zewnętrznego. Półoś koła zewnętrznego zostanie wówczas zakleszczona i przenosić będzie moment napędowy dopóty, dopóki nie nastąpi odzyskanie przyczepności przez koło wewnętrzne.

Wymienione wyżej właściwości dynamiczne mechanizmu różnicowego samozakleszczającego się, a mianowicie:

- 1) zdolność przenoszenia przez półoś maksymalnego ze względu na przyczepność kół momentu napędowego przy ruchu prostoliniowym samochodu,
- 2) najwyższa sprawność mechaniczna w stosunku do mechanizmów różnicowych wszystkich innych rodzajów,

3) niezwykła prostota i taniaść, wysunęłyby go niewątpliwie na pierwsze miejsce spośród wszystkich mechanizmów różnicowych, gdyby nie jego następujące wady:



Rys. 8. Mechanizm różnicowy ze sprzęgłem unieruchamiającym mechanizm różnicowy

PORÓWNANIE WŁAŚCIWOŚCI DYNAMICZNYCH MECHANIZMÓW RÓŻNICOWYCH

Rodzaj mechanizmu różnicowego i jego właściwości konstrukcyjne	Momenty obrotowe przenoszone przez półoś kół przy ruchu samochodu po drodze prostej bez ślizgania się kół	Moment obrotowy przenoszony przez półoś koła toczonego się bez ślizgania się, gdy drugie koło ślizga się	Maksymalny moment obrotowy przenoszony przez oba koła, gdy jedno z nich utraciło przyczepność	Momenty obrotowe przenoszone przez osie kół przy ruchu samochodu na zakręcie bez ślizgania się kół
1. Mechanizm z kołami zębatymi $i_w = 1$; $M_t = 0,96 M_n$	$0,5 M_n - M_t < M_1 < 0,5 M_n + M_t$ $0,5 M_n + M_t > M_2 > 0,5 M_n - M_t$	$M_2 = M_o + 2 M_t$	$M_n = 2 M_o + 2 M_t$	$M_w = 0,5 M_n + M_t$ $M_z = 0,5 M_n - M_t$
2. Mechanizm z kołami zębatymi $i_w \neq 1$ $M_t = 0,04 M_n$	$\frac{1}{i+1} M_n - M_t < M_1 < \frac{1}{i+1} M_n + M_t$ $\frac{i}{i+1} M_n + M_t > M_2 > \frac{i}{i+1} M_n - M_t$	$M_2 = i M_o + (i+1) M_t$ lub $M_2' = \frac{1}{i} M_o + \frac{i+1}{i} M_t$	$M_n = (M_o + M_t)(i+1)$ lub $M_n' = (M_o + M_t) \frac{i+1}{i}$	$M_w = \frac{1}{i+1} M_n + M_t$ $M_z = \frac{1}{i+1} M_n - M_t$ lub $M_w' = \frac{i}{i+1} M_n + M_t$ $M_z' = \frac{1}{i+1} M_n - M_t$
3. Mechanizm ślimakowy $i_w = 1$ $M_t = 0,2 M_n$	$\frac{M_n}{2} - M_t < M_1 < \frac{M_n}{2} + M_t$ $\frac{M_n}{2} + M_t > M_2 > \frac{M_n}{2} - M_t$	$M_2 = M_o + 2 M_t$	$M_n = 2 M_o + 2 M_t$	$M_w = 0,5 M_n + M_t$ $M_z = 0,5 M_n - M_t$
4. Mechanizm krzywkowy $i \neq 1$ $M_t = 0,15 M_n$	$\frac{1}{i+1} M_n - M_t < M_1 < \frac{1}{i+1} M_n + M_t$ $\frac{i}{i+1} M_n + M_t > M_2 > \frac{i}{i+1} M_n - M_t$	$M_2 = i M_o + (i+1) M_t$ lub $M_2' = \frac{1}{i} M_o + \frac{i+1}{i} M_t$	$M_n = (M_o + M_t)(i+1)$ lub $M_n' = (M_o + M_t) \frac{i+1}{i}$	$M_w = \frac{1}{i+1} M_n + M_t$ $M_z = \frac{1}{i+1} M_n - M_t$ lub $M_w' = \frac{i}{i+1} M_n + M_t$ $M_z' = \frac{1}{i+1} M_n - M_t$
5. Mechanizm samozakleszczający się	$M_o < M_1 < M_n - M_o$ $M_n - M_o > M_2 > M_o$	$M_2 = M_n - M_o$	$M_n = M_{o1} + M_{o2}$	$M_w = M_n$ $M_z = 0$
6. Mechanizm z kołami zębatymi i z urządzeniem wyłączającym: $M_t = 0,04 M_n$	$\frac{M_n}{2} - M_t < M_1 < \frac{M_n}{2} + M_t$ $\frac{M_n}{2} + M_t > M_2 > \frac{M_n}{2} - M_t$	$M_2 = M_n - M_o$ (mech. wyłączony)	$M_n = M_{o1} + M_{o2}$ (mech. różn. wyłączony)	$M_w = 0,5 M_n + M_t$ $M_z = 0,5 M_n - M_t$

M_n — całkowity moment napędowy, doprowadzony od silnika do mechanizmu różnicowego.

M_o — moment obrotowy od siły przyczepności koła (M_{o1} — koła 1; M_{o2} — koła 2).

M_w i M_z — momenty napędowe na półosiach kół wewnętrznych i zewnętrznych.

- a) przenoszenie na zakrętach napędu tylko przez jedno wewnętrzne koło napędowe, co pociąga za sobą konieczność przyłożenia na kole kierownicy znacznie większej siły dla pokonania dodatkowego momentu, wywołanego niesymetrycznym przyłożeniem siły napędowej, dającej zawsze moment przeciwdziałający skręcaniu samochodu,
- b) niedostateczna trwałość łożysk wolnobiegowych, zwłaszcza przy przenoszeniu większych momentów obrotowych, zmienianych skokami za pośrednictwem stopniowej skrzynki biegów.

Te wady zadecydowały o małej przydatności tego rodzaju mechanizmów w konstrukcjach samochodowych.

Na zakończenie wymienić jeszcze należy bardzo proste urządzenie, usuwające wady dynamiczne mechanizmów różnicowych z kołami zębatymi, a mianowicie sprzęgło k'owe, unieruchamiające w razie potrzeby mechanizm różnicowy (rys. 8).

Zastosowanie tego prostego urządzenia do zwykłego mechanizmu różnicowego daje możliwość wykorzystania wszystkich zalet mechanizmu różnicowego, o małych oporach wewnętrznych, przy jeździe samochodów w zwykłych warunkach drogowych, oraz wyeliminowanie wszystkich jego wad przy jazdach terenowych przez bezpośrednie sprzęgnięcie sztywne półosi.

Na przeszkodzie większego rozpowszechnienia się w samochodach terenowych urządzenia wyłączającego mechanizm różnicowy stanęły względy czysto użytkowe w postaci częstych przypadków awarii półosi i kół zębatych, spowodowanych nieuwagą kierowców, zapominających często o konieczności włączenia mechanizmu różnicowego po wyjechaniu z terenu na drogę o dużym współczynniku przyczepności.

Zamieszczona tabela podaje zestawienie zasadniczych właściwości dynamicznych omówionych rodzajów mechanizmów różnicowych.

Inż. FRANCISZEK BARAN

629.113+621.833+621.9.016+621.9.02

WYKONANIE NARZĘDZI KRAŻKOWYCH DO WIÓRKOWANIA KÓŁ ZĘBATYCH

Autor podaje opis przebiegu procesu technologicznego wykonania narzędzi krążkowych do wiórkowania kół zębatych oraz dopuszczalnych błędów wykonania.

Wykańczanie kół zębatych metodą wiórkowania posiada szereg zalet w stosunku do pozostałych metod wykończenia. Jedną z zalet jest niski koszt operacji wiórkowania*) przy równoczesnym zapewnieniu wysokiej dokładności produktu. Zastosowanie wiórkowania umożliwia wykańczanie kół zębatych stopniowych, których nie można wykańczać metodą szlifowania. Rys. 1 przedstawia wiórkowanie typowego wałka napędowego samochodowej skrzyni biegów.

przedstawia większych trudności i stanowi uproszczoną analogię do wykonania noży — zębatek stosowanych na strugarach typu Maaga i Sunderlanda.

Narzędzia krążkowe do wiórkowania

Tablica I przedstawia normalne narzędzie do wiórkowania stosowane w zakresie modułów od m-2 do m-6. Narzędzia do wiórkowania kół zębatych o modułach poniżej m-2 (rys. 2) posiadają nieco odmienną konstrukcję, która pozwala na uproszczony sposób wykonania krawędzi tnących na wysokości zębów. Geometrią swą krążkowe narzędzie do wiórkowania zbliża się do czolowego koła zębatego o śrubowej linii zębów której pochylenie wynosi od 3° do 15°.

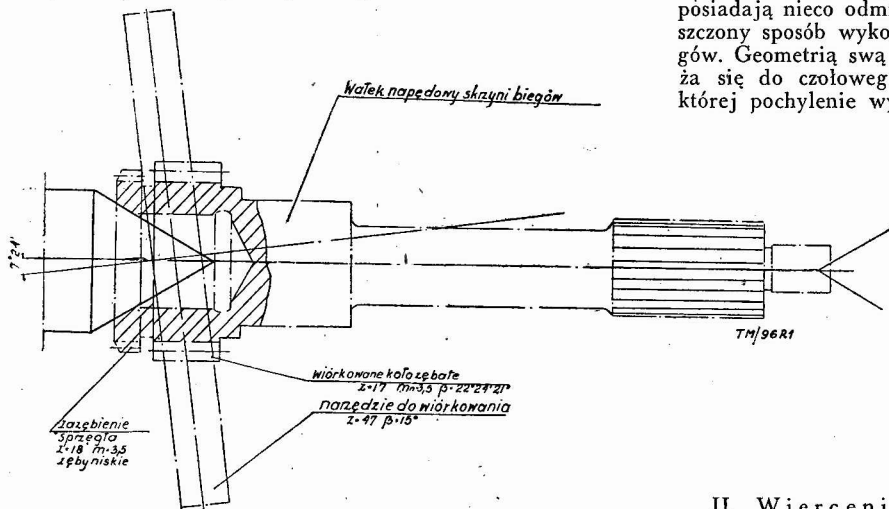
Wykonanie krążkowych narzędzi do wiórkowania

Proces technologiczny wykonania typowego narzędzia uwidoczniiony jest na tablicy II.

Operacje tokarskie z uwagi na swoją prostotę nie wymagają szerszego omówienia.

I. Frezowanie zębów.

Operację frezowania zębów przeprowadza się na frezarkach obwiedniowych, operacja nacinania zębów nie różni się niczym od frezowania kół zębatych o śrubowej linii zębów.



Rys. 1. Wiórkowanie wałka napędowego skrzyni biegów

Metoda wiórkowania kół zębatych stanowi wysoce ekonomiczny sposób wykańczania obróbki zębów kół zębatych, powszechnie stosowany w przemyśle motoryzacyjnym.

Istniejący podział na metodę wiórkowania narzędziem — zębatką oraz narzędziem — kołem zębatym nie zostanie uwzględniony w dalszych rozważaniach z uwagi na to, że obrabiarki pracujące narzędziem — zębatką nie są w Polsce stosowane. Poza tym wykonanie narzędzia do wiórkowania — zębatki nie

II. Wiercenie otworów dla wybiegu noża grubieniowego do dłutowania kanałków.

Do wykonania w/w operacji poleca się zastosowanie specjalnego przyrządu wiertniczego przedstawionego na rys. 3. Narzędzie do wiórkowania zostaje umieszczone na obrotowej płycie poz. 1, unieruchomione zapadką poz. 16 i następnie dociśnięte podkładką poz. 2 przy pomocy śruby poz. 3. Ustawienie pod kątem φ osi otworów następuje przez pokręcenie koła zębatego poz. 6 i sprawdzenie odczytu na skali kątowej poz. 7.

Dokręcając śrubę poz. 8 unieruchamiamy płytę poz. 1 pod kątem. Ustawienie tulejki wiertniczej poz. 9 na wymiar $Ro = \frac{Do}{2}$ odbywa się drogą przesunięcia suportu poz. 12 po

przewodnicy poz. 13. Położenie tulejki sprawdza się na skali poz. 14. Unieruchomienie następuje za pomocą śruby poz. 15.

W razie konieczności wykonania pojedynczych narzędzi do wiórkowania jako przyrządu można użyć zużytego narzędzia do wiórkowania które spełnia w tym wypadku rolę płyty wiertniczej.

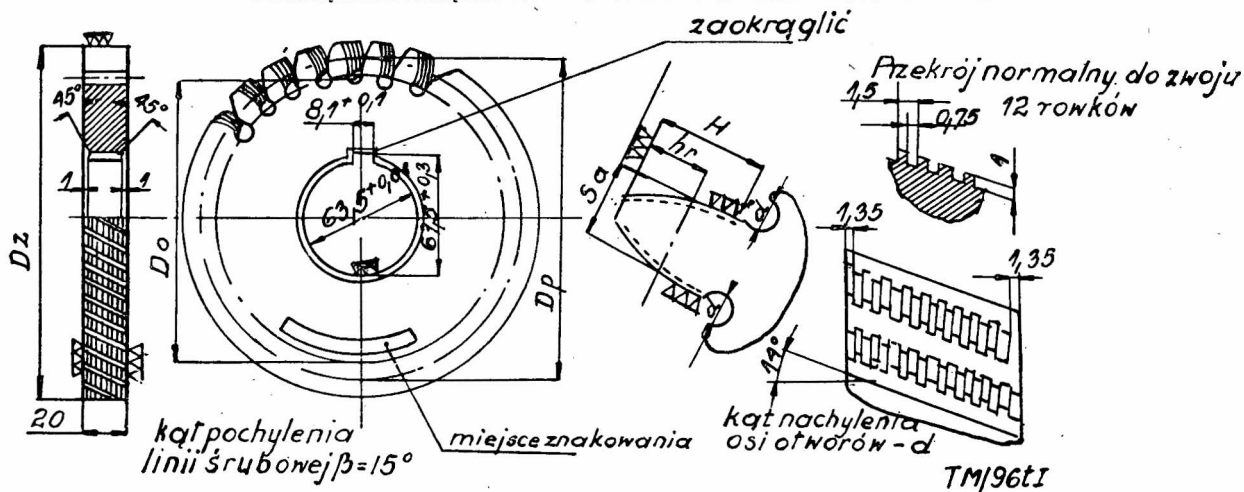
*) Porównanie kosztu wykańczania koła zębatego m-3,25 z-38 przy średnio seryjnej produkcji przedstawia się następująco:

Wskaźnik kosztu wykonania

	1 koła	1 zęba
a) Wiórkowanie	33,1	0,88
b) Szlifowanie metodą kształtowa (Orcutt)	224	5,9
c) Szlifowanie metodą obwiedniową (Maag)	805	21

TABLICA I

NARZĘDZIA KRAŻKOWE DO WIÓRKOWANIA — NORMALNE



M _n	z	D _p	D	D _z	H	h _r	S _a	d	D _o	l	D _z min po ostrzeniu
2	83	171,856	160,818	176,26	5,2	2,2	3,14	3	163	0,6	174,89
2,25	73	170,004	159,122	174,99	5,8	2,47	3,53		160,8		173,62
2,5	67	173,409	162,271	179,6	6,4	3,1	4,18		162,9		178,33
2,75	61	173,668	162,513	180,41	7	3,37	4,57	4	162,8	0,8	179,04
3	53	164,609	154,036	172,31	8,1	3,85	5,11		152,3		170,11
3,25	53	178,326	166,872	186,58	8,7	4,13	5,51		165,7		184,38
3,5	47	170,303	159,365	179,76	9,2	4,73	6,14	5	157,9	1	177,56
3,75	43	166,938	156,216	178,15	10	5,61	6,97		154,8		175,96
4	41	169,785	158,88	181,88	10,5	6,05	7,48		156,4		179,68
4,25	37	162,797	152,341	176,39	11	6,8	8,22	5	149,9	1	174,19
4,5		172,373	161,302	186,4	11,6	7,01	8,57		159,1		184,2
4,75	35	172,115	161,06	187,21	12,1	7,55	9,15	5	159	1	185,01
5	31	160,468	150,161	177,36	12,6	8,45	9,99		148,2		175,16
5,5	29	165,126	154,520	183,82	13,7	9,35	10,04		153,4		181,62
6	27	167,715	156,943	187,85	14,7	0,07	11,94	155,5			185,65

D — koło zasadnicze narzędzia do wiórkowania

Kąt pochylenia osi otworów określa się wg wzoru

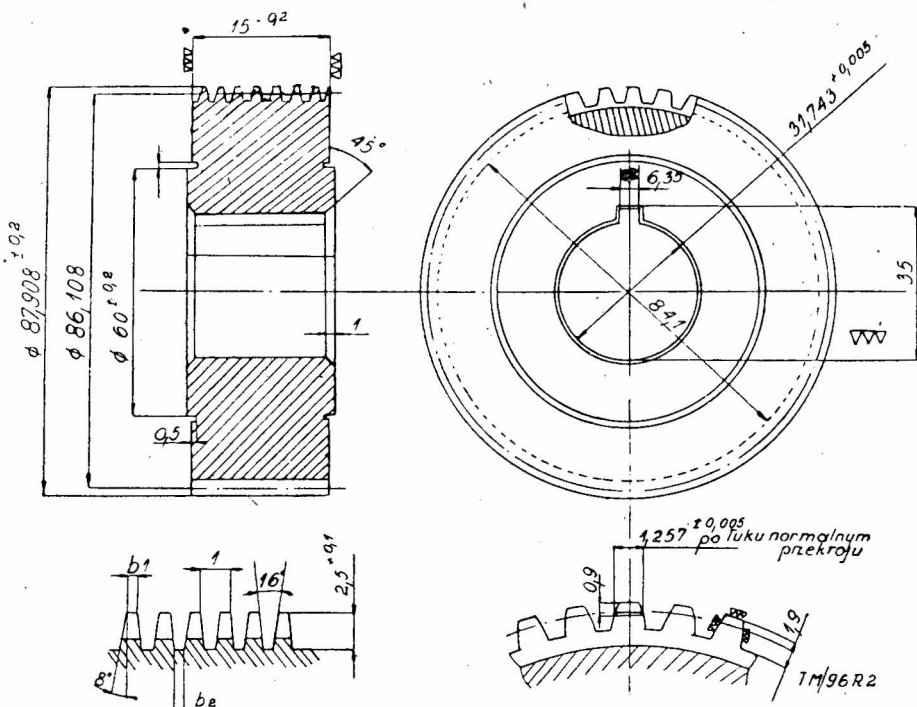
$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\pi \cdot D_o}{T}$$

gdzie: φ — kąt pochylenia osi otworów

- D_o — średnica rozstawienia osi otworów
- skok linii śrubowej zębów

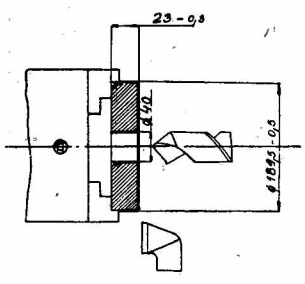
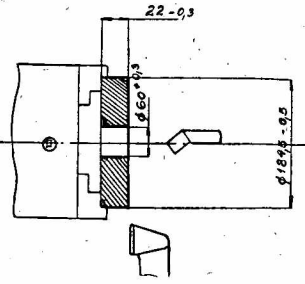
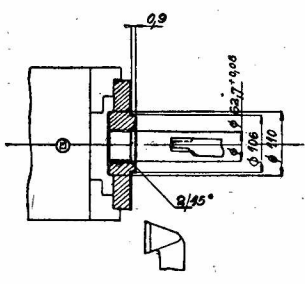
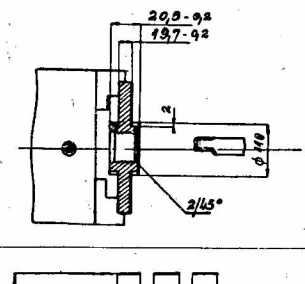
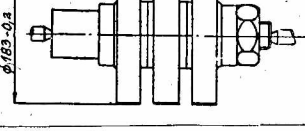
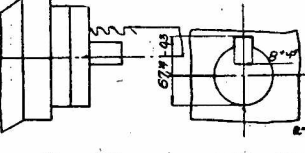
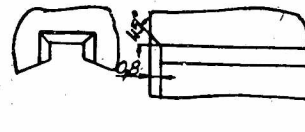
Dla normalnych narzędzi z kątem pochylenia linii śrubowej $\beta = 15^\circ$ przyjmuje się kąt $\varphi = 14^\circ$.

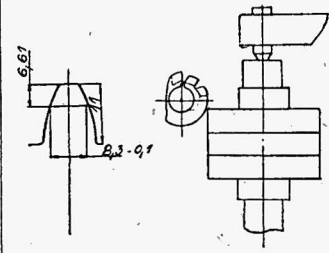
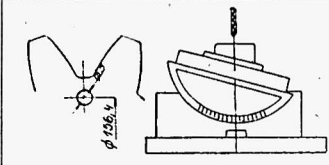
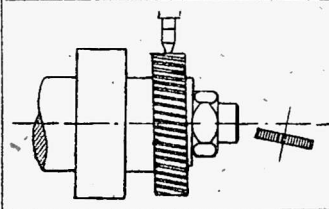
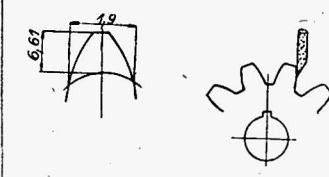
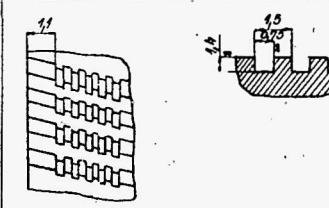
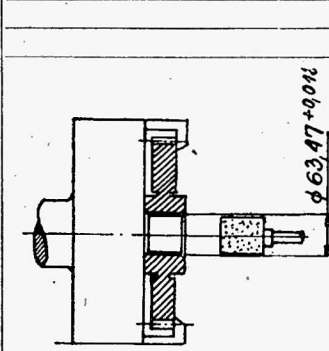
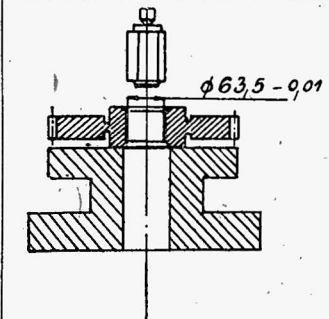
Po wierceniu otworów pozostają ścianki, które należy poprzecinać cienką tarczą szlifierską o wiązaniu bakielitowym lub frezem tarczowym. Szerokość łuki międzyzębnej na średnicy wewnętrznej narzędzia powinna być dodatkowo duża dla zapewnienia swobodnego przejścia noża podczas dłutowania kanałków.

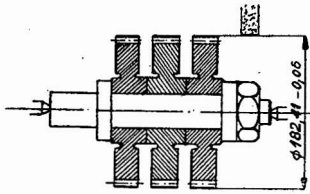
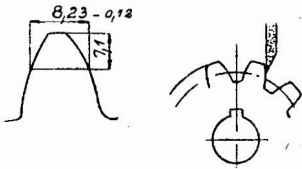
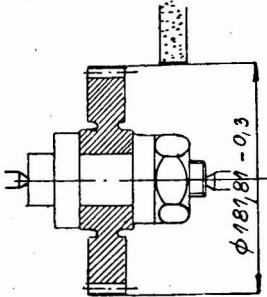


Rys. 2. Narzędzie krążkowe do wiórkowania kół zębatach

TABLICA II
 TECHNOLOGICZNY PROCES WYKONANIA NARZĘDZI DO WIÓRKOWANIA
 $m = 4$ $z = 41$ $\alpha = 20^\circ$

Nr operacji	Nazwa operacji	Szpic	Obrabiarka	Przyrząd	Narzędzie	
					skrawające	pomiarowe
1	Toczenie zgrubne z jednej strony a. wiercenie otworu b. planowanie c. toczenie średnicy zewnętrznej		tokarka	uchwyt samocentryujący	wiertło, noże tokarskie	suwmiarka
2	Toczenie zgrubne z drugiej strony a. roztaczanie otworu b. planowanie c. toczenie średnicy zewnętrznej z drugiej strony		tokarka	„	noże tokarskie	„
3	Toczenie wykańczające z jednej strony a. toczenie występu 0,9 mm b. wykańczające planowanie c. roztaczanie na gotowo sworzni d. rozwiercanie e. toczenie fazek		tokarka	„	noże tokarskie, rozwier-tak	suwmiarka sprawdzian do otworów
4	Toczenie wykańczające z drugiej strony a. toczenie występu 0,9 mm b. wykańczające planowanie c. toczenie fazek		tokarka	„	noże tokarskie	suwmiarka
5	Toczenie wykańczające średnicy zewnętrznej		tokarka	trzcień tokarski	noż tokarski	„
6	Przeciąganie kanału klinowego		przeciągarka	przewodnik przeciągacza	przeciągacz płaski	sprawdzian
7	Fazowanie kanałka klinowego		op. ręczna	uchwyt	pilnik	—

Nr operacji	Nazwa operacji	Szkic	Obrabiarka	Przyrząd	Narzędzie	
					skrawające	pomiarowe
8	Frezowanie zębów		frezarka obwiedniowa	trzcień frezarki	frez ślimakowy	suwmiarka modułowa
9	Wiercenie otworu dla wybiegu noża		wiertarka	przyrząd wiertniczy	wiertło	suwmiarka
10	Przecinanie ścianek		ostrzarka	urządzenie podziałowe	tarcza szlifierska	—
11	Wstępne szlifowanie zębów		szlifierka do kół zębatach	—	„	suwmiarka modułowa
12	Dłutowanie kanałów		dłutownica	—	nóż grzebienny	szablony
13	Obróbka cieplna	—	—	—	—	—
14	Czyszczenie chemiczne	—	—	—	—	—
15	Szlifowanie otworu i czola z jednej strony		szlifierka do otworów	uchwyt szlifierski	tarcza szlifierska	sprawdziany
16	Szlifowanie czola z drugiej strony	—	—	—	—	—
17	Docieranie otworu		wiertarka	podstawa	docierak żelazny	sprawdzian

Nr operacji	Nazwa operacji	Szkic	Obrabiarka	Przyrząd	Narzędzie	
					skrawające	pomiarowe
18	Szlifowanie wstępne średnicy zewnętrznej		szlifiarka do wałków	trzcień szlifierski	tarcza szlifierska	mikromierz
19	Szlifowanie zarysu zębów z jednej strony		szlifiarka do narzędzi do kół zębatych	---	"	suwmiarka modułowa, przyrządy do sprawdzania podziałki i zarysu zęba
20	Szlifowanie zarysu zębów z drugiej strony					
21	Szlifowanie wykańczające na średnicy zewnętrznej		szlifiarka do wałków	trzcień szlifierski	"	mikromierz sprawdzian
22	Znakowanie	---	---	---	---	---

III. Wstępne szlifowanie zarysu zębów.

Operację powyższą należy wykonać przed dłutowaniem kanałków aby uzyskać minimalny i równomiernie rozłożony naddatek na szlifowaniu wykańczającym. Minimalny naddatek na grubości zęba pozwala również na zmniejszenie grubości kanałków podczas dłutowania, co wpływa na obniżenie zużycia noży grzebieniowych do dłutowania i podnosi ekonomię obróbki. Oprócz tych korzyści wstępne szlifowanie zębów prowadzi do zwiększenia szerokości łuki międzyzębnej na średnicy wewnętrznej narzędzia, której wielkość po przecięciu ścianek nie zapewnia swobodnego przejścia dla narzędzia — noża grzebieniowego (szczególnie przy modułach poniżej m-3).

Wstępne szlifowanie zębów nie wymaga stosowania szlifierek specjalnych i może być przeprowadzone na szlifierkach produkcyjnych do kół zębatych. Naddatek na grubości zęba wynosi 0,2 ÷ 0,3 mm.

Dopuszczalna odchyłka zarysu od profilu teoretycznej ewolwenty 0,03 ÷ 0,04 mm.

IV. Dłutowanie kanałków

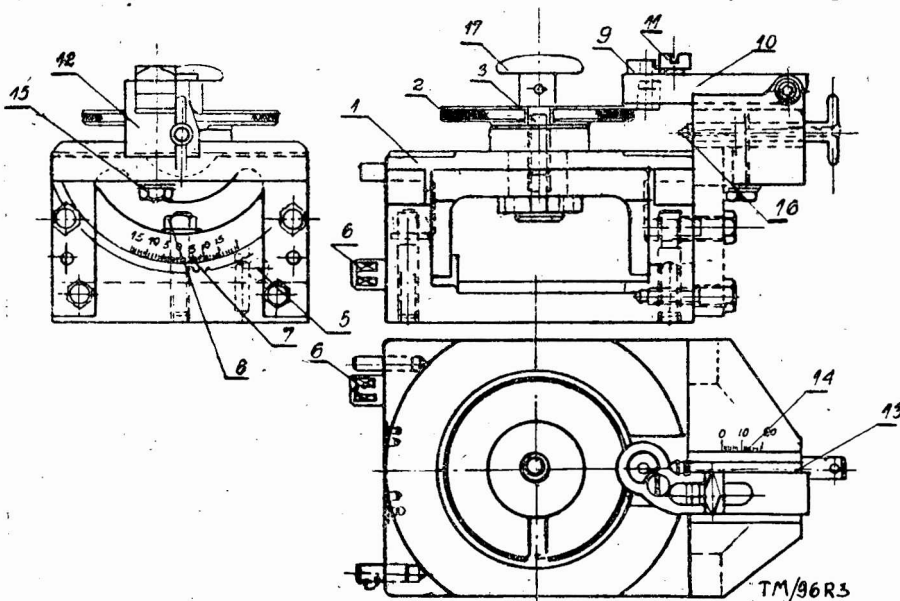
Wytwórnice narzędzi do wiórkowania kół zębatych stosują do wykonania powyższej operacji obrabiarkę lub przyrząd specjalne, pozwalające na uzyskanie krzywoliniowego zarysu kanałków.

Jedno z rozwiązań konstrukcyjnych przedstawione jest na rys. 4. Obrabiane narzędzie do wiórkowania poz. 1 zostaje zamocowane na trzpieniu umieszczonym na suporcie poz. 2. skręcone pod kątem pochylenia linii śrubowej.

Podczas dłutowania nie wykonuje ono żadnych ruchów — pozostaje nieruchome. Położenie jego jest określone zapadką poz. 7. Nóż grzebieniowy do dłutowania zostaje umieszczony w oprawce poz. 10 kulisy poz. 3, która wykonuje ruch wahadłowy, a nóż grzebieniowy opisuje krzywą zbliżoną do zarysu teoretycznej ewolwenty narzędzia.

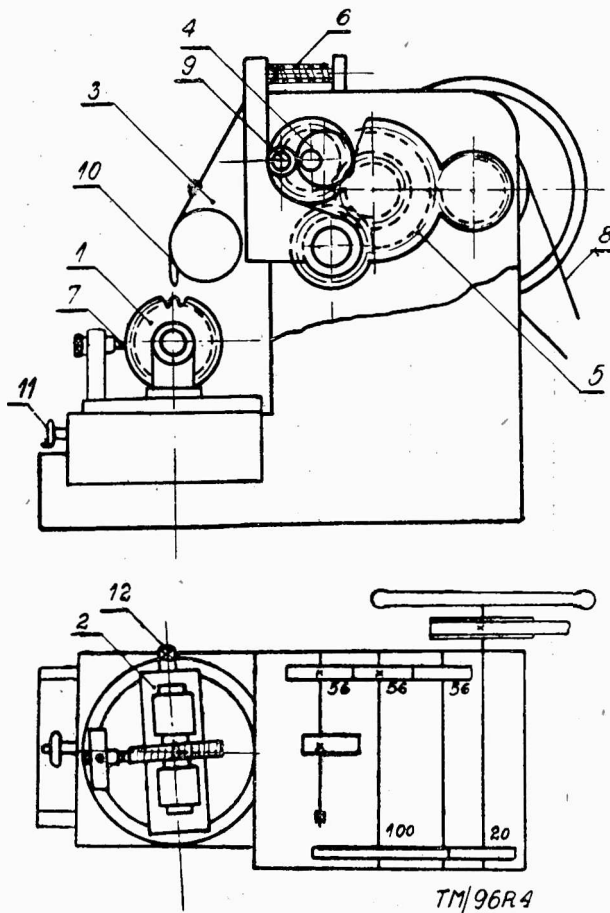
Wahadłowy ruch kulisy otrzymywany jest napędem silnika elektrycznego przez przekładnię pasową poz. 8, przekładnię kół zębatych poz. 5 oraz krzywkę poz. 4, który naciska na rolkę poz. 9 połączoną z kulisą sprężyna poz. 6 stale dociska rolkę poz. 9 do krzywki. Oprawkę nożową można ustawić pod dowolnym kątem, który niezbędny jest dla uzyskania poprawnych kątów skrawania.

Charakter krzywej nacinanej nożem dłutowniczym zmienia się w zależności od położenia krawędzi tnącej noża w stosunku do osi otworu narzędzia. Przesunięciem kółka ręcznego poz. 11 lub przesunięciem zapadki poz. 7 w kierunku pionowym można spowodować zmianę zarysu krzywej i przybliżyć ją do za-



Rys. 3. Przyrząd do wiercenia otworów dla wybiegu noża grzebieniowego

rysu ewolwentowego. Posuw realizuje się ręcznie za pośrednictwem kółka ręcznego poz. 11. Po zakończeniu operacji dłutowania kanałków jednego zęba odciąga się zapadkę poz. 7, przesuwa narzędzie o jeden ząb i po wprowadzeniu zapadki w następną lukę międzyzębą prowadzi się dalej dłutowanie kanałków.



Rys. 4. Przyrząd do dłutowania kanałków

Czas dłutowania 1 zęba wynosi $6 \div 8$ minut.

Dłutowanie kanałków można przeprowadzić przy zastosowaniu bardziej złożonego i mniej uniwersalnego przyrządu (rys. 5), który wymaga oprzyrządowania zależnego od parametrów narzędzia do wiórkowania (konieczność wykonania asortymentu kół tocznych poz. 2).

Przyrząd składa się z dwóch zębatek, z których górna zębatka poz. 3 jest nieruchoma, a zębatka dolna poz. 4 wykonuje ruchy naprzemian zwrotne powodowane ruchem korbowodu poz. 7 napędzanego oddzielnym silnikiem¹⁾.

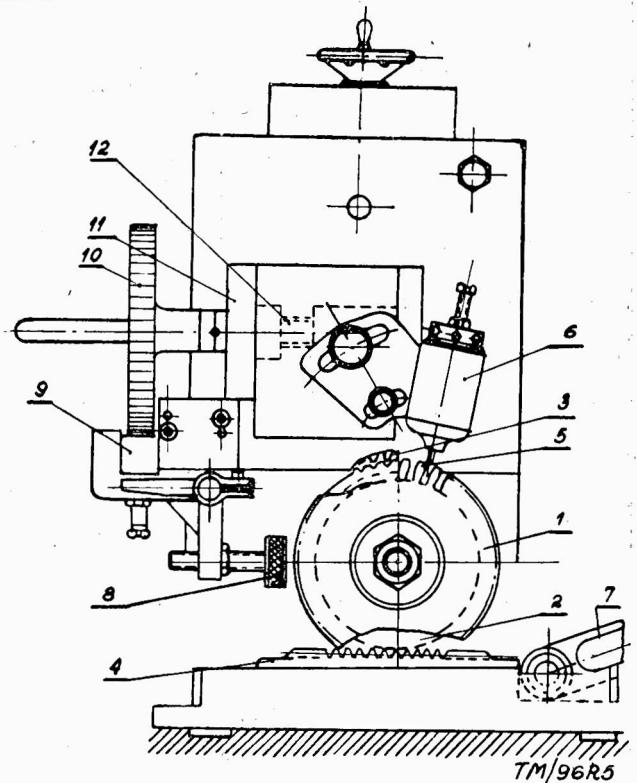
Pomiędzy zębatkami znajduje się koło zębate poz. 2 zamocowane na wspólnej osi z narzędziem do wiórkowania poz. 1. Podczas ruchu naprzemianzwrotnego zębatki poz. 4 koło podziałowe toczne koła zębatego poz. 2 równe średnicy zasadniczej narzędzia do wiórkowania odtacza się bez poślizgu po prostej podziałowej zębatki górnej poz. 3 i wobec tego koło zasadnicze narzędzia odtacza się również bez poślizgu po prostej podziałowej zęb. poz. 3. Nóż dłutowniczy poz. 5 mocuje się w oprawce poz. 6 w ten sposób, aby jego krawędź tnąca znalazła się na prostej podziałowej zębatki górnej poz. 3.

Podczas dłutowania narzędzie do wiórkowania poz. 1 odtacza się wokół krawędzi tnącej noża, który nacina na flance zęba narzędzia kanałki o zarysie ewolwentowym.

Ponieważ z jednej strony średnice zasadnicze normalnych narzędzi do wiórkowania (patrz tabl. I) nie różnią się znacznie między sobą a z drugiej strony należy zaznaczyć, że nie jest wymagana wysoka dokładność zarysu kanałków, przeto dla dłutowania kanałków wszystkich narzędzi normalnych (w zakresie tabeli I) można przyjąć tylko kilka kół tocznych poz. 2.

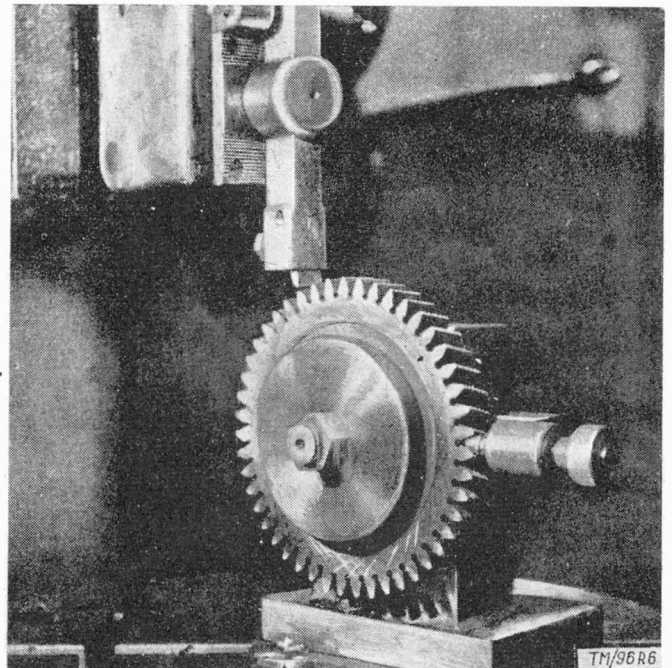
¹⁾ Przyrząd można stosować również na obrabiarce posiadającej możliwość wykonywania ruchów naprzemian-zwrotnych np. na frezarce.

Posuw noża dłutowniczego następuje przez przesuwanie poziomego suportu poz. 11, na którym znajduje się oprawka poz. 6 z nożem. Posuw jest realizowany mechanicznie w sposób następujący: koło zębate poz. 2 po wyjściu noża poz. 5 z ząbienia z dłutowanym narzędziem poz. 1 naciska główkę śruby poz. 8, powodując ruch zapadki poz. 9, która przesuwa koło zapadkowe poz. 10 umieszczone na śrubie mikrometrycznej poz. 12. Posuw wynosi $0,02 \div 0,03$ mm na 1 podwójny skok zębatki poz. 4. Wielkość posuwu reguluje się śrubą poz. 8.



Rys. 5. Przyrząd do dłutowania kanałków

Jak wspomniano powyżej podczas dłutowania nie jest wymagana wysoka dokładność zarysu kanałków. Kanałki te mogą być z powodzeniem nacinane po prostej — stycznej do

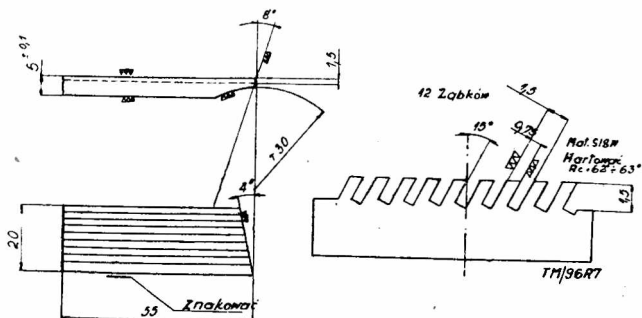


Rys. 6. Dłutowanie kształtów na dłutownicy pionowej

ewolwenty przez co unika się inwestowania kosztownych urządzeń służących do profilowego dłutowania kanałków. Operację dłutowania kanałków można wykonać na obrabiarkach produkcyjnych stojących do dyspozycji w każdym warsztacie mechanicznym. Rysunek 6 przedstawia wykonanie operacji dłutowania kanałków na dłutownicy pionowej przy zastosowaniu prostego przyrządu urządzeniem zapadkowym.

Wykonane w ten sposób narzędzia nie różnią się w pracy niczym od narzędzi importowanych.

Dłutowanie kanałków można wykonać również używając jako obrabiarki zasadniczej tokarki — zataczarki. Przedmiot obrabiany mocuje się na wrzecionie tokarki — zataczarki i ustala jego położenie przy pomocy zapadki. Przyrząd do dłutowania mocuje się na suporcie maszyny. Do dłutowania kanałków stosuje się noże grzebieniowe wykonane ze stali szybko tnącej i szlifowane na profilu.



Rys. 7. Nóż grzebieniowy do dłutowania kanałków w narzędziach do wiórkowania

Do wykonania narzędzi do wiórkowania użyto noży przedstawionych na rysunku 7. Operację dłutowania wykonano na dłutownicy pionowej.

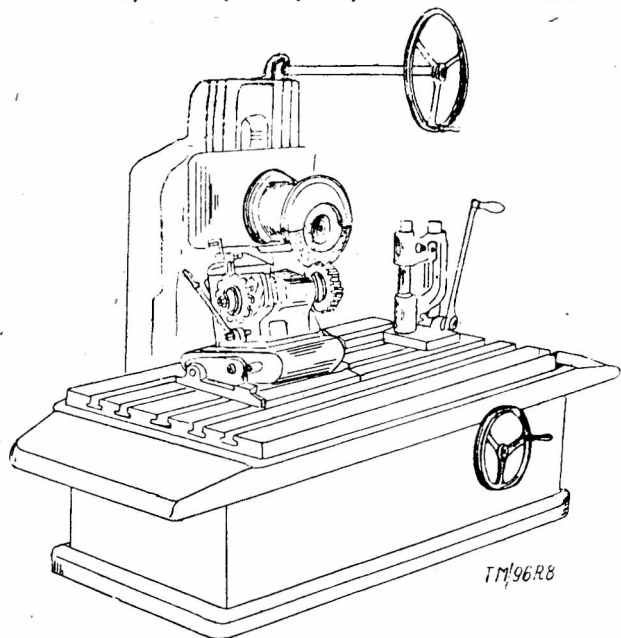
Po nacięciu kanałków na 25 ÷ 30 stronach zębów należy nóż zdjąć celem ostrzenia krawędzi tnącej.

V. Wykańczające szlifowanie zarysu zębów

Szlifowanie wykańczające stanowi najważniejszą operację, od poprawnego jej wykonania zależy prawidłowa praca i dokładność wiórkowanych kół zębatych. Wytwórnice narzędzi oraz wytwórnice samochodów, które samodzielnie ostrzą narzędzia, stosują do szlifowania szlifierki specjalne typu National Tool i National Broach.

A. Szlifierka do narzędzi do wiórkowania wytwórnice National Broach typ CGA (rys. 8)

Obrabiarka powyższa została skonstruowana specjalnie do szlifowania zarysu narzędzi krążkowych do wiórkowania z mo-

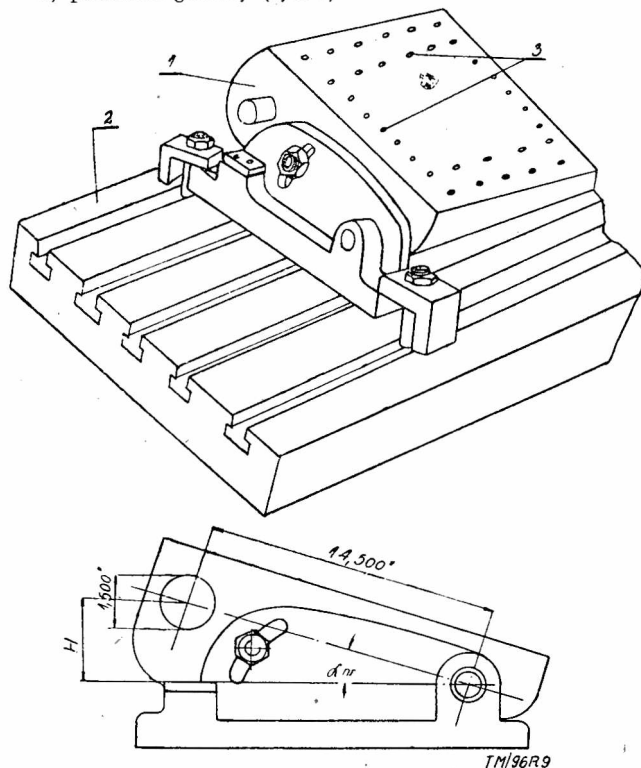


Rys. 8. Szlifierka do narzędzi do wiórkowania National Broach

żliwością zastosowania jej do szlifowania noży Fellowsa o zębach prostych i śrubowych.

Szlifierka National Broach b. prosta w konstrukcji składa się z 4-ch zasadniczych części:

- 1) korpus ze stołem i wrzecionem szlifierskim
- 2) podstawa głowicy (rys. 9)



Rys. 9. Podstawa głowicy i ustawianie do szlifowania narzędzi

3) głowica z urządzeniem podziałowym i taśmą Bilgrama (rys. 10 i 10a)

4) urządzenie do zaprawiania tarczy szlifierskiej (rys. 11).

Realizacja ruchu tocznego na w/w szlifierce następuje za pośrednictwem rolki (segmentu) i taśm Bilgrama i powodowana jest ręcznym ruchem dźwigni (poz. 2 rys. 10). Mimo niskiej wydajności (ręczny podział) szlifierka National Broach jest powszechnie stosowana w wytwórnicach samochodów do szlifowania zarysu narzędzi do wiórkowania.

Urządzenie do zaprawiania tarczy szlifierskiej (rys. 11) pozwala na przeprowadzenie profilowania tarczy szlifierskiej wg dowolnej modyfikacji zarysu na wysokości i na długości narzędzi co stanowi poważną zaletę szlifierki National Broach.

Przebieg szlifowania

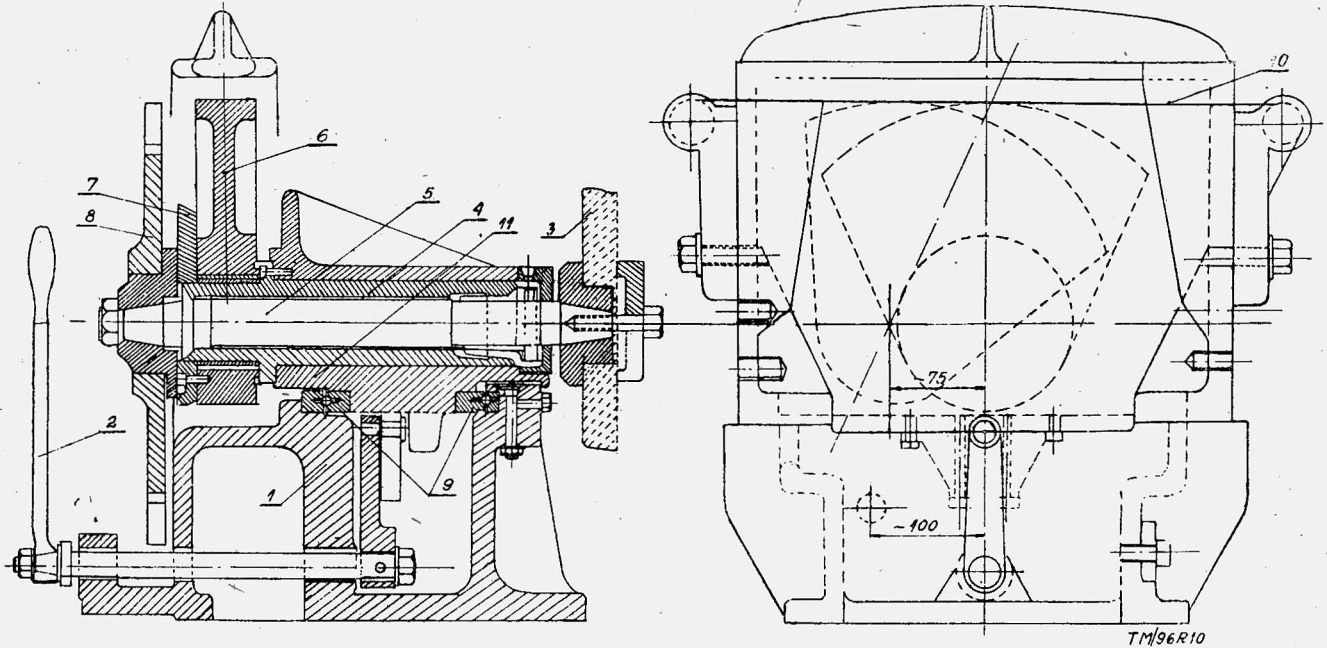
W pierwszym założeniu szlifuje się wszystkie zęby z jednej strony, w drugim założeniu drugą stroną zębów. Pracownik obsługujący szlifierkę powinien mieć do dyspozycji przyrząd do sprawdzania profilu w celu sprawdzenia prawidłowości zarysu szlifowanego narzędzia. Z uwagi na konieczność częstego sprawdzania zarysu poleca się zastosowanie do sprawdzania zarysu bardzo prostego w obsłudze przyrządu wytwórnice Illinois.

Przyrząd ten jest o wiele łatwiejszy i szybszy w eksploatacji od przyrządu Maaga, Sfedra i inn.

Zakłady produkcyjne stosujące u siebie metodę wiórkowania kół zębatych a nie dysponujące specjalnymi szlifierkami do szlifowania zarysu, zagadnienie ostrzenia stępionych narzędzi mogą rozwiązać przez wykonanie uproszczonego urządzenia zblizonego układem do głowicy typu National Broach, podstawy do głowicy oraz urządzenia do zaprawiania tarczy szlifierskiej i jako obrabiarki zasadniczej użyć szlifierki do szlifowania płaszczyzn z możliwością zabudowania tarczy szlifierskiej o średnicy ok. 300 mm.

B. Szlifierka do narzędzi do nacinania kół zębatych typu National Tool

Szlifierka National Tool przeznaczona do szlifowania noży Fellowsa pozwala również na dokładne szlifowanie zarysu narzędzi do wiórkowania.



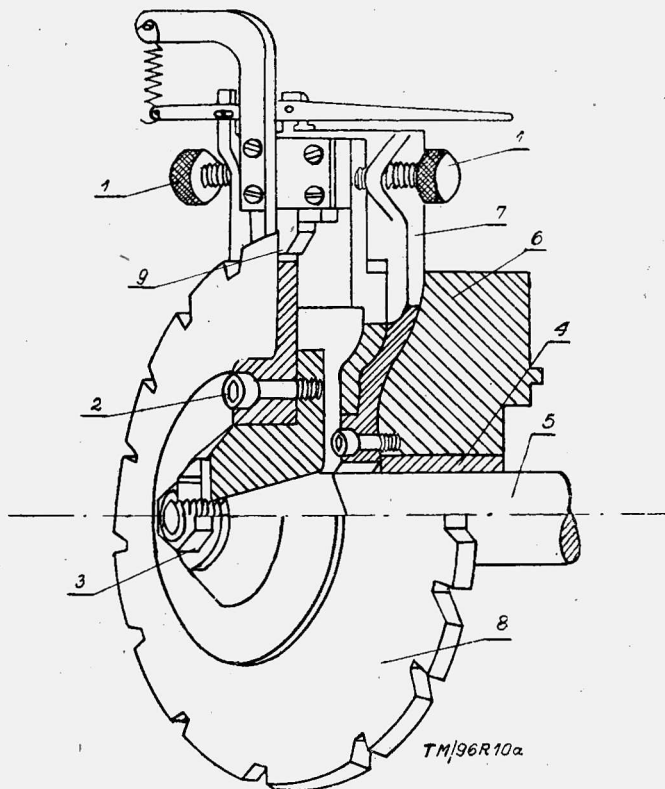
Rys. 10. Głowica szlifierki National Broach

1 — korpus głowicy; 2 — dźwignia ręczna do ruchu tocznego; 3 — narzędzie do wiórkowania; 4 — tuleja niosąca wrzeciono; 5 — wrzeciono; 6 — sepmnt (rolka); 7 — korpus urządzenia podziałowego; 8 — tarcza podziałowa; 9 — łożyska kulkowe; 10 — taśmy Bilprama; 11 — część ruchoma głowicy wykonywująca ruchy naprzemian-zwrotne

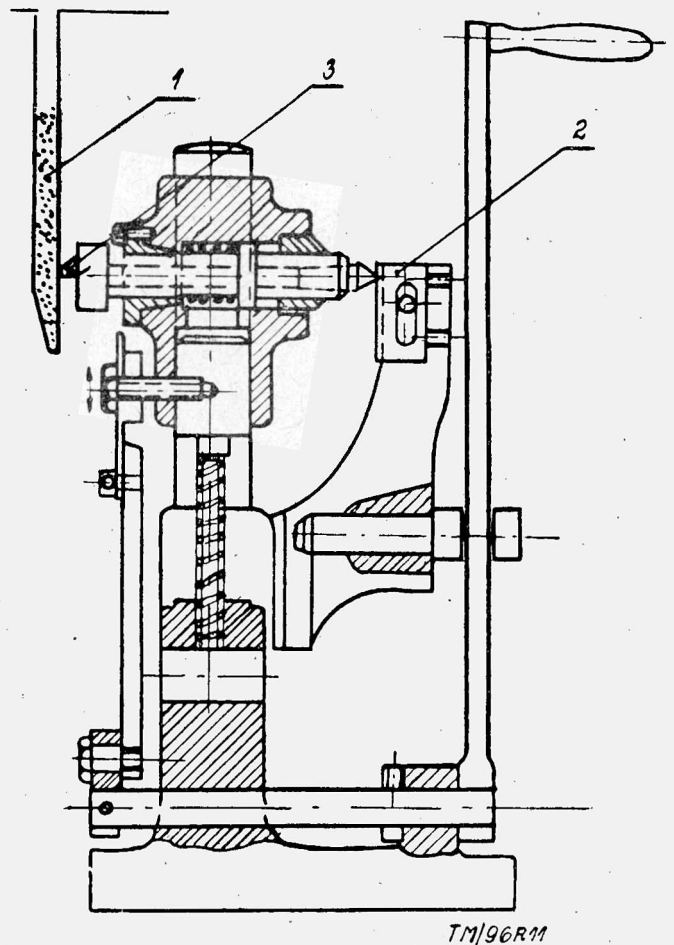
C. Szlifowanie zarysu narzędzi do wiórkowania o małych modułach

Charakteryzuje się wyższą wydajnością od szlifierki National Broach i pracuje w cyklu półautomatycznym. Realizacja ruchu tocznego następuje drogą kopiowania zarysu kopiału ewolwentowego umieszczonego na wrzecionie szlifierki, którego parametry odpowiadają zarysowi zęba szlifowanego narzędzia (rys. 12 i 13). Czas przyjęty na szlifowanie zębów narzędzia do wiórkowania na szlifierce National Tool wynosi ok. 260 min.

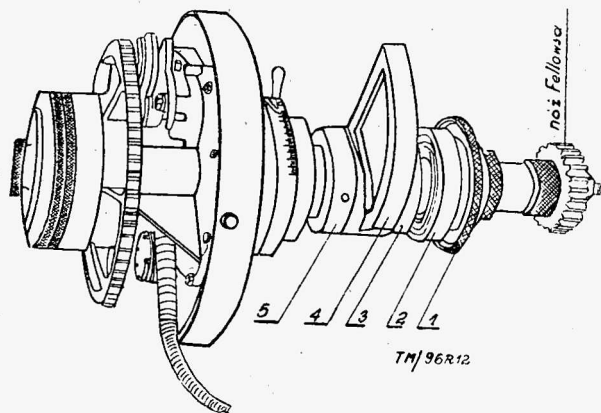
Profil narzędzi do wiórkowania o małych modułach (rys. 2) szlifuje się na szlifierkach obwiedniowych pracujących tarczą szlifierską w kształcie ślimaka.



Rys. 10a. Urządzenie podziałowe szlifierki National Broach
1 — śruby nastawiające; 2 — śruby dociskające tarczę podziałową; 3 — śruba tylna wrzeciona; 4 — tulejka brązowa; 5 — wrzeciono; 6 — sepmnt (rolka) szlifierki; 7 — korpus urządzenia podziałowego; 8 — tarcza podziałowa; 9 — zapadka urządzenia podziałowego



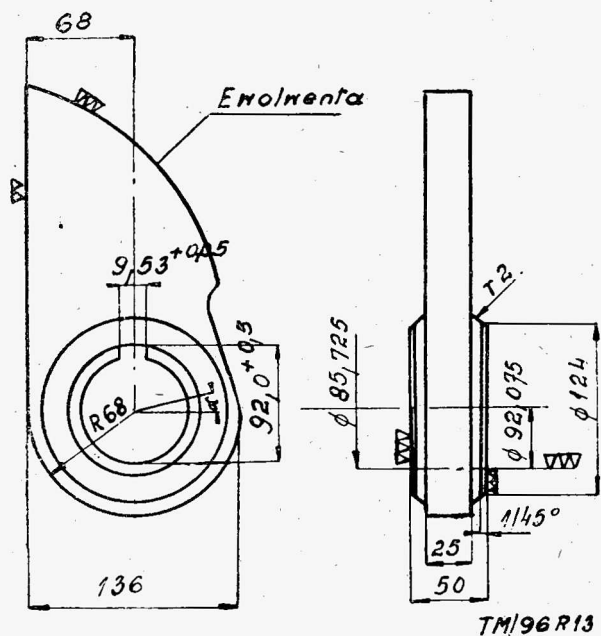
Rys. 11. Przyrząd do zaprawiania tarczy szlifierskiej na szlifierce National Broach



Rys. 12. Wrzeczono robocze szlifierki National Tool

Szlifierki pracujące na tej zasadzie są produkowane m. inn. przez wytwórnię Reishauer i Matrix (rys. 14).

Ze względu na brak szlifierek specjalnych do szlifowania narzędzi z konieczności operację szlifowania wykańczającego przeprowadza się na szlifierkach produkcyjnych typu Maag, Niles lub inn.



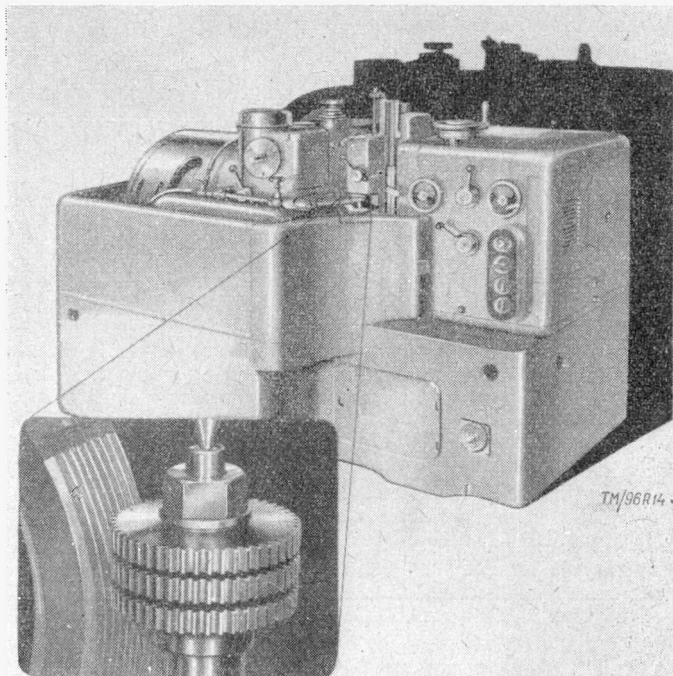
Rys. 13. Rysunek kopiału szlifierki National Tool

W wypadku zastosowania szlifierki Maaga zmuszeni jesteśmy zrezygnować z modyfikacji zarysu przewidywanej konstrukcyjnie dla narzędzi do wiórkowania kół zębatach i pewnych parametrach jak również modyfikacji na długości zęba narzędzi do wiórkowania²⁾.

Tolerancje wykonawcze

- 1) Narzędzia do wiórkowania wykonuje się zgodnie z rysunkiem podającym ich wymiary zasadnicze.
- 2) Dopuszczalny błąd podziałki obwodowej 0,005 mm.
- 3) Największy (całkowity) błąd podziałki 0,015 mm.
- 4) Dopuszczalny błąd zarysu zęba
 - $m = 1 \div 2 \quad \div 0,005 \text{ mm}$
 - $m = 2,25 \div 4 \quad \div 0,006 \text{ mm}$
 - $m = 4,25 \div 6 \quad \div 0,008 \text{ mm}$
- 5) Mimośrodowość średnicy podziałowej w stosunku do osi otworu nie może przekraczać 0,01 mm (bicie zazębienia 0,02 mm).
- 6) Mimośrodowość średnicy zewnętrznej w stosunku do osi otworu nie może przekraczać 0,01 mm (bicie 0,02 mm).

²⁾ Patrz artykuł pt.: „Wykonanie narzędzi krążkowych do wiórkowania oraz noży Fellowsa dla potrzeb przemysłu motoryzacyjnego w oparciu o obrabiarki stojące do dyspozycji w kraju”. Technika Motoryzacyjna nr 6/52.



Rys. 14. Szlifierka do szlifowania zarysu narzędzi do wiórkowania o module $m = 2$

- 7) Prostopadłość czoła do osi otworu na promieniu $r = 50 \text{ mm}$ nie może przekroczyć wartości 0,015 mm.
- 8) Tolerancja wykonania otworu $\varnothing 63,5 \text{ mm} = \pm 0,01 \text{ mm}$.
- 9) Tolerancja wykonania otworu może przewyższać wartości $\pm 0,01 \text{ mm}$.
- 10) Odchyłka na średnicy zewnętrznej od wymiaru rysunkowego nie powinna przewyższać wartości 0,3 mm.
- 11) Tolerancja wykonania otworu dla wybiegu noża wynosi $\pm 0,1 \text{ mm}$.
- 12) Tolerancja kąta pochylenia linii śrubowej ± 5 .
- 13) Dopuszczalna odchyłka na głębokości kanałków na zębach narzędzia $\pm 0,1 \text{ mm}$.

Rys. 15 przedstawia kartę kontrolną narzędzia do wiórkowania.

Karta kontrolna narzędzia do wiórkowania		Nr	
		Nr	
moduł	kąt pochylenia linii śrubowej		
× przyporu	średnica otwórka		
ilość zębów	materiał		
średnica podziałowa			
średnica zasadnicza			
Nr	oznaczenia	odchyłki	
		dopuszczalne	rzeczywiste
1	podziałka obwodowa		
2	największy błąd podziałki		
3	błąd zarysu zęba		
4	bicie na średnicy podziałowej		
5	bicie na średnicy zewnętrznej		
6	prostopadłość czoła do otworu		
7	średnica otworu		
8	grubość zęba na łuku śred. podz.		
Data		Podpis	

Rys. 15.

LITERATURA

- 1) Kornberger Zb. inż. „Metody obliczania kół zębatach oraz narzędzi do ich wykonania”. „Obróbka samochodowych kół zębatach”.
- 2) Aleksiejew, Arszinow, Sudnikow. „Rzecz i konstruowanie reżuszczewo instrumenta”. Maszgiz 1951.

CZĘŚCI DWUMETALOWE OTRZYMANE NA DRODZE METALURGII PROSZKÓW

Artykuł omawia charakterystykę przedmiotów wykonywanych metodą metalurgii proszków oraz technologię wykonania części dwumetalowych. Szczegółowo podany jest proces technologiczny wykonania wkładek łożysk o warstwie porowatej brązu na stalowym podłożu oraz tulei o warstwie brązu na żelaznym podłożu porowatym.

Drogą metalurgii proszków można wytwarzać materiały składające się z metali i metaloidów, które nie tworzą ze sobą stopów. Przez dobranie odpowiedniego składu mieszanki można otrzymać materiały o wybitnych własnościach ciernych lub przeciwnych. Składnikami wpływającymi na zwiększenie współczynnika tarcia są: krzemionka, azbest, korund, tlenek żelaza itp. Zmniejszenie współczynnika tarcia otrzymuje się przez zastosowanie grafitu i ołowiu.

Metalurgia proszków umożliwia wytwarzanie materiałów o strukturze, charakteryzującej się dużą porowatością (10 — 40% por.). Materiały te znalazły zastosowanie do wyrobu łożysk ślizgowych.

Łożyska porowate mają własności samosmarujące. W czasie pracy łożyska, olej występuje z porów smarując czop na skutek siły ssącej i podwyższenia temperatury panewki. W czasie stygnięcia zaś olej na skutek działania kapilarnego porów jest wciągany do wewnątrz, dzięki czemu zużycie oleju jest znikome. Czas pracy łożyska porowatego bez smarowania może wynosić nawet kilka lat. Czasami dla ciężkich warunków pracy stosuje się dodatkowo nieznaczne smarowanie.

W przemyśle motoryzacyjnym spiekane łożyska porowate znalazły zastosowanie dla ułożyskowania prądnicy, rozrusznika, pompy wodnej, wałów pedałowyc i hamulcowyc, mechanizmu sprężyc itp.

Mała wytrzymałość przedmiotów porowatyc otrzymywanych na drodze metalurgii proszków spowodowała wytwarzanie części dwumetalowyc, składajacych się z cienkiej warstwy porowatej nałożonej na stalowe podłożyc. W ten sposób uzyskano przedmioty o znacznej wytrzymałości oraz doskonałych własnościach ciernyc względnie przeciwnyc.

Wykonywanie części dwumetalowyc metodami metalurgii proszków przeprowadza się według jednego z podanych poniżej schematyc.

Schematy te różnią się głównie sposobem powiązania warstwy metalowo-ceramicznej ze stalowym podłożem. Największe praktyczne znaczenie mają schematy III i IV.

Poniżej podamy technologię wykonania części dwumetalowyc otrzymywanych na drodze metalurgii proszków według schematyc III i IV. Technologia ta została opracowana i sprawdzona w instytucyc „Orgawtoprom”.

Proces technologiczny określony schematyc III okazał się najbardziej stosownym do produkcji cienkościennyc dwumetalowyc wkładek łożysk. Proces wykonania wkładek według tego schematyc składa się z następujących operacyj:

Przygotowanie mieszanki

Gotowe proszki metalu o odpowiedniej ziarnistości i składzie podlegają dokładnemu zmieszaniu w mieszalnikach bebnowych, gniotownikach lub młynach kulowyc celem otrzymania jednorodnej mieszanki. Proces mieszania trwa długo (5 do 6 godzin), ponieważ od dobrego zmieszania zależy w dużym stopniu jakość produkcji. Zaleca się stosowanie następującego składu mieszanki: 70,5% proszku miedzi, 29,0% — tlenku ołowiu, 0,5% — grafitu.

Wstępne spiekanie warstwy proszku

Na uprzednio pocynowaną powierzchnię stalowego podłoża nasypuje się warstwę mieszanki proszków, po czym przeprowadza się wstępne spiekanie warstwy proszku w temperaturze 740 — 760°C. Czas spiekania wynosi 45—60 minut. Stalowe podłożyc może być w postaci taśmy lub półwyrobów o żądanym kształcie.

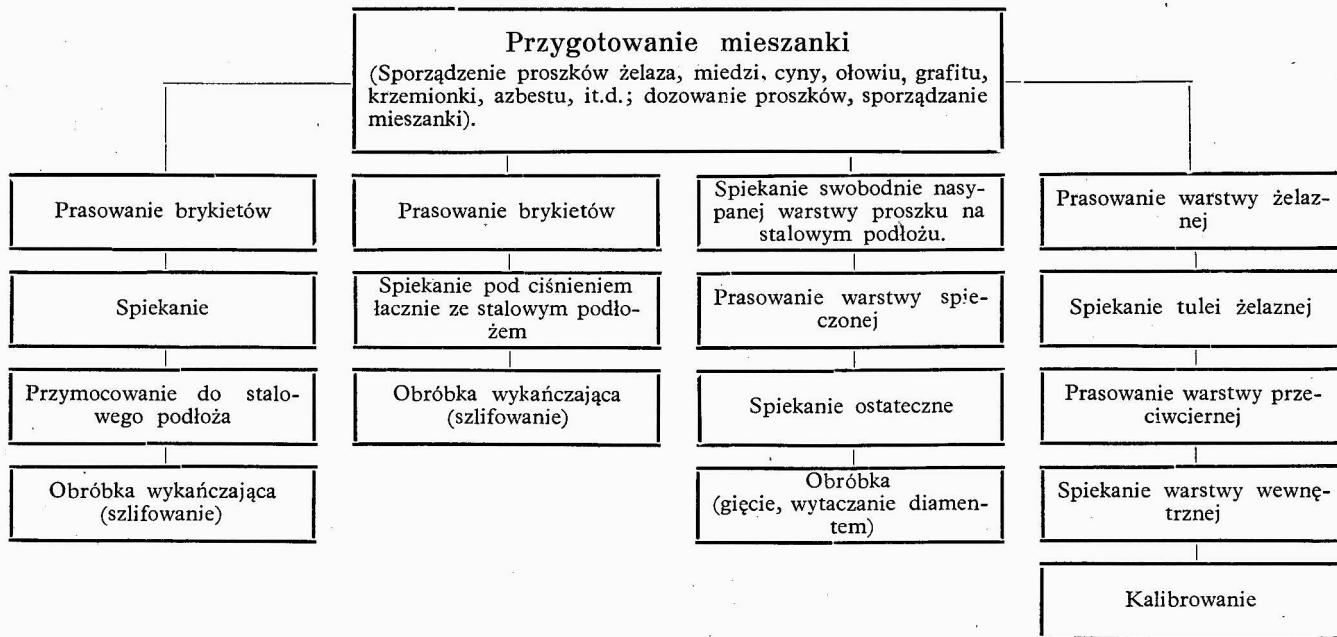
Prasowanie warstwy spieczonej

Prasowanie spieczonej warstwy dla części wykonywanych z półwyrobów, przeprowadza się na prasach, natomiast w przypadku użycia taśmy stalowej najczęściej stosuje się walcowanie. Ciśnienie prasowania przyjmuje się od 1,5 do 3,5 T/cm², w zależności od wymaganej porowatości spieczonej warstwy metalowo-ceramicznej.

Spiekanie ostateczne

Powtórne, ostateczne spiekanie przeprowadza się przy takich samych warunkach jak i spiekanie wstępne. Temperatura spiekania 740 — 760°C; czas 45 — 60 minut.

SCHEMATY WYKONYWANIA CZĘŚCI DWUMETALOWYCH METODĄ METALURGII PROSZKÓW



Schemat I

Schemat II

Schemat III

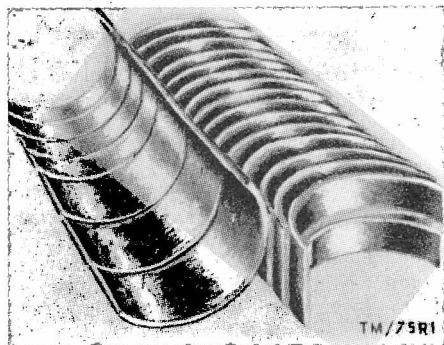
Schemat IV

Obróbka części

Po ostatecznym spiekaniu porowatość warstwy metalowo-ceramicznej waha się w granicach od 5 do 15%. Celem podwyższenia własności przeciwnieżyłkowa warstwa metalowo-ceramiczna podlega nasycaniu wysokowartościowym olejem maszynowym. Nasytzenie przeprowadza się w wannie olejowej przy temperaturze 110–120°C w ciągu 1–1,5 godz.

Po nasyceniu olejem części poddaje się obróbce wykańczającej. Wkładki wykonane przy użyciu taśmy stalowej podlegają uprzednio wygięciu na tłocznikach gnących.

Warstwę metalowo-ceramiczną obrabia się wykańczającą drogą wytaczania diamentem lub przeciągania. Szlifowanie warstwy jest niedopuszczalne ponieważ cząsteczki ściernicy mogą spowodować zatkanie porów.



Rys. 1. Wkładki dwumetalowe z warstwą metalowo-ceramiczną z brązu ołowianego

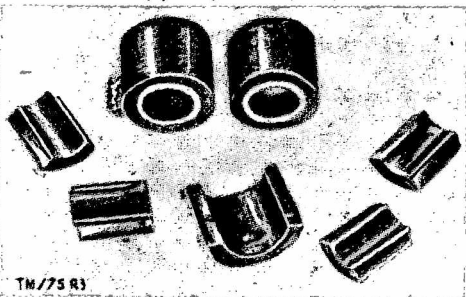
Rys. 1 przedstawia fotografię wkładek dwumetalowych z warstwą metalowo-ceramiczną z brązu ołowianego; obróbka wykańczająca wkładek — wytaczanie nożem diamentowym.

Dzięki zastosowaniu metod metalurgii proszków do wykonania cienkościennych wkładek łożyskowych uzyskano zmniejszenie zużycia metali kolorowych (4 do 5 razy) i zmniejszenie nakładu pracy na ich wykonanie (2 do 3 razy).

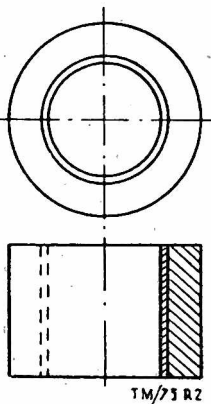
Drugi sposób wykonania przedmiotów dwumetalowych (schemat IV) znalazł największe zastosowanie do wyrobu tulei łożyskowych. Rys. 2 przedstawia tuleję dwumetalową.

Przedmioty dwumetalowe wykonywane metodą metalurgii proszków powinny odznaczać się znaczną wytrzymałością połączenia warstwy metalowo-ceramicznej ze stalowym podłożem, celem umożliwienia wprasowania tulei; moment skręcający, powstający na skutek tarcia o wał, nie powinien wywoływać w połączeniu naprężeń, przewyższających granicę sprężystości.

Wykonanie części dwumetalowych o podanych własnościach stwarzało przez długi okres czasu duże trudności. Po wielu próbach otrzymano tuleję dwumetalową o wytrzymałości na ścianie połączenia warstw 4–5 kG/mm². Mimo przeprowadzenia badania tulei na ściskanie, aż do granicy wytrzymałości, połączenie warstw nie zostało naruszone (rys. 3).



Rys. 3. Tulejki dwumetalowe po badaniu na ściskanie



Rys. 2. Tuleja dwumetalowa: 1 — warstwa porowata brązu, 2 — warstwa porowata żelaza

Trwałe połączenie warstw części dwumetalowych osiąga się dzięki stosowaniu dużych ciśnień przy prasowaniu, a także dzięki szorstkości warstwy stykowej.

Proces technologiczny wykonania tulei dwumetalowych według schematu IV składa się z następujących operacji:

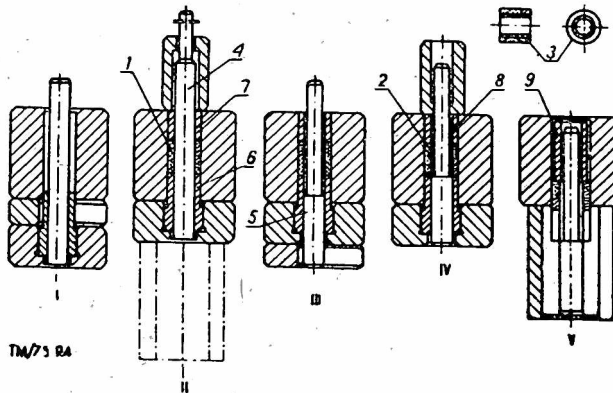
Przygotowanie mieszanki

Proszki mieszanki po zmieleniu przesiewa się na sitach celem otrzymania odpowiedniej ziarnistości. Proszki powinny zawierać określone ilości poszczególnych wielkości ziaren. Zaleca się korzystać przy tym z podanej poniżej tablicy.

TABLICA

Ziarnistość w mesh'ach (oczek na cal biejący)	Rozkład wielkości ziaren w proszkach w %		
	żelaznym	miedzianym	cynowym
100	do 30	—	—
100–150	30–35	do 10	—
150–200	18–25	20–25	do 5
200–325	10–15	20–25	20–30
325	10–20	30–45	60–80

Do otrzymania warstwy brązowej stosuje się mieszankę proszków o następującym składzie: 87% proszku miedzianego, 10% — cynowego i 3% proszku grafitu. Proszki te wysypuje się do mieszadła i miesza przez 4–5 godzin celem uzyskania jednorodnej mieszaniny.



Rys. 4. Schemat prasowania tulejek dwumetalowych 1 — sprasowana tuleja żelazna, 2 — sprasowana tuleja brązowa, 3 — gotowa tuleja dwumetalowa, 4 i 5 — trzpień, 6 i 7 — dolny i górny stempel do prasowania tulei żelaznej, 8 — stempel do prasowania tulei brązowej, 9 — tuleja do wyrzucania gotowego przedmiotu

Prasowanie warstwy żelaznej

Odpowiednią ilość proszku żelaza wysypuje się do matrycy, po czym przeprowadza się prasowanie. Matryca do prasowania tulei dwumetalowej pokazana jest na rys. 4.

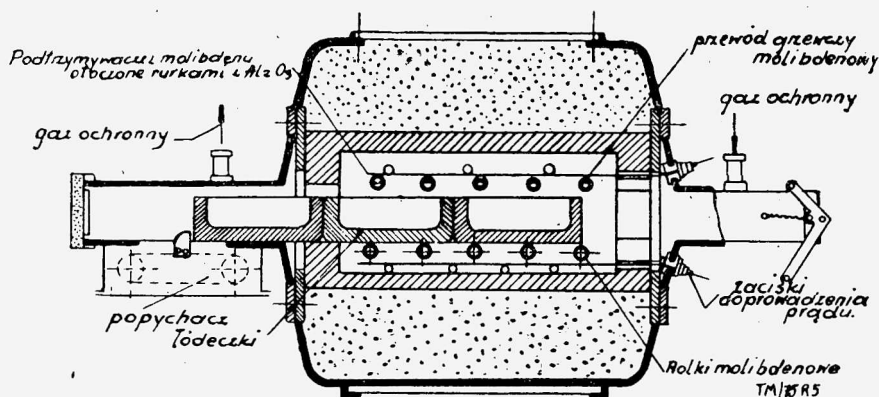
Spiekanie żelaznych tulei

Spiekanie żelaznych tulei przeprowadza się w piecach w atmosferze ochronnej przy temperaturze 1050–1100°C. Jako atmosfery ochronnej używa się mieszaninę azotowo-wodorową, wodór lub gaz generatorowy. Czas trwania procesu wynosi 1,5 godziny. W produkcji masowej stosuje się zwykle piece ciągłe, tzn. prasówki przechodzą przez piec i wyjmowane są z pieca bez konieczności przerywania pracy pieca, wyłączenia prądu i obiegu gazu ochronnego. Najczęściej używane są piece elektryczne odporowe z komorą chłodzącą. Rys. 5 przedstawia schemat pieca ciągłego do spiekania.

Spieczone żelazne tuleje porowate podlegają kalibrowaniu w specjalnej matrycy do kalibrowania, celem nadania im ostatecznych wymiarów.

Prasowanie warstwy wewnętrznej przeciwnieżyłkowej

W matrycy do prasowania (rys. 4) umieszcza się tulejkę żelazną, następnie zakłada się trzpień (5) o mniejszej średnicy oraz stempel (8). Odpowiednią ilość proszku brązowego wysypuje się do matrycy, po czym przeprowadza się wspólne prasowanie warstwy brązowej i tulei żelaznej. Ciśnienie prasowania wynosi 1,3–1,5 T/cm². Gotową prasówkę wyjmuje się z matrycy przy pomocy tulei (9).



Rys. 5. Schemat pieca ciągłego do spiekania

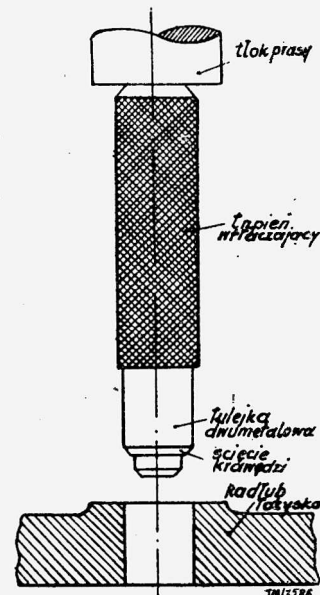
Spiekanie wewnętrznej warstwy

Sprasowane tuleje dwumetalowe podlegają spiekaniu w piecach oporowych ciągłych przy temperaturze 720–740°C. Czas spiekania wynosi 1–1,5 godz. Proces przeprowadza się w atmosferze ochronnej lub w skrzyniach z węglem aktywowanym. Po spieczeniu tulei dwumetalowej następuje jej nasycenie olejem. Tuleje zanurza się w wannie, napełnionej olejem o temperaturze 110–120°C, pozostawia się je przez godzinę, po czym oziębia się je łącznie z olejem do temperatury pokojowej.

Kalibrowanie dwumetalowych tulei

Ponieważ prasówki w procesie spiekania kurczą się czasami nierównomiernie, przeto podlegają one obróbce wykańczającej skrawaniem względnie kalibrowaniu. Ze względu na możliwości zatkania porów przy obróbce skrawaniem (specjalnie jeśli chodzi o szlifowanie) dla uzyskania właściwych wymiarów i gładkości powierzchni najchętniej stosuje się kalibrowanie. Kalibrowanie zarówno powierzchni zewnętrznych jak i wewnętrznych tulei dwumetalowych przeprowadza się w matrycach do prasowania.

Schemat prasowania tulejki dwumetalowej podany jest na rys. 4. Na rysunku pokazano 5 zasadniczych operacji. Położenie I — wysypanie proszku żelaznego; II — prasowanie tulei żelaznej, przy pomocy stempli 6 i 7; III — zamiana trzpienia 4 na 5 i wysypanie proszku brązowo-grafitowego; IV — prasowanie tulei brązowo-grafitowej, przy użyciu stempli 6 i 8; V — wyrzucenie gotowej tulei dwumetalowej.



Rys. 6. Urządzenie do wtłaczania tulejek dwumetalowych

Ze względu na stosunkowo małą wytrzymałość tulejek dwumetalowych, muszą one być ściśle dopasowane do kadłuba łożyska. Wciskanie tulejek powinno się odbywać bez stosowania uderzeń, najlepiej wykonać to można na prasie przy użyciu specjalnego trzpienia (rys. 6).

Metodą metalurgii proszków można otrzymać tuleje dwumetalowe nie tylko z wewnętrzną warstwą przeciwcierną ale również i zewnętrzną.

LITERATURA:

1. M. J. Balszin. Poroszkowaja metalurgija. Moskwa 1948.
2. W. S. Rakowski. Miałokieramika w maszynostrojeniu. Moskwa 1948.
3. J. S. Umańskij. Poroszkowaja metalurgija i jejo primienienie w sowriemiennojej tiechnike. Moskwa 1950.
4. E. Bryjak. Ceramika metalowa. Katowice 1946.
5. K. Kiefer i W. Hotop. Metalurgia proszków i materiały spiekane. Katowice 1951.
6. W. Rutkowski. Metalurgia proszków. Katowice 1950.
7. W. W. Saklińskij. Bimetalliczeskie mietalokieramiczeskie dietali. Wiestnik Maszynostrojenia Nr 3/1952.
8. H. Bobowicz. Łożyska porowate otrzymywane drogą ceramiki metalowej. Przegląd Mechaniczny Nr 12/1951.
9. W. Cegielski. Spiekane łożyska porowate samosmarujące. Mechanik Nr 2/1952.

629.114.4+629.113

ZMIANY KONSTRUKCYJNE SAMOCHODU ZIS 150

W związku ze znaczną ilością radzieckich samochodów ciężarowych ZIS 150 pracujących we wszystkich dziedzinach naszej gospodarki narodowej, jest rzeczą pożyteczną zapoznanie się z ostatnio przeprowadzonymi zmianami konstrukcyjnymi tych samochodów. Myślą przewodnią przeprowadzanych zmian było dalsze podwyższenie jakości i powiększenie przebiegów międzyprzewodowych samochodów ZIS 150 oraz jego pochodnych, przy czym przy przeprowadzanych rekonstrukcjach starano się stosować dobrze pracujące części i elementy innych samochodów radzieckich, w szczególności zaś samochodu GAZ 51.

Opisane zmiany zostały przeprowadzone przez Kutajskie Zakłady Samochodowe na podstawie wnikliwych i długotrwałych obserwacji pracy tych pojazdów w różnych warunkach użytkowania i podane do wiadomości przez Laureata Nagrody Stalinowskiej A. M. Krigiera na łamach tegorocznego 7 numeru Czasopisma „Automobilnaja i Traktornaja Promyslenność”.

Silnik.

W celu zwiększenia międzyprzewodowego czasu pracy silnika, zastosowano w najbardziej wyrabiającej się górnej części gładzi cylindrowej cienkościennie suche tuleje cylindrowe z kwasoodpornego żeliwa stopowego. Jednocześnie wprowadzono chromowanie górnego uszczelniającego pierścienia tłokowego oraz cynowanie tłoków.

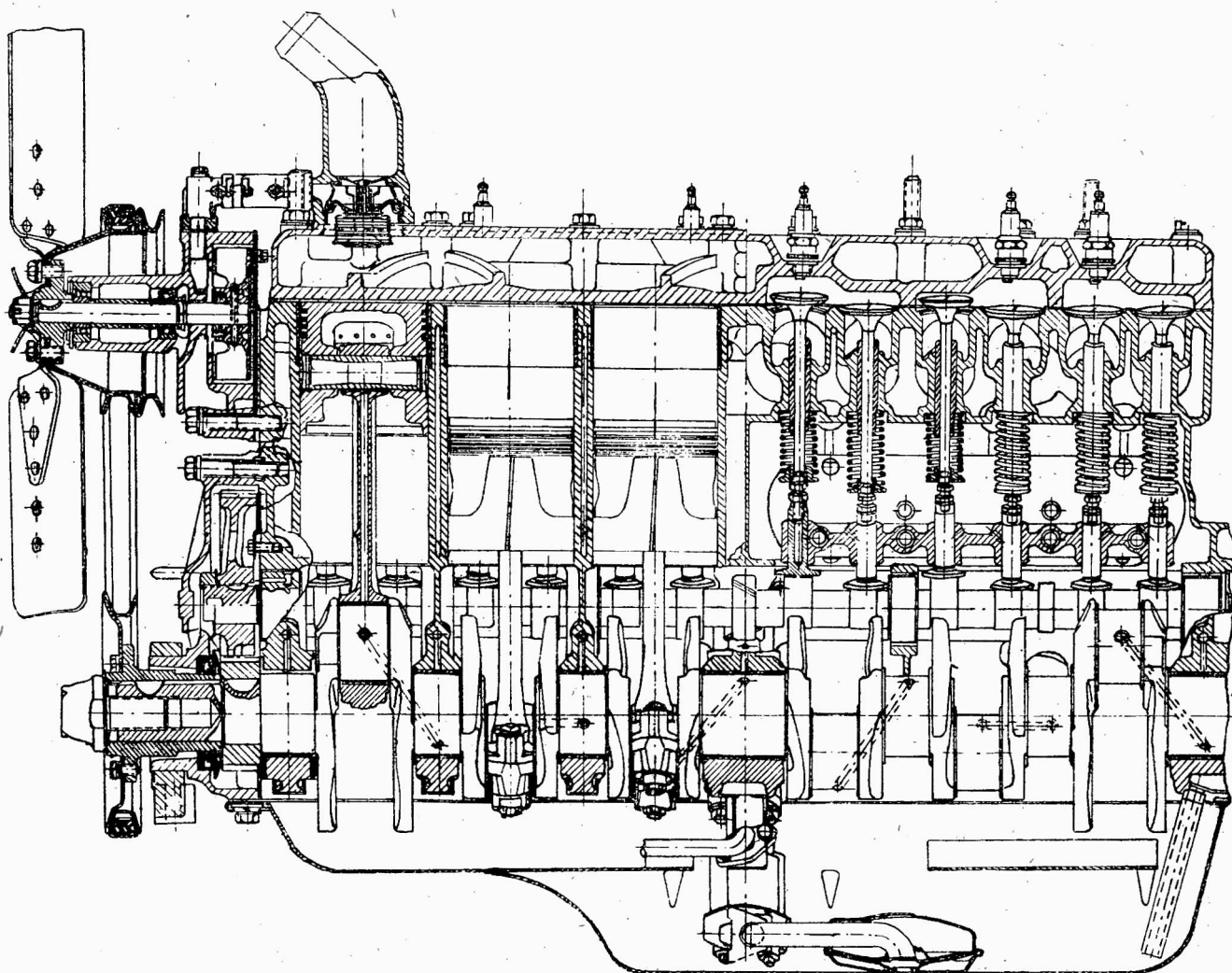
Wyżej opisane zmiany zmniejszyły blisko trzykrotnie wyrabialność gładzi cylindrowych oraz dwukrotnie pozostałych pierścieni tłokowych.

W celu wyeliminowania poosiowych przesunięć wałka rozrządu, powodujących możliwość powstawania stuków podczas pracy silnika, zastosowano ustalający pierścień stalowy zamocowany do kadłuba i umieszczony pomiędzy powierzchnią czołową wałka, a piastą koła zębatego rozrządu.

Zmianie uległ przysilnikowy układ przewodów ssąco-wydechowych przez oddzielenie przewodu ssącego od przewodu wydechowego. W ten sposób przez obniżenie temperatury zasysanej mieszanki uzyskano wyższą sprawność objętościową, zmniejszono skłonność do samozapłonów i spalania detonacyjnego oraz powiększono moc o 5, a moment obrotowy o 8%.

Obecnie znajduje się w badaniach pompa olejowa o powiększonym o 60% wydatku, powodująca wzrost ciśnienia oleju szczególnie przy małych i średnich obrotach i umożliwiająca na wprowadzenie do układu smarowania chłodnicy olejowej stosowanej obecnie w samochodach GAZ 51.

Nowa pompa zastępuje stosowane obecnie dwie pompy olejowe, spowoduje jednocześnie konieczność zmiany miski olejowej i dolnej części kadłuba.



TM/53 RI

Rys. 1. Przekrój podłużny silnika

Wprowadzony do pompy olejowej pływający ssak samochodu ZIS 110 polepszył filtrowanie oleju oraz zmniejszył niebezpieczeństwo wytopienia łożysk silnika szczególnie przy pracy silnika w terenach górzystych.

Wprowadzono również gniazda zaworowe pod zawory wydechowe, analogiczne jak w silnikach samochodu GAZ 51 i M 20.

Zmieniono mocowanie talerzyków sprężyn zaworowych na trzonie zaworowym przez wprowadzenie dwudzielnych pierścieni stożkowych, zamiast dotychczas stosowanego mocowania trzpieniem płaskim przeprowadzonym przez trzon zaworu, usuwając w ten sposób niebezpieczeństwo urywania się trzonów zaworowych.

Zacieśniono tolerancje ciężarów poszczególnych elementów układu korbowego do 20 g oraz wprowadzono wyważenie dynamiczne wału korbowego z kołem zamachowym i sprzęgłem.

Przewody paliwowe zunifikowano z przewodami paliwowymi samochodu GAZ 51, zastępując rurki miedziane stalowymi, a w miejscu połączenia pompy paliwowej z przewodami wprowadzono pośredni przewód elastyczny.

Zastosowano skutecznie działający osadnik i filtr paliwowy typu GAZ 51 oraz zmieniono termostat na inny — typu ZIM odznaczający się dużą pewnością pracy i nie otwierający się przed uzyskaniem właściwej temperatury wody chłodzącej. Wprowadzono poza tym regulowaną ręcznie przesłonę chłodnicy z lampką kontrolną, zapalającą się przy temperaturze 92 — 98°, sygnalizującą przekroczenie dopuszczalnej temperatury wody chłodzącej.

Wzmocniono skrzydła wentylatora oraz wprowadzono szereg drobnych zmian w pompie wodnej.

Przekonstruowano również zawieszenie silnika w kierunku jego wzmocnienia i uproszczenia, wprowadzając element dodatkowy, łączący silnik z ramą, uniemożliwiający podłużne przesuwanie się silnika przy hamowaniu i wyciskaniu pedału sprzęgła.

Poduszki gumowe zawieszenia zunifikowano z odpowiednimi poduszkami samochodu GAZ 51.

Podwozie

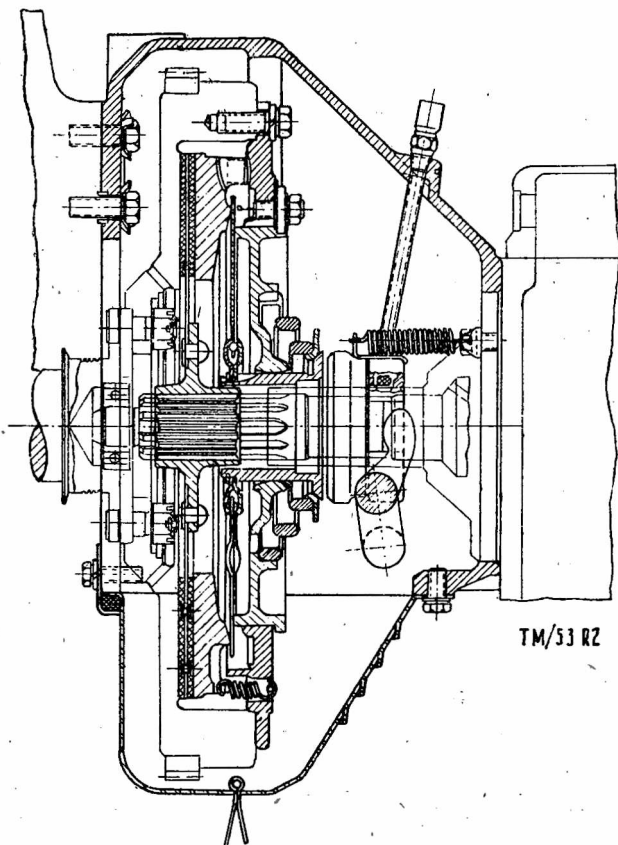
W oparciu o konstrukcję sprzęgieł samochodów JAZ 200 i MAZ 205 dwutarczowe sprzęgło zmieniono na jednotarczowe. Wprowadzono pośredni wał pędny z dodatkowym wspornikiem na ramie typu GAZ 51 z łożyskiem tocznym umieszczonym w gumowym pierścieniu.

Przez wprowadzenie „beczkiowego“ profilu kół zębatach przekładni czołowej tylnego mostu, uzyskano cichą pracę całej przekładni przy jednoczesnym powiększeniu jej długości.

Rama i zawieszenia kół przednich uległy również poważniejszym zmianom. Poprzeczki ramy powiązано mocniej z podłużnicami, przy czym poprzeczki tylne przesunięto w ten sposób, że znajdują się one obecnie w osi wsporników resorów tylnych. Wsporniki zaś powiązано mocniej z podłużnicami przez powiększenie wielkości i ilości nitów oraz dodatkowe mocowanie do dolnej półki podłużnicy.

Zderzak przedni wykorzystano w większym niż dotychczas stopniu do mocnego powiązania ze sobą obu podłużnic, a także umieszczono na nim dwa haki holownicze samochodu GAZ 51.

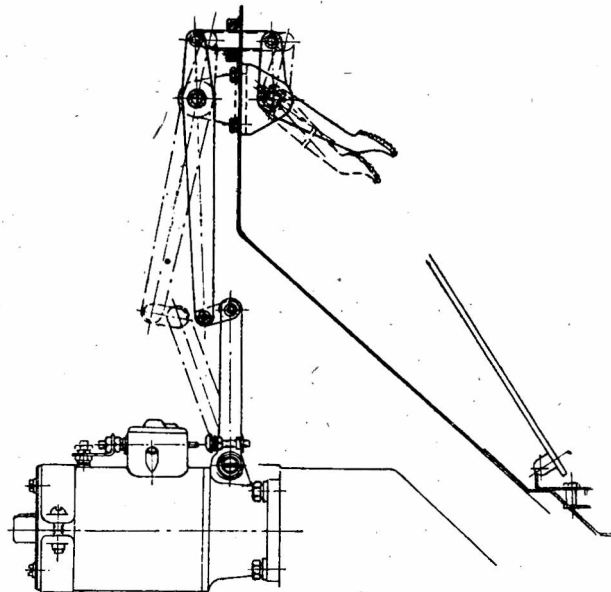
Zmieniono również zawieszenie przednie zmniejszając go przez wprowadzenie długich resorów przednich samochodu



Rys. 2. Nowe sprzęgło jednotarczowe

GAZ 63A, stosując amortyzatory dwustronnego działania trzosiowego samochodu ZIS 151 oraz przenosząc wieszaki resorów przednich do przodu, przez co uzyskano znaczne polepszenie kinematyki sterowania.

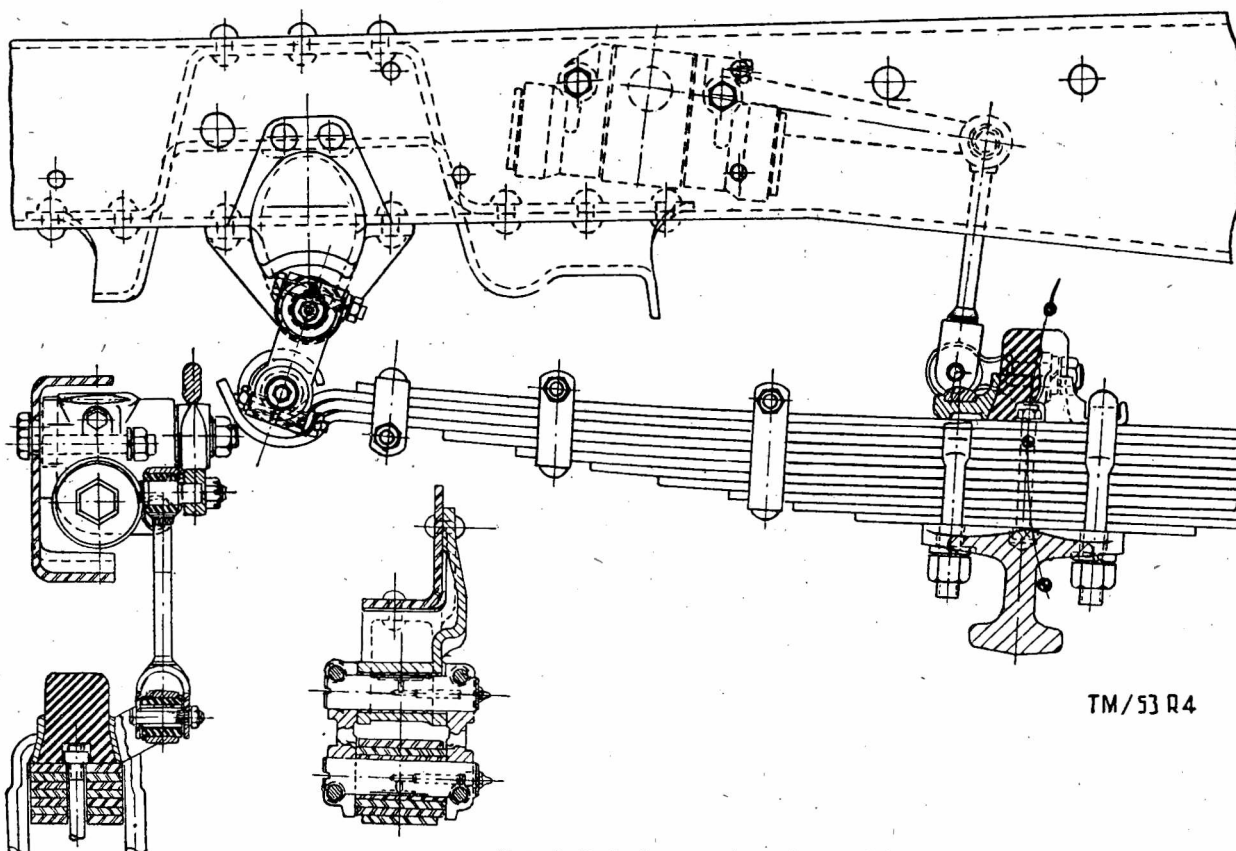
Zawieszenie całego samochodu można obecnie uważać za dobre i równorzędne zawieszeniu samochodu GAZ 51. Wprowadzenie kulkowania piór resorowych znacznie powiększyło ich trwałość.
 Utwardzanie powierzchni wsporników resorowych, znacznie zmniejsza wyrabianie się otworów oraz czołowych powierzchni przyswornicznych.



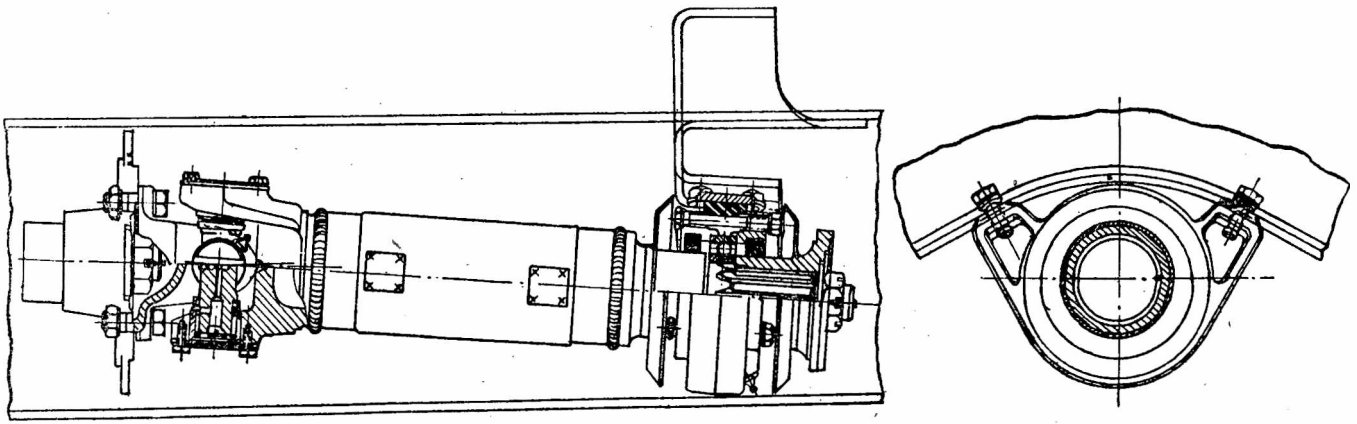
Rys. 4. Zmieniony rozrusznik z mechanicznym włączeniem.

Zamocowanie obudowy mechanizmu kierowniczego przeniesiono z przegrody czołowej bezpośrednio na podłużnicę ramy, odciążając w ten sposób przegrodę i kabinę kierowcy od przenoszenia wszelkich uderzeń układu kierowniczego.

W piastach kół przednich i tylnych zamieniono uszczelnienie filcowe uszczelnieniami typu Simmering usuwając w ten sposób przecieki, które występowały przy pracy samocho-



Rys. 3. Zmienione zawieszenie przednie



Rys. 5. Pośredni wał pędny

dów ZIS 150, szczególnie przy wyższych temperaturach otoczenia. Wprowadzono jednocześnie pod uszczelkami Simmeringa wymienne pierścienie stalowe na pochwie tylnego mostu i sworzniach zwrotnicy.

Powiększono przeszło 2-krotnie wydatek sprężarki hamulcowej przez podniesienie stosunku sprężania oraz wprowadzenie zaworów odciążających i odcinających typu JAZ 200, wyłączających samoczynnie dopływ powietrza ze sprężarki do zbiornika przy przekroczeniu ciśnienia 7 kg/cm². Powiększenie wydatku sprężarki powiększyło pewność i bezpieczeństwo ruchu samochodów ZIS 150 szczególnie przy pracy z pneumatycznie hamowanymi przyczepami w rejonach górskich.

Czasokres efektywnej pracy sprężarki obniżono na terenach płaskich do 8%, w terenach górskich do 20%.

Ułatwienie prowadzenia i obsługi uzyskano przez:

1. Wprowadzenie w podłozie kabiny łatwo dostępnej pokrywy, służącej do smarowania łożyska oporowego sprzęgła. Poprzednio, z powodu trudnego dostępu, smarowanie tego łożyska trwało od 30 do 40 minut.
2. Wprowadzenie fartucha przedniego zderzaka, osłaniającego maskę silnika, szybę odwietrzną i latarnie przednie przed oblataniem ich podczas jazdy po mokrej lub błotnistej drodze.
3. Zamianę łożyska igłowego krążka mechanizmu kierowniczego na układ łożyskowania kulkowego typu GAZ 51, ułatwiającego prowadzenie wozu.
4. Wprowadzenie szeregu bezpieczników typu GAZ 51 zapewniających skuteczniejszą ochronę instalacji elektrycznej

od krótkich spieć.

5. Wprowadzenie do wyposażenia samochodu zapasowego 10 l. zbiornika olejowego oraz lampy oświetlającej silnik, obu typu GAZ 51.

Bardzo znaczne oszczędności materiałowe oraz poważne obniżenie pracochłonności uzyskano przez wprowadzenie szeregu niżej podanych zmian.

Wykonanie kół zębatach skrzynki biegów przez obsadzenie na nich wieńców z wysokowartościowych stopów stali oraz zmiana tulei lanej na związaną dały oszczędność 2, kg stali oraz 0,56 kg brązu na samochód. Zamiast elektromagnetycznego wyłącznika rozrusznika wykonano pewniejszy i prostszy układ dźwigniowy, co dało 110 ton rocznej oszczędności miedzi przewodowej. Zastąpienie miedzianych przewodów paliwowych stalowymi oraz zmniejszenie przekroju przewodu rozrusznik — akumulator, spowodowało łącznie zysk 0,94 kg miedzi na wóz.

W nowej wersji prowadnice popychaczy zaworowych odlane są łącznie z kadłubem silnika, odlewany zaś filtr olejowy zastąpiony jest tłoczonym typu AF50 — 1 (różnica ciężaru 3 kg na jednostkę). Zbiornik związa się obecnie z blachy, a nie tłoczy, co daje oszczędności na obcinkach i wykonaniu trudnych tłoczników.

Wprowadzone zmiany w Zakładach ZIS pozwoliły na osiągnięcie znacznych korzyści z jednej strony, a z drugiej zaś wskazują, że konstrukcja musi być żywa, a nie sztywna i niezmienna.

A. R.

629.113.012.853.001.4+620.108

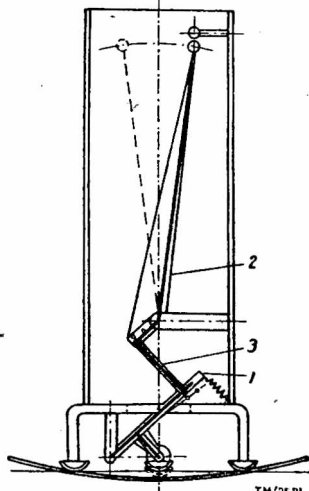
SAMOPISZĄCY PRZYRZĄD DO MIERZENIA KRZYWIZNY I OKREŚLANIA NAPRĘŻEŃ W PIÓRACH RESOROWYCH

Dla sprawdzenia prawidłowości krzywizn w piórach resorowych i jednocześnie dla określenia rzeczywistych naprężeń w nich w czasie odkształcenia resoru, wykonano w NAMI przyrząd samopiszący, którego schemat przedstawiony jest na rys. 1.

Zasada działania przyrządu polega na pomiarze strzałki ugięcia na określonej długości łuku pióra. Przyjmując określony odcinek pióra jako część okręgu koła można z dostateczną dokładnością określić promień koła lub krzywiznę mając długość cięciwy „a” i wysokość łuku na tej cięciwie „b” wg następującego wzoru:

$$R = \frac{a^2}{8b}$$

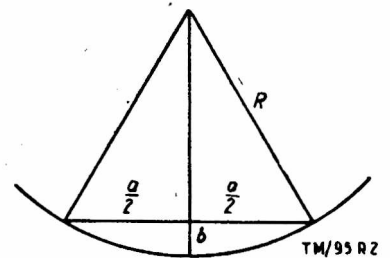
$$\text{lub } \frac{1}{R} = \frac{8b}{a^2}$$



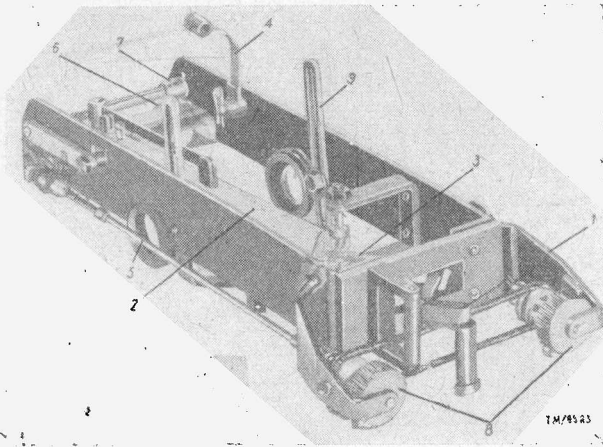
Rys. 1

Jak widać z rys. 1, przyrząd składa się z ramki zakończonej dwiema nóżkami stalowymi, w środku których umieszczona jest trzecia z możliwością wychylania się. Dzięki temu możliwy jest pomiar strzałki ugięcia pióra na długości równej odległości między nóżkami stalowymi. Nóżka ruchoma zamocowana jest na wahliwej dźwigni 1.

W celu zwiększenia przekładni i dokładności odczytu pomiaru i strzałki ugięcia, zastosowano mechanizm dźwigniowy. Dźwignia 1 łączy się z dwuramienną dźwignią 2, na której dłuższym ramieniu znajduje się piszący rysik. Powiększenie skali odczytu można zmieniać w zależności od ustawienia łącznika 3. Przy ustawieniu wszystkich trzech nóżek na jednej prostej rysik na dłuższym końcu dźwigni 2 ustawi się na wysokości rysika stałego piczącego linię odpowiadającą krzywiznie równej zeru. Przy pomocy tego przyrządu można pomierzyć krzywizny piór o promieniach od + 300 do - 300 mm.



Rys. 2



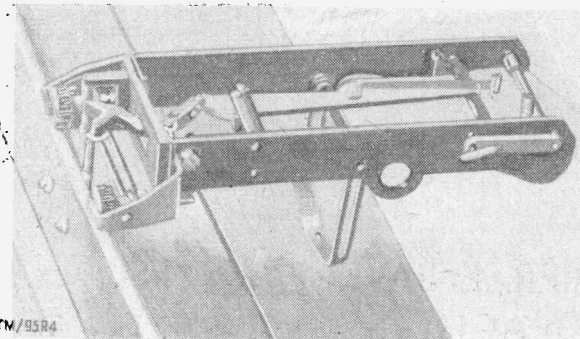
Rys. 3.

Wykonany przyrząd (rys. 3) składa się z kadłuba, przełącznika, układu dźwigniowego, mechanizmu rejestrującego i mechanizmu podającego papier.

Krzywizna pióra jest rejestrowana na taśmie zwykłego papieru (pergaminy, kalki technicznej lub innego) zwiniętej w specjalnej kasecie 5 i przesuwanej za pomocą dwu rolek: podającej 6 i dociskającej 7, które wprowadzane są w ruch obrotowy za pośrednictwem dwu kółek zębatych i wałka napędowego od dwu rolek 8 toczących się bez poślizgu po krawędzi pióra resorowego.

Przy rejestrowaniu krzywizny ujemnej (o promieniu w granicach od ∞ do -300 mm) końcówkę łącznika 3 należy wstawić w górny otwór dźwigni 2 (w drugim rzędzie), a dźwignię 4 rysika rejestrującego krzywiznę równą zero, na sworzzeń lewej ścianki przyrządu.

Sposób pomiaru krzywizny pióra resorowego i położenie pióra w czasie pomiaru pokazane są na rys. 4. Pióro należy



Rys. 4.

położyć na krawędzi, opierając na dwu lub trzech kółkach, albo w zacisku śrubowym umocowanym na kawałku ceownika.

Wspornik 9 (rys. 3) należy ustawić na wysokość odpowiadającą szerokości pióra tak, aby przyrząd zajmował położenie poziome, opierając się dwiema rolkami 8 na krawędzi pióra. Przez obrót ręczki opuszcza się rysiki na taśmę papieru i naciskiem obu rąk pokonuje się siłę sprężyny odciągającej dźwignię 1.

W czasie pomiaru wszystkie trzy nóżki przekładnika powinny dotykać stale mierzonej powierzchni pióra, przy czym przyrząd przesuwa się, od lewej strony do prawej.

W tym czasie na taśmie wykreslane są dwie linie: jedna prosta odpowiadająca krzywiznie równej zero i krzywa odpowiadająca rzeczywistej krzywiznie pióra (rys. 5).

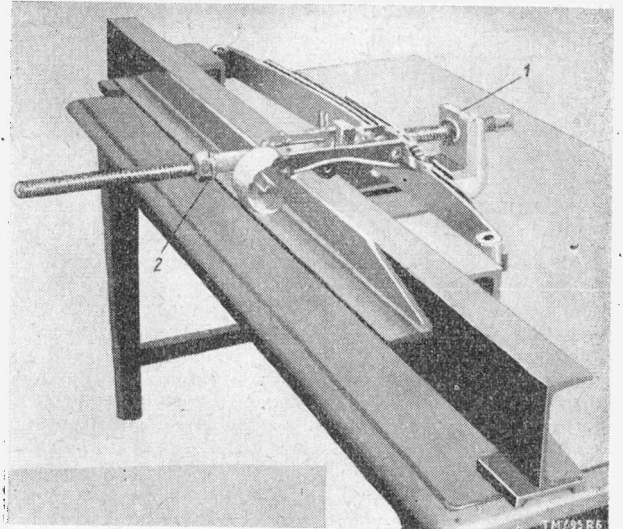


Rys. 6.

Należy zaznaczyć, że przy powtórnych pomiarach praktycznie wcale nie zauważa się różnic między otrzymanymi wykresami.

Dla otrzymania punktu środkowego w wykresie odpowiadającego środkowi resoru, należy w momencie gdy nóżka ruchoma przyrządu znajduje się na osi otworu śruby głównej resoru zatrzymać przyrząd i wokół jednej z nówek stałych zatoczyć łuk drugą nóżką, wtedy rysik ruchomy wykona na krzywej znak.

Dla wygody wykonywania pomiarów na resorze zmontowanym wykonano prasę śrubową.



Rys. 6.

Rysunek 6 przedstawia tę prasę i przyrząd w czasie pomiaru. Warunki obciążenia resoru w prasie są takie same jak na samochodzie.

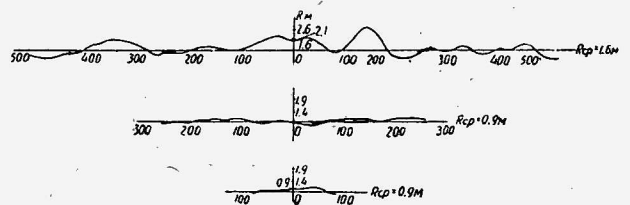
Przy pomocy śruby 2' odkształcamy resor do dowolnego stanu. Dla pomiaru należy pióro mierzone wysunąć ponad inne tak, aby rolki 8 mogły się po nim toczyć, a nóżka ruchoma mierzyć jego krzywiznę na całej długości.

Mierząc odległość między dwiema liniami na wykresie (linią krzywizny pióra i linią krzywizny zerową) można określić promień krzywizny pióra na pomiarowym odcinku przyrządu (odległość między nóżkami stałymi) określa się wielkością wychylenia rysika od położenia zerowego w milimetrach przy uwzględnieniu skali.

$$b = \frac{H}{m} \quad \text{oraz} \quad R = \frac{a^2}{8b}$$

gdzie H — wielkość pomiaru w mm.
 m — skala przyrządu.

Przykład graficzny obliczonych na podstawie wykonanych pomiarów promieni krzywizny trzech piór tylnego resoru samochodu „Moskwicz” podany jest na rys. 7.



Rys. 7.

Linia prosta wyraża wielkość średnią promienia krzywizny pióra określoną przy pomocy szablonu.

Naprężenia w piórach można wyznaczyć na podstawie następującego wzoru:

$$\sigma = \frac{4 \cdot E \cdot h \cdot \Delta H}{a^2 \cdot m}$$

gdzie ΔH — różnica współrzędnych określających promień krzywizny na wykresie dla pióra w stanie swobodnym i obciążonym na skutek zmontowania resoru.

E — moduł sprężystości postaciowej w kg/cm^2 .
 h — grubość pióra w cm.

Metoda określania naprężeń jest następująca. Po zarejestrowaniu przez przyrząd promienia krzywizny pióra nie obciążonego oraz odpowiednio obciążonego na skutek zamontowania resoru, obie krzywe posiadają wspólną linię zerową (rys. 8).

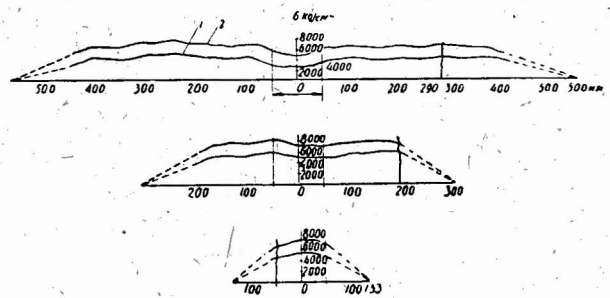


Rys. 8.

Różnicę rzędnych krzywych od linii zerowej mierzy się specjalnym wyskalowanym cyrklem, którego ramiona ustawiamy tak, aby dawały wielokrotność odpowiadającą wielkości.

$$\frac{4 E \cdot h}{a^2 m}$$

Odległość między ramionami cyrkla w mm określa od razu naprężenie w piórze w danym jego miejscu w tys. kg/cm². Krzywe rozkładu naprężeń w trzech piórach tylnego resoru samochodu „Moskwicz” dla dwu różnych obciążeń resoru przedstawione są na rys. 9, gdzie krzywa 1 odpowiada statycznemu ugięciu resoru pod obciążeniem 250 kg. (120 mm), a krzywa 2 maksymalnemu ugięciu resoru pod obciążeniem 460 kg



Rys. 9.

(220 mm). Powyżej opisany przyrząd zastosowano do badań resorów w NAMI, gdzie okazał się prosty i wygodny w użyciu.

Krzywa rozkładu naprężeń w piórach zbudowana na podstawie wyników otrzymanych z pomiaru omawianym przyrządem pozwoliła zawczasu ustalić miejsca ewentualnych przyszłych uszkodzeń piór resorowych, co zostało później potwierdzone badaniami zmęczeniowymi resorów na specjalnym urządzeniu.

K. L.

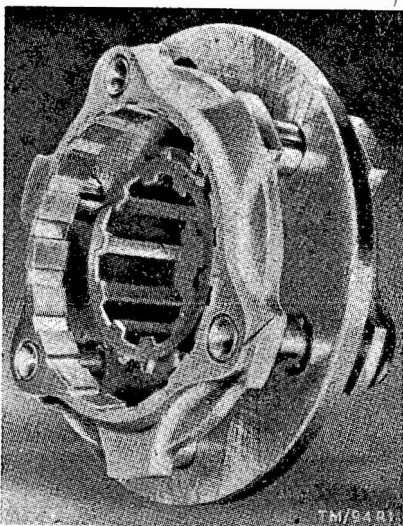
629.113+621—585

NOWY RODZAJ SYNCHRONIZATORA

Ostatnio opracowany został nowy rodzaj synchronizatora do skrzynek biegów ciężkich pojazdów samochodowych. Synchronizator ten odznacza się prostą i zwartą konstrukcją, jak również długim okresem pracy.

Synchronizator składa się ze stalowej piasty z tarczą, dwóch brązowych pierścieni synchronizujących, trzech sworzni zabierających, trzech sworzni rozprężnych i sześciu małych sprężyn płaskich.

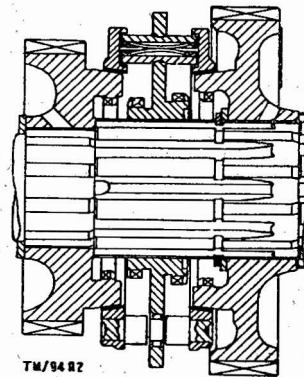
Piasta osadzona jest na wałku suwliwie przy pomocy połączenia wielowypustowego. Na obu końcach piasty wykonane jest uzębienie zewnętrzne, służące do połączenia z uzębieniem wewnętrznym kół zębatach. W tarczy piasty wywiercono sześć otworów z fażami. W otworach tych umieszczone są naprężniki sworznie zabierające i rozprężne. W typowym przypadku sworznie zabierające mają pół cala średnicy, średnica otworów jest nieco większa, aby umożliwić swobodne przesuwanie się sworzni. Sworznie zabierające swymi podtoczonymi końcami osadzone są na stałe w pierścieniach synchronizujących. W połowie długości sworzni zabierającego znajduje się rowek o głębokości 1/16 cala, o ściankach pochylonych pod kątem 57° względem osi.



Rys. 1.

Aby ułatwić przerwanie warstewki oleju, jak również spowodować łagodne rozłączanie, stożkowe powierzchnie robocze pierścieni synchronizujących posiadają nacięcia podłużne.

Na sworzniu rozprężnym wytoczony jest rowek o głębokości 1/16 cala, o ściankach pochylonych pod kątem 30° względem osi. Po wykonaniu rowka przecina się sworznie wzdłuż przy pomocy piłki odpowiedniej grubości. W płaskich powierzchniach obu części wycina się prostokątny rowek. Po złożeniu



Rys. 2.

otrzymuje się otwór o przekroju kwadratowym przebiegający wzdłuż osi sworzni. W otwór ten wkłada się dwie płaskie sprężynki i po ich ściśnięciu zakłada się całość w tarczcie piasty. Końce sworzni rozprężnych spoczywają w zagłębieniach pierścieni synchronizujących. Nacisk sprężyn powoduje doleganie rowków sworzni do otworów tarczy.

Działanie synchronizatora jest bardzo proste. Przesuwając piastę powodujemy jednocześnie przesuwanie sworzni rozprężnych i zarazem pierścieni synchronizujących w stronę jednego z kół zębatach do chwili zetknięcia się stożkowych powierzchni. Już stosunkowo niewielki docisk tych powierzchni wywołuje przesunięcie kątowe pierścienia względem piasty i tym samym oparcie się rowków sworzni zabierających o ścianki otworów, co uniemożliwi dalsze przesuwanie piasty do czasu zrównania się obrotów. Po zrównaniu się obrotów znika siła dociskająca sworznie zabierające, umożliwiając zazębienie piasty z kołem zębatym.

Przesuwanie piasty powoduje ściśnięcie sprężyn w jednym końcu sworzni rozprężnego oraz rozchylenie w drugim końcu obu części tego sworzni. Po zazębieniu siła sprężyn pociągająca sworznie w kierunku odwrotnym do ruchu piasty, pociągając jednocześnie zespół pierścieni synchronizujących. Przesunięcie to wystarcza do rozłączenia stożka z kołem zębatym.

Zmiana biegu odbywa się szybko, cicho i bez jakichkolwiek uszkodzeń części łączonych.

Na podstawie artykułu w „Automobile Engineer” opracował S. T.

WYBÓR CZĘSTOTLIWOŚCI PRĄDU DLA POWIERZCHNIOWEGO HARTOWANIA CZĘŚCI METODĄ INDUKCYJNĄ I JEJ ZASTOSOWANIE W PRZEMYSŁE MOTORYZACYJNYM

Wzrastająca moc i szerokie zastosowanie urządzeń do hartowania powierzchniowego prądami wysokiej częstotliwości stawiają przed nami podwyższone wymagania.

Wskaźniki techniczno-ekonomiczne takich urządzeń w znacznej mierze uzależnione są od doboru częstotliwości prądu. Zagadnienie to nie jest dostatecznie znane ogółowi pracowników przemysłu skutkiem czego nie można w pełni wykorzystywać wszystkich zalet tej metody.

Dobór częstotliwości prądu określają następujące czynniki: głębokość warstwy zahartowanej, straty właściwe w induktorze, sprawność elektryczna induktora, kształt nagrzewanej części, sprawność ogólna urządzenia i straty energii elektrycznej z sieci 50 Hz.

Głębokość warstwy zahartowanej

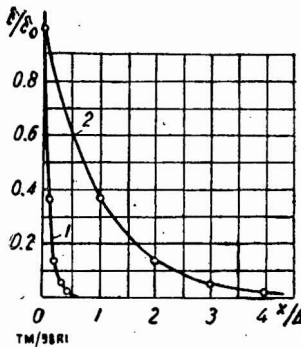
Rozkład gęstości prądu w przekroju części może być przedstawiony krzywymi (rys. 1) odpowiadającymi równaniu:

$$\delta = \delta_0 \cdot e^{-\frac{x}{\Delta}} \dots \dots \dots [1]$$

gdzie δ — gęstość prądu w punkcie x przekroju,
 δ_0 — gęstość prądu na powierzchni ($x = 0$),
 e — podstawa logarytmów naturalnych,
 Δ — głębokość przenikania prądu

$$\Delta = 503 \sqrt{\frac{\rho}{\mu f}} \text{ mm} \dots \dots \dots [2]$$

gdzie ρ — opór właściwy materiału w $\Omega \text{ mm}^2/\text{m}$
 μ — przenikalność magnetyczna (dla powietrza $\mu = 1$),
 f — częstotliwość w Hz.



Rys. 1. Rozmieszczenie gęstości prądu indukowanego na przekroju nagrzewanej części ze stali: 1 — część zimna, $\mu > 1$; 2 — część nagrzana powyżej punktu Curie, $\mu > 1$.

W drugim przypadku (krzywa 2) na skutek utraty własności magnetycznych i 5 — 6 krotnego zwiększenia oporu właściwego, głębokość przenikania prądu jest 10 — 15 razy większa niż w przypadku pierwszym (krzywa 1) i krzywa jest mniej stroma. Przyjmując średnio dla wszystkich stali w zakresach temperatur 800 — 900°C $\rho = 1 \Omega \text{ mm}^2/\text{m}$, otrzymamy przy $\mu = 1$:

$$\Delta_k \approx \frac{500}{\sqrt{f}} \text{ mm} \dots \dots \dots [3]$$

gdzie Δ_k — tak zwana „gorąca głębokość” przenikania prądu.

Jednakże proces nagrzewania przedmiotów odbywa się stopniowo i w stadiach pośrednich rozkład gęstości prądu może być przedstawiony w pierwszym przybliżeniu krzywą [1] na rys. 2. Załamanie krzywej odpowiada głębokości warstwy x_k nagrzanej powyżej punktu Curie. Załamanie to jest określone jeśli:

$$X_k < \Delta_k \dots \dots \dots [4]$$

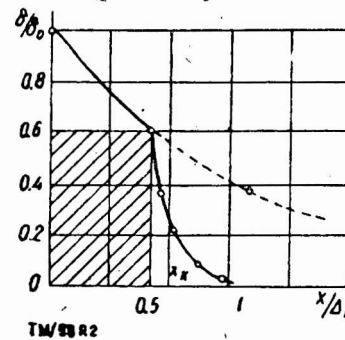
Przy tym specjalnie podkreślone jest wydzielanie ciepła w warstwie X_k . Nagrzewanie przebiega szybko bez większego spadku temperatury w warstwie X_k i z małymi stratami ciepła na ogrzanie rdzenia.

Przy nagrzewaniu cylindrów stosunkowo małej średnicy gęstość prądu w nagrzanej warstwie obniża się stopniowo.

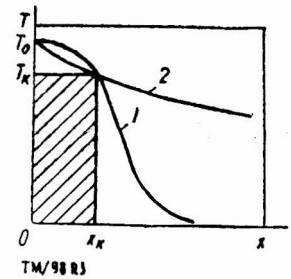
Na podstawie zależności [3] i [4] wynika, że nagrzewanie indukcyjnym do hartowania powierzchniowego. Krzywa 2 odpowiada następującej nierówności:

$$X_k > \Delta_k \dots \dots \dots [5]$$

W danym przypadku główne znaczenie posiada przewodność cieplna, tak jak przy nagrzewaniu zewnętrznym np. w piecu lub w kąpieli solnej.



Rys. 2. Rozmieszczenie gęstości prądu w procesie nagrzewania. Głębokość przegrzania X_k mniejsza od gorącej głębokości przenikania prądu Δ_k .



Rys. 3. Rozkład temperatur na przekroju części ze stali, nagrzewanej metodą indukcyjną: 1 — głębokościowy typ nagrzewania, 2 — powierzchniowy typ nagrzewania

Z krzywej 2 widać, że przy takim sposobie nagrzewania nazywanym często powierzchniowym, straty ciepła są znacznie większe. Czas nagrzewania zwiększa się i jest mniej więcej taki sam jak przy zwykłych metodach.

Umowne oznaczenie warstwy zahartowanej X_k — głębokość hartowania, obejmujące warstwę przejściową, jest dogodnie przy rozpatrywaniu procesów elektrycznych w metalu, ponieważ obejmuje ona całą strefę ogrzaną powyżej punktu przemian magnetycznych. Przy nagrzewaniu „głębokościowym” głębokość warstwy martenzytu stanowi 60 — 80% całkowitej głębokości.

Zmniejszenie warstwy przejściowej podwyższa wytrzymałość zmęczeniową. Stosunkowo mała jej wielkość stanowi jedną z zalet nagrzewania głębokościowego.

Jeśli pod cieplnym współczynnikiem sprawności rozumie się stosunek ciepła wydzielonego w warstwie X_k przy temperaturze hartowania do całkowitej zawartości ciepła w części

$$\eta_t = \frac{Q_k}{Q} \dots \dots \dots [6]$$

to przy nagrzewaniu głębokościowym

$$\eta_t \approx 30 - 50\%$$

przy nagrzewaniu powierzchniowym

$$\eta_t \approx 15 - 30\%$$

Na podstawie zależności [3] i [4] wynika, że nagrzewanie głębokościowe zachodzi przy warunku:

$$X_k < \frac{500}{\sqrt{f}}$$

lub

$$f < \frac{250000}{X_k^2} \dots \dots \dots [7]$$

Jeśli $f > \frac{2,5 \cdot 10^5}{X_k^2}$, to nagrzewanie będzie powierzchniowe.

Badania teoretyczne i eksperymentalne pokazują, że największą sprawność, włączając sprawność elektryczną induktora, otrzymuje się jeśli:

$$X_k \approx (0,4 - 0,5) \Delta_k \dots \dots \dots [8]$$

lub

$$X_k \approx \frac{250}{\sqrt{f}} \text{ mm} \dots \dots \dots [9]$$

Straty właściwe w induktorze

Ze zmniejszeniem się głębokości nagrzewanej warstwy przy niezmienniej częstotliwości prądu, zwiększa się moc właściwa, obliczona na jednostkę nagrzewanej powierzchni. Odpowiednio wzrastają straty właściwe w induktorze. Doświadczenie poucza, że praca induktora w warunkach warsztatowych staje się niepewna, jeśli straty właściwe w induktorze przewyższają 0,4 kW/cm², ponieważ w tych warunkach może się on łatwo stopić.

W wyniku doświadczeń, wykonanych w laboratorium prof. W.P. Wołodgina ustalono, że

$$X_{k \min} \approx 0,25 \Delta_k \dots \dots \dots [10]$$

lub w oparciu o wzór (3)

$$X_{k \min} \approx \frac{120}{\sqrt{f}} \dots \dots \dots [11]$$

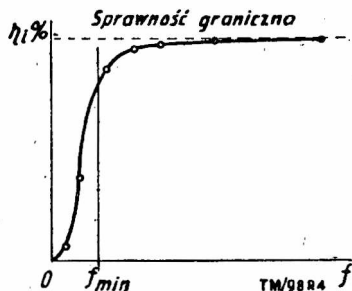
Ograniczenie to ma znaczenie tylko dla częstotliwości dźwiękowych, ponieważ przy częstotliwościach radiowych $\Delta_R < 1,5$ mm, a praktycznie bardzo rzadko przeprowadza się hartowanie na głębokość mniejszą niż 1 mm.

W ten sposób na podstawie wzorów [7] i [11] można określić zakresy częstotliwości

$$\frac{15000}{X_k^2} < f < \frac{250000}{X_k^2} \dots \dots \dots [12]$$

Sprawność elektryczna induktora

Sprawność elektryczna induktora cylindrycznego wzrasta w miarę zwiększania częstotliwości i dąży do granicy, określanej właściwościami fizycznymi ogrzewanego materiału oraz wymiarami induktora i ogrzewanej części.



Rys. 4. Zależność sprawności elektrycznej induktora od częstotliwości przy nagrzewaniu powierzchni zewnętrznych części cylindrycznych

Badania pokazują, że w przypadku hartowania powierzchniowego przy nagrzewaniu głębokościowym częstotliwość powinna czynić zadość nierówności

$$f > \frac{2000000}{d^2} \dots \dots \dots [13]$$

gdzie d — średnica nagrzewanej części w mm.

Na rys. 4 podano zależność sprawności induktora od częstotliwości. Przy częstotliwościach niższych od określonych wzorem [13], sprawność gwałtownie spada. Dla nagrzewania powierzchni płaskich stosuje się żelazne przewody magnetyczne. W tym przypadku zależność sprawności elektrycznej od częstotliwości jest wyrażona słabo. Najwyższą sprawność osiąga się przy wyborze częstotliwości według wzoru (7).

Hartowanie części o złożonych kształtach

Jeśli częstotliwość jest tak niska, że głębokość przenikania prądu w przybliżeniu równa jest najmniejszemu promieniowi zaokrąglenia wystających części (rys. 5), to gęstość a następnie moc właściwa prądu będą różne w różnych punktach przekroju części. Najmniejsza gęstość i moc właściwa prądu występuje w miejscach wystających. W ten sposób przy dostatecznie niskich częstotliwościach miejsca wystające nagrzewają się gorzej.

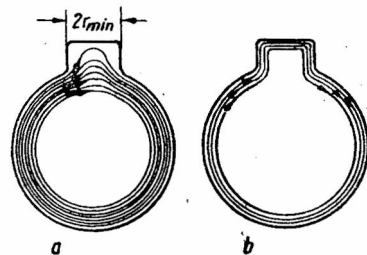
Wniosek ten potwierdza doświadczenie. Na przykład przy hartowaniu koła zębatego o module 4 — 5 mm przy częstotliwości f = 2000 Hz okazuje się, że zahartują się tylko wręby.

Przy znacznym zwiększeniu czasu nagrzewania zęby przegrzewają się na wskroś na skutek przewodności cieplnej od wrębów, posiadających wyższą temperaturę.

Jeśli częstotliwość jest tak wysoka, że głębokość przenikania prądu jest znacznie mniejsza od najmniejszego promienia zaokrąglenia (połowy szerokości występu), to wówczas gęstość

i moc właściwa prądu posiadają tę samą wielkość we wszystkich punktach przekroju części. Jednakże nagrzewanie nie będzie przy tym równomierne, ze względu na różnicę w odprowadzaniu ciepła od występów i wgłębień. Odprowadzanie ciepła od występów jest znacznie gorsze i dlatego one nagrzewają się intensywniej.

Rys. 5. Rozmieszczenie prądu na przekroju części złożonego kształtu. (Strzałkami pokazano kierunek przepływu prądu)
a — głębokość przenikania większa połowie szerokości występu;
b — głębokość przenikania znacznie mniejsza od połowy szerokości występu



Na przykład przy nagrzewaniu tego samego koła zębatego o module 4 — 5 mm prądem o częstotliwości f = 5.10⁵ Hz zęby hartują się na wskroś, podczas gdy wręby hartują się na małą głębokość lub zupełnie nie hartują się. Dlatego wybiera się taką częstotliwość, przy której moc właściwa wydzielana w wystęпах, byłaby nieco mniejsza niż we wrębach, z tym że należy wyrównać różnice w doprowadzeniu ciepła.

W przypadku idealnym dla otrzymania warstwy zahartowanej o równej grubości na całym obszarze zębów należy utrzymać stałe wartości różnic między mocą właściwą wydzielaną i mocą właściwą strat na przenikanie ciepła w głąb metalu dla wszystkich punktów przekroju.

W wyniku rozważań teoretycznych otrzymano następujące zależności:

a. dla części o złożonym kształcie — krzywek wałów rządzących silników spalinowych, wałów wielowypustowych itd.

$$f \approx \frac{380000}{r_{min}^2} \dots \dots \dots [14]$$

gdzie

r_{min} — najmniejszy promień zaokrąglenia w mm (lub połowa szerokości występu);

b. dla kół zębatych:

$$f \approx \frac{6 \cdot 10^5}{m^2} \dots \dots \dots [15]$$

gdzie

m — moduł koła zębatego w mm.

Stosując podane wzory można konieczną częstotliwość prądu określić dosyć dokładnie; jest to jednak niezbyt wygodne i hamuje stosowanie metody indukcyjnej powierzchniowego hartowania w stosunku do kół zębatych o małym module (m < 8), ponieważ hartowanie na wskroś zębów silnie obciążonych jest często niedopuszczalne.

Oczywiście celowe jest stosować duże częstotliwości: na początku nagrzewać wręby przy niskiej częstotliwości, po czym przy pomocy popychacza przesuwając koło zębate do drugiego induktora, gdzie przeprowadza się ponowne nagrzewanie prądem o odpowiednio wysokiej częstotliwości. Niską częstotliwość wybiera się według średnicy podziałowej koła zgodnie ze wzorem [13], jako wysoką można przyjmować dowolną częstotliwość radiową. Metodę tę należy jeszcze rozpracować.

Zwykle w zależności od wymagań technicznych przeprowadza się hartowanie zębów na wskroś, wybierając częstotliwość wyższą niż to wypada ze wzorów [14] i [15] uwzględniając typ posiadanej prądnicy, lub hartować głównie wręby i część powierzchni bocznych zębów przy częstotliwości niższej.

Sprawność ogólna urządzenia i zużycie energii elektrycznej z sieci 50 Hz

Sprawność ogólna urządzenia składa się ze sprawności prądnicy wysokiej lub podwyższonej częstotliwości, sprawności transformatora, sprawności induktora i sprawności cieplnej. Przy tym pod terminem sprawności prądnicy należy rozumieć stosunek mocy oddanej do mocy ogólnej, pobieranej z sieci, łącznie z mocą zużywaną na potrzeby pomocnicze.

Sprawność ogólna:

$$\eta = \eta_g \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_i \cdot \eta_t \dots \dots \dots [16]$$

Częstotliwości dźwiękowe. Dla częstotliwości 50 — 10000 Hz stosuje się prądnice maszynowe o sprawności

85 — 70%. Transformatory do hartowania dla tego zakresu częstotliwości wykonuje się z żelaznymi przewodami magnetycznymi, które posiadają sprawność $\eta_{tr} \approx 85 - 92\%$.

Induktory przy prawidłowo wybranej częstotliwości posiadają, w zakresie częstotliwości zarówno dźwiękowych jak i radiowych, sprawność $\eta_i \approx 75 - 85\%$.

Sprawność cieplna jest określana rodzajem nagrzewania. Przy częstotliwościach dźwiękowych prawie zawsze otrzymuje się nagrzewanie typu głębokościowego i $\eta_t \approx 30 - 50\%$.

Przyjmując wartości średnie sprawności: $\eta_{tr} \approx 75\%$; $\eta_{tr} \approx 85\%$; $\eta_i \approx 75\%$; $\eta_t \approx 40\%$ otrzymamy $\eta \approx 19\%$.

Zakres częstotliwości radiowych. Częstotliwości powyżej 10^5 Hz otrzymuje się zwykle przy pomocy generatorów lampowych, posiadających sprawność 50 — 60%.

Sprawność transformatora powietrznego do hartowania wynosi 80 — 85%.

Sprawność cieplna dla głębokości hartowania $X_k < 2$ mm przy których często występuje nagrzewanie głębokościowe lub zbliżone do niego, równa się 30 — 40%. W przypadku $X_k > 3$ przy wszystkich częstotliwościach radiowych otrzymuje się nagrzewanie powierzchniowe, ponieważ Δk jest małe. Dlatego sprawność cieplna obniża się do 15 — 20%.

W ten sposób przyjmując średnio $\eta_{tr} \approx 60\%$; $\eta_{tr} \approx 85\%$; $\eta_i \approx 75\%$; $\eta_t \approx 35\%$ dla nagrzewania głębokościowego $X_k < 2$ mm i $\eta_t \approx 20\%$ — dla nagrzewania powierzchniowego

$X_k > 3$ mm otrzymamy sprawność ogólną $\eta \approx 13\%$ dla $X_k < 2$ mm i $\eta \approx 7\%$ dla $X_k > 3$ mm. Z punktu widzenia zużycia energii elektrycznej przy $X = 2$ mm należy stosować częstotliwości radiowe.

W tabelicy 1 podane są wartości, które zaleca się stosować przy wyborze częstotliwości.

Zastosowanie hartowania powierzchniowego metodą indukcyjną w przemyśle motoryzacyjnym

Najbardziej charakterystycznymi częściami hartowanymi powierzchniowo metodą indukcyjną są: wały korbowe, wały rozrządowe, części typu wałów w skrzyni biegów, sworznie tłokowe, wały wielowypustowe, tuleje cylindrowe.

Wały korbowe. W tabelicy 2 zawarte są dane odnośnie hartowania wałów samochodu ZIS-150 i ciągnika DT-54.

Wały rozrządowe. Analogiczne dane dla wału rozrządowego samochodu ZIS-150 przytoczone są w tabelicy 3.

Dla zahartowania całego wału stosuje się jedną częstotliwość, ponieważ w danym przypadku dopuszcza się zahartowanie zupełne. Generatorów o częstotliwości 19000 — 20000 Hz, najbardziej stosownych do hartowania krzywek nie produkuje się. Stosowanie częstotliwości radiowych prowadzi do przegrzania i do odpadnięcia noska (wierzchołka); jest to przy czyną, że zwykle stosuje się częstotliwości poniżej optymalnej.

TABLICA I

Kształt części	Warunki główne		Warunki dodatkowe	
	Możliwość osiągnięcia wysokiej sprawności cieplnej, większej wydajności i małego spadku temperatury przy dostatecznie pewnej pracy induktora	Osiągnięcie dostatecznie wysokiej sprawności induktora	Osiągnięcie największej sprawności ogólnej	Największa sprawność prądnicy
Cylindryczny	$\frac{15000}{X_k^2} < f < \frac{200000}{X_k^2}$	$f > \frac{2000000}{d^2}$	$f \approx \frac{60000}{X_k^2}$	Pożądane stosowanie częstotliwości dźwiękowej jeśli to nie przeczy warunkom głównym
Plaski	j. w.	—	j. w.	j. w.
Złożony	$f_{opt} \approx \frac{3,8 \cdot 10^5}{r_{min}^2}$ $f_{opt} \approx \frac{6 \cdot 10^5}{m^2}$		—	—
Hartowanie według konturu przy jednej częstotliwości	—		—	—
Hartowanie występu na wskroś	$f > \frac{2000000}{d^2}$ (d—średnica średnia)		—	—
Hartowanie według konturu przy dwóch częstotliwościach	f_{max} — dowolna częstotliwość większa od f_{opt} $\frac{15000}{X_k^2} < f_{min} < \frac{250000}{X_k^2}$; $f_{min} > \frac{2000000}{d^2}$		$f_{min} \approx \frac{60000}{X_k^2}$	Pożądane stosowanie częstotliwości dźwiękowej.

TABLICA II

Typ wału	Średnica szyjki w mm	Żądana głębokość hartowania w mm	Zakresy częstotliwości wg wartości X_k w Hz	Dolna granica częstotliwości wg elektrycznej induktora w Hz	Częstotliwość optymalna w Hz	Stosowana częstotliwość w Hz*)
Samochodu ZIS — 150	62—66	4	930—15600	500	3800	2000—3000
Ciągnika DT — 54	85	4—6	600—10000	280	2400	1000—2500—5000

*) Stosowane częstotliwości są w poszczególnych zakładach różne ze względu na posiadane generatory.

TABLICA III

Nazwa części	Szkic i wymiary przekroju w mm	Żądana głębokość hartowania w mm	Granice częstotliwości w zależności od wartości X_k w Hz	Dolna granica częstotliwości wg sprawności elektrycznej induktora w Hz	Optymalna częstotliwość w Hz	Częstotliwość hartowania według konturu w Hz	Stosowana częstotliwość w Hz	Uwagi
Krzywka		2—4,5	1700—28000	1600	15000—3000	19000	2000—3000	Prz hartowanie noska otrzymuje się na skutek przegrzania gładkiej części i przerwy między nagrzewaniem i ochładzaniem.
Szyjka		2—4,5	1700—28000	700	15000—3000	—	2000—3000	Częstotliwość stosowana jest dostosowana do posiadanych prądnic.
Koło zębate $m = 2$		2—4,5	—	—	—	150000	2000—3000	Hartuje się na wskros. Stosuje się przerwę między nagrzewaniem i ochładzaniem.

W chwili obecnej w związku z rozszerzeniem asortymentu produkowanych generatorów należy dla nowo-projektowanych urządzeń stosować częstotliwość 8000 Hz.

Części typu wałów. Z tablicy 4 widać, że najbardziej odpowiednia częstotliwość do hartowania części typu wałów jest 8000 Hz. Stosowanie niższych częstotliwości było spowodowane brakiem generatorów o odpowiedniej częstotliwości.

W niektórych przypadkach należy przyjmować częstotliwość biorąc pod uwagę możliwości unifikacji urządzenia.

Sworznie tłokowe samochodu ZIS - 150. Średnica części wynosi 29 mm. Sworznie jest wewnątrz wydrą-

żony; grubość ścianki 5 — 5,5 mm. Wymagana głębokość warstwy zaharowanej wynosi 0,9 — 1,7 mm. Zakresy częstotliwości stosownie do głębokości hartowania 5000 — 30000 Hz, częstotliwość najmniejsza ze względu na sprawność elektryczną induktora 2400 Hz. Częstotliwości optymalne 20000—75000 Hz. Przy hartowaniu powierzchni zewnętrznych cienkościennych cylindrów, stosunkowo małych średnic odchylenia od częstotliwości optymalnych powinny iść w kierunku nieznacznego zwiększenia granic, dopuszczonych warunkiem [6]. Dlatego wybranie dla urządzenia zakładowego częstotliwości około 200000 Hz należy uważać za celowe.

TABLICA IV

Nazwa części	Szkic i wymiary w mm	Żądana głębokość hartowania w mm	Granice częstotliwości w zależności od wartości X_k w Hz	Dolna granica częstotliwości w/g sprawności elektrycznej induktora w Hz	Optymalna częstotliwość w Hz	Stosowana częstotliwość w Hz	Uwagi
Sworznie zmiany wstępnego biegu		1—3	1700—250000	12000—5000	60000—6700	2000—3000	Stosowanie częstotliwości radiowych niepożądane ze względu na ołowię przegrzania i odłupania krawędzi wytoczenia.
Sworznie tylny resoru tylnego		1—3	1700—250000	3200	60000—6700	2000—3000	Bardziej celowe jest stosowanie częstotliwości 8000—200000 Hz
Oś koła zębatego wstępnego biegu		1—3	1700—250000	2000	60000—6700	2000—3000	j.w.
Wał pompy olejowej		1—3	1700—250000	7000	60000—6700	2000—3000	j.w.

Wał wielowypustowy samochodu ZIS - 5. Średnica zewnętrzna wału wynosi około 40 mm, ilość wypustów — 6. Przy najmniejszym równwartym promieniu zaokrąglenia, odpowiadającym połowie szerokości wypustów i równym około 5 mm, częstotliwość gwarantująca hartowanie równomierne na całym konturze wynosi 15000 Hz. W praktyce stosuje się częstotliwości 2000, 2500 i 8000 Hz. W pierwszych dwóch przypadkach otrzymuje się zbyt głębokie zahartowanie, a w trzecim — warstwa posiada prawie równomierną głębokość na całym obszarze.

Częstotliwość 8000 Hz okazała się najbardziej odpowiednia dla większości wałów wielowypustowych.

Tuleja cylindrowa. Hartowaniu podlega wewnętrzna powierzchnia tulei na głębokość 1,5 — 2 mm. Jak wiadomo przy hartowaniu powierzchni wewnętrznych prądami o częstotliwościach dźwiękowych stosuje się żelazne przewody magnetyczne, w związku z czym zależność sprawności elektrycznej induktora od częstotliwości jest mała. Jest ona mniejsza niż przy hartowaniu powierzchni zewnętrznych, także przy braku przewodu magnetycznego. Jednak w ostatnim przypadku sprawność elektryczna posiada za reguły wartość mniejszą skutkiem działania zjawiska podźwięku, powodującego częściowe skupienie prądu na wewnętrznej powierzchni induktora, co prowadzi do zwiększenia efektywnego luzu.

Wybór częstotliwości określa się w zasadzie głębokością warstwy zahartowanej, tak jak przy nagrzewaniu płaszczyzn.

W tabelicy 5 zamieszczono dane odnośnie wyboru częstotliwości prądu dla tulei cylindrowych ciągników S — 80 i DT — 54.

TABLICA 5

Typ tulei	Ś rednica w mm	Żądana głębokość hartowania w mm	Granice częstotliwości w/g wartości X_k w Hz	Optymalna częstotliwość w Hz	Stosowana częstotliwość w Hz
Ciągnika S — 80	157/145	1,8	4600—77000	18500	200000
Ciągnika DT — 54	138/125	1,8	4600—77000	18500	8000

Tuleje posiadają cienką ściankę i dla zapobieżenia wypaczenia należy nagrzewać je na możliwie mniejszą głębokość.

Zaleca się przeprowadzić jak najszybsze nagrzewanie, co osiąga się przy stosunkowo niskich częstotliwościach. Chociaż stosowanie częstotliwości 200000 Hz jest dopuszczalne, jest jednak bardziej celowe posługiwać się częstotliwością 8000 Hz. Przy tym, na skutek wyższej sprawności prądnic i nieco wyższej sprawności cieplnej, sprawność ogólna będzie wyższa. Również sprawność induktora będzie wyższa dzięki zastosowaniu przewodu magnetycznego.

Prądnice o częstotliwości odpowiadającej optymalnej nie są wykonywane.

Zakończenie

Wybór częstotliwości powinien opierać się na analizie zjawisk fizycznych ustalonych przez zasadę powierzchniowego hartowania metodą indukcyjną. Wychodząc z tych zjawisk otrzymano podane powyżej dane.

Praktyka przemysłowego zastosowania tej metody, specjalnie w zakładach przemysłu motoryzacyjnego, gdzie nagrzewanie indukcyjne osiągnęło najszersze rozpowszechnienie, potwierdzają ich słuszność.

W zakładach przemysłu motoryzacyjnego nagrzewanie indukcyjne przeważającej ilości części powinno być dokonywane przy częstotliwościach dźwiękowych, otrzymywanych przy pomocy prądnic maszynowych. Dodatkowym argumentem dla posługiwania się częstotliwościami dźwiękowymi jest możliwość posiadania na maszynach stosunkowo niewysokich napiężeń, co znacznie ułatwia eksploatację urządzeń, podwyższa pewność i bezpieczeństwo pracy.

W tym przypadku łatwo jest przeprowadzić scentralizowane zaopatrzenie stanowisk grzejnych, co w warunkach rosnących mocy urządzeń zakładowych jest zagadnieniem nadzwyczaj aktualnym.

Zastosowanie scentralizowanego zaopatrzenia wyraźnie podwyższa współczynnik wykorzystania agregatów, a tym samym i ich ekonomiczną sprawność.

Koszt 1 KWA urządzenia z prądnicą maszynową jest mniejszy 1,5 — 2 razy od urządzenia z generatorem lampowym.

Tłumaczył na podstawie miesięcznika „Awtomobilnaja i Traktornaja Promyszlennost”

A. B.

„My, komuniści, — jesteśmy ludźmi szczególnego pokroju. Skrojeni jesteśmy ze szczególnego materiału. Stanowimy armię wielkiego stratego proletariatu, armię towarzysza Lenina. Nie ma nic chlubniejszego ponad miano członka partii, której twórcą i kierownikiem jest towarzysz Lenin...”



Z przemówienia Stalina w dniu 26 stycznia 1924 r.

Gwiazdkami obok porządkowych liczb artykułów oznaczone są publikacje znajdujące się w Biurze Konstrucyjnym Przemysłu Motoryzacyjnego.

F. BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE

301* 621.43.018.8 K:F 20
Kompletne wyposażenie kontrolne stoiska badawczego f-y Strager. „Un équipement d'essai Strager”. Vie Auto., Paris, mies., t. 47, Nr 1454, sierp. 52, s. 176; 29×21 cm, 1 str., 1 fot., 1 wykr. —

Charakterystyka i opis uniwersalnego stoiska (hamowni) f-y Strager, umożliwiającego przeprowadzenie badań i docieranie silników wszystkich typów o wszystkich zakresach mocy i ilości obrotów (0,5 ÷ 100; 5 ÷ 250; aż do 20.000 KM i 15.000 obr/min.

J. TEORIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH, ZASADY OBLICZEŃ I KONSTRUKCJI

302* 621.431.73+621—144.3+621—144.4 K:J:W 20
CHAUVIERRE M. Jak należy oceniać silnik dwusuwowy. „Comment faut-il juger le moteur a deux temps?”. Vie Auto., Paris, mies., t. 47, Nr 1454, sierp. 52, s. 181; 29×21 cm, 6 str., 6 wykr., 1 schem. —

Analiza porównawcza wielkości charakterystycznych silników cztero- i dwusuwowych, omawiająca szczegółowo moc „z litra”, moc jednostkową (przypadająca na jednostkę ciężaru) stopień jednostajności ruchu silnika, prostotę i trwałość budowy, sprawność cieplną, możliwości zapobieżenia stratom świeżej mieszanki przy wydechu.

303* 621.431.73+621—224.2 K:J 20
C. F. Dlaczego Chrysler przyjął w ostatniej konstrukcji głowicę półkulistą. „Pourquoi Chrysler a adopté la culasse hemispherique”. Vie Auto., Paris, mies., t. 47, Nr 1453, lip. 52, s. 158; 29×21 cm, 2,5 str., 4 rys., 1 wykr. —

Uzasadnienie wyboru typu głowicy silnika samochodu Chrysler (ostatni model), przeprowadzone w oparciu o szczegółową analizę cech charakterystycznych różnych rozwiązań konstrukcyjnych, ilustrowane rysunkami i wykresami.

304* 629.114.4(061.4) K:J 20
REICHEL M. Samochody ciężarowe na wystawie 1952 r. „Les poids lourds au salon 1952 r.”. Vie Auto., Paris, mies., t. 46, Nr 1456, paźdz. 52, s. 299; 29×21 cm, 5 str., 11 fot., 1 rys. —

Ogólny opis budowy i charakterystyka eksploatacyjna samochodów ciężarowych i specjalnych (Berliet, Floriat, Panhard, SACA, Renault, Krupp — Werke, GMC, Willeme) wystawionych w salonie paryskim 1952 r.

305* 629.113+629.1.073 K:J 20
CLEYET MICHAUD Uwagi na temat granicznych wzniesień. „A propos des pentes limites”. Vie Auto., Paris, mies., t. 47, Nr 1450, kw. 52, s. 89; 29×21 cm, 1,5 str., 1 wykr., 1 tabl. —

Analiza teoretyczna obejmująca 1^o) wyznaczenie granicznej wartości wzniesienia przy całkowitym wykorzystaniu przyczepności, 2^o) ruch pojazdu na spadku, 3^o) korzyści zastosowania akumulatorowych pojazdów elektrycznych.

306* 629.113.011.5+629.1.072 K:J:F 20
FAROUX C. Sztuka wykorzystania mocy. Wyzszość pojazdów zamkniętych. „Dans l'art d'utilisation de la puissance Superiorité des voitures fermées”. Vie Auto., Paris, mies., t. 47, Nr 1452, czerw. 52, s. 134; 29×21 cm, 1,5 str., 1 wykr. —

Omówienie wpływu kształtu i budowy nadwozia na prędkość max. pojazdu, przeprowadzone w oparciu o wyniki prób.

307* 621.431.73 J:L 20
SIMONOWICZ W. S. Doładowanie napełniania silników pracujących na gazie generatorowym. „Naddw dwigatielej robotajuszczich na gienieratorom gazie”. Awtom. Promyśl., Moskwa, mies., Nr 3, marz. 50, s. 9; 30×21 cm, 5 str., 16 wykr., 2 rys.

Rozważania teoretyczne nad zastosowaniem doładowywania silników spalinowych pracujących na gazie generatorowym,

celem powiększenia mocy. Opis prób eksperymentalnych przy zastosowaniu silnika ZIS-5 i ZIS-120.

308* 621.882.5+621.89+629.13 K:L:F:J 20
Compagnon P. Szybkie łożyska ślizgowe stosowane w lotnictwie. „Les paliers lisses a grande vitesse dans l'aviation”. SIA J., Paris, mies., t. 26, nr 8, sierp. 52, s. 196; 25×18 cm, 6 str., 6 wykr., 2 mikrofoto., 2 tabl.

Szczegółowe studium obejmujące zagadnienie smarowania (współczynnik tarcia rozkład ciśnień w filmie olejowym, wpływ wielkości luzu promieniowego, lepkość smaru) oraz analiza matematyczna dotycząca całokształtu zjawisk zachodzących w łożysku ślizgowym; charakterystyka metalograficzna i własności mechaniczne stopów łożyskowych; wymagania konstrukcyjne.

309* 621.431.73 J 20
V. A. Silnik cieplny nowej koncepcji. „Un „Moteur“ de conception nouvelle”. Vie Auto., Paris, mies., t. 47, Nr 1450, kw. 52, s. 94; 29×21 cm, 2,5 str., 3 rys.

Zasada działania, schemat oraz analiza termodynamiczna nowej koncepcji silnika cieplnego.

K. POJAZDY MECHANICZNE

310* 629.113.4 K 20
Samol G. I. Samochody na gaz sprężony. „Gazobalonnije awtomobili”. Awtom. Promyśl., Moskwa, mies., Nr 1, stycz. 50, s. 3; 30×21 cm, 3,5 str., 2 tabl.

Krótki opis samochodów Gaz-51, ZIS-150 przystosowanych do napędu gazem koksowniczym lub metanem sprężonym. Charakterystyka tych samochodów na paliwie gazowym. Ideowe schematy instalacji gazowej.

311* 629.114.5 K 20
Aleksandrow A. P. Klasyfikacja typów autobusów. „Tipaż Awtoobusów”. Awtom. Promyśl., Moskwa, mies., Nr 1, stycz. 50, s. 3; 30×21 cm, 3,5 str., 2 tabl.

Analiza typów autobusów pod względem ich zastosowania dla różnych celów. Analiza obejmuje: spotykane wymiary, warunki drogowe w jakich kursują autobusy, konstrukcyjne rozmieszczenie poszczególnych elementów.

312* 629.114.5+629.114.3 K:O:W 20
Kerval J. Nowe pojazdy Paryskich Zakładów Komunikacyjnych. „Les nouvelles voitures de la RATP”. SIA J., Paris, mies., t. 26, Nr 5, maj 52, s. 131; 25×18 cm, 5 str., 4 fot., 1 tabl.

Charakterystyka techniczna autobusów i kolei podziemnej Paryskich Zakładów Komunikacyjnych. Szczegółowy opis budowy pociągów na kołach gumowych (układ prowadzący, wózki niosące) i jego zalety w zestawieniu z układami stosowanymi dotychczas (lekkość, przyspieszenia, opóźnienia, oszczędność zużycia prądu, cichobieżność, utrzymanie torów, charakterystyka ogólna).

313* 629.113:621—585 K:F:J 20
Reichel M. Próby samochodu Dyna-Panhard 120 z automatyczną skrzynką biegów. „Essai d'une Dyna-Panhard type 120 avec boite de vitesses automatique”. Vie auto. Paris, mies., t. 47, Nr 1457, list. 52, s. 322; 29×21 cm, 3,5 str., 4 rys., 1 wykr.

Szczegółowy opis budowy i działania oraz zestawienie wyników badań samochodu Dyna-Panhard 120 z automatyczną, mechaniczną skrzynką biegów Kreiss'a, omawiające skalowanie szybkościomierza, pomiary prędkości maksymalnej i przyspieszeń, uwagi dotyczące sposobu prowadzenia samochodu.

314* 629.119.4 K 20
Pobiedonoscew W. S.: Trzytonowy załadowniczy dźwиг samochodowy Lwowskiej fabryki. „Triehtonnij awtopogruzczik Lwowskowo zawoda”. Awtom. Promyśl., Moskwa, mies., Nr 4, kw. 50, s. 8; 30×21 cm, 5 str. 6 fot., 6 rys.

Charakterystyka i opis konstrukcji załadowniczego dźwigu samochodowego produkowanego przez Lwowską fabrykę dźwigów samochodowych. Podano niektóre szczegóły rozwiązań zespołów. Krótki opis metod produkcji.

- 315* 631.3 (061.4) K:W 20.
Rochebrochard. **Wystawa maszyn rolniczych. Tendencja konstrukcyjna i sytuacja ekonomiczna na rynku francuskim.** „Le Salon de la machine agricole. Tendences et enseignements“. SIA J., Paris, mies., t. 26; Nr 4, kw. 52, s. 102; 25×18 cm, 4 str., 4 fot.
- Przegląd wystawionych w Paryżu maszyn rolniczych omawiający tendencje konstrukcyjne w budowie lekkich ciągników, ciągnikowych silników gaźnikowych i wysokoprężnych ciągników kół gaśnicowych i specjalnych, kół i gaśnic, napędu na 4 koła, narzędzi specjalnych i przystosowanych narzędzi zmotoryzowanych. Analiza gospodarcza rynku francuskiego, obejmująca zróżniczkowanie typów, import oraz ceny omawiające środki polepszenia sytuacji ekonomicznej.
- 316* 629.113+631.36 K:W 20.
Garnier J. **Zmotoryzowane narzędzia rolnicze.** „Les batis automoteurs agricoles“. SIA J., Paris, mies., t. 26; Nr spec., 52, s. 46; 23×18 cm, 3,5 str., 8 fot., 1 tabl.
- Zestawienie istniejących rozwiązań zmotoryzowanych narzędzi rolniczych, ich charakterystyka ogólna i zakres zastosowania.
- 317* 631.37 (061.4) K:W:L 20.
Reichel M. **Wystawa maszyn rolniczych.** „Le salon de la machine agricole“. Vie Auto., Paris, mies., t. 47, Nr 1450, kw. 52, s. 75; 29×21 cm, 3,5 str., 9 fot.
- Statystyczne zestawienie produkcji oraz omówienie tendencji konstrukcyjnych w budowie ciągników rolniczych (24 salon wystawowy w Paryżu).
- L. SILNIKI POJAZDÓW MECHANICZNYCH ICH MECHANIZMY I ELEMENTY SKŁADOWE.**
- 318* 621.431.73+621.436 K:L:W 20.
Pitchford J. H. **Problemy wynikające z coraz szerszego zastosowania silników wysokoprężnych.** „Quelques problèmes posés par une extension de l'utilisation des moteurs Diesel“. SIA J., Paris, mies., t. 26, Nr 6, czerw. 52, s. 143; 25×18 cm, 16 str., 9 wykr., 4 schem., 1 tabl., 12 rys., 1 fot.
- Szczegółowa analiza charakteryzująca ogólne własności techniczne szybkoobrotowych silników wysokoprężnych: aktualny zakres ich zastosowania. Porównanie silników wysokoprężnych i niskoprężnych obejmujące opłacalność eksploatacji i opis wraz z rysunkami szczegółów konstrukcyjnych (ukształtowanie głowicy i rozrząd oraz sposoby zamocowania głowicy, rozwiązanie kadłuba, budowa elementów układu korbowo-tłokowego). Charakterystyka techniczna i własności wyposażenia pomocniczego ilustrowana wykresami, schematami i rysunkami (pompy wtryskowe i wtryskiwacze). Opis małych silników wysokoprężnych (szczegóły budowy silnika chłodzonego powietrzem silniki morskie przemysłowe, silnik małolitrażowy).
- 319* 621.431.73+621.43.019.6 K:S:L 20.
Vichnievsky R. **Problem spalania w silnikach tłokowych.** „Probleme de la combustion dans les moteurs alternatifs“. SIA J., Paris, mies., t. 26, Nr spec. 52, s. 37; 25×18 cm, 4,5 str., 4 tabl.
- Zjawiska zachodzące podczas procesu spalania wewnątrz cylindra silnika tłokowego nisko i wysokoprężnego omówione szczegółowo na tle rozważań teoretycznych i wyników badań (szybkość rozchodzenia się czoła fali zapłonu, energia zapłonu, straty energii cieplnej, nienormalny przebieg spalania). Porównanie własności różnych paliwa.
- 320* 621.431.73+621.43.013.4 K:L:F 20.
Brun E. **Metody określenia wymiarów pojedynczych cząstek rozpylonego paliwa wtryskiwanego do cylindra spalinyowego silnika tłokowego lub turbiny gazowej.** „Methodes de mesure des dimensions des gouttelettes des jets de combustible dans les moteurs alternatifs a combustion et dans les turbines a gaz“. SIA J., Paris, mies., t. 26, Nr 8, sierp. 52, s. 191; 25×18 cm, 4 str., 2 fot., 1 schem., 3 wykr.
- Zestawienie metod pomiarowych dotyczących wyznaczania średnicy kropelek i ich rozkładu w strumieniu paliwa rozpylonego przez rozpylacz lub palnik (metody mechaniczne, fizyko-chemiczne, optyczne, elektryczne). Opis zasady i sposoby wykonania badań metodą mikrografii, wyniki doświadczeń
- ilustrowane fotografiami i wykresami. Analiza struktury strumienia wtryskiwanego przez wtryskiwacz.
- 321* 621.431.73+629.113.066 K:L:W 20.
Lapuyjade. **Zastosowanie akumulatorów zasadowych do rozruchu silnika.** „Utilisation des batteries alcalines pour le démarrage des moteurs“. SIA J., Paris, mies., t. 26, Nr 4, kw. 52, s. 107; 25×18 cm, 3 str., 2 wykr., 2 fot., 1 tabl.
- Wady i zalety baterii zasadowych. Własności płyt porowatych (fritte) i charakterystyka baterii „Alcalabloc“ (technologie, własności mechaniczne i elektryczne, charakterystyka ładowania i wyładowania).
- 322* 621.431.73:629 K:L:W 20.
Jaulmes E. **Dwucylindrowe silniki motocyklowe.** „Les moteurs de motocyclette a deux cylindres“. SIA J., Paris, mies., t. 26, Nr spec. 52, s. 42; 25×18 cm, 3,5 str., 3 fot., 2 rys., 1 schem., 1 wykr., 1 tabl.
- Przegląd wprowadzonych obecnie na rynek światowy rozwiązań motocyklowych silników dwucylindrowych (ilustrowany fotografiami i tablicami) z omówieniem ich własności technicznych oraz zalet i wad.
- 323* 621.431.73+621.43.06 K:L:F 20.
Wiliam S. **Wpływ układu wydechowego na moc silnika spalinyowego.** „Influence de l'échappement sur la puissance du moteur“. SIA J., Paris, mies., t. 26, Nr 7 lip. 52, s. 183; 25×18 cm, 4 str., 8 wykr.
- Podstawy teoretyczne zjawisk, zachodzących w układzie wydechowym. Zestawienie wyników badań (wykresy charakterystyki zewnętrznej badanych silników) przeprowadzanych przy różnych długościach rury wydechowej i różnych typach tłumika.
- 324* 621.431.73+621.43.045+621.43.046 K:L:W 20.
Lemaire J. **Budowa i technologia wytwarzania izolatorów i świec zapłonowych.** „Technique et fabrication des isolants et bougies d'allumage“. SIA J., Paris, mies., t. 26, Nr 6, czerw. 52, s. 160; 25×18 cm, 4 str., 5 fot.
- Opis budowy i charakterystyka ogólna świecy zapłonowych o niskiej i wysokiej wartości cieplnej. Sposoby określenia wartości cieplnej (metoda francuska, niemiecka, amerykańska). Wpływ układu zapłonowego na budowę świecy i jej zachowanie się w pracy. Opis procesów technologicznych i przegląd surowców elementów izolacyjnych.
- 325* 621.431.73+621.43.04 K:L:F 20.
Frenkiel S. **Badanie urządzeń i świec zapłonowych stosowanych w silnikach spalinyowych.** „Etude sur les procédés d'essai des generateurs d'allumage et des bougies pour les moteurs a explosion“. SIA J., Paris, mies., t. 26, Nr 10, paźdz. 52, s. 237; 25×18 cm, 6 str. 3 fot., 2 schem., 2 wykr., 2 tabl.
- Zestawienie sposobów badań urządzeń zapłonowych różnych układów oraz omówienie wyników prób ilustrowane wykresami i opisem zjawisk zachodzących podczas pomiarów: metoda pomiaru wysokich napięć w układach zapłonowych (opisy i schemat aparatury pomiarowej, wyniki badań). Analiza zasad badania świec zapłonowych przeprowadzona w oparciu o warunki pracy świecy.
- 326* 621.431.73-61+621.43.019.7 K:L:F 20.
Reichel M. **Powstawanie nagaru pochodzącego od paliwa w silniku spalinyowym.** „Les dépôts charbonneux dans le moteur proviennent du carburant“. Vie Auto, Paris, mies., t. 47, Nr 1454, sierp. 52, s. 172; 29×21 cm., 4 str., 9 wykr., 1 rys.
- Opis i liczbowe wyniki doświadczeń przeprowadzonych przy zastosowaniu różnych gatunków paliwa i oleju w celu ustalenia wpływu czynników powodujących powstawanie nagaru w silnikach spalinyowych.
- 327* 621.43.044:621.434 L:J 20.
Waniejew A. I. **Wpływ iskrowego zapłonu w cylindrach na rozruch silnika gaźnikowego.** „Wlijanje iskrowego razriada w cilindrach na pusk karbiuratornowo dwigatiela“. Awtom. Promysl., Moskwa, mies., Nr 3, marz. 50, s. 3; 30×21 cm., 7 str. 2 rys., 3 fot., 11 wykr., 1 tabl.
- Rozważania na temat wpływu różnych czynników i elementów instalacji zapłonowej na powstawanie iskry, oraz rozruch silnika. Wyniki prób laboratoryjnych.

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 całą dokumentację naukowo-techniczną jak i oddzielne jej działy, lub poszczególne zagadnienia i tematy techniczne. CIDNT wykonuje (za zwrotem kosztów) fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych zarówno przeglądem bibliograficznym, jak i kartami dokumentacyjnymi.



WARUNKI ZAMIESZCZANIA PRAC W CZASOPISIE „TECHNIKA MOTORYZACYJNA”

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

GOSPODARKA REMONTOWA

sprawozdanie z I Krajowej Narady Remontowej

ukaze się w sprzedaży w marcu br.

Wydawnictwo zawierać będzie:

- Część sprawozdawczą** — obejmującą główne referaty i przemówienia, uchwały i rezolucję oraz przebieg obrad plenarnych i 14 sekcji branżowych.
- Część problemową** — obejmującą w 17 rozdziałach obszerne materiały informacyjne i instruktażowe, dotyczące zagadnień poruszonych w poszczególnych punktach rezolucji jako ich uzasadnienie i rozwinięcie.

Praca zbiorowa opracowana będzie przez zespół redakcyjny przy współpracy około 30 autorów.

Wydawnictwo, w formie B5, liczyć będzie około 300 stron druku oraz zawierać będzie liczne ilustracje, wykresy, tablice itp.

Blankiety zamówień wraz z przekazami PKO i szczegółowymi informacjami rozesłane były w styczniu bieżącego roku.

INFORMACJA

w sprawie rozpowszechniania w roku 1953 „Prac Instytutów Naukowo-Badawczych” wydawanych przez Państwowe Wydawnictwa Techniczne

Podobnie jak w roku 1952, „Prace Instytutów Naukowo-Badawczych” będą rozprowadzane w roku 1953 systemem abonamentowym.

Zakłady pracy, instytucje i osoby prywatne, które pragną zapewnić sobie otrzymywanie kolejnych zeszytów „Prac INB” w roku 1953, muszą przesłać zamówienie na ich dostawę pod adresem: **Księgarnia Techniczna „Domu Książki”, Warszawa, ul. Bracka 20.**

Zamówienia należy składać na formularzach, które na żądanie są dostarczane bezpłatnie przez tę księgarnię oraz przez wszystkie instytuty publikujące swoje „prace”.

W przypadku braku formularzy należy złożyć zamówienie pisemne podając:

- a) dokładny adres zamawiającego,
- b) pełną nazwę instytutów, których „Prace” mają być dostarczane,
- c) serię „Prac” (w przypadkach gdy są wydawane w seriach),
- d) ilość egzemplarzy zamawianych „Prac” — oddzielnie dla każdego instytutu.

Przesłane zamówienie zobowiązuje do odbioru i opłacania wszystkich zeszytów (albo tylko zeszytów zamówionej serii), wychodzących w ramach planu wydawniczego danego instytutu na rok 1953.

Na podstawie zamówień księgarnia „Domu Książki” będzie wysyłać zamawiającemu kolejne zeszyty „Prac INB” z roku 1953.

Przesyłka nastąpi w miarę ukazywania się poszczególnych zeszytów za zaliczeniem pocztowym z doliczeniem kosztów przesyłki.

Księgarnia będzie dostarczać — również na zamówienie — poszczególne zeszyty „Prac INB” z roku 1951 i 1952 w przypadku posiadania ich na składzie.

W roku 1953 będą w obrocie księgarskim „Prace” następujących instytutów:

- 1) Głównego Instytutu Górnictwa w seriach:
 - A. **Górnictwo** (obejmując: górnictwo właściwe, mechaniczną przeróbkę węgla, petrografię, geologię węgla itp.).
 - B. **Koksownictwo i badanie węgla** (obejmując: koksownictwo, wytłewanie, chemiczną przeróbkę węgla i węglopochodnych, badanie analityczne itp.).
- 2) Instytutu Ekonomiki i Organizacji Przemysłu (dawniej Głównego Instytutu Pracy) w seriach:
 0. **Zagadnienia ekonomiki i organizacji pracy — ogólnie przemysłowe**
 01. **Zagadnienia ekonomiki i organizacji pracy — w przemyśle ciężkim,**
 02. **Zagadnienia ekonomiki i organizacji pracy — w przemyśle lekkim,**
 03. **Zagadnienia ekonomiki i organizacji pracy w rolnictwie oraz w przedsiębiorstwach przemysłu rolnego i spożywczego.**
- Uwaga: Pożądane jest, aby abonenci poszczególnych serii „01”, „02” lub „03” zamawiali również serię „0”.
- 3) Instytutu Naftowego w seriach:
 - A. **Kopalnictwo, B. Rafinerie.**
- 4) Instytutu Techniki Budowlanej w seriach:
 - I. **Materiały Budowlane, II. Konstrukcje Budowlane, III. Drogi i Mosty.**
- 5) Instytutu Urbanistyki i Architektury w seriach:
 1. **Architektoniczna, 2. Urbanistyczna. 3. Tereny zieleni i układy wieloprzestrzenne.**
- 6) Centralnego Instytutu Ochrony Pracy,
- 7) Instytutu Budownictwa Mieszkaniowego,
- 8) Instytutu Celulozowo-Papierniczego,
- 9) Instytutów podległych Ministerstwu Przemysłu Chemicznego,
- 10) Instytutu Elektrotechniki,
- 11) Instytutów Mechaniki (łącznie wydawnictwo Instytutów: Metaloznawstwa i Aparatury Naukowej, Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem, Obróbki Plastycznej),
- 12) Instytutu Mechanizacji Górnictwa,
- 13) Instytutu Metalurgii,
- 14) Instytutu Odlewnictwa,
- 15) Instytutu Organizacji i Mechanizacji Budownictwa,
- 16) Instytutu Przemysłu Rolnego i Spożywczego,
- 17) Instytutu Włókiennictwa,
- 18) Przemysłowego Instytutu Telekomunikacji.

Ponadto można składać zamówienia na „Prace” niżej podanych instytutów; wydawane drukiem „Prac” tych instytutów jest uzależnione od dostatecznej ilości zamówień:

1. Instytutu Jedwabiu Naturalnego,
2. Instytutu Przemysłu Włókien Łykowych,
3. Instytutu Techniki Ciepłej,
4. Instytutu Technologii Krzemianów,
5. Instytutu Wzórrownictwa Przemysłowego,
6. Laboratorium Kolorystycznego.