

PRZEGLĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

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

ADMINISTRACJA : WARSZAWA, CZACKIEGO 3/5, TEL. 8-95-10

Sukcesy techniki radzieckiej

Revolucja Październikowa, zdobywając władzę dla ludu na olbrzymim obszarze dawnego państwa carów, obejmowała dziedzictwo z punktu widzenia ekonomicznego poprostu bezna-dziejne.

Przemysł rosyjski praktycznie biorąc prawie nie istniał. Pojedyncze ośrodki przemysłowe były przeważnie wydzierżawione zagranicznym koncesjonariuszom (franko-ruskie tow. kopalń i hut, belgijsko-ruskie tow. kopalń i hut itd).

Lenin i Stalin dobrze rozumieli wówczas, że do osiągnięcia zwycięstwa komunizmu istnieje jeden środek: „przestawić gospodarkę kraju, w tym i rolnictwo na nową postawę techniczną, na postawę techniczną nowoczesnej wielkiej produkcji.“

„Jesteśmy w stanie — mówił Stalin — unicestwić możliwość powrotu kapitalizmu i osiągnąć nad nim ostateczne zwycięstwo, jeśli przeprowadzimy wyteżoną pracę w dziedzinie elektryfikacji kraju, jeśli przemysł, rolnictwo i transport oprzemy na podstawie technicznej nowoczesnego przemysłu.“

Ogromnym wysiłkiem zbudowano wielkie fabryki, powstały nowe miasta, ogromne siłownie, nowe drogi transportu, kanały, koleje i nieznanne dotąd gałęzie produkcji. Wciąż rozwijający się przemysł ciężki rozpoczął rekonstrukcję całej gospodarki narodowej, przestawił wszystkie gałęzie wytwórczości na tory nowoczesnej techniki.

Potężny młody przemysł radziecki, z punktu widzenia techniki stał się przemysłem na wskroś nowoczesnym, nie tylko produkującym w produkcji, ale równocześnie niezależny gospodarczo od zagranicy. Opanowano produkcję nowych maszyn; stworzono nowe zakłady samochodów, traktorów, obrabiarek, narzędzi, maszyn rolniczych, urządzeń chemicznych, papierniczych itp.

Jądrem całego przemysłu budowy maszyn był przemysł obrabiarkowy, wytwarzający maszyny do produkcji innych maszyn. Jeżeli w 1913 roku wyprodukowano 1490 obrabiarek, to już w r. 1932 produkcja obrabiarek osiągnęła cyfrę 19.700 szt., a w 1939 roku — 55.000 szt.

Szczególnie poważną rolę w rozbudowie technicznej kraju odegrał rozwój energetyki, umożliwiający najszerszą elektryfikację przemysłu, transportu oraz mechanizację pracy i procesów technologicznych.

Okres powojennego budownictwa, to okres odbudowy zniszczeń i wspaniałej rozbudowy gospodarki ZSRR. Radziecki przemysł maszynowy posiada olbrzymi zasób najróżnorodniejszych urządzeń i mechanizmów. Budowa nowych elektrowni wodnych i kanałów oparta jest całkowicie na nowych, oryginalnych maszynach i urządzeniach, co pozwala na pełną mechanizację podstawowych prac budowlanych.

Potęga przemysłowa Związku Radzieckiego, szybki postęp techniczny stwarzają nowe metody organizacji pracy przy realizacji wielkich budowli komunizmu. Siły twórcze narodu radzieckiego, jego potężna technika, służą do pokonania żywiołowych sił przyrody, umożliwiają realizację wielkiego stalinowskiego planu przeobrażenia przyrody, do utworzenia materialno-technicznej bazy komunizmu.

Osiągnięcia techniki radzieckiej, obok ogromnych wartości materialnych dla narodów związkowych, stanowią wielki dorobek duchowy ludzkości i są widocznym dowodem tego, co może zrobić dla ludzkości i postępu człowiek wyzwolony, co może dać nauka i technika gdy pozostaje na usługach ludzi pracy.

Wzrost potęgi gospodarczej i obronnej Kraju Rad to kamień milowy na drodze do ugruntowania przewagi światowego obozu pokoju. Dla nas zaś każde nowe osiągnięcie Kraju Rad jest drogowskazem w naszej własnej walce o pokój i socjalizm.

H.K.

Modernizacja obrabiarek do metali w ZSRR

Mgr inż. ROMAN BARANOWICZ

Artykuł omawia metody przystosowania (modernizacji) obrabiarek do szybkościowego skrawania w ZSRR, a więc metody obliczeń kinematycznych i wytrzymałościowych przy modernizowaniu napędów obrabiarek oraz możliwości podwyższania sztywności i zdolności tłumienia drgań. Na końcu artykułu podany jest przykład modernizacji tokarki typu 1D62M.

1. WSTĘP

Wprowadzenie w przemyśle radzieckim metod szybkościowego skrawania metali, jako jednego ze sposobów podwyższenia wydajności pracy, wyłoniło, obok zagadnienia konstrukcji i budowy nowych obrabiarek, zagadnienie przystosowania (modernizowania) znacznej ilości obrabiarek istniejących (za wyjątkiem wyraźnie przestarzałych) do pracy metodami szybkościowymi.

Obrabiarki przeznaczone do pracy narzędziami z węglików spiekanych przy wysokich szybkościach skrawania powinny odpowiadać szeregowi warunków specjalnych, z których ważniejsze są:

- 1) dostatecznie wysoka liczba obrotów wrzeciona,
- 2) dostatecznie duża moc użyteczna na wrzecionie,
- 3) dostateczna sztywność obrabiarki i zdolność tłumienia drgań,
- 4) zabezpieczenie dobrego odprowadzania wiorów,
- 5) należyte zabezpieczenie obsługującego przed wiorami.

Punktem wyjścia przy ocenie przydatności obrabiarki do pracy narzędziami z węglików spiekanych jest analiza jej charakterystyki wydajności. Zasada budowy takiej charakterystyki polega na graficznym rozwiązaniu dwu równań określających zależność dopuszczalnej szybkości skrawania — ze względu na żądaną trwałość narzędzia oraz moc obrabiarki — od przekroju wióra.

Dopuszczalna szybkość skrawania przy toczeniu ze względu na ekonomiczną trwałość narzędzia wyraża się wzorem:

$$v_T = \frac{C_v}{g^x \cdot p^y}; \quad [1]$$

gdzie: C_v , x , y — stałe zależne od właściwości obrabianego materiału i narzędzia,

g , p — głębokość skrawania i posuw.

Dopuszczalna szybkość skrawania ze względu na moc napędu głównego tokarki wyraża się wzorem:

$$v_N = \frac{4500 N_e}{P_z} = \frac{4500 N_e}{C_p \cdot g^v \cdot p^\lambda} = \frac{C_N}{g^v \cdot p^\lambda}; \quad [2]$$

gdzie:

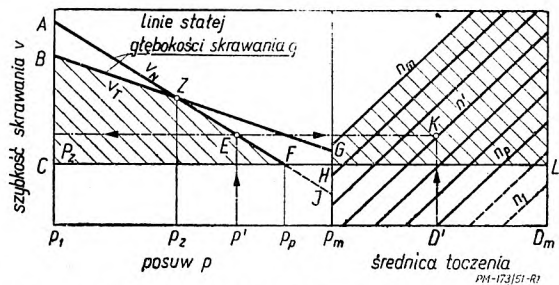
N_e — moc użyteczna obrabiarki,

P_z — składowa obwodowa (główna) siły skrawania,

C_p, v, λ — stałe zależne od właściwości obrabianego materiału i narzędzia,

$$C_N = \frac{4500 N_e}{C_p}$$

W układzie logarymicznym $v - s$ (rys. 1) prosta BG przedstawia szybkość skrawania v_T , dla danej głębokości skrawania g , rodzaju twardego spieku i obrabianego materiału w zakresie posuwów $p_1 \div p_m$ danej tokarki, wg równania [1]. Linia AI przedstawia szybkość skrawania v_N przy tych samych warunkach tj. głębokości skrawania g i zakresie posuwów $p_1 \div p_m$, uwarunkowaną mocą napędu głównego tokarki wg równania [2].



Rys 1. Dopuszczalna szybkość skrawania w zależności od przekroju wióra, mocy napędu głównego obrabiarki i ekonomicznej trwałości narzędzia.

Obydwie proste są nachylone pod różnymi kątami określonymi wartościami wykładników y i λ ($y \neq \lambda$) w równaniach [1] i [2], muszą się więc przecinać. Oznacza to, że istnieje tylko jeden punkt (Z na rys. 1), któremu odpowiada wartość posuwu p_z , przy której dla danej głębokości skrawania g , charakterystyki narzędzia i napędu głównego tokarki pokrywają się tj. gdzie zachodzi pełne wykorzystanie zarówno właściwości narzędzia jak i mocy użytecznej na wrzecionie tokarki.

Dopuszczalną wartość składowej obwodowej P_z , siły skrawania określa się z warunków wytrzymałości mechanizmu posuwu; wartości tej odpowiada na wykresie linia prosta CH , będąca dolną granicą dopuszczalnych na danej tokarce warunków skrawania (największy przekrój wióra = $g \cdot p_z$). Będą się więc one znajdowały w obszarze $CBZF$ (zakresowanym na rys. 1).

Przy zmianie mocy napędu głównego punkt Z będzie się przemieszczał w prawo (przy zwiększeniu mocy) lub w lewo (przy jej zmniejszeniu), przy czym będą się zmieniały strefy pełnego wykorzystania narzędzia (na lewo od punktu Z) i pełnego wykorzystania mocy tokarki (na prawo od punktu Z).

Po prawej stronie wykresu dodaje się zwykle nomogram zależności szybkości toczenia od obrabianej średnicy i ilości obrotów. Skala szybkości jest identyczna ze skalą szybkości lewej strony wykresu. Tak jak w części lewej, zakres dopuszczalnych warunków skrawania jest ograniczony wytrzymałością mechanizmu posuwu, w części prawej zakres ten jest ograniczony

wytrzymałością mechanizmu napędu głównego (skrzynki prędkości). Zakres ten jest pokazany na rys. 1 polem zakreskowanym, a linie skośne przerywane przedstawiają obroty wrzeciona tokarki przy których pełna moc napędu nie może być wyzyskana.

Pełna charakterystyka tokarki zawiera pęk linii $v = f(p)$ odpowiadających różnym głębokościom skrawania dla danego gatunku węglików spiekanych i obrabianego materiału. Górne gałęzie linii charakterystycznych nie są podane na wykresie jako zbędne. Posługiwanie się wykresem jest dostatecznie jasne z rysunków.

2. METODY OBLICZEŃ KINEMATYCZNYCH I WYTRZYMAŁOŚCIOWYCH PRZY MODERNIZOWANIU OBRABIAREK

a. Sprawdzenie możliwości podwyższenia liczby obrotów wrzeciona

Liczba obrotów wrzeciona jest ograniczona wartościami dopuszczalnymi szybkości obwodowych poszczególnych części napędu głównego, jak: koła zębate, łożyska, sprężnia, przekładnie pasowe itp.

Wartości dopuszczalne szybkości obwodowych wymienionych części, podane przez ENIMS, są następujące:

Koła zębate II klasy dokładności	
nieszlifowane	11÷12 m/sek
szlifowane	15 m/sek
Łożyska toczne	wg danych katalogowych
Sprężniacienne	
wielopłytkowe	5 m/sek
stożkowe	20 m/sek
Przekładnie pasowe	
skórzane	40 m/sek
tkane	20÷30 m/sek
paski klinowe	15÷20 m/sek

b. Sprawdzenie możliwości podwyższenia mocy napędu głównego

Moc napędu głównego zależy od wyniku obliczeń wytrzymałościowych poszczególnych części napędu głównego (skrzynki prędkości).

1. Koła zębate. Obliczenie oparte jest na metodach zmęzeniowych przystosowanych do charakteru pracy kół w obrabiarkach, a więc z uwzględnieniem przemienności stopnia wykorzystania mocy, zakresu obrotów kół oraz okresowości ich pracy w skrzynce. Przy przeliczaniu kół trzeba posługiwać się schematem skrzynki i siatką strukturalną, przy czym zbędne jest liczenie wszystkich kół. Spośród kół każdego z wałków przelicza się tylko te, które mają najmniejszą ilość zębów i szerokość, przy jednakowym module i materiale, i które przenoszą pełną moc. Moc silnika może być znacznie powiększona, jeżeli najsłabszym okaże się koło leżące na najbliższym wrzecionu wałku skrzynki i przenoszące napęd na niskich stopniach obrotów wrzeciona, na których przy skrawaniu szybkościowym zwykle pełna moc napędu nie jest wyzyskana.

Przy obliczeniach przyjmuje się, że pełna moc napędu może być wyzyskana począwszy od liczby obrotów wrzeciona będącej pierwszą z kolejnej drugiej ćwiartki całego zakresu liczb obrotów, licząc od obrotów najniższych. Na pierwszej ćwiartce zakresu przyjmuje się, że obrabiarka pracuje przy stałym momencie obrotowym uwarunkowanym wytrzymałością słabego

elementu (zwykle koła zębatego napędzającego koło na wrzecionie) skrzynki prędkości. Tok obliczeń jest następujący:

a) sprawdza się trwałość (w godzinach pracy) kół zębatach skrzynki ze względu na naciski powierzchniowe (tj. na wytrzymałość zmęczeniową zewnętrznej warstwy materiału zębów kół) w wykonaniu istniejącym — przed modernizacją;

b) sprawdza się wytrzymałość zębów kół na zginanie (tj. na wytrzymałość zmęczeniową materiału zęba) w wykonaniu przed modernizacją;

c) na podstawie otrzymanych wyników obliczeń (punkty a i b) drogą uproszczonego rachunku wg koła najsłabszego określa się największą dopuszczalną moc napędu głównego obrabiarki podlegającej modernizacji (ze względu na naciski powierzchniowe i zginanie) przy założeniu najmniejszej żądanej trwałości koła (3000 ÷ 5000 godz) przy nowych liczbach obrotów wrzeciona.

d) sprawdza się trwałość (w godzinach pracy obrabiarki) najbardziej odpowiedzialnych kół skrzynki, po ustaleniu nowej mocy silnika i nowych liczb obrotów modernizowanej obrabiarki. W razie konieczności wymienia się koło najsłabsze na koło z wytrzymałego materiału albo o większej szerokości wieńca.

ad. a. Nacisk powierzchniowy między zębami współpracujących kół oblicza się ze wzoru:

$$p_{max} = \frac{C}{z \cdot m} \sqrt{\frac{i+1}{i \cdot b} \cdot \frac{N}{n} \cdot \frac{1}{kv}} \text{ kG/mm}^2;$$

(znak + dla zazębienia zewnętrznego, znak — dla wewnętrznego) $C = 180\,000$ dla kół stalowych;

z, m, b — odpowiednio: ilość zębów, moduł i szerokość wieńca w mm;

i — przełożenie współpracującej pary przy czym zawsze $i \geq 1$;

$N = 1,36 N_o \cdot \eta$ — największa moc przenoszona przez koło w KM;

N_o — moc silnika elektrycznego napędu głównego w kW;

η — współczynnik sprawności od silnika do rozpatrywanego koła;

n — najmniejsza liczba obrotów/min koła, przy której przenosi ono pełną moc;

kv — współczynnik szybkościowy uwzględniający wpływ dynamicznej nadwyżki obciążenia.

Dla kół zębatach walcowych o zębach prostych:

$$kv = \frac{P}{P + u \cdot b}; \quad \text{gdzie: } P = \frac{75 \cdot N}{v} \text{ kG};$$

$u = 0,025 \cdot v \sqrt{\frac{A \cdot \Delta}{i}}$ — składowa obwodowa siły uderzenia zębów kół współpracujących, odniesiona do 1 mm szerokości zęba w kG/mm¹);

A — odległość osi współpracujących kół w mm,

Δ — błąd podziałki koła w mikronach (tablica I);

v — szybkość obwodowa koła w m/sek.

¹) Jest to jeszcze na ogół nieznan w kraju wzór ustalony przez inż. Petruszewicza, powszechnie stosowany w Związku Radzieckim do obliczania nadwyżek dynamicznych na zębach kół.

TABLICA I. Błędy podziałki kół w μ

m	I kl.	II kl.	III kl.
do 2,25	11	17	28
2,25 ÷ 4	11	21	35
4 ÷ 6	14	25	42
6 ÷ 8	14	28	50
8 ÷ 10	17	28	56
10 ÷ 14	—	35	64

Trwałość koła zębatego ze względu na naciski powierzchniowe w założeniu nieprzerwanej jego pracy określa się ze wzoru:

$$T = \frac{1,67 \cdot 10^5}{n_{min}} \left(\frac{p_y}{p_{max}} \right)^6 \cdot \frac{1}{(K_N \cdot K_n)^3} \text{ godzin}$$

We wzorze tym czynnik pierwszy $\frac{1,67 \cdot 10^5}{n_{min}}$ wyraża czas pracy koła, w ciągu którego zachodzi 10^6 cykli obciążenia. Czas ten równy jest trwałości koła jaką by ono wykazało podczas pracy z najmniejszą ilością obrotów przy obciążeniu stałym, w wyniku którego nacisk powierzchniowy na zęby byłby równy wartości wytrzymałości zmęczeniowej zewnętrznej warstwy materiału zębów koła p_y .

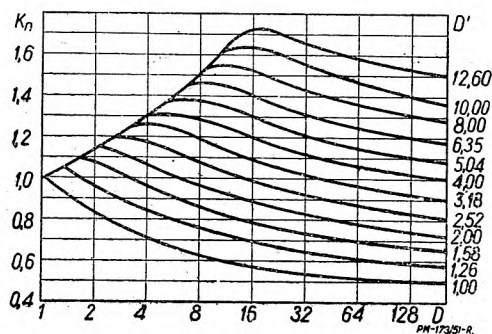
Czynnik drugi $\left(\frac{p_y}{p_{max}} \right)^6$ charakteryzuje zmianę trwałości koła na skutek istnienia nacisku powierzchniowego między zębami p_{max} , różnego od p_y .

Czynnik trzeci $\left(\frac{1}{K_N \cdot K_n} \right)^3$ charakteryzuje zmianę trwałości koła zębatego wskutek przemienności warunków jego pracy.

K_N — charakteryzuje przewidywane wykorzystywanie mocy obrabiarki. Dla obrabiarek uniwersalnych dla których można przyjąć, iż pracują one przy wykorzystaniu wszystkich wartości mocy od zera do pełnej przez jednakowe okresy czasu, wartość K_N wynosi 0,63.

Współczynnik K_n charakteryzuje pracę koła zębatego na różnych liczbach obrotów w zależności od pełnej rozpiętości jego liczb obrotów $D = \frac{n_{max}}{n_{min}}$ i rozpiętości

$D' = \frac{n_k}{n_{min}}$ przy której koło pracuje ze stałym momentem. Wartości liczbowe współczynnika K_n określa się z wykresu rys. 2.



Rys. 2.

Współczynniki K_N i K_n wprowadził do obliczeń wytrzymałościowych kół zębatych prof. D. N. Reszetow w swej pracy pt. „Razczet detalej stankow“.

Jeżeli rozpatrywane koło pracuje kolejno z różnymi częściami układu kinematycznego skrzynki prędkości, wówczas może się okazać, że przy różnych grupach szybkości wrzeciona będzie ono miało różne rozpiętości D' . Wtedy współczynnik K_n określa się wg wzoru:

$$K_n = \sqrt[3]{\frac{1}{m} \sum_{1,2}^m K_n^3}$$

gdzie:

- K_{nu} — ilość różnych możliwych wartości D' ,
- K_n — wartości współczynników K_n przy każdym możliwym D' .

Jeżeli rozpatrywane koło pracuje nie ciągle, lecz tylko przy niektórych liczbach obrotów wrzeciona (przy kilku przekładniach równoległych między dwoma sąsiednimi wałkami, z których każda włącza się przy różnych obrotach wrzeciona) wówczas trwałość samego koła w godzinach pracy obrabiarki określa się według wzoru:

$$T' = T \frac{x}{1,3 + 1,5} \text{ godz. ;}$$

gdzie:

- T — trwałość koła w założeniu jego ciągłej pracy w godz.,
- x — ilość równoległych przekładni między dwoma wałkami, w jednej z których pracuje koło rozpatrywane.

ad. b.) N a p r ę ż e n i a z g i n a j ą c e w zębach koła oblicza się według wzoru:

$$\sigma_g = \frac{455\,000\,N}{m^2 \cdot z \cdot b \cdot y \cdot n \cdot kv} \text{ kG/mm}^2;$$

y — współczynnik kształtu zęba (tablica III).

Wartość dopuszczalna nacisków powierzchniowych p_y i naprężeń zginających k_g podane są w tablicy II.

TABLICA II. Wartości naprężeń dopuszczalnych dla kół zębatych

Materiał	Obróbka termiczna	Twardość	Naprężenia dopuszczalne kG/mm ²	
			k_g	p_y
Stal 45 i stal 6	Normalizacja	$H_B = 170 \div 217$	12 ÷ 15	45 ÷ 55
Stal 45	ulepszana	$H_B = 220 \div 250$	17 ÷ 20	55 ÷ 65
Stal 45	hartowana	$HRC = 38 \div 46$	25 ÷ 28	100 ÷ 120
Stal 50 Γ 2	hartowana	$HRC = 28 \div 33$	23 ÷ 26	75 ÷ 85
Stal 50 Γ 2	ulepszana	$H_B = 230 \div 260$	22 ÷ 26	60 ÷ 70
Stal 40 X	hartowana	$HRC = 35 \div 42$	30 ÷ 33	100 ÷ 110
Stal 40 X	„	$HRC = 45 \div 50$	37 ÷ 40	130 ÷ 140
Stal 20 X	cement. hart.	$HRC = 56 \div 62$	32 ÷ 35	165 ÷ 175
Stal 12XH3	„	$HRC = 56 \div 62$	35 ÷ 40	170 ÷ 180
Stal 18X Γ M	„	$HRC = 56 \div 62$	40 ÷ 45	170 ÷ 180
Zeliwo C4.32	—	$H_B = 160 \div 229$	5	50
„ C4.40	—	$H_B = 170 \div 241$	6	60
„ C4.48	—	$H = 170 \div 241$	7,5	75
Textolit	—	—	4,2	—

ad. c.) N a j w i ę k s z a m o c j a k ą m o ż e p r z e n i e ś r o z p a t r y w a n e k o ł o z ę b a t e z e w z g l ę d u n a n a c i s k i p o w i e r z c h n i o w e o k r e ś l a s i ę w g p r z y b l i ż o n e g o w z o r u (n i e u w z g l ę d n i a j ą c e g o z m i a n y w s p ó ł c z y n n i k a kv)

$$N_{max} = N_o \frac{K_n}{K_{nm}} \sqrt[3]{\frac{T_o}{T_m} \cdot \left(\frac{n_m}{n_o} \right)^2} \text{ kW;}$$

gdzie:

- T_o — obliczona trwałość koła przy założeniu ciągłej pracy przed modernizacją;
 T_m — najmniejsza żądana trwałość koła przy założeniu ciągłej pracy;
 n_o, n_m — odpowiednie liczby obrotów wrzeciona na jednym i tym samym stopniu przed i po modernizacji;
 K_n, K_{nm} — odpowiednie współczynniki przed i po modernizacji.

TABLICA III. Współczynniki kształtu zęba
(kąt przyporu $\alpha = 20^\circ$, wysokość zęba $h = 2,2 m$).

z	y	z	y
14	0,088	30	0,114
15	0,092	34	0,118
16	0,094	38	0,122
17	0,096	43	0,126
18	0,098	50	0,130
19	0,100	60	0,134
20	0,102	75	0,138
21	0,104	100	0,142
23	0,106	150	0,146
25	0,108	300	0,150
27	0,111	zębatka	0,154

Jeżeli rozważane koło pracuje nie przy wszystkich obrotach wrzeciona wówczas, jako minimalną żądaną trwałość można przyjąć mniejszą od tej jaka byłaby konieczna przy pracy ciągłej. Oblicza się ją według wzoru:

$$T_m = (1,3 + 1,5) \frac{T'_m}{\kappa};$$

gdzie: $T'_m = 3000 \div 5000$ godzin; κ — jak poprzednio.

Największą moc jaką może przenieść koło ze względu na zginanie zębów oblicza się według wzoru:

$$N_{max} = N_o \cdot \frac{n_m}{n_o} \cdot \frac{k_g}{\sigma_g} \text{ kW.}$$

Liczbę obrotów wrzeciona począwszy od której może być wyzyskana w maszynie modernizowanej pełna moc określa się ze wzoru:

$$n'_m = \frac{N_m}{N_o} \cdot \frac{\sigma_g}{k_g} \cdot n'_o \text{ obr/min;}$$

gdzie:

- N_m — moc silnika napędu głównego po modernizacji w kW,
 n'_o — liczba obrotów wrzeciona począwszy od której może być wyzyskana pełna moc w maszynie przed modernizacją.

ad. d.) Trwałość koła zębatego przy ustalonej nowej mocy i nowych liczbach obrotów określa się wg wzoru przybliżonego (nie uwzględniającego zmiany współczynnika kv)

$$T_m = T_o \left(\frac{n_m}{n_o} \right)^2 \cdot \left(\frac{K_n}{K_{nm}} \cdot \frac{N_o}{N_m} \right)^3 \text{ godzin}$$

gdzie: $\frac{n_m}{n_o}, \frac{N_o}{N_m}$ — odpowiednie współczynniki zmiany

liczb obrotów i mocy głównego napędu przy modernizacji obrabiarki.

2. Wałki skrzynki prędkości. Najczęściej nie ograniczają one możliwości podwyższenia mocy napędu. Wałki należy przeliczać wtedy gdy ich obciążenia wzrastają przy modernizacji więcej niż o 15 ÷ 20% czyli gdy:

$$\frac{N_m}{N_o} \geq 1,2 \frac{n_m}{n_o};$$

gdzie:

N_m, n_m — moc silnika i obroty wrzeciona obrabiarki modernizowanej;

N_o, n_o — te same wielkości przed modernizacją.

Wałki przelicza się z uwzględnieniem jednoczesnego działania momentów zginających i skręcających przy najniekorzystniejszych warunkach obciążenia, zwykle bez uwzględnienia przemienności warunków pracy. Przy obliczaniu składowych momentów zginających uwzględnia się siłę obwodową i siłę promieniową R na zębach kół

$$R = P \operatorname{tg}(\alpha + \rho);$$

gdzie:

P — siła obwodowa,

α — kąt przyporu,

ρ — kąt tarcia między zębami = ok. 5° .

3. Łożyska toczne. Obliczenie sprowadza się do określenia ich trwałości wg sumarycznego obciążenia promieniowego i poosiowego (wg danych katalogowych). W przypadkach szczególnych wprowadza się do obliczeń współczynniki charakteryzujące przemiennosc rodzaju ich pracy podobnie jak przy kołach zębatych.

4. Łożyska ślizgowe. Obliczenie sprowadza się do określenia iloczynu pv kG/cm². m/sek i porównania z wartościami dopuszczalnymi oraz sprawdzenia temperatury łożyska.

5. Przekładnie pasowe płaskie i z paskami klinowymi — przelicza się zwykłymi metodami na nowe warunki i w razie potrzeby powiększa się przekrój pasa bądź ilość lub profil pasków klinowych.

6. Sprzęgła cierne — przelicza się największy moment obrotowy jaki może być przeniesiony przez sprzęgło z wprowadzeniem współczynnika pewności złączenia $\beta = 1,25 \div 1,5$, i w razie przewidywanych częstych włączeń, przy szybkości obwodowej (na średnim promieniu powierzchni ciernych) większej od 2,5 m/sek —

współczynnika szybkościowego $kv = \sqrt[3]{\frac{2,5}{v}}$.

Gdy sprzęgło okaże się za słabe dla maszyny modernizowanej, powiększa się ilość powierzchni ciernych przez zwiększenie ilości płytek, powiększenie czynnych powierzchni ciernych itp.

C. Obliczenie dopuszczalnej składowej obwodowej siły skrawania P_z

Składowa osiowa siły skrawania określa się wzorem:

$$P_z = (Q - G \cdot \mu) \frac{1}{k_1 \cdot \mu + k_2}; \quad P_z \approx 2P_x;$$

gdzie: Q — największa siła obwodowa, dopuszczalna wytrzymałością na zginanie zębów koła zębatego w zamku tokarki, współpracującego z zębatką, będącego

zwykle najsłabszym elementem mechanizmu posuwu. Ze względu na wolnobieżność takiego koła, dopuszczalne naprężenie zginające przyjmuje się odpowiednio wyższe;

G — ciężar ruchomych części (suport i zamek),
 $k_1 \approx 3$ dla tokarek,
 k_2 — współczynnik uwzględniający wpływ momentu „kantującego” równy ok. 1,15,
 μ — współczynnik tarcia $\approx 0,14$.

3. PODWYŻSZANIE SZTYWNOŚCI I ZDOLNOŚCI TŁUMIENIA DRGAŃ

a. Podwyższenie sztywności stykowej

osiąga się przez: 1) polepszenie gładkości i prawidłowości kształtu stykających się powierzchni;

2) zastosowanie wstępnego napięcia, które o ile będzie odpowiedniej wielkości może zupełnie wykluczyć wpływ odkształceń stykowych. Np. w połączeniach spoczynkowych wielkość wstępnego napięcia powinna być tak dobrana, aby po przyłożeniu sił zewnętrznych otrzymać naprężenie nie mniejsze niż 15 kG/cm^2 .

3) możliwe zmniejszenie ilości powierzchni styku.

b. Zmniejszenie odkształceń poszczególnych części osiąga się przez:

1) zmniejszenie wysięgów ramion momentów zginających i skręcających;
 2) wprowadzenie dodatkowych podparć, łożysk itp.;

3) wprowadzenie przekrojów poprzecznych dobrze przeciwstawiających się zginaniu i skręcaniu.

c. Zwiększenie zdolności tłumienia drgań

osiąga się przez:

1) stosowanie materiałów o znacznym tarcu wewnętrznym np. żeliwo,

2) zalewanie wewnętrznych przestrzeni łoża np. betonem.

d. Podwyższenie sztywności wrzeciona

osiąga się przez:

1) ciaśniejsze pasowanie panwi łożyskowych w korpusy albo zastosowanie ciaśniejszych pasowań pierścieni zewnętrznych łożysk tocznych;

2) zmniejszenie wysięgowej części wrzeciona (o ile to możliwe), przy modernizowaniu tokarki;

3) powiększenie średnicy wrzeciona i wprowadzenie dodatkowego łożyska pośredniego z powiększonym luzem (o ile to możliwe) przy modernizowaniu maszyny.

e. Podwyższenie sztywności konika tokarki. Praktyka wykazała, że praca na tokarkach z normalnym wstawianym kłem jest niemożliwa w warunkach szybkościowego toczenia. Ponadto przy zastosowaniu kła obrotowego wstawianego pojawiają się silne drgania.

Podwyższenie sztywności konika osiąga się przez:

1) wykonanie konika z wbudowanym kłem obrotowym z powiększoną średnicą przednią tuleji, celem umieszczenia w niej łożyska tocznego kła o dostatecznej dużej nośności;

2) wykonanie dostatecznie sztywnej podstawy konika, sztywnych śrub mocujących i sztywnego zacisku;

f. Podwyższenie sztywności suportu

osiąga się przez:

1) polepszenie gładkości i dopasowanie powierzchni styku;

2) zastosowanie wstępnego napięcia, rozmieszczenie elementów regulacyjnych (kliny, listwy) po stronie nieobciążonej;

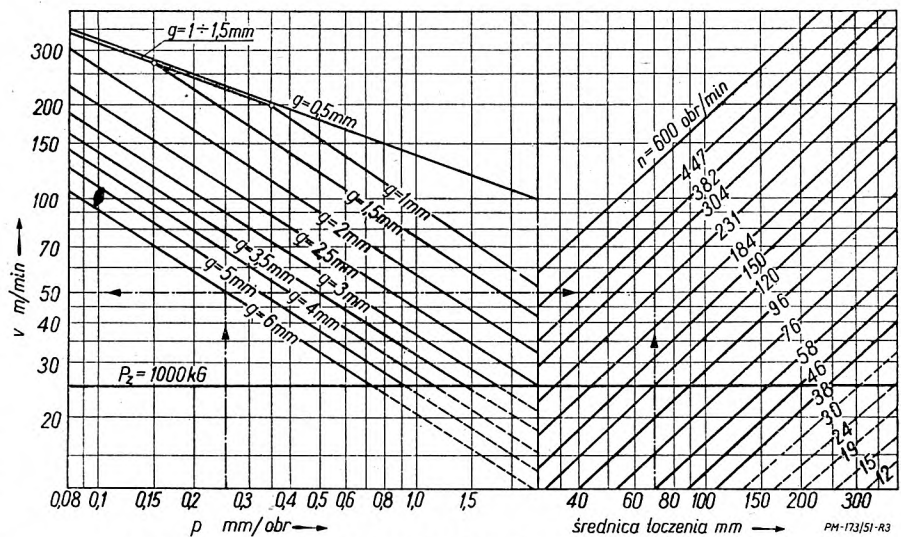
3) zmniejszenie ilości stykających się powierzchni np. przez usunięcie suportu górnego dla toczenia stożków.

g. Ponadto pożądane jest **podwyższenie sztywności oprzyrządowania** (uchwytów i ich mocowania na wrzecionach, okularów itp.) noży tokarskich (odpowiednio duże przekroje) imaków nożowych, oraz wyważenie szybko wirujących części napędu.

4. PRZYKŁAD MODERNIZACJI TOKARKI TYPU 1D62M

a. Dane charakterystyczne tokarki 1D62M

Wznios kłów nad łożem	mm	200
Rozstawienie kłków	mm	750, 1000, 1500
Największa \varnothing toczenia nad łożem	mm	410
Największa \varnothing toczenia nad suportem	mm	210
Ilość roboczych obrotów wrzeciona		18
Zakres roboczych obrotów wrzeciona	obr/min	12 ÷ 600
Wymiary/obroty koła pasowego skrzynki	$\varnothing 250 \times 100/730$	
Posuwy podłużne suportu	mm/obr	0,082 ÷ 1,59
Moc/obroty silnika elektrycznego	kW/obr/min	4,3/1455
Wymiary koła pasowego silnika	mm $\varnothing 125 \times 100$	



Rys. 3. Charakterystyka tokarki typu 1D62M przed modernizacją.

b. Analiza charakterystyki wydajności tokarki przed modernizacją.

Charakterystyka (rys. 3) jest zbudowana dla warunków obróbki najczęściej stosowanych w budowie maszyn stali Ct5 i 35, nożami zaopatrzonymi w płytki z węglików spiekanych typu T15K6.

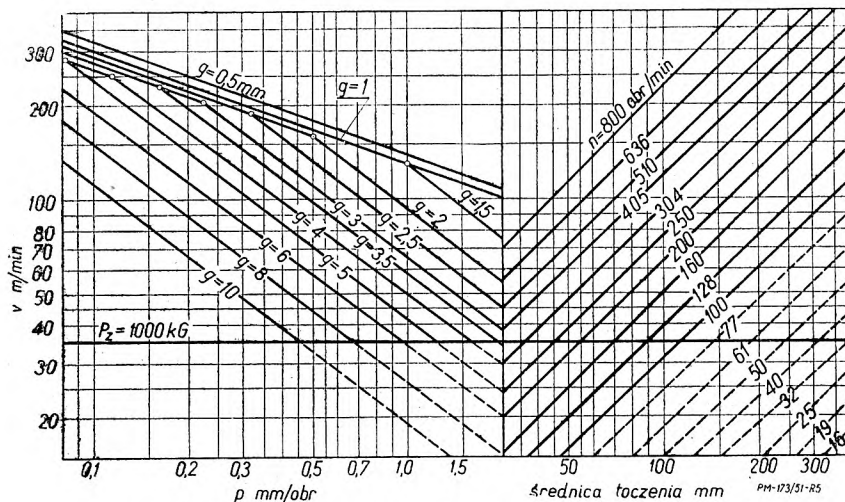
Z wykresu widać, że przy głębokościach toczenia większych od 1,5 mm właściwości narzędzia nie mogą być wykorzystane przy żadnej z wartości zakresu posuwów podłużnych posiadanych przez tokarkę, dopuszczalna zaś szybkość skra-

wania ograniczona jest mocą napędu głównego. Na wykresie brak jest linii v_T przedstawiających dla tych głębokości toczenia możliwości narzędzia; istnieją tylko linie v_N — pkt. Z (rys. 1) leży poza polem wykresu w lewo.

Przy głębokości toczenia $g = 1,5$ mm narzędzie może być wyzyskane do wartości posuwu $p = 0,15$ mm/obr.; dla $g = 1$ mm — do wartości posuwu $p = 0,35$ mm/obr. Przy głębokości toczenia $g = 0,5$ mm możliwe jest wyzyskanie narzędzia na całym zakresie wartości posuwów podłużnych posiadanych przez tokarkę.

Z powyższego widać, że moc napędu tej tokarki dla toczenia zgrubnego (zdzierania) jest niewystarczająca; przy toczeniu wykańczającym możliwe jest pełne wyzyskanie narzędzia tylko w ograniczonym zakresie (tylko dla głębokości toczenia $g = 0,5$ mm).

Z prawej części wykresu widać, że najmniejsza średnica toczenia przy której możliwe jest wyzyskanie narzędzia wynosi dla głębokości toczenia $g = 1,0$ mm — 100 mm, a dla głębokości toczenia $g = 1,5$ mm — 150 mm, przy czym średnice te muszą być obrabiane przy najwyższych obrotach wrzeciona



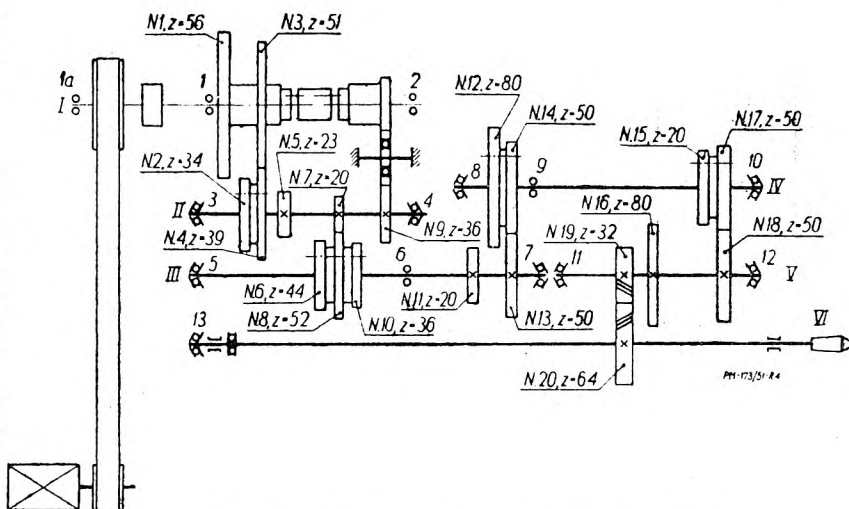
Rys. 5. Charakterystyka tokarki typu 1D62M po modernizacji.

Podana na wykresie prosta P_z ogranicza dopuszczalne warunki skrawania ze względu na wytrzymałość mechanizmu posuwu; odpowiada jej wartość największa składowej obwodowej siły skrawania — 1000 kG. Z wykresu można odczytać największy dopuszczalny przekrój wióra równy $6 \cdot 0,75 = 4,5$ mm².

Analiza charakterystyki wykazuje, że dla racjonalnego wyzyskania narzędzi z węglików spiekanych typu T15K6, moc napędu głównego i liczba obrotów wrzeciona tokarki 1D62M są niewystarczające i napęd główny wymaga modernizacji.

c. Modernizacja napędu głównego tokarki 1D62M

Rys. 4 przedstawia schemat kinematyczny skrzynki prędkości. Największa szybkość obwodowa kół zębatych wynosi 7,85 m/sek (koła Nr 13, 14, 17, 18). Szybkość obwodowa czopa wrzeciona w przednim łożysku wynosi 3,1 m/sek.



Rys. 4. Schemat skrzynki prędkości tokarki typu 1D62M.

Wyniki obliczeń elementów skrzynki prędkości w wykonaniu przed modernizacją podaje tablica IV, przy czym zgodnie z punktem 2b.1 obliczane są koła zębate Nr 2, 7, 11, 15, 19, 20.

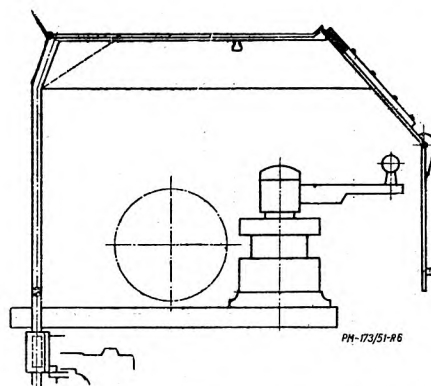
1) Podwyższenie liczby obrotów wrzeciona

Wszystkie koła zębate skrzynki są nieszlifowane; przyjmując dla nich dopuszczalną szybkość obwodową $11 \div 12$ m/sek ustalono największą ilość obrotów wrzeciona tokarki na 800 obr/min (zakres $16 \div 800$ obr/min); szybkość obwodowa wrzeciona w łożysku przednim ok. 4,2 m/sek.

Podwyższenie liczby obrotów wrzeciona można osiągnąć przez:

- a) powiększenie średnicy koła pasowego na silniku,
- b) zmianę przekładni pary kół zębatych wrzeciona.

Sposób pierwszy jest prosty i łatwy do wykonania, chociaż ma tę wadę, że pociąga za sobą podwyższenie szybkości wszystkich wałków skrzynki. Poważną wadą sposobu drugiego byłoby powiększenie obciążenia wrzeciona



Rys. 6. Osłona zabezpieczająca obsługującego przed wiórami.

i jego łożysk (w wyniku zmniejszenia średnicy koła zębatego osadzonego na wrzecionie), ponadto sposób ten byłby bardzo trudny do wykonania dla większości załadów użytkujących.

Zastosowano ostatecznie sposób pierwszy powiększając średnicę koła pasowego silnika z 125 mm na 166 mm.

2. Podwyższenie mocy tokarki

Z tablicy IV widać, że w wykonaniu przed modernizacją, tj. przy silniku o mocy 4,3 kW i obrotach wrzeciona 12 ÷ 600 obr/min wytrzymałość i trwałość wszystkich elementów skrzynki prędkości jest na ogół wystarczająca; najslabszym okazuje się koło zębate Nr 7, którego czas trwania wynosi 14700 godzin; wysoko obciążone są ponadto wałki II, IV, V oraz łożysko Nr 11. Największa moc jaką może przenieść przekładnia pasowa wynosi 4,7 kW, a sprzęgło cierne wielopłytkowe 5,1 kW.

Na podstawie obliczeń zmęczeniowych koła Nr 7, ze względu na trwałość na naciski powierzchniowe i zgięcie zębów — ustalono moc silnika modernizowanej tokarki na 7,8 kW. Moc ta wymaga wzmocnienia sprzęgła, czego dokonano przez wymianę płytek na cieńsze i o większej ilości oraz zastosowania grubszego pasa napędowego.

Wymiana wałków II, IV i V oraz łożyska Nr 11 związana byłaby z większymi przeróbkami, niemożliwymi do wykonania zwykłymi środkami jakimi rozporządza przeciętny zakład użytkujący.

Podwyższenie mocy silnika do 7,8 kW bez wymiany tych elementów jest jednak możliwe kosztem ograniczenia zakresu szybkości wrzeciona, przy którym może być wyzyskana pełna moc napędu tak, aby obciążenie wałków pozostało bez zmiany lub wzrosło tylko nieznacznie. Takie rozwiązanie należy uznać za celowe, gdyż przy obróbce szybkościowej dolna część zakresu szybkości nie będzie używana. Zakres obrotów wrzeciona przy którym możliwe będzie wtedy wyzyskanie pełnej mocy napędu wyniesie 100 ÷ 800 obr/min.

Tablica V podaje wyniki obliczeń elementów skrzynki tokarki po zastosowaniu silnika o mocy 7,8 kW przy ilości obrotów wrzeciona 16 ÷ 800 obr/min.

TABLICA IV. Wyniki obliczeń elementów skrzynki prędkości w wykonaniu przed modernizacją.

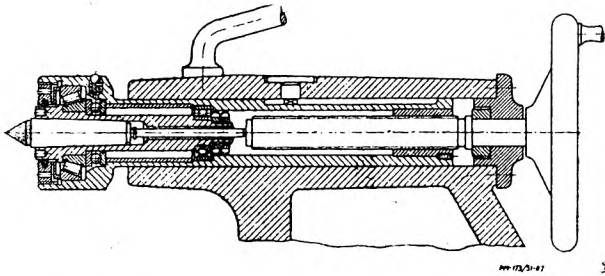
Dane tokarki			Przekładnia pasowa			Sprzęgło cierne			Koła zębate			Łożyska toczne			Wałki			Łożysko przednie urzeczono			Siłā pomocn. KG															
N ¹ KW	n _{min} ÷ n _{max}	n ÷ n _{max}	Wymiar pasa	v m/sek	N ¹ KW	d × D	i	M _{br} KW	N ¹ KW	Nr	z	m	b/β	Materiał	γ	n _{min} ÷ n _{max}	δ gnące KG/mm ²	p _c KG/mm ²	T tys. godz.	v _{max} m/sek	Nr	n _{min} ÷ n _{max}	Q KG	T tys. godz.	Nr	d mm	Materiał	n	q KG/mm ²	p KG	v m/sek	ε °	P _x KG			
4,3	12 ÷ 600	38 ÷ 600	85 × 3,75	9,5	4,7	52 × 92	11	642	5,1	2	34	2,25	13	Stal 40 X H _{Rc} = 55	0,96	1200	13,3	72 > 80	7,85 (koła Nr 13, 14, 17, 18)	1	730	82 > 80	I	38	Stal 45 ulepszana	730	1,3	Stal 40 X H _{Rc} ulepszona	76	12,0	3,1	80	500			
7,8	16 ÷ 800	100 ÷ 800	85 × 5	12,6	7,9	52 × 92	16	825	8,6	7	20	2,25	13		0,92	950 ÷ 1200	17,7	104 14,7	10,4	13, 14, 17, 18	2	950 ÷ 1200	82 > 80	II		23	950		7,5	304		11,0	23,0	3,1	80	500
										11	20	2,5	16	0,89	382 ÷ 1200	12,0	74 > 80	7,3	30	3	382 ÷ 1200	109 > 80	III	30	382	5,0	30									
										15	20	2,5	24	0,86	96 ÷ 1200	21,0	107 > 80	142 > 80	13	30	4	382 ÷ 1200	186 > 80	IV	30	304	11,0	23,0								
										19	32	3,25	34/20°27'	0,83	24 ÷ 1200	17,6	90 > 80	142 > 80	13	30	5	96 ÷ 1200	105 > 80	V	39	76	12,0									
										20	64	3,25	34/20°27'	0,83	12 ÷ 600	15,5	63	68	7,85 (koła Nr 13, 14, 17, 18)	6	302 ÷ 1200	142 > 80	VI	39	304	11,0	23,0									
																					7	302 ÷ 1200	142 > 80													
																					8	96 ÷ 1200	105 > 80													
																					9	96 ÷ 1200	283													
																					10	96 ÷ 1200	212													
																					11	24 ÷ 1200	1050	6,3												
																					12	24 ÷ 1200	362 > 80													
																					13	12 ÷ 600	405 > 80													

TABLICA V. Wyniki obliczeń słabszych elementów skrzynki prędkości po modernizacji.

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	
										7	20	2,25	13	Stal 40 X H _{Rc} = 55	0,92	1270 ÷ 1600	23,2	118	5,4	10,4 (Nr 13, 14, 17, 18)	11	32 ÷ 1600	724	8,0	II	23	Stal 45 ulepsza.	200	8,3	16,0	4,2	82	500	
										20	64	3,25	34/20°27'	Stal 45	0,83	16 ÷ 800	10,3	47	> 80							V	39							

Rys. 5. przedstawia charakterystykę zmodernizowanego napędu głównego tokarki, z której widać znaczne rozszerzenie możliwości wykorzystania narzędzi z płytkami z węglików spiekanych typu T15K6.

3) W zespole napędu głównego tokarki dokonano przy modernizacji następujących zmian:



Rys. 7. Konik tokarki typu 1D62M po modernizacji.

a) wymieniono silnik o mocy 4,3 kW na nowy o mocy 7,8 kW,

b) wymieniono koło pasowe silnika o \varnothing 125 mm na nowe o \varnothing 166 mm,

c) wymieniono pas na nowy o grubości 5 mm,

d) zmieniono sprzęgło cierne przez powiększenie ilości płytek do 16 o mniejszej grubości.

d. Modernizacja pozostałych zespołów tokarki

1) suport tokarki wymieniono na bardziej sztywny, dodano urządzenie do samoczynnego wyłączania posuwu podłużnego, wymieniono imak nożowy na specjalny szybko działający, wprowadzono osłonę zabezpieczającą obsługującego przed wiórami (rys. 6).

2) W koniku wymieniono tuleję na specjalną z obrotowym wrzecionem i skróconym kłem (rys. 7).

3) dodano okular rolkowy stały i ruchomy.

ŹRÓDŁA

Enims — Modernizacja i racjonalne ispolizowanie stankow dla raboty tverdyimi spławami. Maszgiż 1950.
D. N. Resztow — Raczhet detalej stankow. Maszgiż 1945.

Elektryczne metody pomiarów długości w ZSRR

Artykuł omawia ogólnie zasady działania przyrządów elektrycznych do pomiaru długości a mianowicie: głowice elektrokontaktowe, czujniki indukcyjne, czujniki pojemnościowe, fotoelektryczne, pneumoelektryczne oraz szereg przyrządów w których zastosowano metodę kompensacyjną pomiaru.

Przedstawiony w artykule przegląd elektronowych metod i przyrządów do pomiarów długości nie jest kompletny. Pozwala on jednak zorientować się w możliwościach jakie dają te pomiary oraz w trudnościach ich realizacji, które w Związku Radzieckim są pokonywane dzięki harmonijnej współpracy szeregu instytucji badawczych.

Przy dokonywanej obecnie w Polsce modernizacji pomiarów warsztatowych należałoby większą uwagę zwrócić na metody elektryczne.

Dążność do skracania cyklu produkcyjnego wymaga min. „szybkościowych“ metod pomiarów z możliwie małym udziałem czynnika ludzkiego, dążność zaś do stałej poprawy jakości produkcji wymaga pomiarów coraz dokładniejszych.

Rozpowszechniająca się w przemyśle metalowym metoda pasowania selekcyjnego pozwala na rozszerzenie tolerancji wykonawczych i obniżenie kosztu obróbki, ale jednocześnie podnosi wymagania pod względem dokładności pomiarów. W wielu przypadkach są już obecnie potrzebne w warunkach produkcyjnych przyrządy miernicze z działką elementarną 0,1 μ .

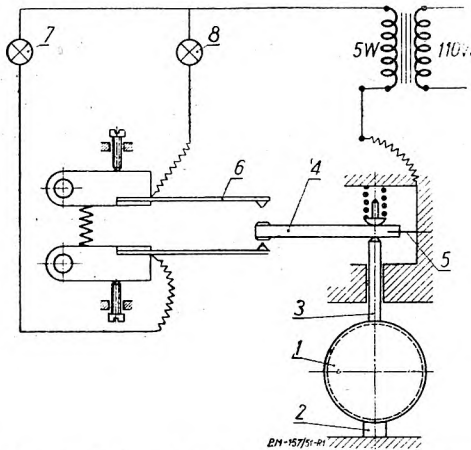
Aby sprostać tym trudnym a częściowo sprzecznym warunkom, konstruktorzy narzędzi mierniczych nie mogą ograniczać się do udoskonalania dotychczasowych metod pomiarów, lecz muszą szukać nowych dróg. Wielkie możliwości pod tym względem dają elektryczne metody pomiarów, zwłaszcza te, które posługują się aparaturą elektronową. Przyrządy oparte na tej zasadzie odznaczają się wysoką czułością i wysokim przełożeniem, praktycznie nie wykazują błędności, pozwalają przekazywać wskazania na odległość. Użycie lamp elektronowych o różnych charakterystykach, umożliwia dostosowanie się do rozmaitych potrzeb.

Zasada działania przyrządów tego rodzaju polega na tym, że zmiana wielkości mierzonej,

w danym razie długości, powoduje drogą mechaniczną, optyczną czy inną, zmianę dowolnej wielkości elektrycznej np. oporu, indukcyjności, pojemności. Najczęściej zostaje spowodowane w ten sposób zaburzenie równowagi układu mostkowego; powstające wtedy napięcie na przekątnej mostka wzmacnia się i zostaje przekazane przyrządowi wskazującemu, bądź też oddziałuje na urządzenia regulacyjne lub sterujące.

W dziedzinie elektrycznych metod pomiarów długości uczyniono w ostatnich latach duże postępy w Związku Radzieckim. Prace nad konstrukcją odpowiednich przyrządów prowadzi wiele instytucji jak Naukowo-Badawcze Biuro Zamienności (Naučno-Izsladowatielskoje Biuro Wzaimozamienienosti — NIBW), Wszechzwiązkowy Elektrotechniczny Instytut im. Lenina (Wsiesojuznyj Elektrotechničeskij Instytut im. Lenina — WEI), Naukowo-Badawcze Laboratorium Elektroautomatyki (Naučno-Izsladowatielskaja Laboratoria Elektroawtomatiki — NIEL), Naukowo-Badawczy Instytut Lotnictwa (Naučno-Izsladowatielnyj Instytut Awiacionnoj Technologii — NIAT) i szereg innych. Opracowano wiele konstrukcji, które są obecnie produkowane w skali fabrycznej i oddają przemysłowi duże usługi. W niniejszym artykule podamy przykładowo opis niektórych z nich.

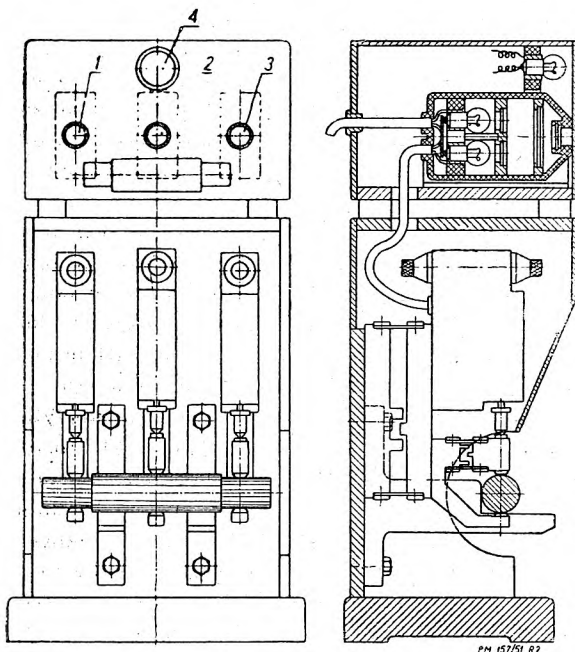
Najprostsze z przyrządów tego rodzaju stanowią głowice elektrokontaktowe, tj. czujniki mechaniczne z urządzeniem sygnalizującym przekroczenie tolerancji wymiaru. Są to więc udoskonalone sprawdziany dwugraniczne. Schemat takiej głowicy przedstawia rys. 1. Przedmiot mierzony (tłok) 1 spoczywa na podstawie 2; trzpień mierniczy 3 uruchamia



Rys. 1. Schemat głowicy elektrokontaktowej.

dźwignię 4 mogącą się wahać dzięki płaskiej sprężynie 5 łączącej ją z kadłubem. Gdy badany wymiar pozostaje w granicach tolerancji, koniec dźwigni znajduje się w przestrzeni między kontaktami 6, których odległość reguluje się odpowiednio do tolerancji. Gdy tolerancja jest przekroczona, dźwignia 4 zamyka przez jeden z kontaktów obwód elektryczny i zapala się żarówka sygnałowa 7 lub 8. Ustawienia dokonują się za pomocą przedmiotu wzorcowego.

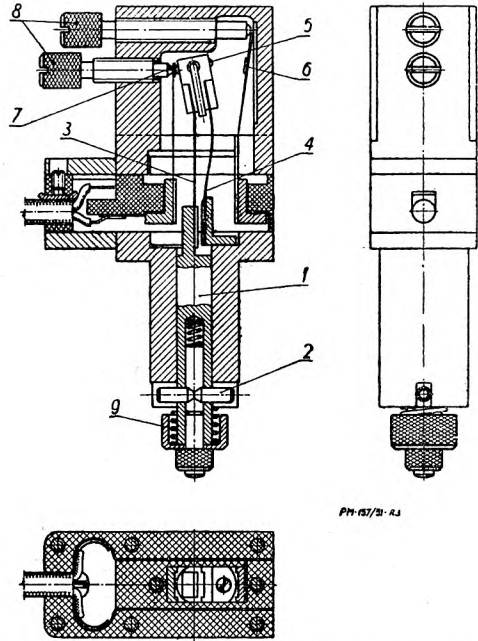
Rys. 2 przedstawia podobną głowicę dostosowaną do jednoczesnego pomiaru 3 średnic wałka. Jeśli wymiar przekroczył dopuszczalną granicę to odpowiednia żarówka 1, 2 lub 3 umieszczona w górnej części głowicy (obok rysunku mierzonego przedmiotu) gaśnie. Aby



Rys. 2. Głowica elektrokontaktowa do jednoczesnego pomiaru 3 wymiarów.

oko kontrolera nie męczyło się jednoczesną obserwacją trzech żarówek, zastosowano jeszcze jedną żarówkę 4, która gaśnie, jeżeli choć jeden (którykolwiek) wymiar przekracza granicę.

Rys. 3 przedstawia szczegóły konstrukcji jednej z głowic elektrokontaktowych wg projektów NIAT. Ruchomy kontakt 5 jest podłączony za pomocą jednej płaskiej sprężyny 3 do ruchomego tłoczka 1, stanowiącego przedłużenie trzpienia mierniczego i drugiej — 4 do kadłuba głowicy. Przy przesuwie jedna ze sprężyn ściska się a druga — rozciąga wskutek czego kontakt 5 przesuwa się w prawo lub w lewo pomiędzy nieruchomymi kontaktami 6 i 7. Śruby 8 służą do nastawiania kontaktów stosownie do tolerancji. Nacisk po-



Rys. 3. Szczegóły konstrukcji głowicy elektrokontaktowej.

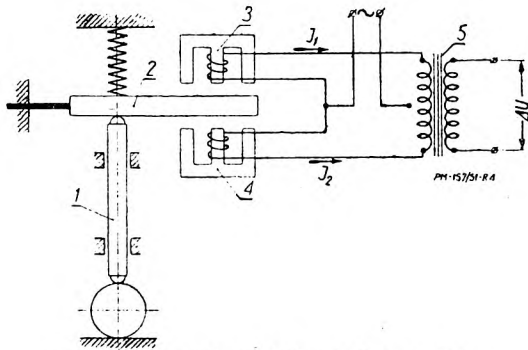
miarowy wywołuje sprężyna 9. Zderzak 2 ogranicza skok trzpienia i zabezpiecza przed obrotem.

Wiele innych konstrukcji głowic elektrokontaktowych można znaleźć w wydawnictwach podanych w spisie literatury.

W przypadku, gdy głowica ma powodować pewne automatyczne czynności związane np. z sortowaniem lub sterowaniem obrabiarki, wówczas zamiast urządzenia sygnalizującego włącza się odpowiedni przekaźnik elektromagnetyczny. Przy znacznej liczbie zwarć i rozwarć kontakty ulegają szybkiemu zużyciu i dokładność pomiaru zmniejsza się. Dlatego też przy pomiarach z dokładnością rzędu 1μ stosuje się układy bardziej złożone z przekaźnikami elektronicznymi. Zamknięcie kontaktu powoduje zmianę potencjału siatki lampy elektronowej, co wywołuje zmianę prądu anodowego i dopiero teraz włącza się przekaźnik elektromagnetyczny. Ponieważ w tym przypadku kontakty zamykają jedynie obwód siatki lampy, w którym płynie nikomy prąd, więc nie ma obawy o szybkie zużywanie się kontaktów.

Pomimo że opisane głowice elektrokontaktowe rozpowszechniły się dzięki prostocie ich konstrukcji nie zawsze nadają się do wszystkich celów. Jeżeli np. cho-

dzi o kontrolę przedmiotów o kształtach nieregularnych, o pomiar owalności itd., konieczne jest stosowanie przyrządów wskazujących wymiar rzeczywisty, a nie tylko stwierdzających przekroczenie lub nieprzekroczenie tolerancji.



Rys. 4. Schemat czujnika indukcyjnego.

W tej dziedzinie rozpowszechniają się coraz więcej czujniki indukcyjne, których zasadę wyjaśnia rys. 4. W przyrządach tych wykorzystuje się zależność współczynnika samoindukcji cewki od zmian szczeliny powietrznej w obwodzie magnetycznym.

Trzpień mierniczy 1 znajduje się w kontakcie z mierzonym przedmiotem. Jeżeli sprawdzany wymiar jest równy nominalnemu, to kotwica stalowa 2 znajduje się po środku między rdzeniami uzwojeń 3 i 4 elektromagnesów, prądy I_1 i I_2 płynące w obwodach tych uzwojeń są równe, a napięcie ΔU na zaciskach wtórnego uzwojenia transformatora różnicowego 5 jest równe zero. Jeżeli jednak mierzony wymiar odchyła się od nominalnego, to trzpień 1 przesuwa się, a kotwica 2, zawieszona na płaskiej sprężynie przyciągnięta do każdego, przybliża się do jednego rdzenia a oddala od drugiego. Indukcyjności obu uzwojeń a więc i prądy I_1 i I_2 stają się niejednakowe, liczba amperozwojów uzwojenia pierwotnego transformatora różnicowego przestaje być równa zero i powstaje napięcie ΔU na zaciskach wtórnego uzwojenia tym większe, im większe jest odchylenie od wymiaru nominalnego. Napięcie to może być wzmocnione i przekształcone na stałe za pomocą specjalnego układu elektronowego. Uruchamia ono mechanizm przyrządu wskazującego, który podaje bezpośrednio w μ odchylenie mierzonych wymiaru od wyniku nominalnego.

Brak kontaktów elektrycznych nadaje przyrządom indukcyjnym dużą pewność wskazań. Przyrządy są zasilane prądem sieci przez transformator z zastosowaniem stabilizatora napięcia, który jest potrzebny ze względu na dużą wrażliwość układów indukcyjnych na wahanie napięcia. Np. w jednym z typów stwierdzono wahanie wskazań $\pm 20\%$, przy wahanii napięcia sieci o $\pm 10\%$. Stabilizator napięcia zastosowany w przyrządach IR3 i IR4 (konstrukcji WEI) daje wahanie wskazań mniejsze od 1% przy zmianach napięcia sieci od 95 do 130 V przy nominalnym napięciu 110 V.

Wypada jeszcze zauważyć, że faza napięcia ΔU odpowiada kierunkowi odchylenia wymiaru.

Jedno z rozwiązań konstrukcyjnych czujnika indukcyjnego NIAT (bez części wskazującej) przedstawia rys. 5. Jest to raczej połączenie konstrukcji poprzednio

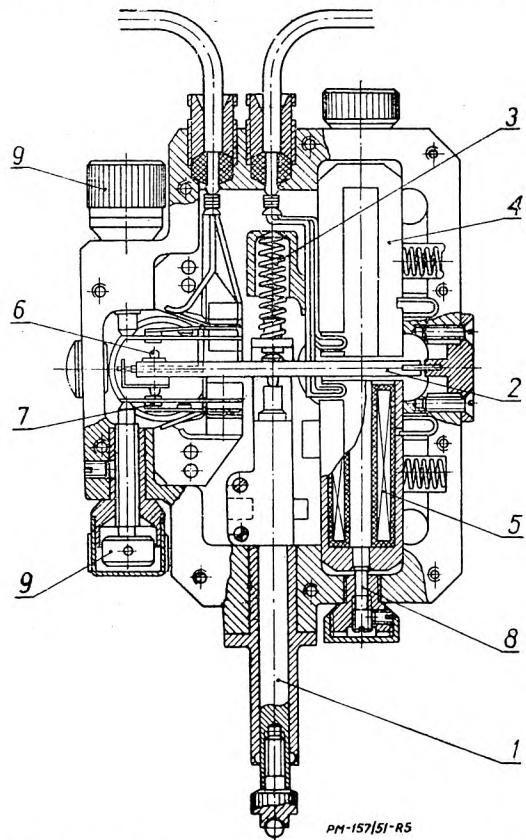
opisanej głowicy elektrokontaktowej z właściwym czujnikiem indukcyjnym.

Czujniki indukcyjne typu produkcyjnego wykonywane są z działką elementarną 1 lub 2 μ , błąd graniczny nie przekracza 0,5 działki el., czas uspokojenia wskazówki wynosi nie więcej niż 1,5 sek, nacisk pomiarowy nie przekracza 400 G. Dla celów laboratoryjnych istnieją typy o jeszcze mniejszej wartości działki elementarnej.

Czujniki indukcyjne są stosowane min. do pomiaru w czasie obróbki; wtedy całość przyrządu łączy się na stałe z obrabiarką. Pewną trudność sprawia skomplikowany układ elektryczny spowodowany koniecznością szybkiego zatrzymania obrabiarki po osiągnięciużądanego wymiaru.

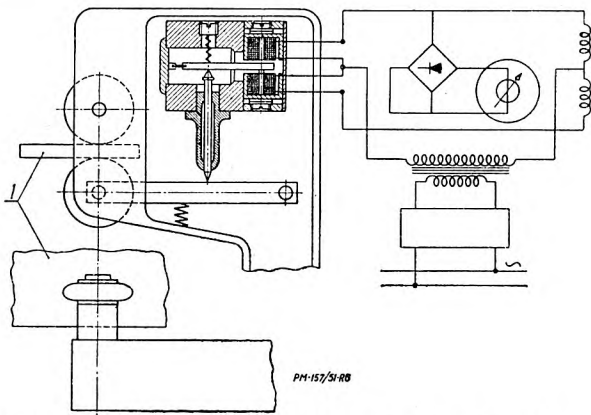
Rys. 6 przedstawia schemat czujnika indukcyjnego (wraz z urządzeniem wskazującym) w zastosowaniu do ciągłego, bieżącego pomiaru gładkości taśmy 1 podczas walcowania.

Następną odmianą elektrycznych przyrządów mierzających długość są czujniki pojemnościowe. W tym przypadku trzpień mierniczy zależy od



Rys. 5. Konstrukcja czujnika indukcyjnego: 1 — trzpień mierniczy, 2 — kotwica, zawieszona na sprężynie, 3, 4 i 5 — uzwojenia elektromagnesów, 6 — kontakt ruchomy, połączony z kotwicą, 7 — kontakty nieruchome. Wielkość szczeliny powietrznej reguluje się główkami 8 a kontakty — główkami 9.

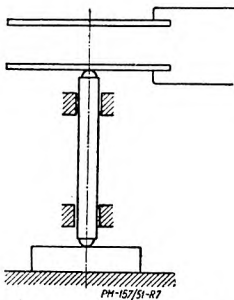
mierzonych wymiaru oddala lub zbliża okładki kondensatora, zmieniając jego pojemność (rys. 7). Zmiana pojemności powoduje zmianę natężenia prądu w obwodzie przyrządu wskazującego. Ponieważ zmiany natężenia prądu są b. małe, konieczne jest zastosowanie specjalnych wzmacniaczy. Odpowiedni schemat przedstawia rys. 8. Zmiana pojemności C, wywołana zmianą sprawdzanego wymiaru, powoduje różnicę czę-



Rys 6. Czujnik indukcyjny w zastosowaniu do ciągłego pomiaru grubości taśmy.

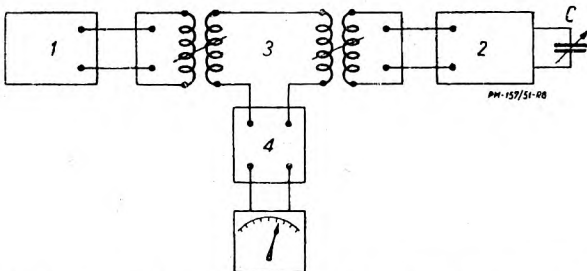
stotliwości w obu obwodach, wskazywaną przez przyrząd 5.

Czujniki pojemnościowe mogą osiągnąć b. wysoką czułość i dokładność, jednak konieczność zasilania przez generator wysokiej częstotliwości, specjalne ekranowanie itd. powodują znaczne trudności. Dlatego też czujniki te można polecać do pomiarów wysokiej dokładności bądź gdy chodzi o pomiar wyjątkowo szybki.



Rys 7. Schemat czujnika pojemnościowego.

Czujniki fotoelektryczne są stosowane do pomiarów w miejscach trudno dostępnych, przy pomiarze luzów itp. Zasadę ich działania wyjaśnia rys. 9. Strumień świetlny ze źródła 1, przechodząc przez szczelinę w ścianie 3, pada na fotokomórkę 2. Zmiana wymiaru przedmiotu 4 powoduje przesuw trzpienia mierniczego 5 wraz z umieszczoną na jego górnym końcu przesłonką, która zasłania lub odsłania szczelinę, zmienia-



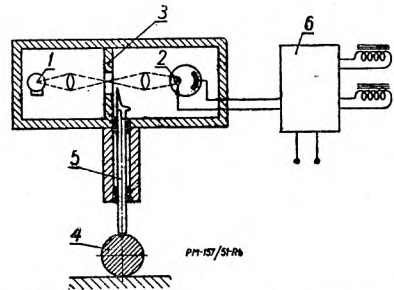
Rys 8. Schemat czujnika pojemnościowego ze wzmacniaczem; 1, 2 — generatory wysokiej częstotliwości, 3 — obwód, sprzężony z obwodami obydwóch generatorów, 4 — wzmacniacz, 5 — przyrząd wskazujący.

jąc strumień światła, a tym samym prąd powstający w obwodzie fotokomórki. Prąd ten ulega wzmocnieniu we wzmacniaczu elektronowym 6, po czym przekazuje się przyrządowi wskazującemu bądź uruchamia urządzenia sterujące, sortownicze itd.

Obawa o zmęczenie fotokomórki, przy przypadkowym silnym naświetleniu, bardzo obniża pewność tego rodzaju czujników. Dla zwiększenia dokładności i pewności stosuje się też układy z fotokomórką oparte na zasadzie kompensacyjnej, ale konstruk-

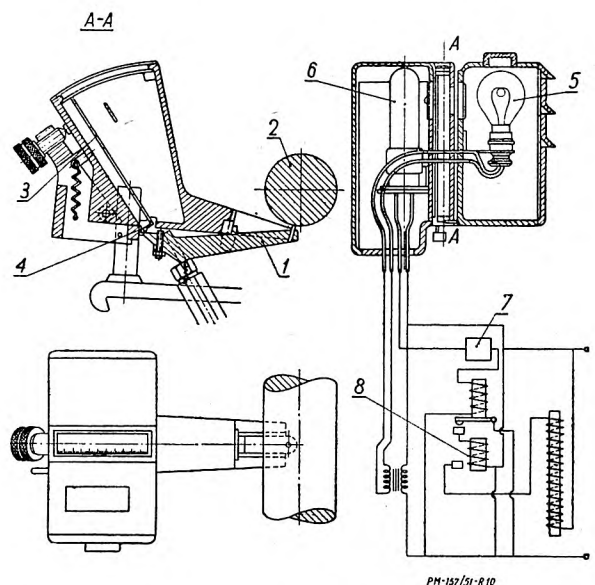
cja staje się przy tym znacznie więcej złożona. Dlatego też układy z fotokomórkami można zalecać tylko w wyjątkowych wyżej wymienionych przypadkach.

Na rys. 10 pokazane jest urządzenie z fotokomórką, służące do kontroli odrabianych przedmiotów w czasie obróbki. Dźwignia 1 opiera się jednym swym końcem o powierzchnię obrabianego przedmiotu 2, a drugim o krótkie ramię wskazówki 3, obracającej się na osi 4. W czasie obróbki, w miarę zmniejszania wymiaru przedmiotu wskazówka odchyła się coraz bardziej w lewo. Gdy właściwy wymiar zostanie osiągnięty, wskazówka całkowicie zakrywa szczelinę, przez którą światło żarówki 5 przedostaje się do części z fotokomórką 6. Wskutek tego następuje przerwa prądu w obwodzie wzmacniacza 7 i przy pomocy przekaźnika 8 i elektromagnesu 9, zostaje wyłączone narzędzie obróbkowe.



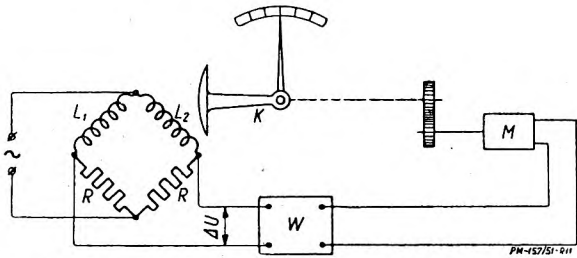
Rys. 9. Schemat działania czujnika fotoelektrycznego.

Wspomnijmy też o czujnikach pneumatycznych. Najczęściej mamy tu do czynienia ze współdziałaniem rotametu (stożkowej pionowej rurki szklanej z pływakkiem, którego wzniesienie w rurce zależy od natężenia przepływu powietrza we właściwym czujniku pneumatycznym) z głowicą elektrokontaktową lub przyrządem fotoelektrycznym. Po osiągnięciu przez pływak określonego położenia następuje zaciemnianie fotoelementu i włączenie odpowiedniego przekaźnika. Dalszy przebieg jak w poprzednio opisanych przyrządach.



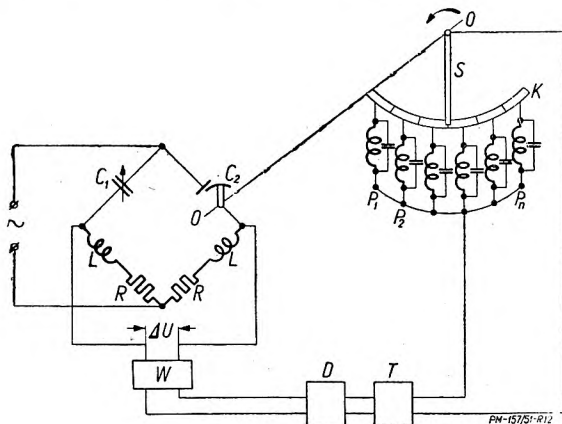
Rys. 10. Czujnik fotoelektryczny do kontroli obrabianych przedmiotów w czasie obróbki.

Obecnie opiszemy szereg przyrządów konstrukcji WEI, w których zastosowano metodę kompensacyjną. Konstrukcje te są bardziej skomplikowane i powinny być stosowane tylko wtedy, gdy chodzi o wyższą dokładność i stabilność.



Rys 11. Schemat czujnika indukcyjnego z urządzeniem kompensacyjnym.

Rys. 11 przedstawia schemat jednego z takich urządzeń. Jeżeli zmienia się wymiar przedmiotu, to zmienia się odpowiednio indukcyjność L_1 uzwojenia należącego do czujnika indukcyjnego. Wskutek tego zostaje zakłócona równowaga mostka złożonego z indukcyjności L_1 i L_2 oraz oporów R . Na przekątnej mostka powstaje napięcie ΔU , które po wzmocnieniu we wzmacniaczu W , powoduje ruch serwowatora M , a ten — obrót kotwicy K . Obrót kotwicy zmienia indukcyjność L_2 i trwa to dotąd, aż mostek znów nie wróci do równowagi.



Rys. 12. Schemat automatu sortowniczego.

W ten sposób ustawienie się wskazówki połączonej z kotwicą odpowiada mierzonemu wymiarowi. Oczywiście z kotwicą może być też połączona szczotka ślizgająca się po kontaktach komutatora i włączająca lampy sygnalizacyjne, lub elektromagnesy związane z urządzeniem sortującym.

Rys. 12 przedstawia przykład automatu sortowniczego, w którym zastosowano metodę tzw. kompensacji dynamicznej. Przyrząd ten wykazał wysoką stabilność i dokładność rzędu $\pm 0,1 \mu$.

Zastosowano tu czujnik pojemnościowy, konstrukcji zakładu „Kalibr“. Generator częstotliwości dźwiękowej zasila mostek którego jedną gałąź stanowi pojemność czujnika C_1 , a drugą — porównawcza pojemność C_2 . Ruchome okładki tej ostatniej obracają się stale dokoła osi OO przy pomocy silnika (nie ma na rysunku). Napięcie na przekątnej mostka ΔU , za-

leżne od wymiaru przedmiotu podlegającego sortowaniu, po wzmocnieniu we wzmacniaczu W i wyprostowaniu w detektorze fazowym D , dostaje się na siatkę specjalnej lampy zwanej *triggerem*, wyregulowanej w ten sposób, że przy wejściowym napięciu, odpowiadającym równowadze mostka, następuje skok napięcia wyjściowego od zera do wartości maksymalnej; napięcie to pozostaje niezmiennie do końca półobrotu okładek kondensatora C_2 . Na jednej osi z tymi okładkami jest zamieszczona szczotka S ślizgająca się po kontaktach K komutatora. Do kontaktów przyłączony jest szereg przekaźników telefonicznych P_1, P_2, \dots, P_n . Dopóki szczotka S ślizga się po kontaktach a równowaga mostka nie jest osiągnięta, po jej obwodzie prąd nie płynie i przekaźniki są wyłączone. Przypuśćmy, że po osiągnięciu przez szczotkę kontaktu przekaźnika P_i , mostek znalazł się w położeniu równowagi. Wtedy trigger powoduje przełączenie, włącza przekaźnik P_i , który opuszcza i -tą zasłonkę okienka; przez nią wykonany przedmiot może obecnie wydostać się do odpowiedniego pudełka. Przy następnym obrocie okładek kondensatora C_2 powtarza się to samo.

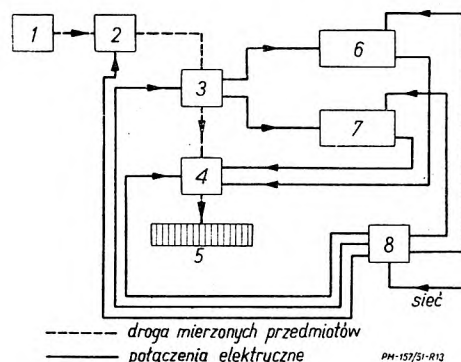
Również i w tym przypadku mamy przyrząd działający na zasadzie kompensacyjnej. Rola aparatury elektronicznej sprowadza się do wskazania momentu równowagi mostka.

Tego rodzaju schematy, jak ostatnio opisany, odznaczają się dużą szybkością działania. Pozwala to stosować jeden przyrząd na wielu stanowiskach. Czas jednego pomiaru jest rzędu 0,05 sek. Wadą przyrządu jest konieczność stałego obrotu, a tym samym szybkie zużywanie się komutatora oraz skomplikowana budowa.

Dalej istnieją przyrządy oparte na zasadzie kompensacji stopniowej. Zasada ta polega na tym, że równowagę mostka osiąga się nie przez ciągłą zmianę wzorcowej pojemności czy indukcyjności, lecz skokami. Każdemu położeniu przełącznika odpowiada inna wartość wzorca. Jeden z nowszych przyrządów tego rodzaju, konstrukcji WEI, w którym porównywaną wielkością jest opór, został wykonany przez zakład „Kalibr“ i zastosowany jako półautomat do kontroli łożków.

Jeszcze bardziej skomplikowany jest automat do sortowania stożkowych wałeczków w wg średnicy i stożkowości. Działanie jego wyjaśnimy ogólnikowo na schemacie rys. 13.

Sprawdzane wałki są gromadzone w pudełku 1, skąd przechodzą do urządzenia 2, którego zadaniem jest



Rys. 13. Automat do sortowania wałeczków.

przekręcenie każdego wałka mniejszą średnicą do przodu. Dalej wałki dostają się do stanowiska mierzącego 3, gdzie są zainstalowane dwa czujniki indukcyjne: jeden do pomiaru średnic, drugi do pomiaru stożkowatości. Każdy z tych czujników jest włączony do swego układu elektronowego 6 i 7, które sterują sortującym urządzeniem 4, skąd wałki przechodzą do pudełek odbiorczych 5. Koordynacja czynności poszczególnych elementów automatu jest dokonywana przez urządzenie rozrządzące 8. Automat sortuje wałki na 12 klas pod względem średnic i 5 — pod względem stożkowatości. Dokładność pomiaru wynosi $\pm 1\mu$. Schematy urządzeń elektronowych 6 i 7 są jednakowe.

O. J.

LITERATURA

- G. A. Aparin i I. E. Gorodeckij. Dopuski i technicznejskie izmierenia. Maszgiz, 1950.
 G. E. Gorodeckij. Osnovy technicznych izmerenij w maszynostrojenii, Maszgiz, 1950.
 G. A. Rudykin. Technika izmerenija razmierow w maszynostrojenii, Maszgiz, 1949.
 A. N. Malow. Kontrolnyje stanki i prispособlenja. Maszgiz, 1948.
 C. R. Dworeckij. Konstrukcija uzłow izmeritielnych sriedstw w maszynostrojenii. Maszgiz, 1950.
 I. Schmitmeister. Elektronnaja łampa kak pribor dla fizycznych izmerenij Gos. Izd. Tech.-Teor. Lit., 1949.
 A. N. Malow. Kurs elektrotechniki i radiotechniki. Ogiz, 1948. „Maszynostrojenie“ Enciklopediczeskij Sprawocznik, T. V., Maszgiz, 1947.
 A. I. Bojarow, A. A. Feldbaum, A. I. Szczukin. Promyslennaja elektronika i jejo primienienie dla awtomatizieskawo kontrola liniejnych rozmierow. „Stanki i instrument“, r. 1948, zeszyt 12.

Fizyczne podstawy umocnienia stali i charakter wysokiej twardości martenzytu*)

Mgr inż. JAN CHODOROWSKI

Zagadnienie umocnienia metali, a w szczególności stali należy do problemów, które zarówno od strony teorii jak i praktyki przedstawiają doniosłe znaczenie dla metaloznawców i konstruktorów. Ci ostatni w swoich obliczeniach wytrzymałościowych zakładają stałość fizyko-chemicznego stanu metali poddawanych działaniu sił zewnętrznych podczas pracy. Nie biorą oni pod uwagę tego, że działanie siły wywołujące odkształcenia trwałe może doprowadzić do powstania nowego składnika strukturalnego w siatce metalu, który na swój sposób okaże znaczny wpływ na własności mechaniczne danego materiału.

Przy dużej różnorodności istniejących teorii na temat umocnienia metali, można rozróżnić dwa kierunki rozwoju prac teoretycznych w tej dziedzinie. W pracach reprezentujących pierwszy kierunek próbuje się udowodnić, że umocnienie przy odkształceniach trwałych (plastycznych) metalu w ogóle nie istnieje, natomiast drugi uważa umocnienie za faktycznie istniejące, i związane ze zmianą siatki krystalograficznej danego metalu. Wspólnym założeniem dla wszystkich hipotez jest zwiększenie stopnia szorstkości płaszczyzn poślizgu w miarę wzrostu siły, wywołującej odkształcenia trwałe.

Podczas gdy większość hipotez poświęconych umocnieniu tworzyw metalowych przy odkształcaniu na zimno, dąży do wyjaśnienia tego zagadnienia przy pomocy zmian zachodzących w metalu w czasie samego procesu, inaczej rozpatrywane jest zagadnienie dotyczące wysokiej twardości (wytrzymałości) martenzytu. Wysoka twardość martenzytu objaśniona przez Rosenheima, Maurera Honda, Delingera i innych, tłumaczy się fizyczną budową stali zahartowanej przed deformacją, a nie zmianą struktury w procesie samej deformacji.

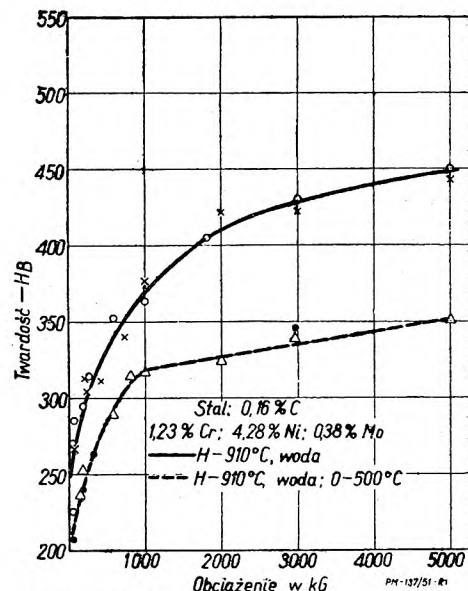
Podana poniżej teoria umocnienia metali i charakteru wysokiej twardości martenzytu została wysunięta przez naukowca radzieckiego St. Kiszkiną.

Nie pretendując do całkowitego rozwiązania zagadnienia dotyczącego zjawiska umocnienia metali, autor tej teorii próbuje w swych badaniach rozpatrzyć z tego samego punktu widzenia zagadnienie o naturze umocnienia niektórych tworzyw metalowych a w szczególności stali, zarówno przy jej przeróbce plastycznej na zimno, jak też przy obróbce cieplnej.

Według tej hipotezy opartej na wynikach doświadczeń, zagadnienie wysokiej twardości martenzytu w zasadzie sprowadza się do problemu znacznego umocnienia stali zahartowanej.

Przyjmując, że większość stosowanych powszechnie metod pomiaru twardości oparta jest na wciskaniu jednego ciała w drugie można założyć, że przy tym sposobie pomiaru twardość charakteryzuje się odpornością na odkształcenia trwałe przy miejscowym wgniataniu.

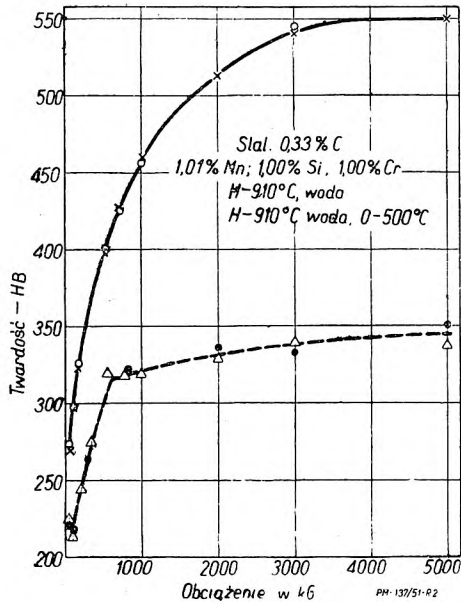
Rys. 1 i 2 podają zależność między obciążeniem, a uzyskiwanym wynikiem przy pomiarze twardości



Rys. 1. Zależność twardości od obciążenia, przy pomiarze metodą Brinella (średnica kulki 10 mm).

*) Streszczenie — patrz wnioski na końcu artykułu.

metodą *Brinella* dla stali zahartowanej i ulepszonej cieplnie. Z wykresów tych widoczne jest, że mierzona twardość zależy od stosowanego obciążenia, czyli od wielkości wywartego odkształcenia trwałego w ma-



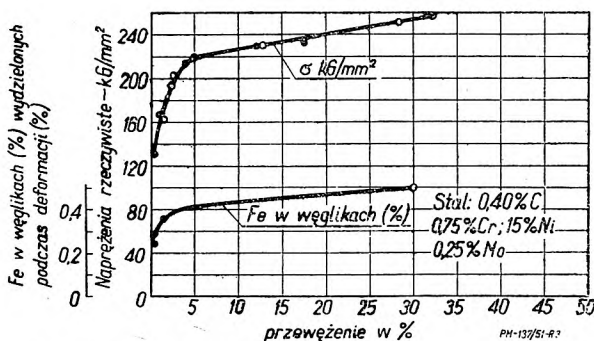
Rys. 2. Zależność twardości od obciążenia, przy pomiarze metodą *Brinella* (średnica kulki 10 mm).

teriale badanym. Na tej podstawie można twierdzić, że martenzyt zyskuje wysoką twardość tylko w rezultacie naprężeń mechanicznych, powodujących odkształcenie trwałe struktury stali zahartowanej.

W związku z powyższym nasuwa się pytanie: na czym właściwie polega fizyczna strona wysokiego umocnienia martenzytu przy odkształceniu trwałym?

Wiadomym jest, że martenzyt przedstawia sobą przesycony roztwór węgla w żelazie alfa. Za pomocą elektrolitycznego rozpuszczania stali zahartowanej znajdującej się w stanie nieodkształconym jak i odkształconym stwierdzono, że podczas plastycznej deformacji martenzytu zachodzi jego rozpad z równoczesnym tworzeniem się węglików żelaza o dużym stopniu dyspersji.

Analogiczny proces zachodzi również przy odpuszczaniu stali, gdzie w przypadkach niskich temperatur (ok. 200°C) następuje tylko częściowy rozpad martenzytu.



Rys. 3. Zależność stopnia umocnienia i ilości węgla związanego od wielkości deformacji trwałej (dla stali zahartowanej i odpuszczonej w temperaturze 200°C).

Przeprowadzone badania nad zjawiskiem umocnienia stali zahartowanej za pomocą rozciągania, ścis-

nia i dwukierunkowego zginania pokazały, że wielkość umocnienia zależna jest wyłącznie od stopnia wywołanej deformacji trwałej. Sam przebieg umocnienia jest następujący: w pierwszym okresie odkształceń trwałych ma miejsce intensywne wydzielanie się węglików, czemu odpowiada właściwe umocnienie stali (rys. 3). Dalszy przebieg krzywej umocnienia posiada bardziej płaski charakter, który spowodowany jest zanikaniem procesu tworzenia się węglików, mimo wzrostu odkształcenia.

Ten sam charakter umocnienia jaki posiada górna część krzywej pokazanej na rys. 3, będzie wykazywała również stal w przypadku odpuszczenia jej w wysokich temperaturach, w których nastąpiło już wydzielanie się dużej ilości węglików z roztworu stałego.

Tego rodzaju zgodność w charakterze krzywych umocnienia i tworzenia się węglików w różnych stalach, przy różnych warunkach obróbki cieplnej i deformacji plastycznej, świadczy o podobieństwie i zależności obu tych zjawisk oraz pozwala uważać proces tworzenia się węglików żelaza, blokujących przesunięcia, za główną przyczynę umocnienia stali podczas jej deformacji na zimno. Zjawisko to uwydatnia się szczególnie wyraźnie w stali zahartowanej lub nisko odpuszczonej, w których to przypadkach znaczna część węgla znajduje się w roztworze stałym. Należy zaznaczyć, że zjawisko wydzielania się węglików zachodzi tylko podczas deformacji trwałej i nie ma ono miejsca przy odkształceniach sprężystych.

Teoria wydzielania się węglików podczas deformacji na zimno w zasadzie nie jest teorią specjalnie odniesioną tylko do stali. Należałoby ją raczej rozpatrywać jako teorię umocnienia wielu stopów metalicznych, przedstawiających po obróbce cieplnej przesycone roztwory stałe, których rozpad jest przyspieszony na skutek deformacji na zimno z równoczesnym powstawaniem najdrobniejszych cząstek nowej fazy.

Zasadniczo należy rozróżnić dwa rodzaje umocnienia:

1. Umocnienie przesyconych roztworów stałych, w których zachodzi tworzenie się nowego strukturalnego składnika w formie dyspersyjnych wydzielin.

Główną podstawę umocnienia tych metastających układów stanowi tworzenie się bardzo drobnych cząstek nowej fazy, podczas gdy pozostałe czynniki u-macniające stal mają znaczenie drugorzędne. W przypadku stali konstrukcyjnych tym drugorzędnym czynnikiem jest uszlachetnianie roztworu stałego niklem, chromem i innymi składnikami stopowymi, które jeszcze nie zapewniają stali dużej wytrzymałości, o ile ta nie posiada węgla, tj. elementu koniecznego do tworzenia węglików. Na poparcie tego stanowiska może posłużyć porównanie wytrzymałości na rozciąganie, cieplnie ulepszonych stali konstrukcyjnych i żelaza Armco z dodatkiem składników stopowych. Tworzenie węglików należy uważać za główny powód umocnienia stali tak przy plastycznej deformacji, jak też i obróbce cieplnej. Duże znaczenie praktyczne posiada zagadnienie rozmieszczenia węgla w stali, na które to zjawisko mogą mieć wpływ dodatki stopowe.

2. Do drugiego typu umocnienia należy zaliczyć umocnienie bez powstawania o-

w e j f a z y. W ten sposób umacniają się nasycone roztwory stałe i czyste metale, jeżeli domieszki w nich zawarte nie są zdolne do tworzenia połączeń chemicznych z elementami siatki zasadniczej lub między sobą. Charakter umocnienia w tym przypadku jest dotąd jeszcze nie zupełnie wyjaśniony i wymaga dodatkowych badań mogących potwierdzić ten czy inny punkt widzenia na sam mechanizm zjawiska.

Zarówno przy pierwszym rodzaju umocnienia, jak i przy drugim należy zwrócić uwagę na rolę małych ilości dodatków stopowych, silnie oddziaływujących na własności mechaniczne. Tak na przykład wytrzymałość ołowiu prasowanego wzrasta podwójnie przy dodaniu do niego 0,06% Cu. Wiadomo również, że dodatek $PbCl_2$ w kryształach soli kamiennej przy znikomej koncentracji — jedna drobina $PbCl_2$ na sto tysięcy drobin $NaCl_2$ — podwyższa jej granicę płynności potrójnie.

Powracając do zagadnienia wysokiej twardości martenzytu należy nadmienić, że odkrycie zjawiska tworzenia się węglików w procesie deformacji stali na zimno, pozwala, przy objaśnianiu wysokiej twardości martenzytu, widzieć główną przyczynę nie w jego strukturze po zahartowaniu, lecz w tych zmianach, które zaszły w martenzycie w procesie deformacji przy badaniach.

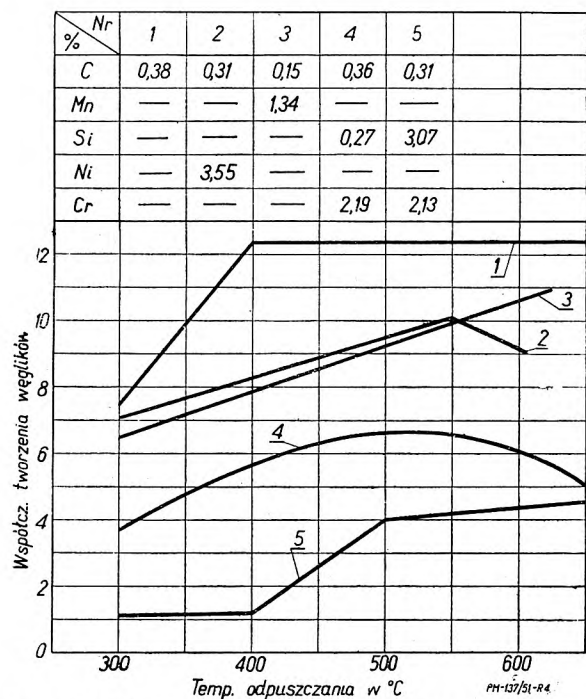
Tego rodzaju ujęcie zagadnienia pozwala również na przeprowadzenie bardziej głębokiego niż dotąd porównania między utwardzeniem dyspersyjnym (np. starzeniem), a umocnieniem martenzytu. W rzeczywistości w obu porównywanych zjawiskach płaszczyzny siatki krystalograficznej zablokowane są drobnymi cząsteczkami co podwyższa odporność materiału na plastyczną deformację. Koagulacja fazy blokującej w obu przypadkach prowadzi do zmniejszenia twardości.

Blokujące działanie węglików żelaza o bardzo dużej dyspersji, powodujące zarazem wysoką twardość martenzytu, zostaje powiększone na skutek łączności krystalochemicznej z ośrodkiem z którego się wydzielają tzn., że pojedyncze atomy żelaza mogą jednocześnie należeć i do siatki węgla i do siatki żelaza. W ten sposób węgliki odgrywają rolę czopów, które nie są wciśnięte mechanicznie w siatkę metalu jako ciała obce, lecz stosunkowo mocno związane z tą ostatnią. Fakt ten zostaje potwierdzony tym, że wtrącenia obce przy szlifowaniu łatwo wykruszają się, podczas gdy węgliki pozostają w osnowie.

Dzięki temu, że na drodze elektrolitycznej można otrzymać węgliki wydzielone z siatki żelaza, otwierają się duże możliwości określania ich wymiarów. Badania przeprowadzone przez G. F. Kosotapowa wykazały, że w niskich temperaturach odpuszczania stali (200 ÷ 400°C) węgliki krystalizują w płytkach o wymiarach rzędu 10^{-6} cm długości i grubości co najmniej większej niż 10^{-7} cm. Przy wyższych temperaturach odpuszczania na skutek wzrostu szybkości koagulacji węglików znika ich płytkowa budowa. Z różnych badań wynika, że płytkowa budowa fazy powstającej z rozpadającego się roztworu przesyconego, jest charakterystyczną nie tylko dla stopów aluminiowych lecz również i dla stopów żelaza.

Sam proces tworzenia się węglików przebiega w szerokim zakresie temperatur odpuszczania z różną szybkością.

Wpływ różnych dodatków stopowych na intensywność tworzenia się węglików podczas rozpadu martenzytu daje się scharakteryzować zmianą współczynnika tworzenia węglików pod którym należy rozumieć stosunek żelaza związanego w węgliki do całkowitej zawartości węgla w stali (rys. 4). Zmiana tego współczynnika w zależności od temperatury odpuszczania charakteryzuje nie tylko proces tworzenia się węglików żelaza, lecz również i ich rozpad z pojawieniem się węgla atomowego, który może pozostać w stali w stanie grafitu lub połączyć się ze składnikiem stopowym tworzącym węgliki. Nikiel i mangan przy niskiej temperaturze odpuszczania wykazują mało hamujący wpływ na powstawanie węglików żelaza, chrom stosunkowo silny, podczas gdy krzem najsilniejszy (z przytoczonych pierwiastków).



Rys. 4. Zależność współczynnika tworzenia węglików od temperatury odpuszczania.

Zgodnie z dzisiejszymi pojęciami na proces dyfuzji, dodatek trzeciego składnika odkształca w pewien sposób siatkę zasadniczą (np. żelaza), co z kolei powinno pomagać dyfuzji drugiego składnika (w tym przypadku węgla wchodzącego w siatkę żelaza na zasadzie wciskania się).

Właściwie czym należałoby objaśnić stosunkowo wysokie własności plastyczne stali stopowej odpuszczonej w niskich temperaturach oraz kruchość wielu stali węglowych poddanych starzeniu? Wyjaśnienia należy szukać w tym, że przy deformacji stali zahartowanej i następnie nisko odpuszczonej, ilość zablokowanych płaszczyzn poślizgu wzrasta w miarę zwiększania deformacji, wywołującej powstawanie węglików. Natomiast w stopach poddanych starzeniu jeszcze przed deformacją, wszystkie możliwe płaszczyzny poślizgu mogą okazać się zablokowanymi fazą rozproszoną, na

skutek czego odporność na deformację osiąga rzeczywistą wielkość wytrzymałości na rozciąganie przy niewielkim stopniu odkształcenia trwałego.

Wnioski

1. Doświadczalnie udowodniono, że podczas deformacji plastycznej stali jak i innych tworzyw metalowych zachodzi tworzenie się węglików w stanie wysoko rozproszonym.

2. Umocnienie stali przy deformacji na zimno, jak również przy obróbce cieplnej zasadniczo określa się procesem tworzenia węglików blokujących poślizgi. Koagulacja węglików odklinowuje płaszczyzny poślizgu, przez co prowadzi do obniżenia wytrzymałości.

3. Uszlachetnianie ferrytu niklem, chromem, krzemem i innymi składnikami stopowymi w małym stopniu podwyższa jego twardość (wytrzymałość). Wyso-

ką wytrzymałość stali można otrzymać tylko przez dodatek do niej węgla, tworzącego węgliki. Zagadnienie uszlachetniania stali konstrukcyjnych dodatkami stopowymi, należy rozpatrywać jako zagadnienie wpływu poszczególnych składników na rozmieszczenie węgla w stali i na proces tworzenia węglików.

4. Zagadnienie wysokiej twardości martenzytu należy rozpatrywać jako część problemu umocnienia stali podczas odkształcenia na zimno. Twardość martenzytu należy łączyć nie z własnościami jego siatki, lecz z pojęciem umocnienia wywołującym powstawanie bardzo drobnych węglików żelaza podczas samego pomiaru twardości.

ZRÓDŁA

- S. T. Kiszkin — Izwiestija Akademii Nauk ZSRR otd. techn. 1946 Nr 12, str. 1799—1808.
S. T. Kiszkin i K. L. Pietrusiewicz — Izwiestija Akademii Nauk ZSRR otd. techn. 1948, Nr 1, str. 87—96.

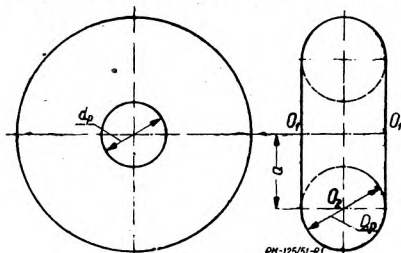
Geometria ząbienia ślimakowej przekładni globoidalnej*)

Mgr inż. HENRYK HAWRYLAK
Mgr inż. JERZY KOSTECKI
Mgr inż. TADEUSZ ŻUR

Artykuł omawia ogólnie zasadnicze cechy przekładni ślimakowych globoidalnych oraz podaje rachunkową analizę ząbienia w przekroju poprzecznym i podłużnym ślimaka. — W końcu artykułu podane są wytyczne do określania wymiarów przekładni ślimakowych globoidalnych.

1. Zasady ogólne

Przekładnię globoidalną można zaliczyć do obszernej grupy tak zwanych *przekładni pierścieniowych*. Powierzchnia pierścieniowa powstaje przez obrót okręgu o średnicy D_p (rys. 1) ze środkiem O_2 , wokół osi O_1O_1

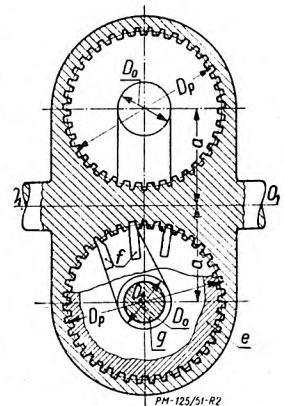


Rys. 1.

w ten sposób, że oś O_1O_1 pozostaje stale w płaszczyźnie okręgu. Założmy, że potrafimy umieścić wewnątrz powierzchni pierścieniowej nóż f (rys. 2), którego przedłużenia krawędzi tnących są styczne do okręgu o średnicy D_0 i że nóż ten wykonuje ruch obrotowy w płaszczyźnie koła D_p wokół środka O_2 . Jednocześnie powierzchnia pierścieniowa obraca się wokół osi O_1O_1 , przy czym stosunek prędkości kątowych ruchów pierścienia i narzędzia jest wielkością stałą. W ten sposób zostanie nacięta wewnątrz powierzchni pierścieniowej powierzchnia śrubowa. Powierzchnia ta może mieć jeden lub więcej zębów, zależnie od stosunku prędkości obwodowych noża i pierścienia. Zarysy naciętych zębów będą

*) Artykuł niniejszy jest częścią pracy dotyczącej ślimakowej przekładni globoidalnej opracowanej pod kierownictwem prof. inż. Romana Sobol. Niezno przez autorów artykułu.

w przekroju osiowym prostoliniowe, a ich przedłużenia będą styczne do okręgu o promieniu $D_0/2$, który nazywamy kołem podstawowym. Jeżeli wyobrazilibyśmy sobie, że wewnątrz naciętej powierzchni osadzone jest na krótkim wale g odpowiednio nacięte koło e to otrzymamy ząbienie pierścieniowe. Ponieważ otrzymana powierzchnia jest całkowicie zamknięta, wprowadzenie wałka i noża jest niemożliwe, możemy więc wykorzystać tylko część powierzchni.



Rys. 2. Nacinanie przekładni pierścieniowej.

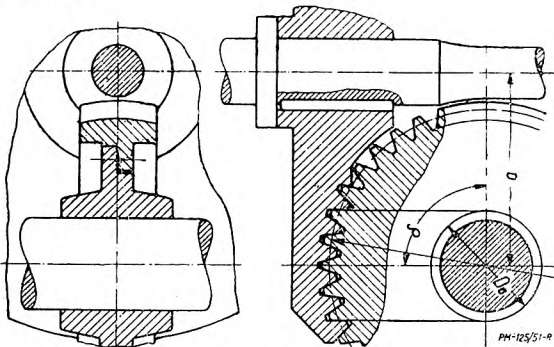
Rys. 3. przedstawia część powierzchni pierścieniowej naciętej w podany sposób, ząbieniającej się z kołem. Długość nacinanego łuku nie powinna być większa od średnicy koła podstawowego. W przeciwnym razie montaż byłby niemożliwy ze względu na zbieżne nachylenie skrajnych zarysów zębów. Prosta O_2b przechodząca przez środek cięciwy, łączącej końce łuku i prostopadła do niej, jest nachylona pod kątem δ do odcinka O_2c , który jest odległością osi przekładni.

Na rys. 3 kąt $\delta = 40^\circ$. jeżeli $\delta = 0^\circ$, wówczas otrzymujemy *przekładnię globoidalną*. Przy $\delta = 90^\circ$ wycinek powierzchni pierścieniowej przypomina tarczę (rys. 4); przy $\delta > 90^\circ$ — czaszę (rys. 5).

Przekładnie te można nazwać: *pięścieniowo-stożkowe* dla $0^\circ < \delta < 90^\circ$, *pięścieniowo-tarczowe* dla $\delta = 90^\circ$ i *pięścieniowo-czaszowe* dla $90^\circ < \delta < 180^\circ$ a przekładnię globoidalną odpowiednio *pięścieniowo-cylindryczną* dla $\delta = 0^\circ$.

W przytoczonych przykładach wał koła pięścieniowego był ułożyskowany o-bustronnie. Jeżeli wał ten ułożyskujemy jednostronnie, (zwisowo), wówczas odległość a może być znacznie zmniejszona, co daje w wyniku bardzo zwartą konstrukcję przekładni, szczególnie w przypadku przekładni pięścieniowo-tarczowej.

Globoidalna przekładnia ślimakowa odznacza się trzema zasadniczymi zaletami: cichym biegiem nawet przy stosunkowo dużych ilościach obrotów ślimaka, znacznym osiągalnym przełożeniem, zwartością budowy przy małym ciężarze, oraz dużym współczynnikiem sprawności.

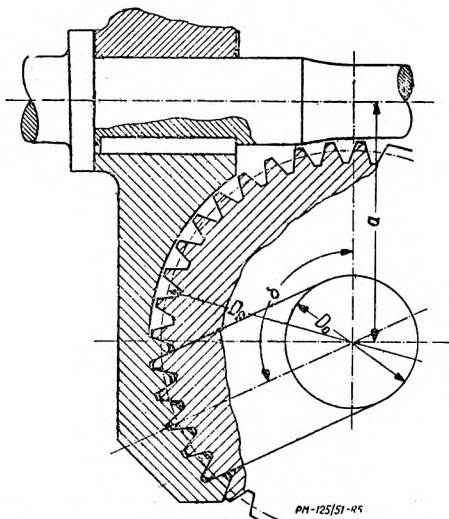


Rys. 3. Szkic przekładni pięścieniowo-stożkowej.

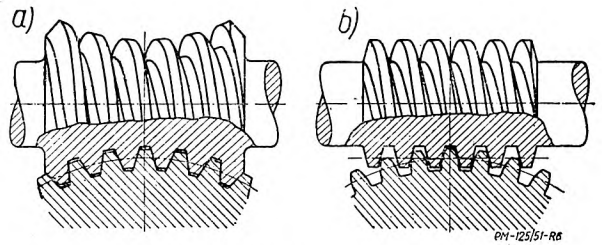
Rys. 4. Szkic przekładni pięścieniowo-tarczowej:

Podczas gdy dla zwykłych przekładni ślimakowych linia podziałowa ślimacznicy jest kołem, a ślimaka linią prostą, to dla przekładni globoidalnej zarówno ślimacznica, jak i ślimak mają jednakowo ukształtowane koła podziałowe. Linie podziałowe nie toczą się wzajemnie, lecz pokrywają się całkowicie (rys. 6).

W globoidalnych przekładniach ślimakowych obciążenie rozkłada się nie tylko na większą ilość zębów, lecz też na całkowitą wysokość zęba, tak, że stosunek naprężeń zgina-



Rys. 5. Szkic przekładni pięścieniowo-czaszowej.

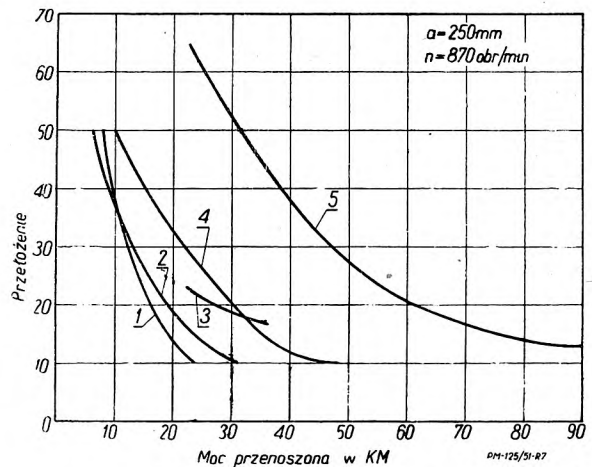


Rys. 6. Porównanie ząbienia przekładni ślimakowej cylindrycznej i globoidalnej.

jących do ścinających u podstawy zęba osiąga znacznie mniejsze wartości niż w przypadku przekładni cylindrycznej. Poza tym przekładnie globoidalne pracują łagodnie i pewnie.

Dzięki równomiernemu rozłożeniu obciążenia na całej długości ślimaka, oś ślimaka mniej się ugina, w związku z czym łożyska pracują w korzystniejszych warunkach. Przypór, w odróżnieniu od liniowego przyporu ślimaka cylindrycznego, ma charakter powierzchniowy, a więc nacisk jednostkowy jest mniejszy.

W a r u n k i s m a r o w a n i a przekładni ślimakowej globoidalnej w czasie pracy są korzystniejsze niż przekładni ze ślimakiem cylindrycznym. Daje to w wyniku znacznie mniejsze zużycie zębów, wyższą sprawność, a zatem mniejszą ilość ciepła wytworzonego w przekładni. Omówione własności przekładni globoidalnej pozwalają na przeniesienie znacznie większych mocy w porównaniu z przekładniami ze ślimakiem cylindrycznym o tych samych wymiarach gabarytowych. Wg. danych firmy Michigan Tool Co., dopuszczalne obciążenie dla przekładni globoidalnej jest czterokrotnie większe niż dla przekładni ze ślimakiem cylindrycznym przy tym samym przełożeniu i tej samej odległości osi (rys. 7).



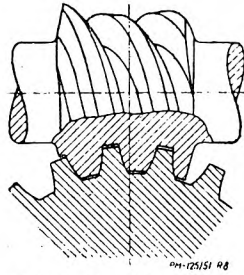
Rys. 7. Zależność między mocą przenoszoną przez przekładnię ślimakową a przełożeniem dla odległości osi $a = 250$ mm i obrotów wejściowych $n = 870$ obr/min dla następujących przekładni: 1 — Dawid Brown (przekładnia ze ślimakiem cylindrycznym bez wentylatora), 2 — Kleveland (przekładnia ze ślimakiem cylindrycznym), 3 — Rostock-Renk (przekładnia globoidalna dla $n = 1000$ obr/min), 4 — Dawid-Brown (z wentylatorem), 5 — Michigan Tool Co. (przekładnia globoidalna).

Moce podawane przez powyższą firmę są wyjątkowo wysokie i osiągnięte tylko przy bardzo dokładnej obróbce przekładni. Przy wykonywaniu przekładni globoidalnych ze średnią dokładnością nie należy przyjmować więcej niż półtorakrotnie, lub wyjątkowo dwukrotnie większego obciążenia, w porównaniu z obciążeniem przenoszonym przez przekładnię ze ślimakiem cylindrycznym.

S p r a w n o ś ć p r z e k ł a d n i globoidalnej i moc przenoszona powiększają się po pierwszych godzinach pracy zespołu, ponieważ obie części docierają się. Jest to bardzo ważna własność i należy pamiętać, że każdy demontaż i montaż zmieniają wzajemne położenie obu części co wymaga ponownego docierania się. Prócz tego możliwe jest osiągnięcie każdego żądanego luzu, aż do przekładni bez luzu, używanych do celów specjalnych.

Spośród produkowanych przekładni globoidalnych znane są trzy typy:

- 1) typu *Cone'a* o zarysie zębów ślimaka prostoliniowym, produkowany w ZSRR i USA,
- 2) typu *Lorenz* o zarysie zębów ślimaka prostoliniowym, produkowany w Niemczech,
- 3) typu *Bostock-Renk* o zarysie zębów ślimaka wypukłym (rys. 8).



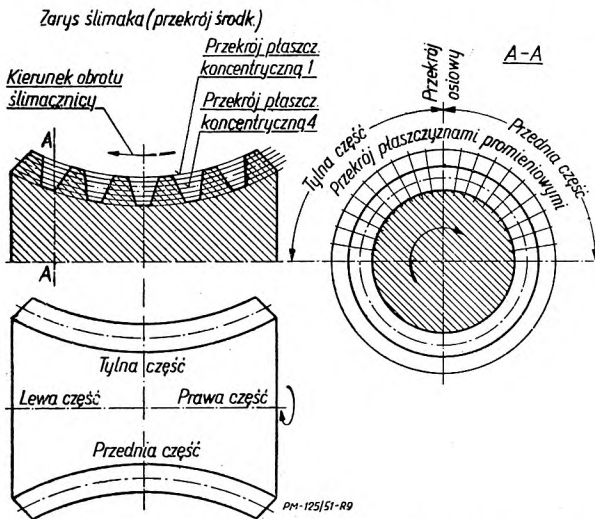
Rys. 8. Zazębienie globoidalne *Rostock-Renk*

Ze względu na obróbkę i warunki przyporu bardziej rozpowszechniły się przekładnie o prostoliniowym zarysie zębów ślimacznicy.

2. Przypór

Warunki przyporu w ślimakowych przekładniach globoidalnych są zupełnie odmienne od przyporu istniejącego w cylindrycznych przekładniach ślimakowych.

Teoretyczny przebieg przyporu ustalić można na drodze analizy geometrycznej, konstruując geometryczne powierzchnie boków zębów ślimacznicy i ślimaka, a następnie prowadząc przekroje powierzchniami koncentrycznymi do osi ślimacznicy (rys. 9) oraz płaszczyznami prostopadłymi do osi ślimaka.



Rys. 9. Przekroje ślimaka globoidalnego powierzchniami współosiowymi i płaszczyznami promieniowymi.

Poniżej podajemy analizę zazębienia dla przekładni globoidalnej typu *Cone'a* wg *Kand. techn. nauk Zaka.* W przekładni tej powierzchnia zwoju ślimaka jest tworzona przez prostą biegnącą w płaszczyźnie osi ślimaka stycznie do koła podstawowego ślimacznicy. (rys. 15). Przy tym prędkości kątowe obrotu prostej dookoła osi ślimacznicy i osi ślimaka są stałe, a ich stosunek jest przełożeniem $\frac{\omega_1}{\omega_2} = i$. Powierzchnia zęba ślimacznicy jest tworzona przez wszystkie elementy powierzchni zęba ślimaka przechodzące kolejno wzdłuż zęba ślimacznicy. Przecięcie zazębienia płaszczyzną przechodzącą przez oś ślimaka i prostopadłą do osi ślimacznicy (płaszczyzna środkowa) daje linię zazębienia. Długość na jakiej ślimak i ślimacznica po-

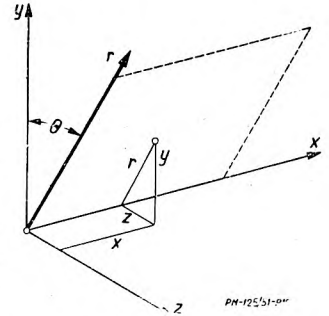
zostają w zazębieniu jest określona długością ślimaka, ponieważ wszystkie jego zęby pracują jednocześnie. Długość ta nie może być większa od średnicy koła podstawowego.

W analizie wykorzystamy układ współrzędnych prostokątnych x, y, z i współrzędnych cylindrycznych r, θ . Obydwa rodzaje współrzędnych (rys. 10) są związane zależnościami:

$$y^2 + z^2 = r^2$$

$$\sin \theta = z/r$$

$$\cos \theta = y/r$$

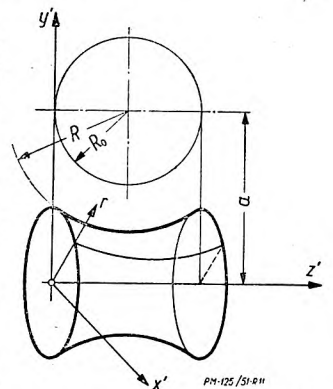


Rys. 10. Wzajemne zależności przyjętych układów współrzędnych.

Równanie globoidalnej powierzchni podziałowej we współrzędnych cylindrycznych jest równaniem okręgu w płaszczyźnie rz' , które napiszemy obracząc początek współrzędnych w płaszczyźnie $x'y'$ stycznej do koła podstawowego (rys. 11).

$$(z' - R_0)^2 + (r - a)^2 = R^2 \tag{1}$$

Globoidalną powierzchnię podziałową ślimacznicy otrzymamy przez obrót największego okręgu powierzchni podziałowej ślimaka (łuk A_1B_1 na rys. 12), znajdującego się w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny xy w odległości R_0 od niej, wokół osi Ox .



Rys. 11. Podziałowa powierzchnia globoidalna ślimaka.

Chcąc otrzymać równanie łuku A_1B_1 w układzie współrzędnych x, y, z , sprowadzamy równanie [1] powierzchni globoidalnej ślimaka do tego układu, zakładając:

$$r^2 = x'^2 + y'^2$$

$$x' = x$$

$$z' = z + R_0$$

Równanie powierzchni globoidalnej ślimaka będzie miało wówczas postać:

$$x^2 + (y - a)^2 = (a \pm \sqrt{R^2 - z^2})^2.$$

Ponieważ chodzi o łuk A_1B_1 , który leży w powierzchni podziałowej globoidalnej ślimacznicy, przed pierwiastkiem pozostawimy znak (-). Zatem równanie łuku A_1B_1 jest:

$$z = R_0$$

$$x^2 + (y - a)^2 = (a - \sqrt{R^2 - z^2})^2. \tag{2}$$

Powierzchnia podziałowa ślimacznicy jako powierzchnia obrotowa powinna spełniać równanie:

$$x^2 + y^2 + z^2 = v^2 \tag{3}$$

$$x = \xi$$

Przy czym v i ξ są zmienne i w naszym przypadku, ażeby otrzymać powierzchnię podziałową ślimacznicy

muszą spełniać równanie krzywej A_1B_1 . Po rozwiązaniu równań [2] i [3] otrzymujemy zależność

$$v^2 - R_0^2 + a^2 - 2a \sqrt{v^2 - \xi^2 - R_0^2} = (a - \sqrt{R^2 - R_0^2})^2.$$

Powracając do współrzędnych prostokątnych otrzymamy równanie powierzchni podziałowej ślimacznicy:

$$x^2 + y^2 + z^2 - 2a \sqrt{y^2 - z^2 - R_0^2} - R_0^2 + a^2 - (a - \sqrt{R^2 - R_0^2})^2 = 0. \quad [4]$$

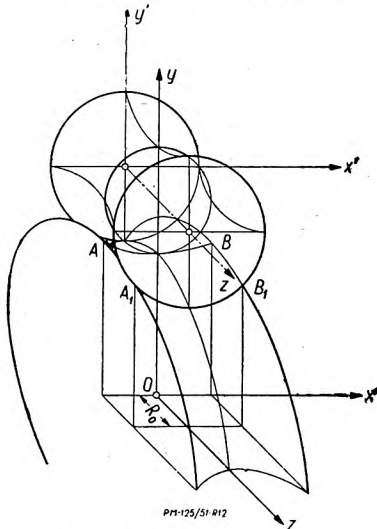
Ażeby otrzymać równanie łuku AB wyznaczającego kształt przekroju wzdłużnego powierzchni podziałowej ślimacznicy w płaszczyźnie przechodzącej przez jej oś, należy równanie [4] rozwiązać z równaniem płaszczyzny $z = 0$. Otrzymamy zatem:

$$y^2 - R_0^2 - 2a \sqrt{y^2 - R_0^2 + a^2} = (a - \sqrt{R^2 - R_0^2})^2 - x^2;$$

stad po przekształceniu

$$y = \sqrt{R_0^2 + \left[\sqrt{(a - \sqrt{R^2 - R_0^2})^2 - x^2 - a^2} \right]^2} \quad [5]$$

Jeżeli w równaniu [5] zastąpimy R przez promień $R_g = D_g/2$ otrzymamy równanie powierzchni głów zębów ślimacznicy. Jak widać (rys. 12) powierzchnie podziałowe pary globoidalnej mogą się ze sobą stykać tylko w płaszczyźnie środkowej ślimacznicy (jej okrąg minimalny) i na maksymalnym okręgu ślimaka.



Rys. 12. Powierzchnia podziałowa ślimacznicy globoidalnej.

Powierzchnia zęba ślimaka globoidalnego jest tworzona przez linię prostą przemieszczającą się w płaszczyźnie r, z (rys. 13) stycznie do koła podstawowego o promieniu R_0 ze środkiem O_1 ($r = a, z = R_0$), przy czym zmiana kąta γ jest proporcjonalna do zmiany kąta Θ obrotu płaszczyzny r, z .

Początkowo przy $\Theta = 0$ przyjmujemy $\gamma = 0$. W pomocniczych współrzędnych z_1, r_1 równanie prostej l (rys. 14) będzie miało następującą postać

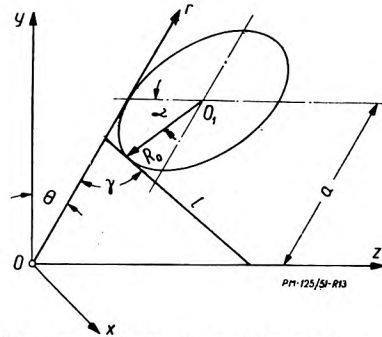
$$z_1 \cos \gamma + r_1 \sin \gamma - R_0 = 0.$$

Przechodząc do współrzędnych r, z i zakładając, że $\gamma = \frac{\Theta}{i}$ (gdzie i oznacza przełożenie, i jest większe od

jedności) otrzymamy

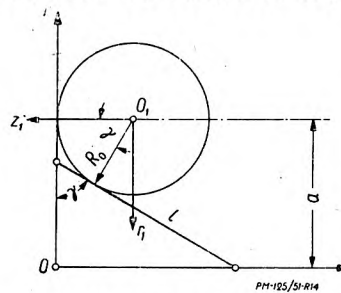
$$(z - R_0) \cos \Theta/i + (r - a) \sin \Theta/i + R_0 = 0. \quad [6]$$

Jest to równanie powierzchni zęba ślimaka we współrzędnych cylindrycznych z, r, Θ .



Rys. 13. Szkic pomocniczy do analitycznego wyprowadzenia powierzchni zęba ślimaka.

Równanie linii śrubowej na powierzchni podziałowej globoidalnej otrzymujemy rozwiązując wspólnie równania [6] i [1]. Jest to pokazane na rys. 15.

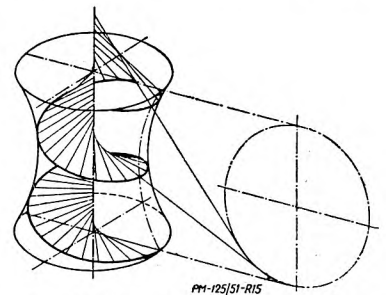


Rys. 14. Szkic pomocniczy do analitycznego wyprowadzenia powierzchni zęba ślimaka.

Kąt wzniosu linii śrubowej można określić bezpośrednio. Z rys. 16 wynika, że $\text{tg} \beta = v_2/v_1$. Ponieważ $v_1 = \omega \omega_1$ i $v_2 = R \omega_2$ wyrażenie dla kąta wzniosu linii śrubowej zwoju będzie miało postać

$$\text{tg} \beta = \frac{R}{i \cdot \rho};$$

W prawej części równania zmienną będzie wielkość promienia ρ , (ρ jest to zmienny promień okręgów, powstających przy przecięciu powierzchni globoidalnej ślimaka płaszczyznami prostopadłymi do jego osi, który rośnie równomiernie od środka ku obu końcom ślimaka i w wyniku kąt β zmniejsza się w obie strony od środka. Ponieważ



Rys. 15. Powstawanie linii śrubowej na powierzchni podziałowej ślimaka globoidalnego.

$$\rho = a - \sqrt{R^2 - (R_0 - z)^2},$$

wielkość kąta wzniosu linii śrubowej zwoju będzie

$$\beta = \text{arc tg} \frac{R}{(a - \sqrt{R^2 - R_0^2})i}.$$

Zależność kąta β od wielkości promienia R i odległości od środka ślimaka jest pokazana na rys. 17, przy czym kąt β zmienia się zależnie od odległości od środka ślimaka.

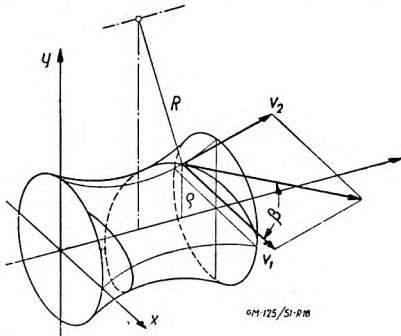
W środku ślimaka przy $\rho = a - R$,

$$\beta_{\max} = \text{arc tg} \frac{R}{(a - R)i};$$

na końcu ślimaka przy $\rho = a - \sqrt{R^2 - R_0^2}$,

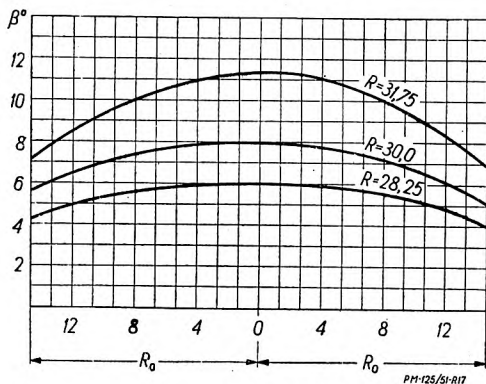
$$\beta_{\min} = \arctg \frac{R}{(a - \sqrt{R^2 - R_0^2})i}$$

Należy zwrócić uwagę na zmianę promienia krzywizny zwoju ślimaka (rys. 15) w kierunku osi Oz od



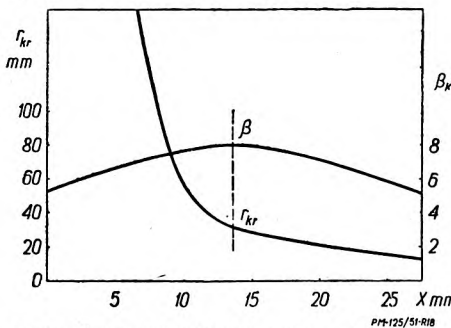
Rys. 16. Określenie kąta nachylenia linii śrubowej podziałowej na powierzchni globoidalnej.

przyjętego początku współrzędnych¹⁾. Zmiany promienia krzywizny i kąta β są przedstawione na wykresie rys. 18: w pierwszej połowie długości ślimaka kąt β rośnie do swego maksimum, a promień krzywizny z nie-



Rys. 17. Zależność kąta wzniosu linii śrubowej od promienia podziałowego ślimaczniczy R_p i odległości od środka ślimaka

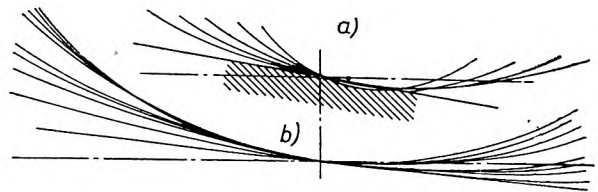
skończoności spada do pewnej wartości w środku ślimaka, w drugiej zaś połowie kąt β maleje, a promień krzywizny nadal zmniejsza się.



Rys. 18. Wykres przedstawiający zmiany kąta wzniosu linii śrubowej i promienia krzywizny w zależności od odległości od końca ślimaka.

Jeżeli złożymy łuki krzywizn tak, ażeby w punkcie złożenia kąt nachylenia stycznych do nich równał się odpowiednim kątom β , to schemat taki można uważać za model tworzenia powierzchni zęba ślimaczniczy.

¹⁾ Pod krzywizną powierzchni, której tworzącą jest linia prosta, rozumie się krzywiznę linii przecięcia powierzchni płaszczyzną prostopadłą do prostej tworzącej tą powierzchnię.



PM-125/SI-R19

Rys. 19. Tworzenie powierzchni boku zęba ślimaczniczy; a — schemat tworzenia lewej strony zęba; b — zestawienie rzeczywistych krzywizn ślimaka dla danych: $a = 37$ mm, $i = 30$, $m = 2$ mm.

(rys. 19). Ze schematu widać, że prawa strona (a) jest formowana tylko przez prawą tworzącą przy $\tau_{krz} = \infty$ i $\beta = \beta_{\min}$. Lewa strona zęba jest formowana przez elementy powierzchni zwoju pierwszej jego połowy. W drugiej połowie kąt β maleje i łuki krzywizny są styczne tylko w środkowym punkcie. W ten sposób styk

powierzchni zęba ślimaka i zęba ślimaczniczy wychodzi z płaszczyzny środkowej i następnie rozdziela się (rys. 20).

Warunki zążeń pary globoidalnej są bardzo korzystne ponieważ linie zążeń są prostopadłe do kierunku

prędkości punktów na zębie ślimaka. Ułatwia to powstawanie kłosa olejowego. Na rys. 21 są przedstawione linie zążeń na powierzchni zęba ślimaczniczy dla przekładni ze ślimakiem cylindrycznym dla pary Rostock-Renk i pary Cone'a. Zestawienie to wyjaśnia zalety omawianej przekładni i przyczyny jej wyższej sprawności. Równoczesny styk w dwóch punktach istniejący w jednej połowie

długości ślimaka daje w wyniku większą powierzchnię przyporu, a więc niższe naciski powierzchniowe i równiejszy bieg.

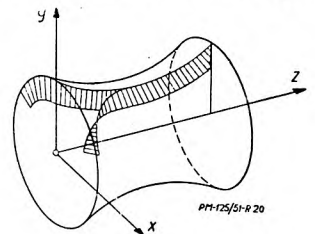
Jak wynika z poprzednich rozważań kąt załamania wynosi

$$\Delta\beta = \beta_{\max} - \beta_{\min}$$

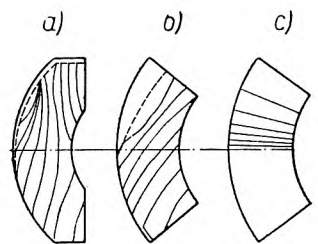
Wartości kąta $\Delta\beta$ są zmienne. Najmniejszy kąt mają pary jednozwojne i kąt ten rośnie w miarę powiększania ilości zębów. Mały kąt załamania nie pogarsza charakteru zążeń, natomiast większy kąt załamania, otrzymywany na powierzchni zębów par wielozwojnych, wpływa niekorzystnie na warunki smarowania w drugiej połowie ślimaka.

3. Geometria zążeń w przekroju wzdłużnym ślimaka

Przed przystąpieniem do omówienia toku przeliczenia i zasad konstrukcji należy zaznajomić się z zależnościami geometrycznymi charakterystycznymi dla



Rys. 20. Schemat przedstawiający pola zążeń globoidalnej przekładni ślimakowej.



Rys. 21. Linie zążeń na powierzchni zęba ślimaczniczy: a — przekładnia ślimakowa cylindryczna, b — przekładnia ślimakowa typu Rostock-Renk, c — przekładnia ślimakowa globoidalna typu Cone'a.

przekładni globoidalnej. Ze względu na specjalny kształt ślimaka są one inne niż dla przekładni ze ślimakiem cylindrycznym.

Z rys. 22 wynika bezpośrednio, że podwójny kąt profilu zęba ślimaczniczy w przekroju środkowym

$$2\alpha = (Z_o - 1)\nu \quad [7]$$

gdzie Z_o — ilość zębów objętych przez ślimak na długości równej średnicy podstawowej D_o .

Podziałkę kątową ν oblicza się z równania

$$\nu = \frac{360^\circ}{Z} \quad [8]$$

gdzie Z — ilość zębów ślimaczniczy.

Podwójny kąt profilu zęba ślimaka w przekroju osiowym

$$2\alpha' = Z_o\nu \quad [9]$$

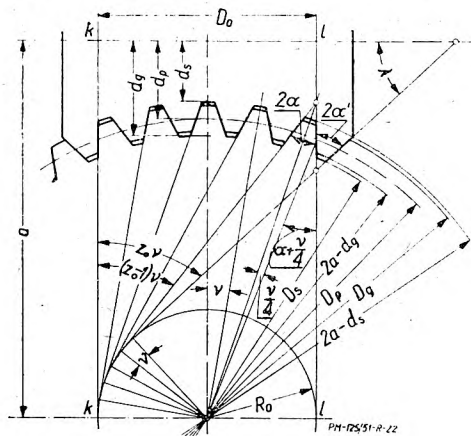
Średnica koła podstawowego

$$D_o = D_p \sin(\alpha + \nu/4) \quad [10]$$

Średnica podziałowa ślimaczniczy

$$D_p = m Z \quad [11]$$

Równanie [7] i dalsze są wyprowadzone przy założeniu, że prosta $l-l$ profilująca prawą stronę zęba ślimaka jest równoległa do prostej $k-k$, profilującej lewą stronę ślimaka i obie są prostopadłe do jego osi. Ogólnie nie jest to obowiązujące, jednakże przyjęcie tego założenia upraszcza kontrolę i obróbkę przekładni globoidalnej.



Rys. 22.

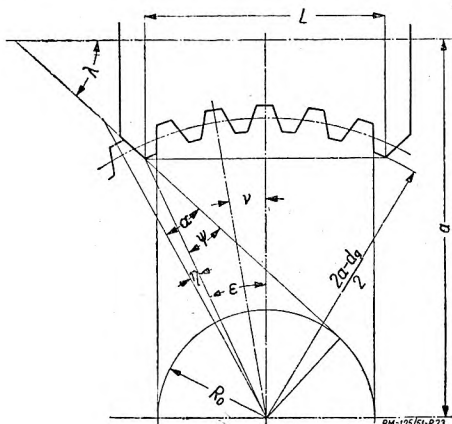
Ze względów geometrycznych założenie takie jest uzasadnione i w dalszych przeliczeniach oprzemy się na nim. Ślimaki wykonane wg konstrukcji Cone'a mają stały kąt profilu zęba w przekroju normalnym $\alpha_n = 20^\circ$, a proste $l-l$ i $k-k$ zблиżają się do równoległych dla dużych przełożeń.

Dla równania [7] i [8] otrzymujemy

$$Z_o = \frac{Z\alpha}{180^\circ} + 1 \quad [12]$$

Ażeby $l-l$ i $k-k$ były równoległe, otrzymaną wartość Z_o zaokrąglamy do całkowitej, i z równania [7] i [9] znajdujemy dokładne wartości kątów α i α' , a na-

stępnie średnicę koła podstawowego. Wynika z tego, że opierając się na tym założeniu otrzymujemy zmienne kąty profilu, które jedynie dla ilości zębów ślimaczniczy podzielnych przez 9 wynosić będą $\alpha = 20^\circ$.



Rys. 23.

Jeżeli weźmiemy pod uwagę, że dla wykonania każdej ślimaczniczy musimy mieć odpowiednio przystosowany frez ślimakowy, różnorodność tych kątów nie ma większego znaczenia, natomiast ze względów technologicznych równoległość prostych $l-l$ i $k-k$ jest konieczna przy obróbce ślimaczniczy dwoma nożami.

O d ł e g ł o ś ć o s i jak dla zwykłych przekładni wynosi

$$2a = D_p + d_p \quad [14]$$

Połowę kąta objęcia zębów ślimaczniczy (rys. 23) obliczamy z równania

$$\epsilon = \frac{Z_o + 1}{2} \nu - \eta, \quad [15]$$

przy czym $\eta = \Psi - \alpha$, [16]

$$\sin \Psi = \frac{D_o}{2a - d_g} \quad [17]$$

Z rys. 23 wynika, że nacięta długość ślimaka

$$L = (2a - d_g) \sin \epsilon \quad [18]$$

Wg Cone'a długość tą przejmuje się zwykle $L \leq D_o$. Założenie równoległości prostych $l-l$ i $k-k$ zmusza nas do przyjmowania L nieco dłuższego.

Jak wiemy kąt wzniosu linii śrubowej w ślimaku globoidalnym β jest zmienny. Najwyższą wartość kąt ten osiąga w szyjce.

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = \frac{z t}{\pi d_p} \quad [19]$$

Ponieważ $z = Z/i$, [20]

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = \frac{Z t}{\pi d_p i} = \frac{D_p}{d_p i} \quad [21]$$

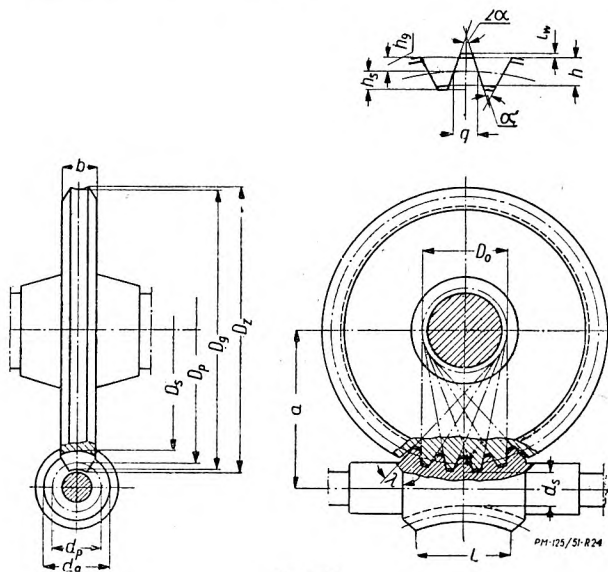
gdzie: Z — ilość zębów ślimaczniczy, z — ilość zębów ślimaka.

4. Ogólny przebieg określania wymiarów

Dzięki korzystnym warunkom przyporu przekładni globoidalna przenosi przy tych samych wymiarach zewnętrznych znacznie większe moce w stosunku do

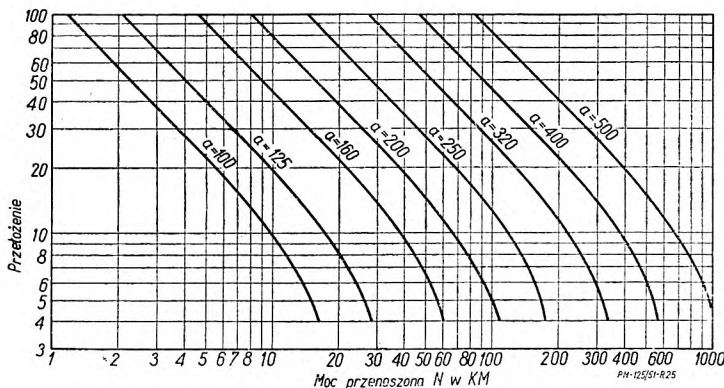
przekładni cylindrycznych. Doświadczenia przeprowadzone na wykonanych przekładniach wykazały, że moc przenoszona przez daną przekładnię zależy od jej odległości między osiami a w cm, ilości n_1 obrotów na minutę ślimaka, oraz stosowanego przełożenia i . Jeżeli ilość obrotów ślimaka i przełożenie będą stałe, to moc przenoszona będzie zależała tylko od odległości osi. Ponieważ moc jest znacznie większa od mocy przenoszonej przez przekładnię ze ślimakiem cylindrycznym, to średnica wałka ślimaka globoidalnego d w cm musi być odpowiednio większa.

Najkorzystniejszy stosunek średnic ślimaka i ślimacznicy określono na drodze doświadczalnej, przy czym dla danej odległości osi średnica ślimacznicy jest stała. Ze średnicą tą związany jest łuk w którym zęby ślimaka i ślimacznicy zazębiają się. Powierzchnię przyporu i ogólną, połączoną grubość zębów, niezależnie od wielkości modułu, można uważać za stałą. Zatem przy niezmiennym przełożeniu przenoszona moc będzie stała niezależnie od wielkości modułu.



Rys. 24.

Podane w dalszym ciągu dane obliczeniowe odnoszą się do przekładni wykonanej z następujących materiałów: ślimak ze stali stopowej, przed nacięciem głęboko hartowany do $35 \div 38 H_{RC}$; wieniec ślimacznicy z brązu cynowo niklowego. Niskie naciski na zębach

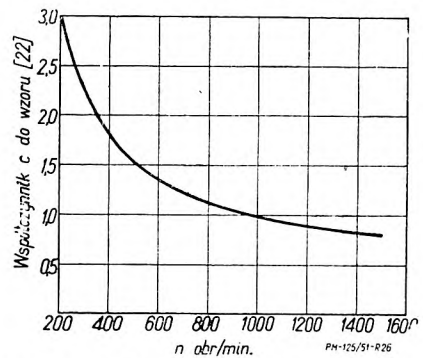


Rys. 25. Wykres zależności mocy w KM od przełożenia dla odległości osi proponowanych jako normalne (obroty wejściowe $n = 1000$ obr/min).

ślimacznicy pozwalają na zastosowanie gorszych materiałów. Dopuszczalne naprężenie zginające występujące w rdzeniu ślimaka nie powinno przekraczać dla podanego materiału 2400 kg/cm^2 .

Szkic przekładni jest przedstawiony na rys. 24, po dane na nim wielkości obliczamy następująco:

Odległość osi. Jeżeli mamy daną moc N KM, którą ma przenosić przekładnia, ilość n obr/min na wałku

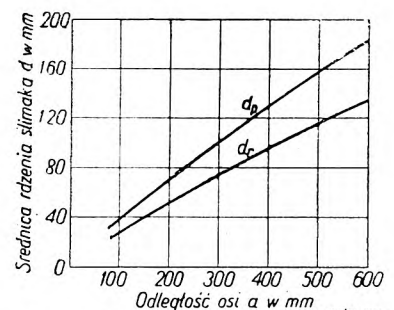


Rys. 26. Współczynnik redukcji mocy w zależności od obrotów wejściowych.

ślimaka, oraz przełożenie i , to możemy znaleźć wartość a odległości osi z wykresów na rysunku 25 i 26. W celu znalezienia odległości osi wyliczamy moc dla $n = 1000$ obr/min ze wzoru

$$N_{1000} = N c ; \quad [22]$$

gdzie: N — dane, c — odczytujemy z wykresu rys. 26. Następnie z wykresu rys. 25, określamy odległość osi znając moc zastępczą N_{1000} i przełożenie i . Odległości osi podane na tym wykresie są proponowane jako normalne dla szeregu przekładni globoidalnych i są ułożone wg szeregu Renarda. Przy określaniu odległości osi należy wziąć pod uwagę, że wykresy uwzględniają bardzo dokładną obróbkę i w przypadku stosowania obróbki mniej dokładnej podane wartości należy zmniejszyć 1,5 do 2 razy.



Rys. 27. Zależność średnicy podziałowej i średnicy rdzenia

podane wartości należy zmniejszyć 1,5 do 2 razy.

Średnica podziałowa. Najkorzystniejsza średnica dla danej odległości osi jest określona wzorem:

$$d_p = 0,5 a^{0,875},$$

i można ją odczytać bezpośrednio z wykresu rys. 27. Średnicę podziałową określamy z równania:

$$D_p = 2a - d_p.$$

Otrzymaną wartość średnią korygujemy przez dobranie pełnej ilości zębów i normalnego modułu.

Liczba zębów ślimacznicy i ilość zębów ślimaka. Tablica I podaje najkorzystniejsze ilości zębów ślimacznicy dla danej odległości osi. Ilość zębów ślimaka stosuje się $z = 1 \div 5$

zależnie od przełożenia. Powyżej $z = 5$ nie należy stosować gdyż wykonanie jest bardzo kosztowne i wymaga specjalnie uważnej obróbki.

TABLICA I. Najkorzystniejsze ilości zębów ślimacznicy.

Odległość osi a (mm)	Ilość zębów ślimacznicy Z
50	24÷30
65	24÷30
75	24÷30
100	25÷31
125	27÷33
160	28÷35
200	29÷37
250	30÷40
320	32÷45
400	41÷56
500	45÷66
560	48÷70

Moduł. Po określeniu odległości osi, mając dane średnicę podziałową i ilość zębów ślimacznicy, moduł określamy ze wzoru

$$m = \frac{D_p}{Z}. \quad [25]$$

Kąt wzniosu linii śrubowej. Kąt wzniosu linii śrubowej β w szycie może być obliczony z równania [21]. Kąt ten jest zmienny i osiąga maksymalną wartość dla najmniejszego d_p to znaczy w szycie ślimaka. Ze wzoru tego wynika dalej, że zmiana odległości osi na skutek błędnego wykonania lub montażu zespołu, wymagałaby również zmiany kąta wzniosu linii śrubowej.

Wysokość zęba. W celu określenia wysokości zęba (rys. 24) musimy obliczyć moduł normalny:

$$m_n = m \cos \beta \quad [26]$$

stosowana wysokość zęba $h = 0,5 \pi m_n$; [27]

wysokość głowy zęba $h_g = 0,45 h$; [28]

wysokość stopy zęba $h_s = 0,55 u$; [29]

luz wierzchołkowy $l_w = 0,1 h$. [30]

Z wzorów tych wynika, że ząb w globoidalnej przekładni ślimakowej jest niższy niż w cylindrycznej i grubszy u dna wrębu, a zatem wytrzymałszy na zginanie.

Średnice ślimaka i ślimacznicy. Średnica wierzchołków ślimacznicy w przekroju środkowym:

$$D_g = D_p + 2 h_g \quad [31]$$

Średnica dna wrębów ślimacznicy w przekroju środkowym

$$D_s = D_p - 2 h_s. \quad [32]$$

Analogicznie średnica wierzchołków ślimaka¹⁾

$$d_g = d_p + 2 h_g. \quad [33]$$

Średnica dna wrębów ślimaka

$$d_s = d_p - 2 h_s. \quad [34]$$

Średnicę dna wrębów ślimaka należy sprawdzić. Z wykresu na rys. 27 odczytujemy minimalną średnicę rdzenia d_r i porównujemy z otrzymaną, przy czym

$$d_s \geq d_r \quad [35]$$

¹⁾ Wartości odnoszą się do najmniejszego przekroju ślimaka (szyjki).

Dla małych przełożeń należy powiększyć minimalną średnicę rdzenia ślimaka jak następuje: od korekcji równej zero dla przełożenia $i = 8$ minimalny rdzeń powinien być powiększany stopniowo do + 15% dla przełożenia $i = 3$.

Kąt profilu. W celu określenia kąta profilu oprzemy się na wzorach poprzednio omówionych.

Zakładamy kąt profilu zęba ślimacznicy w przekroju osiowym $\alpha = 20^\circ$. Opierając się na tym obliczamy ilość zębów w ząbieniu

$$Z_o = Z/9 + 1. \quad [36]$$

O ile wartość Z_o jest ułamkiem zaokrąglamy ją do wartości całkowitej, a następnie obliczamy kąt profilu zęba ślimacznicy w przekroju środkowym ze wzoru [7].

Kąt profilu zęba ślimaka w przekroju osiowym obliczamy ze wzoru [9].

Kąt profilu w przekroju normalnym wyliczamy z równania

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha \cos \beta. \quad [37]$$

Średnica koła podstawowego. Średnicę koła podstawowego D_o obliczamy z równania [10].

Do średnicy tej styczne są w płaszczyźnie środkowej ślimacznicy wszystkie zarysy zębów zarówno ślimacznicy jak i ślimaka.

Długość ślimaka. Maksymalna długość ślimaka w przekładni globoidalnej jest szczególnie ważna, ponieważ ślimak jest obciążony na całej swej długości. Pracująca długość nie powinna być większa od koła podstawowego, gdyż dalsze zwoje ślimaka byłyby podcinane i warunki przyporu niekorzystne.

Promień łuku zęba ślimacznicy. W celu określenia łuku zęba ślimacznicy na powierzchni podziałowej, korzystamy z wzoru [5]. Podstawiając kolejno wartości x otrzymujemy krzywą rzeczywistą, którą zastępujemy następnie łukiem o promieniu R_l .

Grubość zęba ślimaka i ślimacznicy przyjmujemy zwykle równe. Wówczas zęby ślimaka są mocniejsze od zębów ślimacznicy ze względu na swój kształt i materiał. Dlatego wskazane jest, przy założonej podziałce, zwiększenie grubości zęba ślimacznicy, kosztem grubości zęba ślimaka. Można to otrzymać przez powiększenie koła podstawowego. Zmiana koła podstawowego nie pociąga za sobą zmiany kąta α i α' .

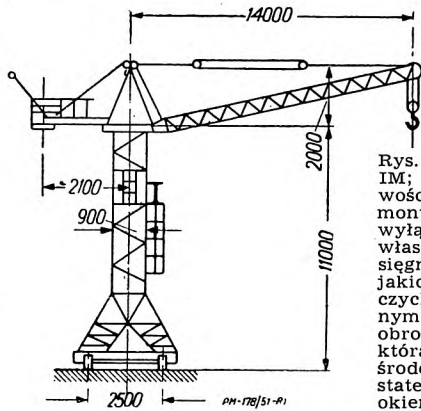
LITERATURA

- W. Moszyński — Wykład Elementów Maszyn. Część III — Napędy. 1949.
- Ja. I. Diker — Globoidalnyje peredaczi — Wiestnik Maszynostrojenia 1947, Nr 3.
- Ja. I. Diker — K woprosu konstruirowania i izgotowlenia globoidalnoj peredaczi — Wiestnik Maszynostrojenia. 1950, Nr 1.
- Dobrowolskij — Detali maszin — 1945.
- Ch. F. Keslow — Teoria i rasczot zubczatych kalos — 1948.
- P. S. Zak — Globoidalnaja peredacza — Wiestnik Maszynostrojenia 1947 Nr 5.
- P. S. Zak, S. W. Jelisiejew i W. L. Zurawlew — Konstruirowanie i izgotowlenie odnozachodnych globoidalnych peredacz — Wiestnik Maszynostrojenia 1951 Nr 4 i 5.
- F. E. Birch — Double enveloping right angle gear drives — Product Engineering 1948, Sierpień.
- A. Schibel — Zahnreder. 1934.
- Globoidschneckengetriebe. — Maschinenbau der Betrieb 1931, str. 27.
- W. Duhnsen — Ermittlung der Beruehrungsverhaeltnisse von Globoidschneckengetrieben. 1931.

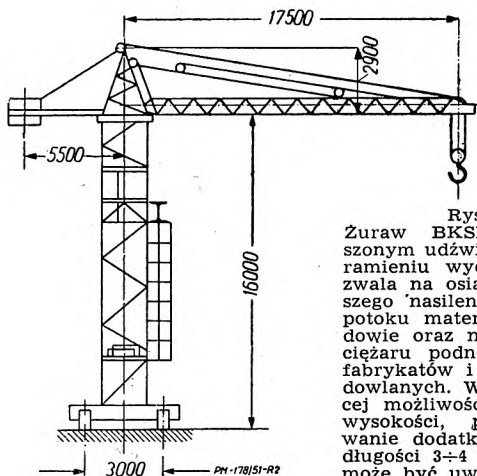
Przegląd prasy technicznej

LEKIE ŻURAWIE BUDOWLANE DLA BUDOWNICTWA MIESZKANIOWEGO W ZSRR

Rozwój budownictwa mieszkaniowego w ZSRR stworzył warunki do powstania znacznej ilości konstrukcji żurawi budowlanych, używanych przy budowie domów o wysokości od 3 do 6 pięter.

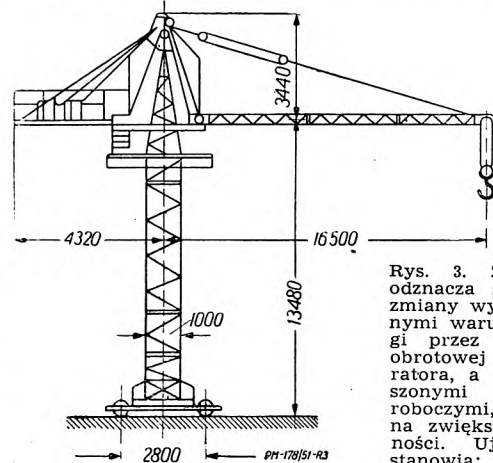


Rys. 1. Żuraw BKSM-1M; wyróżnia się łatwością montażu i demontażu, dokonywanych wyłącznie przy pomocy własnej wciągarki i wysięgnika, bez użycia jakichkolwiek pomocniczych urządzeń. Ujemnymi cechami są: nieobrotowa kabina z liną, która przechodzi przez środek kabiny, niedostateczna powierzchnia okien, a także dość kłopotliwa zmiana ramienia wysięgnika.



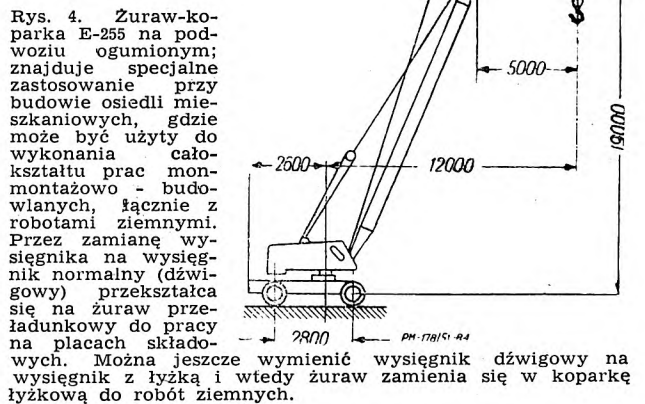
Rys. 2. Żuraw BKSM-2 o zwiększonym udźwigu i dłuższym ramieniu wysięgnika; pozwala na osiągnięcie większego nasilenia pionowego potoku materiałów na budowie oraz na zwiększenie ciężaru podnoszonych półfabrykatów i zespołów budowlanych. Wobec istniejącej możliwości zwiększenia wysokości, przez zastosowanie dodatkowej wstawki długości 3÷4 m, żuraw ten może być uważany za uniwersalny do małopiętowego budownictwa.

Obecnie, po zakończeniu powojennej pięcioletki, przystąpiono do uporządkowania istniejącego stanu rzeczy oraz do wytypowania najbardziej udanych i celowych konstrukcji. W tym celu Wszechzwiązkowe



Rys. 3. Żuraw CKB; odznacza się łatwością zmiany wysięgu, dogodnymi warunkami obsługi przez zastosowanie obrotowej kabiny operatora, a także zwiększonymi szybkościami roboczymi, co pozwala na zwiększenie wydajności. Ujemne cechy stanowią: nieprzemysłalny i pracochłonny montaż i demontaż, brak samoczynnych wyłączników oraz wady instalacji elektrycznej.

taż i demontaż, brak samoczynnych wyłączników oraz wady instalacji elektrycznej.



Rys. 4. Żuraw-koparka E-255 na podwoziu ogumionym; znajduje specjalne zastosowanie przy budowie osiedli mieszkaniowych, gdzie może być użyty do wykonania całości prac montażowo-budowlanych, łącznie z robotami ziemnymi. Przez zamianę wysięgnika na wysięgnik normalny (dźwigowy) przekształca się na żuraw przeładunkowy do pracy na placach składowych. Można jeszcze wymienić wysięgnik dźwigowy na wysięgnik z łyżką i wtedy żuraw zamienia się w koparkę łyżkową do robót ziemnych.

TABLICA I.

Wskaźniki techniczne	Jednostki pomiarowe	Żuraw samojedźny BKSM-1M rys. 1	Żuraw samojedźny BKSM-2 rys. 2	Żuraw samojedźny CKB rys. 3	Żuraw koparka E-255 rys. 4
Udźwig	t	1÷0,5	2÷1	1÷0,5	2—1÷0,5
Ramię wysięgnika	m	7÷14	8,75÷17,5	9,65÷14,5	4,5÷6,5÷8,5
Kąt obrotu żurawia	°	360°	360°	360°	260°
Wysokość podnoszenia haka	m	21÷11,8	28,5÷17	22,5÷13,1	do 16
Szybkości robocze					
a) podnoszenia ciężaru	m/min	21	30	20,6/38	26/30
b) opuszczania „	„	23	43	25/55	7,2/10
c) obrotu	obr/min	0,75	0,62	0,9	2,5
d) jazdy	m/min	20	21,3	19	93/468
Ciężar bez balastu	t	4,45	11,55	9,36	—
„ balastu	t	7,25	10,92	7,57	—
„ całkowity	t	11,7	22,47	17,93	11,7
Łączna moc silników	kW	10	15	11,4	—
Rozstaw osi wózka	m	2,75	3	2,8	2,8
Szerokość toru	m	2,5	3	2,8	1,95
Wydajność na zmianę	t/8g	72	108	103	89
Obsługa	rob.	1	1	1	2
Pracochłonność montażu	rob. godz.	30	55	104	6
„ demontażu	„	11	25	85	4

Naukowo-Badawcze Towarzystwo Techników Budowlanych (WNITO Stroitielej) ogłosiło konkurs na najlepsze konstrukcje żurawi budowlanych dla małopiętowego budownictwa. Konkurs ten zakończył się w grudniu 1950 r. i wywołał znaczne zainteresowanie.

Po wstępnej eliminacji zostało wybrane dziesięć konstrukcji żurawi, które poddano szczegółowej analizie i próbom w pracy. Badania te umożliwiły nie tylko wytypowanie najlepszych konstrukcji, ale również ujawniły najbardziej celowe rozwiązania poszczególnych zespołów konstrukcyjnych, tworząc cenny materiał dla dalszego projektowania żurawi budowlanych.

W tablicy I (rys. 1 ÷ 4) zostały wyszczególnione wyróżnione na konkursie najlepsze konstrukcje żurawi i podano ich charakterystyki techniczne.

(Mechanizacja Stroitielstwa nr 4, 1951 r.).

inż. Karol Szaniawski

METALOWO-CERAMICZNE MATERIAŁY CIERNE

Jedną z zalet metalurgii proszków jest możliwość otrzymywania materiałów składających się z mieszaniny metalu i niemetalu. W zależności od przedstawionych wymagań co do własności materiału, można, zmieniając skład mieszaniny, uzyskać wysokie własności cierne lub przeciwcierne. Do składników, które obniżają współczynnik tarcia należą grafit i ołów; składnikami podwyższającymi współczynnik tarcia są tlenek węgla, azbest i tlenki żelaza.



Rys. 1. Mikrostruktura materiału ciernego metalowo-ceramicznego (x200).

Konstruktorzy samochodów żądają od materiałów ciernych, aby posiadały one współczynnik tarcia nie mniej niż 0,16 przy pracy w kąpielii olejowej.

Celem rozwiązania tego zadania zostały przeprowadzone w instytucie „Orgawtoprom” odpowiednie badania.

Badania były przeprowadzane na mieszaninach o następującym składzie (w⁰/₀):

proszek miedzi	proszek tlenku krzemu	proszek azbestu
93,0	5,0	2,0
88,0	10,0	2,0
83,0	15,0	2,0
78,0	20,0	2,0
73,0	25,0	2,0

Zastosowanie, jako składnika podstawowego, miedzi, posiadającej wysokie własności plastyczne, wyjaśnia się tym, że wprowadzenie większej ilości składników niemetalicznych (7 — 27⁰/₀) pogarsza warunki prasowania.

Proces prasowania był badany przy różnych ciśnieniach wynoszących: 2, 3, 4, 5 i 6 T/cm². Próbkę wszystkich mieszanin prasowały się całkowicie zadawalniająco; rozwarstwień i pęknięć nie zaobserwowano.

Spiekanie próbek odbywało się w atmosferze wodoru przy temperaturach 850, 900, 950, 970°C.

Badania wykazały, że zwiększenie dodatków niemetalicznych obniża gęstość sprasowanego i spieczonego

materiału, co należy tłumaczyć zmniejszeniem się plastyczności mieszaniny. Zwiększenie ciśnienia prasowania oraz temperatury spiekania powodowało podwyższenie twardości próbek.

Na rys. 1 pokazana jest mikrostruktura ciernego spieku metalowego. Struktura składa się z osnowy miedzianej oraz wtrąceń tlenku krzemu i azbestu.

Badania celem określenia współczynnika tarcia i zużycia przeprowadzono na maszynie TI—1, przy smarowaniu olejem; obciążenie próbki 19 kG/cm², prędkość obwodowa 7,4 m/sek. Rezultaty tych badań pozwalają ustalić optymalny skład mieszaniny oraz technologiczny proces jej otrzymywania. Można polecić następujące warunki sporządzania wyrobu:

skład w %		
miedź	78,0
tlenek krzemu	20,0
azbest	2,0
ciśnienie prasowania w T/cm ²	4,0
temperatura spiekania w °C	850
czas spiekania w godz.	1,5

Materiał wykazuje następujące własności:

współczynnik tarcia przy 40°C	0,2374
zużycie w mm/godz. przy obciążeniu 19 kG/cm ²	0,001—0,004

Takim sposobem zastosowanie metod metalurgii proszków daje możliwość otrzymania materiału ciernego wysokiej jakości.

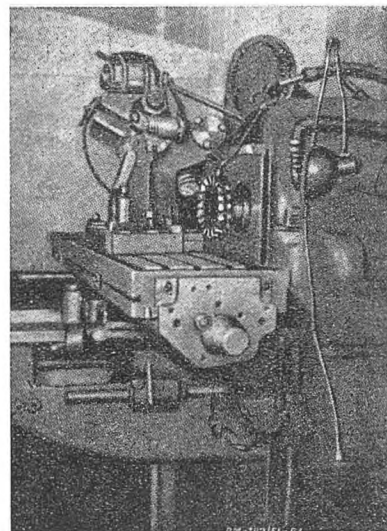
(Awtomobilnaja Promyszlennost 6/51 str. 13).

W. K

NACINANIE KÓŁ ZĘBATYCH STOŻKOWYCH O ZĘBACH SPIRALNYCH ZA POMOCĄ SPECJALNYCH PRZYRZĄDÓW

W przypadku nieposiadania specjalnych obrabiarek do nacinania stożkowych kół zębatych o zębach spiralnych lub jeżeli posiadane do tego celu obrabiarki specjalne nie są w stanie wykonać zaplanowanego programu, operację tą można wykonać na poziomych frezarkach, tokarkach bądź wytaczarkach przy pomocy specjalnych przyrządów.

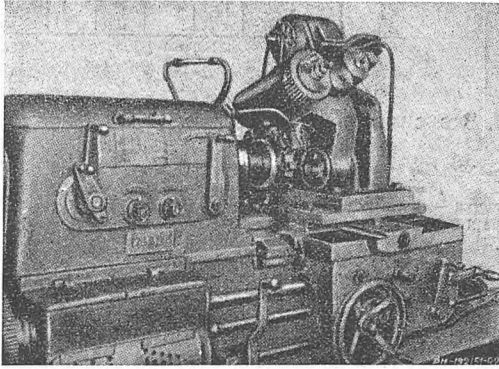
Przyrządy te mogą być ustawiane na stole poziomej frezarki (rys. 1) względnie na saniach tokarki (rys. 2). Konstrukcja takiego przyrządu przedstawiona jest na rys. 3.



Rys. 1.

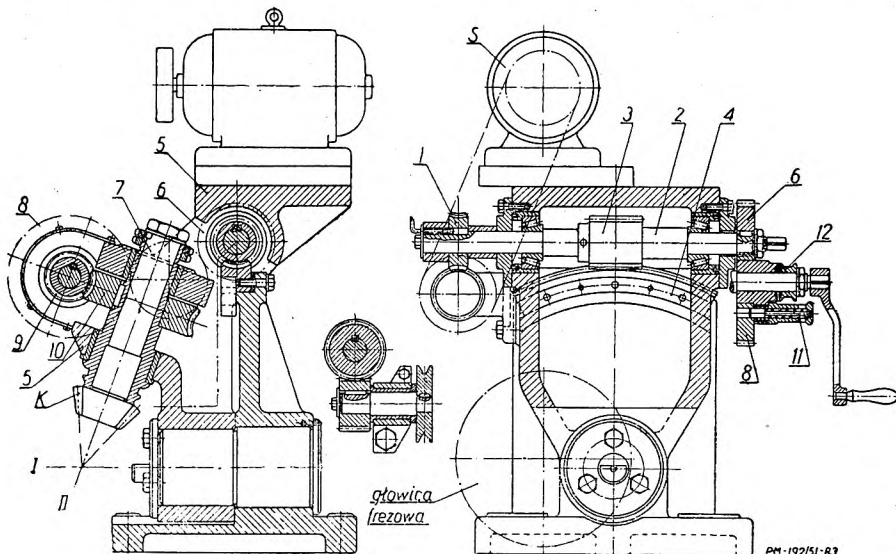
Napęd od silnika elektrycznego S przenosi się za pomocą przekładni ślimakowej 1 na wał 2 (ułożyskowany w kołyszce 5), na którym jest zamocowany ślimak 3, przetaczający się po wycinku koła ślimakowego 4, umocowanego na kadłubie przyrządu; kołyszka 5 przy tym, będzie obracała się dookoła osi I. Jednocze-

śnie ruch od wałka 2 przenosi się za pomocą kół zębatych 6, 7, 8 na parę ślimakowych kół zębatych 9, 10. Koło ślimakowe 9 jest zamocowane na wrzecionie ko-



Rys. 2.

łycki i nadaje temu wrzecionu ruch obrotowy dookoła osi II. W ten sposób nacinane koło K, umocowane we wrzecionie kołyski, otrzymuje jednocześnie dwa ruchy (dookoła swej osi oraz dookoła osi II), które składają się na ruch obwiedniowy nacinanego koła względem narzędzia tnącego.



Rys. 3.

Na rys. 4 pokazano zasadniczy schemat pracy przyrządu.

Cechę szczególną konstrukcji opisywanych przyrządów stanowi ich prostota, zwartość oraz posiadanie własnego napędu, który zwalnia robotnika od wyczerpującego ręcznego posuwu przy ruchach obwiedniowych i zapewnia równomierny posuw. Oprócz tego mechanizm podziałowy przyrządu zabezpiecza wysoką dokładność, która określa się dokładnością pary ślimakowej 9 — 10 (rys. 3) ponieważ tylko ona przyjmuje udział w podziale, przy czym kołek 11 zawsze wchodzi do tego samego otworu. Wielką dogodność stanowi sprzęgło 12, które daje możliwość dokonywania obrotu koła nacinanego na minimalną wielkość, niezbędną przy nastawianiu na obróbkę wykańczającą.

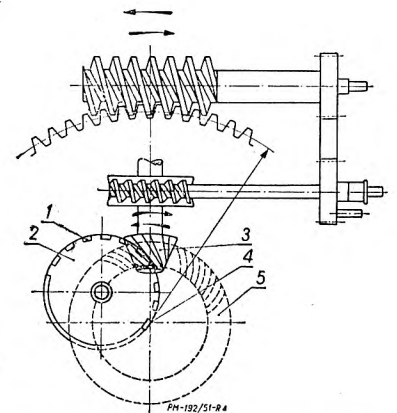
Masywne odlewy korpusu i kołyski, ich kształty konstrukcyjne i ogólne rozwiązanie przyrządu wraz z odpowiednim zespoleniem części ruchomych zabezpieczają absolutnie spokojną, bezwibracyjną pracę przy tych samych warunkach skrawania jakie stosuje się na obrabiarkach specjalnych.

Dzięki swym właściwościom konstrukcyjnym opisane przyrządy odznaczają się wysoką wydajnością i dokładnością pracy. Nacinane za pomocą tych przyrządów koła zębate są zamienne z kołami zębatymi nacinanymi na obrabiarkach specjalnych.

Wydajność dwóch przyrządów równa jest wydajności jednego półautomatu.

(Stanki i Instrument nr 1/51)

inż. Wł. Wasiljew



Rys. 4. Schemat kinematyczny przyrządu; 1 — noże głowicy frezowej, 2 — korpus głowicy frezowej, 3 — nacinane koło zębate, 4 — środek kołyski i koła koronowe wyobraźnalne, 5 — koło koronowe wyobraźnalne.

Zawiadamy

wszystkich prenumeratorów naszego pisma, że począwszy od miesiąca września br. urzędy pocztowe oraz listonosze wiejscy i miejscy przyjmować będą wpłaty na prenumeratę w terminie do dnia 15 każdego miesiąca na miesiąc następny i okresy dalsze.

Prenumeratę ulgową wpłacać należy wyłącznie za pomocą blankietów PKO na właściwe konto. Konto czasopisma „Przegląd Mechaniczny” jest I-19881/110

Bibliografia

A. P. Smirjagin i A. J. Szpagin — „STOPY CYNOWE I ICH STOPY ZAMIENNE“. Format B5, str. 96, tablic 45, rys. 4. Państwowe Wydawnictwa Techniczne-Katowice 1951 r.

Tytuł oryginału „Ołowjanistyje bronzы, babbity, pripoi i ich zamieniteli“. Metalurgizdat Moskwa 1949 r. Książkę z rosyjskiego przełożył inż. B. Dobrzyński.

Książka powyższa omawia dwa zagadnienia:

a) zastępowanie stopów deficytowych stopami zastępczymi,

b) przygotowanie wytopu i odlewanie stopów.

Problem pierwszy został ujęty w ten sposób, że po krótkim omówieniu składów i własności materiałów deficytowych i zastępczych przytoczono zwięźle, przeważnie w formie tablic, zakresy stosowności poszczególnych stopów, dokumentując je bardzo często konkretnymi przykładami z przemysłu. Cytowanie tych własności szczegółowych przykładów zastosowań (w pierwszym rzędzie tablice 23, 25 ÷ 27 + 32 ÷ 34), gdzie w przypadku materiałów łożyskowych, obok typu maszyny, jej mocy, obrotów i wymiarów łożysk podawano wielkości nacisku powierzchniowego i szybkości poślizgu, a w przypadku spoiw przytaczano materiały podlegające spawaniu, jest główną i bardzo cenną zaletą książki. Szczególnie wyczerpująco opracowano tu stopy łożyskowe na osnowach cyny i ołowiu oraz ich stopy zastępcze.

Tego typu, i w tak szerokim zakresie, konkretne dane nie są znane w literaturze krajowej. Również w literaturze fachowej zachodu pracy o takim ujęciu nie ma.

Do pewnych niedociągnięć tej części pracy zaliczyć można było nieproporcjonalnie, w stosunku do innych części, krótkie ujęcie niemetalicznych materiałów łożyskowych. Ujęcie nieoparte konkretnymi szczegółowymi przykładami z przemysłu. Wadą także jest brak stanowiska odnośnie zastosowania jako materiałów łożyskowych stopów kadmu, stali, nylonu, spieków itp.

O ile własności stopów i ich zastosowanie zostało ujęte bardzo przejrzysto i wyczerpująco, o tyle zagadnienie przygotowania wytopu i odlewania stopów zostało nieco zbyt pobieżnie potraktowane i wobec tego nie daje takich korzyści, jakie można by otrzymać przy bardziej dokładnym i opartym większą ilością rysunków opracowaniu. Szczególnie odnosi się to do technologii wylewania łożysk.

Ogólnie biorąc książka jako całość jest bardzo wartościowym wkładem w walkę na polu oszczędzania stopów deficytowych, zaś wydanie przekładu książki Smirjagina przez PWT udostępniło szerokiemu ogółowi polskich techników cenną pracę opartą na dużym doświadczeniu i praktyce.

Tłumaczenie, poza nielicznymi usterkami, jest na poziomie i świadczy o znajomości tematu. Pomysł oznaczania stopów za pomocą symboli pierwiastków, a nie jak podano w oryginale książki przy pomocy pierwszych liter nazw pierwiastków — słuszny. Odnośniki tłumacza w tekście odnoszące normy radzieckie do polskich, oraz zamieszczone na końcu książki zestawienie oznaczeń polskich i radzieckich — bardzo szczęśliwe. Szkoda tylko, że nie podano w formie dodatku odpowiednich norm względnie projektów polskich norm.

Książka przeznaczona jest w pierwszym rzędzie dla mistrzów, techników i inżynierów przemysłu hutniczego i maszynowego. Jednakże cały szereg danych może

być z powodzeniem wykorzystany przez personel instytutów badawczych, a dokładne dane, odnośnie zastosowania stopów łożyskowych w budowie maszyn, winny być wykorzystane przez konstruktorów.

Mgr inż. St. Gębalski.

Książki nadesłane

Mgr inż. T. Lewicki — CZĘŚCI MASZYN — Format B5, str. 126, rys. 227. Wydawnictwo PWT 1951 r.

Książka ujmuje w przystępny sposób całokształt zagadnień związanych z częściami maszyn i ich obliczeniami w zakresie dostępnym dla rzemieślników. Klasyfikacja i słownictwo zostały oparte na książce prof. W. Moszyńskiego pt. „Wykład Elementów Maszyn“.

Inż. Zbigniew Tokarski — PODSTAWOWE WIA-
DOMOŚCI Z CERAMIKI — Format B5, str. 224, rys. 113, tablic 61. Wydawnictwo PWT 1951, Cena zł 33.—

Książka jest pierwszą oryginalną pracą w języku polskim i obejmuje zasadnicze wiadomości o powstawaniu, występowaniu, własnościach fizycznych i przemianach chemicznych surowców ceramicznych oparte wynikiem badawczymi prac autora nad surowcami krajowymi, tudzież omawia przygotowanie, przerobkę i formowanie mas ceramicznych z podaniem krótkich opisów i charakterystyki maszyn i urządzeń. Dział technologii szczegółowej zawiera opisy procesów technologicznych produkcji wyrobów ceramicznych, podaje składy mas i szkliv, własności wyrobów i sposoby ich barwienia z uwzględnieniem najnowszych zdobyczy techniki ceramicznej i dostosowaniem do warunków surowcowych w kraju.

Książka przeznaczona jest dla techników i inżynierów w zakładach przemysłu ceramicznego oraz może być wykorzystana przez studiujących w wyższych technicznych zakładach naukowych.

Inż. Mieczysław Lesz — MECHANIZACJA GÓRNICZYCH ROBÓT PRZYGOTOWAWCZYCH I METODY SZYBKOŚCIOWE — Format B5, str. 99, rys. 58, tablic 24. Wydawnictwo PWT 1951, cena zł 7.50.

Charakterystyka istniejących metod prowadzenia górniczych robót przygotowawczych, w szczególności głębinia szybów, pędzenia przecznicy i chodników kamiennych i węglowych przy zastosowaniu mechanicznych urządzeń do urabiania, ładowania i transportu urobku.

Opis stosowanych nowoczesnych maszyn i urządzeń ze szczególnym uwzględnieniem maszyn radzieckich oraz ocena i porównanie osiąganych wyników pracy przez górników polskich i radzieckich przy zwykłych oraz szybkościowych metodach pracy.

Książka przeznaczona jest do użytku techników i inżynierów ruchowych oraz uczniów szkół górniczych.

Mgr inż. mech. Józef Łapiński — METALIZACJA NATRYSKOWA — Format A5, str. 59, Rys. 26, Wydawnictwo PWT 1951, cena zł 7.—

Część pierwsza „Metalizacji natryskowej“ zamajamia czytelnika z ogólnymi korzyściami stosowania metalizacji w różnych dziedzinach przemysłu oraz w formie instrukcji podaje wiele danych liczbowych potrzebnych przy urządzeniu i organizowaniu warsztatu metalizacyjnego; książka jest przeznaczona dla techników i mistrzów.

Prof. J. Punski — PODSTAWY TECHNICZNEGO NORMOWANIA PRACY W PRZEMYSŁE BUDOWY MASZYN — Format B5, str. 219, rys. 27, tablic 54, Wydawnictwo PWT 1951 r. Cena zł 25.—

Książka podaje zadanie technicznego normowania pracy, metody normowania czasu, sposoby wykonania fotografii dnia roboczego oraz zasady opracowania normatywów czasu. Praca przeznaczona jest dla inżynierów mechaników i techników mechaników oraz może stanowić pomoc w studiach dla studentów wyższych i średnich szkół technicznych.

S. W. Baszyński — USTALENIE WZORCÓW TECHNICZNYCH I NORM PRACY W BUDOWNICTWIE — Format A5, str. 187, rys. 18, tablic 26. Wydawnictwo PWT 1950. Cena zł 12.—

Książka niniejsza podaje podstawy teorii normowania technicznego w budownictwie, metody badania procesów budowlanych oraz pomocy obserwacji chronometrycznych, normowanie ręcznych i zmechanizowanych procesów, właściwości normowania robót zimowych oraz robót związanych z odbudową obiektów. Porządek przeglądu „norm miejscowych“ oraz normowania zużycia materiałów budowlanych.

Książka przeznaczona jest dla normalizatorów, referentów i pracowników stacji badania norm.

W. E. Hoare — CYNOWANIE NA GORĄCO — Format A5, str. 151, rys. 47, Wydawnictwo PWT 1951 r. Cena zł 15.—

Książka podaje najkorzystniejsze warunki cynowania na gorąco stali, miedzi i innych metali, wymienia właściwe urządzenia oraz skład chemiczny potrzebnych odczynników. W książce wskazane są występujące błędy i sposoby ich uniknięcia oraz opisane metody badania wykonanych powłok cynowych. Książka jest przeznaczona dla techników i mistrzów.

L. Bogusławski — PRZYGOTOWANIE RĘKOPISU DO DRUKU — Format A5. Biblioteka wydawcy III — Polskie Wydawnictwa Gospodarcze 1951 r.

Jest to podręcznik dla lektorów i redaktorów technicznych. Znajdą oni w tej książce szczegółowe omówienie ich zadań oraz metod pracy. Książka zawiera również cenny materiał dla wszystkich pracowników redakcyjnych.

Prof. K. Secomski — INWESTYCJE W PLANIE 6-LETNIM — Format A5, str. 79. Wydawnictwo PWT, Warszawa 1951. Cena zł 4.—

Broszura omawia podstawowe założenia Sześcioletniego Planu Inwestycyjnego. Zainicjowana przez Państwową Komisję Planowania Gospodarczego „Biblioteka Planu Sześcioletniego“, do której należy niniejsza broszura, ma umożliwić robotnikom kwalifikowanym, mistrzom, technikom oraz inżynierom zapoznanie się z założeniami, zadaniami i celami poszczególnych odcinków Planu.

A. Azarow — AUTOMATYZACJA OBRÓBKI NA TOKARKACH — Format A5, stron 122, rys. 69, tablic 3. Wydawnictwo PWT, Warszawa 1951. Cena zł 15.

Książka jest poświęcona jednemu z ważniejszych zagadnień współczesnego przemysłu automatyzacji obróbki na tokarkach. W książce podane są urządzenia automatyzujące obróbkę, od najprostszych do najbardziej złożonych (kopiowania z rysunku). Książka jest przeznaczona dla techników i studentów wyższych uczelni technicznych specjalizujących się w kierunku budowy obrabiarek.

Inż. Eugeniusz Czyż — WZORY I PRZYKŁADY LICZBOWE OBLICZEŃ STATYCZNYCH — zeszyt VII. Format A5, str. 65, rys. 51, tablic 6. Wydawnictwo PWT, Warszawa 1951. Cena zł 6.50.

Praca omawia zagadnienia związane z projektowaniem blachownic, drewnianych dźwigarów złożonych i belek żelbetonowych. Książka przeznaczona jest dla inżynierów budowlanych, studentów inżynierów i praktykujących statyków.

Mgr inż. Bolesław Tołoczko — KOTŁY PAROWE t. I., zeszyt 1. Format B5, str. 92, rys. 8, tablic 33. Wydawnictwo PWT, Warszawa 1951. Cena zł 8.—

Zeszyt 1 tomu I (paliwa, spalanie i paleniska) zawiera obszernie dane o paliwach kotłowych, analizę procesu spalania oraz bilans cieplny kotła parowego. Praca ta przeznaczona jest głównie dla inżynierów i magistrów pracujących w tej gałęzi energetyki oraz studentów wyższych szkół technicznych.

Dr inż. Erich Winnacker — OCENA SYSTEMÓW EKSPLOATACJI GRUBYCH POKŁADÓW WĘGLA W ZAGŁĘBIU GÓRNO-ŚLĄSKIM. — Format B5, str. 144, rys. 48, tablic 46. Wydawnictwo PWT, Katowice 1951. Cena zł 16.—

Opis i porównanie praktykowanych systemów eksploatacji i wybierania grubych pokładów węgla z podaniem potrzebnej obsady i wynikającej z tego chłonności pracy poszczególnych operacji wraz z krytyczną oceną i wskazaniem najkorzystniejszych systemów wybierania w Zagłębiu Górnośląskim.

Praca przeznaczona jest do użytku inżynierów i techników ruchowych oraz studentów wyższych szkół górniczych.

A. Celikow — PROJEKTOWANIE I BUDOWA WALCOWNI. Format B5, str. 500, rys. 383, tablic 37. Wydawnictwo PWT, Katowice 1951. Cena zł 60.—

W książce opisano zagadnienia konstrukcji i obliczeń walcarek, ich mechanizmów i poszczególnych części.

Część pierwsza zawiera systematykę walcowni.

W części drugiej podano zagadnienia mechaniki walcowania oraz metody określania wielkości i kierunku sił działających na wałce.

Następne dwie części zawierają obliczenia i opisy konstrukcyjne walcarek roboczych i urządzeń przeznaczonych do ich napędu. W części piątej opisano budowę walcarek pionowych oraz walcarek przebijakowych do rur, tudzież metodę określania sił działających na wałce śrubowe.

W ostatniej części szóstej opisano konstrukcje ważniejszych urządzeń pomocniczych.

W wielu zagadnieniach dotyczących określania wielkości sił przy walcowaniu i wytrzymałości części walcarek autor stosuje własne prace.

Książka przeznaczona jest dla konstruktorów projektujących urządzenia walcowni i inżynierów — walcowników oraz dla użytku studentów wyższych technicznych zakładów naukowych.

Ł. Daskowski — ATLAS PRZYRZĄDÓW I UCHWYTÓW DO OBRÓBKII SKRAWANIEM. — Tłumaczył z ros. *prof. Włodzimierz Mermon*. Format A4, str. 171, rys. 125, tablic 12. Wydawnictwo PWT, Warszawa 1951. Cena zł 39.—

Atlas zawiera rozwiązania konstrukcyjne uniwersalnych przyrządów wiertarskich, wsporników obrotowych, imadeł, podzielnic, przyrządów i uchwytów pneumatycznych oraz uchwytów do obróbki kół zębatych. Książka przeznaczona jest dla inżynierów, techników i pracujących w biurach fabrykacyjnych lub w warsztatach obróbki metali skrawaniem oraz może stanowić pomoc dla studentów wydziałów mechanicznych wyższych szkół technicznych.

H. M.

Kronika

POLSKA AKADEMIA NAUKI

W dniu 30 października br. na 97 posiedzeniu Sejmu Ustawodawczego Izba uchwaliła jednogłośnie ustawę o Polskiej Akademii Nauk. Będzie to instytucja, która w ramach jednego planu prowadzić będzie badania naukowe we własnych placówkach naukowych. W planowaniu, organizowaniu i koordynowaniu badań naukowych, prowadzonych przez wszystkie placówki naukowe, Akademia współpracować będzie ściśle z władzami państwowymi. Zgodnie ze wskazaniami Prezydium Rządu, Akademia będzie planować i prowadzić badania naukowe, szczególnie ważne dla rozwoju gospodarki i kultury narodowej. Współdziałać przy tym będą komitety naukowe, złożone z pracowników naukowych i przedstawicieli zainteresowanych resortów oraz organizacji gospodarczych i społecznych. Pozwoli to na ściśle powiązanie teorii z praktyką.

Ponadto PAN prowadzić będzie działalność wydawniczą, kształcić kadry pracowników naukowych i nadawać stopnie naukowe, nadawać ogólny kierunek rozpowszechnianiu wiedzy w społeczeństwie, a przez organizację kongresów, zjazdów, konferencji i dyskusji naukowych — wpływać na kierunek rozwoju nauki w Polsce.

Akademia będzie instytucją o bardzo dużej samodzielności. Nadzór nad nią sprawować ma Prezydium Rządu, ale np. jej skład ma być przez nią samą ustalany, z wyjątkiem pierwszego składu, który ma być powołany przez Prezydenta RP.

NOWY ROK AKADEMICKI

W dniu 1 października br. około 124 tysięcy młodzieży, tj. niemal trzykrotnie więcej niż przed wojną, zainaugurowało uroczyste w 83 wyższych uczelniach naszego kraju nowy rok akademicki 1951-52. Podczas uroczystości inauguracyjnych słuchacze szkół wyższych gościli w murach uczelni członków Rządu RP, przedstawicieli PZPR i stronnictw politycznych, Wojska Polskiego, robotników i chłopów oraz reprezentantów organizacji społecznych. Uroczystości inauguracyjne w całym kraju stały się gorącymi manifestacjami młodzieży i kadr naukowych na cześć Polski Ludowej, Przyjaźni ze Związkiem Radzieckim i na cześć światowego obozu pokoju.

WYKONANIE PLANU NARODOWEGO

Państwowa Komisja Planowania Gospodarczego ogłosiła komunikat o wykonaniu Narodowego Planu Gospodarczego w III kwartale 1951 r. Wykonanie planu za ubiegłych 9 miesięcy stanowi łącznie 100,7 procent planu przewidzianego. Mimo trudności, które wystąpiły w ub. kwartale, wartość produkcji przemysłu wzrosła o 20% w porównaniu z III kwartałem ubiegłego roku.

W szeregu gałęzi produkcji przekroczone zostały liczby planu, a w stosunku do III kwartału 1950 roku nastąpił wzrost wynoszący niejednokrotnie kilkadziesiąt, a w szeregu wypadków ponad 100%.

Wyniki pracy szeregu zakładów w minionym kwartale świadczą o tym, że nawet w okresie trudności jest możliwe nie tylko wykonanie, ale i przekroczenie planu. Jest możliwe pod warunkiem, że kierownictwo tych zakładów spotyka te trudności w pełnym uzbrojeniu

i podejmuje w porę zarządzenia mogące im przeciwdziałać.

PIERWSZY POLSKI SAMOCHÓD OSOBOWY

W dniu 7 listopada — 34 rocznicę Wielkiej Rewolucji Październikowej z Fabryki Samochodów Osobowych na Żeraniu, która zainicjowała Czyn Październikowy, wypuszczony zostanie pierwszy polski samochód osobowy marki M-20 „Warszawa“.

Samochód osobowy „Warszawa“ będzie symbolem przyjaźni polsko radzieckiej, bo właśnie Związek Radziecki dostarczył dokumentację techniczną oraz maszyny i urządzenia mechaniczne do uruchomienia produkcji samochodów.

WYKONANIE PLANU PAŃSTWOWEGO W ZSRR

Centralny Urząd Statystyczny przy Radzie Ministrów ZSRR ogłosił komunikat o wykonaniu państwowego planu rozwoju gospodarki narodowej ZSRR za III kwartał 1951 roku. Komunikat przytacza dane, obrazujące rozwój przemysłu i rolnictwa oraz wzrost obrotu towarowego w III kwartale br.

Globalna produkcja przemysłu radzieckiego zwiększyła się w III kwartale rb. w porównaniu z tym samym okresem 1950 r. o 15%. Pamiętać przy tym należy, że wzrost produkcji o 15% w kraju tak uprzemysłowionym, jakim jest dzisiaj ZSRR — to nowy, ogromny sukces robotników i pracowników radzieckiego przemysłu i nowy dowód prężności gospodarki radzieckiej.

ZARZĄDZENIE PKPG

W numerze 28 Biuletynu Państwowego Komisji Planowania Gospodarczego z r. 1951 zostało zamieszczone Zarządzenie Przewodniczącego PKPG nr 390 z dnia 1 października 1951 r. w sprawie **należytego zagospodarowania zbędnych obrabiarek do metali i drewna**.

Zarządzenie podaje m. in., że posiadacze obrabiarek obowiązani są w terminie 30 dni od daty wejścia w życie zarządzenia:

- zbadać przydatność posiadanych obrabiarek i ustalić jakie obrabiarki są zbędne dla danego zakładu pracy,
- sporządzić dla każdej zbędnej obrabiarki „certyfikat zbędnej maszyny“ na formularzu załączonym do zarządzenia oraz w miarę możliwości dołączyć szkic lub fotografię maszyny,
- sporządzić w 4 egzemplarzach wykaz zbiorczy zbędnych obrabiarek (formularz), z którego 2 egzemplarze przesłać do jednostki nadrzędnej i 1 do Centralnego Biura Obrotu Maszynowego.

Na podstawie wypełnionych formularzy obrabiarki będą zaliczane do odpowiednich grup (A, B, C) przez Komisję Kwalifikacyjną w jednostce nadrzędnej i Główną Komisję Kwalifikacyjną.

Przy zarządzeniu załączone są instrukcje omawiające:

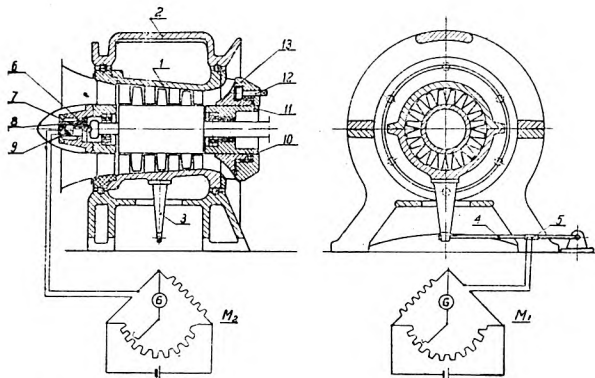
- sposób powołania Komisji Kwalifikacyjnej, zasady wynagrodzenia jej członków oraz zadania Komisji,
- zasady kwalifikowania obrabiarek do remontu i na złom,
- przykłady zastosowania metod szacunku obrabiarek.

Zamówienia na nr 28 Biuletynu PKPG należy kierować do PPK „Ruch“ Warszawa, ul. Srebrna 2, przesyłając jednocześnie kopię zamówienia do Polskich Wydawnictw Gospodarczych — Warszawa, ul. Emilii Plater 20. Należność należy wpłacać z góry na konto PKO I-15809 — PPK „Ruch“. Cena numeru zł 1 gr 80.

WYDAWCA: NACZELNA ORGANIZACJA TECHNICZNA, WARSZAWA, Czackiego 3/5
 Komitet Redakcyjny: prof. inż. IGNACY BRACH, mgr inż. PAWEŁ KOSIERADZKI, mgr inż. EDWARD ŁYSAKOWSKI
 inż.-mech. EUGENIUSZ MAŁKIEWICZ, mgr inż. STANISŁAW KULBSZA, mgr inż. JAN OBALSKI, prof. dr inż.
 ROBERT SZEWAŁSKI, mgr inż. ADAM TADEUSZ TROSKOŁAŃSKI
 Redaktor Naczelny: mgr inż. MARIAN WAKALSKI
 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.

PRÓBNA SPRĘŻARKA OSIOWA

Dział Turbin Instytutu Techniki Ciepłej zaprojektował próbną sprężarkę osiową, która następnie

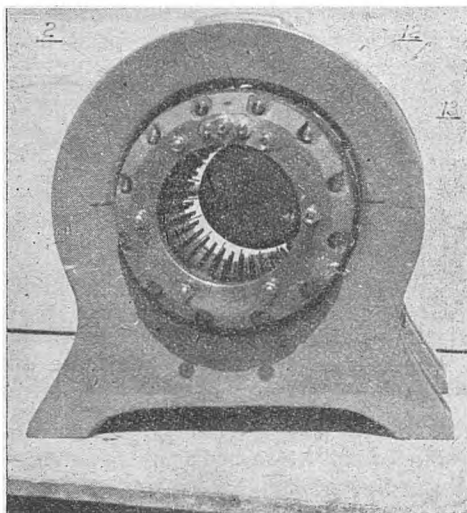


Rys. 1 — Schemat sprężarki osiowej oraz układ tensometrów dla pomiaru momentu obrotowego i siły osiowej.

została wykonana przez Zakłady im. Stalina w Poznaniu i Szkołę Inżynierską w Poznaniu. Na załączonym rysunku i zdjęciach przedstawiono szkic orientacyjny i fragmenty tej sprężarki.

Sprężarka posiada trzy stopnie, średnią średnicę na wlocie $d_{10} = 188$ mm, średnią średnicę na wlocie = 182 mm, średnicę zewnętrzną bębna wirnika = 160 mm.

Napędzana jest przez silnik elektryczny $n = 750$ obr/min za pośrednictwem 3-stopniowej przekładni zę-

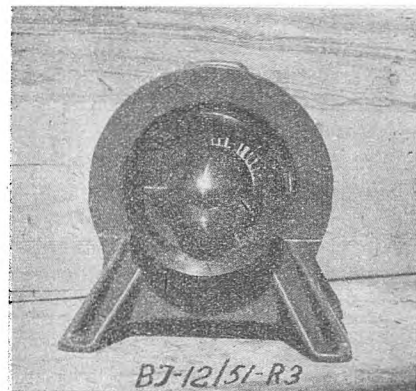


Rys. 2 — Widok sprężarki od strony nasady po wyjęciu wirnika.

batej na moc do 600 KM, zaprojektowanej również przez Dział Turbin ITC i wykonanej przez ZISPO, za wyjątkiem niektórych panewek łożyskowych i instalacji olejowej.

Osobliwością przekładni jest osiągnięta w niej prędkość obwodowa koła zębatego na wałku napędzającym sprężarkę = 130 m/sek, przy maksymalnych i nominalnych obrotach $n_{nom} = n_{max} = 17200$ obr/min.

Panewki do łożysk ślizgowych wałków pracujących na największych obrotach, tj. przy szybkości obwodowej czopów wynoszącej 60 m/sek i instalacja olejowa wykonane zostały w podręcznym warsztacie I. T. C. Przeprowadzone próby pracy przekładni wraz z układem smarowania kół i łożysk dały wyniki zadawalające.



Rys. 3 — Widok sprężarki od strony wlotu.

Stosownie do zaplanowanego przebiegu badań korpus sprężarki 1 ułożyskowano na kulkach w obudowie 2, co umożliwia pomiar całkowitego momentu skrcającego, a więc przy znanych obrotach, całkowitej, pochłoniętej przez sprężarkę mocy.

W tym celu do dolnej pokrywy korpusu przytwierdzone jest ramię wysięgowe 3, przytrzymywane przez pręt 4, na którym umieszczono elektryczny tensometr oporowy 5.



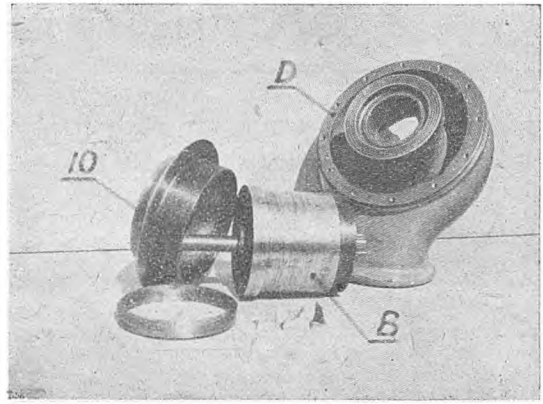
Rys. 4 — Widok przestony 10, bębna wirnika B i dyfuzora D.

Tensometr połączony jest z przyrządem pomiarowym M_1 , zaopatrzonym w mostek *Wheatstone'a* tak wyskalowany, aby wskazywał bezpośrednio siłę w kG w rozciągającym podczas pracy sprężarki przecie 4.

Dla przeprowadzenia pomiarów składowej osiowej sił wyporu działających na profile łopatek poszczególnych wirników umieszczono na tulei 8, rozciąganej za pośrednictwem kulki 6 i wstawki 7, tensometr oporowy 9, połączony z przyrządem pomiarowym M_2 , wskazującym wielkość reakcji osiowej wirnika w kG.

Sprężarka posiada regulowany przekrój kanału wylotowego. Zmianę przekroju uzyskuje się przez przesunięcie przesłony 10 po bębnie 11 za pomocą mechanizmu śrubowego 12.

W zależności od charakteru badań możliwe jest usunięcie przesłony 10 wraz z bębniem 11 przez odkręcenie od korpusu nasady 13, zawierającej mechanizm śrubowy i zastąpienie wymienionych części dyfuzorem, o stałym przekroju wylotowym, przykręcanym do korpusu na miejsce nasady.



Rys. 5 — Widok przesłony 10, bębna zewnętrznego 11, bębna wirnika B i dyfuzora D.

URZĄDZENIE DO BADANIA SZCZELIW RUCHOWYCH

Jedną z najważniejszych części urządzeń hydraulicznych, wpływającą na jakość ich pracy, są uszczelnienia. Straty jakie powstają na skutek stosowania nieodpowiednich uszczelnień, co ma miejsce w bardzo wielu wypadkach, spowodowały, że Zakład Hydromechaniki Instytutu Konstrukcji Mechanicznych postawił sobie za zadanie przeprowadzenie badań w tej dziedzinie. Straty te — to ubytek cieczy obiegowej (wypływy), niszczenie źle użytego szczeliwa i materiału części uszczelnianych.

Uszczelnienia spoczynkowe zostały już dość dobrze zbadane, czego jednak nie można powiedzieć o uszczelnieniach ruchowych. Z tego też powodu i ze względu na to, najwięcej niedociągnięć i niedomagań spotyka się przy uszczelnieniach części będących w ruchu. Badaniom poddane będą właśnie uszczelnienia ruchowe. I tak postanowiono przeprowadzić badania biorąc pod uwagę szereg istotnych czynników, wpływających na rodzaj, kształt, materiał i wielkość uszczelnień. Czynnikami tymi są:

- 1) ciśnienie panujące w cylindrze,
- 2) prędkość tłoka czy nurnika,
- 3) średnica uszczelnienia,
- 4) rodzaj materiału uszczelnianego,
- 5) temperatura obiegowego czynnika hydraulicznego.

Do przeprowadzenia zamierzanych badań jest obecnie konstruowane specjalne urządzenie, które pozwoli na badanie wpływu wyżej podanych czynników i ich zmiany na uszczelnienia i pozwoli wytypować najekonomiczniejsze i najlepiej dostosowane do danych charakterystycznych warunków pracy. Założenia teoretyczne i obliczenia oraz szkice wstępne wspomnianego urządzenia są ukończone. Rozpoczęto obecnie wykonanie rysunków warsztatowych, a wykonanie urządzenia badawczego przewidziano na rok 1952.

Zasadnicze zespoły urządzenia stanowią:

- 1) napęd,
- 2) pompa ręczna dwustopniowa,
- 3) urządzenie do pomiarów ilości wycieków,
- 4) cylinder z tłokiem lub nurnikiem i reduktorami średnic,
- 5) układy sprężyn, zmienne dla różnych obciążeń,
- 6) oscylograf,
- 7) konstrukcja nośna.

A oto krótkie omówienia zasady działania.

Silnik elektryczny przez przekładnię ciągłą, pędnię, zmieniacz skoku, korbwód i wodzik napędza tłok lub nurnik. Stąd ruch, dzięki sile tarcia w uszczelnieniu, przenosi się na podwieszony na układzie sprężyn cylinder. Zamontowany na cylindrze oscylograf notuje jego drgania.

Badać będzie można dwa typy uszczelnień; tłokowe (uszczelnienie tłoka w gładkim cylindrze) i nurnikowe (uszczelnienie gładkiego nura). Dzięki specjalnym reduktorom średnic, wstawianym do cylindra uzyskuje się zmienność średnic, dla tłoka: 100 mm i 70 mm, i dla nurnika: 100 mm, 60 mm i 20 mm. Odpowiednio zbudowana komora dławnicy pozwoli zastosować dowolną (ograniczoną w swym maximum) wysokość warstwy szczeliwa, co umożliwi badanie uszczelnień z różnych materiałów. Ubytek cieczy wywołany nieszczelnościami, a stwierdzony na manometrze, może być ilościowo określony dzięki wycechowanemu urządzeniu do pomiaru ilości wycieków. Pompa ręczna, skonstruowana również przez IKM, pozwoli osiągnąć ciśnienie 500 atmosfer.

Regulacja skoku od 0 do 75 mm, a obroty maksymalne 200 obr./min. (obroty regulowane dzięki przekładni ciągłej).

Wykres oscylografu po odpowiednim przeliczeniu pozwoli ściśle ustalić rzeczywistą siłę tarcia w dławnicy.

W urządzeniu przewidziano również stosowanie nurników wykonanych z różnych materiałów. Sprawę wpływu temperatury zostawiono chwilowo poza zakresem badań, gdyż skomplikowałoby to niewspółmiernie konstrukcję całości urządzenia i przedłużyłoby termin wykonania.

W wyniku badań, które będziemy prowadzić przede wszystkim nad surowcami krajowymi, chcemy uzyskać typizację uszczelnień odpowiadających w sposób najbardziej ekonomiczny danemu ciśnieniu, prędkości, średnicy. Chcemy określić zakres stosowalności danego typu uszczelnienia o ściśle określonych cechach, długo-trwałość pracy i moc zużywaną na tarcie. Pozwoli to na łatwy dobór odpowiedniego uszczelnienia w każdym wypadku i to uszczelnienia z materiałów krajowych i w kraju wykonanego.

PRZEGLĄD BIBLIOGRAFICZNY MECHANIKI

OPRACOWANY PRZEZ OŚRODKI DOKUMENTACJI
GŁÓWNEGO INSTYTUTU MECHANIKI

DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „PRZEGLĄD MECHANICZNY”

ROCZNIK 2

WARSZAWA, LISTOPAD 1951

NR 11

OŚRODEK DOKUMENTACJI KONSTRUKCJI MECHANICZNYCH

A — DŹWIGI

A2 — Podnośniki

78* A22 621.863 B3—11.51
Jarkin A. A. **Nowy mechanizm sterowania wciągarki D—148.** „Nowy mechanizm uprawiania lebiodka D—148”. *Miechanizacja Stroit.* Moskwa, mies., t. 7, nr 4, kwiec. 50, s. 20, A4, 2 str., 1 fot., 4 rys. — Opisano mechanizm sterowania wciągarki D—148, ustawionej na karterze tylnego mostu ciągnika S—80, przy pracy zespołowej ze spycharką lub równiarką. Kierowanie pracą wciągarki — z budki traktorzysty. Podano szczegółowy opis mechanizmu i całej konstrukcji.

79* A22:C4 629.114.2:624.132 B3—11.51
Borodaczow I. P., Wasiljew A. A. **Zastosowanie ciągnika S—80 w budownictwie.** „O primienienji traktora S—80 w stroitielstwie”. *Miechanizacja Stroit.* Moskwa, mies., t. 7, nr 2, luty 50, s. 8, A4, 2,5 str., 5 fot., 2 rys. — Ciągnik gąsienicowy S—80, dzięki jego zaletom: mocy, udźwigowi, zwrotności i ekonomiczności, używa się do wykonywania najrozmaitszych prac w zakresie robót budowlanych, drogowych, ziemnych itp., bądź jako urządzenia trakcyjnego, bądź też, przy zmontowaniu na jego ramie odpowiedniego wyposażenia, jako maszyny o specjalnym przeznaczeniu. Podano wyniki prac Gostekniki ZSRR, wskazujących szereg typowych adaptacji tego ciągnika.

A4 — Żurawie

80* A4:C3 621.873:621.879:624:69 B3—11.51
Łuknickij N. N. **Zastosowanie żurawi samochodowych i koparek - żurawi w budownictwie przemysłowym i miejskim.** „O primienienji kranow na awtomobilnom chodu i ekskawatorow s kranowym oborudowanjem dla wozwiedienja graždanskich sooruzenij”. *Miechanizacja Stroit.* Moskwa, mies., t. 7, nr 5, maj 50, s. 11, A4, 7 str., 13 rys. — Żurawie samochodowe i koparki na podwoziu gąsienicowym lub ogumionym, wyposażone w wysięgnik ze zblozmem mogą z powodzeniem zastąpić żurawie budowlane w budownictwie przemysłowym i miejskim, a także przy wznoszeniu budowli hydrotechnicznych. Podane są sposoby zwiększenia wysięgu przez uzupełnienie wysięgników wstawkami z ciągnami typu „rybka”. Przytoczono szereg przykładów adaptacji poszczególnych typów żurawi samochodowych i koparek do wyżej wymienionych robót.

81* A4 621.317:512.9 B3—11.51
Mak S. Ł., Radczik A. S. **Pomiary naprężeń w elementach żurawia samochodowego metodą tensometryczną.** „Eksperimentalnoje opriedielenje napriazienij w awtomobilnom kranie pri pomoszczj prowodocznych daczikow”. *Miechanizacja Stroit.* Moskwa, mies., t. 7, nr 4, kwiec. 50, s. 17, A4, 3 str., 4 rys., 1 tab. — Opis pomiarów naprężeń w elementach konstrukcji żurawia samochodowego przeprowadzonych metodą tensometryczną. Wyrównanie temperatury żurawia. Izolacja elektryczna. Ustalenie i oczyszczenie miejsc umocowania tensorów. Charakterystyka tensorów. Schemat połączeń elektrycznych. Wstępne pomiary i ustalenie warunkowego zera dla poszczególnych tensorów. Wnioski.

82* A4 621.873:69 B3—11.51
Grynkiewicz P. S. **Typy żurawi dla mechanizacji budownictwa miejskiego.** „O tipie kranow dla miechanizacji graždanskawo stroitielstwa”. *Miechanizacja Stroit.* Moskwa, mies., t. 7, nr 3, marz. 50, s. 9, A4, 5 str., 8 rys., 4 tab. — Omówiono typy żurawi budowlanych w związku z charakterem wznoszonych budowli. Do budowy domów małopiętrowych (1-2 piętra i 2-4 pięter) oraz wielopiętrowych do 8 pięter (wyjątkowo do 10-12), używa się lekkich i średnich żurawi budowlanych o udźwigo do 3 t. i wysięgu do 20—25 m. Budowa gmachów wysokościowych (15 do 40 pięter) wymaga użycia zupełnie innych urządzeń dźwigowych. Autor omawia konstrukcję i charakterystykę żurawi typu Wielichowa, Sokołowskiego i innych. Na zakończenie podane są założenia konstrukcyjne nowoczesnych żurawi budowlanych, opracowane przez Komisję Ministerstwa Przemysłu Maszyn Budowlanych i Drogowych.

83* A4 531.2:621.873 B3—11.51
Rabinowicz I. Sz. **Obliczenie nacisku na koła ogumione podwozi żurawi obrotowych.** „K raszczotu dawlenij na kolesa poworotnych kranow na pneumoszinach”. *Miechanizacja Stroit.* Moskwa, mies., t. 7, nr 3, marz. 50, s. 19, A4, 3 str., 4 rys., 1 tab. — Ogumione koła podwozi żurawi przewoźnych, obrotowych pod obciążeniem ulegają dość znacznym deformacjom, powodującym zmianę rozkładu reakcyj w punktach oporu. Okoliczność ta nie jest na ogół uwzględniana w obliczeniach. Autor podaje właściwy sposób obliczania nacisku na koła ogumione, uwzględniający sprężyste odkształcenia tych kół w porównaniu z nie-deformującymi się obręczami kół żelaznych.

C — MASZyny I SPRZĘT BUDOWLANY

84* C 621.9.037:679.85:697.8 B3—11.51
Onufrijew T. G. **Maszyna do cięcia kamienia, konstrukcji inż. Gałanina.** „Kamnierieznaja maszina konstrukcji inż. Gałanina”. *Miechanizacja Stroit.* Moskwa, mies., t. 7, nr 5, maj 50, s. 18, A4, 2,5 str., 4 fot., 1 rys. — Zwiększenie zapotrzebowania na materiał do wypełniania i licowania ścian budynków spowodowało konieczność zmechanizowania produkcji bloków i płyt kamienia naturalnego. Niektóre miękkie gatunki takiego kamienia dają się z łatwością piłować. Za pomocą opisanej maszyny, konstrukcji inż. Gałanina, wykonuje się całkowitą obróbkę bloków, odpowiadających normom GOST 4001-48, przez wycięcie ich bezpośrednio ze skalnej calizny. Podano charakterystykę techniczną, opis konstrukcji i normy wydajności.

C1 Dzieła ogólne

85* C1 624.132:625.700.25 B3—11.51
Isajew N. W. **Wyniki prac w okresie 1946-1950 r. i najbliższy program Mintiażstroja w zakresie mechanizacji robót budowlanych.** „Itogi raboty za 1946-1950 gg. i bliższije zadaczi Mintiażstroja w oblasti miechanizacji stroitielnych rabot”. *Stroitielnaja Promysl.* Moskwa, mies., t. 29, nr 1, styc. 51, s. 9, A4, 3 str. — Autor omawia wyniki już osiągniętej i zamierzonej mechanizacji robót budowlanych i drogowych, spowodowanej wielkim zakresem odbudowy i rozbudowy, a to na skutek utworzenia należycie wyposażonego i wyspecjalizowanego aparatu przemysłowego dla produkcji odpowiedniego sprzętu. Szczególne

C — MASZYNY I SPRZĘT BUDOWLANY c. d.

znaczenie miało wyprodukowanie i masowe zastosowanie szeregu maszyn jak to: koparki 0,25 i 0,50 m³, spychacze, buldożery, żurawie samochodowe i budowlane, maszyny sztukatorskie i inne. Omówiono warunki osiągnięcia w ciągu najbliższych lat całkowitego zmechanizowania robót w zakresie budownictwa oraz należytego wykorzystania posiadanego wyposażenia maszyn.

86* C12 621.54 B3—11.51

Eksler M. B. **Maszyna pneumatyczna PM—2**. „Pneumatyczna maszyna PM—2“. *M i e c h a n i z a c j a S t r o i t.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 2, luty 50, s. 20, A4, 1,5 str., 1 fot., 1 rys. — Opisano maszynę pneumatyczną PM—2 opracowaną i wyprodukowaną przez zakłady trestu „Lenpromeniergomontaz“. Elementem napędowym maszyny jest turbinka na sprężone powietrze o ciśnieniu 5 at. Redukcja obrotów za pomocą przekładni planetarnej. Maszyna ma zastosowanie do rozwalcowywania rur o średnicy do 120 mm i do wiercenia otworów. Podano szczegółowy opis maszyny i jej charakterystykę techniczną.

C3 Maszyny do czerpania i ładowania (usuwania) urobku.

C3 — Maszyny do czerpania i ładowania (usuwania) urobku

87* C3:C4 621.879:626.8 B3—11.51

Rieszczyk G. W. **Zespołowa praca spycharek, zgniarek i koparek przy budowie kanałów nawadniających**. „Kompleksowe primienienie buldozerow, skrepiow i ekskawatorow na stroitielstwie kolektorowodosbornoj i sbrosnoj sietiej.“ *M i e c h a n i z a c j a S t r o i t.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 5, maj 50, s. 1, A4, 5,5 str., 5 fot., 4 rys., 1 tab. — Omawiane przykłady zastosowania zespołowej pracy różnych maszyn i urządzeń przy budowie kanałów nawadniających przez zastosowanie kolejno grupy urządzeń przyczepnych, poruszanych za pomocą ciągnika (spycharek i zgniarek), a następnie wykończenie profilu kanału za pomocą koparki. Podano różne sposoby wykonywania wykopów, normy wydajności oraz wyszczególnienie maszyn i urządzeń niezbędnych w danym zespole.

88* C3:C4 621.879.22:621.873 B3—11.51

Riebrov A. S., Istomin G. P. **Nowa uniwersalna koparka - żuraw typ E—255**. „Nowyj uniwersalnyj ekskawator - kran model E—255.“ *M i e c h a n i z a c j a S t r o i t.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 5, maj 50, s. 6, A4, 1 str., 3 fot. — Omówiono nowy typ szybkobieżnej uniwersalnej koparki E—255 produkcji zakładów w Kalininie. Koparka posiada własne podwozie na ogumionych kołach. Zalety nowej konstrukcji: większa wydajność, zwrotność, stateczność. Podano charakterystykę techniczną, normy wydajności oraz wyszczególniono wyposażenie.

89* C31 621.879 B3—11.51

Pietiers J. R. **Obliczenie strat energii przy obrocie koparki łyżkowej**. „Najwygodniejsze rieżimy powarotow odnokowsziewych ekskawatorow.“ *M i e c h a n i z a c j a S t r o i t.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 4, kwiec. 50, s. 12, A4, 5 str., 5 rys. — Czasokresy obrotu nadwozia koparki z napełnioną łyżką do rozładunku i następnie z opróżnioną łyżką do położenia roboczego stanowia 65 — 70% całkowitego roboczego cyklu. Podano analizę poszczególnych etapów obrotu koparki oraz związanych z nimi strat. Otrzymane wzory pozwalają na wypracowanie wniosków dotyczących konstrukcji.

90* C31 621.879.22 B3—11.51

Kostin M. I. **Wyposażenie robocze wymienne do koparek E—505 i E—1003**. „Smiennoje raboczeje oborudowanje k ekskawatoram E—505 i E—1003.“ *M i e c h a n i z a c j a S t r o i t.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 2, luty 50, s. 16, A4, 5 str., 6 fot., 5 rys. — Uniwersalność koparek osiąga się przez zastosowanie właściwego, wymiennego wyposażenia roboczego. Obecnie wyposażenie to obejmuje łyżkę przedsiębierną i podsiębierną,

łyżkę włókową, czerpak, żuraw i kafar. Autor szczegółowo opisuje wymienne wyposażenie dla powyższych koparek dając jednocześnie charakterystykę wykonywanych prac, wymiary gabarytowe, normy wydobywania i opis czynności przy wymianie wyposażenia.

C4 — Maszyny do wznoszenia i przesuwania urobku

91* C4 621.879:624.132:69 B3—11.51

Diejnigo Ju. B. **Badania maszyn do robót ziemnych**. „Obsledowanje maszin dla ziemlanych robot.“ *M i e c h a n i z a c j a S t r o i t.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 2, luty 50, s. 12, A4, 4 str., 6 fot., 2 rys., 2 tab. — Maszyny do robót ziemnych, produkowane przez Ministerstwo Budowy Maszyn Budowlanych i Drogowych podług projektów WNII Strojdomasza są stale badane w warunkach normalnej pracy dla ustalenia ich wydajności i wyeliminowania wad. Ostatnio przeprowadzona obserwacja znacznej ilości tych maszyn pozwoliła na stwierdzenie ich celowości i przydatności. Opisano zaobserwowane defekty i postawiono odpowiednie wnioski odnośnie zmian i ulepszeń.

92* C43 621.879 B3—11.51

Prussak B. N. **Nowy typ przyczepnej równiarki - podnośnika D—192**. „Nowyj pricepnoj griejder - elewator D—192.“ *M i e c h a n i z a c j a S t r o i t.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 2, luty 50, s. 5, A4, 1,5 str., 2 fot., 1 rys. — Opisano nowy typ przyczepnej równiarki-podnośnika o wielkiej wydajności, wykonanej podług projektu WNII Strojdomasza przez Brianskie Zakłady Ministerstwa Budowy Maszyn Budowlanych i Drogowych. Współpracuje ona z ciągnikiem S—80. Podano zakres zastosowania nowej maszyny oraz wyszczególnienie zasadniczych zespołów z opisem technicznym i schematem konstrukcyjnym oraz normy wydajności.

C5 — Maszyny do przygotowywania kruszywa

93* C52 621.928 B3—11.51

Bauman W. A. **Badania sit wibracyjnych**. „Eksperimentalnyje ispytanija grochotow.“ *M i e c h a n i z a c j a S t r o i t.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 3, marz. 50, s. 13, A4, 5,5 str., 1 fot., 8 rys., 5 tab. — Opisano doświadczenia, przeprowadzone w 1949 r. przez WNII Strojdomasz nad sitami wibracyjnymi, mające na celu ustalenie zależności pomiędzy parametrami konstrukcyjnymi tych sit a ich wydajnością i jakością produkcji. Podano schemat stoiska doświadczalnego. Przytoczono tablice i wykresy, zawierające wyniki badań. Ustalono wzory wydajności.

C6 — Urządzenia i maszyny do produkcji betonu i wyrobów betonowych

94 C6 69.00.25:691.32 B3—11.51

Gordon S. S. **Uprzemysłowienie robót betoniarskich**. „Put' industrializacji bietonnych rabot.“ *M i e c h a n i z a c j a S t r o i t.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 4, kwiec. 50, s. 6, A4, 3 str., 5 rys. — Zasadnicze elementy robót betoniarskich: produkcja materiałów wiążących i wypełniających, przygotowanie, transport, układanie i zagęszczanie masy betonowej. Wpływ porowatości na wytrzymałość. Niejednorodność betonu i jej przyczyny. Urządzenia transportowe. Transport betonu w pojemnikach. Przenośniki. Pompy do betonu. Zagęszczanie betonu przez wibrowanie. Odpowietrzanie. Wibroprasowanie. Wibratory o zwiększonej częstotliwości i bateryjne.

95* C61 69.002.5:691.32 B3—11.51

Buchman A. S. **Technologia szybkiwiążącego betonu o zwiększonej wytrzymałości**. „Technologia prigotowlenja bystrotwierdiejuszczawo bietona powyszennoj procznosti.“ *S t r o i t i e l n a j a P r o m y s z l.*, Moskwa, mies., t. 29, nr 1, stycz. 51, s. 22, A4, 5 str.,

C — MASZyny i SPRZĘT BUDOWLANY c. d.

2 fot., 2 rys., 6 tab. — Doświadczenia radzieckie wskazują na możliwość znacznego polepszenia własności wytrzymałościowych betonu oraz zwiększenia szybkości wiązania przez poddawanie cementu, przed dodaniem go do masy betonowej, mokremu przemiałowi w młynach kulowych lub też w specjalnie adoptowanych betoniarkach. Podano wyniki doświadczeń i przykłady przeróbek betoniarek dla mokrego przemiału cementu.

93* C61 621.929:666.97 B3—11.51

Gordon S. S. **Typy betoniarek**. „O tipach betonosmiestielnych maszyn“. *Miechanizacija Stroit.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 4, kwiec. 50, s. 9, A4, 2 str., 1 rys. — Jednorodność masy betonowej przy mieszaniu betonu w wolnospadowych betoniarkach. Segregacja betonu przy opróżnianiu betoniarek z mieszalnikiem niewyracalnym. Dozowanie wody przy stosowaniu betonów wielofrakcyjnych. Konieczność stosowania dozatora wody z dodatkowym zbiornikiem dla regulacji dozowania wody. Wnioski z doświadczeń i obserwacji.

97* C62 621.65:666.97 B3—11.51

Grinkiewicz P. S. **Pompa do betonu**. „Bietononasos S—252“. *Miechanizacija Stroit.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 4, kwiec. 50, s. 4, A4, 2,5 str., 2 fot., 2 rys., 2 tab. — Opis pompy do betonu typu S—252, wykonanej według projektu Leningradzkiej filji Strojdommaszu przez Rostokińską Fabrykę Maszyn Budowlanych w Moskwie. Podano szczegółową charakterystykę techniczną i wyniki prób z prototypem, które pozwoliły na ustalenie zakresu stosowalności pompy oraz jej wydajności w różnych warunkach pracy.

98* C62 656.225:691.32 B3—11.51

Sablin G. W. **Pojemniki do betonu**. „Badji dla bietona“ *Miechanizacija Stroit.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 5, maj 50, s. 20, A4, 2,5 str., 6 rys., 2 tab. — Omówienie wzorów pojemników do betonu, opracowanych przez Dział Konstrukcyjny WNII Strojdommaszu w Leningradzie. Cechy charakterystyczne i zalety konstrukcji. Zamknięcia z ukośnym wylotem dla pojemników mniejszych, obsługiwanych ręcznie i z prostym wylotem dla pojemników o pojemności 3 m³ z pneumatycznym rozrządem. Szczegółowy opis techniczny, wymiary gabarytowe i normy wydajności. Zastrzeżenia Komisji Odbiorczej Strojdommaszu. Stosowanie wibratorów przy opróżnianiu pojemników.

99* C64 666.88:693:53 B3—11.51

Friedman I. A. **Przekonstruowanie półautomatycznej pustaczarki SM—40**. „Riekonstrukcja stanka SM—40 dla roboty na spłoszonych poddonach“. *Miechanizacija Stroit.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 4, kwiec. 50, s. 11, A4, 1,5 str., 2 fot. — Opisano zmiany w konstrukcji pustaczarki SM—40 podług projektu WNII Strojdommaszu. Przekonstruowanie polega na związaniu formy z wypychaczem oraz zastąpieniu podkładek perforowanych podkładkami pełnymi. Podano charakterystykę techniczną i opis poszczególnych czynności przy wyrobieniu pustaków szlako-betonowych typu „Kriestjanin“. Zagęszczanie betonu odbywa się metodą wibro-prasowania. Wydajność maszyny wynosi 450 pustaków na godzinę.

C7 — Maszyny do robót w zaprawie i robót wykańczających

100* C7 69.0025:691.51 B3—11.51

Szamow W. P. **Maszyna do gaszenia wapna**. „Nowaja izwiestiegasilnaja maszyna“. *Miechanizacija Stroit.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 5, maj 50, s. 23, A4, 2 str., 1 fot., 1 rys. — Opis maszyny do gaszenia wapna, skonstruowanej i wykonanej przez autora dla zapewnienia potokowej dostawy wapna wysokiej jakości. Przeróbka w celach doświadczalnych mieszarki

do zapraw typu SSSM—025. Charakterystyka techniczna, wymiary gabarytowe i normy wydajności.

101* C7 693.6 B3—11.51

Szklar A. S. **Uniwersalne urządzenie natryskowe do tynkowania**. „Uniwersalnyj otdielocnyj rastworomiot“. *Miechanizacija Stroit.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 1, styc. 50, s. 20, A4, 2,5 str., 3 fot., 4 rys. — Autor opisuje szereg ulepszeń, wprowadzonych do istniejących aparatów natryskowych do tynkowania, w celu uzyskania większej wydajności przy jednoczesnym zmniejszeniu fizycznego wysiłku robotnika. Charakterystyka techniczna urządzenia i normy wydajności.

C8 — Maszyny do budowy i utrzymywania nawierzchni drogowych

102* C82 624.132 B3—11.51

Łapin N. A. **Ustalenie racjonalnego kształtu zębów przyцепnego gniotownika D—130**. „Wybor racjonalnoj formy kułaczka pricepnowo kułaczkowawo katka D—130“. *Miechanizacija Stroit.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 1, styc. 50, s. 17, A4, 3 str., 7 fot., 4 rys. — Uzębione gniotowniki typu D—130 służą do warstwowego ugniatania spulchnionej ziemi w nasypach przy budowie dróg, tam i innych robotach ziemnych. Autor omawia wyniki rozważań teoretycznych, potwierdzonych przez doświadczenia, które doprowadziły go do zmiany obrysu stosowanych zębów.

103* C84 625.8:625.700.25 B3—11.51

Estrim M. I., Ewientow I. M., Reźnik T. J. **Nowe maszyny do wykonywania płyt cementowo-betonowych w budownictwie drogowym**. „Nowyje maszyny dla postrojki cementnobetonnych pokrytij“. *Miechanizacija Stroit.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 1, styc. 50, s. 4, A4, 5 str., 3 fot., 3 rys., 4 tab. — Autorzy opisują zespół maszyn do płyt cementowo-betonowych w budownictwie drogowym, wykonany przez fabrykę „Dormaszyna“. Obejmuje on maszynę do układania betonu D—181, wibracyjną maszynę do wykańczania D—182 i maszynę do przecinania szpar dylatacyjnych. Szczegółowa charakterystyka techniczna, schematy konstrukcji, opis obsługi i normy wydajności.

104* C85 625.85 B3—11.51

Pijarskij T. I., Karchow A. A. **Przewoźny agregat do topienia bitumu**. „Pieriedwiznoj bitumoplawilnyj agregat“. *Miechanizacija Stroit.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 2, luty 50, s. 7, A4, 1 str., 1 rys. — Omówienie zaprojektowanego przez autorów artykułu, przewoźnego agregatu do topienia bitumu. Obecnie stosowane urządzenia typu D—122, produkowane przez Zakłady Ministerstwa Budowy Maszyn Budowlanych i Drogowych, mają charakter instalacji półstałych i przenoszenie ich z jednego miejsca pracy na inne bywa kłopotliwe i kosztowne. Projektowany agregat składa się z jednego lub kilku kotłów-rezerwuarów do przechowywania i topienia smoły bitumicznej, z urządzenia służącego do wytwarzania pary łącznie z cyrkulatorem oraz pompy do bitumu.

105* C85 625.85:625.700.25 B3—11.51

Wasiljew A. A. **Zespoły urządzeń do remontu asfaltobetonowych dróg samochoodowych**. „Maszyny dla kompleksnawo riemonta asfaltobetonnych awtomobilnych darog“. *Miechanizacija Stroit.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 1, styc. 50, s. 12, A4, 5 str., 12 fot., 1 tab. — Rozbudowa sieci dróg samochoodowych spowodowała konieczność usprawnienia bieżącego remontu uszkodzeń jezdni asfalto-betonowej. Autor opisuje 2 rozwiązania konstrukcyjne przewoźnych zespołów urządzeń, potrzebnych do wykonania wszystkich prac, związanych z usunięciem uszkodzonej nawierzchni, przygotowaniem i ułożeniem masy bitumicznej i wykończeniem powierzchni. Podano charakterystykę techniczną urządzeń, wymiary gabarytowe i normy wydajności.

F — POMPY

F1 Dzieła ogólne

- 106* F1:C4 621.879:621.28:621.85 B3—11.51
Aleksiejewa T. W. **Pompki hydrauliczne do rozrządu zgarniark i spycharek.** „O nasosach dla gidroprowodow skriepierow i buldożerow“. *Miechanizacija Stro it.*, Moskwa, mies., t. 7, Nr 2, luty 50, s. 10, A4, 2 str., 5 rys., 1 tab. — Pompki trybowe do rozrządow hydraulicznych zgarniark i spycharek typu UG-IM i NU-54 zostały ostatnio przekonstruowane przez zespół konstruktorów i technologów Osipienkowskiego Zakładu Budowy Maszyn Drogowych przy współpracy WNII Strojdomasz. Wprowadzone zmiany miały na celu zwiększenie współczynnika sprawności oraz zmniejszenie zużycia części przez odciążenie nadmiernie pracujących elementów i polepszenie obróbki.

K — MASZYNY I URZĄDZENIA PRZEMYSŁU CIĘŻKIEGO

- 107* K 621.98 B3—11.51
Blank S. M., Zubow N. M. **Maszyna do gięcia rur TGS-1.** „Trubogibocnyj stanok TGS-1“. *Miechanizacija Stro it.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 4, kwiec. 50, s. 22, A4, 1,5 str., 1 fot., 3 rys. — Opis maszyny do gięcia rur o średnicach 273 do 529 mm. Podano charakterystykę techniczną. Zreferowano wyniki doświadczeń przeprowadzonych przez Instytut Naukowo-Badawczy Ministerstwa Przemysłu Naftowego, które obejmowały badania materiału zginanych rur, badania powierzchni rur, a także naprężenia w elementach roboczych maszyny w czasie pracy.

- 108* K 621.98 B3—11.51
Gromow S. I. **Maszyna do profilowania blach sufitowych.** „Stanok dla izgotowlenja riobristawo nastiła iz mietałliczeskich listow“. *Miechanizacija Stro it.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 4, kwiec. 50, s. 24, A4, 1 str., 1 fot., 2 rys. — Opis maszyny, skonstruowanej przez ślusarza W. N. Jerina, dla profilowania blach żelaznych sufitowych, używanych w budownictwie przemysłowym. Umożliwia ona zmechanizowanie pracochłonnej operacji ręcznego profilowania tych blach. Podano charakterystykę maszyny i normy wydajności.

- 109* K1 621.643:622.323 B3—11.51
Blank S. M., Zubow N. M. **Zespół maszyn do budowy rurociągów.** „Maszyny dla kompleksnoj miechanizacji stroitielstwa magistralnych truboprowodow“. *Miechanizacija Stro it.*, Moskwa, mies. t. 7, nr 3, marz. 50, s. 1, A4, 8 str., 5 fot., 11 rys. 6 tab. — Opis zespołu maszyn, wykonanego przez Leningradzkie Mechaniczne Zakłady Ministerstwa Przemysłu Naftowego w celu zmechanizowania prac związanych z budową rurociągów naftowych. Zespół ten, składający się z maszyn do układania rur, do ich czyszczenia i do izolowania powierzchni, umożliwia ułożenie ok. 1500 m. b. rurociągu w ciągu 12 godz. pracy przy zmniejszeniu robocizny o ok. 60% oraz zaoszczędzeniu materiałów pomocniczych o 34%. Podano szczegółowy opis techniczny oraz schematy konstrukcji.

- 110* K2:C1 621.944:691.8 B3—11.51
Awakow A. I. **Walcarka do wygniatania na zimno wgłębień w żelazie zbrojonym o zmiennym profilu.** „Stan dla prokata chołodnospliuszczennoj armatury pieriodiczeskawo profila“. *Miechanizacija Stro it.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 3, marz. 50, s. 22, A4, 2 str., 4 fot., 3 rys. — Opis walcarki, skonstruowanej przez Naukowo Doświadczalny Instytut Mintiaźstroja, dla wygniatania na zimno wgłębień w żelazie zbrojonym o zmiennym profilu. Urządzenie takie, o bardzo znacznej wydajności, pozwala na osiągnięcie około 45% oszczędności na żelazie zbrojonym, przy jednoczesnym polepszeniu jego właściwości wytrzymałościowych na skutek zgniotu na zimno.

N — KONSTRUKCJE ŻELAZNE I INNE

- 111* N 69.0025:693.554 B3—11.51
Grochman L. M., Bielenkij S. B. **Równoległe prowadzenie prac montażowych i budowlanych przy budowie gmachów wysokościowych.** „Sowmieszczenje montażnych i stroitielnych rabot na stroitielstwie wysotnawo zdanja“. *Miechanizacija Stro it.*, Moskwa, mies., t. 7, nr 5, maj 50, s. 7, A4, 3,5 str., 2 fot., 2 tab. — Omówienie zagadnienia równoległego wykonywania prac montażowych i budowlanych przy budowie gmachów wysokościowych, na podstawie doświadczeń uzyskanych w Moskwie. Oszczędność na stali. Większa potokowość. Skrócenie czasu wykonania robót. Zastosowanie żurawi wieżowych budowlanych typu UBK-3-49 o mniejszym udźwigu. Zagadnienie współpracy tych żurawi z innymi urządzeniami podnośnikowymi.

OŚRODEK DOKUMENTACJI TECHNIKI CIEPLNEJ

Z — ZAGADNIENIA TEORETYCZNE I BADAWCZE

- 268* ZD2 621.036.7 B4—11.51
Gurney C. **Sily powierzchniowe w płynach i ciałach stałych.** „Surface Forces in Liquids and Solids“ *Proc. of the VII-th Intern. Congress for Applied Mechanics*, t. 3, London, 1948, s. 13, A5, 6 str., 1 rys., 5 poz. bibl. — Poddano krytyce sposoby traktowania sił powierzchniowych w płynach podając interpretację molekularną termodynamicznych zjawisk powierzchniowych.

- 269* ZO2 621.036.7 B4—11.51
Hoyle R. D. **Nieustalony przepływ ciepła w dużym nieregulowanym cieple stałym.** „Unsteady Heat Flow in a Large Irregular Solid“. *Proc. of the VII-th Intern. Congress for Applied Mechanics*, t. 3, London, 1948, s. 64, A5, 15 str., 3 rys., 3 tab. 5 wykr. — Opisano badanie laboratoryjne rozkładu naprężeń termicznych w wybranym do tego celu wirniku turbiny parowej. Pomiar wykazały, że

temperatury nie muszą być mierzone wszędzie, ale dają się dość dobrze obliczyć metodą Southwella dla stanu ustalonego, lub w stanie nieustalonym — na podstawie teorii Maclaurina.

- 270* ZO2 621.036.7 BA—11.51
Kreitner J. Dr, Nettel F. **Ogólny optymalny obieg siłowni cieplnych.** „Allgemeiner optimaler Kreissprozess für Kraftanlagen“. *V D I, Düsseldorf*, 2-tyg., t. 92, nr 4, 1 luty 50, s. 102, A4, 1 str., 2 rys. — Fragment odczytu autorów, wygłoszonego na dorocznym zebraniu ASME w r. 1947, dotyczący patentów USA 2.407.165. Porównanie obiegu Braytona, złożonego z dwóch izentrop i dwóch izobar i obiegu Ericsona, złożonego z dwóch izoterm i dwóch izobar, z obiegiem heksagonalnym (sześciobocznym) proponowanym przez autorów. Obieg heksagonalny zapewnia najwyższe sprawności w wypadkach, gdy następuje częściowa wymiana ciepła w wymiennikach. W wypadku pełnej wymiany ciepła między gazami opuszczającymi turbinę i gazami opuszczającymi sprężarkę obieg heksagonalny przejdzie w obieg Ericsona.

Z — ZAGADNIENIA TEORETYCZNE I BADAWCZE c. d.

- 271* ZO2 536.7 B4—11.51
Newitt D. M., Pai M. U., McVeigh J. C. **Wykres: entropia, objętość właściwa.** „The Volume-Entropy Diagram“. Proc. of the VII-th Intern. Congress for Applied Mechanics, t. 3, London, 1948, s. 19, A5, 10 str., 5 wyk. — Wymieniony w tytule wykres znajduje szczególne zastosowanie przy przedstawieniu obiegów, podczas których czynnik zmienia fazę (para, płyn, ciało stałe). Podano wykres dla dwutlenku węgla oraz omówiono charakterystyczne obiegi procesów jego produkowania i przetwarzania.
- 272 ZO2 621.036.7 B4—11.51
Schmidt E. prof. dr. **Trzecia zasada termodynamiki.** „Der dritte Hauptsatz der Wärmelehre“. V. D. I., Düsseldorf, 2-tyg., t. 92, nr 1, stycz. 50, s. 24, A4, 5 str., 2 rys. — Omówienie pierwszej i drugiej zasady termodynamiki przy wprowadzeniu podstawowych pojęć mechaniki statystycznej i statystyki kwantowej oraz termodynamiki reakcji chemicznych. Metoda obliczania wartości bezwzględnych entropii. Sformułowanie i umotywowanie trzeciej zasady termodynamiki, z której wynika bezpośrednio także i zjawisko nadprzewodności w pobliżu zera absolutnego. Errata do tego artykułu znajduje się w V.D.I., t. 92, nr 11, s. 272.
- 273* ZO2 539 B4—11.51
Schrödinger E. **Termodynamika statystyczna.** „Statistical Thermodynamics“. London, 1948, Cambridge, University Press, D, 13 × 19 cm., 88 str. — Krótkie, przejrzyste i ujednoczone ujęcie podstaw i najistotniejszych zagadnień termodynamiki statystycznej (klasycznej, kwantowej, Bose-Einsteina i Fermi-Diraca). Nie jest to jednak wprowadzenie do termodynamiki statystycznej dla nowicjuszy, a raczej syntetyczne i bogato ilustrowane przykładami repetytorium.
- 274 ZO2 621.036 B4—11.51
Stulle-Götz J. **O jednostce cieplnej.** „Über die Wärmeinheit“. Maschinenbau und Wärme-wirtschaft, Wien, t. 5, nr 11, list. 50, s. 185, i nr 12, grudz. 50, s. 201, A4, 9,5 str., 3 tab., 42 poz. bibl. — Autor podaje historię jednostek ciepłych wraz z dokładnym omówieniem ich definicji. Porównanie kalorycznych jednostek energii opartych na właściwościach wody. Omówienie nowych tendencji ujednoczenia jednostek i usunięcia jednostek zależnych od fizykalnych właściwości ciał. Postanowienia 9-ej Konferencji Generalnej Wagi i Miary z r. 1948, wprowadzającej ostatecznie Joula jako jednostkę energii do zagadnień cieplnych.
- 275* ZO2:AO4z 621.036.7:621.438 B4—11.51
Rubbo V. prof. **Termodynamiczne podstawy turbiny gazowej.** „Fondamenti termodinamici della turbina a gas“. Ingegneria, Milano, mies., nr 6, czerw. 50, s. 649, A4, 10 str., 8 rys., 5 tab., 5 wyk. — Rozważania ogólne, wyprowadzenie wzorów na sprawność w funkcji sprężu i temperatury przed turbiną oraz dyskusja zasadniczych wyidealizowanych i rzeczywistych obiegów turbin gazowych, w oparciu o obieg izolacyjno-adiabatyczny, z dodatkowym uwzględnieniem chłodzenia i przegrzewania międzystopniowego oraz rekuperacji ciepła.
- 276* ZO2:AO73/74z 536.7:621.163 B4—10.51
Hermitte L., Laurent M. (Société Rateau, Paris). **Produkcja kombinowana pary grzejnej i energii.** (Ciepłownia). „Production combinée de vapeur de chauffage et d'énergie“. Revue Gén. de Mécanique, Paris, mies., t. 34, nr 15, marz. 50, s. 90, 24 × 32 cm., 6,5 str., 1 fot., 4 tab., 4 wyk. — Porównanie rentowności ciepłowni dostarczającej parę grzejącą i energię elektryczną przy pomocy turbin przeciwprężnych z ogrzewaniem bezpośrednim i produkcją energii elektrycznej przy pomocy turbin kondensacyjnych. W dodatku po-
- równanie trzech przypadków turbin przeciwprężnych pracujących na przeciwcisnienie 3 at, a przy różnym stanie pary na wlocie.
- 277* ZO2:CO2 621.56 B4—11.51
Grootenhuis P., Moore N. P. W. **Pewne obserwacje nad mechanizmem chłodzenia przez pocenie się.** „Some Observations on the Mechanism of Sweat Cooling“. Proc. of the VII-th Intern. Congress for Applied Mechanics, t. 3, London, 1948, s. 106, A5, 14 str., 3 rys., 3 wyr., 4 poz. bibl. — Wyprowadzenie równań różniczkowych, określających przechodzenie ciepła do płynu przepływającego przez ciało porowate o pewnym gradientcie temperatur. Przeanalizowano wpływ wtrysku płynu do warstwy przysięennej płaskiej płytki ogrzewanej z jednej strony gorącym gazem.
- 278* ZO2:ZO4 536.4:621.6 B4—11.51
Wulis Ł. A. **O temperaturze ciała opływanego gazem.** „O rawnowiesnoj temperaturie tiela w gazowom potokie“. Żurnał Tjechn. Fiziki, Moskwa-Leningrad, mies., t. 20, stycz. 50, s. 97, B5, 13 str., 5 rys., 2 wyk., 17 poz. bibl. — Rozważanie na temat temperatury ścianki ciała ustawionego w przepływie gazu, rozkładu jej w warstwie przysięennej oraz w śladzie za ciałem nieopływowym dla różnych liczb Prandtla. Wykazano analogię z procesami spalania i wskazano na braki dotychczasowych doświadczeń.
- 279* ZO22 662.61 B4—10.51
Barskij G. A., Zeldowicz J. B. **O powolnym przenoszeniu się płomienia w rurach.** „O miedlennom rasprostranienii plamieni w trubach“. Żurnał Fiziceskoj Chimi, Moskwa, mies., maj 50, s. 589, B5, 8,5 str., 3 fot., 3 wyk. — Wyjaśniono przyczyny odpowiedniego formowania się kształtu płomienia w rurach i szybkości jednostajnego przenoszenia się płomienia w powietrzu nieruchomym i poruszającym się. Podano bezwymiarowe kryteria i przybliżone zależności wiążące ze sobą szybkości translokacji frontu płomienia w rurze, czyli tzw. szybkości jednostajnego rozszerzania się i składową normalną szybkości płomienia z warunkami spalania. Podana jest także metoda obliczenia powierzchni płomienia przy pomocy błyskawicznej fotografii płomienia. Na końcu podane są spostrzeżenia o wibracyjnym przenoszeniu się płomienia w rurach.
- 280* ZO22:PO21z 662.61:662.65 B4—11.51
Chitrin L. N., Cuchanowa O. A. **Spalanie chemiczne czystego węgla.** „Gorenje ugleroda“. Uspiechi Fiz. Nauk, Moskwa-Leningrad, mies., t. 41, lip. 50, s. 311, A5, 19 str., 2 fot., 9 wyk. — Streszczono podstawowe rezultaty prac pomieszczonych w monografii „Spalanie chemiczne czystego węgla. Doświadczalne stworzenie fizyko-chemicznych podstaw procesu“, Priedwoditielewa A. S., Chitrina L. N. i inn. Wyd. Akad. Nauk SSSR, 1949 r. Przedstawiono wyniki badań nad mechanizmem spalania czystego węgla (przy normalnym ciśnieniu) pod różną postacią, różnej wielkości (włącznie z pyłem węglowym), przy różnych temperaturach i szybkościach przepływu powietrza. Oprócz uproszczonego schematu obliczenia spalania, omówiono pełny obraz procesu z uwzględnieniem wtórnych reakcji zachodzących wewnątrz cząsteczki oraz wprowadzono ważne pojęcie współczynnika „wymiany gazów przy reakcji“.
- 281* ZO22:PO21z 536.4:546—26 B4—11.51
Priedwoditielew A. S., Chitrin L. N., Cuchanowa O. A., Kołodcew C. I., Grodzowski M. N. **Spalanie węgla.** „Gorenje ugleroda“. Moskwa-Leningrad 1949, Izdat. Akad. Nauk SSSR, cena 27, 50 rb. D, B5, 407 str., 2 fot., 5 rys., 20 tab., 163 wyk., 132 poz. bibl. — Synteza wieloletnich prac i doświadczeń autorów z dziedziny spalania się paliw stałych. Różni się ona od poprzednia wydanej w r. 1938 pracy pt. „Proces

Z — ZAGADNIENIA TEORETYCZNE I BADAWCZE c. d.

- palenia się węgla", w szczególności w naświetleniu związanych z tym zagadnień fizyki, które wg ostatnich badań posiadają dominujące znaczenie. Autorzy chcieli rozwiązać 3 zasadnicze pytania: 1) znaleźć sposób wyodrębnienia czynników fizycznych od chemicznych, występujących w procesie spalania się węgla; 2) określić schemat chemiczny przebiegu powyższego procesu i 3) zbadać szybkość rozprzestrzeniania się frontu płomienia w mieszkankach heterogenicznych. Dwie najobszerniejsze części (II i III) poświęcone są metodom wyodrębnienia czynników fizycznych od chemicznym w procesie spalania się węgla jako zadania wewnętrzne i zewnętrzne. Nomogramy ilustrują poglądowo ciekawą treść książki.
- 282* ZO22:PO7 662.61:662.87 B4—11.51
Goldenberg S. A. (Energet. Inst. im. G. M. Krżiżanowskovo) **Heterogeniczne spalanie turbulencyjne**. „Turbulentnoje gietierogennoje gorienje“. Izwiestia Akad. Nauk, Otd. Techn. Nauk, Moskwa mies., nr 8, sierp. 50, s. 1154, B5, 11,5 str., 1 rys., 1 tab., 4 wykr., 12 poz. bibl. — Przeprowadzono badania spalania pyłu węglowego w kanale, w którym przepływ turbulencyjny powietrza odbywał się z prędkością od 22 do 145 m/sek. W oparciu o założenia hydrodynamiki wprowadzono analityczną metodę obliczania procesu spalania cząstek w strumieniu burzliwym. Wyznaczono przebieg zależności spólczynnika zmiany objętości od temperatury w przedziale od 500 do 1050°C.
- 283* ZO23 536.7 B4—11.51
Rozen A. M. **Przemiana adiabatyczna sprężania gazów rzeczywistych**. „Adiabatycznej process szatia riealnych gazow“. Doklady Akad. Nauk SSSR, Moskwa-Leningrad, t. 70, nr 3, 1950, s. 41, B5, 4 str., 1 tab., 4 wykr. 7 poz. bibl. — Przemiany w realnym gazie ujęto równaniami, w których wprowadzono poprawki na odchyłki wartości p-v i T. Wspólczynnik poprawkowe znalezione zostały empirycznie. Opierając się na tych równaniach przeprowadzono analizę sprężania adiabatycznego.
- 284* ZO23 621.036.2 B4—11.51
Stolarow E. A. **Zjawiska wymiany w gazach sprężonych**. „Jawlenja pierienosa w szatych gazach“. Zurnal fiz. chimii, Moskwa-Leningrad, t. 24, nr 7, lip. 50, s. 761, B5, 8 str., 1 tab., 8 wykr., 27 poz. bibl. — Autor, na zasadzie danych doświadczalnych z literatury, zajmuje się ułożeniem empirycznego równania typu hyperbolicznego, które wyrażałoby zależność lepkości sprężonych gazów od temperatury i ciśnienia. Dla H₂, N₂, powietrza, CO i CO₂ ustalony zostaje konkretny typ równania zależności wiskozy od T i P, tak że posługiwanie się tymi formułami daje doskonałą zgodność z danymi doświadczalnymi, specjalnie zaś w obszarze przejścia ze stanu gazowego w płynny.
- 285* ZO23:CO6 621.036.2 B4—11.51
Bergelin O. P., Brown G. A., Hull H. L., Sullivan F. W. **Wymiana ciepła i straty tarcia w wymiennikach o przepływie poprzecznym**. „Heat Transfer and Fluid Friction during Viscous Flow across Banks of Tubes-III, Transformations of the A E M E, New York, mies., t. 72, nr 6, sierp. 50, s. 881, A4, 7,5 str., 1 tab. 12 wykr., 11 poz. bibl. — Przeprowadzono doświadczenia w siedmiu punktach rur wymiennikowych dla trzech średnic rur i dla 3 (odpowiednio 2) rodzajów ich uszeregowania. Podano wykresy współczynników przechodzenia ciepła i oporów przepływu. Rozpatrywano zarówno wypadek chłodzenia jak i ogrzewania.
- 286* ZO23/24 621.036.2 B4—11.51
Salzman P. **Metoda obliczania rozkładu temperatur w rurach nierównomiernie ogrzewanych**. „A Method of Calculating the Temperature Distribution in Non-Uniformly Heated Tubes“. Proc. of the VII-th Intern. Congress for Applied Mechanics, t. 3, London, 1948, s. 51, A5, 13 str., 5 rys., 6 wykr. — Obliczenie rozkładu temperatur w rurach wymienników ciepła i ogrzewaczy gazów jest konieczne dla właściwego zaprojektowania konstrukcyjnego tych urządzeń w przypadkach występowania wysokich temperatur, przy których promieniowanie odgrywa zasadniczą rolę. Wyprowadzono równania wymiany ciepła drogą promieniowania na wewnątrz i na zewnątrz rury oraz podano przykłady zastosowania tej metody dla przypadku nierównomiernego ogrzewania.
- 287* ZO24 621.036.2 B4—11.51
Ordinanz W. O. **Algebraiczna metoda obliczania wymiany ciepła**. „The Flux Algebra“. Power Engineering, Chicago, mies., t. 54, nr 8, sierp. 50, s. 62, A4, 4 str., 9 rys. — Zagadnienie wymiany ciepła przez promieniowanie jest jednym z bardziej złożonych i skomplikowanych. Opisano metodę obliczania wymiany ciepła przez promieniowanie, rozwiniętą w Europie, a mało znaną w krajach anglosaskich, która, dzięki odpowiednim założeniom, sprowadza obliczanie wymiany ciepła, nawet w przypadkach skomplikowanych, do prostego zadania algebraicznego.
- 288* ZO25 621.036.2 B4—11.51
Fishenden M., Kępiński A. **Stosunek oporności do przewodnictwa cieplnego szczeliny pomiędzy dwiema stykającymi się równoległymi powierzchniami**. „Resistance to Heat Transfer in Gap Between Two Parallel Surfaces in Contact“. Proc. of the VII-th Intern. Congress for Applied Mechanics, t. 3, London 1948, s. 193, A5, 3 str. — Opis doświadczenia, mającego na celu odnalezienie związku pomiędzy oporem a przewodnictwem cieplnym szczeliny utworzonej przez przecięcie metalowego pręta i następnie styk obu części razem.
- 289 ZO2:A04z 621.036.2:621.438 B4—11.51
Smith A. G. **Przepływ ciepła w turbinie gazowej**. „Heat Flow in the Gas Turbine“. Institution of Mechanical Engineers — Proceedings, London, 1948, t. 159, s. 245, A4, 10 str., 3 rys., 14 wykr., 15 poz. bibl. — Zestawienie wyników rozważań teoretycznych z danymi doświadczalnymi na temat przenikania ciepła w turbinie gazowej. Omówiono kryteria podobieństwa cieplnego i rozważono kilka sposobów chłodzenia łopatek turbinowych pełnych i drażonych.
- 290* ZO2:A0z:B0z 621.036.7:621.4:621.51 B4—11.51
Litwin A. M. **Termodynamika techniczna**. „Tiechničeskaja tiermodinamika“ 2 wyd. Moskwa - Leningrad, 1947, Gosud. Enierg. Izdat., A4, 388 str., 121 rys., 282 wykr., 32 tab. — Rozpatrzono właściwości i różne postacie energii cieplnej, prawa gazów i prawa termodynamiki, przy czym te ostatnie potraktowano z uwzględnieniem procesów fizycznych i reakcji chemicznych oraz zdobyczy i osiągnięć energetyki ostatnich lat. Przeprowadzono analizę, z punktu widzenia termodynamiki, obiegów silników cieplnych i silników o spalaniu wewnętrznym, obiegów chłodniczych, obiegów siłowni parowych. Jest to pierwsza książka, w której obszernie potraktowano tego rodzaju nowe silniki cieplne z ostatnich lat jak: turbiny gazowe, silniki przelotowe, względnie lotnicze silniki turbinowodrutowe. Na podkreślenie zasługuje rozdział, w którym autor wyprowadza przebieg przemiany adiabatycznej gazu idealnego, przy uwzględnieniu zmiany jego ciepła właściwego, jak również rozdział poświęcony metodom sprężania w sprężarkach dynamicznych, w eżektorze oraz opis kompresorów termodynamicznych. Wielką zaletą książki jest przejrzystość, którą w głównej mierze należy przypisać szerokiemu stosowaniu wykresów oraz temu, że każdy proces czy obieg omówiony jest dla medium idealnego oraz rzeczywistego.

Z — ZAGADNIENIA TEORETYCZNE i BADAWCZE c. d.

- 291* Z02:A0z:P0 621.036.7:621.4:662.6 B4—11.51
 Vichnievsky R., Manson N. **Zastosowanie nowoczesnych metod termodynamicznych w badaniach obiegów silników cieplnych.** „Application of the Modern Thermodynamic Methods for the Study of the Work Cycles“. Proc. of the Seventh Intern. Congress for Applied Mechanics, London, 1948, t. 3, s. 211, A5, 15 str., 11 tab., 4 wykr., 16 poz. bibl. — Autorzy poszukują przede wszystkim granic analizy teoretycznej przemian czynnika pracującego w obiegach maszyn cieplnych, uwzględniając wpływ dokładności doświadczalnych danych charakterystycznych czynnika. Dalej, na podstawie specjalnie skonstruowanych diagramów, badają możliwość zastąpienia paliw normalnie stosowanych paliwami o składzie mniej korzystnym. Bardzo wskazane okazuje się przeprowadzenie analizy procesów w diagramie o współrzędnych: entropia — log. objętości.
- 292* Z02:A04z:B0z 621.036:621.438:621.51 B4—11.51
 Kestin J. **Współczynnik odzyskania ciepła w turbinach i sprężarkach dynamicznych.** „The Reheat Factor in Turbines and Turbocompressors“. Aircraft Engineering, London, mies., t. 22, nr 262, list. 50, s. 361, A4, 7 str., 24 wykr., 2 tab., 10 pob. bibl. — Przedstawiono sposób obliczania współczynnika odzyskania ciepła w turbinie i sprężarce o nieokreślonej ilości stopni oraz rozszerzenie tej metody na skończoną ilość stopni, przy czynniku doskonałym i jednakowej na wszystkich stopniach sprawności izotropowej i sprężu. Uzyskane zależności ilustrują liczne wykresy.
- 293* Z02:Z021 541.11:536.7 B4—11.51
 Karapietians M. C. **Termodynamika chemiczna.** „Chimiceskaja termodynamika“. Moskwa - Leningrad, 1949, Goschimizdat, cena 23,20 rb., D, A5, 546 str., 15 rys., 51 tab., 118 wykr. — Dużą rolę w termodynamice chemicznej odegrał szereg uczonych rosyjskich i radzieckich, jak M. W. Łomonosow, D. I. Mendelejew, G. G. Hess, D. P. Konowałow i inni, których prace zostały w tekście wzięte pod uwagę. Główny nacisk położono na termodynamikę układów gazowych. Właściwości roztworów rozpatruje się tu niezbyt szeroko a roztworom elektrolitów poświęcono również może nieco za mało miejsca. Autor stara się unikać abstrakcyjności, daje jasne podstawy pod wielorakie i bardzo liczne zadania praktyczne. Wiadomo, że znaczna ilość równań termodynamiki zawiera wielkości, które są częściowo albo nieznanne, albo znane tylko w sposób przybliżony. Stąd niemożność zastosowania ich w konkretnych zagadnieniach analizy, chociażby dla przybliżonej oceny poszukiwanej wielkości. Autor podaje przeto liczne, a niezmiernie potrzebne technologie, półempiryczne i empiryczne formuły, pozwalające szybko i z wystarczającą dla praktyki ścisłością otrzymywać poszukiwane rezultaty. Tematyka większości rozważań wiąże się z technologią procesów nieorganicznych, specjalnie zaś z przeróbką paliw. Obliczenia dokonano w ten sposób, żeby można było ich rezultaty zestawiać z danymi doświadczalnymi. Tekst jest zaopatrzonej w liczne tablice, w których znajdujemy szereg właściwości wielu materiałów.
- 294* Z021 549.21.546.79:535.23:530.145 B4—11.51
 Soodak H., Campbell E. C. **Podstawowa teoria kotła.** „Elementarnaja teorija kotła“. Uspiech i Fiziczeskich Nauk, Moskwa - Leningrad, mies., t. 42, wrzes. 50, s. 93, A5, 64 str., 5 rys., 4 tab., 15 wykr. — Nie rozważano tu ogólnej teorii jakichkolwiek określonych kotłów parowych lecz przestrzeni wypełnioną mieszaniną grafitowo-uranową, którą z uwagą na możliwość wykorzystania do celów energetycznych - przemysłowych nazywają również kotłem. Istotną treścią rozważań są reakcje łańcuchowe zachodzące tak w kotle nazywanym stosem atomowym, wypełnionym jednorodną mieszaniną grafitowo - uranową, jak i reakcje zachodzące w stosie, w którym pochłaniacz zebrany jest w „blok“, względnie jest w inny sposób niejednorodny. Dla tak pojętego stosu poddano szczegółowej analizie reakcje podziału, w których powstają
- szybkie neutrony oraz warunki ścisłej równowagi między nasileniem strat neutronów a intensywnością ich powstawania. Ostatecznie obliczono krytyczne wymiary stosów o prostych kształtach: kuli, cylindra, sześcianu, warstwy oraz rozpatrzono kinetykę i wyprowadzono równanie stosu atomowego w zależności od czasu.
- 295 Z022:A01/03z 662.61:621.43 B4—11.51
Usuwanie nagaru w silnikach spalinowych przy pomocy ziaren ryżu. „Entkohlen von Verbrennungsmotoren mit Reiskornern“. VDI — Nachrichten, Düsseldorf, t. 4, nr 20, 22 paźdz., 1950, s. 2, B3, 0,1 str. — Podano rewelacyjny sposób szybkiego i wygodnego czyszczenia cylindrów przy pomocy ryżu miotanego. Wewnątrz sprężonym powietrzem przy zamkniętych zaworach.
- 296* Z025 621.036.2 B4—11.51
 Mandelssohn K., Olsen J. L. **Przechodzenie ciepła w nadprzewodnikach.** „Heat Transport in Superconductors“. Proceedings of the Physical Society, London, mies., t. 63, nr 361A, stycz. 50, s. 2, B5, 11,5 str., 8 wykr., 12 poz. bibl. — Zjawiska przewodnictwa ciepła zostały przedyskutowane na płaszczyźnie analogii z płynnym helem II. Zaproponowano, żeby nadprzewodnik mógł w różnych warunkach przedstawiać rodzaj przewodnictwa ciepła z efektem źródła. Przewodnictwo cieplne licznych metali czystych jak i stopów pomierzono w warunkach normalnych i w warunkach superprzewodności a rezultaty zostały podane w formie wykresów i przeanalizowane. Na dodatek wprowadzono zmienność przewodnictwa ciepła z temperaturą i histerezą przewodnictwa ciepła oraz przewodnictwo ciepła przy bardzo niskich temperaturach.
- 297* Z025 621.036.2 B4—11.51
 Mondiez A. **Prawa przenoszenia ciepła i ogrzewanie pomieszczeń.** „Les lois de la transmission de la chaleur et le chauffage des lieux habités“. Chaleur et Industrie, Paris, mies., nr 295, luty 50, s. 43, nr 296, marz. 50, s. 65, i nr 297, kwiec. 50, s. 91, A4, 32 str., 3 rys. — Dyskusja nad słusznością powszechnie stosowanego w ogrzewnictwie wzoru na przenikanie ciepła $Q = qS(t - \Theta)$ i przeciwstawionym mu wzorem $Q = qS(t - \Theta)\beta$. Wyprowadzenie formuły klasycznej, z zaznaczeniem stosowanych uproszczeń, oraz dokładny opis własnych doświadczeń sprawdzających i przeliczeń matematycznych. Ciekawą rzeczą jest zwrócenie uwagi na niezgodność wzoru klasycznego z prawami przenikania ciepła w rzeczywistości.
- 298* Z025 621.036.2 B4—11.51
 Rankine A. O. **Doświadczenia nad przewodnictwem cieplnym.** „Experimental Studies in Thermal Convection“. Proceedings of the Physical Society, London, mies., t. 63, nr 365 A, maj 50, s. 417, B5, 29 str., 2 fot., 24 tab., 11 wykr., 4 poz. bibl. — Omówienie rezultatów pracy doświadczalnej, wykonanej w czasie wojny na specjalnie stworzonym modelu, związanej z problemem rozpraszania mgły nad lotniskami. Treść dotyczy przewodności i zachowania się powietrza ogrzewanego sztucznie. Opisano urządzenia, metody pomiarowe, przyrządy oraz zamieszczono liczbowe wyniki.
- 299* Z025 621.036.2 B4—11.51
 Germant A. **Przewodność cieplna ziemi.** „The Thermal Conductivity of Soils“. Journal of Applied Physics, Lancaster (USA), mies., t. 21, nr 8, sierp. 50, s. 750, B5, 3 str., 1 rys., 2 wykr., 9 poz. bibl. — Ustalenie przewodności cieplnej ziemi o różnej wilgotności w granicach od 5 — 25% metodą fizyczną. Podano zgodność z wynikami doświadczalnymi. Wyjaśniono wpływ składu ziemi na przewodność cieplną.
- 300* ZO4 532.1 B4—11.51
 Abody-Auderlik E. **Tarcie w cieczy o zmiennej gęstości.** „Friction in Variable Density Fluid“. Proc. of the VII — th Intern. Congress for Applied Mechanics, London, t. 3, 1948, s. 4, A5, 9 str., 5 wykr. — Autor proponuje modyfikację

Z — ZAGADNIENIA TEORETYCZNE I BADAWCZE c. d.

- wzoru na siłę tarcia w cieczy rozszerzając zakres jego zastosowania, np. na wypadki cieczy o zmiennej lub różnej gęstości. Jako przykład podaje obliczenie tarcia na styku dwóch cieczy o różnej gęstości, będących w ruchu płaskim laminarnym.
- 301* Z04 621.6 B—11.51
Barry F. W., Shapiro A. H., Neumann E. P. **Kilka doświadczeń nad wzajemnym oddziaływaniem fali uderzeniowej i warstwy przyściennej na płycie płaskiej.** „Somer Experiments on the Interaction of Shock Waves with Boundary Layers on a Flat Plate“. *Journal of Applied Mechanics*, New York, mies., t. 17, nr 2, czerw. 50, s. 126, A4, 5 str., 8 fot., 14 rys., 10 poz. bibl. — Przedstawiono szereg fotografii przepływu naddźwiękowego, które pozwalają stwierdzić, że istnieje dużo więcej odmian oddziaływania niż pierwotnie przypuszczano. Duże gradienty ciśnienia bezpośrednio przy fali uderzeniowej deformują warstwę przyścienną. Te deformacje są propagowane z prądem i pod prąd i z kolei wpływają na warunki przepływu poza warstwą przyścienną.
- 302* Z04 621.6 B4—11.51
Erhast F. (CDK Praga) **Prawa nagłych zmian stanu gazów zastosowane do teorii fali nadcisnieniowej.** „Laws for Sudden Changes of the State of Gases Applied to the Theory of Overpressure Waves“. *Proc. of the VII-th Intern. Congress for Applied Mechanics*, t. 3, London, 1948, s. 154, A5, 9 str., 7 rys., 1 wykr. — Przedstawiono przybliżoną metodę, która, za pomocą zależności termodynamicznych, pozwala na określenie stanu gazy w miejscu fali nadcisnieniowej. Załączono wykres stosunków temperatur i prędkości rozchodzenia się fali w funkcji sprężów.
- 303* Z04 533.601 B4—11.51
Ducet E. (Ecole Polytechnique, Paris). **O rozkładzie pola wektorowego na sumę wektorów rotacji i gradientu.** „Sur la décomposition d'un champs de vecteurs en une somme d'un rotationnel et d'un gradient“. *Proc. of the VII-th Intern. Congress for Applied Mechanics*, t. 2, cz. II, London, 1948, s. 330, A5, 10 str. — Przedstawiono studium formy różniczkowej i całkowitej równania wektorowego, przy pomocy którego można rozłożyć wektor na sumę wektorów rotacji i gradientu. Wg autora powyższe może znaleźć zastosowanie w rozwiązaniach równań dynamicznych cieczy lepkiej.
- 304* Z04 621.6 B4—11.51
Mac Gee R. **Działanie cieczy w rurze wirowej.** „Fluid Action in the Vortex Tube“. *Refrigerating Engineering*, New York, mies., t. 58, nr 10, paźdz. 50, s. 974, A4, 2 str., 6 fot., 3 rys. — Rura wirowa, zwana inaczej rurą Hilscha, wytwarza ze strumienia sprężonego powietrza dwie strugi: ciepłą i zimną. Omówiono obserwacje wizualne tego zjawiska, dotąd teoretycznie niewyjaśnionego, w dwóch przypadkach: wpływu o zgodnych kierunkach i przeciwnym.
- 305 Z04 533.6 B4—11.51
Milne Thomson L. M. **Aerodynamika teoretyczna.** „Theoretical Aerodynamics“. London, 1948, M a c m i l l a n a n d C o, D, B5, 361 str., 1 fot., 259 rys., 13 wykr. — Autor wprowadza w zagadnienie aerody-
- namiki teoretycznej w sposób nie wymagający od czytelnika znajomości matematyki powyżej średniego poziomu. Operacje bardziej wyszukane są wystarczająco wyjaśniane w tekście. Osobny rozdział poświęcono rachunkowi wektorowemu dla tych, którzy go nie znają. Książka zawiera nowoczesny zbiór zagadnień, podanych często w skrócie, a pomija wiele z balastu wcześniejszych dzieł klasycznych. Na treść składają się: ogólne wstępne wiadomości, dwuwymiarowa teoria płata, zagadnienia płatów o skończonej długości, poprawki tunelowe, opływy naddźwiękowe, wreszcie kilka rozdziałów poświęconych samolotowi jako całości.
- 306 Z04 532.5 B4—11.51
Milne - Thompson L. M. **Hydrodynamika teoretyczna.** „Theoretical Hydrodynamics“. London, 1949, 2 wyd. M a c m i l l a n a n d C o, D, B5, 600 str., 12 fot., 337 rys., 1 tab., 40 poz. bibl. — W drugim wydaniu tej książki znajdujemy obszerny kurs hydrodynamiki ujmujący wyłącznie teoretyczną stronę mechaniki cieczy. Autor nie wymaga jednak od czytelnika uprzedniej szerszej znajomości matematyki, ale pewne potrzebne tu uzupełniające wiadomości włącza do treści i wyczerpująco wyjaśnia. Metody teoretyczne, jakimi posługuje się autor, są przejrzyste i nowoczesne, również, jeśli chodzi o poruszone tematy, wiele z nich jest całkiem nowych lub w nowym ujęciu. Podano podstawowe wiadomości o własnościach cieczy i o rachunku wektorowym, omówiono ruch płaski, zastosowanie odwzorowania podobnego, metodę inwersji, przedstawioną tu po raz pierwszy, oraz teorię Schwarza i Christoffela. Rozpatrzono liczne przypadki tego ruchu, m. in. opływy, strumienie wypływowe i przepływowe, ruchy cylindrów w cieczy, zjawiska grawitacji, rzędy wirów Karmanowskich. Dalsze rozdziały poświęcone są ruchowi falowemu cieczy, rozważaniom przestrzennym, posuwaniu się ciał stałych w cieczy, zastosowaniu metod odwzorowania do ruchów przestrzennych. W końcu opisano ciecz lepka, ujmując ją rachunkiem wektorowym, przy czym poruszono sprawę warstwy przyściennej i spływowej. Ostatni rozdział jest próbą wprowadzenia w zagadnienia cieczy ściśliwej w ruchu pod i naddźwiękowym. Każdy z rozdziałów zaopatrzonej jest szeregiem zadań na omawiane tematy.
- 307* Z04 621.6 B4—11.51
Nowikow I. I. **O politropowym przebiegu przepływu gazu.** „O politropических процессах течения газов“. *Журнал технической физики*, Moskwa - Leningrad, mies., t. 19, nr 6, czerw. 49, s. 673, B5, 5 str., 2 poz. bibl. — Wykazano fizyczną niemożliwość politropowego przebiegu przemian przy przepływie gazu rzeczywistego. Rozważono dwa przypadki: rury o przekroju stałym i zmiennym. W obu przypadkach wykładnik politropy m, różny od k, nie może pozostać niezmiennym.
- 308* Z04 621.6 B4—11.51
Nowikow I. I. **O własnościach przepływu gazów w warunkach krytycznych.** „O свойствах предельных состояний течения газов“. *Журнал технической физики*, Moskwa - Leningrad, mies., t. 19, nr 6, czerw. 49, s. 678, B5, 5,5 str., 3 wykr., 7 poz. bibl. — Rozważania na temat warunków istniejących w punkcie krytycznym ($M = 1$) przepływu gazu przez rurę cylindryczną, dla ruchu ustalonego. Autor udawadnia, że w tym szczególnym punkcie przemiany gazu są wyłącznie izentropowe.

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

Przeгляд 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. Ligocka 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 GIDNT wykonuje fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych kartami dokumentacyjnymi.