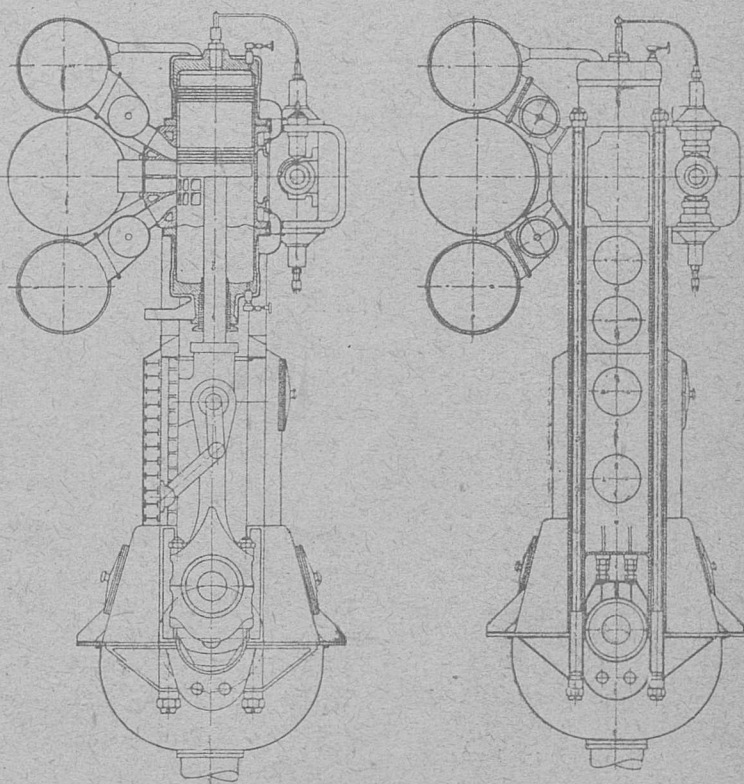


A 11925

80

PRZEGLĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY



Przekrój silnika okrętowego ze spawanym stojakiem
(p. art. wewn. zeszytu).

ROK XI,

MARZEC 1952



ZESZYT 3

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

SPIS TREŚCI ZESZYTU 3/52

	str
Nowa Konstytucja Polski Ludowej	89
ARTYKUŁY GŁÓWNE	
Prof. dr inż. Eugeniusz Kuczyński — Założenia wytyczne w budowie obrabiarek	90
Dr inż. Tadeusz Jakubowski — Zamienność selekcyjna	96
Mgr inż. Roman Krzeszewski — Elektrolityczne polerowanie zglądów do badania metalograficznego	100
Prof. inż. Zdzisław Rytel — Stan rozwoju konstrukcji silnika spalinowego wielkiej mocy	108
Prof. inż. Roman Sobolski — Normalizacja wózków suwnicowych (dokończenie)	114
Prof. dr inż. Robert Szevalski — Teoria mechanizmów (dokończenie)	122
PRZEGLĄD PRASY TECHNICZNEJ	
Wysokowydajna walcarka do gwintów wykonana ze zwykłej tokarki — W. K.	126
O obliczaniu wydajności pompy zębatej — A. T. T. i J. St. K.	127
Nowy indykator — J. St. K.	129
BIBLIOGRAFIA	
KRONIKA	
Do zeszytu załączony jest Przegląd Bibliograficzny Mechaniki (str. 4).	

СОДЕРЖАНИЕ ОСНОВНЫЕ СТАТЬИ

Директивные положения в строительстве станков
 Селективная заменимость
 Электролитическая полировка сгладов для металлографических исследований
 Степень прогресса в конструкции двигателей внутреннего сгорания большой мощности
 Нормализация тележек мостовых кранов (окончание)
 Теория механизмов (продолжение)
 ОБЗОР ТЕХНИЧЕСКОЙ ПЕЧАТИ
 БИБЛИОГРАФИЯ
 ХРОНИКА

CONTENTS GENERAL ARTICLES

Outlines for the construction of machine-tools
 Selective interchangeability
 Electroplating of metallgraphical test specimen
 Development of high capacity internal combustion engines
 Standardizing overhead traveling crane crabs (conclusion)
 Theories of mechanisms (continued)
 TECHNICAL PRESS REVIEW
 BIBLIOGRAPHY
 CHRONICLE

SOMMAIRE ARTICLES GENERAUX

Principes capitaux dans la construction des machines outils
 Conversion selective
 Polissage électrolytique des lissages pour le scrutage métalographique
 Etat de developpement de la construction des moteurs à combustion interne de grande puissance
 Normalisation des chariots des ponts roulants (fin)
 Théories de mécanismes (suite)
 REVUE DE LA PRESSE TECHNIQUE
 BIBLIOGRAPHIE
 CHRONIQUE

WYDAWCA: NACZELNA ORGANIZACJA TECHNICZNA, WARSZAWA, Czackiego 3/5
 Komitet Redakcyjny: mgr inż. ZYGMUNT BOCHENEK, mgr inż. PAWEŁ KOSIERADZKI, JAN STEFAN KOWALSKI, mgr inż. STANISŁAW KULESZA, dr inż. JAN OBALSKI, prof. dr inż. ALEKSY PIATKIEWICZ, prof. inż. ZDZISŁAW RYTEL, prof. dr inż. ROBERT SZEWAŁSKI, mgr inż. JÓZEF ZAGORSKI
 Redaktor Naczelny: mgr inż. MARIAN WAKAŁSKI
 Z-ca Redaktora Naczelnego: inż.-mech. WŁADYSŁAW KAWĘCKI
 Sekretarz redakcji: HALINA MIKULSKA
 Redaktor techniczny: CZESŁAW PIEKARSKI
 Rysunki wykonał: STANISŁAW LIPINSKI
 PKO Nr konta I-19881/110.

A 11935

PRZEGŁĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY

STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

REDAKCJA: WARSZAWA, CZACKIEGO 3/5, TEL. 8-95-10 w. 48

ADMINISTRACJA: WARSZAWA, MICKIEWICZA 18, TEL. 10-62-26

Nowa Konstytucja Polski Ludowej

„Wcielając w życie wiekopomne wskazania Manifestu z dnia 22 lipca 1944 r. i rozwijając jego zasady programowe, władza ludowa — dzięki ofiarnym i twórczym wysiłkom polskiego ludu pracującego w walce z zacieklej oporem rozbitków starego ustroju obszarniczego kapitalistycznego — dokonała wielkich przeobrażeń społecznych. W wyniku rewolucyjnych walk i przemian obalona została władza kapitalistów i obszarników, utrwaliło się państwo demokracji ludowej, kształtuje się i umacnia nowy ustrój społeczny, odpowiadający interesom i dążeniom najszerszych mas ludowych“.

(Ze wstępu do projektu Konstytucji).

Historia rozwoju techniki przemysłu w Polsce uczy, że od wielu dziesiątków lat szereg postępowych inżynierów i techników polskich w poczuciu głębokiej łączności z masami pracującymi poświęcało swą wynalazczą pracę dla dobra ogółu, dla zmniejszenia wysiłku człowieka, przez oddawanie do jego dyspozycji coraz to nowych maszyn i urządzeń, wzbogacając przez swą twórczą działalność kulturę narodową i nauki techniczne.

Częstokroć jednak nowe zdobycze i wynalazki naszej techniki i inżynierowie byli zmuszeni sprzedawać obcym i rodzimym kapitalistom, którzy ciągnęli zyski z najszlachetniejszych intencji twórców oraz wykorzystywali osiągnięcia techniki dla wycisku ludu pracującego.

Produkcja przemysłu budowy maszyn, podobnie jak w innych gałęziach przemysłu krajowego, oparta na kapitale zagranicznym nie wchłaniała pracy inżynierów i techników mechaników polskich, nie potrzebowała ich usług; to też wielu z nich pracowało za granicą, wówczas, gdy krajowe fabryki pozbawione samodzielności przez obcych właścicieli, nie podejmowały własnych prac konstrukcyjnych, nie opracowywały nowych metod technologicznych, zmuszone do opierania swej działalności na licencjach i dostawach wyrobów pracochłonnych z zagranicy.

Przeciwstawiając się istniejącym warunkom, na przestrzeni wielu lat inżynierowie i technicy polscy we wspólnych szeregach z robotnikami-metalowcami, toczyli walkę o wyzwolenie narodowe i społeczne i wielu spośród nich złożyło bezimienne najwyższe ofiary w tej walce.

Projekt Konstytucji Rzeczypospolitej Ludowej stanowi urzeczywistnienie dążeń całych pokoleń techników i inżynierów. Art. 14 projektu Konstytucji postanawia: „Praca jest prawem, obowiązkiem i sprawą honoru każdego obywatela. Pracą swoją, przestrzeganiem dyscypliny pracy, współzawodnictwem pracy i doskonaleniem jej metod lud pracujący miast i wsi wzmacnia siłę i potęgę Ojczyzny, podnosi dobrobyt narodu i przyspiesza całkowite urzeczywistnienie ustroju socjalistycznego“ — A więc praca prawem i honorem obywatela a nie igraszką w rękę kapitalistycznych monopolii, zamykających warsztaty

pracy i wywołujących kryzysy i bezrobocie dla powiększenia swoich zysków.

Rozwój nauki stanowi podstawowy warunek wzrostu dobrobytu obywateli. Istnieje ścisły związek między potrzebami gospodarczymi a postępem techniki i nauk technicznych. W warunkach ustroju kapitalistycznego nauka służy interesom klasy wyzyskiwaczy. W społeczeństwie budującym socjalizm nauka jest w pełni powiązana z potrzebami całego narodu, zaś nauki techniczne w szczególności spełniają rolę czynnika przyspieszającego i podnoszącego na wyższy poziom procesy wytwarzania.

Art. 61 Nowej Konstytucji głosi prawo obywateli Polski Ludowej do nauki. Dopuszczanie do szkół wyższych wybrańców losu należy do odległej przeszłości. Dzieci robotników, chłopów i inteligencji pracującej mają wszelkie możliwości kształcenia się na politechnikach i uniwersytetach. Spośród nich wyrastają nowe kadry, które korzystając ze swobód i praw konstytucyjnych, budują potęgę i dobrobyt kraju, wzmacniają władzę stojącą na straży interesów i zdobywcy ludu pracującego.

Przodującą rolę nauki gruntuje art. 63 Nowej Konstytucji: „Polska Rzeczpospolita Ludowa dba o wszechstronny rozwój nauki opartej na dorobku przodującej myśli ludzkiej i postępowej myśli polskiej — nauki w służbie narodu“.

Nowa Konstytucja opiera Polską Rzeczpospolitą Ludową na uspołecznionych środkach produkcji, wymiany, komunikacji i transportu i jest nade wszystko konstytucją rozwoju życia gospodarczego i kulturalnego kraju. Wysuwając na jedno z czołowych miejsc zadanie rozbudowy państwowego przemysłu socjalistycznego i stałego rozwoju sił wytwórczych kraju, ustala dobitnie rolę i obowiązki inżynierów i techników polskich około nieustannego postępu technicznego, około umacniania obronności i niezależności Ojczyzny.

Nowa Konstytucja stanowi — jak oświadczył Prezydent Bolesław Bierut na zebraniu Komisji Konstytucyjnej w dniu 23 stycznia — „prawo narodu wolnego i zwycięskiego, prawo narodu przekształcającego swe życie i swoją historię w imię pomyślności własnej, w imię pomyślności wszystkich narodów“.

Założenia wytyczne w budowie obrabiarek

Prof. dr inż. EUGENIUSZ KUCZYŃSKI

Artykuł niniejszy stanowi część drugą artykułu ogłoszonego w „Przeglądzie Mechanicznym“ w r. 1949 zeszyty 2 i 3, w którym omówiony został graficzny sposób oznaczania zakresu pracy wiertarki. Część druga omawia sposób graficzno-rachunkowego określania zakresu pracy tokarki. Podano wzory oraz zbudowano na ich podstawie wykresy, umożliwiające dobranie takich parametrów skrawania, przy których zarówno moc jak i narzędzie są całkowicie wykorzystane. W końcu artykułu podana jest przykładowo analiza oraz projekt modernizacji tokarki pod względem kinematycznym, bez uwzględnienia zmian konstrukcyjnych podyktowanych zwiększeniem mocy i obrotów tokarki.

Stosowanie nowych metod pracy, między innymi metod szybkościowej obróbki metali, wymaga najnowocześniejszych obrabiarek o dużej mocy i odpowiednio dużych obrotach. Ze względu na niewielką ilość posiadanych przez nas obrabiarek tego typu staje się aktualną modernizacja (unowocześnienie) istniejącego parku obrabiarkowego.

Drugim zagadnieniem nie mniej ważnym, idącym równolegle z modernizacją jest konieczność pełnego wykorzystania obrabiarki tak przed, jak i po przeprowadzeniu modernizacji. Podstawowym warunkiem obu tych zagadnień jest dokładne określenie istniejącego zakresu pracy danej obrabiarki oraz wyznaczenie nowego zakresu po modernizacji.

Układ, jaki tworzy tokarka i nóż, będzie wówczas w pełni wykorzystany, o ile równocześnie nóż i moc na wrzecionie będą w 100 procentach wykorzystane. Związek rachunkowy między tzw. ekonomiczną szybkością skrawania v_{60} , głębokością skrawania g i posuwem p wyraża się wzorem:

$$v_{60} = \frac{C_{v60}}{g^{x_v} \cdot p^{y_v}} \text{ m/min,} \quad [1]$$

gdzie C_{v60} , x_v , y_v zależą od rodzaju materiału skrawanego i od wielkości posuwu p mm/obr (tablica I). Wzór powyższy spełnia jedynie pierwszy warunek tj. daje wykorzystanie noża.

Drugim warunkiem jest wykorzystanie mocy N_w na wrzecionie podczas procesu skrawania ($N_w = N_{skr}$). Moc zapotrzebowaną na skrawanie podaje wzór:

$$N_{skr} = \frac{P \cdot v}{4500} \text{ KM,}$$

gdzie P — składowa pionowa oporu skrawania na nożu wyraża się zależnością:

$$P = C_p \cdot g^{x_p} \cdot p^{y_p} \text{ KG.} \quad [2]$$

Po podstawieniu do wzoru na moc skrawania N_{skr} wartości na v i P z równań [1] i [2] otrzymamy:

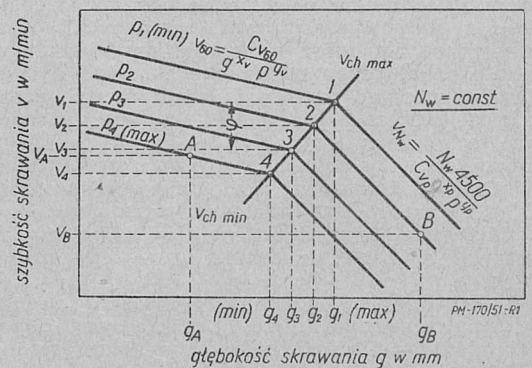
$$N_{skr} = \frac{C_{v60} \cdot C_p}{4500} g^{x_p - x_v} \cdot p^{y_p - y_v} \text{ KM} \quad [3]$$

Szybkość skrawania, wobec której sama tylko moc na wrzecionie N_w jest wykorzystana obliczyć można ze wzoru:

$$v_{Nw} = \frac{N_w \cdot 4500}{C_p \cdot g^{x_p} \cdot p^{y_p}} \text{ m/min} \quad [4]$$

Wzór ten powstał przez połączenie równań [1] i [3]. Ponieważ głębokość skrawania jest przeważnie narzucona warunkami obróbki, przyjmując więc g jako znane i $N_w = \text{const}$, można z równań [1] i [4] obliczyć takie wartości dla v_{60} i p , przy których i nóż i moc na wrzecionie N_w są równocześnie w pełni wykorzystane.

Rozwiązanie równań [1] i [4] najwygodniej przeprowadzić graficznie w skali podwójnie logarytmicznej, przyjmując jako zmienne v_{60} i g , a jako parametr — posuw, jakimi tokarka rozporządza (rys. 1, $p_1 \div p_4$). Z graficznego rozwiązania równań [1] i [4] otrzyma się dwa szeregi prostych przecinających się w punktach 1 ÷ 4, które nazwano charakterystycznymi, gdyż współrzędne tych punktów tj. v_{ch} , g_{ch} oraz ich parametry $p_1 \div p_4$ określają warunki pełnego wykorzystania i noża i mocy (rys. 1).



Rys. 1.

Skrawanie wobec innych warunków np. v_A , g_A , p_A (pkt. A) daje jedynie wykorzystanie samego noża, zaś v_B , g_B , p_2 (pkt. B) — tylko wykorzystanie mocy na wrzecionie.

Punkty 1 ÷ 4 leżą na prostej (w granicach dla p , w których $y_v = \text{const.}$) według równania:

$$v_{ch} = \frac{C_{v60}}{\left(\frac{N_w \cdot 4500}{C_{v60} \cdot C_p}\right)^{\frac{y_p}{y_p - y_v}}} \cdot g^{\frac{x_p \cdot y_v - x_v \cdot y_p}{y_p - y_v}} \text{ m/min} \quad [5]$$

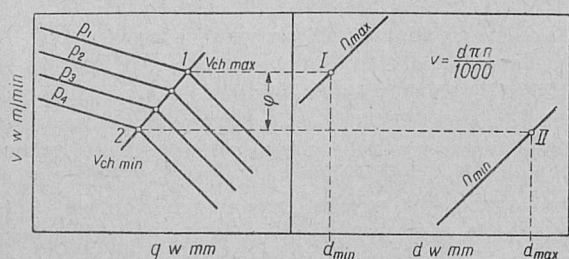
Ponieważ C_{v60} , C_p , x_v i x_p , y_p , posiadają dla każdego materiału wartość stałą, a y_v jest w pewnych granicach (zależnie od wielkości posuwu) również stałe; jedynym parametrem wpływającym na v_{ch} będzie moc na wrzecionie N_w . Przez zwiększenie mocy N_w prosta v_{ch} przesunie się w dół i na prawo, przy czym przy

niezmienionych wartościach posuwów $p_1 \div p_4$ odpowiednie głębokości charakterystyczne g_{ch} wzrosną i na odwrót.

Zauważyć przy tym należy, że stosunek $v_{ch\max}$ do $v_{ch\min}$ określa wielkość ilorazu szeregu geometrycznego φ , jaki tworzą obroty wrzeciona. Musi więc być $v_{ch\max}/v_{ch\min} \leq \varphi$, gdyż w przeciwnym przypadku zakres pracy tokarki nie będzie leżał w obszarze v_{ch} .

Jednym słowem φ jest z góry wyznaczone warunkami pracy tokarki: rodzajem skrawanego materiału (przez $C_v, x_v, y_v, C_p, x_p, y_p$), oraz granicznymi głębokościami skrawania $g_{ch\max}$ i $g_{ch\min}$, tak, że nie potrzeba φ jak dotychczas dobrać wraz z ilością stopni przełożenia k według wzoru:

$$\varphi = \sqrt[k-1]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}}, \text{ lecz wystarczy wprost zmierzyć jego wielkość na wykresie (rys. 1, 2, 5, 6) za pomocą podziałki logarytmicznej.}$$



Rys. 2.

Ciekawym byłoby pytanie, czy współrzędne wszystkich punktów $1 \div 4$ (rys. 1), leżących na prostej v_{ch} dają ten sam efekt ekonomiczny, to jest taki sam czas skrawania pewnej określonej wielkości powierzchni, względnie taką samą ilość skrawanego materiału w jednostce czasu.

Czas skrawania długości L mm przy n obr/min i posuwie p mm/obr określa związek:

$$T = \frac{L}{n \cdot p} \text{ min}$$

Po odpowiednich podstawieniach za n i p z poprzednich wzorów otrzymano wzór na T_{ch} a mianowicie:

$$T_{ch} = \frac{Ld\pi}{1000} \cdot \frac{g_{ch}}{C_{v60} \left(\frac{N_w \cdot 4500}{C_{v60} \cdot C_p} \right)^{\frac{1-y_v}{y_p-y_v}}} \text{ min} \quad [6]$$

Wzór ten podaje, że ze wzrostem g_{ch} czas skrawania T_{ch} również wzrasta i na odwrót. Stąd wniosek, że mając do wyboru kilka punktów leżących na prostej v_{ch} wybrać należy ten, dla którego posuw jest możliwie największy, o ile nie istnieją ograniczenia co do wielkości posuwu, ze względu na żadaną głębokość skrawania, kształt przedmiotu, jego wymiary, sposób zamocowania, żadaną gładkość powierzchni itp.

Prosta T_{ch} jest miejscem geometrycznym punktów wspólnych, równań czasów skrawania odpowiadających v_{60} , a więc:

$$T_{ch} = \frac{Ld\pi}{1000} \cdot \frac{g^{xv}}{C_{v60} \cdot p^{1-y_v}} \text{ min} \quad [6a]$$

oraz czasów odpowiadających v_{Nw} , a zatem:

$$T_{v_{Nw}} = \frac{Ld\pi}{1000} \cdot \frac{C_p \cdot g^{x_p}}{N_w 4500 p^{1-y_p}} \text{ min} \quad [6b]$$

Oba wzory powstały przez podstawienie w równania

$$n = \frac{v \cdot 1000}{d \cdot \pi} \text{ oraz } T = \frac{L}{n \cdot p} \text{ wartości z równań [1] i [4].}$$

Wzory [6a] i [6b] podają zależność czasu skrawania nie tylko od głębokości g , lecz również od wielkości posuwu p , z czego wynika, że ze wzrostem posuwu czas skrawania maleje i na odwrót.

O ekonomii skrawania decyduje nie tylko sama wielkość czasu skrawania, ale i objętość skrojonego materiału w jednostce czasu np. w cm^3/min . Objętość charakterystyczna (odpowiadająca v_{ch}) skrawanych wiórów na jednostkę czasu wyraża się wzorem powstałym przez podstawienie wartości z równań [2] i [5] do wyrażenia $O = v \cdot p \cdot g$ cm^3/min , o ile przyjąć v w metrach na minutę p i g w mm, a więc:

$$O_{ch} = \frac{C_{v60} \cdot \left(\frac{N_w \cdot 4500}{C_{v60} \cdot C_p} \right)^{\frac{1-y_v}{y_p-y_v}}}{g_{ch} \cdot \frac{(y_p-1)(x_v-1)}{y_p-y_v}} \text{ cm}^3/\text{min} \quad [7]$$

Prócz równania dla objętości charakterystycznej O_{ch} można wyprowadzić również wzory dla O_{v60} oraz $O_{v_{Nw}}$, zatem:

$$O_{v60} = C_{v60} \cdot g^{1-x_v} \cdot p^{1-y_v} \text{ cm}^3/\text{min} \quad [7a]$$

oraz

$$O_{v_{Nw}} = \frac{N_w \cdot 4500}{C_p} \cdot g^{1-x_p} \cdot p^{1-y_p} \text{ cm}^3/\text{min} \quad [7b]$$

Ponieważ $x_p = 1$, ze wzoru powyższego zniknie g , a wzór przybierze postać:

$$O_{v_{Nw}} = \frac{N_w \cdot 4500}{C_p} \cdot p^{1-y_p} \text{ cm}^3/\text{min} \quad [7c]$$

Oznacza to że po stronie v_{Nw} objętość $O_{v_{Nw}}$ zależna jest tylko od posuwu i mocy na wrzecionie.

Większość obrabiarek pochodzących z produkcji krajów kapitalistycznych wykazuje rozpiętość szeregu obrotów jak i posuwów nie zawsze odpowiadającą żadanym warunkom obróbki. Takie przeważnie hojne szafowanie dużymi zakresami obrotów i posuwów, podyktowane jedynie względami konkurencyjnymi, doprowadziło do konstrukcji drogich niepotrzebnie rozbudowanych mechanizmów, nie przynoszących spodziewanych korzyści eksploatatorom tych obrabiarek.

Dla celowej eksploatacji istniejącej tokarki, ew. jej modernizacji lub dla konstrukcji nowej tokarki, należy przede wszystkim ustalić jak najdokładniej moc napędu wrzeciona i odpowiadające jej graniczne wielkości posuwów i głębokości skrawania, względnie dla żadanych granicznych wielkości p i g wyznaczyć odpowiednią moc.

Dobór wielkości granicznych najdogodniej przeprowadzić można graficznie rozwiązując równanie [3]

i przyjmując równocześnie graniczną wartość stosunku $\frac{g}{p} = 15 \div 3$. Tym samym na wykresie w skali podwójnie logarytmicznej otrzyma się dwie proste odpowiadające równanom:

$$N_{skr} = \frac{C_{v60} \cdot C_p}{4500} \cdot 15^{\frac{x_p - x_v}{p_{min}}} \cdot p_{min}^{\frac{x_p + y_p - x_v - y_v}{p_{min}}} \text{ KM}$$

oraz

$$N_{skr} = \frac{C_{v60} \cdot C_p}{4500} \cdot 3^{\frac{x_p - x_v}{p_{max}}} \cdot p_{max}^{\frac{x_p + y_p - x_v - y_v}{p_{max}}} \text{ KM}$$

W przypadku gdy C_{v60} i y_p są zmienne i zależne od wielkości p , każda z prostych granicznych składać się będzie z dwu odcinków.

Wyznaczenie granicznych wielkości posuwów i głębokości skrawania oraz mocy przeprowadzić należy dla wszystkich materiałów, jakie mają być skrawane na danej tokarce.

Z wykresów tych przyjmuje się ostatecznie minimalny i maksymalny posuw konieczny do obróbki tych materiałów. Dalszym etapem analizy będzie wyznaczenie $v_{ch\ max}$ i $v_{c\ min}$ (punkty 1 i 2 rys. 2). Przez rozwiązanie zależności $v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{1000}$, (prawa strona rys. 2)

wyznacza się max. i min. obroty wrzeciona dla pewnych przyjętych d_{max} i d_{min} . Wykres taki powinno się wykonać dla każdego z materiałów osobno i dopiero

na podstawie wszystkich wykresów należy ustalić φ_{min} oraz potrzebne maksymalne i minimalne obroty wrzeciona. Znając iloraz szeregu geometrycznego oraz graniczne obroty wrzeciona można obliczyć ilość stopni przełożenia k ze wzoru poprzednio podanego, względnie za pomocą wykładników.

Przykład modernizacji tokarki

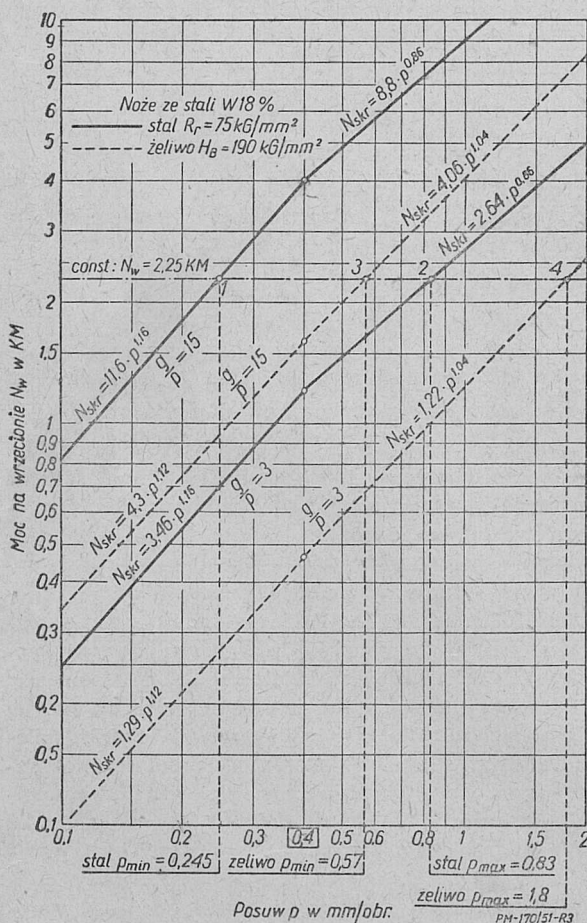
Dla przykładu wykonano analizę oraz projekt modernizacji tokarki firmy Dolce et Slotta, Werkzeugmaschinen-Fabrik Coswig bei Dresden typ DSPNE 200. Rok budowy tokarki około r. 1936. Dane charakterystyczne tokarki: obroty wrzeciona: 750, 475, 300, 190, 118, 75, 47,5,30, obr/min; $\varphi = 1,58$.

Tokarka posiada 36 posuwów wzdłużnych a mianowicie (mm/obr):

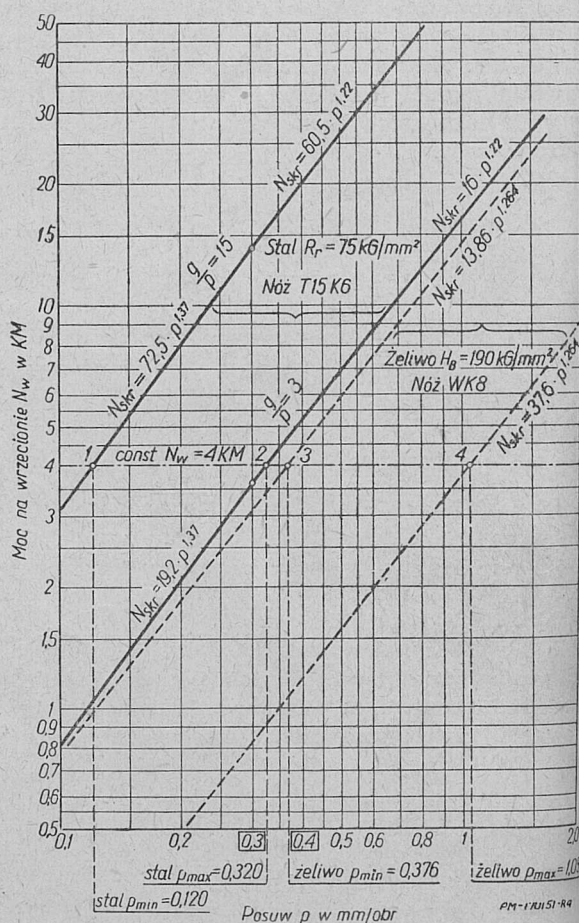
0,08	0,1	0,11	0,12	0,125	0,14	0,155	0,16	0,18
0,16	0,2	0,22	0,24	0,25	0,28	0,3	0,32	0,36
0,35	0,4	0,43	0,45	0,5	0,56	0,6	0,65	0,72
0,7	0,8	0,9	0,95	1	1,12	1,2	1,28	1,45

Napęd wrzeciona przez skrzynkę biegów, moc silnika około 3 KM (Moc na wrzecionie przyjęto $N_w = 2,25$ KM). Maksymalna średnica toczenia nad suportem $d_{max} = 270$ mm, (d_{min} przyjęto 25 mm).

Dla wyznaczenia zakresu pracy wymienionej tokarki przyjęto skrawanie stali $R_r = 75$ kG/mm² i żeliwa $H_B = 180 \div 190$, nożami ze stali wolframowej 18% — (tablica I, poz. 1, 2, 5, 6) uzyskując przez rozwiązanie równania [3] dla $g/p = 15 \div 3$ oraz $N_w = 2,25$ KM następujące wartości graniczne posuwów (rys. 3):



Rys. 3.



Rys. 4.

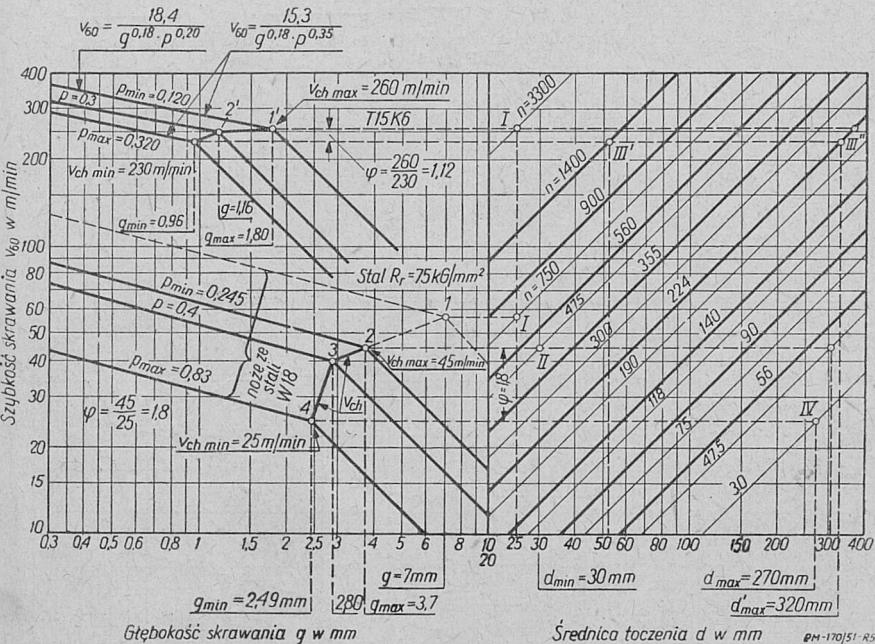
dla stali

$p_{min}=0,245$ mm/obr, $g_{max}=3,7$ mm; $p_{max}=0,83$ mm/obr, $g_{min}=2,49$ mm.

dla żeliwa

$p_{min}=0,57$ mm/obr, $g_{max}=8,55$ mm; $p_{max}=1,80$ mm/obr, $g_{min}=5,4$ mm;

Graniczne więc posuwy dla obu materiałów powinny wynosić od 0,245 do 1,80 mm/obr, tokarka zaś posiada je od 0,08 do 1,45 mm/obr. Dla wyżej znalezionych wartości granicznych głębokości skrawania g_{min} oraz g_{max} rozwiązano równania [1], [4] i [5] tak dla stali, lewa dolna część rys. 5, jak i dla żeliwa, lewa dolna część rys. 6, wrysowując do rysunku jedynie wielkości graniczne posuwów p i graniczne głębokości będące równocześnie charakterystycznymi $g_{ch\ max}$ i $g_{ch\ min}$. W prawej części obu wykresów rozwiązano równanie $v = \frac{d\pi n}{1000}$ dla obrotów, jakimi tokarka rozporządza tj. $750 \div 30$ obr/min.



Rys. 5.

Z analizy wykresu dla stali (rys. 5) wynika, że istniejące obroty tokarki tj. 750 obr/min są dla obrób-

ki stali $R_r = 75$ kG/mm² nożami ze stali W18% za wysokie; mogą być one przydatne wraz z posuwem $p=0,08$ mm/obr (punkty 1 i I) do gładzenia. Reszta obrotów odpowiednia (punkty 2 i II, $d_{min} = 30$ mm, oraz punkty 4 i IV).

Wymagany iloraz szeregu obrotów odmierzony z rysunku wynosi $\varphi = 1,8$. Dla obróbki żeliwa nożami jw. istniejące obroty są również za wysokie (punkty 2 i II, rys. 6, $d_{max} = 115$ mm, $\varphi = 1,41$).

Z wyników tych można wysnuć wniosek, że dla toczenia na tokarce stali i żeliwa przewidziane były noże z nakładkami z węglików spiekanych.

Dla modernizacji tej tokarki podwyższono moc na wrzecionie do $N_w = 4$ KM (N_{sil} około 5,4 KM), przeprowadzono wyznaczenie granicznych wielkości posuwów (rys. 4) według danych z tablicy I poz. 3, 4, 7, i uzyskano następujące wielkości posuwów:

dla stali

$p_{min}=0,120$ mm/obr, $g_{max}=1,80$ mm; $p_{max}=0,320$ mm/obr, $g_{min}=0,96$ mm;

dla żeliwa

$p_{min}=0,376$ mm/obr,
 $g_{max}=5,64$ mm;
 $p_{max}=1,05$ mm/obr,
 $g_{min}=3,15$ mm.

Z powyższego wynika, że dla obu materiałów wystarczają graniczne posuwy $p_{min} = 0,120$ mm/obr oraz $p_{max} = 1,65$ mm/obr.

Uzyskane wyżej wartości graniczne posuwów wrysowano dla stali do rys. 5 i dla żeliwa do rys. 6 (lewa górna część rysunku), rozwiązując równania [1], [4] i [5] dla wartości z tablicy I poz. 3, 4, 7. Z rys. 5 wynika, że maksymalnej szybkości $v_{ch\ max} = 260$ m/min (punkt 1' i I') odpowiadają maksymalne obroty $n_{max} = 3300$ obr/min, wobec najmniejszej średnicy toczenia

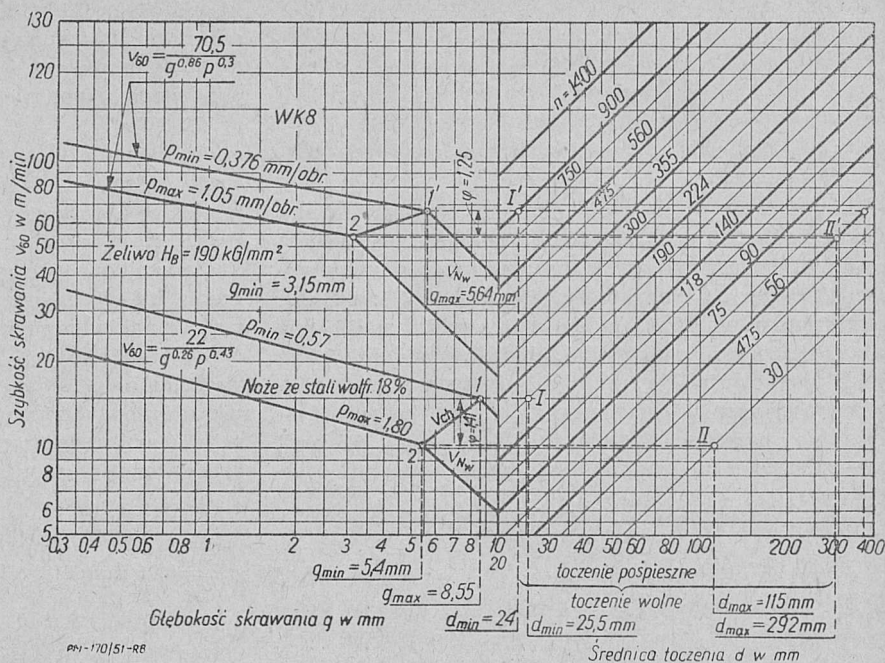
$d_{min} = 25$ mm. Ponieważ prawdopodobnie nie da się osiągnąć wyższych obrotów wrzeciona niż 1400 obr/min,

TABLICA I

L. p.	Materiał skrawany	Posuw mm/ obr	C_{v60}	x_v	y_v	C_p	x_p	y_p	Materiał noża	Dane wg
1	Stal węgl.	0,2 ÷ 0,4	37,7	0,26	0,36	184	1	0,78	St. W18%	2)
2	$R_r = 75$ kG/mm ²	> 0,4	28,6	0,26	0,66	„	„	„	„	2)
3		≤ 0,3	184	0,18	0,20	191	1	0,75	T15K6	3)
4		> 0,3	153	0,18	0,35	„	„	„	„	3)
5	Żeliwo	0,2 ÷ 0,4	23,3	0,26	0,35	110	1	0,73	Stal W18%	4)
6	$H_B = 180 \div 190$	> 0,4	22	0,26	0,43	„	„	„	„	4)
7		0,2 ÷ 2,0	70,5	0,186	0,30	92	1	0,75	WK8	C_v, x_v, y_v wg autora

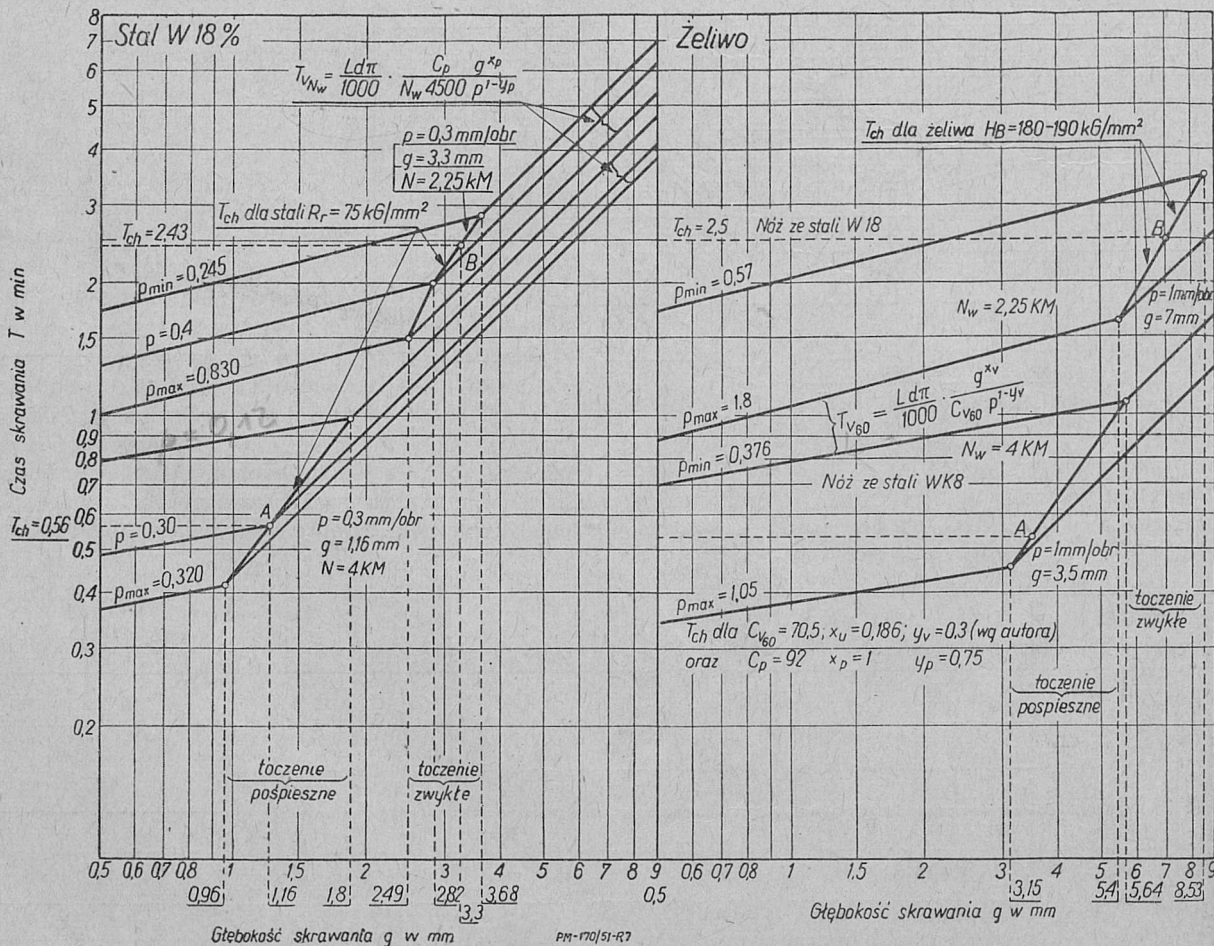
ze względu na łożysko główne wykonane jako ślizgowe, oraz koła zębate we wrzecionniku (co odpowiednie obliczenie powinno wykazać), tokarka po modernizacji może posiadać następujące obroty: 1400, 900, 560, 355, 224, 140, 90, 56; ilaraz szeregu pozostaje ten sam tj. $\varphi = 1,58$. Najmniejsza jednak średnica toczenia wynosić będzie $d_{min} = 52$ mm (punkt III') wobec posuwu $p = 0,320$ mm/obr. Największa średnica toczenia wynosić będzie $d_{max} = 320$ mm (punkt III''). Graniczne średnice dla toczenia żeliwa odpowiadają założeniom (rys. 6, punkty I'—I', 2'—II').

Dla sprawdzenia czy i w jakim stopniu zamierzona modernizacja przyniesie korzyści w postaci skrócenia czasu obróbki, rozwiązano równania [6a], [6b] dla wartości podanych w tablicy I poz. 3, 4, 7, uzyskując dwa wykresy dla stali i żeliwa (rys. 7). Na obu rysunkach ograniczono T_{ch} głębokościami g_{ch} podob-



Rys. 6

nie jak w rys. 5 i 6. Dla obliczenia przyjęto długość skrawania $L = 100$ mm i średnicę toczenia $d = 100$ mm. Dla porównania czasów skrawania przyjęto ten sam

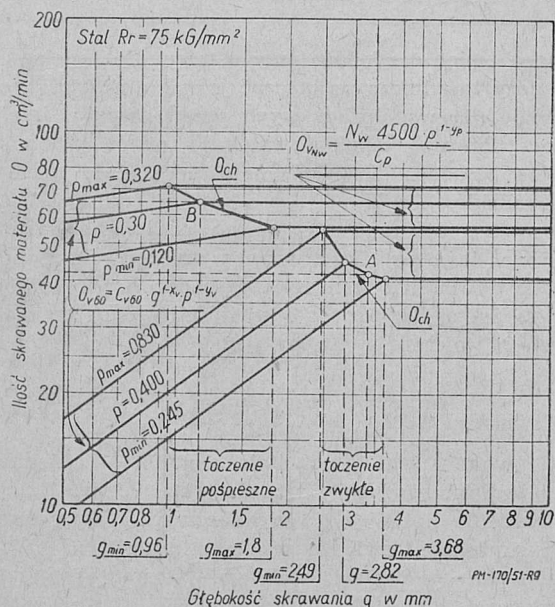


Rys. 7

posuw dla stali a mianowicie $p = 0,3 \text{ mm/obr}$ (rys. 7, punkty A i B). Wobec mniejszej o połowę głębokości dla skrawania pośpiesznego stali, T_{ch} wynosić będzie 2,0,56 min. Mimo to całkowity czas będzie więcej niż o połowę krótszy jak dla skrawania zwykłego ($2,0,56/2,43 = 0,46$). Podobnie sprawa przedstawia się i dla żeliwa.

Dla wyznaczenia ilości skrawanego materiału rozwiązano równania [7], [7a], [7b], uzyskując tak dla skrawania zwykłego jak i pośpiesznego 2 wykresy: dla stali rys. 8 i żeliwa rys. 9. Współrzędne punktów B w stosunku do A wykazują zwiększenie objętości O_{ch} przy skrawaniu pośpiesznym w stosunku do skrawania zwykłego. Równocześnie porównanie rys. 7 i 8 (dla stali) oraz 7 i 9 (dla żeliwa) potwierdza również słuszność zasady skrawania szybkością v_{ch} i odpowiadających jej $g^{\frac{1}{4}}$ i p . Stosunek bowiem czasu skrawania i objętości warstwy skrawanej osiąga swe optimum właśnie wobec v_{ch} .

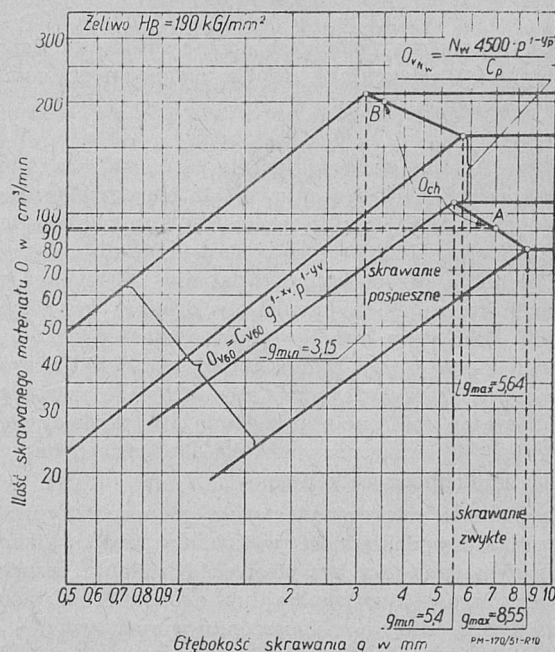
Analiza wykresów ww. tokarki wykazuje, że przed modernizacją przeznaczona ona była do pracy raczej nożami z nakładkami z węglików spiekanych niż ze stali W18%. Ze względu na skrawanie żeliwa iloraz $\varphi = 1,58$ jest jednak za duży i jak wynika z wykresu (rys. 6) powinien wynosić $\varphi = 1,41$. Przez zwiększenie mocy na wrzecionie do 4 KM i obrotów do 1400 obr/min można zyskać skrócenie czasów maszynowych więcej niż o połowę.



Rys. 8

Jednak dla skrawania pośpiesznego istniejący iloraz szeregu geometrycznego obrotów $\varphi = 1,58$ jest bezwzględnie za duży, gdyż ze względu na skrawanie stali powinien wynosić j.w. $\varphi_{min} = 1,12$. Tym samym wypada, że i ilość stopni przełożenia $k = 8$ jest za mała

dla danego zakresu obrotów od 1400 do 56 obr/min. Tokarka posiada za dużo posuwów, a granice ich wielkości są dobrane nieodpowiednio. Dla podanych wa-



Rys. 9

runków skrawania wystarczyłoby 12 posuwów o ilorazie $\varphi_{pcs} = 1,25$, a zatem 0,09, 0,112, 0,140, 0,180, 0,224, 0,280, 0,355, 0,450, 0,560, 0,710, 0,900; 1; 12 mm/obr.

*

Na koniec zaznaczyć należy, że powyższy projekt modernizacji przeprowadzono jedynie pod względem kinematycznym bez uwzględnienia ewentualnych zmian konstrukcyjnych podyktowanych zwiększeniem mocy na wrzecionie i obrotów.

Wykresy podane na rysunku 5 i 6 służą również jako wykresy kalkulacyjne.

Wówczas jednak należy do nich (ewentualnie i do rysunków 7, 8, i 9) wrysować wszystkie posuwy, jakimi tokarka rozporządza oraz głębokości graniczne. Przy wyznaczaniu parametrów skrawania tj. v , g , p , należy dobierać o ile możliwości te punkty które leżą na prostej v_{ch} względnie leżące w najbliższym jej sąsiedztwie, mając na uwadze powyżej podane zasady.

Literatura

- 1) E. Kuczyński — Założenia wytyczne konstrukcji obrabiarerek. Przegląd Mechaniczny r. 1949, zeszyt 2 i 3.
- 2) N. I. Reznikow — Uczenie o rezaniu metali, Maszgiz 1947 r.
- 3) Ministerstwo Stankostrojenija SSSR: Reżimy skórnostnogo rezania metali, Maszgiz 1950 r.
- 4) T. M. Koszolenko — Osnovy uczenia o rezaniu metali, Maszgiz 1940 r.

Polska Rzeczpospolita Ludowa szczególną opieką otacza inteligencję twórczą — pracowników nauki, oświaty, literatury i sztuki oraz pionierów postępu technicznego, racjonalizatorów i wynalazców.

Art. 65 Konstytucji Polskiej Rzeczypospolitej Ludowej)

Zamienność selekcyjna

Dr inż. TADEUSZ JAKUBOWSKI

W artykule podane są ogólne zasady zamienności selekcyjnej oraz szczegółowo omówione przykłady: zamienności selekcyjnej zespołu wałek-otwór, zamienność selekcyjna łańcuchów wymiarowych równoległych i nierównoległych.

Zamienność selekcyjna tym się różni od zamienności całkowitej¹⁾ (100-procentowej), iż nie dowolne części danego zespołu, lecz części wybrane na zwiężone tolerancje i odpowiednio ze sobą skojarzone dają w wyniku zespół o przepisowym działaniu. Wykonane w szerszych tolerancjach przedmioty dzielimy na odpowiednią ilość grup wymiarowych o zwiężonych tolerancjach i oznaczamy tymi samymi numerami grupy, które należy łączyć ze sobą, aby otrzymać na przykład założoną tolerancję pasowania. W obrębie więc grup o jednoimiennej nazwie części danego zespołu wykazują zamienność całkowitą.

Zamienność selekcyjną stosuje się w tych przypadkach kiedy dokładność wykonania części składowych wymagana dla przepisowego działania zespołu jest technicznie nieosiągalna lub ekonomicznie nieopłacalna przy danym wyposażeniu warsztatów.

1. Zamienność selekcyjna zespołu wałek — otwór

Przypuśćmy, że chcemy otrzymać pewien rodzaj pasowania, lecz nie możemy ze względów wyżej wspomnianych osiągnąć zamienności całkowitej i decydujemy się na zamienność selekcyjną. Wobec tego zwiększamy kilkakrotnie założone tolerancje otworu i wałka, tak aby uzyskać właściwej wielkości pola tolerancyjne obróbkowe. Przypadek ten przedstawia rys. 1 (pola tolerancyjne wałka i otworu), przy czym założone pola tolerancyjne otworu i wałka zostały zwiększone 3-krotnie. Przeciętny luz (dodatni lub ujemny) pewnej grupy wymiarowej tego pasowania przedstawia na tym rysunku wielkość c — wzajemne przesunięcie środków pól tolerancyjnych wałka i otworu. Należy obliczyć maksymalne i minimalne luzy w poszczególnych grupach wymiarowych.

Aby otrzymać możliwie najmniejsze różnice w luzach poszczególnych grup wymiarowych, należy oczywiście

kojarzyć te grupy ze sobą, w porządku oznaczonym na rys. 1 jednakowymi liczbami, tj. największy otwór C z największym wałkiem D itd. aż do najmniejszego otworu z najmniejszym wałkiem. Na podstawie rys. 1 obliczamy bezpośrednio największe i najmniejsze luzy pasowań grupowych (tablica I).

Tolerancja pasowania każdej grupy, tj. luz maksymalny mniej luz minimalny, jak wynika z tablicy I, będzie stała i równa wielkości założonej, czyli $(a + b)$, lecz luzy max. i min. mogą być różnej wielkości w

poszczególnych grupach wymiarowych, przez co otrzymuje się pewne różnice w charakterze pasowań.

Jak łatwo stwierdzić na podstawie tablicy I, luzy max. lub min. sąsiednich grup różnią się o jedną i tę samą wielkość $(a - b)$. Tylko przy $3a = 3b$, tj. przy jednakowej dokładności wykonania wałka i otworu, każda grupa zachowuje jednakowej wielkości luzy max. i luzy min., czyli że uzyskujemy jednolity charakter pasowania w obrębie wszystkich grup wymiarowych.

TABLICA I. Maksymalne i minimalne luzy połączeń grupowych

Grupa	Luz maksymalny	Luz minimalny
1	$c + \frac{3}{2}a - \frac{b}{2} = c + \frac{3a-b}{2}$	$c + \frac{3a-b}{2} - (a+b) = c + \frac{a-3b}{2}$
2	$c + \frac{a}{2} + \frac{b}{2} = c + \frac{a+b}{2}$	$c + \frac{a+b}{2} - (a+b) = c - \frac{a+b}{2}$
3	$c - \frac{a}{2} + \frac{3}{2}b = c - \frac{a-3b}{2}$	$c - \frac{a-3b}{2} - (a+b) = c - \frac{3a-b}{2}$

Z tych więc względów przy zamienności selekcyjnej należy zasadniczo wyznaczać jednakowej wielkości tolerancje dla współpracujących części zespołu, jeżeli selekcja dotyczy zespołów wałek — otwór pracujących na zasadach pasowań, jak to polecają normy amerykańskie ACA²⁾.

Powyższe rozumowanie można oczywiście zastosować do dowolnej ilości grup wymiarowych, a nie tylko do trzech, jak w naszym wypadku. Ogólnie biorąc, tolerancja obróbkowa δ = ilości n grup wymiarowych $\times$ tolerancja grupowa γ :

$$\delta = n\gamma; \text{ skąd } n = \frac{\delta}{\gamma} \quad [1]$$

W równaniu tym δ jest stałe, a n i γ — zmienne, tj. zależność między n i γ ma charakter hiperboliczny i zwiększenie ilości grup wymiarowych jest coraz mniej skuteczne, czyli że w coraz mniejszym stopniu wpływa na wielkość tolerancji grupowej γ , jak to wykazuje tablica II.

Z danych tablicy II wynika, że zwiększenie ilości grup wymiarowych ponad $3 \div 4$ jest mało skuteczne; z tych więc względów i innych, o których będzie mowa w dalszym ciągu, należy dążyć do najmniejszej ilości grup wymiarowych zwiększając w miarę możliwości dokładność obróbki.

Wzór [1] jest ważny w przypadku gdy wszystkie wymiary biorą udział w selekcji. Jeżeli pewien wymiar (lub pewne wymiary) nie podlegają selekcji i tolerancja tego wymiaru może występować w pełnej wartości w każdej grupie selekcyjnej, wówczas ilość grup wymiarowych ulegnie zwiększeniu.

²⁾ A. F. Lesochin, Dopuski i tiehniczeskije izmierjenja. 1946 r., str. 190.

¹⁾ Patrz „Mechanik“ 3/51, str. 109.

TABLICA II. Zwiększenie dokładności pasowania w miarę wzrostu ilości grup wymiarowych

δ	n	γ	$\frac{\text{Toler. grupowa}}{\text{Toler. obróbki}} \cdot 100$	Zwiększenie dokładności pasowania
Const. = k	1	k	100%	0
"	2	$\frac{k}{2}$	50%	$100\% - 50\% = 50\%$
"	3	$\frac{k}{3}$	33%	$50\% - 33\% = 17\%$
"	4	$\frac{k}{4}$	25%	$33\% - 25\% = 8\%$
"	5	$\frac{k}{5}$	20%	$25\% - 20\% = 5\%$

Jeżeli np. wymiary A^a i B^b podlegają selekcji, a wymiar C^c nie podlega, to tolerancja grupowa będzie:

$$\frac{a}{n} + \frac{b}{n} + c = \gamma; \quad \text{skąd } n = \frac{a+b}{\gamma - c}.$$

W przypadku ogólnym wzór [1] przyjmie postać

$$n = \frac{\delta}{\gamma - s} \quad (\gamma - s > 0). \quad [1a]$$

gdzie s oznacza sumę tolerancji wymiarów nie selekcyjowanych.

Przykład 1. Warsztat otrzymał polecenie wykonać serię wałków $\varnothing 50_{-0,025}^{+0,050}$ i tulejek $\varnothing 50_{+0,025}^{+0,050}$ (pasowanie obrotowe $\varnothing 50$ F7/h7). Kwalifikacje tokarzy i wyposażenie warsztatu pozwalają osiągać tolerancje 0,08. Obliczyć ilość grup wymiarowych i średnice wałków i otworów.

Wg wzoru [1] ilość grup wymiarowych będzie:

$$n = \frac{\delta}{\gamma} = \frac{0,08}{0,025} \approx 4,$$

przy czym zaokrąglamy, jak zawsze w górę, w celu nieprzekroczenia założonych tolerancji. Tolerancje grupowe wałka i otworu $\gamma = \frac{0,8}{4} = 0,02$. Maksymalny luz pasowany $\varnothing 50$ F7/h7 wypadnie 0,075, minimalny $-0,025$, średni $c = 0,05$.

Rys. 2 przedstawia odnośne pola tolerancyjne obróbkowe $\delta = n\gamma = 4 \cdot 0,02 = 0,08$ i grupowe jak również odchyłki. Na podstawie rys. 2 ustalono wymiary grupowe tulejek i wałków i zestawiono w tablicy III. Wymiary obróbkowe otworów wypadły $\varnothing 50_{-0,03}^{+0,05}$ a wałków $\varnothing 50_{-0,08}^{+0,05}$.

Ponieważ tolerancje obróbkowe otworów równe są tolerancjom obróbkowym wałków, więc charakter pasowania został ściśle zachowany we wszystkich grupach.

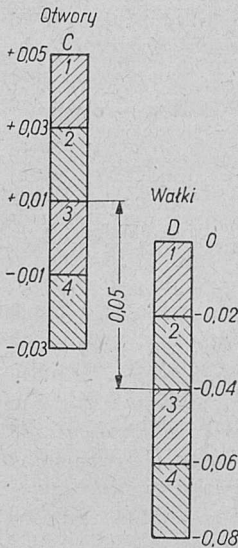
Teoretycznie rozumując można drogą selekcji wymiarów otrzymać grupowe tolerancje pasowania dowolnie małe; w rzeczywistości jednak błędy kształtu, np. owalność lub stożkowatość, nie pozwalają iść zbyt daleko w tym kierunku, ponieważ tolerancja kształtu nie może przewyższać tolerancji wymiaru.

TABLICA III. Wymiary i odchyłki grupowe tulejek i wałków

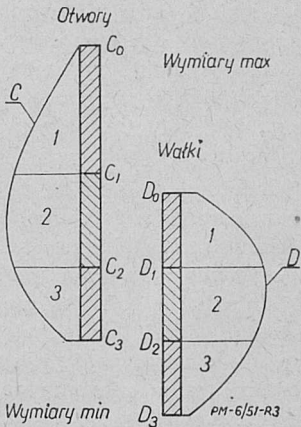
Grupa	Otwór	Wałek	Luz
1	$50_{+0,03}^{+0,05}$	$50_{-0,02}^{+0,05}$	$0_{+0,03}^{+0,07}$
2	$50_{+0,01}^{+0,03}$	$50_{-0,04}^{+0,02}$	"
3	$50_{-0,01}^{+0,01}$	$50_{-0,06}^{+0,04}$	"
4	$50_{-0,03}^{+0,01}$	$50_{-0,08}^{+0,06}$	"

Zakładając na przykład, że tolerancja kształtu może wynieść 30% tolerancji wymiaru³⁾, możemy stworzyć tylko trzy grupy wymiarowe, ponieważ tolerancja kształtu w grupie może osiągnąć $3 \cdot 30\% = 90\%$ tolerancji wymiaru danej grupy (przy podziale pola tolerancyjnego na równe części). Stąd wynika, że dokładność kształtów przedmiotów selekcyjowanych musi być znacznie większa niż to odpowiada tolerancji obróbkowej. Można przyjąć, jeżeli nie ma ściślejszych danych w konkretnym przypadku, że tolerancja kształtu równa się tolerancji wymiaru klasy o dwa stopnie wyższej od klasy dokładności obróbki. Tak więc np. wałki, obrabione wg klasy 8 ISA mogą mieć tolerancje kształtu równe tolerancjom wymiarów klasy 6. Gładkość powierzchni również powinna odpowiadać tolerancji grupowej, a nie obróbkowej.

Poza tym przy podziale pól tolerancyjnych na równe części przyjęliśmy, że ilości przedmiotów w jednoimiennych grupach będą równe, w przeciwnym bowiem razie nie można by było skompletować zespołów wałek-tuleja nie sięgając do przedmiotów z innych seryj obróbkowych. Aczkolwiek metoda selekcji grupowej ma zastosowanie tylko przy produkcji wielkoseryjnej lub ciągłej, jednakże nietrafny podział pól tolerancyjnych może spowodować zwiększenie się zapasów magazynowych przedmiotów, które nie mogą



Rys. 2



Rys. 3

być w danym okresie czasu użyte z braku części odpowiadających im wymiarowo. Podział pól tolerancyjnych na równe części odpowiada na przykładrywym błędów Gaussa symetrycznie położonym w polu tolerancyjnym o wielkości 6σ (sześciokrotnego rozrzutu średniego). Ponieważ w praktyce mamy do czynienia z rzeczywistymi (statystycznymi) krzywymi błędów z reguły niesymetrycznymi, a wielkość i położenie pola rozrzutu odchyłek wymiarowych nie odpowiada ściśle wielkości i położeniu założonego pola tolerancyjnego, należy wprowadzić pewną korektę do sposobu podziału pola tolerancyjnego obróbkowego (rzeczywistego) na pola tolerancyjne grupowe.

Przypuśćmy, że na podstawie większej ilości pomiarów kolejno obrabianych przedmiotów wykreśliłszy krzywe błędów wymiarów i otworów (rys. 3), tak

³⁾ Zakładamy przy tym, że tolerancja wymiaru odpowiada dokładności obrabiarki, czyli że nie obrabiamy niedokładnych przedmiotów na precyzyjnych obrabiarzach.

że pola tych krzywych w pewnej skali są równe jedynie. Zakładając pewien procent braków ustalono na drodze doświadczalnej tolerancje obróbkowe otworu — C_0C_3 i wałka — D_0D_3 . Z kształtu krzywych błędów widać, że ustawiacze nastawiali obrabiarki na wymiary bliższe max. mat., aby nie przekroczyć wymiarów minimalnych i w ten sposób zabezpieczyć się od braków nie do naprawienia. Jako ogólne wytyczne można przyjąć w tym przypadku, że środek rozrzutu odchyżeń wymiarów znajduje się na odległości ok. $\frac{1}{3}$ wielkości pola tolerancyjnego od granicy max. mat. Dzieliąc pole krzywej D (wałek) lub pole tolerancyjne D_0D_3 na 3 (na przykład) równe części otrzymamy pola cząstkowe $D_1 \div D_3$ przedstawiające stosunkowe ilości przedmiotów ($\%0\%$ ogólnej ilości) w danej grupie wymiarowej, przy czym w przypadku podziału pola krzywej na 3 równe części otrzymamy równe ilości przedmiotów w każdej grupie. Dzielimy teraz pole krzywej C na taką samą ilość części tak, aby jednoimienne pola cząstkowe były sobie równe tj. pole $C_1 =$ pole D_1 itd. Dla ułatwienia podziału, krzywe C i D rysuje się na milimetrym papierze kratkowym. Można również posługiwać się planimetrem.

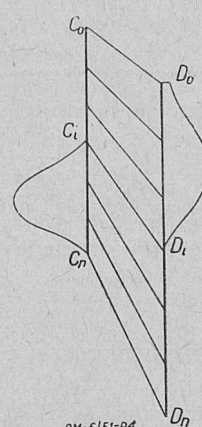
Aby uzyskać najkorzystniejsze warunki w obrębie wszystkich grup dla założonego rodzaju pasowania, należy jeszcze ustalić położenie jednego pola tolerancyjnego w stosunku do drugiego (średnie luzy grupowe). Ogólnie biorąc, nie można osiągnąć we wszystkich grupach wymiarowych jednakowych warunków; w dalszych naszych rozważaniach przyjąto, iż optymalne warunki osiąga się przy jednakowej wielkości przekroczeniach luzów max. i luzów min., jak to wyjaśniają szczegółowiej dalsze przykłady liczbowe.

Założone do selekcji pola tolerancyjne są stałe co do wielkości i położenia, natomiast rzeczywiste, obróbkowe pola tolerancyjne poszczególnych seryj produkcyjnych, tj. przy jednym nastawieniu obrabiarki⁴⁾, mają zmienne wielkości i położenia. Jeżeli więc założone pola tolerancyjne są znacznie większe niż rzeczywiste (statystyczne) pola tolerancyjne danych seryj obróbkowych, to mógłby się zdarzyć przypadek, przedstawiony na rys. 4, kiedy w ogóle nie można będzie skompletować ani jednego zespołu. Założone pola tolerancyjne (rys. 4) otworu — C_0C_n i wałka — D_0D_n są znacznie większe niż obróbkowe pola tolerancyjne C_iC_n i D_0D_i danych seryj, przy czym pola te zajmują krańcowe położenia. Przypadek taki mógłby się zdarzyć przy obostrzonej selekcji, jak na przykład przy szlifowaniu bieżni kulek pierścieni łożysk kulkowych (np. tolerancja grupowa 0,0025, założona tolerancja do selekcji 0,03, dokładność szlifierki 0,01). Obróbkowe pole tolerancyjne powinno więc obejmować, jeżeli nie całe założone pole tolerancyjne, to możliwie dużą jego część. W danym przypadku wynik ten można by osiągnąć nastawiając szlifierkę na wymiar zbliżony do min. mat. i zakańczając obróbkę przy granicach pól tolerancyjnych, jak to przedstawia rys. 5, zachowując oznaczenia rys. 4.

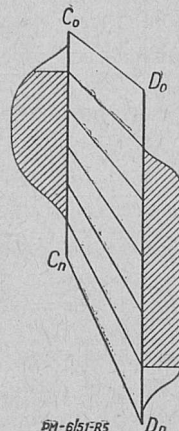
Zakresowane pola krzywych błędów oznaczają zakresy możliwych grup selekcyjnych, a pola nieza-

kreskowane — stosunkowe ilości pierścieni, które należy skompletować sięgając do innych seryj produkcyjnych.

Przedstawione na rys. 5 krzywe błędów pierścieni zewnętrznych i wewnętrznych są to sumaryczne krzywe błędów, powstałe ze składania błędów wg prawa Gaussa i prawa równego (jednakowego) prawdopodobieństwa⁵⁾ zakładając równomierne zużywanie się tarczy szlifierskiej i przez to stopniowe zmniejszanie się wymiaru wewnętrznego i zwiększanie się wymiaru zewnętrznego.



Rys. 4



Rys. 5

Można również przyjąć, iż sumaryczna krzywa błędów dużej ilości pomieszanych ze sobą mechanicznie pierścieni różnych seryj obróbkowych da w wyniku krzywą błędów zbliżoną do przedstawionej na rys. 5) co pozwoli dokonać selekcji z małą ilością pierścieni „bez pary”.

Przy niewielkim jednak asortymencie seryj obróbkowych (początek produkcji ciągłej, mała ilość zamówionych wyrobów) należy zakładać raczej mniejsze pola tolerancyjne zbliżone do wielkości pól jednej serii obróbkowej. Kontrola bieżąca produkcji, jak zasadniczo przy zamienności częściowej opartej na teorii błędów, powinna być dokonywana metodami kontroli statystycznej, a nie tylko za pomocą sprawdzianów granicznych, ponieważ chodzi nam nie tylko o zachowanie tolerancji, lecz również o kształt i położenie krzywej błędów w polu tolerancyjnym.

Przykład 2. Rozwiążmy poprzedni przykład — pasowanie selekcyjne $\varnothing 50 F7/h7$ — opierając się na statycznych krzywych błędów. Dla ułatwienia obliczeń liczbowych rzeczywiste krzywe błędów są przedstawione na rys. 6 w postaci uproszczonej — trójkątów niesymetrycznych, co w wielu przypadkach daje dostatecznie dokładne wyniki⁶⁾. Tolerancje obróbkowe: otworu — $C_0C_3 = 0,08$ mm i wałka — $D_0D_3 = 0,05$ mm. Ilość grup wymiarowych wg wzoru [1]:

$$n = \frac{0,08 + 0,05}{0,05} \approx 3$$

gdzie 0,05 oznacza tolerancję pasowania.

Podzielimy jedno z pól tolerancyjnych, np. D_0D_3 na 3 mniej więcej równe części i z punktów D_1 i D_2 prowadzimy prostopadłe do linii D_0D_3 przez co pole naszej krzywej dzielimy na 3 części. Pola cząstkowe $D_1 \div D_3$ wypadną różnej wielkości. Teraz dzielimy pole krzywej C również na 3 części tak, aby odpowiadające sobie pola cząstkowe były równej wielkości.

⁵⁾ Maszynostrojenje. Enciklopedičeskij sprowocnik, t. I, str. 293.

⁶⁾ G. A. Aparin i J. G. Gorodeckij — Dopuski i tiechničeskie izmierenja, 1946 r., str. 95.

⁴⁾ Dla każdej serii.

$$\text{Wysokość trójkąta } C = 1: \frac{C_0 C_3}{2} = 1: \frac{0,08}{2} = 25$$

$$D = 1: \frac{D_0 D_3}{2} = 1: \frac{0,05}{2} = 40$$

(Pola krzywych C i D równe są jedynie).

Na podstawie zwykłych zależności geometrycznych obliczamy odcinki $C_0 C_1$, $C_1 C_2$ i $C_2 C_3$ (tolerancje grupowe otworu) tak, aby jednoimienne pola krzywych błędów miały jednakowe powierzchnie. Następnie znajdujemy położenie pola tolerancyjnego $C_0 C_3$ w stosunku do pola tolerancyjnego $D_0 D_3$ wychodząc z założenia jednakowych wielkości przekroczeń założonych luzów max. i luzów min. Obliczenia zaczynamy od grupy np. środkowej opierając się na rys. 6.

$$\text{Wymiar otworu grupy 2: } 50^{+0,028}_{-0,016}$$

$$\text{Górna odchyłka grupy 1: } x_2 + 0,037$$

$$\text{Dolna odchyłka grupy 3: } x_1 - 0,018$$

$$\text{Luz największy: } x_2 + 0,037 + 0,016 = x_2 + 0,053$$

$$\text{Luz najmniejszy: } x_1 - 0,018 - (-0,034) = x_1 + 0,016$$

Warunek jednakowych przekroczeń luzów max. i luzów min.⁷⁾:

$$x_2 + 0,053 - 0,075 = 0,025 - x_1 - 0,016$$

$$\text{skąd } x_2 + x_1 = 0,031 \quad [a]$$

gdzie 0,075 jest to luz największy, a 0,025 — luz najmniejszy pasowania $\varnothing 50 \text{ F7/h7}$.

Tolerancja otworu grupy drugiej wynosi 0,025 czyli

$$x_2 - x_1 = 0,025 \quad [b]$$

Z równań [a] i [b] znajdujemy:

$$x_2 = +0,028; \quad x_1 = +0,003$$

TABLICA IV. Wymiary otworów i wałków po selekcji

Grupa	Otwór	Wałek	Luzy	Luz średni w	Przekroczenia luzów granicznych w μ
1	$50^{+0,065}_{+0,028}$	$50 - 0,016$	$0 + 0,081$	54,3	$81-75=+6$
2	$50^{+0,028}_{+0,003}$	$50 - 0,016 - 0,034$	$0 + 0,064 + 0,019$	41,5	—
3	$50^{+0,003}_{-0,015}$	$50 - 0,034 + 0,050$	$0 + 0,053 + 0,019$	36,0	$19-25=-6$

Posługując się rys. 6 zestawiamy w tablicy IV ostające wyniki. Jak można było oczekiwać, charakter pasowania nieco się pogorszył z dwóch powodów: nierównej wielkości tolerancji wałka i otworu jak również dodatkowych nierówności tolerancji grupowych na skutek spełnienia warunku zasadniczego — jednakowych liczebności jednoimennych grup wymiarowych.

Zamiast dzielić na równe części pole tolerancyjne jednego z wymiarów i obliczać odpowiednie tolerancje grupowe drugiego wymiaru,

jak to uczyniliśmy powyżej, można podzielić pola krzywych błędów na równe części i w ten sposób

⁷⁾ W zależności od rodzaju pasowania należałoby właściwie ustalać dopuszczalne przekroczenia założonych luzów max. i min.

określić tolerancje grupowe. Zastosowawszy ten sposób do naszego przykładu otrzymalibyśmy w tym przypadku pogorszenie charakteru pasowania, gdyż przekroczenia luzów granicznych wypadłyby 10 μ zamiast 6 μ . Zwiększenie ilości grup wymiarowych nie byłoby pożądane ze względów na komplikacje gospodarki sprawdzianowej i materiałowej: większa ilość sprawdzianów i do tego dokładniej wykonywanych, ponieważ dokładność ich wykonania powinna odpowiadać tolerancjom grupowym, komplikacje w przechowywaniu przedmiotów rozmaitych grup wymiarowych, komplikacje przy montażu (obawa pomieszania części) itp. Bardziej prawidłowym rozwiązaniem pod względem technologicznym byłoby polepszenie kształtu krzywych błędów za pomocą usunięcia większych błędów systematycznych, a więc uzyskania większej symetryczności krzywych lub też, co byłoby łatwiejsze do wykonania, zrównanie tolerancji wałka i otworu, lub stosując jednocześnie oba te sposoby.

(d. c. n.)

Sprostowanie

W art. Prof. M. Broszko pt. „O podstawowym założeniu najogólniejszych równań hydromechanicznych” zamieszczonym w zeszycie 5/51 str. 128, zaistniały następujące omyłki drukarskie, które niniejszym prostujemy:

str. 129, wiersze 2, 3 i 4 wzoru [5abc] powinny być wydrukowane w postaci:

$$\begin{aligned}
 & + \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 \bar{v}_r}{\partial \varphi^2} - 2 \frac{\partial \bar{v}_\varphi}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial^2 \bar{v}_r}{\partial z^2} \Bigg\} + \frac{\partial \bar{v}_r'^2}{\partial r} + \frac{\partial \bar{v}_r' \bar{v}_\varphi'}{r \partial \varphi} + \\
 & + \frac{\partial \bar{v}_r' \bar{v}_z'}{\partial z} + \frac{\bar{v}_r'^2}{r} - \frac{\bar{v}_\varphi'^2}{r}; \\
 & - g \frac{\partial \bar{P}}{r \partial \varphi} = \frac{1}{r} \left[\frac{\partial (\bar{r} \bar{v}_\varphi)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{r} \bar{v}_r \bar{v}_\varphi)}{\partial r} + \frac{\partial (\bar{r} \bar{v}_\varphi^2)}{r \partial \varphi} + \right. \\
 & \left. + \frac{\partial (\bar{r} \bar{v}_\varphi \bar{v}_z)}{\partial z} + \frac{\bar{v}_r \bar{v}_\varphi}{r} \right] - v \left[\frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial (\bar{r} \bar{v}_\varphi)}{\partial r} \right] + \right. \\
 & \left. + \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 \bar{v}_\varphi}{\partial \varphi^2} + 2 \frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial^2 \bar{v}_\varphi}{\partial z^2} \right] + \frac{1}{r} \left[\frac{\partial (\bar{r} \bar{v}_r' \bar{v}_\varphi')}{\partial r} + \right. \\
 & \left. + \frac{\partial (\bar{r} \bar{v}_\varphi'^2)}{r \partial \varphi} + \frac{\partial (\bar{r} \bar{v}_\varphi' \bar{v}_z')}{\partial z} + \bar{v}_r' \bar{v}_\varphi' \right];
 \end{aligned}$$

str. 129, lewa szpalta wiersz 18 od dołu zamiast v_r ma być v'_r ,

str. 129, prawa szpalta wiersz 6 od dołu zamiast $v_\varphi = \bar{v}_\varphi + v_\varphi$ ma być $v_\varphi = \bar{v}_\varphi + v'_\varphi$

str. 131. Rys. 1 i 2 przedstawiają przebieg krzywych wyznaczonych na podstawie sprawdzonej teorii z punktami wyznaczonymi praktycznie. Punkty zaznaczone na krzywych powinny znajdować się cokolwiek po bokach krzywych; odchyłki tych punktów od krzywych teoretycznych w danym przypadku są niewielkie.

Elektrolityczne polerowanie zgładów do badania metalograficznego

Mgr inż. ROMAN KRZESZEWSKI

Teoria procesu elektrolitycznego polerowania. — Charakterystyka przebiegu procesu elektrolitycznego polerowania. — Polerowanie elektrolityczne miedzi i jej stopów. — Polerowanie aluminium i jego stopów. — Elektrolityczne polerowanie stopów żelaza.

1. Wstęp

Metodę elektrolitycznego polerowania zgładów metalograficznych opracował i zastosował po raz pierwszy P. Jacquet. Metoda ta spowodowała zasadniczy przełom w dotychczasowej technice pracy laboratoryjnej. Pozwoliła ona z jednej strony na znaczne skrócenie czasu przygotowania próbek do badania, szczególnie z metali miękkich, z drugiej strony umożliwiła uzyskanie obrazu mikroskopowego pozbawionego rys i powierzchniowych zgniotów.

2. Teoria procesu elektrolitycznego polerowania

Cała niemal dotychczasowa praca badawcza nad polerowaniem elektrolitycznym ogranicza się do dobierania nowych coraz doskonalszych recept nie wykraczając poza dziedzinę doświadczenia. W wyniku tego, o ile praktyka procesu pozwala już nawet na masowe polerowanie najrozmaitszych przedmiotów wykonanych z przeróżnych stopów, to w dziedzinie teoretycznego wyjaśnienia procesu postawiono właściwie pierwsze kroki.

Ogólnie można powiedzieć, że polerowanie elektrolityczne jest procesem odwrotnym do elektrolitycznego osadzania metali. Powierzchnię, nadającą się do badania mikroskopowego uzyskuje się drogą przeniesienia w ciągu krótkiego stosunkowo czasu wszystkich nierówności do roztworu, głównie w postaci jonów. Jak wiemy, w czasie procesu polerowania zmniejszają się lub całkowicie zanikają wypukłości, występujące na powierzchni próbki metalu, dzięki czemu, powierzchnia staje się gładką.

Najstarsza spośród teorii tłumaczących fakt zanikania nierówności, teoria Jacqueta¹⁾ zakłada, że powstałe w wyniku rozpuszczenia anody produkty elektrolizy tworzą wokół niej błonkę o dużym oporze elektrycznym. Przyjmuje się, że błonka ta ma najmniejszą grubość na wystających nierównościach, przez co gęstość prądu jest w tych miejscach kilkaset razy większa niż w miejscach zagłębionych, dzięki czemu zachodzi intensywniejsze rozpuszczanie części wystających.

W. C. Elmore²⁾ badając elektrolityczne polerowanie miedzi doszedł do wniosku, że główną rolę gra szybkość dyfuzji produktów rozpuszczania anody. Zaobserwował on, że polerowanie ma tym lepszy przebieg im dyfuzja zachodzi wolniej. Tym się tłumaczy stosowanie elektrolitów z anionami o dużej objętości oraz dodawanie do elektrolitów gliceryny.

Wg N. R. Evansa³⁾ należy oprócz wymienionych wyżej czynników uwzględniać wpływ miejscowej krzywizny powierzchni na prawdopodobieństwo przejścia atomu w stan jonowy.

Teorie powyższe wychodzą z założenia, że w procesie elektrolitycznego polerowania elektrochemiczne rozpuszczanie metalu zostaje zlokalizowane na wypukłościach, a pozostałe części powierzchni przechodzą w stan passywny i ich zdolność do rozpuszczania się stopniowo maleje.

G. S. Wozdwiżenski⁴⁾ jest natomiast zdania, że główną rolę przy elektrolitycznym polerowaniu gra mikroelektrochemiczne trawienie, powodujące w pierwszym rzędzie rozpuszczenie najbardziej aktywnych elementów powierzchni. Spośród wielu argumentów przytaczanych przez niego na korzyść tej teorii przytoczę trzy następujące:

1. W wielu przypadkach elektrolitycznego polerowania występuje wyraźnie struktura powierzchni poleowanej⁵⁾, ponadto wiadomo, że powierzchnię błyszczącą można otrzymać przy jednoczesnym występowaniu znacznej ilości dających się mikroskopowo stwierdzić nierówności⁶⁾.

2. Drogą doświadczenia ustalono⁵⁾, że szybkość rozpuszczania różnych płaszczyzn tego samego kryształu może posiadać różną wielkość dochodzącą do trzykrotnej różnicy.

3. Ustalono, że stopień wytrawiania różnych płaszczyzn kryształu zależy od rodzaju elektrolitu. Jedne elektrolity dają znaczne różnice w szybkościach trawienia, inne nie dają tych różnic.

Obrobiona elektrolitycznie powierzchnia posiadać może różny wygląd zależny od wstępnego obrobienia szlifu na materiale ściernym. Zauważono, że w procesie elektrolitycznego polerowania nie zachodzi wyrównywanie powierzchni o dowolnej chropowatości, podczas, gdy w myśl niektórych teorii powinno ono zachodzić tym intensywniej, im większa byłaby chropowatość. Szlifowanie powierzchni metalu na materiałach ściernych powoduje nie tylko powstawanie zagłębień, ale i wyrwanie cząstek metalu, tworzących wystające grzbiety, składające się z nagromadzonych chaotycznie, jedna na drugiej, płaszczyzn krystalograficznych. Wyrównywanie nierówności zachodzi drogą rozpuszczania tych płaszczyzn jako najbardziej aktywnych elementów powierzchni.

Ponadto w procesie polerowania elektrolitycznego obserwuje się występowanie mikrostruktury oraz powstawanie figur trawienia, co nie powinno mieć miejsca, gdyby proces ten sprowadzał się tylko do przyspieszonego rozpuszczania wystających elementów powierzchni. Obserwowane przez wielu badaczy okrągłe i owalne wgłębienia przedstawiały wg Wozdwiżeńskiego rozmaite figury trawienia. Figury trawienia o niemal doskonałym geometrycznie kształcie, powstające

1) P. A. Jacquet La Technique moderne, 31, 1939, str. 56 i 59b.

2) W. C. Elmore, „J. Appl. Physics“, 11, 1940, str. 797.

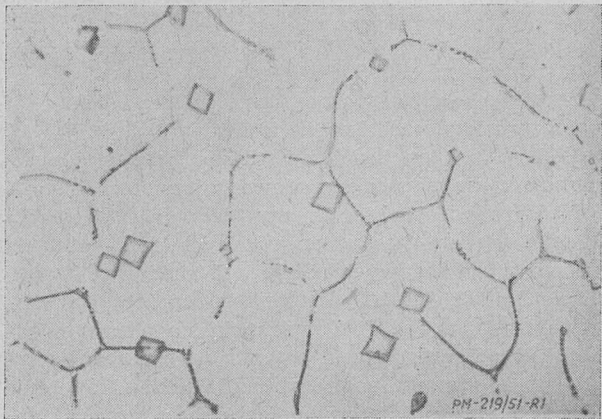
3) U. R. Evans, „Trans. Electr. Soc.“ 69, 1936, str. 652.

4) G. S. Wozdwiżenski, „Žurnal' Těchničeskoj Fiziki“ 18, 1938, str. 403, 404, 405.

5) E. J. Popilow, „Zaw. Łabor.“ 1,60, 1945.

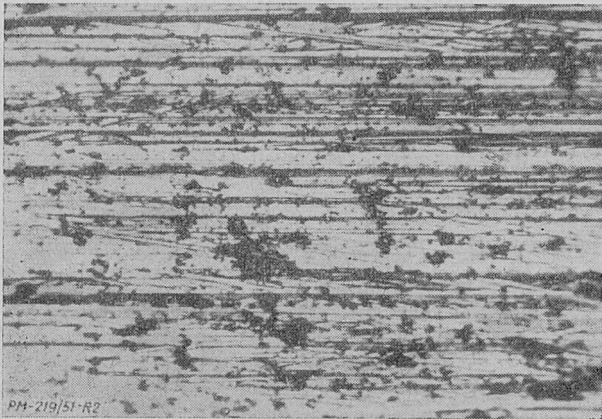
6) M. Straumanis, „ZS Phys. Chem. Acta“, 147, 3, 161, 1930.

w pewnych warunkach elektrolitycznego polerowania aluminium przedstawia rys. 1.



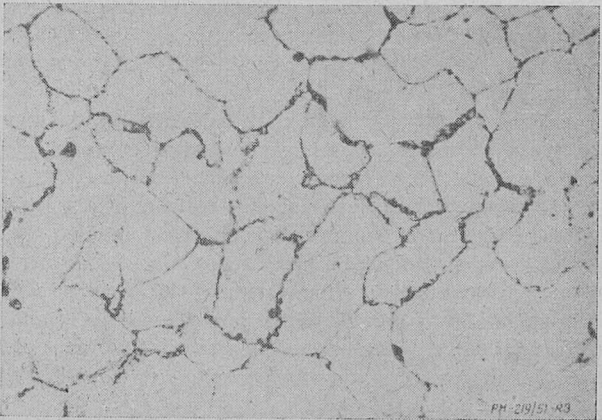
Rys. 1. Figury trawienia na aluminium polerowanym elektrolityczne pow. 500 X.

Za teorią Wozdwiżeńskiego zdaje się jeszcze prze-mawiać zjawisko chemicznego polerowania pewnych stopów aluminium i magnezu, polegające na zanurzeniu oszlifowanej próbki do odpowiednio dobranego odczynnika. Rys. 2 przedstawia mikrofotografię oszli-



Rys. 2. Próbkę elektronu oszlifowana na papierze 00000 pow. 500X.

fowanej próbki elektronu. Rys. 3 przedstawia mikro-fotografię tego samego miejsca próbki po wytrawieniu jej w ciągu 15 sekund w odczynniku, składającym się



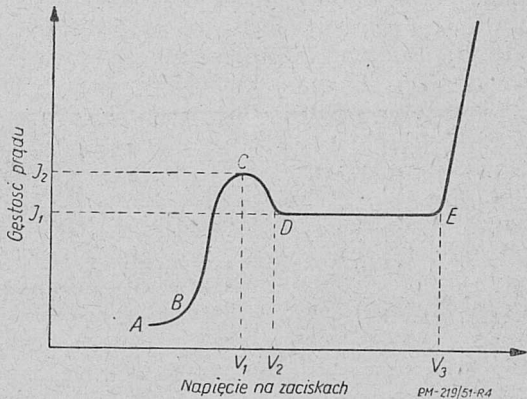
Rys. 3. Próbkę elektronu wytrawiona pow. 500X.

z 30% kwasu solnego, 30% gliceryny i 40% alkoholu etylowego.

W. J. Łajnier przypisuje wielką rolę w procesie po-lerowania elektrolitycznego polaryzacji anodowej, któ-ra z kolei zależy od składu i koncentracji elektrolitu, anodowej gęstości prądu, temperatury i ruchu elektro-litu.

3. Charakterystyka przebiegu procesu elektrolitycznego polerowania

Krzywe, ujmujące zależność gęstości prądu od na-pięcia na zaciskach wanienki do trawienia (elektroli-zera) pomimo, że mają zasadniczo różny przebieg dla różnych elektrolitów, to jednak wykazują szereg cech wspólnych.

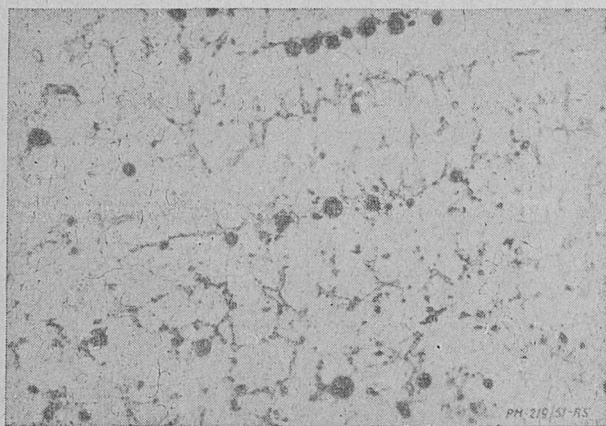


Rys. 4. Zależności między napięciem i gęstością prądu przy anodowym rozpuszczeniu miedzi w kwasie fosforowym.

Najbardziej charakterystyczny przebieg posiada krzywa I—V wykreślona dla dwóch miedzianych elektrod zanurzonych do roztworu kwasu fosforowe-go, rys. 4. Krzywą tę otrzymano dla dwóch poziomo ułożonych miedzianych elektrod: w dole anoda, w gó-rze katoda. Prąd regulowano przy pomocy szeregowo włączonego opornika. W części AB prąd rośnie wraz ze wzrostem napięcia bardzo nieznacznie. Na odcinku BC następuje normalne rozpuszczanie anody, której powierzchnia wykazuje silny stopień wytrawienia. Po przekroczeniu punktu C następuje gwałtowny skok napięcia od V_1 do V_2 przy pewnym, nieznacznym zmniejszeniu prąd uz I_2 na I_1 . Dalej w części DE na-stępuje znaczny wzrost napięcia od V_2 do V_3 przy nie-zmieniającym się prądzie. Na tym odcinku następuje polerowanie anody (próbki). W punkcie E przy nie-znacznym wzroście napięcia następuje gwałtowny wzrost natężenia prądu, co zaznacza się wyraźnie na krzywej. Jest to spowodowane tym, że napięcie w tym punkcie równa się potencjałowi rozkładu jonów hy-droksylowych. Zjawisko to jest dla procesu polerowa-nia bardzo niekorzystne, gdyż przylegające do anody pęcherzyki gazu zakłócają normalny przebieg polero-wania i powodują powstawanie wżer i nierówności.

Elektrolityczne polerowanie stopów jednofazowych nie napotyka na żadne trudności, gdyż przebieg tego procesu jest w tym przypadku identyczny jak u czy-stych metali. Przy polerowaniu stopów dwu i więcej fazowych ulegają niejednokrotnie silnemu atakowaniu granice różnych faz lub nawet same fazy. Nie przeszkadza to jednak w otrzymaniu obrazu mikrostruktury.

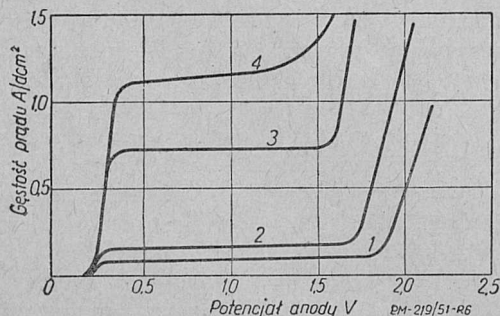
W procesie polerowania elektrolitycznego wtrącenia niemetaliczne przyjmują postać ciemnych punktów o rozmiarach często wielokrotnie większych niż same wtrącenia. W podobny sposób przebiega zjawisko z wyjawieniem por. Jest to niewątpliwa korzyść w porównaniu do polerowania mechanicznego przy którym wtrącenia i pory ulegają zatarciu usuwając się tym samym spod uwagi obserwatora. Rys. 5 przedstawia fikrofotografię polerowanego elektrolitycznie mosiądzu $\alpha + \beta$ z widocznymi wyraźnie wtrąceniami ołowiu i zanieczyszczeń rozmieszczonymi na granicach ziarn.



Rys. 5. Wtrącenia ołowiu i tlenkowe w mosiądzu $\alpha + \beta$ polerowanym elektrolitycznie. Pow. 100x.

Uprzednio było już zaznaczone, że polerowanie elektrolityczne jest procesem odwrotnym do elektrolitycznego osadzania metali. Z tego powodu przy elektrolitycznym (katodowym) osadzaniu metali rolę oddzielnych czynników rozpatruje się głównie z punktu widzenia ich wpływu na wielkość polaryzacji katodowej, a przy elektrolitycznym polerowaniu metali bierze się pod uwagę głównie wielkość polaryzacji anodowej.

Zachodząca podczas przepływu prądu elektroliza wywołuje zmiany w koncentracji i składzie elektrolitu wokół obydwu elektrod, co prowadzi do powstania ogniwa koncentracyjnego z określoną siłą elektromotoryczną zależną od stosunku tych koncentracji. Zwiąże się ona elektromotoryczną siłą polaryzacji.



Rys. 6. Polaryzacja anodowa miedzi w roztworach kwasu fosforowego; 1 — dla koncentracji 1510 G/l, 2 — dla koncentracji 970 G/l, 3 — dla koncentracji 583 G/l, 4 — dla koncentracji 260 G/l.

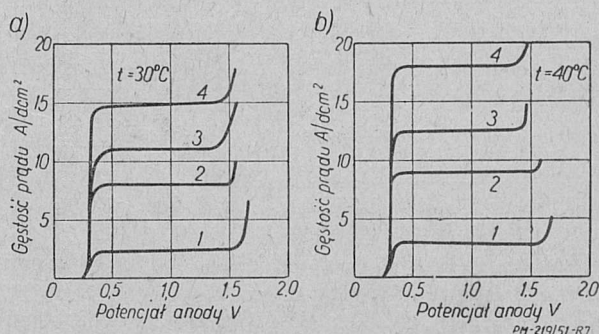
W procesie polerowania elektrolitycznego decydującą rolę gra wielkość polaryzacji anodowej lub dokładniej przebieg krzywych potencjału anody — gęstość prądu (rys. 6). Krzywe te charakteryzują się zwykle

dwoma punktami przegięcia (nieciągłości). Pierwszy punkt odpowiada początkowi passywizacji anody, drugi — początkowi rozładowania jonów hydroksylowych.

Polerowanie zachodzi najczęściej powyżej drugiego punktu przegięcia krzywej, ale niekiedy zachodzi także na poziomym odcinku krzywej. Ma to np. miejsce w przypadku elektrolitycznego polerowania miedzi i jej stopów w roztworach kwasu fosforowego (rys. 7).

Jeśli zabieg ten będziemy przeprowadzali w elektrolitach o malejących stopniowo zawartościach kwasu fosforowego zaobserwujemy jednoczesny wzrost wartości gęstości prądu, przy których rozciągają się poziome części krzywych polaryzacji anodowej. Jednocześnie daje się zauważyć stopniowe zmniejszenie długości odcinków (rys. 6). Zjawisko to ma pierwszorzędne znaczenie praktyczne, pozwalając dobrać zawsze optymalne warunki polerowania. Postać i położenie krzywych uzasadniają również większe korzyści płynące z regulacji procesu wg napięcia, a nie wg natężenia prądu. Widzimy bowiem, że polerowanie przebiega w bardzo wąskim zakresie gęstości prądu, ale w zamian w szerokim zakresie napięć. Ten sposób regulacji procesu stosuje się przy polerowaniu elektrolitycznym miedzi i jej stopów⁷⁾.

Z podwyższeniem temperatury, gęstości prądu, którym odpowiadają poziome odcinki krzywych polaryzacji anodowej wzrastają, podczas gdy same krzywe zachowują swoją postać.



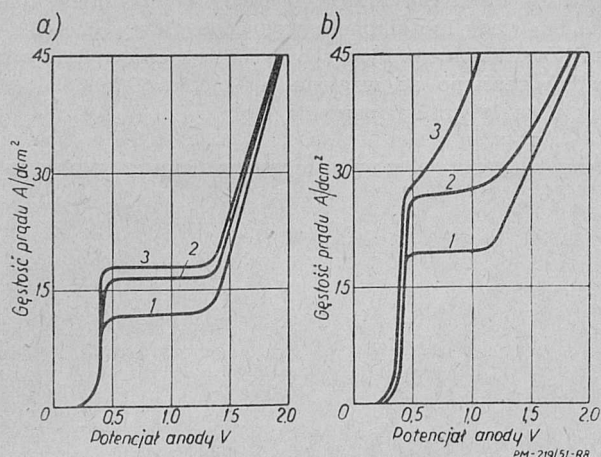
Rys. 7. Polaryzacja anodowa miedzi w roztworach kwasu fosforowego a) przy temp. 30° i b) przy temp. 40°

krzywa	1	2	3	4
c. wł. H_3PO_4 przy 15°	1,55	1,4	1,3	1,1

Podobny wpływ jak podwyższenie temperatury elektrolitu wykazuje mieszanie elektrolitu. W elektrolicie poddanym mieszanemu, gęstość prądu, przy której zachodzi skok potencjału anodowego jest znacznie wyższa niż w elektrolicie spokojnym (rys. 8). Wg Łajniera jest to spowodowane ułatwieniem dyfuzji produktów elektrolizy.

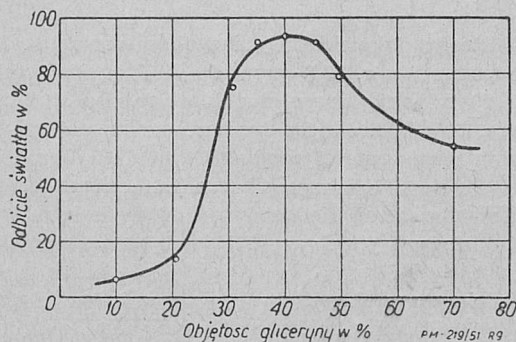
Analiza krzywych może nam dostarczyć szeregu praktycznych wniosków, mających pierwszorzędne znaczenie w technologii procesu. Widać bowiem wyraźnie, że czym niższa jest zadana gęstość prądu, tym wyższa powinna być koncentracja kwasu fosforowego w elektrolicie. Omówione wyżej czynniki: temperatura i ruch elektrolitu nie wykazują równie silnego wpływu, ale i tu istnieje określona zależność. Mianowicie przy mniejszej gęstości prądu powinna być utrzymana niższa temperatura i spokojny elektrolit,

⁷⁾ W. J. Łajniera, „Elektroliticheskaja polirowka i trawlenie metali”, 1947 (str. 244).



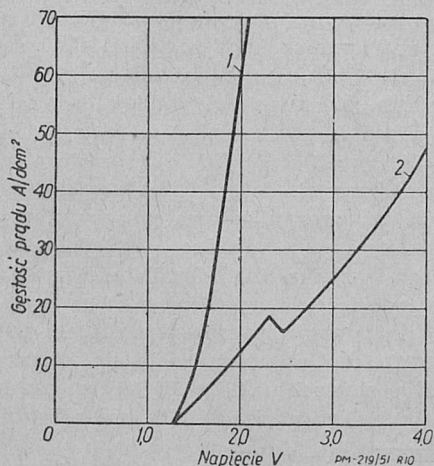
Rys. 8. Wpływ mieszania na polaryzację anodową miedzi w roztworze H_3PO_4 c. wł. 1,09; a) roztwór nie mieszanym, b) roztwór mieszanym. 1 — dla temp. 20°, 2 — dla temp. 30°, 3 — dla temp. 40°.

a anoda powinna być umieszczona w taki sposób, aby wydzielający się na katodzie wodór nie mieszał przylegającego do anody elektrolitu.



Rys. 9. Wpływ koncentracji kwasu fosforowego w elektrolicie na odbicie stali 18.8 polerowanej elektrolitycznie.

Bardzo ciekawym zagadnieniem jest polerowanie stali nierdzewnej 18.8 w elektrolicie, zawierającym kwas fosforowy (rys. 9). W czystym kwasie fosforowym polerowanie niemal zupełnie nie ma miejsca. W miarę wzrostu zawartości gliceryny powierzchnia uzyskuje coraz większy połysk aż do 93% zdolności odbicia przy zawartości 35 — 45% objętościowych gliceryny. Przebieg krzywych I — V jest w tym wypadku inny niż opisany poprzednio — przedstawia je rys. 10.



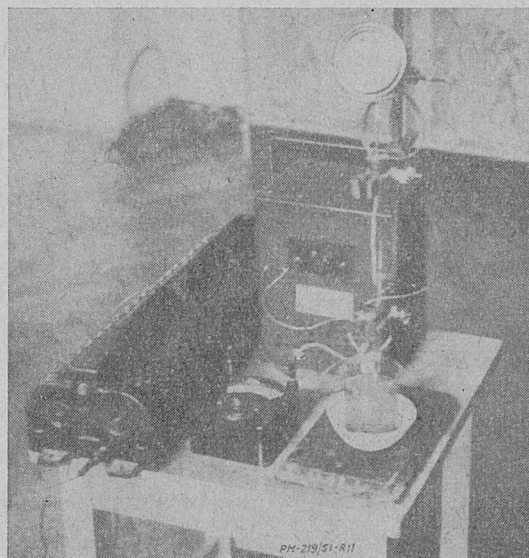
Rys. 10. Zależność między napięciem i anodową gęstością prądu dla próbek ze stali 18.8 o powierzchni 6,25 cm^2 przy odległości między elektrodami równej 3 cm i temp. 100°C.

Krzywa 1 odpowiada kwasowi fosforowemu o c. wł. 1,70, krzywa 2 — roztworowi 40% objętościowych tego kwasu w glicerynie o c. wł. 1,25. W każdym z tych roztworów napięcie rozkładu wynosi 1,3 V. Przewodnictwo mieszaniny kwasu fosforowego i gliceryny jest mniejsze niż czystego kwasu fosforowego co od razu wyjaśnia dodatni wpływ gliceryny. Naruszenie ciągłości krzywej 2 ma miejsce przy 2,6 V i 16 A/dm^2 co odpowiada krytycznej gęstości prądu, przy której zaczyna się proces polerowania. Poniżej tego punktu zachodzi normalne anodowe rozpuszczanie bez śladów polerowania.

W dalszym ciągu zajmiemy się krótko omówieniem elektrolitycznego polerowania stopów różnych metali.

4. Polerowanie elektrolityczne miedzi i jej stopów

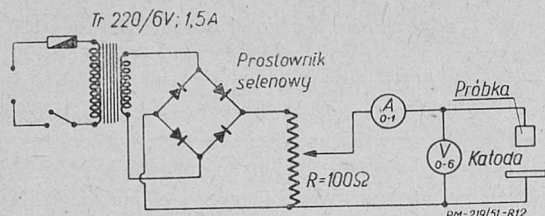
Do elektrolitycznego polerowania miedzi i jej stopów może służyć urządzenie, którego widok przedstawiony jest na rys. 11 a schemat na rys. 12. Sam proces można prowadzić w elektrolicie przygotowanym



Rys. 11. Widok ogólny aparatu do elektrolitycznego polerowania miedzi.

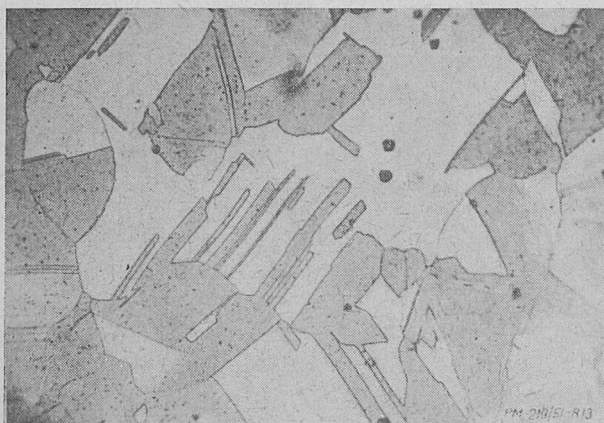
z kwasu fosforowego przez dodatek wody, alkoholu i gliceryny. Ustalono, że najlepsze wyniki zapewnia używanie elektrolitu przygotowanego z kwasu fosforowego o c. wł. 1,69 zawierającego w jednym litrze 1116 G H_3PO_4 , 150 G gliceryny i resztę alkoholu etylowego. Rolę katody spełnia płytka miedzi elektrolitycznej $\varnothing$ 55 mm grub. 2,5 mm. Optymalne napięcie waha się w granicach 1,2 ÷ 2V. Przed włożeniem próbki do elektrolizera obrabia się ją z normalną starannością przewidywaną w pracach metalograficznych na papierze 00000 lub 800 jakkolwiek można również polerować próbki obrobione na papierze 000. Okazało się jednak, że dokładniejsze wstępne obrobienie próbek na papierach ściernych skraca znacznie czas polerowania pozwalając uzyskać nadającą się do badań metalograficznych powierzchnię w czasie do 5 minut.

Najwięcej kłopotliwe jest polerowanie brązów a w szczególności brązów krzemowych. W b r a



Rys. 12. Schemat urządzenia do elektrolitycznego polerowania stopów miedzi.

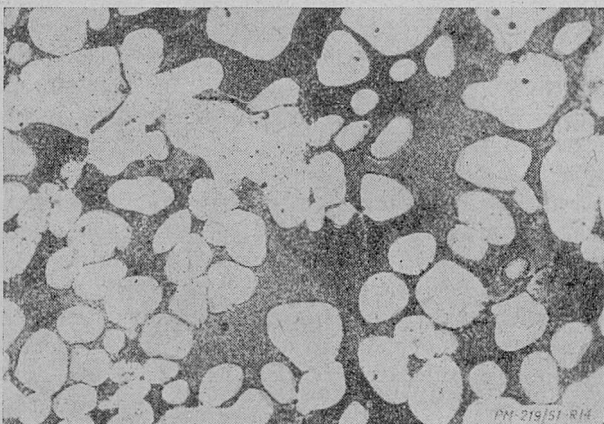
zach cynowych następuje bowiem bardzo szybkie wyjawienie struktury, a brązy krzemowe pokrywają się osadem nierozpuszczalnych produktów elektrolizy, tworzących ścisłą brunatną powłokę. Polerowanie elektrolityczne brązów krzemowych należy na razie uznać za zagadnienie otwarte. Rysunki 13, 14, 15 przedstawiają mikrofotografie miedzi elektrolitycznej, utlenionej miedzi hutniczej i brązu cynowego.



Rys. 13. Miedź elektrolityczna polerowana i trawiona elektrolitycznie. Pow. 500X.

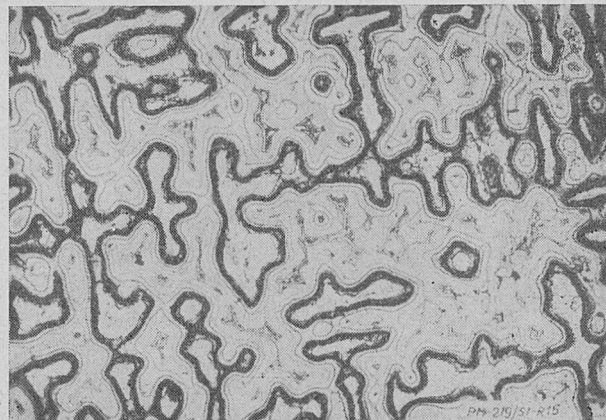
5. Polerowanie elektrolityczne aluminium i jego stopów

Do elektrolitycznego polerowania takich metali jak aluminium i jego stopy oraz niektóre stopy żelaza używano niedawno jedynie elektrolitów opracowanych przez P. A. Jacqueta, składających się z takich niebezpiecznych składników jak kwas nadchlorowy i bezwodnik kwasu octowego mieszanych ze sobą w róż-



Rys. 14. Miedź hutnicza, silnie utleniona, polerowana elektrolitycznie. Pow. 100X.

nym stosunku ilościowym niekiedy z niewielkim dodaniem wody lub alkoholu etylowego. Oczywiście elektrolitów takich nie można było stosować do masowych badań zarówno ze względu na możliwości wybuchu jak i na łatwość poparzenia się.



Rys. 15. Brąz cynowy polerowany i trawiony elektrolitycznie. Pow. 500X.

Elektrolit do elektrolitycznego polerowania aluminium podany w r. 1937 przez P. A. Jacqueta¹⁾ składał się z 20 cz. obj. kwasu nadchlorowego o c. wł. 1,48 i 70 cz. obj. bezwodnego kwasu octowego. Czas polerowania przy gęstości prądu $0,04 \div 0,08 \text{ A/cm}^2$ i napięciu $50 \div 100 \text{ V}$ wynosił około 15 min. Metoda ta wykazywała szereg niedogodności szczególnie ze względu na łatwą wybuchowość i wydzielanie przykrego zapachu.

Podobnym elektrolitem posługiwali się Lacombe i Beaujard¹⁰⁾ przy polerowaniu czystego aluminium. Obydwa te elektrolity w zastosowaniu do stopów aluminium wymagają nieco zmienionych warunków stosowania, umożliwiających jednakową prędkość rozpuszczania poszczególnych składników fazowych.

Podane wyżej niedogodności obydwu elektrolitów starali się usunąć A. de Sy i H. Haemers⁸⁾ zastępując kwas octowy alkoholem etylowym z dodatkiem eteru etylowego. Używany przez nich elektrolit składał się z 20 części obj. kwasu nadchlorowego o c. wł. 1,12 i 80 cz. obj. alkoholu etylowego zawierającego 3% eteru etylowego.

Stosowane napięcie wynosiło $110 \div 220 \text{ V}$. Bardzo charakterystyczne są tu wysokie gęstości prądu sięgające nawet $11,5 \text{ A/cm}^2$ co pozwoliło na znaczne skrócenie czasu polerowania. Wyniki badań podaje załączona tablica I.

W. Engelhardt i R. Neuf⁹⁾ sprawdzając wyniki otrzymane przez A. de Sy i H. Haemersa mogli używać podany przez nich czas polerowania jedynie w wypadku wstępnego bardzo dokładnego obrobienia próbek na papierze 0000. Obrobienie mniej dokładne z jednoczesnym przedłużeniem czasu polerowania prowadziło do powstawania na powierzchni polerowanej próbki głębokich reliefów. Udało się to usunąć drogą dodania do elektrolitu A. de Sy i Haemersa $1 \div 3 \text{ cm}^3$ kwasu azotowego na każde 100 cm^3 elektrolitu.

⁸⁾ A. de Sy i H. Haemers, „Revue de Metallurgie“, 1941, str. 122.

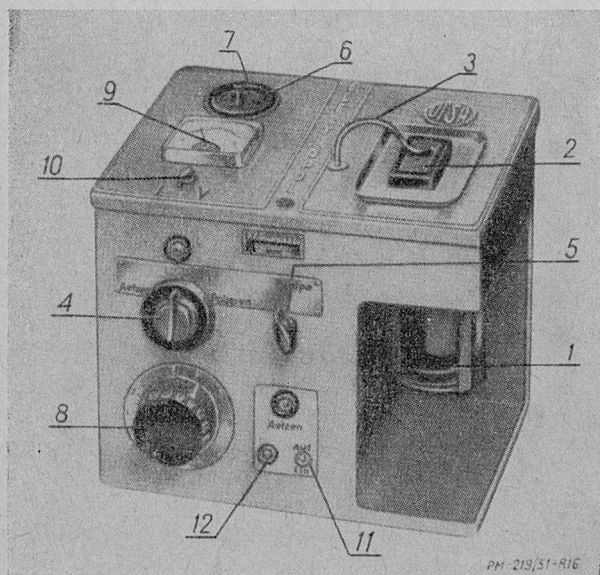
⁹⁾ W. Engelhardt und R. Neuf, „Zeitschr. f. Metallkunde“ 1938, str. 403, 404, 405.

TABLICA I

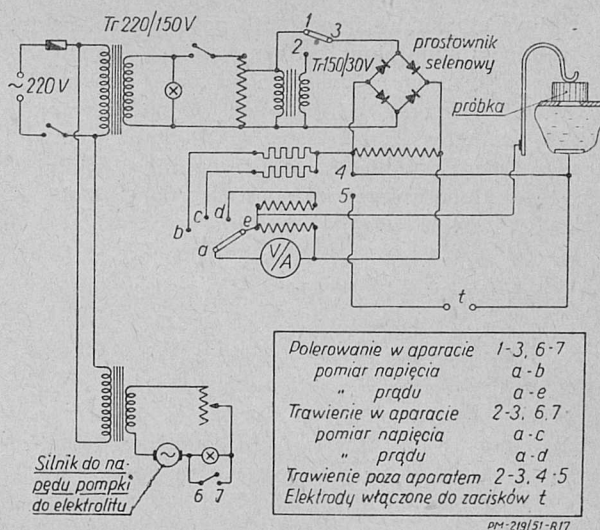
Stop	Gęstość prądu A/cm ²	Czas polerowania sek.	Uwagi
Al — Cu do 3,5% Cu	1 ÷ 2	20	CuAl ₂ ciemno zabarwiony
Al — Mn do 20% Mn	2 ÷ 3		MnAl, słabo szary
Al — Ni do 30% Ni	1 ÷ 2	20	
Al — Fe	3 ÷ 4		FeAl ₃ brązowy
Al — Ti	11,5	20	TiAl ₃ łatwe do wyodrębnienia
Al — Mg do 15% Mg	1 ÷ 2	10	
Al — Zn	1 ÷ 2		Zn ₃ Al ₂ łatwe do wyodrębnienia

W dalszym ciągu swych prac W. Engelhardt i R. Neuf zastosowali do elektrolitycznego polerowania aluminium i jego stopów elektrolit będący 3 ÷ 5% roztworem 60% kwasu nadchlorowego w alkoholu metylowym z dodatkiem 1,5 cm³ gotowego elektrolitu. Wypolerowanie próbki Al 99,5 uzyskiwali w wypadku wstępnego jej oszlifowania na papierze 00 w ciągu 45 sek. przy gęstości prądu ok. 2,1 A/cm². Stopy aluminium: Al-Mg, Al-Si, Al-Mn, Al-Ti, Al-Ni, Al-Fe, jak również Al-Mg-Zn, Al-Mg-Mn, Al-Mg-Si po oszlifowaniu na papierze 1 F polerowano w ciągu 45 sek. przy gęstości prądu 2,1 A/cm² uzyskując całkowicie wolną od rys powierzchnię.

Przeprowadzone badania oraz stałe dążenie do możliwie największego usprawnienia prac laboratoryjnych doprowadziły do skonstruowania szeregu typów aparatów do elektrolitycznego polerowania próbek metalograficznych. Jeden z takich aparatów przedstawiony jest na rys. 16, a jego schemat — na rys. 17.



Rys. 16. Widok ogólny aparatu do elektrolitycznego polerowania stopów aluminium i żelaza; 1 — zbiornik szklany, 2 — płyta dziurkowana 3 — dźwignia do mocowania próbki, 4 — wyłącznik główny, 5 — dźwignia pompy, 6 — przelącznik, 7 — przycisk rozruchowy, 8 — regulacja gęstości prądu, 9 — woltomierz i amperomierz, 10 — wyłącznik do poz. 9, 11 — wyłącznik do trawienia, 12 — kontakt dla dodatkowego przyrządu do trawienia.



Rys. 17. Schemat aparatu do elektrolitycznego polerowania stopów aluminium i żelaza.

Aparat ten jest zasilany prądem z sieci prądu zmiennego 220 V transformowanym następnie do 150V i prostowanym przy pomocy suchego prostownika. Elektrolit mieści się w szklanym zbiorniku pojemności ok. 0,5 l skąd doprowadzany jest do próbki przy pomocy pompki odśrodkowej poruszanej silnikiem elektrycznym o regulowanej ilości obrotów. Krążenie elektrolitu usuwa wpływ baniek gazowych i grzania się elektrolitu. Aparat zaopatrzony jest w 1 litr standardowego elektrolitu o następującym składzie chemicznym: alkohol etylowy 95% — 350 cm³, kwas nadchlorowy c. wł. 1,20 — 100 cm³, 2 — butoxyethanol — 50 cm³. Elektrolit ten jest jednak w przypadku zużycia trudny do uzupełnienia w krajowych warunkach ze względu na duże trudności nabycia 2-butoxyethanolu.

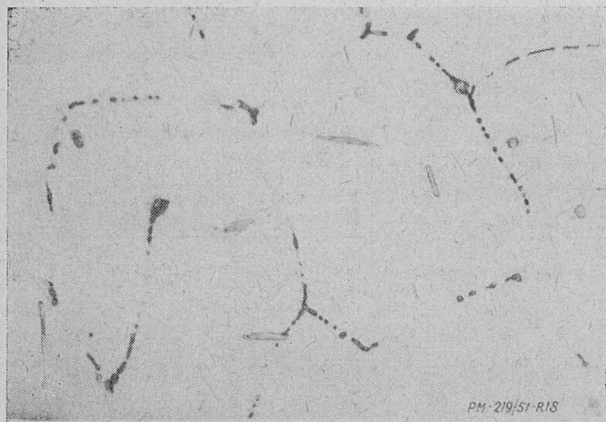
Okazało się jednak, że równie dobre wyniki zapewnia stosowanie zmodyfikowanego elektrolitu W. Engelhardta i R. Neufa po wprowadzeniu do niego dodatkowo 3 cm³ kwasu fosforowego c. wł. 1,69 na każde 100 cm³ tego elektrolitu oraz około 10% gliceryny.

Polerowanie obrobionej na papierze 00 próbki czystego aluminium przy pomocy obydwu podanych elektrolitów trwa ok. 35 sek. przy gęstości prądu ok. 1,5 A/cm². Otrzymana powierzchnia jest idealnie gładka i posiada zwierciadlany połysk. Obniżenie w ciągu 3 ostatnich sekund polerowania gęstości prądu do ok. 0,5 A/cm² powoduje wytrawienie wtrąceń. Rys. 18 przedstawia mikrofotografię czystego aluminium polerowanego elektrolitycznie.

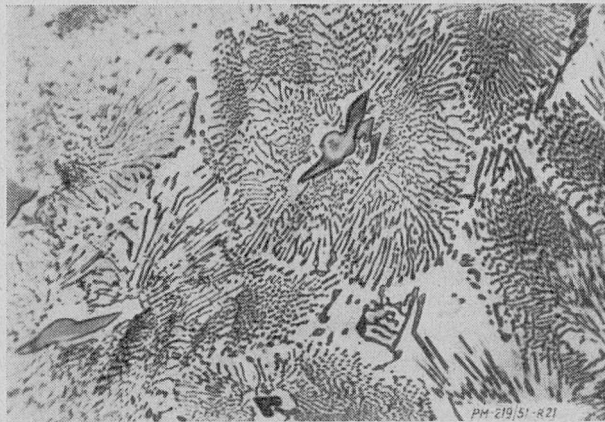
Polerowanie stopów aluminium jest nieco trudniejsze ze względu na występowanie w tym przypadku różnego rodzaju faz i związków międzymetalicznych, wywołujących w przypadku długiego trwania elektrolizy możliwości powstawania głębokich reliefów i wżer. Aby tego uniknąć należy proces polerowania prowadzić krótko przy dużej gęstości prądu, a powierzchnia przeznaczona do polerowania powinna być przygotowana możliwie najstaranniej na papierze 00000 lub nawet 000000. Ogólnie można powiedzieć, że polerowanie stopów aluminium w zmodyfikowanym elektrolicie W. Engelhardta i R. Neufa przebiega najlepiej przy zachowaniu gęstości prądu 1,3 — 1,5 A/cm².

Najwięcej trudności nastręcza polerowanie elektro-przygotować nadzwyczaj starannie włączając do tego lityczne stopów aluminium z krzemem. Jest to spowodowane gwałtownym rozpuszczaniem przez elektrolit fazy bogatej w krzem co prowadzi do powstawania głębokich reliefów zniekształcających obraz mikro-struktury. Celem uniknięcia lub przynajmniej zmniejszenia tego kłopotliwego zjawiska próbkę należy

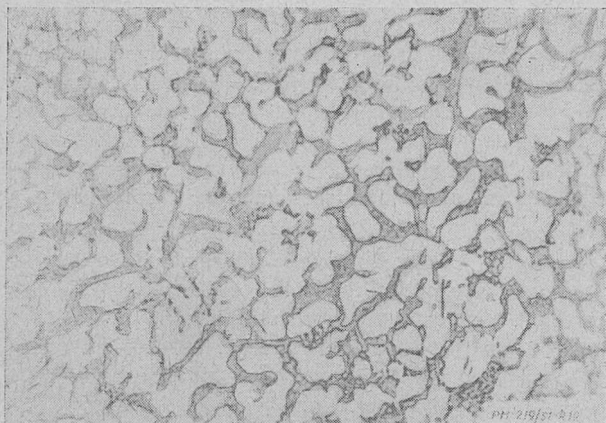
często nawet lekkie przepolerowanie na tlenku glinu nr 1. Elektrolizę prowadzi się w ciągu 2 — 4 sek. przy gęstości prądu około 1 A/cm². W wyniku następuje wprawdzie usunięcie wszelkich rys, ale nie zabezpiecza się przed gwałtownym atakowaniem fazy bogatej w krzem, co prowadzi do silnego wytrawienia struk-



Rys. 18. Aluminium czyste polerowane elektrolitycznie. Pow. 500×.



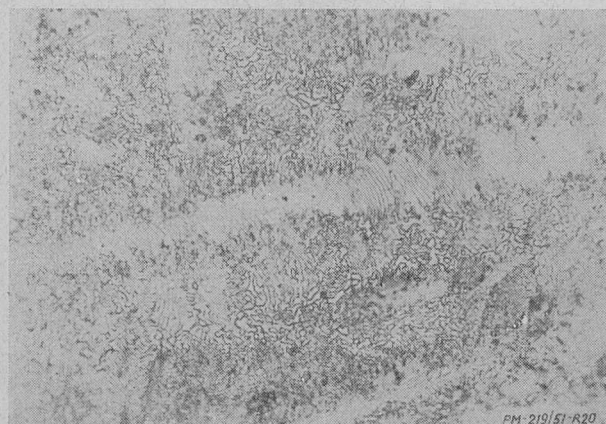
Rys. 21. Stop aluminium-nikiel polerowany i trawiony elektrolitycznie. Pow. 500×.



Rys. 19. Stop aluminium-magnez polerowany i trawiony elektrolitycznie. Pow. 500×.



Rys. 22. Wieloskładnikowy stop aluminium polerowany i trawiony elektrolitycznie. Pow. 500×.



Rys. 20. Stop aluminium-miedź polerowany i trawiony elektrolitycznie. Pow. 500×.



Rys. 23. Staliwo węglowe polerowane i trawione elektrolitycznie. Pow. 500×.

tury. Rys. 19, 20, 21, 22 przedstawiają mikrofotografie kilku stopów aluminiowych polerowanych i trawionych elektrolitycznie.

6. Elektrolityczne polerowanie stopów żelaza

Elektrolityczne polerowanie stopów żelaza nie należy do zasadniczo większych trudności niż polerowanie stopów aluminium. Stosunkowo najtrudniej poddają się polerowaniu stale węglowe. Jest to spowodowane silnym wytrawianiem podczas elektrolizy miejsc leżących w bezpośrednim sąsiedztwie wtrąceń niemetalicznych. W przypadku pozostania na zglądzie rys ze szlifowania należy przeprowadzić powtórne polerowanie. Dłuższe, w sposób ciągły, prowadzenie elektrolizy bez okresowego wyjmowania, płukania i suszenia prowadzi zazwyczaj do przetrwania powierzchni.

Elektrolitów do polerowania stali węglowych opracowano bardzo wiele, ale tylko niektóre spośród nich okazały się praktycznymi w użyciu.

W. C. Elmore stosował do elektrolitycznego polerowania stali węglowych wodny roztwór kwasu fosforowego o zawartości H_3PO_4 ok. 600 g w 1 litrze roztworu.

P. A. Jacquet i P. Roquet¹⁰⁾ posługiwali się elektrolitami opartymi na bazie kwasu nadchlorowego i octowego zawierającymi 185 cm³ kwasu nadchlorowego o c. wł. 1,61, 765 cm³ bezwodnego kwasu octowego i 50 cm³ wody. Czas polerowania przy napięciu ok. 50 V i gęstości prądu 4 — 6 A/dm² wynosił 4 do 5 minut.

A. de Sy i H. Haemers stosowali do polerowania stali węglowych o zawartości do 0,5% węgla elektrolit opisany przy polerowaniu elektrolitycznym aluminium. Czas polerowania przy napięciu ponad 110 V i gęstości prądu 2 — 5 A/cm² wynosił 10 — 15 sek. Tą samą metodą posługiwali się H. J. Decker, A. P. Krijff i J. M. Plunt¹¹⁾.

W. J. Łajnier uzyskał dobre wyniki przy polerowaniu elektrolitycznym stali niskowęglowych, stosując elektrolit zawierający 10 i 15 CrO₃ w 100 cm³ roztworu. Gęstość prądu wynosiła 0,75 A/cm². Również bardzo dobre wyniki uzyskano przy polerowaniu stali węglowych w aparacie opisanym w rozdziale dotyczącym polerowania elektrolitycznego aluminium i jego stopów stosując również opisany wyżej zmodyfikowany elektrolit Engelhardta i Neufa.

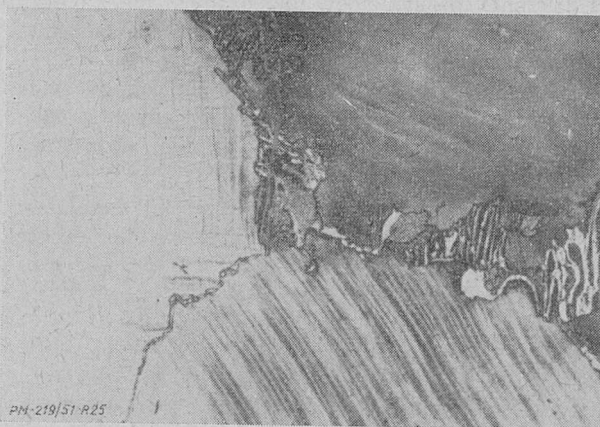
Polerowanie prowadzono na próbkach oszlifowanych na papierze 0000 przy gęstości prądu 1,2 A/cm² w ciągu 10 sek. Następnie trawiono próbkę w tym samym elektrolicie przy gęstości prądu ok. 0,1 A/cm² przez czas ok. 2 sek. Wypolerowany i wytrawiony zgląd stali węglowej o zawartości ok. 0,4% C przedstawia rys. 23.

Bardzo dobre wyniki uzyskuje się również przy polerowaniu w tym samym elektrolicie staliwa Hadfielda

da. Próbkę staliwa Hadfielda przygotowuje się na papierze 0000. Elektrolizę prowadzi się przy gęstości prądu 1,5 A/cm² w ciągu 10 sek. co powoduje wypolerowanie zglądu przy jednoczesnym pokryciu go brązowym nalotem. Nalot ten daje się usunąć w ciągu kilku sekund w 10% roztworze kwasu azotowego. Mikrostruktura występuje przy wytrawieniu zglądu w tym samym elektrolicie przy gęstości prądu 0,1 — 0,12 A/cm² w ciągu 2 — 5 sek. Mikrofotografie wypolerowanych i wytrawionych elektrolitycznie próbek staliwa Hadfielda przedstawiają rys. 24 i 25.



Rys. 24. Staliwo Hadfielda polerowane i trawione elektrolitycznie. Pow. 100×



Rys. 25. Staliwo Hadfielda polerowane i trawione elektrolitycznie. Pow. 500×

7. Zakończenie

Elektrolityczne przygotowanie próbek do badania metalograficznego jest stosunkowo prostą i bardzo szybką metodą, dającą możliwość badania rzeczywistej, nieskażonej polerowaniem mechanicznym struktury metalu. Daje się to zwłaszcza odczuć w przypadku przeprowadzania badań nad metalami o niewielkiej twardości. Zalety elektrolitycznego przygotowania próbek przemawiają za wprowadzeniem tej metody w szerszym zakresie w laboratoriach krajowych.

¹⁰⁾ P. A. Jacquet i P. Roquet, Comptes Rendus, 1939, str. 1012; The Metallurgist, Suppl. to the Engineer, 1939, str. 39
¹¹⁾ H. C. J. de Decker, A. P. Krijff i J. M. Plunt, Sheet Metal Industries, Vol. 24, 11, 1947, str. 2235

Stan rozwoju konstrukcji silnika spalinowego wielkiej mocy

Prof. inż. ZDZISŁAW RYTEL

Artykuł omawia stan obecny rozwoju konstrukcji silników spalinowych, a w szczególności wysokoprężnych; jak wynika z rozważań, rozwój w dziedzinie silników trakcyjnych jest bardzo silny, natomiast konstrukcje silników na paliwo gazowe raczej ustabilizowały się. W zakresie silników wysokoprężnych wielkiej mocy znamienym jest coraz większy rozwój silnika okrętowego, który w tej odmianie coraz częściej staje się główną jednostką napędową. Zagadnienie to staje się problemem konstrukcyjnym aktualnym również w Polsce.

W odmianach silnika spalinowego na ogół wyraźnie zarysowuje się podział na typy *stacyjne* i *trakcyjne*; do pierwszych zaliczamy zwykle jednostki ustawione na fundamentach, o stosunkowo wysokim ciężarze jednostkowym tj. ciężarze odniesionym do jednostki mocy użytecznej (efektywnej), do drugich — cały szereg odmian, służących do napędu samochodów, autobusów, ciągników i innych zmotoryzowanych pojazdów drogowych i szynowych. Silnik charakteru trakcyjnego jest również jednostką napędową w ruchomym sprzęcie gospodarskim, rolniczym, budowlanym itp.

Jeszcze jedną charakterystyczną cechą, która pozwala oceniać przynależność do jednej bądź drugiej grupy silników jest tzw. *szybkobieżność silnika*, cecha dotychczas dość swobodnie przez różnych autorów określana. W silnikach trakcyjnych, które z zasady będą należały do szybkobieżnych, stopień szybkobieżności najdogodniej określać przez liczbę obrotów wału korbowego silnika, chociażby ze względu na konstrukcję i działanie mechanizmów napędzanych przez silnik. Dolna granica w tym przypadku, zależnie od konstrukcji i przeznaczenia silnika będzie znajdowała się w granicach 800÷1000 obr/min, górna — o ile pominąć jednostki wyczynowe a przyjąć pod uwagę jedynie produkowane w skali przemysłowej — na ogół wyjątkowo tylko przekracza 6000 obr/min.

W silnikach stacyjnych coraz częściej natomiast przyjmuje się za miarodajne oceniać szybkobieżność silnika według wielkości *średniej prędkości tłoka*

$$c_s = \frac{n \cdot s}{30} \text{ m/sek,}$$

gdzie: s — skok tłoka w m, n — liczba obrotów na min.

Norma GOST 4393-48 przewiduje klasyfikację silników w tym znaczeniu, tylko na dwie grupy, tj. na silniki wolno- i szybkobieżne, przy czym do pierwszej będą należały te, których $c_s < 6,5$ m/sek, do drugiej — $c_s > 6,5$. Inne prace, jak np. W. A. Wanszejdt'a — „Teoria okrętowych silników spalinowych”¹⁾ wprowadzają podział na trzy grupy, a mianowicie:

silniki wolnobieżne	— $c_s = 4 \div 6$ m/sek
„ średnibieżne	— $c_s = 6 \div 9$ „
„ szybkobieżne	— $c_s = 9 \div 12$ „

Podział ten dotyczy silników większej mocy, a przede wszystkim silników wysokoprężnych.

Ustalenie średniej prędkości tłokowej na odpowiednim poziomie jest bezwarunkowo bardzo ważnym czynnikiem trwałości silnika, toteż — konstrukcje przeznaczone dla nieprzerwanej praktycznej pracy, z obciążeniem bliskim granicznym możliwościom silnika, będą z zasady należały do wolnobieżnych, a ich średnia prędkość tłokowa będzie utrzymywała się poniżej 6÷6,5 m/sek.

Tak dokonany podział silników spalinowych na dwie zasadnicze grupy, na — stacyjne, wolnobieżne i trakcyjne — o mniejszym lub większym stopniu szybkobieżności, pozwoli przeprowadzić analizę konstrukcyjnego rozwoju obu wymienionych typów.

Trakcyjna odmiana silnika spalinowego nadal znajduje się w pełni rozwoju konstrukcyjnego; stale rozszerza się zakres zastosowań, mnożą się adaptacje, ukazują się ciągle nowe i oryginalne rozwiązania konstrukcyjne. Od dziesiątka lat nastąpił podział zakresów zastosowań, który stał się obecnie powszechny; samochodowa trakcja osobowa została nieomal, bez wyjątku zaspokojona przez silnik na paliwo lekkie z zapłonem iskrowym, w którym paliwo doprowadzane jest w przeważnej mierze przez rozpylenie i częściowo odparowanie w gaźniku, a tylko w wyjątkowych przypadkach — przez wtrysk. Wykorzystanie paliwa w postaci gazu w samochodach osobowych, należy zaliczyć do wyjątków. Trakcja samochodowa ciężarowa już od ładowności 2÷3 ton ogromnie szeroki zakres odmian zbliżonych posiada na ogół napęd silnikowy — wysokoprężny; na tym odcinku ewolucja jest bardzo znamienna, przy czym doświadczenia ostatniej wojny wydatnie przyczyniły się do jej pogłębienia.

Istnieją jedynie znaczne różnice poglądów co do rozwiązywania napędu ciągników rolniczych. O ile w krajach europejskich, pomijając ciągniki małych mocy ≤ 15 KM, do napędu używa się wyłącznie silnik wysokoprężny, przemysł brytyjski i amerykański nadal opiera pracę ciągnika na silniku z zapłonem iskrowym, a jedynie wielkie jednostki zaopatruje w silnik wysokoprężny.

W rozważaniach celowo pomijam tłokowy silnik lotniczy; przyjął on w swym biegu rozwojowym całkiem odrębną postać konstrukcyjną, a nadto obecnie skutecznie zostaje wypierany przez silnik spalinowy — beztłokowy.

Silnik spalinowy stacyjny posiada cechy rozwojowe odmienne, nie produkowany nigdy w wielkich seriach nie miał danych sprzyjających jego technicznemu doskonaleniu i na pewnych odcinkach

1) Wyd. Sudprom. z 1950 r., str. 190

rozwój jego, osiągnąwszy pozorną doskonałość zatrzymał się na określonym poziomie. Dotyczy to przeważnie silników na paliwo gazowe, a w szczególności na gazy odpadkowe, jak np. gaz wielkopieczowy. Konstrukcje tego typu przeszły na przełomie bieżącego stulecia swój wielki okres rozwojowy kiedy powstały jednostki wielkiej mocy, rozwijające po kilka tysięcy KM w jednym zespole i stanowiące człony organicznie związane z biegiem huty. W tym zakresie konstrukcja tych silników oparta jest o dawne wzory. Zresztą można sądzić, że zadania, jakie dotychczas spełniał ten rodzaj silnika, z korzystniejszym wynikiem i przy użyciu mniejszych środków nakładowych, podjęte mogą być przez turbinę spalinową.

Silnik stacyjny na paliwo ciekłe, obecnie wyłącznie budowany jako wysokoprężny, posiada określony tradycyjny zakres wykorzystywania, który w skrócie można ująć następująco:

1. **Jednostki małej i średniej mocy**, od kilkunastu do paruset KM, służące dla celów gospodarczych, napędu pomp, sprężarek, prądnic bądź dla miejscowego zapotrzebowania energii mechanicznej mniejszych warsztatów lub zakładów przemysłowych średniej wielkości. Silnik tej wielkości ma również zastosowanie i w zakładach, opartych na doprowadzanej z zewnątrz energii, może bowiem stanowić jednostkę rezerwową.

Charakterystyczną cechą tego typu jest wolnobieżność, zniżająca się nieraz do $c_s = 3$ m/sek, a nie przekraczająca na ogół 5 m/sek; prowadzi to w rezultacie do znacznego ciężaru silnika, którego ciężar jednostkowy zwykle wynosi powyżej 100 kG/KMe. Na tej drodze osiągnięta została wysoka trwałość silnika, nawet przy użyciu przeciętnych materiałów konstrukcyjnych. Norma GOST 4393-48 dla tego typu przewiduje wyższą nieco prędkość średnią, $c_s \leq 6,5$ m/sek i tym samym ogranicza ciężar jednostkowy do 55 kG/KMe, wprowadzając ponadto pewne stopniowanie w dół zależnie od konstrukcyjnego rozwiązania; oczywiście zalecenia tego rodzaju muszą iść w parze z odpowiednim jakościowym doбором materiałów konstrukcyjnych, aby trwałość silnika była utrzymana na żądanym poziomie.

2. **Jednostki wielkiej mocy** (powyżej 1000 KM) uważane w swoim czasie jako konstrukcje najbardziej przystosowane do pracy w zespołach w wielkich elektrowniach miejskich bądź siłowniach zakładów, zużywających znaczne ilości energii elektrycznej. Pojedyncze silniki tego typu występują nieraz i w siłowniach opartych na parze, jako jednostki służące dla pokrywania obciążeń szczytowych.

Silniki są wolnobieżne; przeciętnie średnia prędkość $c_s = 6$ m/sek, zaś ciężar jednostkowy w jednostkach dawniejszego wykonania rzadko bywa mniejszy od 100 kG/KMe.

3. **Silniki okrętowe**, przy czym pod tą nazwą należy rozumieć całą rozpiętość odmian małej, średniej i wielkiej mocy; konstrukcja tych jednostek w początkowym okresie rozwojowym nie różniła się niczym od silników typu stacyjnego poza koniecznymi adaptacjami, narzuconymi specyficznymi warunkami pracy. Dalszy rozwój silnika okrętowego, szczególnie

od chwili wprowadzenia silnika nawrotnego, poszedł niezależną drogą a wreszcie, dzięki szybkiemu procesowi doskonalenia się, stał się w wielu przypadkach wzorem i dla pierwowzoru stacyjnego.

Silnik okrętowy wielkiej mocy jest silnikiem wolnobieżnym, średnia prędkość łokowa przeciętnie utrzymuje się w granicach 5÷6 m/sek. W tych warunkach staje się jednocześnie możliwe bezpośrednie połączenie silnika ze śrubą okrętową.

Wymieniony wyżej podział stracił wiele na aktualności, szczególnie w zakresie silników małej i średniej mocy.

Wobec coraz większych postępów elektryfikacji i dostępności energii elektrycznej, silnik spalinowy typu wolnobieżnego ustawiany na fundamencie jest stopniowo wypierany przez silnik elektryczny, który pod względem dogodności użytkowania jest bezsprzecznie korzystniejszy. W tych przypadkach natomiast, gdy niezależne źródło energii jest konieczne silnik taki jest zwykle zastąpiony przez odmiany bardziej szybkobieżne, zbudowane najczęściej na elementach odwzorowanych z silników trakcyjnych. Dzięki małemu ich ciężarowi jednostkowemu (norma GOST 4398-48 określa dla silników tej odmiany ciężar jednostkowy w granicach 12÷18 kG/KMe zależnie od wielkości silnika i konstrukcyjnego rozwiązania) można je budować nawet jako przenośne bądź przewoźne w jednostkach o mniejszej mocy, nie wymagających stałych fundamentów. Średnia prędkość łokowa może dochodzić do $c_s \leq 10$ m/sek.

Zwarta konstrukcja silnika zwykle jednokadłubowa, wyrównawczony bieg w układach wielocylindrowych oraz wysoki pojemnościowy wskaźnik mocy w KM/l, pozwalają tworzyć poważne jednostki o mocy do kilkuset KM, posiadające i mały gabaryt i nieznaczny ciężar, instalowane często jako rezerwowe siłownie, nawet w przypadkach normalnego wykorzystywania energii doprowadzanej z zewnątrz. Ta możliwość uniezależnienia się od ewentualnych przerw w dostawie prądu zabezpiecza nieprzerwany tok pracy, warunek nieodzowny np. w szpitalach. Silniki tego typu nie wymagają nawet specjalnych budynków, bowiem dają się dogodnie ustawiać w pomieszczeniach suterynowych a jedynie instalacja chłodzenia wymaga dodatkowych zresztą niewielkich urządzeń.

Silnik spalinowy wielkiej mocy, jako jednostka napędowa, został wprowadzony do central energetycznych raczej w ograniczonym wymiarze, mimo, że posiada najwyższą sprawność ze wszystkich używanych w skali przemysłowej instalacji, przetwarzających energię cieplną na mechaniczną; posiada on ponadto i inne cechy sprzyjające jego użyciu szczególnie w ośrodkach miejskich. Eksploatacja silnika spalinowego nie wymaga magazynowania i przewozu tak wielkich ilości paliwa, jak to ma miejsce w siłowniach opartych na węglu kamiennym. Spaliny silnika, pozbawione dymu nie zanieczyszczają otoczenia, usuwanie wielkich ilości popiołu i żużla staje się zbędne, ponadto odpada operowanie ogromnymi ilościami wody, które nieodzowne są przy obiegu kondensacyjnym.

Siłownia oparta na zespole — najczęściej tej samej wielkości i tego samego typu — silników spalinowych jest ogromnie elastyczna i łatwo przystosowuje się do

zmiennego zapotrzebowania energii, dzięki temu, że dla uruchomienia i doprowadzenia silnika do pełnego obciążenia wystarcza zwykle okres kilku minut.

Mimo tych dodatnich stron silnika wysokoprężnego cały szereg głębszych przyczyn, a przede wszystkim ograniczone rezerwy paliwa ciekłego i wyższy koszt względny paliwa (odniesiony np. do 1000 kcal wartości opałowej) spowodowały, że siłownie oparte na silniku wysokoprężnym głównie powstały w krajach obfitujących w bogate naturalne źródła paliwa ciekłego, zaś w innych przypadkach tylko specyficzne miejscowe warunki mogły skłonić do instalowania większej ilości stacyjnych silników wielkiej mocy. Charakterystycznym przykładem służyć może rozbudowa siłowni o ogólnej mocy 30 000 KW w chilijskiej kopalni salety, gdzie na skutek braku wody (1500 m ponad poziom morza) i zasolenia miejscowych skąpych źródeł, nawet do chłodzenia silników należało wprowadzić system pośredni.

Rozbudowa państwowych sieci energetycznych, coraz większa eksploatacja energii wód, włączenie do sieci zakładów energetycznych, opartych na wykorzystaniu energii odpadkowej, którą często te zakłady dla własnych potrzeb nie są w stanie spożytkować, spowodowały, że zmniejszyła się wybitnie konieczność instalowania w poszczególnych siłowniach jednostek rezerwowych, dla pokrywania obciążeń szczytowych.

W krańcowo odmiennym położeniu znalazł się okrętowy silnik wysokoprężny wielkiej mocy. Jego dodatnie cechy: mniejszy ciężar całej instalacji silnikowej, znacznie mniejsze zapotrzebowanie przez nią wolnej przestrzeni, uproszczona obsługa i łatwość w regulacji silnika, o wiele mniejszy ciężar paliwa — przy zachowaniu przez okręt samego promienia działania — oraz prostota i szybkość załadunku paliwa — dawno zwróciły uwagę konstruktorów okrętów i armatorów na wielkie możliwości eksploatacyjne, jakie daje silnik wysokoprężny. Jak zwykle w zagadnieniach transportu względny koszt paliwa nie stanowił rozstrzygającego miernika.

Ciekawe światło na rozpowszechnienie się napędu spalinowego w żegludze morskiej rzuca książka W. A. Biełoborodowa pt. „Współczesne silniki okrętowe i instalacje napędowe“, która ukazała się na półkach księgarskich przed paroma miesiącami; przytaczam z niej kilka interesujących danych i zestawień (Tablice I i II).

TABLICA I. Okrętowe instalacje napędowe we flocie światowej odniesione w % do tonażu okrętów

Instalacja napędowa	1924	1928	1932	1936	1946
Tłokowe silniki parowe	84	78	72	67	62
Turbiny parowe	12	13	14	14	14
Silniki spalinowe	4	9	14	19	24

Tablica I wykazuje jak szybko wzrastał stan ilościowy motorowców tj. okrętów napędzanych silnikami spalinowymi i to w okresie wyraźnego zastoju przemysłowego.

Jeszcze bardziej charakterystyczną jest dążność „motoryzowania“ floty przy jej renowacji po stratach, jakie kraje europejskie poniosły w czasie wojny.

Uzupełniając dane tablicy II, autor dodaje, że wymienione tam ilości dla Szwecji, Danii i Holandii stanowią około 95% zamówień, zaś dla Anglii — 60%.

Motoryzowanie żeglugi, specjalnie dla krajów skandynawskich przyjęło znaczne rozmiary jeszcze przed rokiem 1939; tonaż floty z napędem spalinowym przed wybuchem wojny światowej wynosił: w Szwecji — 46,6%, w Norwegii — 62,2%, w Danii — 52,2%.

TABLICA II. Motorowce o tonażu > 2000 t zamówione przez kraje Europy w latach 1947 ÷ 1948

Kraj	Liczba okrętów	Tonaż $\times 10^3$
Anglia	254	2277
Szwecja	173	1576
Francja	53	405
Holandia	44	383
Dania	59	343
Włochy	35	230
Belgia	25	201
Norwegia	31	128
Hiszpania	25	208
Razem	969 jedn.	5751.10 ³ t

Do konstrukcji silnika okrętowego wprowadzone zostały analogiczne rozwiązania jak w silnikach stacyjnych, a więc mamy do czynienia z obiegiem czterobądź dwusuwowym, budową mechanizmu korbowego z wozikiem bądź — bez oraz z jednostronnym lub obustronnym działaniem na tłok. W silnikach jednostronnego działania olejowe lub wodne chłodzenie tłoka obowiązuje przy średnicy cylindra powyżej 400 mm; dla średnic cylindra powyżej 600 mm — stosuje się wyłącznie konstrukcje wozikową. Dla jednostek wielkiej mocy największe rozpowszechnienie uzyskał silnik dwusuwowy, jednostronnego działania o konstrukcji wozikowej. Potwierdzeniem służy tablica III — zbudowana na danych zawartych w książce Biełoborodowa.

TABLICA III. Typy silników okrętowych, sprzętu morskiego znajdującego się w budowie w latach 1947 ÷ 1948

Silniki	Śruby okrętów	Ogólna moc KMe
Czterosuwowe jednostr. działania	28	105.10 ³
Dwusuwowe jedn. dział. przelot. ¹⁾	380	1920 „
Dwusuwowe jedn. działania	162	680 „
Dwusuwowe obustronnego działania	91	670 „
Razem	661	3375.10 ³ KMe
1) Grupa ta obejmuje również silniki z tłokami przeciwbieżnymi		

Aczkolwiek silniki czterosuwowe stanowią liczebnie w budownictwie okrętowym najniższą pozycję, nadal się jednak utrzymują w pewnym zakresie; przez doładowanie można uzyskać znacznie wyższą moc jednostkową zaś przedmuch tak skutecznie obniża temperaturę zaworów i tłoka, że chłodzenie obiegowe tłoka może być stosowane dopiero dla średnic cylindra powyżej 500 mm.

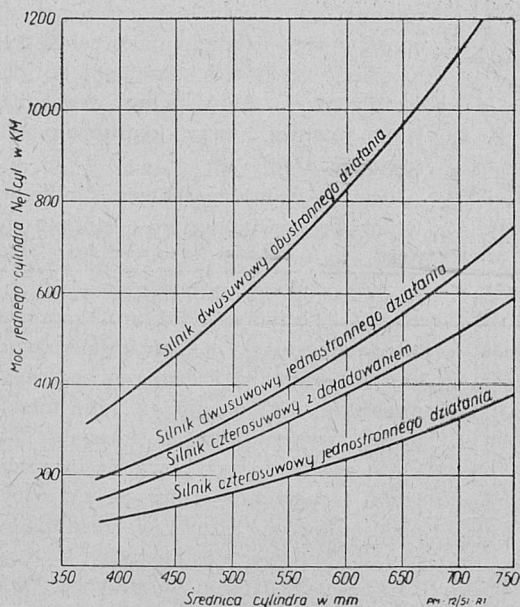
Na podstawie statystyki można dla stosowanych odmian konstrukcyjnych ustalić następujące średnie wskaźniki c_s i p_c :

Silnik	p_c kg/cm ²	c_s m/sek
Czterosuwowy, jedn. działania	5,0 ÷ 5,5	4,5 ÷ 5,8
„ „ z doładów	7,0 ÷ 7,8	5,0 ÷ 6,0
Dwusuwowy jedn. działania	4,8 ÷ 5,6	5,0 ÷ 5,8
„ „ przelotowy	5,2 ÷ 5,8	4,8 ÷ 5,5
„ „ obustr. działania	4,3 ÷ 5,3	4,25 ÷ 5,1

Podane wielkości mogą być przekraczane, lecz częściej są obniżane, bowiem w ten sposób przyznaje się silnikom większe możliwości przeciążania; ta zdolność dla silników okrętowych jest szczególnie ważna z uwagi na zmienne okoliczności pracy, które mogą postawić specjalnie trudne zadania instalacji napędowej.

Wobec bez mała seryjnej produkcji silników okrętowych zakłady specjalizujące się w ich budowie ograniczyły liczbę odmian wielkości elementów konstrukcyjnych i przyjęły, szczególnie w zakresie średnic cylindrów, określony dobór wymiarów; ułatwiło i przyspieszyło to znacznie wytwarzanie a następnie i udogodniło obsługę, ponieważ wiele elementów samoczynnie zostało znormalizowanych. Zapotrzebowanie mocy silników jest ściśle związane z typem okrętu, więc o wielkości silnika decyduje w tym przypadku odpowiednio dobrana liczba cylindrów, która może przyjmować kolejne wartości cyfrowe od 5 do 12 włącznie. Idąc po tej linii norma GOST 4393-48 zaleca uporządkowany dobór średnic cylindrowych, który w zakresie nas interesującym tworzy szereg liczb: 400, 430, 470, 500, 530, 560, 600, 650, 700 mm oraz przypisuje określone moce, przypadające na jeden cylinder, odpowiednim wielkościom podstawowym.

Ponieważ dla danych odmian można z góry ustalić wielkości c_s i p_e skojarzenie mocy przypadającej na cylinder z jego średnicą daje się obliczyć z podstawowych zależności.

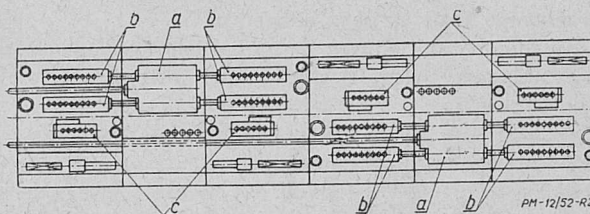


Rys. 1. Moce typowych odmian silników okrętowych, przypadające na jeden cylinder w zależności od średnicy cylindra.

Wykres rys. 1 ilustruje ten związek dla 5 typowych odmian; podane wielkości są orientacyjne, jednak dość ściśle odtwarzają moce istniejących silników. Można przekroczyć podane charakterystyki i uzyskać wyższą moc z cylindra przy danej średnicy jednak będzie to zawsze połączone z większym obciążeniem cieplnym silnika i ze zmniejszeniem możliwości jego przeciążania. Przyjmuje się, że silnik powinien przenosić trwałe przeciążenie w granicach do 10% mocy użytecznej — nominalnej, zaś przeciążenie 25% w okresie 2 godzin nieprzerwanej pracy, przy czym dopuszczalne jest je-

dynie określone przekroczenie gwarantowanego jednostkowego zużycia paliwa.

Przy zastosowaniu tego wykresu do silników przelotowych z tłokami przeciwbieżnymi¹⁾ należy korzystać z krzywej dla silników obustronnego działania.



Rys. 2. Układ zespołu silników napędowych okrętu: a — przekładnia zębata ze sprzęgłami hydraulicznymi, b — silnik napędowy, c — silnik pomocniczy napędzający dmuchawę.

Zainstalowana moc silników na okręcie zależy od wielkości okrętu a przede wszystkim od jego prędkości, toteż statki handlowe rzadko kiedy rozwijają prędkość wyższą ponad 14÷16 węzłów, bowiem przy prędkościach wyższych moc napędowa silników ogromnie wzrasta. W tych warunkach daje się jeszcze rozwiązać bezpośrednio napęd silnikiem wolnobieżnym wielkiej mocy, który, podkreślić należy, stanowi zawsze wielki ciężar i wymaga obszernej przestrzeni zabudowy. W razie konieczności instalowania wyższych mocy stosuje się napęd pośredni przy użyciu przekładni mechanicznej bądź elektrycznej, co pozwala dobierać moce silników i ich liczby obrotów o wiele dogodniej. Przy tym systemie moc instalowana może być o wiele wyższa i wynosić np. 50 000 KM i więcej. Przykładem może służyć instalacja napędowa jednego z tzw. „kieszonkowych” pancerników niemieckich (10 000 t), do którego wbudowano 8 jednakowych silników, z których każdy w 9 cylindrach $\varnothing 450/530$ rozwija moc 6800 KM przy $n = 425$ obr/min (rys. 2); zespoły po 4 silniki za pośrednictwem przekładni mechanicznej, zaopatrzonej w sprzęgła hydrauliczne, napędzają dwie niezależne śruby. Z tych samych podstawowych elementów utworzono poza tym kilka 5-cio cylindrowych pomocniczych silników do napędu dmuchaw powietrznych.

Zagadnienie bezpośredniego napędu i napędu przy pomocy przekładni nie zostało dotychczas jednoznacznie rozwiązane, istnieje szereg względów przemawiających za jednym bądź drugim rozwiązaniem, które jednak nie mogą być na tym miejscu bardziej szczegółowo naświetlone.

W konstrukcji silnika okrętowego niezmienna jest dążność do stworzenia warunków możliwie niezawodnej pracy, a co za tym idzie unikanie wysokich obciążeń jednostkowych nawet przy użyciu tworzyw nieraz najwyższej jakości; wynika to oczywiście z warunków pracy silnika na okręcie, bowiem jego bieg praktycznie biorąc, jest nieprzerwany i przy niezmiennym obciążeniu cieplnym. Oderwanie się od baz zaopatrzenia i niewielkie na ogół możliwości większych napraw na miejscu, czynią tym samym pracę silnika b. odpowiedzialną. Te wymagania doprowadzały nieraz do pomysłowych rozwiązań konstrukcyjnych, które ukazują się w nowych typach silników. Tak np. celem powiększenia nośnej powierzchni sworzniia tłokowego w silnikach bezwodnikowych nie przesuwają się sworzniia przez otwór w tłoku, lecz mocuje się go śru-

1) Np. typ Doxford.

bami — dostępnymi od otwartej strony tłoka — w specjalnie przystosowanym gnieździe. Na tej drodze dało się użyć sworzeń o niespotykanej w innych konstrukcjach średnicy, stanowiącej 0,6 średnicy cylindra; pozwala to obniżyć znacznie naciski jednostkowe tego wrażliwego bądź co bądź elementu.

Wiadomo, że jednym z najbardziej odpowiedzialnych składowych części silnika spalinowego jest tuleja

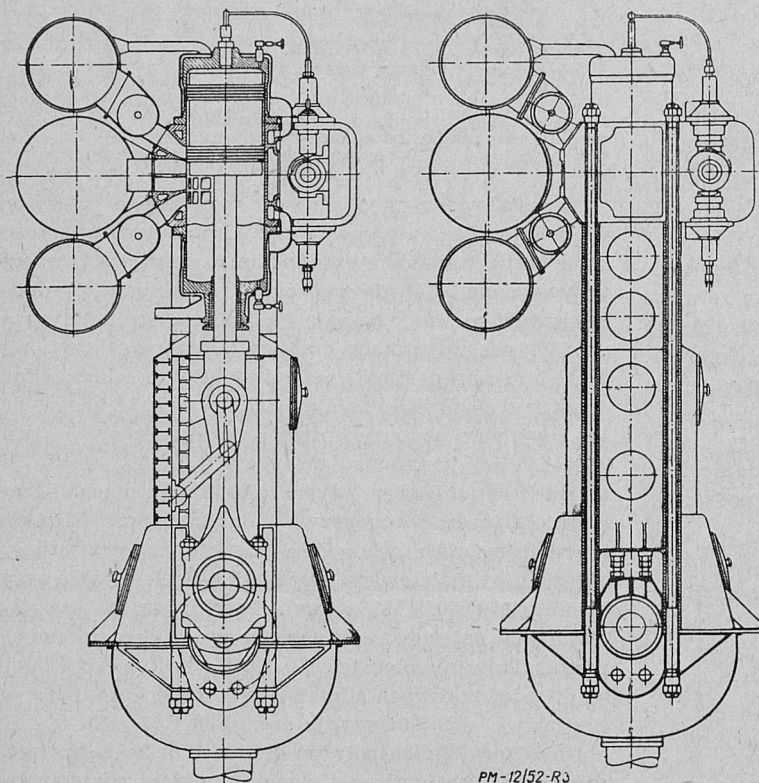
liwa stopowego w którego skład wchodzi dodatki chromu (do 4%) i krzemu (3÷7%) co w rezultacie daje odlew posiadający twardość H_B 320, a jednocześnie — obrabialny. Z innych — najbardziej rozpowszechnioną metodą jest galwaniczne pokrywanie gładzi cylindrowej chromem; zabieg ten według głosów przytaczanych w literaturze podnosi trwałość tulei cylindrowej w czasie — kilkakrotnie w porównaniu z tulejami wykonywanymi z żeliwa perlistycznego. Chromowanie tulei wywiera ponadto korzystne wtórne skutki, bowiem stwierdzono lepszą i dłuższą pracę pierścieni tłokowych, a nawet fakt powolniejszego spadku jakości oleju silnikowego.

Celem podwyższenia wytrzymałości a jednocześnie zmniejszenia ogólnego ciężaru silnika w częściach odlewanych zastępuje się żeliwo przeważnie przez staliwo, a w krańcowych przypadkach przechodzi się nawet do elementów spawanych. Konstrukcje spawane kadłubów w budowie wielkich silników okrętowych pojawiły się dość wcześnie, mianowicie w silnikach z tłokami przeciwbieżnymi, bowiem kadłuby w tym przypadku nie przenosiły obciążeń rozciągających co dawało konstrukcji większe bezpieczeństwo. W dalszym rozwoju konstrukcji spawanych wykonano również stojak wielocylindrowego silnika obustronnego działania jako całość spawaną, przy czym siły rozciągające podjęte zostały przez stalowe ściągi, elementy używane również i przy kadłubach odlewanych.

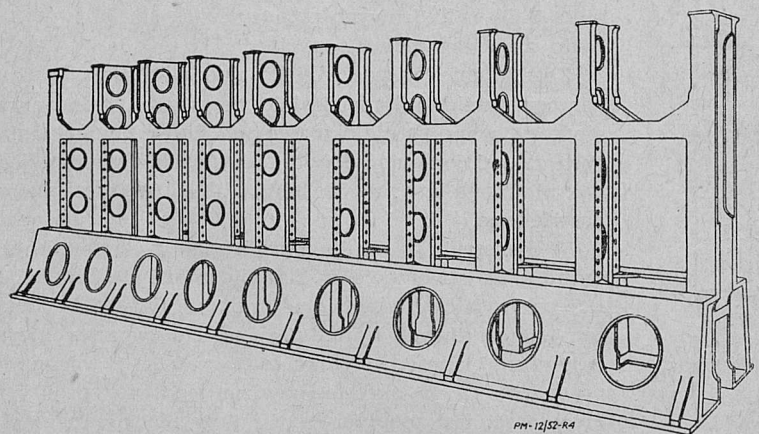
Rys. 3 podaje przekroje silnika, rys. 4 widok perspektywiczny — stojaka spawanego.

Aby ułatwić odlewanie wielkich elementów stalowych, jak np. ram fundamentowych, stosuje się często konstrukcję kombinowaną, w której pewne fragmenty o cienkiej ściance, jak np. dno miski olejowej, wykonuje się z tłoczonych blachy, którą następnie przypawia się do ścian odlewu. Konstrukcje spawane na ogół wypadają drożej, jednak w rezultacie dają lżejszą budowę, dostatecznie wytrzymałą i dającą się łatwiej naprawiać, właśnie przez spawanie.

Odrębnym zagadnieniem jakie w silniku okrętowym występuje, jest n a w r o t n o ś ć s i l n i k a tj. możliwość dowolnego ustawiania silnika na bieg w prawo bądź lewo; jest to nieodzowne ze względu na konieczność manewrowania okrętem. O ile moce są niewielkie, nawrotność silnika jest zbyteczna, wsteczny ruch śruby okrętowej można spowodować specjalnym nieskomplikowanym mechanizmem. O ile napęd śruby okrętowej jest pośredni — elektryczny, również wsteczny bieg można uzyskać, nie przedstawiając silnika, jednak przy napędzie bezpośrednim śruby nawrotność silnika jest nieodzowna.



Rys. 3. Przekrój silnika okrętowego ze spawanym stojakiem.



Rys. 4. Stojak silnika okrętowego — spawany.

cylindrowa. Utrzymanie nienaruszonej gładzi cylindrowej, w wymiarach i kształcie uzyskanych przez b. dokładną obróbkę, a następnie przez dogładzanie jest wielką troską użytkownika i konstruktora. Aby zadośćuczynić tym wymaganiom dobiera się skład żeliwa cylindrowego troskliwie i stosuje się na ogół zabiegi ulepszące. Prof. Szawłowski w swej książce, poświęconej silnikom spalinowym, przytacza fakt użycia że-

liwa stopowego w którego skład wchodzi dodatki chromu (do 4%) i krzemu (3÷7%) co w rezultacie daje odlew posiadający twardość H_B 320, a jednocześnie — obrabialny. Z innych — najbardziej rozpowszechnioną metodą jest galwaniczne pokrywanie gładzi cylindrowej chromem; zabieg ten według głosów przytaczanych w literaturze podnosi trwałość tulei cylindrowej w czasie — kilkakrotnie w porównaniu z tulejami wykonywanymi z żeliwa perlistycznego. Chromowanie tulei wywiera ponadto korzystne wtórne skutki, bowiem stwierdzono lepszą i dłuższą pracę pierścieni tłokowych, a nawet fakt powolniejszego spadku jakości oleju silnikowego.

Zasada nawrotności polega na przestawieniu rozrządu silnika na bieg przeciwny, przy czym dotyczy to wszystkich elementów napędzanych przez wał rozrządczy, a więc w silnikach czterosuwowych — zaworów, ssącego i wydechowego, zaworu rozruchowego i pompy wtryskowej.

Silniki dwusuwowe znajdują się na ogół w korzystniejszej sytuacji, odpada bowiem napęd zaworów (o ile pominąć silniki przelotowe z zaworem wydechowym), obowiązuje jednak przestawianie na bieg lewy mechanizmu napędzającego pompę wtryskową i zawór rozruchowy. Jak wynika z powyższego mechanizm nawracania silnika jest skomplikowany i nie pozwala na szybką zmianę kierunku biegu, bowiem cała operacja wymaga jednocześnie i zatrzymania rozpedzonego silnika.

W rozwiązaniach urządzeń zasilania paliwem, używanych w silnikach wysokoprężnych, jest jedna konstrukcja, która moim zdaniem, posiada wiele danych na większe rozpowszechnienie, a która mogłaby jeszcze bardziej uprościć nawrotność silników wielkiej mocy. Mam na myśli pompę wtryskową, indywidualnie sto-

sowaną do każdego cylindra, a uruchamianą ciśnieniem sprężania, powstającym w przestrzeni roboczej cylindra.

Rys. 5 wyjaśnia zasadę budowy takiej pompy; posiada ona dwa cylindry, jeden o dużej średnicy — połączony z przestrzenią roboczą cylindra, drugi — o małej średnicy, stanowiący pompę wtryskową. Pod wpływem ciśnienia sprężania, w chwili którą można dowolnie nastawić, regulując nacisk sprężyny pompy i sprężyny wtryskiwacza, następuje przesunięcie obu tłoków i przetłoczenie paliwa do wtryskiwacza. Ilość przetłaczanego paliwa daje się dowolnie nastawiać, przez zmianę mimośrodów przestawiającego środek wahań niewielkiego korbowodu, który krzywizną swą do określonej chwili naciska na trzon zaworu ssącego i wywołuje przelew paliwa do przewodu ssącego. Przestawiając mimośród, na którym waha się korbowód, można upustowe działanie zaworu ssącego wyłączyć wcześniej lub później i tym samym zwiększyć lub zmniejszyć dawkę paliwa. Mechanizm ten przewiduje, że początek wtryskiwania jest zmienny, przy małych dawkach paliwa — późny, przy większych — wcześniejszy, istnieje jednak możliwość i odmiennego zastosowania.

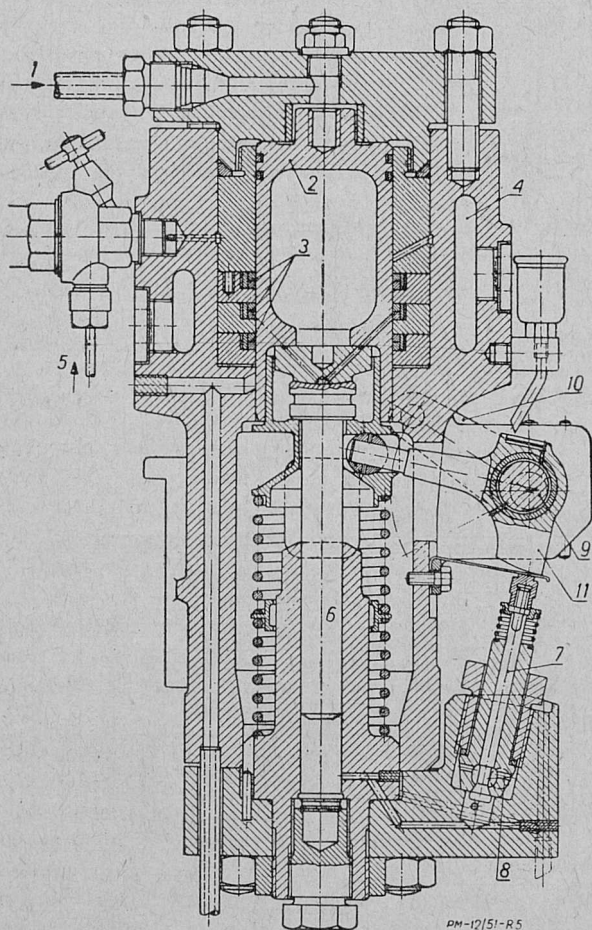
Napełnianie pompy paliwem odbywa się pod wpływem ciśnienia, panującego w centralnym zbiorniku i następuje w chwili, gdy ciśnienie w przestrzeni roboczej cylindra w czasie suwu rozprężania zmniejszy się o tyle, że tłok o większych wymiarach, pod wpływem nacisku sprężyny i ciśnienia paliwa w cylindrze pompy wtryskowej, będzie mógł się przesunąć do położenia pierwotnego.

Działanie pompy wtryskowej tego typu jest niezależne od kierunku biegu silnika, bowiem dostosowuje się jedynie do zmian, jakie zachodzą w przestrzeni roboczej cylindra.

Pompy tego typu powstały dość dawno, a ich budowa miała na celu wprowadzenie możliwie prostej konstrukcji dla przebudowy silników z wtrysku powietrznego (silniki wysokoprężne — kompresorowe) na wtrysk hydrauliczny, powszechnie obecnie stosowany. Ponieważ działanie pomp tego rodzaju okazało się z czasem korzystne, zaczęto je stopniowo wprowadzać i do konstrukcji nowych silników przystosowanych od początku do wtrysku hydraulicznego; należy się spodziewać, że zalety tego urządzenia wystąpiłyby przede wszystkim w silnikach nawrotnych okrętowych.

Podsumowując zatem ostatnie kierunki rozwojowe, podkreślić należy, że silnik okrętowy jako problem techniczny zogniskował w obecnym czasie ogromny wysiłek konstruktorski, skupiający się dokoła takich rozwiązań, które mogłyby mu zapewnić możliwie niezawodną pracę, w warunkach trudnej eksploatacji narzucającej trwałe obciążenia.

Zagadnienie to stało się aktualne we wszystkich krajach budujących sprzęt dalekomorski, nawet tych, które dotychczas na ogół rozwiązywały napęd okrętowy przy wykorzystywaniu pary, a więc za pomocą tłokowych silników parowych bądź turbin.



Rys. 5. Pompa wtryskowa sterowana samoczynnie; 1 — połączenie z przestrzenią roboczą cylindra silnika, 2 — tłok cylindra gazowego pompy, 3 — uszczelnienia tłoka, 4 — płaszcz wodny — chłodzący, cylindra gazowego, 5 — doprowadzenie smaru, 6 — tłok pompy wtryskowej, 7 — zawór ssący pompy, 8 — doprowadzenie paliwa, 9 — mimośród, ustalający oś wahań korbowodu, 10 — dźwignia przestawiająca mimośród, 11 — krzywka korbowodu.

Normalizacja wózków suwnicowych (dokończenie)

Prof. inż. ROMAN SOBOLSKI

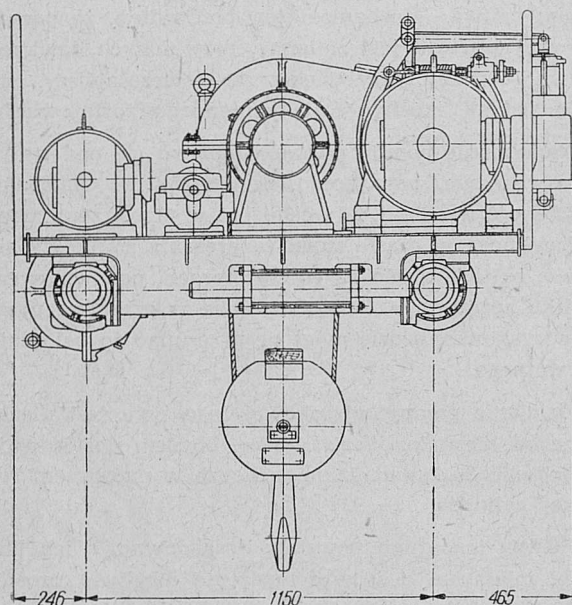
VII. KONSTRUKCJA POLSKICH NORMALNYCH WÓZKÓW SUWNICOWYCH

Na terenie CBKM w Bytomiu, już po jego połączeniu z Biurem Konstrukcyjnym Huty Zgoda, przystąpiono w Oddziale Normalizacyjnym Biura do opracowania wózków suwnicowych według przyjętych wytycznych.

Omówię kolejne szczegóły konstrukcyjne suwnicowych wózków normalnych CBKM, przy czym zrobię to na przykładzie wózka o udźwigu 5 t, którego zastosowanie jest najczęstsze (rys. 7).

knijętej. Dla mechanizmów podnoszenia i jazdy wózków, niezależnie od zastosowania, przyjęto względny czas włączenia $P = 40\%$. Zmiana silników dla uzyskania zmienionej szybkości podnoszenia nie powoduje żadnych prac dodatkowych, gdyż wielkość mechaniczną silnika proponuje się pozostawić w zasadzie bez zmiany.

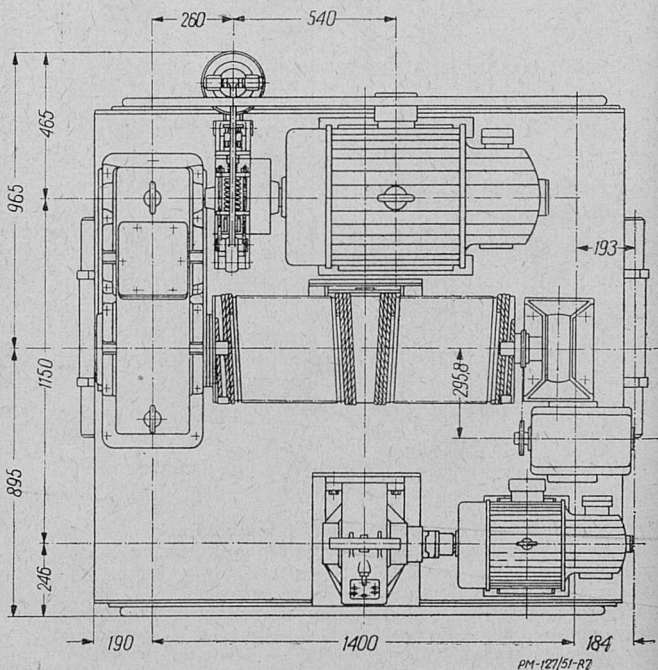
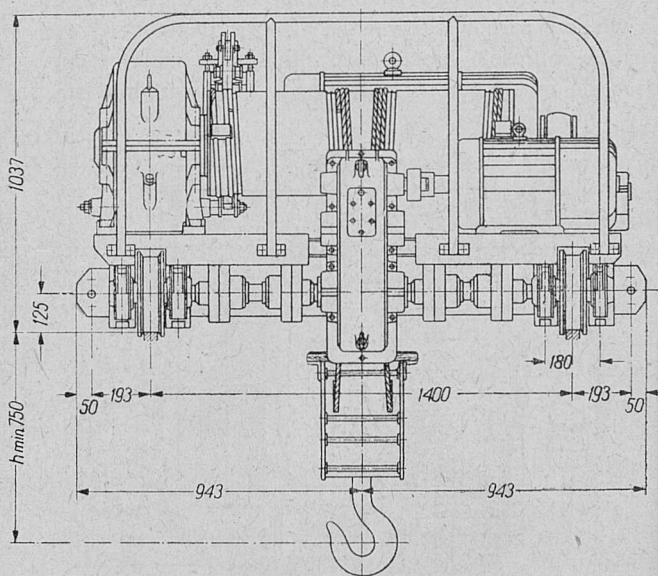
3) S p r z ę g ł a łączące silniki z mechanizmami (rys. 9), posiadają elementy łączące obie części w formie stalowych prętów, osadzonych w lejkowatych otworach tarcz stalowych. Taka konstrukcja sprzęgła elastycznego zapobiega błędom, wynikającym z prze-

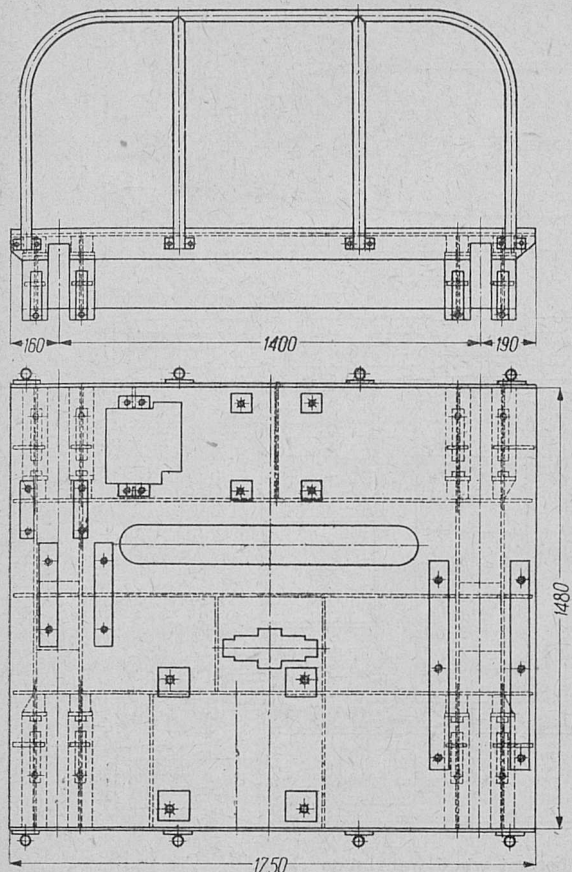


Rys. 7. Normalny wózek suwnicowy $Q = 5$ t wg CBKM.

1) R a m a w ó z k a o sztywnwej spawanej konstrukcji złożona jest z dwóch belek podporowych podłużnych połączonych belkami poprzecznymi (rys. 8). W ten sposób urzeczywistniono najbardziej racjonalne przenoszenie sił działających na ramę. Mechanizmy ustawione są na wymienionych belkach podporowych podłużnych, a na belkach poprzecznych montuje się tylko górne krążki zblocza i skrzynię mechanizmu jazdy. Górne powierzchnie ramy, na których ustawione są zasadnicze zespoły, ułożone są w jednej płaszczyźnie poziomej, co daje możliwość wykonania obróbki z jednego zamocowania ramy. Podobnie obrobione są płaszczyzny, na których podparte są obudowy łożysk kół jezdnych wózka.

2) W polskich wózkach suwnicowych przewidziano zastosowanie tylko s i l n i k ó w a s y n c h r o n i c z n y c h, trójfazowych prądu zmiennego, o budowie całkowicie zam-



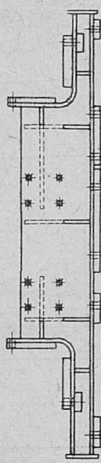


Rys. 8. Rama wózka normalnego CBKM Q = 5 t.

krzywienia osi łączonych zespołów w czasie montażu, jak również w okresie pracy na skutek zachodzących deformacji ramy i nie posiada wad sprzęgieł z wkładkami skórzanymi.

4) Hamulce mechanizmów podnoszenia (rys. 10) posiadają masywne, sztywne, łańcuchowe dźwignie łączone za pomocą sworzni cieplnie obrabianych, co znacznie zwiększa ich odporność na zużycie.

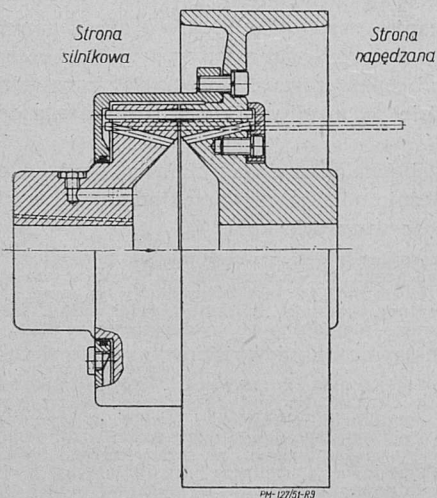
Tarcze cierne hamulców zamierza się utwardzać i szlifować a ich szerokość jest taka, że naciski powierzchniowe między tarczą i okładziną nie przewyższają wartości $1,3 \div 2,2 \text{ kG/cm}^2$. Hamulce zaciska się sprężyną umieszczoną bezpośrednio między dźwigniami szczęk hamulcowych i luzuje zwalniałem elektrohydraulicznym krajowej produkcji. Zaletami tej konstrukcji są: niezawodna i długotrwała praca hamulca, szybkie jego reagowanie, dogodność regulacji i możliwość demontażu szczęk, łatwość zmiany zwalniała, oraz zwartość budowy hamulca. W celu dokładnego ustawienia hamulca w stosunku do tarczy, dźwignie hamulców podnoszenia osadzone są na sworzniach wbudowanych do skrzynki przekładniowej. Zwartość budowy nakazała również, mimo pewnego zginania wejściowego wałka skrzynki, przybliżyć maksymalnie wymienione sworznie podporowe.



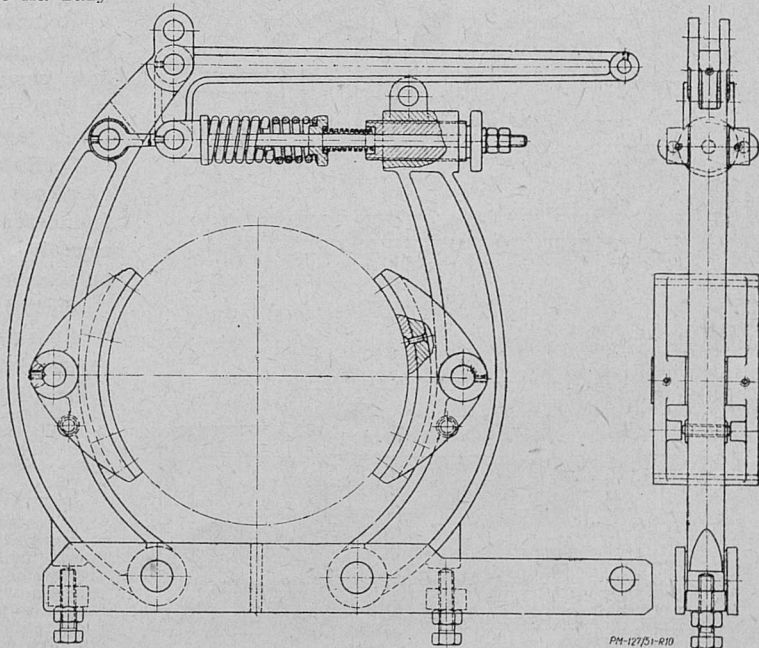
PM-127/51-R8

5) Przekładnie zębate mechanizmów podnoszenia, którym stawia się duże wymagania pod względem zapewnienia pewności i długotrwałości ruchu, wymagają takiej konstrukcji, która gwarantowałaby utrzymanie w stanie niezmiennym odległości międzyosio-owych w okresie pracy oraz chroniłaby przekładnię przed pyłem. Te żądania mogą być osiągnięte na dwóch drogach albo stosując zabudowanie kół do niezależnej skrzyni przekładniowej, albo przez zamknięcie przekładni zębatych w osłonach pyłoszczelnych, przy jednoczesnym wbudowaniu podpór wałów do ramy wciągarki. Ten drugi sposób rozwiązania podany jest na rysunku wózka chwytakowego (rys. 11).

Analizując obie konstrukcje z punktu widzenia zasady zespołowości, upowszechnienia mechanizmów, zwiększenia seryjności ich produkcji i związanych z tym powiększeniem jakości i rentowności produkcji, a także z punktu widzenia dogodności eksploatacji i organizacji remontu, należy uznać, że wózki posiadające niezależną skrzynię przekładniową mają znacznie większe

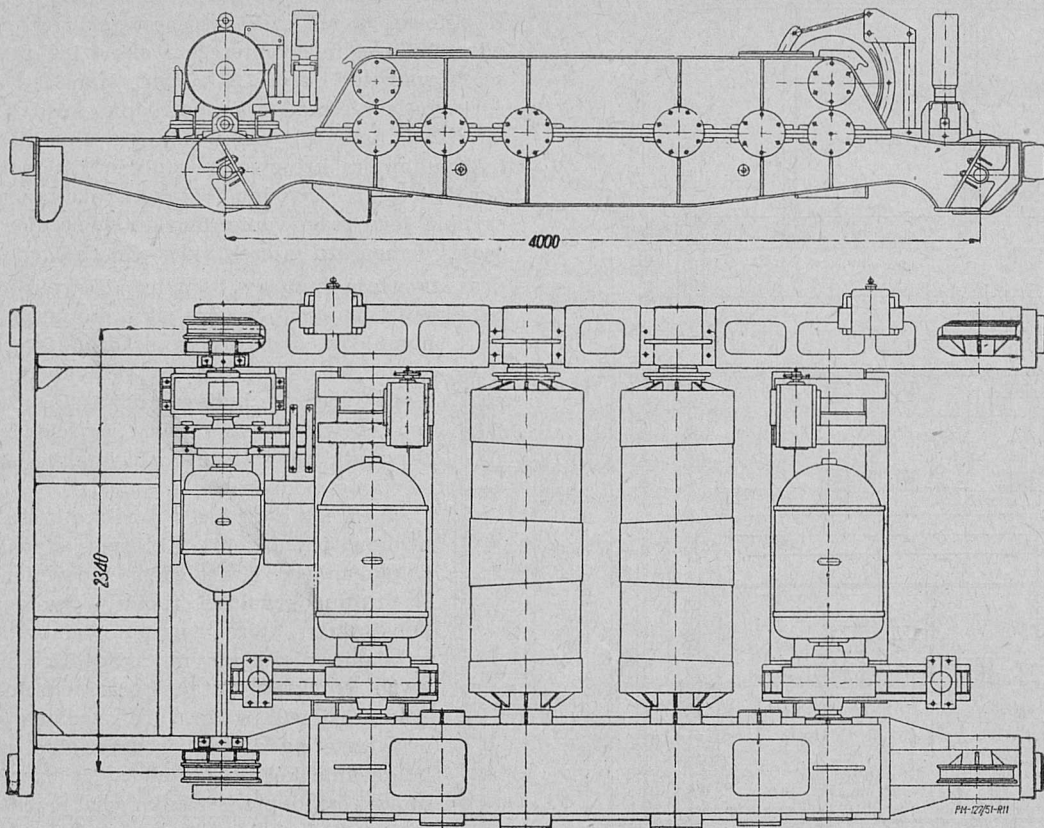


Rys. 9. Sprzęgło podatne przecikowe z tarczą hamulcową.



Rys. 10. Hamulec szczękowy sprężynowy.

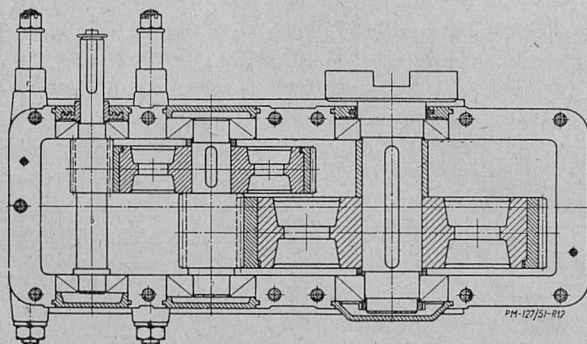
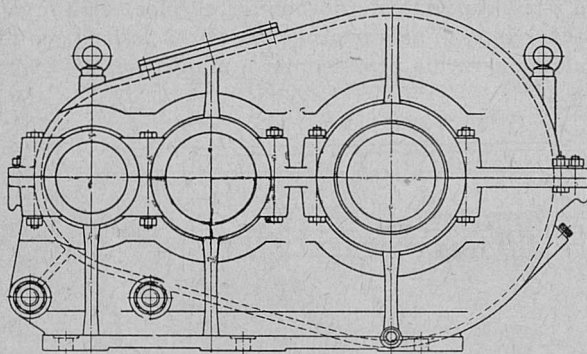
PM-127/51-R10



Rys. 11. Wózek chwytakowy 10 t z podporami wbudowanymi do ramy.

zalety. Dlatego napęd ze skrzynią przekładniową przyjęto jako typowe rozwiązanie w krajowych normalnych wózkach suwnicowych.

Skrzynie przekładniowe (rys. 12) wykonane są jako dwustopniowe o kołach zębatych cylindrycznych,



Rys. 12. Skrzynka przekładniowa dwustopniowa.

z pierwszą parą przysilnikową posiadającą zęby skośne, a drugą z zębami prostymi. Suma zębów pierwszej pary kół o zębach skośnych wynosi stale 99, a drugiej pary o zębach prostych 100 zębów, dzięki czemu kąt pochylenia zębów pierwszej pary pozostaje niezmienny, bez względu na wielkość przeniesienia. Dobór odpowiedniego przeniesienia przy takim układzie jest ułatwiony. Wszystkie wały łożyskowe są na łożyskach tocznych.

Koła zębate czynne wykonane są ze stali 120.4.30, bierne posiadają nasadzone wieńce ze stali 055. Twardość powierzchni roboczych zębów ustalono na $H_B = 210 \div 250$, co osiąga się ulepszeniem materiału przed jego obróbką mechaniczną.

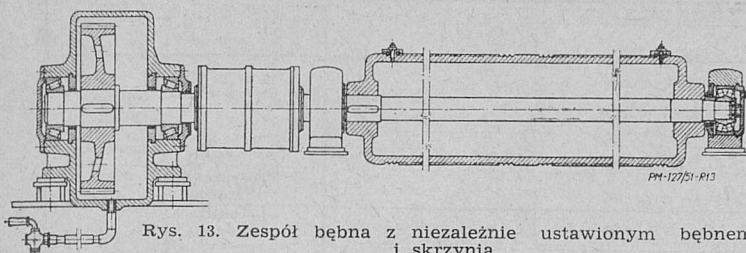
6) Rozwiązanie szczegółu połączenia skrzynki przekładniowej mechanizmu podnoszenia z bębnem zawsze było troską konstruktorów. W zasadzie są możliwe cztery rozwiązania tego połączenia:

a) podpory bębna ustawia się na ramie wózka oddzielnie niezależnie od skrzynki przekładniowej, w której zamknięte są wszystkie koła.

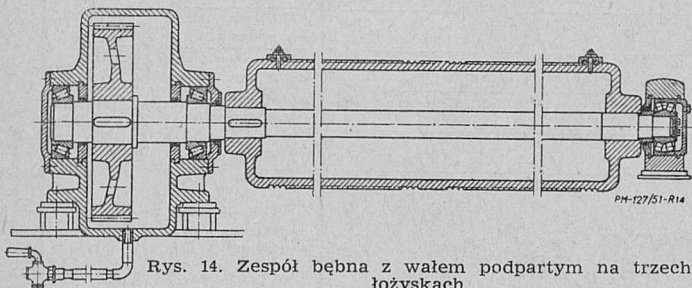
Moment skręcający przekazywany jest za pomocą sprzęgła zębatego łączącego wyjściowy wał skrzynki z wałkiem bębna. Układ ten mimo, że jest prawidłowy w swej zasadzie konstrukcyjnej, jednak znacznie zwiększałby szerokość wózka, dlatego nie można go było zastosować (rys. 13).

b) Bęben ustawia się na wyjściowym wale skrzyni.

Konstrukcję tę dzięki jej zwartości, często stosowano w rozwiązaniach CBKM. Tu wał bębna posiada trzy podpory: dwie w obudowie skrzynki i jedną z przeciwnej strony bębna (rys. 14). Wadami tego układu są jednak: znaczna wielkość i ciężar zespołu, w skład którego wchodzi skrzynia przekładniowa z bębmem utrudniająca montaż i demontaż, dodatkowe naprężenia w wale wywołane ustawieniem go na trzech podporach, co często powoduje nie szczelności w skrzyni oraz trudność zamiany wewnętrzne-
go łożyska.



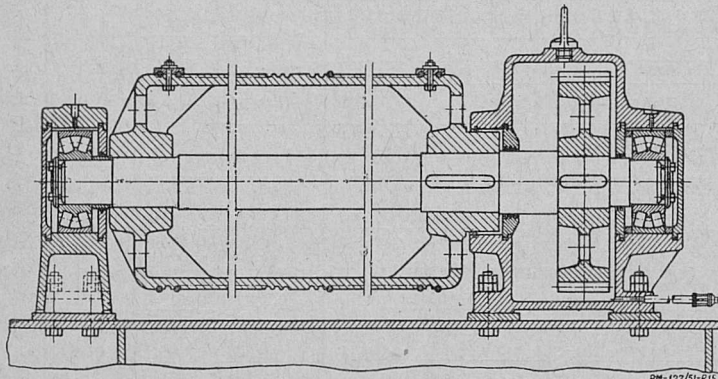
Rys. 13. Zespół bębna z niezależnie ustawionym bębniem i skrzynią.



Rys. 14. Zespół bębna z wałem podpartym na trzech łożyskach.

c) Wyjściowy wał skrzyni, na którym umieszcza się bęben, oparty jest na dwóch podporach. Jedną podporą jest skrajne łożysko w skrzyni, a drugą łożysko ustawione na ramie z drugiej strony bębna (rys. 15).

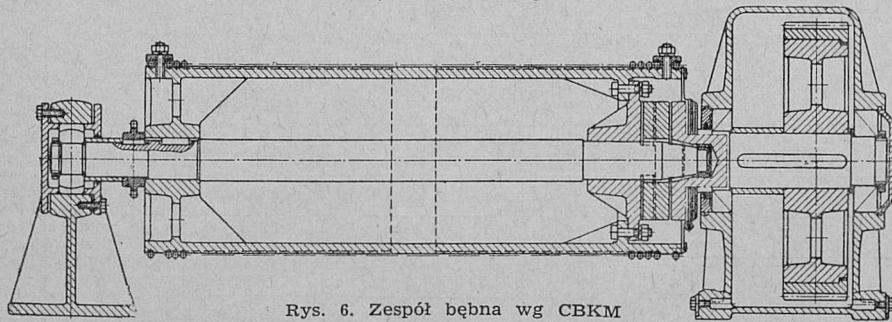
Konstrukcja ta nie mogła jednak utrzymać się, gdyż posiada następujące wady: skrzynia nie jest tu zakończonym niezależnym zespołem, kompensacja niedokładności wykonania odbywa się kosztem prawidłowości ząbienia ostatniej pary kół, wreszcie ciężar zespołu utrudnia jego montaż i demontaż.



Rys. 15. Zespół bębna z wałem podpartym na dwóch podporach.

d) Zupełnie nowym rozwiązaniem konstrukcyjnym jest połączenie skrzyni z bębniem, jaki wprowadził do swych konstrukcji WNIPTMASZ¹⁾. Ten właśnie sposób połączenia zastosowano w konstrukcji wózków CBKM (rys. 16).

Skrzynia i bęben tworzą tu dwa zwarte, niezależne od siebie zespoły. Jedna podpora osi bębna spoczywa na ramie wózka, a druga tkwi wewnątrz wyjściowego wału



Rys. 6. Zespół bębna wg CBKM

¹⁾ Wsiesojuznyj Nauchnoissledowatel'skij Institut Podjemo-Transportilnogo Maszynostrojenija.

skrzynki. Przeniesienie momentu skręcającego odbywa się bezpośrednio na bęben za pomocą sprzęgła Oldhama. Obrótowa oś bębna przenosi tylko momenty zginające. Pracujące powierzchnie sprzęgła Oldhama posiadają twardość $H = 350 - 400$. Wymiary odpowiedzialnych sprzęgieł w porównaniu z konstrukcjami radzieckimi, zostały znacznie zwiększone i maksymalne naciski na powierzchniach pracujących nie osiągają tu przy obciążeniu statycznym, większych wartości niż 600 kg/cm^2 . Nieznaczne wzajemne skrzywienia wału skrzyni i osi bębna, spowodowane niedokładnościami ustawienia i deformacjami ramy wózka, wyrównują się konstrukcyjnymi właściwościami tego połączenia. Konstrukcję tę cechuje zwartość budowy, a stosując ją nie zwiększamy ogólnej szerokości wózka.

7) Zamocowanie liny na bębnie pozwala na łatwą zmianę punktu jej zaczepienia, w zależności od potrzebnej wysokości podnoszenia, przy pomocy prostych nakładek.

8) Zblocza hakowe są w pełni osłonięte przez łatwe do odejmowania osłony. W miejscu wyjścia lin do bębna i zblocza górnego osłony posiadają konieczne wycięcia (rys. 17).

9) Mechanizmy jazdy wózków zupełnie nie posiadają wad dawnych konstrukcji. Skrzynię przekładniową tego samego typu co skrzynię mechanizmu podnoszenia, wykonaną w formie oddzielnego zwartego zespołu, przymocowano do belki poprzecznej wózka tak, że płaszczyzna jej podziału jest płaszczyzną pionową. Demontaż skrzynki mimo, że jest ona ustawiona, dla uzyskania minimalnej szerokości wózka, między kołami jezdny, można łatwo przeprowadzić bez demontażu innych związanych z nią części mechanizmu. Obrót wolnobieżnego wałka skrzynki przekazywany jest bezpośrednio na wał kół jezdnych za pośrednictwem czterech podatnych sprzęgieł zębatych typu Poola (rys. 18), tak że odkształcenia ramy nie wpływają na deformację skrzynki. Napędzane koła jezdne wciągarek osadzone są na wałkach podpartych w odejmowanych łożyskach (rys. 19), które wraz z kołami dają się w prosty sposób demontować, przez wytoczenie z pod ramy, bez demontażu skrzyni przekładniowej. Podobnie ułożyskowane są nienapędzane koła wózka (rys. 20).

Wszystkie wałki, tak w skrzyni z kołami zębatymi, jak i wałki kół jezdnych, ułożyskowane są w łożyskach tocznych przez co odpada potrzeba częstego ich doзору. Szybkości jazdy wózków podwyższono do około 40 m/min .

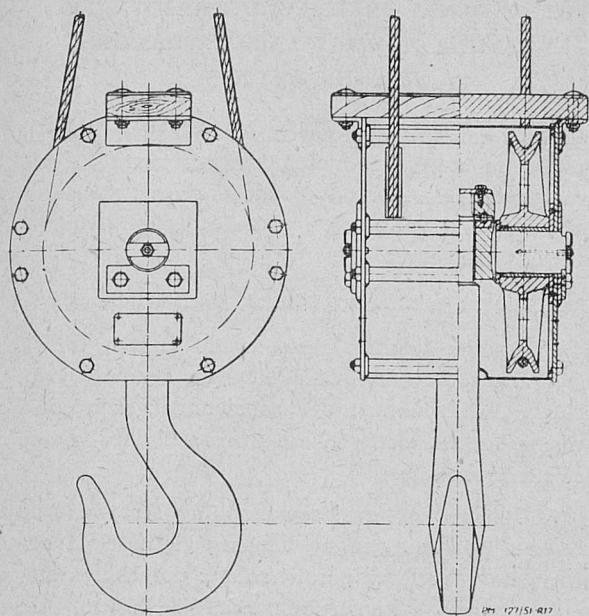
Wszelkie konstrukcje wózków pochodnych tj. z pomocniczym mechanizmem podnoszenia,

z elektromagnesem, czy chwytakiem, opierają się na pełnym wyzyskaniu części i zespołów modeli podstawowych, przy zachowaniu tej samej kolejiny wózka co w wózku podstawowym. W wózkach tej samej grupy mamy jednakowe następujące części i zespoły: linię i koła linowe, bęben oraz łożysko bębna, przekładnię zębatą podnoszenia, sprzęgło ela-

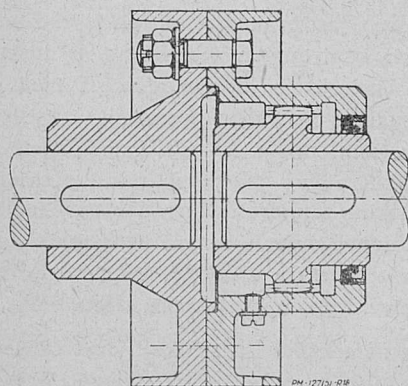
TABLICA 1. Charakterystyka wózków suwnicowych normalnych (wg C B K M)

L. p.		Grupa wózka	Rodzaj wózka	Użytkownik		Mechanizm podnoszenia																	Mechanizm jazdy wózka										Dane ogólne							
				Ilość lin w wielokrotności	Srednica w mm	Srednica bębna w mm	Główny mechanizm podnoszenia	Pom. mech. podnoszenia	Skryzka przekladniowa	Przełożenie	Odległości między osiami mm	Przełożenie	Moc KM	P%	Obr./min	Moc KM	P%	Obr./min.	Główny mech. podnoszenia	Pomocn. mech. podnoszenia	Główny mech. podnoszenia	Pomocn. mech. podnoszenia	Główny mech. podnoszenia	Rodzaj i średnica hamulca	Srednica kół jezdnych, mm	Skryzka przekladniowa	Przełożenie	Moc KM	P%	Obr./min	Szybkość jazdy m/min.	Rodzaj i średnica hamulca	Ciążar wózka kg	Koleina mm	Rozstaw osi kół mm	Szerokość mm	Długość mm	Wysokość mm		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11																														

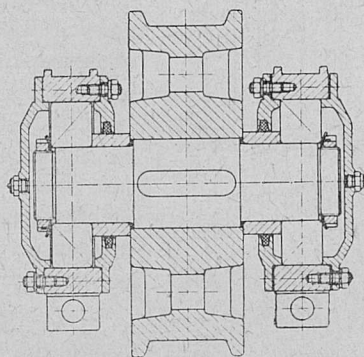
h – hakowy III – 2 elektromagnesem ch – chwyłakowy ch – elektrohydrauliczny zwalniak cm – elektromagnetyczny zwalniak

Rys 17. Zblocze hakowe z dwoma kołami linowymi $Q = 5$ t.

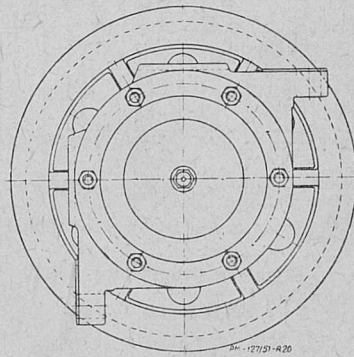
styczne mechanizm podnoszenia, hamulec podnoszenia, skrzynkę przekładniową jazdy wózka, sprzęgła mechanizmu jazdy, koła jezdne oraz ich łożyskowanie. Wózki tej samej grupy różnią się między sobą tylko długością



Rys. 18. Sprzęgło podatne zębate 7500 kGcm.



Rys. 20. Zestaw kołowy nie napędzany.



Rys. 19. Zestaw kołowy napędzany.

znormalizowanych zespołów i części: 5 typów hamulców i tarcz hamulcowych, 5 sprzęgieł elastycznych i 4 typy zębatych, 4 wielkości skrzynek przekładniowych, 4 średnice lin, bębnow i krążków, 4 wielkości kół jezdnych, wraz z ich łożyskowaniem.

Wymienione zespoły i części winny posłużyć w przyszłości, przy nieznacznym tylko rozszerzeniu ich asortymentu do budowy przeważającej ilości mechanizmów dźwigowych. Przeprowadzenie tej ogromnej i zasadniczej pracy leży w programie CBKM, a zamierzenia te powinny znaleźć, ze względu na ich ogólnopanstwową wagę, zasadnicze poparcie.

Technologiczne zalety nowych konstrukcji wózków suwnicowych polegają nie tylko na zrealizowaniu szeregu podstawowych wymagań, odnośnie jakości i możliwości przejścia do produkcji seryjnej, ale też na tym, że nowe konstrukcje posiadają przeciętnie mniejsze wymiary gabarytowe i zmniejszone ciężary w stosunku do wózków produkowanych dotychczas. Na podanych wykresach ujęto poglądowo dane porównawcze, odnośnie wymiarów gabarytowych (rys. 21) i ciężarów (rys. 22) nowych wózków suwnicowych, w porównaniu z przeciętnymi wielkościami dotychczasowych wykonan.

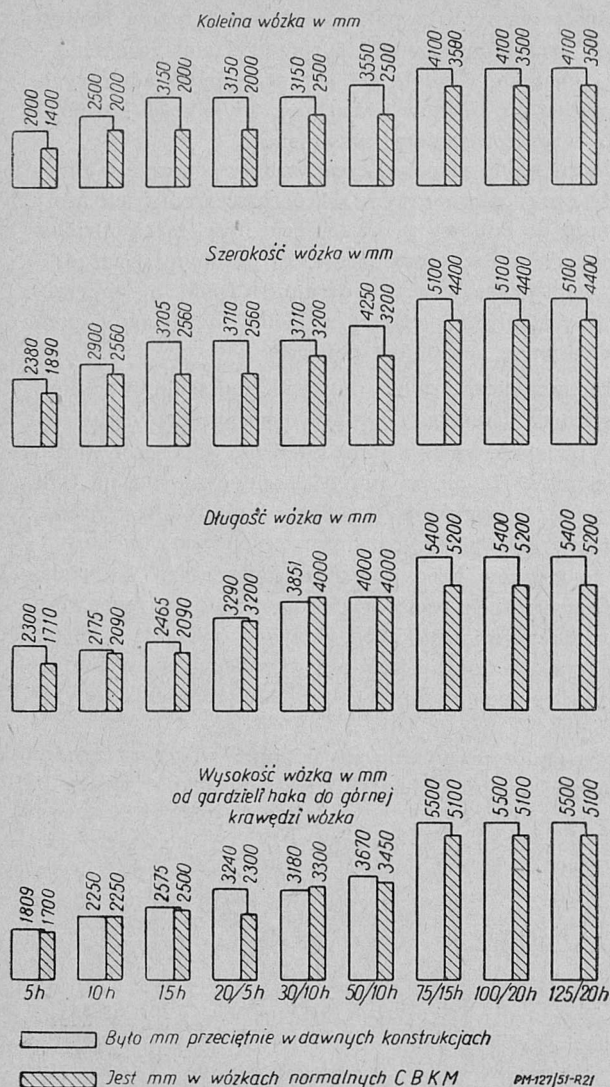
Zasadniczym wymiarem suwnicy wpływającym na wysokość budynku jest całkowita wysokość wózka li-

czy, ilością kół linowych w zbloczach, długością nagwintowania bębnow oraz szczegółami ramy wózka. Charakterystyka wózków, ich zespołów i części przedstawiona jest w tablicy I.

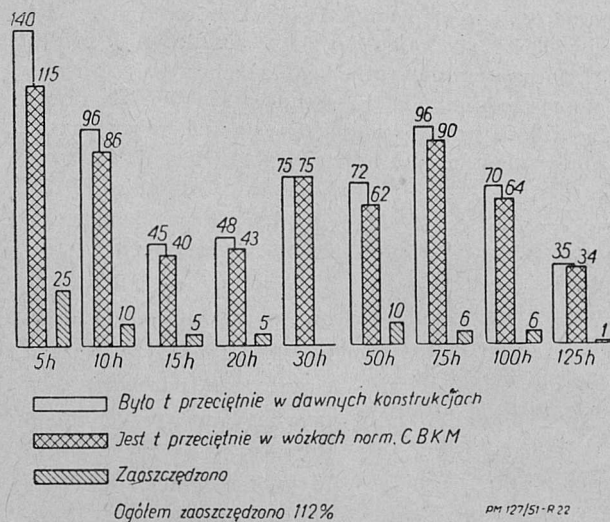
Do budowy wymienionych 4 grup wózków o udźwigu 5 — 125 ton użyto zatem tylko następujące ilości

czona od osi gardzieli haka do górnego konturu wózka. W nowych konstrukcjach wózków suwnicowych osiągnięto znaczne zmniejszenie tego wymiaru w porównaniu z poprzednimi, dzięki czemu można będzie obniżyć wysokość nowo budujących się hal fabrycznych, co też uwzględniono w opracowywanym ostatnio przez Komisję Dźwignic PKN projekcie normy gabarytów suwnic normalnych.

Zwiększenie wymiaru długości i wysokości wózka 30/10 ton i wzrost jego ciężaru, w porównaniu z poprzednim wykonaniem tłumaczy się tym, że wózki te wykonywano niegdyś z pomocnikiem 5 ton, a obecnie zaprojektowano pomocnik o udźwigu 10 ton.



Rys. 21. Wymiary gabarytowe wózków suwnicowych (w mm).



Rys. 22. Przybliżone minimalne oszczędności materiałowe od chwili wprowadzenia wózków hakowych CBKM, w odniesieniu do 100 sztuk (w tonach).

VIII. ZADANIA PRZEMYSŁU KRAJOWEGO ŁĄCZNIE Z NORMALIZACJĄ WÓZKÓW SUWNICOWYCH

Łącznie z konstrukcją nowych wózków suwnicowych napotkano na szereg trudności, których usunięcie zależy w głównej mierze od poddostawców zakładów produkujących suwnice oraz od podjęcia intensywnych prac badawczych.

Wymienię najważniejsze spośród tych trudności:

1) w budowie wózków zastosowano szereg łożysk tocznych (beczulkowych, wałeczkowych i kulkowych). Ich ciągła dostawa musi być zapewniona, a krajowa wytwórnia łożysk tocznych winna możliwie szybko podjąć ich produkcję.

2) W konstrukcji zastosowano liny stalowe typu Worrington wyróżniające się większą giętkością i odpornością na zużycie w porównaniu z dotychczas stosowanymi linami o konstrukcji $6 \times (1+6+12+18)+1K$, oraz większym współczynnikiem wypełnienia przekroju, który dochodzi do 0,57, podczas gdy w linie $6 \times (1+6+12+18)+1K$ wynosił on zaledwie 0,47. W obliczeniach przyjmowano wytrzymałość doraźną materiałów drutów stalowych 160 kg/mm^2 . Dostawę tych lin musi zapewnić przemysł krajowy.

3) Dużą trudnością jest brak specjalnych szyn dźwigowych wszystkich koniecznych wymiarów, o dużym obukierunkowym momencie bezwładności i module przekroju z zaokrągloną główką o promieniu krzywizny 300 — 400 mm. Istnieje radziecka norma tych szyn Nr GOST 4120-48. Krajowy przemysł hutniczy, który jest przede wszystkim zainteresowany dostawą racjonalnie skonstruowanych suwnic normalnych, musi podjąć w tej sprawie należytą i szybką inicjatywę, nie warunkując dostawy wygórowaną cyfrą zamówienia.

4) Ze względu na lekkość konstrukcji oraz łatwość wykonania, należałoby stosować bębny stalowe. W tym celu przemysł hutniczy winien dostarczyć odpowiednich, grubościennych rur stalowych o takich wymiarach, aby można było wykonywać bębny o średnicach: 350, 450, 650 i 1200 mm.

5) Do luzowania małych hamulców mechanizmów jazdy należałoby zastosować krótko i średnioskokowe zwalniające elektromagnetyczne dopuszczające zwartą budowę hamulca, o małej ilości przegubów. Zwalniak krótkoskokowy zabudowany na szczęcie hamulca przedstawiony jest na rys. 23. Zwalniaki średnioskokowe (rys. 24) tzw. *nurowe*, można by stosować również dla mechanizmów podnoszenia.

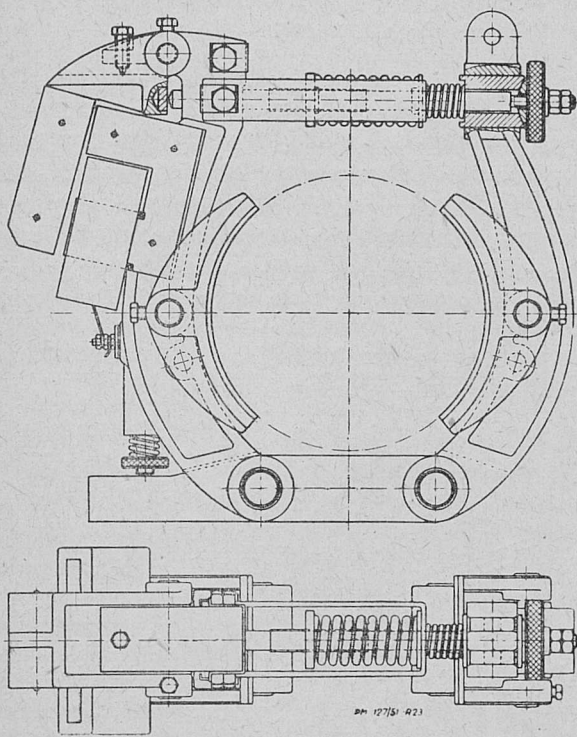
Krajowy przemysł elektrotechniczny winien podjąć produkcję obu typów tych zwalniających, uszeregowanych w ekonomiczny szereg, co dałoby ogromne oszczędności w kosztach budowy hamulców dźwigowych w ogóle. Szczególnie uruchomienie produkcji zwalniaka średnioskokowego, nurowego, przez proste odwrócenie dotychczas budowanego, wydaje się łatwe do realizacji.

6) Przez zastosowanie łożysk tocznych w konstrukcji wózków suwnicowych pojawiła się szczególna potrzeba silników pierścieniowych (łagodny rozruch) o małej mocy — maksimum 1 kW ($P = 40\%$), o synchronicznej ilości obrotów 1000 lub 750 obr/min., do na-

10 oraz 15 ton, należałoby uruchomić produkcję brakujących typów tych chwytników przystosowanych w pełni do wskazanych udźwignów wózków oraz produkcję odpowiednich prostowników.

9) Jeżeli chodzi o technologię wykonania normalnych wózków suwnicowych, to należy tu podkreślić dwa momenty o ogromnym znaczeniu dla otrzymania konstrukcji, charakteryzującej się koniecznym dla eksploatacji, długim okresem trwania poszczególnych mechanizmów i ich części. Tymi szczegółami produkcji są: wysoko gatunkowe wykonanie przekładni zębatych oraz należyta obróbka cieplna części, a kół zębatych w szczególności (hartowanie powierzchniowe). Producenci normalnych wózków suwnicowych muszą poświęcić tym zagadnieniom wiele swej uwagi, aby wysiłki konstruktora przyniosły oczekiwane rezultaty. Wreszcie należy tu stwierdzić, że dalsze możliwości postępu w budowie nowoczesnych suwnic, a wózków suwnicowych w szczególności, zostaną osiągnięte tylko na drodze szeroko zakrojonych badań naukowych, zjawisk, zachodzących przy pracy tych maszyn, na podstawie których będzie można stworzyć nowe, eksperymentalnie poparte podstawy dla obliczania części tych maszyn. Odnośnie zakresu badań, to wymienię tu tylko dwa zagadnienia najważniejsze:

1. Badania nieustalonych okresów pracy mechanizmów suwnic (okresu rozruchu i hamowania) przyniosłyby w wyniku stosowanie uzasadnionych współczynników, przy obliczaniu i wymiarowaniu mechanizmów.

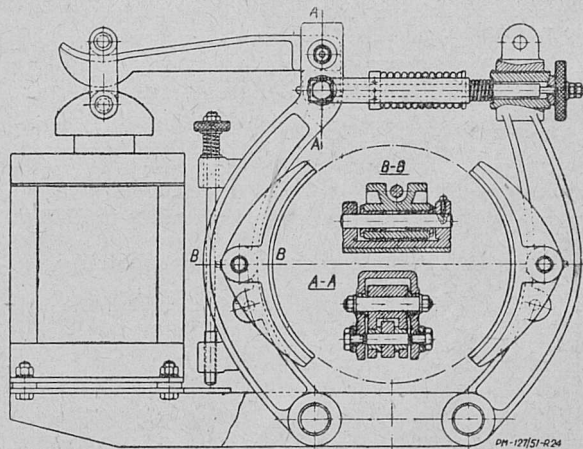


Rys. 23. Hamulec sprężynowy ze zwalniakiem krótkoskokowym.

pędu mechanizmów jazdy wózków. Podobnie dla uzyskania małych szybkości podnoszenia, bez konieczności zmiany przekładni tego mechanizmu (z dwu na trzy-stopniową), a więc przy zachowaniu analogicznej konstrukcji wózków, konieczna staje się budowa silników pierścieniowych o mocy od 10 do 60 kW ($P = 40\%$) i synchronicznej ilości 600 obr/min. Silniki winny posiadać budowę całkowicie zamkniętą. Przemysł maszynowy oczekuje od przemysłu elektrotechnicznego szybkiej realizacji budowy tych silników. Z niepokojem śledzi każdą tendencję przemysłu elektrotechnicznego do zmniejszenia i tak już ograniczonej serii silników dźwigowych, będących obecnie w budowie. Ograniczenia takie nie mogą przejść bez szkody dla racjonalnych rozwiązań konstrukcyjnych.

7) Budownictwo dźwigowe, a suwnice w szczególności, cierpi na brak wysoko gatunkowych, odpornych na ścieranie i wysokie temperatury, okładzin hamulcowych, produkcji krajowej. Przemysł zainteresowany produkcją tych tkanin (azbestowych) winien znacznie ulepszyć gatunek asortymentu dotychczas produkowanego.

8) Ze względu na konstrukcję szeregu wózków z chwytnikami elektromagnetycznymi o udźwignach 5,



Rys. 24. Hamulec sprężynowy ze zwalniakiem nurowym.

2. Badania pracy silników napędowych, wielkości ich obciążenia, częstości włączeń oraz związanych z tym temperatur izolacji, pozwoliłyby prawdopodobnie na znacznie ekonomiczniejszy dobór silników oraz na racjonalną gospodarkę elektryczną, szczególnie w dużych zakładach pracy.

Krajowe instytuty badawcze nie powinny szczędzić środków na te cele, które mogą przynieść nadspodziewanie duże, wszechstronne oszczędności. Winny odpowiednio wyposażać i przygotować do tych prac zainteresowane nimi swoje placówki.

Teoria mechanizmów *(ciąg dalszy)*

Prof. dr inż. ROBERT SZEWAŁSKI

Artykuł stanowi ciąg dalszy cyklu artykułów (zapoczątkowany w zeszycie 1/51) omawiających zagadnienia teorii mechanizmów w sposób systematyczny i uporządkowany. Cykl ten ma na celu ...,wprowadzenie jasnych i jednoznacznie określonych pojęć, ustalenie ich racjonalnej klasyfikacji i zapewnienie inżynierów do stosowania właściwej metody przy rozwiązywaniu szczegółowych zagadnień z teorii mechanizmów". Po szczególne odcinki teorii mechanizmów zamieszczone zostały w zeszytach 1, 3 i 8/51.

2. Wyznaczanie przyśpieszeń

Przedmiotem analizy kinematycznej mechanizmów, obok wyznaczania dróg i prędkości dowolnych punktów mechanizmu, jest również wyznaczenie *przyspieszeń*. Ogólnie biorąc przyspieszenie punktu materialnego stanowi pochodną prędkości względem czasu:

$p = \frac{dv}{dt}$. Przyspieszenie p jest przy tym, podobnie jak prędkość, wielkością kierunkową czyli wektorem.

Jeżeli punkt materialny porusza się po torze krzywoliniowym to przyspieszenie rozłożyć można, zgodnie z powyższym, na dwie składowe: *składową normalną* inaczej *promieniową* czyli *dośrodkową* p_n , skierowaną stale ku środkowi krzywizny toru, i *składową styczną* czyli *obwodową* p_p , skierowaną w kierunku prędkości v , względnie w kierunku przeciwnym zależnie od tego, czy prędkość wzrasta w kierunku ruchu czy też maleje. Przyspieszenie normalne wywołuje wyłącznie tylko zmianę kierunku prędkości v , przyspieszenie styczne zmianę jej wartości bezwzględnej. Jeżeli prędkość kątowna obrotu jednego układu płaskiego względem drugiego jest stała, to i prędkość liniowa (obwodowa) każdego punktu układu jest stała, przyspieszenie styczne równe jest zeru, a istnieje tylko przyspieszenie normalne.

Ogólnie piszemy: $\bar{p} = \bar{p}_n + \hat{\bar{p}}_t$, przy czym $\bar{p}_n \perp \bar{p}_t$.

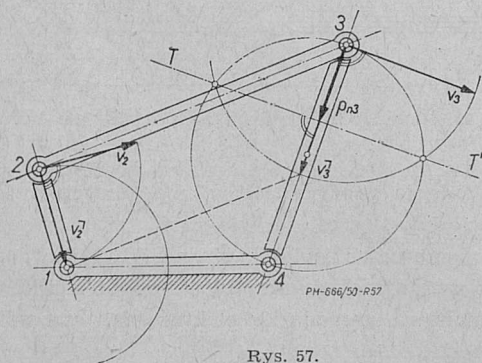
Wielkość przyspieszenia normalnego określa się z równania:

$$p_n = \frac{v^2}{\rho} = \rho \omega^2,$$

gdzie: v — prędkość obwodowa w m/sec, ω prędkość
kątowna w sek^{-1} , ρ — promień krzywizny toru w m.

Wykreślna metoda wyznaczania wielkości: $p_n = \frac{v^2}{\rho}$

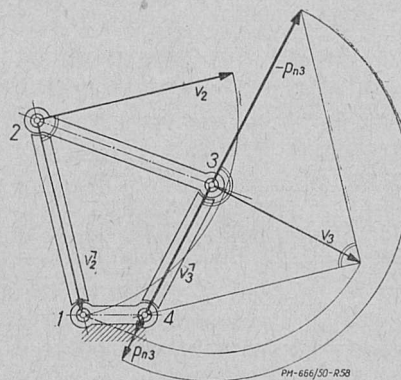
opiera się na konstrukcji średniej geometrycznej podanej przez Tales'a: $p_n : v = v : \rho$.



Rys. 57.

Na rys. 57 przedstawiono tę konstrukcję dla wyznaczenia przyspieszenia p_{n3} przegubu 3 czworoboku przegubowego 1—2—3—4. Promieniem krzywizny toru przegubu 3 jest ramię 34; na nim jako na średnicy zakreślamy koło. Z kolei promieniem równym v_3 za-

kreślamy z punktu 3, jako środka, łuk kołowy i łączymy punkty przecięcia się obu kół prostą $\overline{TT'}$, która musi być oczywiście w każdym przypadku prostopadła do ramienia $\overline{34}$ (kontrola dokładności rysunku!). Prosta $\overline{TT'}$ odcina na kierunku $\overline{34}$ odcinek p_{n_3} równy składowej normalnej przyspieszenia punktu 3. Proporcja: $p_{n_3} : v_3 = v_3 : \overline{34}$ wynika z podobieństwa dwóch trójkątów o wspólnym kącie ostrym przy 3; w jednym z nich p_{n_3} jest przeciwprostokątną „przyległą“, v_3 przeciwprostokątną, w drugim v_3 jest przeciwprostokątną „przyległą“, $\overline{34}$ — przeciwprostokątną.



Rys. 58.

Konstrukcja ta zawodzi, gdy wektor prędkości v_3 jest dłuższy niż promień krzywizny toru, jak to np. zdarzyć się może w przypadku mechanizmu dwukorbowego (rys. 58). Można wtedy zastosować inną konstrukcję, polegającą na połączeniu końca wektora

prędkości v_3 ze środkiem krzywizny i wykreśleniu do tej prostej prostopadłej aż do przecięcia się z kierunkiem $\overline{34}$. Odcinek odcięty na kierunku $\overline{34}$ przedstawia wtedy szukaną wielkość p_{n_3} . Twierdzenie opiera się znowu na podobieństwie dwóch trójkątów prostokątnych, w jednym z których p_{n_3} i v_3 , w drugim zaś v_3 i $\overline{34}$ są przyprostokątnymi.

Dla czopa korbowego otrzymujemy z równania:

$$p_n = \frac{v^2}{\rho}, \text{ przy założeniu, że wektor prędkości obwo-}$$

dowej równa się na rysunku długości korby: $p_{n2} =$

$$= \frac{v_2^2}{\rho} = \frac{a^2}{a} = a, \text{ czyli innymi słowy: promień korby}$$

reprezentuje zarazem i prędkość liniową i przyśpiesze-
nie normalne czopa. Stąd wynika w dalszym ciągu
podziałka dla wszelkich przyśpieszeń wyłaniających
się z wykreślnej analizy mechanizmu. Metoda ta, me-
toda porównania ze znanym lub dającym się w każ-
dym przypadku łatwo obliczyć przyśpieszeniem nor-
malnym korby jest najpewniejsza w użyciu i pozwala
ustrzec się przed popełnianiem omyłek.

Wyznaczenie *przyspieszenia stycznego* punktu poruszającego się po torze krzywoliniowym jest już nieco bardziej złożone. Wyjątek stanowi tu ruch obrotowy po kole, dla którego konstrukcja jest szczególnie

prosta (rys. 59). Jak wiadomo z mechaniki, przyspieszenie styczne wynosi: $p_t = \varrho \varepsilon$, gdzie: ϱ — jest promieniem krzywizny toru, zaś $\varepsilon = \frac{p_t}{\rho}$ — przyspieszeniem

kątowym układu. Jeżeli dla jednego, dowolnego zresztą, punktu układu znamy p_t , można stąd obliczyć:

$$\varepsilon = \frac{p_t}{\rho} = \operatorname{tg} \psi.$$

Kąt ψ odgrywa w odniesieniu do przyspieszeń kątowych podobną rolę co kąt ϑ w odniesieniu do prędkości kątowych. Znając zatem dla jednego punktu układu, np. dla punktu 1, wielkość p_{t1} , można stąd znaleźć z kolei p_{t2} , p_{t3} , ..., tj. przyspieszenie styczne dla każdego innego punktu układu, odkładając odpowiednio od odległości biegunowych $S1$, $S2$, $S3$ itd. kąt ψ .

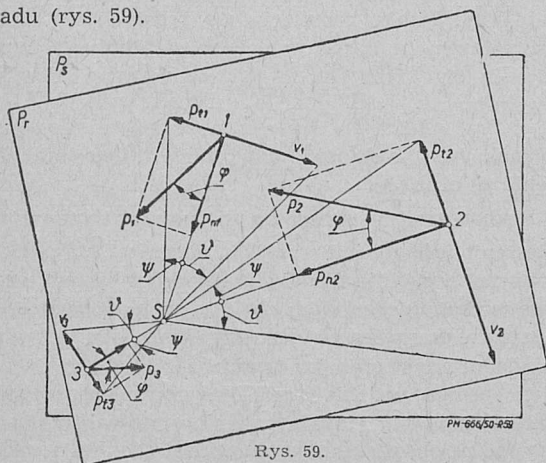
Ponieważ przyspieszenie normalne jest również proporcjonalne względem odległości biegunowej ($p_n = \varrho \omega^2$) przeto także i przyspieszenie wypadkowe musi być względem niej proporcjonalne:

$$\begin{aligned} p &= p_n + p_t \\ p &= \sqrt{p_n^2 + p_t^2} = \sqrt{(\rho \omega^2)^2 + (\rho \varepsilon)^2} = \rho \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2} \end{aligned}$$

Stąd zaś wynika w dalszym ciągu twierdzenie, że kąt φ zawarty pomiędzy wektorem przyspieszenia wypadkowego p , a odległością biegunową, jest dla dowolnego punktu układu jednakowy. Istotnie bowiem:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{p_t}{p_n} = \frac{\rho \cdot \varepsilon}{\rho \omega^2} = \frac{\varepsilon}{\omega^2};$$

zależy zatem dla układu sztywnego wyłącznie tylko od parametrów ω i ε , jednakowych dla każdego punktu układu (rys. 59).



Rys. 59.

Przedstawione związki i zależności odnoszą się, jak zaznaczono powyżej, tylko do ruchu obrotowego, zatem do ruchu dokoła stałego punktu S, nie zaś dokoła chwilowego środka obrotu (bieguna) układu. Biegun jest wprawdzie w danej chwili nieruchomy względem obu układów płaskich P_s i P_r , tj. prędkość jego równa jest zeru; niemniej posiada on własne przyspieszenie, które trzeba by w tym przypadku uwzględnić.

Weźmy za przykład mechanizm korbowo-wahaczowy 1—2—3—4 (rys. 60). Przy jednostajnym obrocie korbki 12 wahacz 34 obraca się dokoła punktu 4, ściślej mówiąc, waha się dokoła punktu 4 ze zmienną prędkością kątową: $\omega_{34} = \omega_c$. Przypuśćmy, że znaleźliśmy w jakikolwiek bądź sposób przyspieszenie przegubu 3, wektor p_3 . Natenczas można stąd określić w dalszym ciągu przyspieszenie kątowe układu wahacza oraz

przyspieszenie liniowe dowolnych punktów układu, np. złączonych z nim sztywno punktów 5 i 6, odkładając odpowiednio od promieni wodzących z punktu 4 kąt ψ . Dla wszystkich tych punktów jest punkt 4 środkiem obrotu, a trójkąty utworzone z promieni krzywizny torów i wektorów przyspieszeń (proporcjonalnych względem tych promieni) są wszystkie podobne. Można udowodnić (Burmester), że końce (strzałki) wektorów przyspieszeń wierzchołków figury płaskiej tworzą w wykresie figurę do niej podobną. Prawidłó to, analogiczne do zasady podobieństwa dla prędkości, ważne jest, jak się okazuje, nie tylko dla obrotu układu sztywnego dokoła stałego środka, ale i dokoła środka chwilowego, tj. dla wszelkiego złożonego ruchu płaskiego układu.

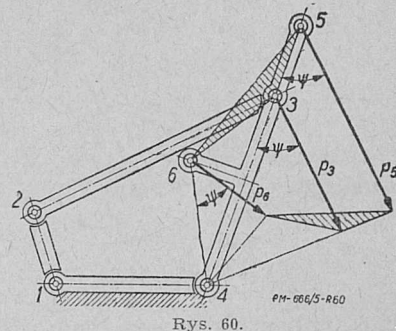
W celu wyznaczenia przyspieszenia stycznego i przyspieszenia wypadkowego dowolnego punktu łącznika 23, jako elementu wykonującego złożony ruch płaski, musimy oprzeć się na prawidło składania przyspieszeń:

$$\overline{p_3} = \overline{p_2} + \overline{p_{32}}$$

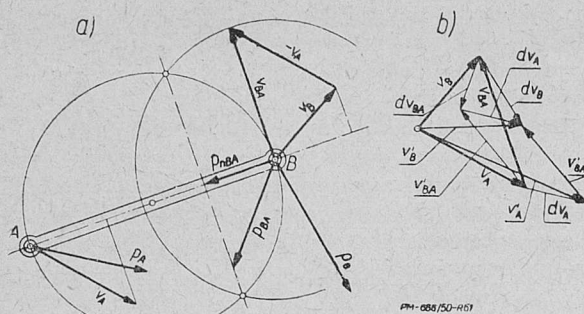
które analogicznie do równania prędkości: $\overline{v_3} = \overline{v_2} + \overline{v_{32}}$, wyraża przyspieszenie punktu 3 łącznika jako sumę dwóch innych przyspieszeń, znanego przyspieszenia jednego punktu układu łącznika, np. czopa korbowego, p_2 oraz przyspieszenia względnego punktu 3 względem punktu 2, które jako przyspieszenie ruchu obrotowego nie trudno jest wyznaczyć. Ogólnie powiemy, że przyspieszenie dowolnego punktu ciała sztywnego, wykonującego ogólny ruch płaski jest sumą dwóch przyspieszeń, przyspieszenia dowolnego punktu pomocniczego ciała przyjętego za punkt odniesienia oraz przyspieszenia względnego rozpatrywanego punktu ciała względem punktu pomocniczego.

W celu wykazania słuszności powyższego twierdzenia przyjmijmy dowolny układ sztywny wykonujący złożony ruch w płaszczyźnie, np. układ w formie pręta AB (rys. 61). Niech będą dane prędkości v_A i v_B punktów końcowych, nawiasem mówiąc nie dowolne, ale czyniące zadość określonym warunkom wynikającym ze sztywności układu. Niech będzie dalej dane przyspieszenie p_A punktu A oraz przyspieszenie względne p_{BA} obrotu punktu B dokoła punktu A. Prędkość tego obrotu v_{BA} wyznacza się ze znanej konstrukcji geometrycznej: $\overline{v_{BA}} = \overline{v_B} - \overline{v_A}$. Stąd również znaną konstrukcją wyznaczyć można p_{nBA} , tj. składową normalną przyspieszenia punktu B względem punktu A. Przyspieszenie wypadkowe względne p_{BA} nie może być zatem podane dowolnie (podobnie jak v_B), lecz tak, aby rzut p_{BA} na kierunek AB równał się p_{nBA} . Z chwilą określenia przyspieszenia p_{BA} dane jest również przyspieszenie styczne p'_{BA} . Dążymy z kolei do znalezienia przyspieszenia wypadkowego p_B punktu B.

W tym celu przyjrzyjmy się ruchowi układu stycznego w dwóch jego położeniach przedzielonych dowol-



Rys. 60.



Rys. 61.

nie krótkim przedziałem czasu dt . W tym czasie prędkość v_A zmienia się o dv_A do wartości v'_A , w kierunku podanym przez p . W tym samym czasie zmienia się v_{BA} o dv_{BA} do wartości v'_{BA} . Zmiana (przyrost) dv_{BA} ma przy tym kierunek przyspieszenia p_{BA} . Ale: $\vec{v}_A + \vec{v}_{BA} = \vec{v}_B$, podobnie: $\vec{v}'_A + \vec{v}'_{BA} = \vec{v}'_B$. Różnica: $\vec{v}'_B - \vec{v}_B = dv_B$ ma kierunek przyspieszenia p_B i jest względem niego proporcjonalna. Stąd, jak widać z rysunku 61:

$$\begin{aligned} d\vec{v}_B &= \vec{v}'_B - \vec{v}_B = d\vec{v}_A + d\vec{v}_{BA} \\ \frac{d\vec{v}_B}{dt} &= \frac{d\vec{v}_A}{dt} + \frac{d\vec{v}_{BA}}{dt} \\ \vec{p}_B &= \vec{p}_A + \vec{p}_{BA} \end{aligned}$$

Tym samym udowodniono twierdzenie, że przyspieszenie dowolnego punktu układu sztywnego (p_B) jest sumą geometryczną przyspieszenia innego jakiegos pomocniczego punktu tego samego układu (p_A) oraz przyspieszenia względnego rozpatrywanego punktu względem punktu pomocniczego (p_{BA}).

Stosując to prawo do ruchu łącznika 23 otrzymujemy zależność $\vec{p}_3 = \vec{p}_2 + \vec{p}_{32}$, względnie rozkładając poszczególne przyspieszenia na składowe styczną i normalną:

$$\vec{p}_{n3} + \vec{p}_{t3} = \vec{p}_{n2} + \vec{p}_{t2} + \vec{p}_{n32} + \vec{p}_{t32}$$

Jeżeli przegub 2 (czop korbowy) obraca się jednostajnie, to: $p_{t2} = 0$, jeśli nie, a znane jest prawo według którego zmienia się prędkość v_2 , to: $p_{t2} = \text{const.}$ i wynika z wspomnianego prawa. Składowa normalna:

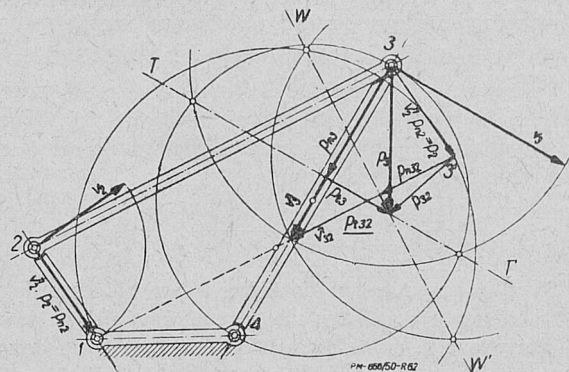
$p_{n2} = \frac{v_2^2}{a}$ dana jest ilością obrotów i wymiarami korby.

Składowe normalne przyspieszeń p_{n3} i p_{n32} wynikają ze znanych prędkości v_3 i v_{32} oraz odległości biegunowych: $c = \overline{34}$ względnie: $b = \overline{23}$. Tak więc z 6-ciu wyrazów równania przyspieszeń określone są cztery tak co do kierunku jak i co do wartości bezwzględnej (podkreślamy je w równaniu podwójną linią); pozostałe dwa wyrazy p_{t3} i p_{t32} określone są tylko co do kierunku (są one prostopadłe do odnośnych składowych normalnych p_{n3} względnie p_{n32} ; podkreślenie pojedyncze); wielkości ich należy tak dobrać, aby wielobok wektorów przyspieszeń zamknął się w sobie; zadanie to rozwiązuje się jednoznacznie.

Rys. 62 przedstawia sposób wyznaczania przyspieszenia p_3 przegubu 3 w mechanizmie czworoboku przegubowego. Znanym sposobem wyznaczamy najpierw v_2 i p_{n2} ; przy jednostajnym obrocie korby: $p_{t2} = 0$, tym samym $p_{n2} = p_2$. Również znanymi sposobami wyznaczamy v_3 i p_{n3} . Wektor p_{t3} znamy tylko co do kierunku;

ku; jest on prostopadły (normalny) do wahacza 34, tym samym równoległy do $\overline{TT'}$. Gdzieś na prostej $\overline{TT'}$ musi zatem leżeć koniec (strzałka) wektora p_3 .

Przyspieszenie normalne p_{n32} obrotu punktu 3 względem punktu 2 wynika konstrukcyjnie z danych wielkości v_{32} i $b = \overline{23}$. W tym celu na odcinku $\overline{13'}$ ($=\overline{23}$) jako na średnicy wykreślamy koło Tales'a i znajdujemy punkty przecięcia się jego z łukiem kołowym wykreślonym z punktu 3' promieniem $\overline{v_{32}}$ ($\overline{v_{32}} = \overline{v_3 - v_2}$). Prosta $\overline{WW'}$ (prostopadła do $\overline{13'}$) łącząca te punkty odcina na kierunku $\overline{13'}$, począwszy od punktu 3', wielkość p_{n32} . Podobnie jak koniec (strzałka) wektora p_3 ,



Rys. 62.

wykreślonego z punktu 3 jako początku, leżeć musi gdzieś na prostej $\overline{TT'}$, tak też i koniec (strzałka) wektora p_{32} , wykreślonego z punktu 3', leżeć musi na prostej $\overline{WW'}$. Punkt przecięcia się prostych $\overline{TT'}$ i $\overline{WW'}$ jest zarazem punktem przecięcia się szukanych przyspieszeń stycznych p_{t3} i p_{t32} , zamykających w myśl równania:

$$\vec{p}_{n3} + \vec{p}_{t3} = \vec{p}_{n2} + \vec{p}_{t2} + \vec{p}_{n32} + \vec{p}_{t32}$$

łańcuch 6-ciu wektorów. Stąd otrzymujemy przyspieszenia p_3 oraz p_{32} .

Poznawszy tym sposobem sposób wyznaczania przyspieszenia dla dwóch punktów łącznika 23, punktu 2 i punktu 3, ogólnie dla dwóch punktów układu sztywnego wykonującego ruch złożony w płaszczyźnie, wyznaczenie przyspieszeń dla dowolnego innego punktu układu nie nastęrcza już trudności. Obowiązuje tu bowiem prawo podobieństwa dla przyspieszeń, podane przez *Burmestra*, które uprzednio stosowaliśmy już do przypadku obrotu układu sztywnego dokoła punktu.

Istotnie, dla ruchu obrotowego układu sztywnego dokoła stałego środka S , wobec tego, że:

$$p = \sqrt{p_n^2 + p_t^2} = \rho \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2} \sim \rho$$

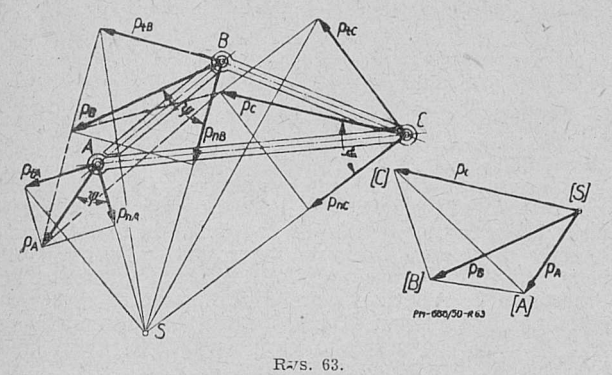
zachodzi zależność:

$$p_A : p_B : p_C : \dots = \rho_A : \rho_B : \rho_C : \dots$$

$$\text{oraz: } \operatorname{tg} \psi = \frac{p_t}{p_n} = \frac{\varepsilon}{\omega^2} = \text{const.},$$

w konsekwencji punkt S jest środkiem podobieństwa dla przyspieszeń, podobieństwa określonego prawem *Burmestra* (rys. 63).

Jeżeli obrót układu sztywnego jest obrotem chwilowym, punkt S jako środek chwilowego obrotu nie posiada wprawdzie prędkości ($v_S = 0$), niemniej posiada skończone przyspieszenie (p_S).



Rys. 63.

Przyspieszenie dowolnego punktu ($A, B, C, \dots$) układu sztywnego obracającego się dokoła chwilowego środka w S wynosi zatem:

$$\begin{aligned} \overline{p_A} &= \overline{p_S} + \overline{p_{AS}} \\ \overline{p_B} &= \overline{p_S} + \overline{p_{BS}} \\ \overline{p_C} &= \overline{p_S} + \overline{p_{CS}} \dots\dots\dots \end{aligned}$$

W tym:

$p_{AS} \sim \rho_{AS}$; $p_{BS} \sim \rho_{BS}$; $p_{CS} \sim \rho_{CS}$

innymi słowy, przyspieszenia względne punktów układu sztywnego — jako przyspieszenia ruchu obrotowego — są proporcjonalne względem odległości tych punktów od środka chwilowego S ; stąd zaś dalsza konsekwencja, że nie mogą nimi już być przyspieszenia bezwzględne (p_A, p_B, p_C), a także kąty zawarte pomiędzy wektorami przyspieszenia a odpowiednimi odległościami biegunowymi ($AS, BS, CS \dots$) są różne.

Można natomiast wykazać, że istnieje taki punkt O w układzie ruchomym, dla którego: $p_O = 0$.

W tym przypadku:

$$\overline{p_A} = \overline{p_O} + \overline{p_{AO}} = \overline{p_{AO}}$$

podobnie: $p_B = p_{BO}$, $p_C = p_{CO}$ itd.

zaś: $p_{AO} = \sqrt{p_{nAO}^2 + p_{tAO}^2} \sim \rho_{AO}$;

$$p_{BO} \sim \rho_{BO}; \quad p_{CO} \sim \rho_{CO} \dots\dots\dots$$

Przyspieszenia dowolnych punktów układu są zatem proporcjonalne względem odległości od tego, na razie jeszcze bliżej nieznanego, punktu O , którego przyspieszenie: $p_O = 0$. Punkt ten nazywamy *środkiem* albo *biegunem podobieństwa dla przyspieszeń*, podobnie jak *środek* chwilowy obrotu, punkt S , jest *środkiem podobieństwa dla prędkości*.

Niechaj będzie dany odcinek AB reprezentujący ciało sztywne w płaszczyźnie (rys. 64) i przyspieszenia p_A i p_B dwóch jego punktów. Wykreślając je z dowolnego punktu (O) jako bieguna, tworzymy biegunowy wykres przyspieszeń, w którym wektor zamykający $(A)(B)$ równy jest przyspieszeniu względnemu p_{BA} punktu B względem punktu A . Wektory p_A i p_B zawierają z wektorem p_{BA} kąty α względnie β . Odkładając te kąty odpowiednio od odcinka AB w punktach A i B , otrzymujemy w przecięciu się odnośnych kierunków punkt O , będący *środkiem* czyli *biegunem przyspieszeń układu*.

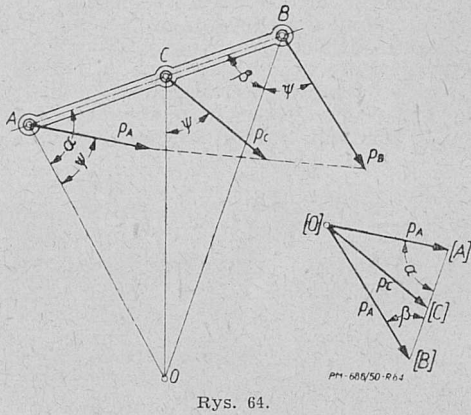
Istotnie wobec podobieństwa trójkątów $\triangle ABO$ i $\triangle (A)(B)(O)$ zachodzi proporcja:

$$p_A : p_B = OA : OB.$$

Ponadto wynika z podobieństwa, że odpowiadające sobie boki trójkątów (p_A i OA, p_B i OB, p_{BA} i AB) muszą być nachylone względem siebie pod tym samym kątem. Wielkość jego określa się z równania:

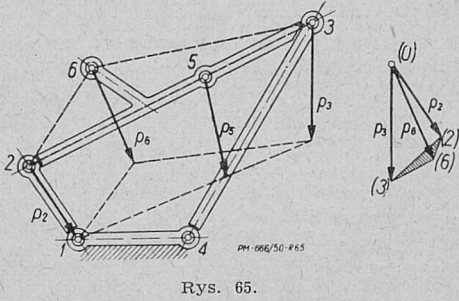
$$\operatorname{tg} \Psi = \frac{\varepsilon_{BA}}{\omega_{BA}^2} = \operatorname{const},$$

gdyż przyspieszenie p_{BA} jako przyspieszenie ruchu obrotowego punktu B dokoła punktu A zawierać musi z kierunkiem AB stały kąt Ψ .



Tym samym znaleziony punkt O posiada wszystkie własności przypisywane stałemu środkowi obrotów układu sztywnego w stosunku do przyspieszeń dowolnych jego punktów. Między innymi zaś, jak to się dzieje przy ruchu obrotowym układu dokoła stałego środka, i tutaj wektory przyspieszeń dowolnych punktów układu znaczą swymi strzałkami figurę podobną do figury utworzonej przez te punkty (*Burmester*). Ogólna ważność tego twierdzenia jest tym samym udowodniona.

Opierając się na prawie podobieństwa, można np. wyznaczyć tym sposobem przyspieszenia punktów 5 i 6 układu łącznika 23 (rys. 65), z których np. punkt 5 leży na prostej 23, punkt 6 poza nią.



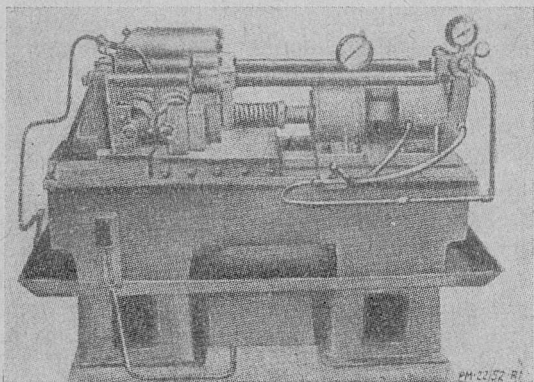
Należy jednak zauważyć, że chwilowy *środek* obrotu S nie jest bynajmniej w tym przypadku *środkiem podobieństwa* i — co trzeba sobie zapamiętać — nie posiada pewnej własności właściwej tylko stałym punktom obrotu, bowiem kąty zawarte pomiędzy wektorami przyspieszeń (p_2, p_3, p_5, p_6) a promieniami z punktu S (odległościami biegunowymi) różnią się pomiędzy sobą, gdyż nie mają już nic wspólnego z kątem wyznaczonym dla obrotu układu ruchomego P_r dokoła *środka* obrotu w układzie stałym P_s .

Końce wektorów p_2, p_3, p_6 wykreślonych z jednego, dowolnego zresztą, punktu wyznaczają również trójkąt podobny do trójkąta $\triangle 236$. (c. d. n.)

Przegląd prasy technicznej

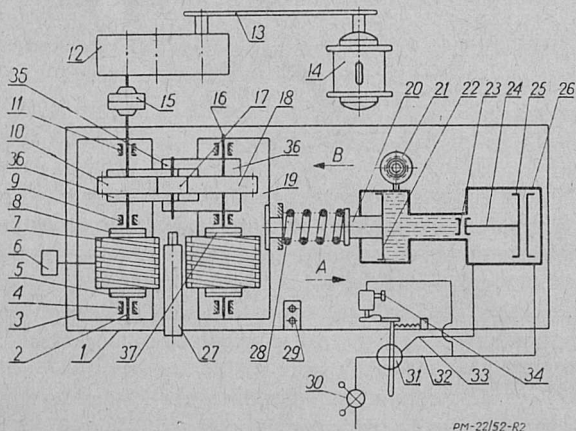
WYSOKOWYDAJNA WALCARKA DO GWINTÓW WYKONANA ZE ZWYKŁEJ TOKARKI

Walcowanie gwintów na różnych częściach stało się koniecznością większości procesów technologicznych. Stojące do dyspozycji walcarki nadają się do wykonywania gwintów o średnicy mniejszej od 36 mm i skoku do 3 mm. W celu dalszego rozszerzenia zakresu walcowania gwintów, w Związku Radzieckim sporządzono doświadczalną wysokowydajną walcarkę RNSZ-2 (rys. 1), która odznacza się większą sztywnością i wydajnością niż dotychczas stosowane, i nadaje się do wykonywania gwintów trapezowych i metrycznych o średnicy od 6 mm do 80 mm ze skokiem do 6 mm na długości do 150 mm (bez osiowego przesuwu przedmiotu).



Rys. 1. Walcarka do gwintów RNSZ-2 (bez przekładnika czasowego).

Prostota konstrukcji tej walcarki przejawia się ze schematu przedstawionego na rys. 2: na podstawie 1 zamocowana jest na stałe głowica 3, unosząca wrzeciono 2 podparte na łożyskach 9 i 11 oraz w lunecie 4. Między łożyskami 9 i lunetą 4 na wrzecionie umieszczony jest wałek gwintowy 7 zamocowany 2 nakrętkami 5 (rys. 2). Obrót wrzeciona 2 zapewniony jest z silnika elektrycznego 14, za pomocą przekładni z pasem klinowym 13 przez skrzynkę prędkości 12, której wał połączony jest z wrzecionem za pośrednictwem sprężki podatnego 15. Po prowadnicach podstawy może przemieszczać się głowica 19, unosząca wrzeciono 16, sporządzone identycznie jak wrzeciono 2.



Rys. 2. Schemat walcarki RNSZ-2.

Napęd wrzeciona 16 następuje od wrzeciona 2 za pośrednictwem kół zębatach 10, 17 i 18, przy czym oś 35 koła zębatego 17 ułożyskowana jest w czterech

strzemiączkach 36, parami nasadzonych na wrzeciona 2 i 16, co zapewnia ząbienie kół przy różnych rozstawieniach wrzecion.

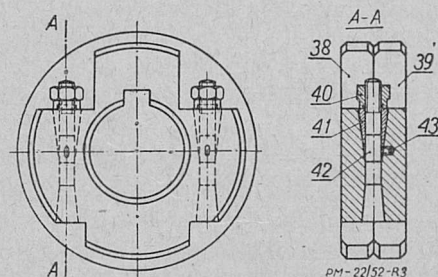
Przesuw głowicy 19 w kierunku strzałki B zapewnia przesuwnik powietrzno-hydrauliczny, składający się z cylindra 26, w którym znajduje się tłok 25, połączony za pomocą tłoczyska 24, z tłokiem 23. Tłok 22 połączony jest tłoczyskiem 20 z głowicą ruchomą 19. Przestrzeń w cylindrze pomiędzy tłokami 23 i 22 wypełniona jest olejem. Do cylindra 26 doprowadzane jest sprężone powietrze z sieci zakładanej przez zawór redukcyjny 30 i rozdzielczy 31.

Przy obrocie rączki zaworu rozdzielczego 31, sprężone powietrze przez przewód 32 wpływa do cylindra pod tłok 25 powodując jego posuw wraz z tłokiem 23, który naciskając na olej przesuwają tłok 22 i połączoną z nim głowicę 19.

Tym sposobem wałek gwintowy znajdujący się na wrzecionie 16 przyciska wałek gwintowany 27 do walca 7 i zaczyna go obracać. W cylindrze 26 będzie podwyższać się ciśnienie powietrza do wysokości przewidzianej i regulowanej przez zawór redukcyjny 30. W czasie tego manometr połączony z przestrzenią wypełnioną olejem wskazuje istniejące ciśnienie w kg/cm^2 , które będzie tyle razy większe od ciśnienia pod tłokiem 25, ile razy powierzchnia tłoka 25 jest większa od powierzchni tłoka 23.

Siła dociskająca wałek gwintowy do części, zapewniona przez przesuwnik wynosi przy ciśnieniu powietrza 6 kg/cm^2 około 27000 kg .

W czasie obracania się walców oraz przedmiotu zachodzi walcowanie gwintu aż do chwili gdy głowica ruchoma przesuwając się oprze się o opór; wówczas będzie miało miejsce kalibrowanie gwintu. Po skończonym procesie walcowania gwintu przekładnik czasowy 34 automatycznie przestawia rękkość kranu rozdzielczego 31. Wówczas przestrzeń pod tłokiem 25 zo-



Rys. 3. Przyrząd do ustawiania walców gwintowych.

staje połączona z atmosferą a sprężone powietrze wchodzi przez przewód 33 nad tłok 25, przesuwając go wraz z tłokiem 23 w położenie wyjściowe. Równocześnie sprężyna 28 cofa tłok 22 oraz głowicę ruchomą 19. W tym czasie wyjmuję się wykonaną część wkładając równocześnie nową.

W czasie walcowania gwintu część chłodzona jest obficie szeroką strugą cieczy dostarczonej przez pompkę 6. Zbliżenie walców gwintowych ogranicza się przy pomocy śrub oporowych.

Wałek poddawany walcowaniu gwintu układa się na stalowej podstawie, górna część której wyłożona jest stellite. Na omawianej obrabiarkie ustawiony jest silnik prądu zmiennego o mocy 7,5 kW przy 350 obr/min.

Ustawiona na obrabiarkie skrzynka prędkości umożliwia obrót walców gwintowych z szybkością od 15 do 350 obr/min.

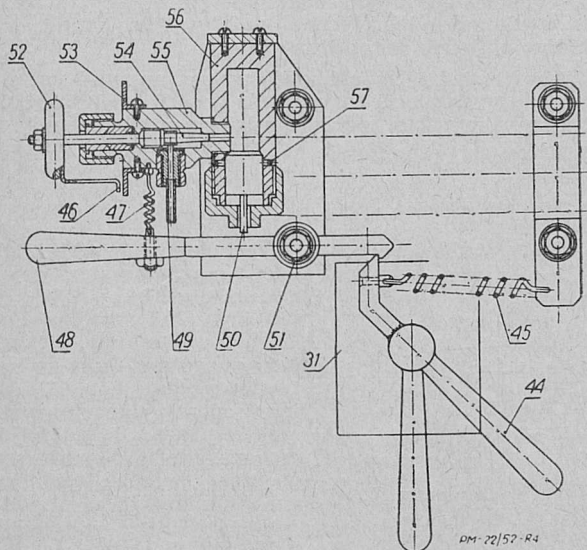
Jednym z zagadnień otrzymania czystego i prawidłowego gwintu jest pokrywanie się osi zwoju gwintu jednego walca z osią zwoju walca drugiego. Przybliżone wypełnienie tego warunku osiąga się przez przesunięcie walca 7, zamocowanego przesuwnie na wrze-

cionie 2, w stosunku do walca drugiego zaklinowanego na wrzecionie 16. Połączenie walca 7 z wrzecionem 2 urzeczywistnione jest przy pomocy dwóch uzębionych na czole tarcz 8, z których jedna połączona jest dwoma kołkami z walcem, a druga zaklinowana jest na wrzecionie 2. Tarcze posiadają po 150 zębów co umożliwia ustawienie walców wzdłuż skoku gwintu z dokładnością $0,1 \div 0,2$ mm.

W przypadkach gdy taka dokładność ustawienia walców gwintowych okaże się niedostateczną wówczas dokładniejsze, ostateczne ustawienie (do 0,005 mm) może być osiągnięte przez przesunięcie drugiego walca po osi wrzeciona 16 za pomocą przyrządu 37 (patrz rys. 3 i 2), który składa się z dwu tarcz 38 i 39, nasadzonych na wrzecionie 16 z tyłu walca. W płaszczyźnie styku tych dwu tarcz wykonane są dwa stożkowe otwory o zbieżności 120° , w które wstawione są dwie stożkowe śruby 42 z nasadzonymi na nie tulejkami stożkowymi 41.

Dokręcanie nakrętek 40 powoduje zbliżenie stożków (śruby i tulejki) i rozsuniecie tarcz 38 i 39. Tarcza 39, zamocowana na stałe nie może się przesuwać wzdłuż osi i przemieszcza się jedynie tarcza 38 powodując tym samym przesunięcie walca gwintowego. Od obracania się śrub 42 zabezpiecza wpust 43.

Gwint mikrometryczny na śrubie oraz mały kąt zbieżności śrub i tulejek umożliwia przy pełnym obrocie nakrętek przesunięcie freza o 0,05 mm. Przy 0,1 obrotu nakrętki przesunięcie osiowe będzie wynosić 0,005 mm.



Rys. 4. Powietrzny przełącznik czasowy.

Opis powietrznego przełącznika czasowego (rys. 4). Włączenie sprężonego powietrza na ruch roboczy tłoka 26 (rys. 2) dokonuje się przez obrót w prawo rękojeści 44 kрана rozdzielczego 31.

W tym położeniu rączka 48, na skutek działania sprężyny 47, obróci się na swojej osi 51, i ząb znajdujący się na końcu rączki zaczepi o rękojeść 44 utrzymując ją w położeniu pokazanym na rysunku.

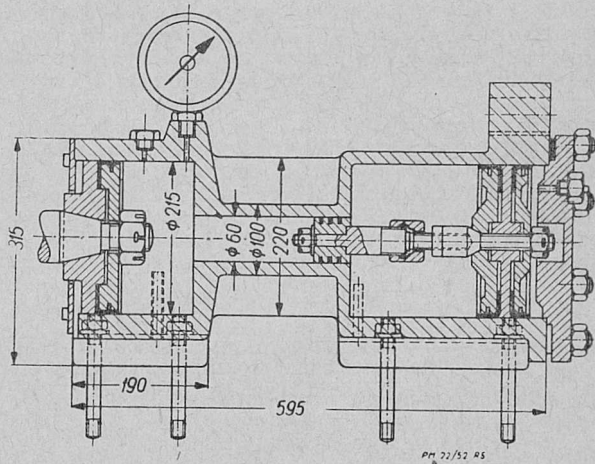
Sprężone powietrze, równocześnie przechodzi przewodem 49 przez wentyl 55 do cylindra 56 i podwyższa tam ciśnienie.

W dolną część cylindra 56 wstawiony jest nurnik 50 opierający się swym końcem na rączce 48.

Przy odpowiednim wzroście ciśnienia w cylindrze 56, nurnik zacznie się przesuwać i przekreśli rączkę 48 wokół jej osi; ząb rączki przestanie trzymać rękojeść 44, która zostanie obrócona przez sprężynę 45 i tym samym przestawi kran rozdzielczy, powodując przez to dopływ sprężonego powietrza do górnej części cylindra 26, wyłączając równocześnie dopływ powietrza do cylindra 56. W tym czasie nurnik 50 przesunie się

dalej i odkryje boczne kanały 57 cylindra 56, przez które ujdzie część powietrza, po czym sprężyna 47 przyciągnie rączkę 48, a tym samym nurnik 50 w położenie wyjściowe.

Pracownik wyjmując w tym czasie gotową część, kładzie następną i przekreśla w prawo rękojeść 44 i opisany proces powtarza się.



Rys. 5. Przesuwnik powietrzno-hydrauliczny.

Tym sposobem czas trwania procesu nacinania gwintu określony jest czasem koniecznym dla osiągnięcia potrzebnego ciśnienia w cylindrze 56, zależnym od wielkości przekroju pierścieniowego otworu zaworu 55, przez który przechodzi sprężone powietrze do cylindra 56, oraz ciśnienia jego w przewodzie 49.

Wielkość pierścieniowego przekroju zaworu można regulować w szerokich granicach przez obrót kółka 52, przesuwającego osiowo iglicę 54. Ciśnienie sprężonego powietrza wchodzącego do cylindra 56 reguluje się za pomocą zaworu redukcyjnego 30 (rys. 2).

Walcarka RNSZ-2, niezależnie od wysokiej wydajności, posiada prosty schemat, co ułatwia jej wykonanie, upraszcza obsługę i remont oraz podwyższa pewność w eksploatacji.

Maksymalny rozchód sprężonego powietrza przy wykonaniu gwintu na 1000 części wynosi $3 \div 4$ m³ przy ciśnieniu 5 kG/cm².

Każdy zakład obróbki metali może z powodzeniem wykonać siłami remontowymi dla siebie 1 ÷ 2 takich maszyn, wykorzystując do tego znajdujące się zwykle w zakładzie nie nadające się do produkcji przestarzałe tokarki.

Do tego celu nadaje się łożo starej tokarki (wrzeciennik jako skrzynka posuwów), ustawione na płycie fundamentowej, sanie podłużne, na których zamocowuje się za pomocą śrub ruchomą głowicę 19 (rys. 2), i zbiornik z pompką na ciecz chłodząco-smarującą. Pozostają do wykonania tylko głowice ruchoma i nieruchoma oraz przesuwnik powietrzno-hydrauliczny bardzo prostej konstrukcji (rys. 5).

(Stanki i Instrument nr 3/51)

W. K.

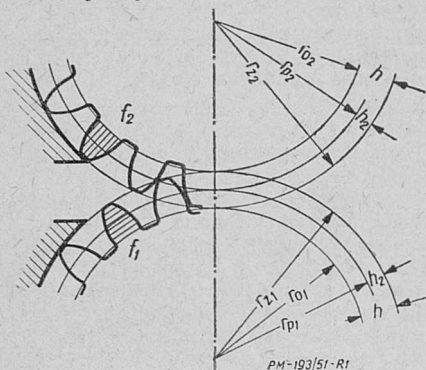
O OBLICZANIU WYDAJNOŚCI POMPY ZĘBATEJ

Pompa zębata zawdzięcza swe duże rozpowszechnienie niewielkim rozmiarom i niezawodności działania; stosunkowo mała sprawność ogólna nie odgrywa poważniejszej roli, ponieważ w silnikach, gdzie jako pompa smarownicza panuje prawie niepodzielnie, zużycie mocy na napęd mechanizmów pomocniczych i tak jest nieznaczne.

Wskutek znacznego zwiększenia i dokładności obróbki i polepszenia się jakości powierzchni zębów podniosła się sprawność mechaniczna i objętościowa pomp zębatych, co przyczyniło się do rozszerzenia zakresu ich stosowności.

Wydajność rzeczywistą pompy zębatej można wyznaczyć na podstawie badań hydraulicznych, a wydajność teoretyczną obliczyć na podstawie wymiarów

kół zębatych i osłony pompy. Przedmiotem niniejszego artykułu będzie obliczenie wydajności pompy zębatej sposobem teoretycznym.



Rys. 1. Schemat ząbienia pompy zębatej.

Teoretyczna objętość cieczy przetłaczana z przestrzeni ssawnej do przestrzeni tłocznej w czasie 1 obrotu wynosi w przybliżeniu (rys. 1):

$$V_t = 2 \pi r_p b h \text{ mm}^3 \quad [1a]$$

gdzie

- r_p — promień koła podziałowego
- b — szerokość wienca zębatego
- h — czynna wysokość zęba.

Przy zastosowaniu normalnego ząbienia ewolwentowego odnosimy wszystkie wymiary do modułu m ; mamy więc:

$$h = 2m \quad r_p = \frac{mz}{2} \quad (z - \text{ilość zębów})$$

A zatem:

$$V_t = 2 \pi m^2 b z \text{ mm}^3 \quad [1b]$$

Wydajność teoretyczna pompy przy n obrotach na minutę:

$$Q_t = 2 \pi m^2 b z n = 60 m^2 b z \omega \text{ mm}^3/\text{min} \quad [2a]$$

gdzie ω oznacza prędkość kątową obrotu.

Wydajność w mm^3/sek .

$$Q_t = m^2 b z \omega \text{ mm}^3/\text{sek} \quad [2b]$$

Wzór [1a] opiera się na założeniu, iż ciecz zostaje całkowicie wyparta z pierścienia o grubości h , tj. iż na wysokości h ząb jednego koła wypełnia całkowicie przeciwny wręb drugiego koła. Tymczasem wysokość zęba równa się głębokości wrębu tylko w dwu szczególnych przypadkach, a mianowicie przy ząbieniu dwu identycznych zębatek oraz zewnętrznego koła zębatego z kołem wewnętrznym o tej samej liczbie zębów. Oba te przypadki graniczne nie dają się urzeczywistnić, lecz można się do nich zbliżyć.

Z warunku momentów można otrzymać równanie, wyprowadzone przez prof. D. Thomę¹⁾:

$$V_t = b \pi \left[2r_{p1}(h_{g1} + h_{g2}) + h_{g1}^2 + \frac{r_{p1}}{r_{p2}} h_{g2}^2 - \left(1 + \frac{r_{p1}}{r_{p2}} \right) \frac{t_z^2}{12} \right] \quad [3a]$$

Wartość podziałki zasadniczej $t_z = m \pi \cos \alpha$ dla nominalnego kąta przyporu $\alpha = 20^\circ$ wynosi: $t_z = 2,9521 m$.

Dla koła o zębach normalnych—zerowych ($t_z = 2,9521 m$, $h_{g1} = h_{g2} = m$) równanie [3a] przybiera postać podobną do równania [1a]:

$$V_t = \pi m^2 b \left[2z_1 + 0,275 \left(1 + \frac{z_1}{z_2} \right) \right] \quad [3b]$$

Pompy zębate wykonuje się zazwyczaj z dwoma identycznymi kołami zewnętrznymi ($z_1 = z_2 = z$). Dla

tego przypadku wzór [3b] przyjmie postać następującą:

$$V_t = 2 \pi m^2 b (z + 0,275) \quad [3c]$$

Przy $z = 10$ obliczona na podstawie wzoru [3b] wydajność jest o 2,75% większa od wydajności granicznej, obliczonej na podstawie wzoru [3c].

W przypadku ząbień wewnętrznych:

$$V_t = \pi m^2 b \left[2z_1 + 0,275 \left(1 - \frac{z_1}{z_2} \right) \right] \quad [4a]$$

W przypadku granicznym ($z_1 = z_2 = z$) wyrażenie [4a] przechodzi we wzór:

$$V_t = 2 \pi m^2 b z \quad [4b]$$

identyczny z wzorem [1b].

W innej metodzie obliczania wydajności przyjmuje się za punkt wyjścia pracę wykonaną przy obrocie koła zębatego o jedną podziałkę. Dla pompy składającej się z dwu identycznych kół:

$$V_t \approx \pi b (3r_p + r_w)(r_w - r_p) \quad [5a]$$

Dla kół o zębach normalnych—zerowych:

$$V_t \approx 2 \pi b m^2 (z + 0,5) \quad [5b]$$

Wzór ten jest jeszcze mniej dokładny, niż wzór [3b], gdyż na przykład dla dwu kół ($z_1 = z_2 = 10$) wydajność wypada o 15 — 22% za duża.

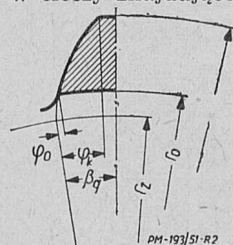
Wynika stąd, iż obie dokładniejsze metody obliczania wydajności teoretycznej dają wyniki mniej dokładne, niż wzór przybliżony [1a].

Aby zbadać zależność wydajności pompy od kształtu zęba, przesunięcia zarysu zęba i wartości kąta przyporu, musimy uciec się do bardziej złożonej metody.

Każdy ząb zanurza się na głębokość równą czynnej wysokości

$$h = r_{w1} - r_{o1} = r_{w2} - r_{o2}$$

w cieczy znajdującej się w przeciwnym wrębie. Ząb



Rys. 2. Czynna powierzchnia zęba.

koła 1 wypiera zatem objętość cieczy: $bF_1 = m^2 b f_1$, a ząb koła 2 $2bF_2 = m^2 b f_2$. Pola f_1 i f_2 mierzy się na jednostkowym kole zębatym (o module $m = 1$). Objętość cieczy wypartej podczas obrotu o 1 podziałkę wynosi: $m^2 (f_1 + f_2) b$, zaś podczas jednego pełnego obrotu koła 1:

$$V_t = m^2 b z_1 (f_1 + f_2) \quad [6]$$

Stosując oznaczenia na rys. 2, połowę czynnej powierzchni zęba koła jednostkowego wyrazimy wzorem:

$$\frac{f}{2} = \int_{\varphi_0}^{\varphi_w} \frac{r^2}{2} d\varphi + \frac{r_w^2}{2} (\beta_z - \varphi_w) - \frac{r_o^2}{2} (\beta_z - \varphi_0) \quad [7]$$

jeżeli promień koła zasadniczego ewolwenty spełnia warunek:

$$r_z = \frac{z}{2} \cos \alpha = 0,4698 z$$

W kołach o znacznej ilości zębów zachodzi zależność: $r_z \leq r_o$. Wówczas z równania ewolwenty we współrzędnych biegunowych wypływa zależność:

$$\varphi = \sqrt{\left(\frac{r}{r_z} \right)^2 - 1} - \arctg \sqrt{\left(\frac{r}{r_z} \right)^2 - 1} \quad [8]$$

Z równania tego otrzymamy φ_0 i φ_w , podstawiając na r odpowiednio r_o i r_w

$$\beta_z = \frac{\pi}{2z} + \tg \alpha - \alpha + 2 \tg \alpha \frac{x}{z} \quad [9a]$$

¹⁾ D. Thoma „Zahnradpumpen mit Evolventenverzahnung“ Mitt. Hydr. Inst. München. Heft 1. München u. Berlin, 1926.

przy czym dla $\alpha = 20^\circ$ otrzymamy:

$$\beta_z = \frac{\pi}{2z} + 0,01490 + 0,7294 \frac{x}{z} \quad [9b]$$

gdzie x oznacza współczynnik przesunięcia zarysu zęba.

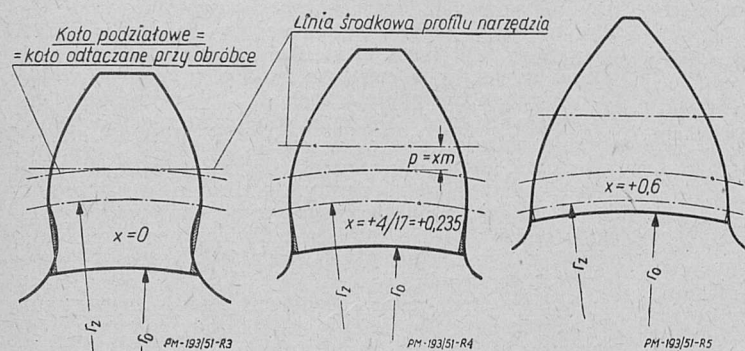
Ostatecznie:

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi_w} r^2 d\varphi = \frac{1}{r_z} \int_{r_0}^{r_w} \sqrt{r - r_z^2} r dr = \left| \frac{(r^2 - r_z^2)^{3/2}}{3 r_z} \right|_{r_0}^{r_w}$$

$$f = \frac{(r_w^2 - r_z^2)^{3/2} - (r_o^2 - r_z^2)^{3/2}}{3 r_z} + (\beta_z - \varphi_w) r_w^2 - (\beta_z - \varphi_o) r_o^2 \quad [10]$$

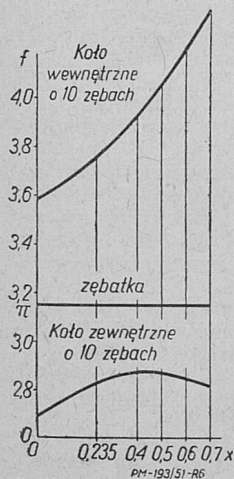
Wzór powyższy jest ważny dla $r_o \geq r_z$.

Dla $r_z > r_o$ nie można znaleźć ogólnego, a zarazem ścisłego rozwiązania. Część czynnej powierzchni zęba ograniczona jest z jednej strony linią zaokrąglenia stopy zęba, której kształt zależy od metody obróbki oraz od zarysu głowy zęba narzędzia.

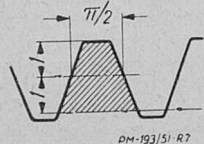


Rys. 3 — 5. Czynna powierzchnia zęba koła zębatego o $z = 10$, wykonanego metodą obwiedniową przy użyciu narzędzia w kształcie zębatego o zębach zakończonych łukiem koła. Rys. 3. Ząb niekorygowany z podcięciem zarysu. Rys. 4. Ząb normalnie korygowany. Rys. 5. Ząb o dużym przesunięciu zarysu.

Na rysunkach 3 i 4 pokazany jest ząb koła ($z = 10$) bez przesunięcia zarysu (niekorygowany) i korygowany celem usunięcia podcięcia. Prowadząc z punktu początkowego ewolwentę na kole zasadniczym odcinek promienia w kierunku środka koła, pomyślany jako teoretyczny zarys zęba wewnątrz koła zasadniczego, otrzymamy pola (zakreskowane na rysunku), przedstawiające różnicę między powierzchniami czynnymi zęba: teoretyczną i rzeczywistą. Przy zniekształconym przez podcięcie zębie (rys. 3) powierzchnia teoretyczna jest o 1% za duża, dla zęba normalnie korygowanego (rys. 4) wypada ona o 0,4% za mała, zaś dla wysoko korygowanego (rys. 5) — za mała o 0,04%. Gdy obliczenia nasze nie dopuszczają takiego błędu, należy go usunąć przez dokładne wykreślenie linii zaokrąglenia stopy.



Rys. 6. Zmienność czynnej powierzchni zęba f w funkcji współczynnika przesunięcia zarysu x .



Rys. 7. Czynna powierzchnia zęba zębatego o $m = 1$ mm.

Wprowadzając to ograniczenie, otrzymamy:

$$f = \frac{(r_w^2 - r_z^2)^{3/2}}{3 r_z} + (\beta_z - \varphi_w) r_w^2 - \beta_z r_o^2 \text{ dla } r_o < r_z \quad [11]$$

Rys. 6 przedstawia zastosowanie naszego obliczenia do zbadania wpływu korekcy na wydajność pompy. Dla zewnętrznego koła zębatego o 10 zębach największa wartość wydajności wypada przy współczynniku przesunięcia zarysu $\sim 0,4$. Wpływ korekcy jest widoczny, jakkolwiek ustępuje wpływowi liczby zębów z i wielkości modułu m . Ponieważ średnica podziałowa wynosi $d_p = mz$, przeto objętość teoretyczna $V_t = m d_p b (f_1 + f_2)$. Wydajność wzrasta zatem — dla danej średnicy koła — wraz z modułem, tj. w miarę zmniejszania się liczby zębów. Ograniczenie narzuca tu liczba przyporu, której wartość zależy przede wszystkim od dokładności obróbki.

Tendencji do zwiększania się wydajności w miarę spadku liczby zębów przeciwdziała częściowo zjawisko wzrostu czynnej powierzchni zęba f w miarę powiększania z . W przypadku koła zewnętrznego f osiąga największą wartość dla zębatego, gdzie wg rys. 7 mamy $f = \pi$. Przy skojarzeniu dwu zębatego równanie [6] przeszłoby w równanie [1b].

Czynna powierzchnia zęba koła wewnętrznego jest większa niż zęba zębatego. Przy zastosowaniu wyżej podanego sposobu obliczenia do zazębenia wewnętrznego należy mieć na uwadze, iż w tym przypadku role zęba i wrębu są zamienione, a więc wartości f , otrzymane z podanych wzorów należy odjąć od wyrażenia

$$(r_o^2 - r_w^2) \frac{\pi}{z}$$

(Opracowano na podstawie artykułu H. Reichenbüchera „Die Fördermenge der Zahnradpumpe“. Die Technik. Heft 9/51).

NOWY INDIKATOR

Ostatnio opracowano nowy typ indykatora silnikowego nadającego się do rejestracji ciśnień w nadzwyczaj szerokim zakresie, którego dolna granica odpowiada mniej więcej ciśnieniu krwi w arterii człowieka, górna zaś dochodzi do ok. 1400 kG/cm². Gama możliwych zastosowań tego przyrządu obejmuje badania silników spalinywych trąkcyjnych, własności paliw, przekładni i napędów, hydraulicznych mechanizmów rozrządczych, i wielu innych zagadnień przemysłowych. Indykator ten zastosowano z powodzeniem do zdjęcia charakterystyki drgań łopatek wirnika lotniczego silnika strumieniowego przy szybkościach do 12000 obr/min i temperaturach do ok. 815°C.

Jest to indykator elektryczny o układzie pojemnościowym. Końcówkę mierniczą wkręca się do specjalnego otworu w głowicy badanego silnika. Zmiany ciśnienia w komorze spalania silnika przenoszą się na końcówkę i powodują odpowiednie zmiany pojemności kondensatora w obwodzie elektrycznym indykatora, połączonym z umieszczonym na zewnątrz oscylatorem elektronowym. Zmiany te uwidoczniają się na ekranie oscyloskopu katodowego w postaci linii, będącej obrazem przebiegu ciśnień podczas całego cyklu roboczego danego cylindra. Obraz ten można otrzymać wprost w funkcji czasu lub też w funkcji kąta obrotu korby silnika.

Zdolność reagowania na zmiany ciśnień w nadzwyczaj szerokich granicach pozwala przewidywać duże pole do zastosowań nowego indykatora w pracach badawczych przemysłu samochodowego, silnikowego i innych.

J. St. K.

Bibliografia

W. E. Hoare — „CYNOWANIE NA GORĄCO“ — Praktyczne wskazówki cynowania na gorąco wyrobów metalowych. Tłum. z ang. *Konstanty Tarnowski* A5, str. 152, rys. 47. PWT, Warszawa, 1951 r. Cena zł 15.—

Książka napisana jest dla techników i mistrzów, a więc w sposób bardzo przystępny i jasny, z podejściem do zagadnienia wybitnie od strony praktycznej. Zwraca uwagę wielką ilość przepisów, rad i wskazówek praktycznych, co podnosi wartość pracy i czyni książkę przydatną również i dla inżyniera interesującego się tą dziedziną.

Zgodnie z tytułem książka podaje szczegółowe praktyczne wskazówki cynowania na gorąco gotowych wyrobów i ich części wykonanych ze stali, miedzi i innych metali. Układ treści podzielony na 9 rozdziałów jest następujący: 1. Wiadomości wstępne, 2. Procesy wytwórcze i urządzania, 3. Cynowanie stali, 4. Cynowanie żeliwa, 5. Cynowanie miedzi, 6. Cynowanie innych metali, 7. Cynowanie stopami cyny i ołowiu, 8. Odpadki przy procesie cynowania, 9. Metody określania grubości i ciągłości powłok cynowych.

Najwięcej uwagi autor poświęcił cynowaniu wyrobów stalowych, jako procesowi najczęściej stosowanemu. Bardzo szczegółowo, jak na niewielką objętość podręcznika, omówione jest przygotowanie powierzchni przed właściwym cynowaniem, a więc oczyszczanie, odtłuszczanie i trawienie, przy czym zabiegi te omówione są oddzielnie dla każdego z cynowanych metali. Zwrócenie specjalnej uwagi na przygotowanie powierzchni jest zgodne z panującym obecnie poglądem, że jakość i przyleganie warstw nakładanych czy to na gorąco, czy galwanicznie, czy natryskiem zależy w głównej mierze od właściwego przygotowania powierzchni. Zagadnienie to należy specjalnie podkreślać, ponieważ do dziś dnia wielu praktyków nie docenia go należycie i często szuka przyczyn złych wyników nie tam gdzie należy.

Autor dzieli stale na „zwykłe“, „pośrednie“ i „trudne do cynowania“. Ciekawe są uwagi dotyczące przyczyn, że niektóre stale cynują się trudno i wyjaśnienia jak należy postępować, aby uzyskać dobre wyniki.

Bardzo szczegółowo opisany jest sam proces cynowania stali z przytoczeniem szeregu różnych metod, a więc: cynowanie w kąpeli pojedynczej, w kąpeli podwójnej, w kąpeli potrójnej, cynowanie z użyciem tłuszczu i cynowanie z salmiakiem. Szereg metod podany jest również dla cynowania żeliwa, miedzi i innych metali.

Cynowanie jest procesem dającym się zmechanizować tylko w nielicznych przypadkach masowej produkcji przedmiotów o prostych kształtach. Wyniki procesu są zazwyczaj uzależnione od doświadczenia i umiejętności pracowników. Autor zwraca uwagę na większą niż przy innych procesach rolę czynnika ludzkiego.

Autor książki jest wybitnym specjalistą z dziedziny cynowania, a wydanie pracy w oryginale przez instytucję badawczą jaką jest Tin Research Institute, gwarantuje, że podawane metody są wypróbowane i właściwe.

Tłumaczenie książki jest dobre, w niektórych tylko miejscach podawana jest niewłaściwa terminologia. Książka jest zilustrowana szeregiem bardzo dobrych fotografii — układ graficzny natomiast słaby. W ewentualnym następnym wydaniu byłoby wskazane podawanie w receptach oprócz nazw związków chemicznych również i wzorów, albo zestawienie w postaci tablicy chemikalii stosowanych przy cynowaniu.

P. K.

Prof. dr inż. Zenobiusz Kłębowski — OBLICZANIE WYTRZYMAŁOŚCIOWE NACZYŃ CIŚNIENIOWYCH — PZWS, Warszawa 1951, str. 284, rys. 123. Cena zł 40.

Trudno sobie wyobrazić bardziej kompetentnego kandydata na pisanie rozpraw o wytrzymałości naczyń ciśnieniowych, niż *prof. Kłębowski*. Całe jego życie bowiem upływało pod znakiem pracy w tej lub pokrewnych dziedzinach. To właśnie odbiło się nader wyraźnie na charakterze jego ostatniej monografii. Jest ona dziełem na wskroś dojrzałym; materiał rozłożony jest równomiernie i podany czytelnikowi w sposób przystępny oraz łatwy do wykorzystania w praktyce, zaopatrzone jest przy tym w szereg umiejętnie dobranych przykładów liczbowych, właśnie tam i tylko tam, gdzie ich potrzebuje konstruktor zamierzający zabrać się do praktycznego rozwiązywania jednego z omawianych zagadnień. A jest ich, jak na tak szczupłą objętość dzieła, całkiem spora ilość.

Po wstępie, traktującym o ogólnych prawach wytrzymałościowych, dotyczących dwuwymiarowych stanów napięcia, podaje autor metody obliczania przede wszystkim głównego elementu naczyń ciśnieniowych, jakim są ściany boczne. Zaczyna przy tym od napieć błonowych, a następnie przechodzi do przypadków, gdy nie da się uniknąć obliczenia powłok na gięcie w płaszczyźnie południkowej; wreszcie obszernie traktuje o metodzie obliczania powłok giętych, stosującej teorię belki połączonej ze sprężystym podłożem, w zastosowaniu do paska południkowego, wyodrębnionego myślowo z powłoki. Dużo miejsca poświęca następnie autor dnom kotłów o rozmaitych kształtach i sposobów połączenia ze ścianką.

Osobny spory dział poświęcony został zastosowaniu płyty płaskiej jako ściany zamykającej naczynie. We wszystkich działach uwzględniono istnienie otworów i kołnierzy. Wreszcie, na zakończenie części teoretycznej, poświęcono nieco miejsca wynikom teorii prętów zakrzywionych i zagadnieniom wyężenia oraz naprężeń dopuszczalnych przy rozciąganiu i zginaniu elementów z metali elasto-plastycznych.

Część II poświęcona jest zastosowaniom przemysłowym wyłożonej poprzednio teorii. A więc podane zostały przykłady obliczeń płaszczy kotłowych według obowiązujących w Polsce przepisów kotłowych, nie wyłączając danych co do najlepszych zdaniem autora szwów nitowych. Podane zostały następnie metody obliczeń zbiorników ciśnieniowych innych niż kotły parowe, zbiorniki dla gazów prężonych, skroplonych i rozpuszczonych pod ciśnieniem. Dalej omawiane jest obliczanie stosowanych w praktyce den kotłowych i ciśnieniowych, a następnie sposoby łączenia den ze zbiornikami oraz ich obliczanie wytrzymałościowe; wreszcie podano szereg różnych rzadziej spotykanych konstrukcji den wraz ze sposobami ich obliczania. Cały rozdział następny poświęcony jest zagadnieniu obliczania kołnierzy i złączy elementów pracujących na wysokim ciśnieniu.

Ciekawym dodatkiem do tej pracy jest rozdział o stateczności naczyń wypukłych pod wpływem nadciśnienia zewnętrznego, oraz ich elementów, którym grozi pojawienie się niestateczności. Podano tu szereg tablic i wykresów znacznie ułatwiających przebieg rachunku oraz przykład liczbowy.

Obliczeniom naczyń grubościennych, a mianowicie ścianom walcowym i dnom kulistym, z poprawianiem rozkładu naprężeń skurczowym lub wciskowym połączeniem, poświęcono sporo miejsca obok korków, grzybków i innych rodzajach den grubościennych, oraz pierścieni przyciskających.

W rozdziale o zbiornikach omawia się zbiorniki kołowo-symetryczne z osią pionową i z osią poziomą oraz zbiorniki niekołowo-symetryczne, z uwzględnieniem sposobów ich podparcia.

W ostatnim rozdziale części drugiej omówiono obliczanie elementów specjalnych, a ściana usztywniona

zespórkami, jednostronna nakładka w szwie nitowym, rozkład napięć na poszczególne rzędy nitów, wreszcie, jako poważny przykład liczbowy, obliczenie warnika celulozy z jednostronnymi nakładkami.

Część III zawiera uzupełnienia. Przede wszystkim do uwzględnienia zmienności współczynnika zanikania amplitudy fali w miejscach nieciągłości. Jest to wykład klasycznej dziś teorii J. Geckelera statyki powłok osiowo-symetrycznych, jak również pracy A. Huggenbergera i E. Höhna. Część ta jest matematycznie nader trudna i dla rozwiązań praktycznych podano szereg tablic i wykresów. W ostatniej części mamy znów przykład liczbowy zastosowania tej teorii w zadaniu praktycznym. Odsunięcie na ostatni plan tej trudnej teorii jest tutaj bardzo celowe. Dobrej tej książce należy życzyć powodzenia, na jakie zasłużyła.

J. N.

Prof. inż. Włodzimierz Mermon — ZASADY KONSTRUKCJI PRZYRZĄDÓW, UCHWYTÓW I SPRAWDZIANÓW SPECJALNYCH — t. I. Format B5, str. 208, rys. 299, tablic 3. PWT, Warszawa 1950.

Książka prof. inż. W. Mermona po raz pierwszy w polskiej literaturze technicznej ujmując wyczerpująco zagadnienie konstrukcji przyrządów i uchwytów specjalnych.

W rozdziale I pt. „Wiadomości ogólne” autor podaje wnikliwą próbę klasyfikacji środków produkcji, ustala co należy rozumieć pod pojęciem wyposażenia specjalnego obrabiarek i stanowisk roboczych. Stosowanie wyposażenia specjalnego daje w rezultacie skrócenie czasu wykonania, zmniejszenie liczby braków, zmniejszenie kosztów robocizny bezpośredniej i maksymalne wyzyskanie obrabiarki. Wymienione czynniki stanowią nieodzowny warunek obniżenia kosztów wytwarzania i podwyższenia jakości produkcji.

Rozdział II obejmuje omówienie zasad ustalania (ustawiania) przedmiotu do obróbki skrawaniem oraz elementarnych środków konstrukcyjnych, zapewniających prawidłowe położenie i zamocowanie przedmiotów w uchwycie lub przyrządzie. W tym rozdziale zostały podane przykłady najprostszych urządzeń podziałowych, służących do nadawania przedmiotowi zamocowanemu w uchwycie kilku kolejnych położeń podczas jednej operacji, wyrzutniki, elementy zamykające przyrządy i ustalające położenie narzędzia względem obrabianego przedmiotu, ponadto urządzenia służące do ustalania położenia przyrządu lub uchwytu względem obrabiarki. Autor poświęca szczególną uwagę różnym rodzajom korpusów przyrządów oraz sposobom ich wykonania.

W rozdziałach III i IV w oparciu o podział przytoczony na początku tych rozdziałów autor podaje wiele najbardziej typowych przykładów i zasad budowy przyrządów i uchwytów specjalnych, służących do toczenia i szlifowania części maszyn. Przytoczone przykłady rozwiązań konstrukcyjnych obejmują różne przypadki występujące przy toczeniu i szlifowaniu. Stanowią one cenny materiał podstawowy przy szukaniu innych rozwiązań specjalnych. Zagadnienie wielonarzędziowości znajduje uwypokolenie w ustępie poświęconym imakom wielonożowym. Praktyczną i naukową wartość książki zwiększa, równoległa z konstrukcją przyrządów i uchwytów, ujęcie zagadnienia budowy sprawdzianów specjalnych, ujęcie rzadko spotykane w pracach poświęconych tej dziedzinie technologii.

Na podstawie podziału przytoczonego na wstępie rozdziału V i VI omawiają uchwyty i przyrządy wiertarskie oraz przyrządy do narzędzi wiertarskich i sprawdziany specjalne do otworów. Podane przykłady obejmują zarówno rozwiązania proste jak też uchwyty i przyrządy o budowie złożonej i ciężkiej. Na szczególne podkreślenie zasługują przykłady przyrządów wiertarskich przechyłnych jako wydatnie skracających czasy pomocnicze.

Zamieszczone w książce przykłady konstrukcji głowic wielowrzecionowych, głowic do gwintowania na wiertarkach i robót specjalnych, pozwalają docenić znaczenie ich zastosowania w obróbce maszynowej.

Niewątpliwie ułatwią one wielu konstruktorom opracowanie podobnych przyrządów do prac wiertarskich, przystosowanych do konkretnych wymogów.

Rozdziały VII, VIII i IX dotyczące przyrządów do wytaczania, uchwytów i przyrządów do narzędzi wytaczarskich i sprawdzianów specjalnych, do robót na wiertarko-frezarkach i wytaczarkach wysuwają się na czoło książki zarówno ze względu na lukę w literaturze technicznej, którą wypełniają jak i na trafny dobór przykładów oraz ujęcie tematu. Wymienione rozdziały dają wiele praktycznych wskazań odnośnie obróbki części maszyn na wiertarko-frezarkach i wytaczarkach oraz sposobu wykonywania robót wytaczarskich na wiertarkach z zastosowaniem odpowiednich przyrządów specjalnych. Niezbyt jasno omówiono potrzebę ręcznego dopasowywania przedmiotu (rys. 251) do przyrządu (rys. 252) połączonego z wprowadzeniem odpowiedniej operacji ślusarskiej do stanu operacyjnego.

Książka została opracowana w sposób jasny i przejrzysty. Cechuje ją poprawne słownictwo techniczne, niezwykła prostota, wszechstronność i staranność opisów konstrukcji przyrządów i uchwytów, przedstawionych na zamieszczonych w tekście rysunkach. Wykonanie rysunków świadczy o wysokim poziomie prac kreślarni PWT.

Przykłady przyrządów i uchwytów w wielu przypadkach dotyczą obróbki części silnikowych i samochodowych; brak przykładów tak często charakterystycznych przyrządów do obróbki części obrabiarek i maszyn ciężkich. Treść książki została ściśle powiązana z obowiązującymi PN/M, stanowiąc niejako ich uzupełnienie.

Zagadnienie doboru materiałów na części przyrządów i uchwytów nie zostało dość rozlegle rozwinięte. Oprócz materiału przezroczystego (plexiglass) na wzmiankę zasługiwały uwarstwione materiały syntetyczne, nadające się do obróbki skrawaniem i stosowane do wyrobu przyrządów i uchwytów, zwłaszcza płyt wiertarskich.

Książka prof. W. Mermona stanowi cenną pozycję w naszej literaturze technicznej i odda poważne usługi rzeszom konstruktorów i technologów, przyczyniając się do rozszerzenia i ugruntowania ich wiedzy fachowej, służąc również pomocą w rozwiązywaniu bieżących zadań produkcyjnych.

Nie mniejsze usługi odda ona kandydatom, przygotowującym się do pracy zawodowej w przemyśle budowy maszyn.

Mgr inż. Marian Wakalski

Książki nadesłane

Inż. G. Woysław i inż. Z. Jagodziński — TECHNIKA I GOSPODARKA SMAROWNICZA W PRZEMYSLE — Format B5, str. 380, rys. 163, tablic 73. PWT, Katowice 1951. Cena zł 50.—

Książka omawia ogólne wiadomości z technologii ropy naftowej, klasyfikację produktów smarowniczych i ocenę ich użytkowej wartości, systemy smarowania najczęściej spotykanych mechanizmów, maszyn i urządzeń, zasady magazynowania smarów, ich oczyszczania i regenerację. Szczegółowo opisano metody badań produktów naftowych i wyposażenie laboratorium oraz normy zużycia i warunki techniczne. W części organizacyjnej omówiono strukturę komórki smarowniczey w zakładzie pracy ze szczególnym uwzględnieniem zakresu czynności osób związanych z techniką i gospodarką smarowniczą i aktualnej dokumentacji technicznej. Poza tym zamieszczono przepisy bezpieczeństwa i higieny pracy.

Książka przeznaczona jest dla inżynierów i techników, którzy w codziennej swej pracy zajmują się techniką smarowniczą i gospodarką przetworami naftowymi. Może ona również być przydatna dla słuchaczy średnich i wyższych naukowych zakładów technicznych.

Kronika

AKCJA POPULARYZACJI PROJEKTU KONSTYTUCJI POLSKIEJ RZECZYPOSPOLITEJ LUDOWEJ

„...Polska Rzeczpospolita Ludowa stoi na straży zdobyczy polskiego ludu pracującego miast i wsi, zabezpiecza jego władzę i wolność przed siłami wrogimi ludowi, zapewnia rozwój i nieustanny wzrost sił wytwórczych kraju przez jego uprzemysłowienie, przez likwidację zacofania gospodarczego, technicznego i kulturalnego.”

Założę wszystkich zakładów pracy intensywnie biorą udział w ogólnonarodowej dyskusji nad Projektem Konstytucji Polskiej Rzeczypospolitej Ludowej. Za pośrednictwem radiowęzłów, gazet, ściennych itp. pracownicy zaznajamiają się z tekstem Projektu.

W miastach, wsiach i osiedlach robotniczych powstają dziesiątki punktów agitacyjnych i dyskusyjnych, które zapoznają ludność z Projektem Konstytucji Polskiej Rzeczypospolitej Ludowej, organizują dyskusje oraz wyjaśniają podstawowe założenia, treść i sens ogromnych przemian i zdobyczy, jakie znalazły swoje odzwierciedlenie w Konstytucji.

Punkty dyskusyjne powstają także przy wyższych uczelniach. Młodzież z entuzjazmem zgłasza się do pracy w grupach agitacyjnych, które wyjaśniać będą najszerszym rzeszom społeczeństwa Projekt Konstytucji i popularyzować dyskusję ogólnonarodową.

W pierwszych dyskusjach organizowanych przez studentów, uczestniczą profesorowie, asystenci i pracownicy administracyjni. Jedno z takich zebrań poświęconych dyskusji nad Konstytucją odbyło się z udziałem blisko 200 studentów oraz profesorów i asystentów.

KONFERENCJA TECHNOLOGII BUDOWY MASZYN

W Związku Radzieckim została zorganizowana przez LONITO-Masz. (Leningradzki Oddział Stow. Inż. i Tech. Radzieckich) konferencja, która odbyła się w Leningradzie, w czerwcu ub.r. gromadząc 1580 uczestników w tym 150 akademików, profesorów, docentów, doktorów i kandydatów nauk technicznych, przedstawicieli 149 miast Związku Radzieckiego.

Konferencja zmobilizowała uwagę i wysiłki mechaników radzieckich na wykonaniu zadań postawionych przez Partię i Rząd. Wygłoszono 148 referatów; pomiędzy prelegentami było 20 laureatów nagród Stalinowskich.

Obrady prowadzone były w 6 sekcjach: postępowej technologii, budowy ciężkich maszyn, technologii budowy przyrządów, szybkościowego skrawania metali, przyrządów i urządzeń automatycznych do obrabiarek, dokładności obróbki.

W ciągu 6 dni odbyło się 6 zebrań plenum i 28 zebrań w sekcjach.

Konferencja wytyczyła zasadnicze kierunki:

- dalszego rozwoju technologii budowy maszyn na zasadzie ogólnego postępu technicznego,
- wykorzystania wszystkich możliwości technologicznych dla podwyższenia wytrzymałościowych i jakościowych cech maszyn,
- zapewnienia podstaw technologicznych dla stworzenia wysokowydajnych, wysokoekonomicznych ma-

szyn, przyrządów i innych wyrobów celem rozwiązania zagadnienia podniesienia poziomu życiowego mas pracujących.

Konferencja zaproponowała:

- 1) wszechstronne rozwijanie mechanizacji i automatyzacji produkcji,
- 2) podwyższenie wymagań w dziedzinie technologiczności konstrukcji,
- 3) przestrzeganie oszczędności zużycia materiałów,
- 4) rozwijanie wszelkiego rodzaju szybkościowych i innych wysoko wydajnych metod obróbki,
- 5) podwyższanie dokładności obróbki i szersze wprowadzenie zastępowalności obrabiarek; usztywnienie ich konstrukcji i zwalczanie drgań,
- 6) rozwijanie i wprowadzanie procesów technologicznych zwiększających wytrzymałość,
- 7) rozwijanie elektrycznych metod obróbki metali,
- 8) szersze wprowadzanie unifikacji konstrukcji i rozpracowywanie typowych procesów technologicznych.

Zgodnie z uchwałami konferencji przed pracownikami przemysłu budowy maszyn w dziedzinie wprowadzania postępowej technologii postawione zostały następujące zadania:

wzmocnić ścisłą twórczą współpracę nowatorów produkcji z działaczami nauki, technologami i konstruktorami w celu zapewnienia szybkiego postępu technicznego w dziedzinie technologii. Uważać, że we wszelkich typach wytwórczości technologia winna kształtować się na podstawie realizacji kompleksowych wskazań, obejmujących konstruowanie i organizację produkcji; należy przy tym brać pod uwagę warunki pracy robotników.

Uchwały konferencji zaleciły:

wprowadzać potokowe metody produkcji, rozszerzać zakres stosowania automatyzacji, rozwijać ruch stachanowski; wprowadzać nowe formy tego ruchu, w szczególności rozwijać współpracę nauki z techniką, wymianę doświadczeń, stosować w szerokim zakresie metodę inż. Kowalowa. Przyspieszać przechodzenie zakładów na szybkościowe metody obróbki, wprowadzać nowe metody obróbki wykańczającej jak np. metody polerowania itp.

(Wiest. Masz. nr 11/51)

inż. D. Gajewski

ZWIĘKSZONA PRODUKCJA OBRABIAREK I NARZĘDZI

Trzeci rok planu 6-letniego stawia przed przemysłem obrabiarek i narzędzi zwiększone w porównaniu z rokiem ubiegłym zadania.

Cały przemysł obrabiarek i narzędzi zwiększył w roku bieżącym produkcję w stosunku do 1951 roku o 31,1 procent, w dziale obrabiarek produkcja w porównaniu z ub. rokiem wzrosła o 28 procent.

W roku bieżącym przemysł ten, oprócz obrabiarek dotychczas wykonywanych, produkować będzie wiele nowych typów oraz 5 typów obrabiarek agregatowych, automatycznie przeprowadzających cały cykl produkcyjny. Dostarczenie tych nowych maszyn fabrykom przemysłu metalowego pozwoli na zmechanizowanie w znacznym stopniu produkcji różnych maszyn, silników elektrycznych itp.

WYDAWCA: NACZELNA ORGANIZACJA TECHNICZNA, WARSZAWA, Czackiego 3/5

Komitet Redakcyjny: mgr inż. ZYGMUNT BOCHENEK, mgr inż. PAWEŁ KOSIERADZKI, JAN STEFAN KOWALSKI, mgr inż. STANISŁAW KULESA, dr inż. JAN OBALSKI, prof. dr inż. ALEKSY PIATKIEWICZ, prof. inż. ZDZISŁAW RYTEL, prof. dr inż. ROBERT SZEWAŁSKI, mgr inż. JÓZEF ZAGORSKI

Redaktor Naczelny: mgr inż. MARIAN WAKAŁSKI

Z-ca Redaktora Naczelnego: inż.-mech. WŁADYSŁAW KAWĘCKI

Sekretarz redakcji: HALINA MIKULSKA

Redaktor techniczny: CZESŁAW PIEKARSKI

Rysunki wykonał: STANISŁAW LIPIŃSKI

PKO Nr konta I-19881/110.

PRZEGLĄD BIBLIOGRAFICZNY MECHANIKI

OPRACOWANY PRZEZ OŚRODKI DOKUMENTACJI
GŁÓWNEGO INSTYTUTU MECHANIKI

DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „PRZEGLĄD MECHANICZNY”

ROCZNIK 3

WARSZAWA, MARZEC 1952

NR 3

OŚRODEK DOKUMENTACJI OBRABIAREK I NARZĘDZI

E — EKONOMIKA, KALKULACJA I ORGANIZACJA

1* EC:SL 621.941.1:621.9.014 B2—3.52

Skřivan K. **Ekonomiczne warunki skrawania przy toczeniu**. „Hospodárné řezné poměry při hrubém soustružení“. *Strojirenství*, t. 1, nr 6, 27 czerw. 51, s. 208; A4, 2 str., 2 wyk., 1 tabl. — Dobór warunków skrawania dla osiągnięcia najlepszych wyników przy toczeniu zgrubnym, z uwzględnieniem ilości wytwarzanych wiórów i możliwości ich odprowadzenia. Wskaźniki ekonomiczne i wpływ zwiększenia posuwu na główne czasy maszynowe i koszty eksploatacji obrabiarki. Granica opłacalności zwiększania posuwu.

2* EN 621.9:389.6 B2—3.52

Konieczność zwrócenia większej uwagi na prace normalizacyjne. „Bolsze wnimanja rabotie po normalizacii“. *Stanki i Instr.*, t. 22, nr 7, sier. 51, s. 1, A-4, 2 str. — Przykłady z praktyki przemysłowej, podkreślające znaczenie normalizacji w produkcji. Normalizacja jako czynnik prowadzący do wykorzystania ukrytych rezerw w przemyśle budowy maszyn. Efekty ekonomiczne jako skutek wznowienia, upowszechnienia i kontroli prac normalizacyjnych.

3* EO 658.5:621.9 B2—3.52

Sierdiukow P. J. **Chorągiewka sygnałowa na roboczych stanowiskach działów obrabiarkowych.** „Signalnyje flaki na raboczich miestach stanocznikov ceha“. *Stanki i Instr.*, t. 22, nr 4, kwiec. 51, s. 32, A4, 0,25 str. — Pomysł sygnalizacji flagowej na działach obróbki mechanicznej. Chorągiewka czerwona ustawiona przez robotnika dowodzi nienormalności pracy i sygnalizuje majstrowi, czy instruktorowi konieczność pomocy. Chorągiewka zielona sygnalizuje, że praca przebiega normalnie.

4* EO:EC 621.9:658.5 B2—3.52

Kontrola wydajności produkcji. „Measuring productivity“. *Air cr. Prod.*, t. 13, nr 156, paźdz. 51, s. 309; A4, 4 str., 2 tabl., 6 poz. bibl. — Pojęcie wydajności produkcji. Zagadnienie racjonalnego wykorzystania środków i nakładów. Proces produkcyjny i wpływ jego poszczególnych etapów na wydajność. Wykorzystanie obrabiarki, czas pracy. Przykład kalkulacji czasu pracy obrabiarki. Czas stracony. Raporty okresowe dla nadzoru (majstrów, szefów działów itp.). Sprawozdanie finansowe i jego analiza.

5* EO:EK 331.876:621 B2—3.52

Opłacalność metody inż. Kowalowa w przemyśle maszynowym. „Uplatnění metody ing. Kovaleva ve strojirenství“. *Strojirenství*, t. 1, nr 9, 1951, s. 321; A4, 6,25 str., 3 rys. — Drogi akumulacji i rozszerzenia postępowych metod pracy. Metoda inż. Kowalowa jako czynnik postępu, jej zasady, przygotowanie i wprowadzenie w życie. Zastosowanie metody Kowalowa w ciężkim przemyśle maszynowym i jej wpływ na zwiększenie wydajności. Analiza postępu pracowniczego z uwzględnieniem norm technologicznych. Kontrola wyników z podaniem wzorów arkuszy dla przeprowadzania obliczeń. Korzyści wynikające dla pracownika i zakładu pracy przy stosowaniu postępowych metod pracy, a metody inż. Kowalowa w szczególności.

6* EO:EK:EP:ET 621.773.658.2:621.91.07 B2—3.52

Colvin F. H., Stanley F. A. **Prowadzenie warsztatu mechanicznego.** „Running a machine shop“. Wyd. 2,

New York, 1948, Mc. Graw Hill; D, A5, 470 str., 37 fot., 116 rys., 10 wyk., 46 tabl. — Organizacja warsztatu mechanicznego. Planowanie rozkładu pomieszczeń, rodzaju produkcji, dobór załogi i specjalizacja. Wyposażenie warsztatu, transport, ruch materiałów i magazynowanie surowców. Narzędziownia, karty narzędziowe, opieka nad narzędziami, ostrzenie narzędzi itp. Kontrola produkcji, wpływ obrabialności na sposób kalkulacji, braki, reorganizacja warsztatu, np. przez zmianę stanowisk obrabiarek, sprawdziany. Dodatek powojenny zawiera opisy niektórych operacji.

N — NARZĘDZIA

NK — Zagadnienia konstrukcyjne narzędzi

7* NK 621.951.4 B2—3.52

Martin J. **Wiertło z drutu fortepianowego do wiercenia głębokich otworów.** „Piano-wire drill cuts deep holes“. *Am. Mach.* (N. Y.), t. 94, nr 5, 1950, s. 120; A4, 0,2 str., 1 rys. — Notatka zalecająca sposób wiercenia z drutu fortepianowego do wiercenia otworów o średnicy ok. 1 mm i mniej, a głębokości ok. 20 mm i więcej. Optymalne wymiary wiertła. Narzędzie dobrze pracuje i nie łamie się.

8* NK 621.9.07:679 B2—3.52

Jakowlew A. G. **Narzędzie do nacinania części z mas plastycznych.** „Riečec dla nariezanja riezbj na diatalach iz prastmassy“. *Stanki i Instr.*, t. 21, nr 1, s. 30; A4, 0,3 str., 2 rys. — Sposób ustawiania i mocowania noża oraz metoda nacinania. Rysunek konstrukcyjny noża.

9* NK:NE 621.9.014:621.9.02:669—492.8 B2—3.52

Hrdina A. **Przyczyny trudności i uszkodzeń przy pracy narzędziami z węglików spiekanych.** „Příčiny zavad a poruch při práci s nástroji se slinitými karbidy“. *Tech. Pr.*, t. 7, nr 1, stycz. 51, s. 4; A4, 2,5 str., 5 rys., 1 wyk. — Analiza przyczyn łamania i odrywania się od trzonka płytek ze spiekanych węglików w narzędziach skrawających. Powody wykruszeń ostrzy narzędzi z płytkami przy nieodpowiednim stosowaniu narzędzia. Wpływ wytrzymałości materiału trzonka, wadliwego wykonania kątów ostrza i wykonczenie płytki na trwałość narzędzia. Sposoby mocowania płytek w trzonkach narzędzi.

NK:NK:SF 1/16 621.9.013:621.914.1/2:669—492.8

10* B2—3.52

Greifender H. **Geometria narzędzi ze spiekanych węglików metali.** „Bericht über Spanwinkel für gesinterte Hartmetall - Werkzeuge“. *Betriebs u. Fert.*, t. 4, nr 4, kw. 50, s. 57, A4, 3,5 str., 4 rys., 2 wyk., 1 tabl., 1 poz. bibl. — Wartości kątów natarcia ostrzy frezów ze stali szybko tnącej, narzędziowej i spiekanych węglików metali, przy obróbce żeliwa, stali węglowej, stopowej, brązów, Al, Mg i ich stopów. Frezy czołowe, walcowe i piły. Geometria ostrzy, wzory oraz wykresy na obliczenie wartości kątów. Przykłady zastosowania podanych wzorów i wykresów. Wskazówki dla doboru odpowiednich warunków skrawania przy frezowaniu frezami ze spieków, konstrukcje frezarek, szlifowanie frezów. Zaszlifowanie freza, które warunkuje ekonomiczność obróbki. Dane techniczne.

11* NK:NM 621.9.013:621.9.02:669—492.8 B2—3.52

Prkala R. **Konstrukcja noży tokarskich do skrawania szybkościowego według wzorów radzieckich.** „Konstrukce sostružnickich nožj k rychlostniju soustruženiju podle sovetських wzoru“. *Tech. Pr.*, t. 7, nr 4,

N — NARZĘDZIE c. d.

1951, s. 74, A4, 1 str., 2 rys. — Geometria i konstrukcja dwóch noży do skrawania szybkościowego z nakładanymi płytkami z węglików spiekanych. Noże zaopatrzone są w łamacze wióra i posiadają ujemne kąty natarcia.

12* NK:NS:SS 621.922:621.923.9 B2—3.52

Zmniejszenie kosztów szlifowania powierzchni przy użyciu tarcz wewnętrznie chłodzonych. „The use of internally cooled wheels reduces surface grinding costs“. *M a c h i n e r y* (Lond.), t. 79, nr 2018, 19 lip. 51, s. 118, A4, 2,5 str., 1 rys. — Konstrukcja tarczy szlifierskiej chłodzonej od wewnątrz na całej szerokości. Ciecz chłodząca przecieka przez tarczę wskutek działania siły odśrodkowej i pokrywa obwód idealnie równą warstwą. Konieczność filtrowania cieczy. Doskonała widoczność szlifowanego miejsca predystynuje tę metodę do ostrzenia narzędzi i przedmiotów wymagających bardzo dokładnej obróbki. Zwiększenie okresu trwałości tarczy i inne zalety.

13* NK:SL1b 621.9.02:669.71 B2—3.53

Kogler E. **Konstrukcja narzędzi do obróbki aluminium.** „Werkzeugkonstruktionen für Aluminiumbearbeitung“. *B e t r i e b u. F e r t.*, r. 4, nr 2, luty 50, s. 25; A4, 3 str., 4 fot., 4 rys., 1 tabl., 1 poz. bibl. — Geometrie i rodzaje noży do obróbki aluminium, przygotowanie noży. Obróbka zgrubna i wykańczająca. Rodzaje frezów, wiertel, rozwiertaków i pilników. Nacinanie gwintów w aluminium. Warunki obróbki i chłodzenie.

NS — Szlifowanie (ostrzenie narzędzi) i tarcze szlifierskie

14* NS 621.923.96:621.9.02 B2—3.52

Przedłużenie okresu trwałości diamentu przy zastosowaniu wyposażenia „Diaform“ do obciążania ściernic. „Extend diamond life when „Diaforming““. *M a c h i n i s t*, t. 95, nr 37, 15 wrzes. 51, s. 1389; A4, 2 str., 2 fot., 2 rys. — Oszczędność dzięki zastosowaniu obciążania „zgrubnego“ za pomocą stepionego diamentu, który normalnie należałoby już przeszlirować. Diament normalny do obciążania wykańczającego zamocowano w jednej oprawce z diamentem tępym — pracuje po przesunięciu dźwigni, bez potrzeby zatrzymania obróbki. Geometria noży diamentowych, tarcze szlifierskie, położenie noża do obciążania.

15* NS 621.923.6:669—492.8:621.922 B2—3.52

Szlifowanie spiekanych węglików metali na tarczach diamentowych. „Schleifen der Hartmetalle mit Diamant“. *T e c h n. R d s c h.*, r. 42, nr 48, 1 grud. 50, s. 4; 48 × 32 cm, 1 str., 3 fot., 4 rys., 2 tabl. — Przepisy szlifowania narzędzi ze spiekanych węglików metali. Szlifowanie wstępne, szlifowanie ostateczne. Szlifowanie narzędzi precyzyjnych, drobnych frezów i rozwiertaków. Tarcze karborundowe i diamentowe, rodzaje szlifierek, łamacze wiórów. Dane techniczne.

16* NS3 621.923.64:669—492.8 B2—352

Ostrzenie narzędzi ze spiekanych węglików metali. „Das Schärfen von Hartmetallwerkzeugen“. *T e c h n. R d s c h.*, r. 43, nr 23, 8 czerw. 51, s. 5; 48 × 32 cm, 0,5 str., 3 fot., 1 mikrogr., 2 rys., 1 poz. bibl. — Warunki szlifowania spieków, dobór odpowiedniej ściernicy. Dobre wyniki, ze względu na trwałość ostrza, uzyskuje się przy docieraniu ostrza na bardzo drobnoziarnistej ściernicy (najlepiej na diamentowej). Porównanie szlifowania ręcznego z maszynowym. Chłodzenie. Ujemny wpływ przegrzewania szlifowanych powierzchni. Uwagi odnośnie właściwego szlifowania oraz doboru odpowiedniego kąta natarcia narzędzia. Rysunek szablonu do sprawdzania szlifowanego kąta.

17* NS:NK:UK:O 621.923.96:621.924 B2—3.52

Silvestrov V. D. **Bezdiamentowe ostrzenie tarcz ściernych przy szlifowaniu bezkłowym.** „Bezdiamentove ostrēni brustych kotoču pri bezhortēm broušení (centerless)“. *T e c h n. P r.*, t. 7, nr 4, 1951, s. 75;

A4, 2 str., 2 rys., 1 wyk., 2 tabl. — Omówienie wyników ostrzenia tarcz ściernych przy pomocy tarcz jednolitych ze spiekanych węglików, złożonych z płytek z węglików, tarcz z nasypem odłamek węglikowych, wreszcie tarcz specjalnych. Najlepsze wyniki na późniejszą jakość szlifowanej powierzchni metalu dają ściernice ostrzone tarczami z płytkami ze spiekanych węglików. Konstrukcja ostrzarki i uchwyty.

18* NS:UK 621.923.96 B2—3.53

Silvestrov W. D. **Bezdiamentowe obciążanie tarcz szlifierskich przy szlifowaniu bezkłowym.** „Biezdiamentnaja pravka szlifowalnych krugow pri biezcentrowom szlifowanji“. *S t a n k i i I n s t r.*, t. 21, nr 1, 1951, str. 34; A4, 2 str., 1 rys., 1 fot., 1 wyk., 1 tabl. — Opis sposobów bezdiamentowego obciążania tarcz krążkami z węglików spiekanych lub specjalnymi krążkami. Zestawienie wyników badań. Opis urządzeń do obciążania.

O — OBRABIARKI

OC — Części i zespoły obrabiarek

19* OC 621.91:621.822.5 B2—3.52

Rotzoll E. **Nowoczesne łożyska ślizgowe dla wrzecion obrabiarek do obróbki bardzo dokładnej.** „Neuzeitliche Gleitlager für die Hauptspindel der Werkzeugmaschinen für die Feinstbearbeitung“. *W e r k s t a t t s t e c h n i k u. M a s c h.*, r. 41, nr 1, styc. 51, s. 2; A4, 6 str., 14 rys. — Znaczenie łożyskowania wrzeciona obrabiarki na dokładność obróbki. Podstawowe wymagania stawiane nowoczesnym łożyskom ślizgowym, dane liczbowe i wzory. Szereg przykładów łożysk ślizgowych. Każdy z nowych typów łożysk krytycznie omówiony. Uwagi odnośnie łożysk podłużnych.

20* OC:OK 629.91/95—585 B2—3.52

Darer A. S. **Nowa przekładnia ciągłej regulacji obrotów.** „Nowy wariator“. *S t a n k i i I n s t r.*, t. 21, nr 2, 1950, s. 1; A4, 3 str., 4 rys., 1 wyk. — Analiza zalet bezstopniowej regulacji obrotów i pomiarów w obrabiarkach. Wady istniejących piętren tarcicowych. Opis nowoskonstruowanej przekładni RB-25, która pozwala na regulację obrotów w zakresie 1:12, posiada dobrą sprawność w tym zakresie i odznacza się zwartą budową.

21* OC 621.825:621.951 B2—3.52

Sprzęgło Oldhama do wiertel i rozwiertaków. „Oldham coupling for toring bors and reamers“. *M a c h i n e r y* (Lond.), t. 76, nr 1941, 1950, s. 26; 0,7 str., 1 rys. — Opis patentu sprzęgła Oldhama i urządzenia zabezpieczającego przed złamaniem wiertła lub rozwiertaka przy pracy. Rysunek konstrukcji gwarantującej osiową pracę narzędzia.

22* OC:UK 621.915—45—229.272 B2—3.52

Gierasimow V. S. **Głowica frezarska z nożami nastawialnymi.** „Torcewaja frieza s riegulirujemymi riez-cami“. *S t a n k i i I n s t r.*, nr 1, 1950, s. 27; A4, 0,5 str., 2 rys. — Pionowa głowica frezarska do frezowania szerokich rowków, zezwalająca na frezowanie rowków z dwóch stron przedmiotu. Głowica służy do frezowania szybkościowego i posiada 4 noże o promieniowej regulacji, co, w przeciwieństwie do normalnych rozwiązań, pozwala na wyfrezowanie rowka od pierwszego przejścia.

OK — Konstrukcja i zagadnienia teoretyczne obrabiarek

23* OK:OH 621.91/95-82-86 B2—3.52

Gradusow N. M. **Dwa sposoby sterowania obrabiarek i ich charakterystyki.** „Dwie sistemy uprawlenia primieniamyjemye w stankach i ich charakteristiki“. *S t a n k i i I n s t r.*, t. 21, nr 1, 1950, s. 13; A4, 1,5 str. 3 rys. Sposoby mechanicznego i hydraulicznego sterowania obrabiarek. System centralnego, niezależnego sterowa-

O — OBRABIARKI c. d.

nia przy pomocy głównego wału kierującego, oraz system sterowania zależnego od ruchu samej obrabiarki (zatrzymywanie suportu) — obydwa gwarantujące zachowanie dokładnych wymiarów obrabianego przedmiotu. Szczegóły techniczne konstrukcji tych systemów.

24* OK:OH 621.28.621.91/94 B2—3.52
G. Schematy napędów hydraulicznych. „Schemas hydraulischer Steuerungen“ Techn. Rdsch., r. 43, nr 14a, 9 kw. 51, s. 3; 48×32 cm, 1,25 str., 10 rys. — Opis działania oraz schematy urządzeń hydraulicznych stosowanych do sterowania ruchem strugarki, frezarki i wiertarki wielowrzecionowej. Szkice strugarki i wiertarki napędzanej hydraulicznie, z jedną pompą regulacyjną lub dwoma. Regulacja szybkości posuwu stołu. Schemat instalacji i konstrukcji pompy regulacyjnej oraz pompy do zmiany przenoszonych ciśnień. Układ hydrauliczny uniwersalny. Możliwości zastosowania.

25* OK:OS:SC 621.941.243 B2—3.52
Brödner E. Doświadczenia ruchowe na kopiarko-tokarkach. „Betriebserfahrungen mit Nachformdrehbänken“. Werkstattechnik u. Masch., r. 41, nr 2, luty 51, s. 46; A4, 3 str., 4 fot., 6 rys. — Tendencje rozwojowe kopiarko-tokarek. Charakterystyka nowoczesnej kopiarko-tokarki firmy Oerlikon. Obszerne omówienie zastosowaniu do toczenia wałków wielośrednicowych z prostopadłymi obsadzeniami oraz do obróbki brył obrotowych o dużych krzywiznach.

26* OK:SD 621.91/95:621.9.01 B2—3.52
Aleksiejew E. G. Odporność na drgania wrzecion obrabiarek. „Wibroustojcziwost' szpindielej“. Stanki i Instr., t. 21, nr 3, 1950, s. 1; A4, 5 str., 7 rys., 1 tabl. — Zagadnienie drgań w pracy obrabiarki. Sposoby, jakimi można osiągnąć zmniejszenie drgań, tak wymuszonych, jak rezonansowych i własnych. Analiza roli wszystkich elementów konstrukcji wrzeciona w procesie drgania i metody zmniejszania drgań drogą odpowiedniej konstrukcji części. Podział wrzecion na 8 zasadniczych grup konstrukcyjnych w zależności od ich własności tłumiących.

27* OK:SD:SS:PE 621.924.5-434-752:621.9.015 B2—3.52
Köllner E. Wpływ drgań obrabiarki na jakość powierzchni przy szlifowaniu obwodowym. „Vliv chvění stroje na jakost výbrúsu při broušení do kulata“. Strojirenství, t. 1, nr 5, 1951, s. 162, A4, 3 str., 7 fot., 8 wykr. — Sposoby przeprowadzania badań drgań obrabiarki na jakość szlifowanej powierzchni. Aparaty do pomiaru drgań i gładkości powierzchni. Niekorzystny wpływ drgań na geometryczną dokładność szlifowanych części oraz na czas otrzymywania żądanej jakości powierzchni i tolerancji wymiarów.

28* OK:SD 621.941.1:621.01 B2—3.52
Naican A. G. Badanie tokarek przeznaczonych dla obróbki nożami diamentowymi. „Issledowanie tokarnych stankow dla almaznoj obrabotki dietalej“. Stanki i Instr., t. 21, nr 3, 1950, s. 6; A4, 3,5 str., 8 rys., 2 tabl. — Badanie pomiaru drgań korpusu 2 typów tokarek w różnych punktach w czasie obróbki tłoków glinowych diamentem. Jedna z maszyn miała posuw hydrauliczny. Badano wpływ drgań sąsiednich obrabiarek, własnego silnika, wpływ tych drgań na konik i wrzeciennik, wpływ stanu łożysk na gładkość powierzchni, wpływ stanu łożysk i szybkości skrawania na wymiary obrabianego przedmiotu.

29* OK:SFI:SUI 621.916 B2—3.52
Żiwariew A. F., Cyganow W. F. Modernizacja frezarki poziomej, celem przystosowania do obróbki szybkościowej. „Modiernizacija uproszczennowo gorizontalfrieziernowo stanka s celju prispodoblenja jewo dla skorostnoj obrabotki“. Stanki i Instr., t. 21, nr 1, 1950, s. 21; A4, 1 str., 2 rys. — Modernizacja frezarki poziomej typu KF9, przez powiększenie mocy, szybkości obrotów wrzeciona, posuwu stołu oraz przez ogólną automatyzację. Napęd stołu automatyczny z ruchem jałowym przyspieszonym.

30* OK:ST 621.9.014 B2—3.52
Kostienko G. F., Triasunow P. G., Łopata A. J., Drajgor D., Szewczuk W. A. Odporność na drgania wielowrzecionowych automatów i półautomatów tokarskich. „Wibroustojcziwost' mnogoszpindielnych tokarnych awtomatow i polawmatow“. Stanki i Instr., t. 22, nr 7, sierp. 51, s. 21; A4, 6 str., 3 fot., 4 rys., 9 wykr. — Wyniki badań odporności na drgania i jej wpływu na falistość powierzchni przedmiotów stalowych obrabianych na obrabiarkach. Warunki obróbki przy toczeniu nożami o szerokich ostrzach profilowych, korzystny wpływ zwiększania szybkości skrawania. Wpływ konstrukcji wrzeciona (luzy poosiowe) na drgania. Najkorzystniejsze warunki obróbki ze względu na jakość powierzchni obrabianych.

31* OK:ST 621.9.014 B2—3.52
Rieszetow D. N., Lewina Z. M. Obliczanie obrabiarek na sztywność stykową. „Rasczoty stankow na kontaktnuju žestkost“. Stanki i Instr., t. 21, nr 1, 1951, s. 7, A4, 8,5 str., 5 rys., 2 wykr., 2 tabl., 11 poz. bibl. — Podstawowe zależności służące do obliczania obrabiarek na sztywność stykową. Obliczanie sztywności prowadnic i suportów różnych typów obrabiarek. Wpływ sił tarcia. Sposób określania deformacji suportu.

P — POMIARY ORAZ PRZYRZĄDY I URZĄDZENIA POMIAROWE

32* PM 621.9:620.1.085.3 B2—3.52
Miszarow A. F. Przekładnia kątowa czujnika. „Ugłowaja pieriedacza dla indikatora“. Stanki i Instr., t. 21, nr 1, 1951, s. 37; A4, 0,3 str., 1 rys. — Opis i rysunek przekładni kątowej, pozwalającej na dokonywanie pomiarów w płaszczyźnie prostopadłej do osi czujnika.

33* PT 621.9:621.751 B2—3.52
Barsukow M. F. Wysokoproduktywny rysik wielokolcowy. „Wysokoproizwoditielnyj mnogokolczastyj riejsmus“. Stanki i Instr., t. 21, nr 1, 1951, s. 32; A4, 0,7 str., 1 rys. — Nowa konstrukcja wielokolcowego rysika traserskiego zezwalającego na trasowanie wielu linii bez konieczności zmiany położenia igieł. Konstrukcja uwzględnia szereg udogodnień pozwalających uzyskać dużą dokładność trasowania.

Q — OBRÓBKA TECHNOLOGICZNA (POZA SKRAWANIEM)

OE — Elektro-obróbka metali

34* QE 621.9.018.3 B2—3.52
Backowsky K. Elektroerozyjna obróbka materiałów. „Elektroerosivni obrábění materiálů“. Techn. Pr., t. 7, nr 4, 1951, s. 72; A4, 2 str., 4 rys. — Dobór materiałów najlepiej nadających się do obróbki metodami elektroerozyjnymi. Definicje elektroerozyjnych metod obróbki: elektroiskrowa, anodowo-mechaniczna i elektromechaniczna. Najdawniej znane urządzenia pracujące na zasadzie elektroerozyjnej tzw. wiertarki dezyntegratorowe. Konstrukcje i elektryczne oprzyrządowanie urządzeń przy metodzie elektroerozyjnej.

35* QE 621.9.018.3:621.791.92 B2—3.52
Bazarov C., Birjukow A. A. Elektroiskrowy sposób ulepszania narzędzi skrawających. „Elektroiskrový způsob zpevňování rezných nástrojů“. Strojirenství, t. 1, nr 10, 1951, s. 384; A4, 2 str., 3 tabl. — Zwiększenie trwałości narzędzi skrawających przy pomocy ulepszania ich sposobem elektroiskrowym. Rodzaje narzędzi obrabianych tymi metodami. Konstrukcja i rodzaj używanych narzędzi. Optymalne warunki obróbki elektroiskrowej. Dane praktyczne.

36* QE 621.9.018.3 B2—3.52
Chudoba J. Elektroerozyjne sposoby obróbki metalu. „Elektroerosivní metody obrábění kovů“. Strojirenství, t. 1, nr 2, 15 marz., 1951, s. 59 i nr 3, 10 kw. 51, s. 107; A4, 85 str., 9 fot., 10 rys., 1 wykr., 25 poz. bibl. — Przegląd nowoczesnych radzieckich metod ob-

Q — OBRÓBKA TECHNOLOGICZNA c. d.

robki metalu i częściej używanych materiałów niemetaliowych. Obróbka elektroiskrowa, potrzebne do niej urządzenia i dane praktyczne. Obróbka anodowo-mechaniczna i wyposażenie stanowiska do szlifowania tą metodą. Metody elektro-mechaniczne. Główne charakterystyki poszczególnych metod oraz typowe przykłady ich zastosowania. Możliwości rozwojowe obróbki metali metodami elektro-erozyjnymi.

37* QE 621.9.018.3 B3—3.52

Žižala, Bůbela: **Obróbka elektroiskrowa**. „Elektrojiřkrové obrábění“. Strojirenství, t. 1, nr 6, 27 czerw. 51, s. 218; A4, 1,5 str., 1 rys., 2 wyk., 1 tabl. — Znaczenie wprowadzenia metod obróbki elektroiskrowej do przemysłu. Wyniki doświadczeń przeprowadzonych w tej dziedzinie w fabryce MEZ oraz dotychczasowe próby prowadzone nad obróbką elektroiskrową w innych fabrykach. Przystosowanie szlifierek do obróbki tą metodą.

38* QE:NS9 621.923.68:621.365.38 B2—352

Kafka K., Sedlar M. **Elektrooporowe szlifowanie noży**. „Elektrooporove brouření noží“. Techn. Pr., nr 8, sier. 51, s. 172; A4, 3,5 str., 1 fot., 3 rys., 2 wyk. — Adaptacja szlifierek „Melichar“ i „BB1—Muthe Monopol“ do szlifowania elektrooporowego przez racjonalizatorów Kafkę i Sedlera. Przeróbki mechaniczne, instalacja elektryczna, dobór tarcz oraz warunków pracy przy poszczególnych rodzajach szlifowania i doglądania. Wyniki pracy obrabiarek.

39* QE:OK:NK 621.9.018.3 B2—3.52

Backowsky K. **Elektroerozyjna obróbka materiału**. „Elektroerosivní obrábění materiálu“. Techn. Pr., t. 7, nr 5, maj 51, s. 101; A4, 1,5 str., 2 rys., 1 wyk. — Konstrukcja tokarki służącej do toczenia elektroerozyjnego. Schemat instalacji elektrycznej. Noże tokarskie z wewnętrznym chłodzeniem służące do toczenia metodą elektro-erozyjną. Korzyści z zastosowania tej metody: wyższa gładkość i twardość obrabianego materiału. Schematyczny opis metody anodowo-mechanicznej stosowanej w Związku Radzieckim.

S — OBRÓBKA SKRAWANIEM

SF — Frezowanie

40* SF 621.914.1 B2—3.52

Rozenberg S. A. **Frezowanie obwodowe**. „Okružovací frézování“. Strojirenství, t. 1, nr 3, 1951, s. 98; A4, 3,5 str., 6 rys., 1 wyk. — Zasady frezowania obwodowego na tokarni. Przystosowanie tokarki do frezowania, konstrukcja głowicy frezarskiej i noży. Zalety frezowania obwodowego (zwiększenie wydajności obróbki). Jakość obrabianej powierzchni i dokładność obróbki. Zakres stosowności tego rodzaju frezowania.

41* SF 621.914.1 B2—3.52

Szybkościowe frezowanie kształtowe. „Rychlostní tvarové frézování“. Techn. Pr., t. 7, nr 9, 1951, s. 203; A4, 1 str., 7 rys., 2 tabl. — Program operacji stosowanych przez frezera F. J. Afansjeva przy obróbce imaków. Używane frezy i głowice frezarskie. Warunki skrawania na poszczególnych operacjach.

42* SF:ST 621.914.1:621.9.01 B2—3.52

Drabek F. **Frezowanie współbieżne**. „Sousměrné frézování“. Strojirenství, t. 1, nr 6, 27 czerw. 51,

s. 204; A4, 4 str., 14 rys., 8 poz. bibl. — Wskaźniki dla zwiększenia wydajności przy frezowaniu. Porównanie zwykłej metody frezowania z frezowaniem współbieżnym i jego charakterystyka. Wielkość oporów skrawania z uwzględnieniem mechaniki tworzenia się wióra. Dobór warunków skrawania i porównanie wyników przy obu sposobach frezowania. Gładkość powierzchni frezowanej współbieżnie i możliwości szerszego zastosowania tej metody.

43* SF1:SV1:NK 621.91.07-437/438:621-229 B—2

Obróbka maszynowa łopatek statora motoru Bristol Theseus. „Axial-compressor blades. „Machining processes on the light-alloy stator blades of the Bristol Theseus engine“. Aircr. Prod., t. 12, nr 137, 1950, s. 97; A4, 4 str., 5 fot., 6 rys. — Obróbka łopatek od chwili wyjścia spod matrycy prasy aż do uzyskania ostatecznych wymiarów. Opis uchwytów charakterystycznych dla kształtu łopatek. Najwięcej uwagi poświęcono frezowaniu podstawy łopatki (nasady), którą najtrudniej obróbić.

47* SF:UK 621.914-76 B2—3.52

Jakoblew A. G. **Przyrząd dla osłony freza**. „Prisposoblenie dla ograždjenja friezy“. Stanki i Instr., t. 22, nr 4, kw. 51, s. 32; A4, 0,75 str., 1 rys. — Rysunek i opis przyrządu automatycznie osłaniającego frez w trakcie ustawiania i w trakcie cięć oraz zabezpieczającego pracownika przed skałeczeniem.

SG — Obróbka na gorąco

45* SG:QI 621.0.014:621.365.5/6 B2—3.52

K. E. **Obróbka przy ogrzaniu materiału w czasie pracy**. „Obrábění na saučasného ohřevu obrobku“. Techn. Pr., t. 7, nr 1, stycz. 51, s. 6; A4, 0,5 str., 3 rys. — Próby obróbki stali ogrzanej do temperatury od 260° do 815°C. Sposoby rozwiązania urządzenia do nagrzewania materiału obrabianego przy pomocy ogrzewania indukcyjnego prądami wysokiej częstotliwości, palnikami gazowymi oraz łukiem elektrycznym.

46* SG:SL 621.9.014 B2—3.52

VLk M. **Obróbka na gorąco**. „Obrábění na tepla“. Strojirenství, t. 1, nr 6, 27 czerw. 51, s. 225, A4, 4 str., 2 fot., 4 wyk., 22 poz. bibl. — Dane charakterystyczne dla obróbki na gorąco. Ogrzewanie materiału indukcyjnie i łukowo. Wyniki prób toczenia przy ogrzewaniu płomieniem acetylenowo-tlenowym. Wyniki frezowania. Możliwości polepszenia obrabialności różnych materiałów przy obróbce na gorąco. Dobór mechanicznych warunków skrawania na gorąco i ważniejsze problemy wynikające przy takiej obróbce.

SL — Toczenie

47* SL 621.941.1 B2—3.52

Kalliopin V. V. **Toczenie bezkłowe nożami z długim ostrzem**. „Bezhorté soustružení noží s dlouhým břitem“. Strojirenství, t. 1, nr 3, 1951, s. 97; A4, 1 str., 2 rys. — Rodzaje noży stosowanych przy toczeniu bezkłowym. Konstrukcja głowicy nożowej i jej ustawienia. Przystosowanie zwyczajnej tokarki do seryjnej produkcji gładkich wałków mocowanych bezkłowo.

48* SL : EC : SU 621.923—47:621.941.1 B2—3.52

Skandow L.N. **Szybkościowe wytaczanie zamiast wewnętrznego szlifowania**. „Skorostnaja rastoczka wzamien wnutriennowo szlifowanija“. Stanki i Instr., t. 21, nr 2, 1951, s. 12; A4, 2 str., 5 rys., 1 tabl. — Przykład zastąpienia szlifowania wewnętrznego wytaczaniem szybkościowym pozwalającym na zmniejszenie czasu obróbki o 36%, a kosztów o 45%. Dane cyfrowe.

Gwiazdkami obok liczb porządkowych artykułów oznaczone są publikacje znajdujące się w bibliotekach poszczególnych ośrodków.

Przegląd Bibliograficzny Mechaniki zawiera jedynie część analiz dokumentacyjnych publikacji z zakresu mechaniki. Pełna dokumentacja ukazuje się w postaci kart dokumentacyjnych, wydawanych przez Główny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej (Warszawa, ul. Ligońska 8). Instytut ten przyjmuje prenumeratę kart dokumentacyjnych, która może obejmować całą dokumentację naukowo-techniczną lub jej oddzielne działy, zagadnienia i tematy techniczne.

Cena karty dokumentacyjnej w prenumeracie wynosi 10 groszy.

Za zwrotem kosztów G.I.D.N.T. wykonuje fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych kartami dokumentacyjnymi.



FILMY INSTRUKTAŻOWO-SZKOLENIOWE

Pismo okólne Departamentu Techniki PKPG nr 28 z dn. 19. 12. 1951 r. omawia stosowanie filmów instruktażowo-szkoleniowych. Ze względu na duże znaczenie szkolenia zawodowego drogą filmu, podajemy poniżej wyjątki z omawianego okólnika, dotyczące zagadnień przemysłu metalowego.

I. Wstępne wskazówki dotyczące korzystania z filmów instruktażowo-szkoleniowych:

Filmy instruktażowo-szkoleniowe mają za zadanie podniesienie kwalifikacji pracowników przemysłu oraz ułatwienie nauki uczniom szkół zawodowych i przysposobienia przemysłowego.

Filmy instruktażowo-szkoleniowe w przeważającej swej części obrazują i wyjaśniają bądź to nowe metody pracy, osiągnięcia racjonalizatorów, postęp techniczny w dziedzinie mechanizacji i zastosowania nowych urządzeń i maszyn, nowoczesną organizację pracy, jak również podnoszą kulturę techniczną pracowników, zwracając jednocześnie uwagę na konieczność zachowania ustalonych przepisów w dziedzinie bezpieczeństwa i higieny pracy.

We wszystkich zakładach pracy Kluby Racjonalizacji i Techniki, referenci szkoleniowi oraz Dyrekcje Techniczne winny przystąpić do przeprowadzania akcji szkolenia drogą filmu. Jakkolwiek filmy instruktażowo-szkoleniowe w przeważającej swej części są interesujące a atrakcyjne, nie mniej jednak zawarte w nich elementy szkoleniowe bez dodatkowego ich omówienia i uwypuklenia w dyskusji nie przenikną dostatecznie głęboko do świadomości widza i nie utrwalą się w jego pamięci. Dlatego też wyświetlanie filmów instruktażowo-szkoleniowych winno być włączone w ramy normalnego szkolenia zawodowego. W związku z powyższym filmy instruktażowo-szkoleniowe winny być w miarę możliwości wyświetlane przy udziale instruktora-wykładowcy, który będzie w stanie udzielić widzowi dodatkowych wyjaśnień. Obecność instruktora wykładowego jest niezbędna zwłaszcza przy wyświetlaniu filmów niemych. Filmy te wymagają dodatkowego wyjaśnienia akcji rozgrywającej się na obrazie w czasie trwania projekcji.

Przy filmach dźwiękowych speaker uzupełnia i wyjaśnia obrazy, rola instruktora zaś ogranicza się do dodatkowych objaśnień i przeprowadzenia dyskusji. Filmy instruktażowo-szkoleniowe są zasadniczo opracowane na poziom nieszkolonego widza. Nie mniej jednak zawierać mogą momenty niezrozumiałe dla widzów. W takich wypadkach poza dokładnym omówieniem powyższych zagadnień, należy film wyświetlać po raz drugi, a nawet trzeci, aby momenty niejasne stały się dla widza zrozumiałe. W celu umożliwienia instruktorom wcześniejszego obejrzenia filmów dla przygotowania się do wyjaśnień w dyskusji, w Okręgowych Zarządach Kin i Oddziałach Centrali Wynajmu Filmów znajdują się sale projekcyjne, w których na życzenie zainteresowanych organizowane są pokazy filmów.

II. Organizowanie projekcji i wypożyczanie filmów instruktażowo-szkoleniowych.

Wszystkie kopie filmów instruktażowo-szkoleniowych znajdują się w oddziałach Centrali Wynajmu Filmów (spis w załączeniu), które wypożyczają kopie wszystkim zakładom pracy, szkołom zawodowym za opłatą ustaloną cennikiem (cennik w załączeniu). Zamówienia na kopie winny być składane do 20-go każdego miesiąca na miesiąc następny. W zamówieniu należy podać tytuły filmów, które zakład chce wypożyczyć oraz dokładny czas wyświetlania filmów.

W celu ułatwienia zakładom pracy i szkołom zawodowym w przeprowadzeniu projekcji filmowych, przewiduje się zaopatrzenie w planie 6-letnim wszystkich większych zakładów i szkół zawodowych w własnotętnowe projektory filmowe. W roku 1951 projektory otrzymało 250 zakładów pracy. Zakłady pracy otrzymały projektory na własny użytek, nie mniej jednak w okresie kiedy ilość zakładów mających własne projektory jest znikoma, winny one w miarę możliwości pomóc zakładom znajdującym się w pobliżu w przeprowadzaniu projekcji. Pomoc ta winna być okazana bądź to przez zorganizowanie pokazu na własnym terenie, bądź też przez wypożyczenie projektora filmowego wraz z obsługą. W celu zorientowania wszystkich zakładów, gdzie znajdują się projektory filmowe, załącza się spis zakładów i szkół zawodowych, które w roku 1951 otrzymały projektory filmowe.

Poza tym we wszystkich miastach wojewódzkich znajdują się Okręgowe Zarządy Kin (spis w załączeniu), które wypożyczają projektory wraz z filmem i obsługą. Zakłady pracy, które chcą skorzystać z usług Okręgowych Zarządów Kin, winny zamówić do dnia 20 każdego miesiąca na miesiąc następny, projekcje filmowe.

W zamówieniu poza dokładnym oznaczeniem daty, godziny i miejsca odbycia się projekcji winny zakłady podać tytuły filmów, które mają być wyświetlane.

WYKAZ FILMÓW INSTRUKTAŻOWO-SZKOLENIOWYCH

Metaloznawstwo, obróbka metali, mechanika

Spawanie	niemy 3 zwoje;
Spawanie łukiem elektrycznym	„ 2 zwoje;
Rodzaje skrawania przy toczeniu	„ 1 zwój;
Cięcie metali tlenem	„ 1 zwój;
Cięcie blachy	„ 1 zwój;
Racjonalizator Uralskiej Fabryki Maszyn, dźwiękowy, 1 zwój;	
Racjonalizatorzy usprawniają produkcję (w opracow.),	
Obróbka kół zębatach, (w opracowaniu),	
Frezowanie, (w opracowaniu),	
Historia jednego zwycięstwa (szybkościowe skrawanie, w opracowaniu),	
Montaż łożysk tocznych, dźwiękowy 2 zwoje,	
Zasada pracy kół zębatach, niemy 2 zwoje,	
Zasada pracy wahadła, niemy 2 zwoje,	
Oliwienie łożysk poślizgowych, niemy 1 zwój.	

Bezpieczeństwo i Higiena Pracy

Ostrona płyty tarczowej, dźwiękowy 1 zwój,	
Bezpieczna obsługa pras, dźwiękowy 2 zwoje,	
Ochrony osobiste dróg oddechowych, dźwięk. 2 zwoje,	
Otwarte oczy, dźwiękowy (w przygotowaniu).	

ADRESY EKSPOZYTUR CENTRALI WYNAJMU FILMÓW WYPOŻYCZAJĄCYCH FILMY

1. Łódź, ul. Napiórkowskiego 167, tel. 202-99,
2. Rzeszów, ul. Sobieskiego 5, tel. 14-22,
3. Bydgoszcz, ul. Toruńska 113, tel. 42-64,
4. Wrocław, ul. Pomorska 17, tel. 68-40,
5. Szczecin, ul. Wojska Polskiego 2, tel. 75-02,
6. Poznań, ul. Chełmońskiego 21, tel. 62-01,
7. Katowice, ul. Mikołczyce 4a, tel. 51-64,
8. Kraków, ul. Garncarska 1, tel. 549-39,
9. Olsztyn, ul. Stalina 1, tel. 10-77,
10. Warszawa, ul. Jedwabnicza 3/5, tel. 446-46, 419-83,
11. Gdańsk Wrzeszcz, Sobótki 2, tel. 10-51,

12. Białystok, ul. Rynek Kościuszki 2, tel. 10-51,
13. Lublin, ul. Kołłątaja 3,
14. Zielona Góra, ul. Stalina 4, tel. 152,
15. Kielce, ul. Sienkiewicza 32,
16. Koszalin, ul. Grunwaldzka 8/10,
17. Opole, ul. Ozimska 49, tel. 30-99.

ADRESY OKRĘGOWYCH ZARZĄDÓW KIN ORGANIZUJĄCYCH PROJEKCJE FILMOWE

1. Białystok, Rynek Kościuszki 2, tel. 7-30,
2. Bydgoszcz, ul. Sniadeckich 23, tel. 21-96,
3. Gdańsk, ul. Wojska Polskiego 2, tel. 337-44,
4. Kraków, ul. Smoleńska 2, tel. 592-61,
5. Koszalin, ul. Grunwaldzka 8/10,
6. Katowice, ul. Kochanowskiego 10, tel. 349-51,
7. Kielce, ul. 1-go Maja 45,
8. Lublin, ul. Kołłątaja 3, tel. 39-05,
9. Łódź, ul. Traugutta 8, tel. 107-96,
10. Opole, ul. Stalina 31,
11. Olsztyn, ul. Stalina 1, tel. 21-47,
12. Rzeszów, ul. Lwowska 38, tel. 243,
13. Szczecin, ul. Stefana Batorego 3, tel. 54-91,
14. Warszawa, ul. Jagiellońska 24/26, tel. 10-43-77 i 62-12,
15. Wrocław, ul. Bogusławskiego 14, tel. 32-21,
16. Zielona Góra, ul. Wandy 9,
17. Poznań, ul. Chełmońskiego 21, tel. 62-95.

CENNIK ZA WYPOŻYCZENIE FILMÓW 16 MM. NIEMYCH I DŹWIEKOWYCH W EKSPOZYTURACH CWF

1. Kopie filmowe 16 mm dźwiękowe
Kopia czarno-biała za każdy akt zł 10.— za 1 dobę,
Kopia czarno-biała za każdy akt w abonamencie zł 8.— za 1 dobę,
2. Kopie filmowe 16 mm nieme
Kopia czarno-biała za każdy akt zł 8.— na 1 dobę,
Kopia czarno-biała za każdy akt w abonamencie zł 6.— na 1 dobę.

Wynajem filmów do pełnego zgrania za pośrednictwem Centrali Wynajmu Filmów, Warszawa, ul. Marszałkowska 56:

1. Kopia filmu dźwiękowego za każdy akt zł 2400.—,
2. Kopia filmu niemego za każdy akt zł 1200.—.

Cennik za wyświetlanie filmów dokonywane przez Okręgowe Zarządy Kin:

- za wyświetlenie filmu 16 mm, niemego zł 45.—,
za wyświetlenie filmu 16 mm, dźwiękowego zł 90.—.

WYKAZ ZAKŁADÓW PRACY KTÓRE W 1951 R. OTRZYMAŁY PROJEKTORY FILMOWE

(z podziałem na województwa)

I. Województwo Warszawskie

1. Przemysł tłuszczowy „Schicht”, Warszawa,
2. Fabryka Czekolady „22 Lipca”, Warszawa,
3. Warszawskie Przemysłowe Zjednoczenie Budowlane, Warszawa,
4. Zjednoczenie Projektowania Budownictwa Przemysłowego, Warszawa,
5. Centralny Zarząd Budownictwa Miejskiego, Warszawa,
6. Składnica Ekspонатów Muzeum Komunikacji, Warszawa,
7. Biuro Turystyki, Warszawa,
8. Dyrekcja Okręgowa Kolei Państwowych, Warszawa,
9. Wydział Szkolenia Zawodowego Ministerstwa Leśnictwa, Warszawa,
10. Dyrekcja Okręgowa Szkolenia Zawodowego, Warszawa (10 szt.),
11. Naczelna Organizacja Techniczna, Warszawa,
12. Towarzystwo Wiedzy Powszechnej, Warszawa,
13. Uniwersytet Warszawski, Warszawa,
14. Politechnika Warszawska, Warszawa,
15. Główny Instytut Dokumentacji Naukowo - Technicznej, Warszawa,
16. Zakłady Mechaniczne „Ursus”, Ursus.

II. Województwo Bydgoskie

1. Dyrekcja Okręgowa Szkolenia Zawodowego, Toruń (5 szt.),
2. Towarzystwo Wiedzy Powszechnej, Zarz. Wojew., Bydgoszcz,
3. Bydgoskie Przemysłowe Zjedn. Budowlane, Bydgoszcz,
4. Zjednoczone Zakłady Rowerowe, Bydgoszcz,
5. Cukrownia Chełmża, Chełmża.

III. Województwo Poznańskie

1. Uniwersytet Poznański, Poznań,
2. Zjednoczenie Nr 1 Budownictwa Miejskiego, Poznań,
3. Dyrekcja Okręgowa Kolei Państwowych, Poznań,
4. Zakłady Przem. Metalowego im. Stalina, Poznań,
5. Zjednoczone Zakłady Rowerowe, Poznań (3 szt.),
6. Zakłady Przetwórstwa Ziemienniaczan, Wronki,
7. Okręg Lasów Państwowych, Poznań,
8. Dyrekcja Okręg. Szkolenia Zawodowego, Poznań,
9. Naczelna Organizacja Techniczna, Oddział Poznań,
10. Towarzystwo Wiedzy Powszechnej, Oddz. Wojew., Poznań,
11. Szkoła Inżynierska, Poznań.

IV. Województwo Łódzkie

1. Zjednoczenie Budownictwa Miejskiego, Łódź,
2. Dyrekcja Okręgowa Kolei Państwowych, Łódź,
3. Państwowa Wyższa Szkoła Filmowa, Łódź,
4. Zakłady Wyt. Masz. i Transformatorów, Żychlin,
5. Państwowy Monopol Spirytusowy (browary), Łódź,
6. Łódzkie Przemysłowe Zjedn. Budowlane, Łódź,
7. Dyrekcja Okręgowa Szkolenia Zawodowego, Łódź (6 szt.),
8. Naczelna Organizacja Techniczna, Oddział Łódź,
9. Towarzystwo Wiedzy Powszechnej, Zarz. Wojew., Łódź,

V. Województwo Kieleckie

1. Huta Ostrowiec, Ostrowiec Świętokrzyski,
2. Zakłady Starachowickie, Starachowice,
3. Dyrekcja Okręgowa Szkolenia Zawodowego, Kielce (4 szt.),
4. Towarzystwo Wiedzy Powszechnej, Zarz. Wojew., Kielce,
5. Kieleckie Przemysłowe Zjednoczenie Budowlane, Kielce,

VI. Województwo Lubelskie

1. Zjednoczenie Budownictwa Miejskiego, Lublin,
2. Krasnicka Fabryka Wyrobów Metalowych, Krasnik,
3. Zakłady Wytwórcze Sprzętu Instalacyjnego, Poniatowa,
4. Fabryka Samochodów Ciężarowych, Lublin,
5. Państwowy Monopol Spirytusowy, Lublin,
6. Towarzystwo Wiedzy Powszechnej, Zarz. Wojew., Lublin,
7. Dyrekcja Okręgowa Szkolenia Zawodowego, Lublin (5 szt.).

VII. Województwo Białostockie

1. Dyrekcja Okręgowa Szkolenia Zawodowego, Białystok (5 szt.),
2. Towarzystwo Wiedzy Powszechnej, Zarz. Wojew., Białystok.

VIII. Województwo Olsztyńskie

1. Dyrekcja Okręgowa Szkolenia Zawodowego, Olsztyn (2 szt.),
2. Towarzystwo Wiedzy Powszechnej, Zarz. Wojew., Olsztyn.

IX. Województwo Gdańskie

1. Politechnika Gdańska, Gdańsk,
2. Zjednoczenie Budownictwa Miejskiego, Gdańsk,
3. Zakłady Mechaniczne im. gen. Świerczewskiego, Elbląg,
4. Stocznia Gdańska, Gdańsk,
5. Portowe Zakłady Przemysłu Olejarskiego i Tłuszczowego, Gdańsk,

6. Gdańskie Przemysłowe Zjednoczenie Budowlane, Gdańsk,
7. Naczelna Organizacja Techniczna, Oddział Gdańsk,
8. Towarzystwo Wiedzy Powszechnej, Zarz. Wojew., Gdynia,
9. Dyrekcja Okręgowa Szkolenia Zawodowego, Gdańsk (5 szt.).

X. Województwo Koszalińskie

1. Towarzystwo Wiedzy Powszechnej, Zarz. Wojew., Koszalin.

XI. Województwo Szczecińskie

1. Dyrekcja Okręgowa Szkolenia Zawodowego, Szczecin (5 szt.),
2. Towarzystwo Wiedzy Powszechnej, Zarz. Wojew., Szczecin,
3. Szkoła Inżynierska, Szczecin.

XII. Województwo Zielonogórskie

1. Zaodrzańskie Zakłady Konstrukcji Stalowych, Zielona Góra,
2. Towarzystwo Wiedzy Powszechnej, Zarz. Wojew., Zielona Góra.

XIII. Województwo Wrocławskie

1. Politechnika Wrocławska, Wrocław,
2. Zjednoczenie Nr 1 Budownictwa Miejskiego, Wrocław,
3. Kopalnia „Nowa Ruda”, Nowa Ruda,
4. Dolnośląskie Zakłady Urządzeń Radiowych. Dzierżoniów,
5. Dolnośląskie Zakłady Winiarskie, Legnica,
6. Dyrekcja Okręgowa Szkolenia Zawodowego, Wrocław (6 szt.),
7. Naczelna Organizacja Techniczna, Oddział Wrocław, Wrocław,
8. Towarzystwo Wiedzy Powszechnej, Zarz. Wojew., Wrocławskie Przemysłowe Zjednoczenie Budowlane, Wrocław.

XIV. Województwo Opolskie

1. Towarzystwo Wiedzy Powszechnej, Zarz. Wojew., Opole.

XV. Województwo Katowickie

1. Towarzystwo Wiedzy Powszechnej, Zarz. Wojew., Katowice,
2. Naczelna Organizacja Techniczna, Oddział Katowice,
3. Dyrekcja Okręgowa Szkolenia Zawodowego, Katowice (10 szt.),
4. Browar „Tychy”, Tychy,
5. Jaworznickie Przemysłowe Zjednoczenie Budowlane, Myslowice,
6. Katowickie Przemysłowe Zjednoczenie Budowlane, Katowice,
7. Politechnika Śląska, Gliwice,
8. Katowickie Przemysłowe Zjednoczenie Budowlane, Katowice,
9. Zakłady Wytwórcze Urządzeń Technicznych,
10. Huta „Batory”, Chorzów,
11. Zakłady Wytwórcze Silników Elektrycznych, Cieszyn,
12. Zakłady Wytwórcze Sprzętu Instalacyjnego, Czechowice,
13. Kopalnia „Brzeszcze”, Brzeszcze,
14. „Jaworzno”, Jaworzno,
15. „Stal”, Sosnowiec,
16. „Czerwona Gwardia”, Pogoń,
17. „Wieczorek”, Katowice,
18. „Katowice”, Katowice,
19. „Prezydent”, Chorzów,
20. „Bobrek”, Bytom,
21. „Walenty-Wawel”, Ruda Śląska,
22. „Bytom”, Batory,
23. „Andaluzja”, Brzozowice-Kamień,
24. „Ludwik”, Zabrze,
25. „Zabrze-Wschód”, Zabrze,
26. „Knurow”, Knurow,
27. „Anna”, Rybnik,
28. „Rydułtowy”, Rydułtowy,
29. „Thorez”, Kamień,
30. Centralny Zarząd Budownictwa Węglowego, Katowice,
31. Zakłady Budowy Maszyn Przemysłu Węglowego, Katowice,
32. Główny Instytut Górnictwa, Katowice,
33. Częstochowskie Przemysłowe Zjednoczenie Budowlane, Częstochowa,
34. Kopalnia Miechowice, Miechowice,
35. Bielska Fabryka Maszyn Włókienniczych, Bielsko.

XVI. Województwo Krakowskie

1. Zjednoczenie Budowy Nowej Huty, Kraków,
2. Dyrekcja Okręgowa Szkolenia Zawodowego, Kraków (7 szt.),
3. Naczelna Organizacja Techniczna, Oddział Kraków,
4. Towarzystwo Wiedzy Powszechnej, Zarz. Wojew., Kraków,
5. Uniwersytet Jagielloński, Kraków,
6. Wydział Politechniczny A. G. H., Kraków,
7. Zjednoczenie Budownictwa Miejskiego, Kraków,
8. Dyrekcja Okręgowa Kolei Państwowych, Kraków.

XVII. Województwo Rzeszowskie

1. Wytwórnia Sprzętu Komunikacyjnego, Rzeszów,
2. Huta Stalowa Wola, Stalowa Wola,
3. Wytwórnia Sprzętu Komunikacyjnego, Mielec,
4. Rzeszowskie Przemysłowe Zjednoczenie Budowlane, Tarnów,
5. Dyrekcja Okręgowa Szkolenia Zawodowego, Rzeszów (5 szt.),
6. Towarzystwo Wiedzy Powszechnej, Zarz. Wojew., Rzeszów.

Uwaga: Wykaz powyższy nie obejmuje projektorów przydzielonych Ministerstwu Rolnictwa i Ministerstwu P.G.R.