

PRZEGLĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

REDAKCJA: WARSZAWA, CZACKIEGO 3/5, TEL. 674-61 w. 48

ADMINISTRACJA: WARSZAWA, MICKIEWICZA 18, TEL. 330111

Obliczenia wytrzymałościowe kół zębatach w skrzynkach prędkości obrabiarek

621.833.1:621.9:539.4:51

Mgr inż. ROMAN BARANOWICZ

Koła zębata skrzynek prędkości obrabiarek do metali są elementami, na wykonanie których zużywa się w przemyśle obrabiarkowym najwięcej stali stopowych. Ponieważ zagadnienie oszczędności tych stali, zwłaszcza zawierających składniki deficytowe (Ni, Mo) jest obecnie zagadnieniem o zasadniczym znaczeniu, obliczenia wytrzymałościowe kół zębatach trzeba oprzeć na takich metodach, które pozwoliłyby na możliwie dokładne ujęcie charakteru ich obciążenia i możliwie pełne wykorzystanie właściwości zastosowanych materiałów i ich obróbki cieplnej, a w konsekwencji zapewniły ich ekonomiczne zużycie.

W niniejszym artykule przedstawiona jest metoda obliczeń wytrzymałościowych kół zębatach w obrabiarkach oparta na osiągnięciach radzieckich instytutów naukowo-doświadczalnych (ENIMS). Ta metoda ujmuje niezbędną trwałość kół i zmienność ich obciążenia podczas pracy obrabiarki.

1. Charakter obciążenia kół zębatach w skrzynkach prędkości obrabiarek

Podczas pracy obrabiarki koła zębata w skrzynkach prędkości podlegają obciążeniom zmiennym, które wywołują zmienne naciski powierzchniowe na powierzchniach roboczych zębów, oraz w materiale zębów — zmienne naprężenia zginające.

Zmienność obciążenia kół jest spowodowana:

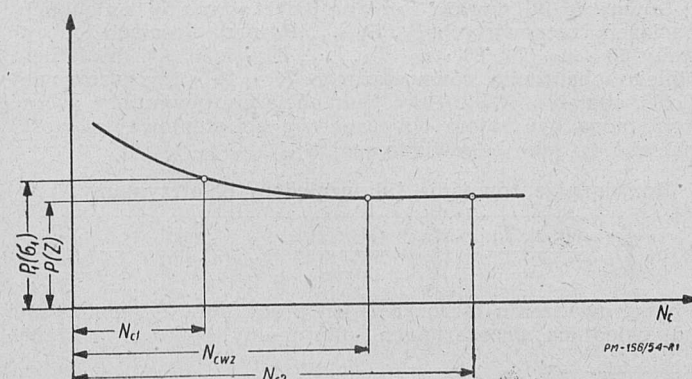
- pracą kół w zakresie stałej mocy i stałego momentu na wrzecionie obrabiarki;
- pracą kół przy różnych prędkościach obrotowych, lecz przy przenoszeniu stałej mocy;
- zmiennością stopnia wykorzystania mocy napędowej, szczególnie w obrabiarkach o charakterze uniwersalnym.

Ponieważ charakter obciążenia zębów kół jest wybitnie zmęczeniowy (pulsujący), średnio- i szybkobieżne koła zębata skrzynek prędkości należy obliczać na wytrzymałość zmęczeniową powierzchni roboczej zębów na nacisk i wytrzymałość zmęczeniową materiału zęba na zginanie.

O trwałości średnio- i szybkobieżnych kół zębatach skrzynek prędkości rozstrzyga obliczenie na nacisk.

2. Właściwości szczególne wykresów zmęczeniowych stali

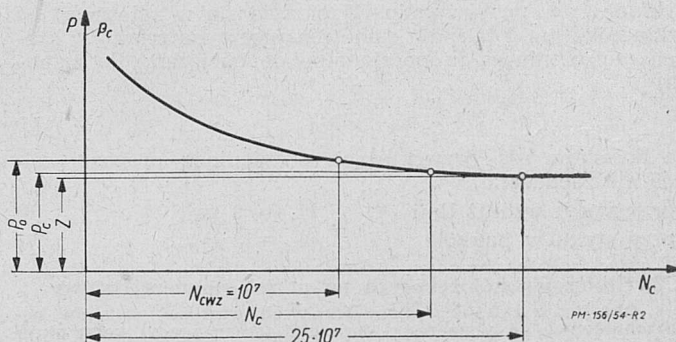
Na rys. 1 podany jest ogólnie wykres zmęczeniowy $\sigma = f(N_c)$ albo $P = \varphi C(N_c)$ dla stali o dowolnej obróbce cieplnej.



Rys. 1

nej (lub bez niej) przy zginaniu oraz dla stali niehartowanych (normalizowanych, ulepszanych) przy naciskach powierzchniowych.

Rys. 2 przedstawia analogiczny wykres dla stali zahartowanych przy naciskach powierzchniowych.



Rys. 2

Na wykresach oznaczają: σ — ogólnie naprężenie w kG/mm², P — ogólnie obciążenie w kG, N_c — ilość cykli obciążeń, N_{cwz} — wzorcowa ilość cykli obciążeń, przy której określa się granicę zmęczeniową dla danego rodzaju obciążenia.

Z rys. 1 widać, że dla stali o dowolnej obróbce cieplnej przy zginaniu i dla stali niehartowanych przy naciskach powierzchniowych przy ilości cykli obciążeń równej ilości wzorcowej $N_c = N_{cwz}$, krzywa zmęczeniowa przechodzi w linię prostą równoległą do osi odciętych. Wartości N_{cwz} odpowiada wartość naprężenia, będąca trwałą granicą zmęczeniową Z kG/mm² (dla $N_c > N_{cwz}$ odpowiednie naprężenie $\sigma = Z$).

Dla stali przy naciskach powierzchniowych $N_{cwz} = 10^7$; przy zginaniu $N_{cwz} = 2 \cdot 10^6$.

Dla stali zahartowanych przy naciskach powierzchniowych (rys. 2), krzywa zmęczeniowa obniża się znacznie dalej, przechodząc w linię prostą równoległą do osi odciętych przy $N_c = 25 \cdot 10^7$. W obliczeniach wytrzymałościowych operuje się wtedy pojęciem ograniczonej granicy zmęczeniowej przy na-

TABLICA I. Własności mechaniczne i naprężenia dopuszczalne materiałów stosowanych na koła zębate

Materiał			Własności mechaniczne				Dopuszczalne naprężenia		
Znak PN			Obróbka cieplna	R_r kG/mm ²	Q_r kG/mm ² min	Twardość H_{RC} i $H_B^*)$	k_g kG/mm ²	p_o kG/mm ²	
Stal	do nawęglania	15	nawęgl. hartowana	45 ÷ 55	25 ÷ 30	56 ÷ 62	15	135	
		20 H	„	90	65	57 ÷ 62	32	165 ÷ 175	
		20 HG	„	100 ÷ 130	70	57 ÷ 62	33	165 ÷ 175	
		15 HN	„	100	85	57 ÷ 62	35 ÷ 38	170 ÷ 180	
		12 HN3	„	90 ÷ 120	—	57 ÷ 62	35 ÷ 40	170 ÷ 180	
		18 HGM	„	110	100	57 ÷ 62	40 ÷ 45	170 ÷ 180	
	do ulepszania	45	normalizowana	60 ÷ 75	34	170 ÷ 217*)	15	45 ÷ 55	
		„	ulepszona	75 ÷ 90	55	220 ÷ 250*)	18	55 ÷ 65	
		„	hartowana na wskroś	100	75	38 ÷ 48	26	100 ÷ 120	
		„	hart. pr. wys. częst. po ulepszeniu	zależna od uprz. obr. ciepl.		48 ÷ 55	22 — 26 ¹⁾	145 ¹⁾	
		55	znormalizowana	64 ÷ 75	36	180 ÷ 200*)	18	45 ÷ 55	
		„	ulepszona	75 ÷ 85	43	220 ÷ 250*)	22	60 ÷ 70	
		„	hart. pow. pr. wys. częst. po ulepszeniu	zależna od uprz. obr. ciepl.		50 ÷ 57	22 — 26 ¹⁾	145 ¹⁾	
		50 G2	ulepszona	80 ÷ 100	60	230 ÷ 260*)	25	60 ÷ 70	
		„	hartowana	95 ÷ 110	70	35 ÷ 42	27	80	
		40 H	ulepszona	80 ÷ 100	70	230 ÷ 260*)	28	60 ÷ 70	
		„	hartowana na wskroś	150 ÷ 165	—	45 ÷ 50	36	130 ÷ 140	
		„	hart. pow. pr. wys. częst. po ulepszeniu	zależna od uprz. obr. ciepl.		48 ÷ 55	28 — 32 ¹⁾	145 ÷ 150 ¹⁾	
		50 HN	hartowana	170 ÷ 180	150 ÷ 160	50 ÷ 58	45	160 ÷ 170	
		54 HNM	hartowana	110 ÷ 130	90	45	35	140	
		żeliwo	żł. 18	obrabiane mech.				6 ÷ 8	60
			żł. 26	„				8 ÷ 10	75

1) górne wartości k_g i p_o obowiązują dla prawidłowo przeprowadzonego procesu hartowania pr. wys. częst. obejmującego zaokrąglenia przejściowe u podstawy zęba. Podane w tablicy wartości naprężeń zginających k_g obowiązują dla modułów do 6 mm; dla modułów 7÷10 mm należy wartości te zmniejszyć o 5÷10%

ciskach, czyli tzw. wartością obliczeniową nacisku p_o kG/mm², odpowiadającą ilości cykli obciążeń $N_{cwz} = 10^7$ (dla $N_c > N_{cwz}$ — odpowiednia wartość nacisku $p_c < p_o$).

Doświadczalnie ustalone równanie krzywej (rys. 1 i 2) (ściślej jej odcinka krzywoliniowego) jest równaniem hyperboli o postaci:

$$\sigma^m \cdot N_c = \text{const}; \quad [1]$$

albo

$$\sigma^m p \cdot N_c = \text{const}. \quad [2]$$

Wartości wykładnika potęgowego w równaniu [2] — określone doświadczalnie — wynoszą dla stali:

$$\text{przy naciskach powierzchniowych } m_p = 3; \quad [3]$$

$$\text{przy zginaniu } m_p = 9. \quad [4]$$

Wykładnik m w równaniu [1] określa się w zależności od wykładnika m_p . I tak: dla stanów napiecia materiału, w których naprężenia są proporcjonalne do obciążeń (dla zginania)

$$m_p = m; \quad [5]$$

dla nacisków zaś, przy których wymieniona proporcjonalność nie zachodzi:

$$\text{przy styku wzdłuż linii } m_o = 2 m_p; \quad [6]$$

$$\text{przy styku w punkcie } m_o = 3 m_p. \quad [7]$$

3. Obliczenia kół zębatach na nacisk powierzchniowy

a. Określenie zależności dopuszczalnych wartości nacisków powierzchniowych od wymaganej trwałości (czasu pracy) koła; określenie wartości obciążeniowych nacisków.

Z rys. 2 na podstawie zależności [1], [3] i [6] dla zahartowanego koła zębatego, obliczanego na nacisk powierzchniowy można napisać:

$$p_o^6 \cdot N_{cwz} = \text{const} \quad \text{ i } \quad p_o^6 \cdot N_c = \text{const}.$$

$$p_c^6 = p_o^6 \cdot \frac{N_{cwz}}{N_c}; \quad p_c = p_o \sqrt[6]{\frac{N_{cwz}}{N_c}}.$$

Po podstawieniu: $N_{cwz} = 10^7$, $N_c = 60 \cdot n \cdot T$, gdzie n — liczba obrotów na minutę koła, T — wymagany czas pracy koła w godzinach:

$$p_c = p_o \sqrt[6]{\frac{10^7}{60 \cdot n \cdot T}}. \quad [8]$$

Z otrzymanej zależności [8] wynika, że wartości dopuszczalne nacisków powierzchniowych są odwrotnie proporcjonalne do pierwiastka szóstego stopnia z wymaganego czasu pracy koła.

Wartości obliczeniowe nacisków powierzchniowych p_o (ustalone doświadczalnie) dla materiałów stosowanych na koła zębatach w obrabiarkach są podane w tablicy I.

Dla materiałów nie wymienionych w tablicy, wartości p_o można określać z następujących zależności:

dla stali węglowych i stopowych ulepszanych o twardości powierzchni roboczych zębów $H_B \leq 350 \dots$ $p_o \approx 0,24 H_B$ kG/mm²

dla stali węglowych i stopowych hartowanych o twardości $H_B \geq 350 \dots$ $p_o \approx 2,4 H_{RC}$ kG/mm²

dla stali węglowych nawęglanych i hartowanych o twardości $H_{RC} = 56 \div 62 \dots$ $p_o \approx 2,1 H_{RC}$ kG/mm²

dla stali stopowych nawęglanych i hartowanych o twardości $H_{RC} = 57 \div 63 \dots$ $p_o \approx 2,8 \div 3,1 H_{RC}$ kG/mm² ¹⁾

Powyższe zależności dają pewne wartości p_o ; przy dokładnym określeniu obciążenia koła, podane wartości można powiększyć o ok. 10%.

b. Określenie obciążenia obliczeniowego i współczynnika trwałości ujmującego wymagany czas pracy koła i zmienność w czasie jego obciążenia.

W praktyce przy obliczeniu kół o zmiennym obciążeniu wygodniej jest operować pojęciem tzw. obciążenia obliczeniowego, tj. stałego obciążenia równoważnego, zamiast określać dopuszczalne naprężenia dla poszczególnych obciążeń składowych w zależności od czasu ich działania. Obciążenie takie można określić w następujący sposób:

Jeżeli z łącznego czasu T godzin, jaki powinno przepracować koło zębata, część tego czasu T_1 będzie ono pracowało przy obciążeniu największym P_1 z odpowiadającą mu szybkością obrotową n_1 obr/min, część T_2 — przy obciążeniu P_2 szybkością obrotową n_2 i część T_n — przy obciążeniu P_n z szybkością obrotową n_n , wówczas na podstawie zależności [2] [3], można napisać:

$$60 (P_1^3 \cdot n_1 \cdot T_1 + P_2^3 \cdot n_2 \cdot T_2 + \dots + P_n^3 \cdot n_n \cdot T_n) = (K P_1)^3 \cdot N_{cwz}. \quad [9]$$

Równanie [9] wyraża zamianę działania sumy zmiennych obciążeń rzeczywistych $P_1, P_2 \dots P_n$ przy ilościach ich cykli $60 \cdot n_1 \cdot T_1, 60 \cdot n_2 \cdot T_2, \dots, 60 \cdot n_n \cdot T_n$, działaniem stałego obciążenia równoważnego $K \cdot P_1$ przy wzorcowej ilości obciążeń N_{cwz} . Przy tym obciążeniu wymiary zębów koła mogą być zatem obliczane wg obliczeniowej wartości nacisku p_o jako odpowiadającej N_{cwz} .

Rozwiązując równanie [9] względem K otrzymamy:

$$K = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_1 \cdot T_1}{N_{cwz}} + \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^3 \frac{60 \cdot n_2 \cdot T_2}{N_{cwz}} + \dots + \left(\frac{P_n}{P_1}\right)^3 \frac{60 \cdot n_n \cdot T_n}{N_{cwz}}}.$$

Po wprowadzeniu łącznego czasu pracy koła T i dokonaniu odpowiednich przekształceń, otrzymamy ogólne wyrażenie

1) Wartości górne dla stali stopowych Cr-Ni, Cr-Mn-Mo i Cr-Ni-Mo.

na współczynnik trwałości, uwzględniający wymagany czas pracy i zmienność w czasie obciążenia koła:

$$K = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_1 \cdot T}{N_{cwz}}} \times \sqrt[3]{\frac{T_1}{T} + \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^3 \cdot \frac{T_2}{T} \cdot \frac{n_2}{n_1} + \dots + \left(\frac{P_n}{P_1}\right)^3 \cdot \frac{T_n}{T} \cdot \frac{n_n}{n_1}}, \quad [10]$$

Pierwszy czynnik wzoru [10] ujmuje łączny czas pracy T godzin koła zębatego w założeniu pracy ciągłej przy obciążeniu największym P_1 z odpowiadającą mu najmniejszą szybkością obrotową n_1 obr/min, drugi zaś — zmienność w czasie obciążenia koła i jego szybkości obrotowej.

Zmiany obciążenia, jakim podlega koło zębate pracujące w skrzynce prędkości obrabiarki, uwzględnia się przy obliczeniu na nacisk przez wprowadzenie do odpowiednich wzorów wytrzymałościowych stałego obciążenia obliczeniowego KP_1 wg wzoru [9], zmniejszeniu równoważnego sumie zmiennych obciążeń rzeczywistych, działających w ciągu przewidzianego dla koła łącznego czasu pracy.

Współczynnik trwałości K można przedstawić w następującej postaci, dostosowanej do warunków pracy kół w skrzynkach prędkości obrabiarek:

$$K = k_n \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_1 \cdot T \cdot k'_N \cdot k_y}{10^7}} \quad \text{albo} \quad K = k_n \cdot k_N \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_1 \cdot T \cdot k_y}{10^7}}, \quad [11]$$

gdzie:

k_n — współczynnik ujmujący zmienność szybkości obrotowej i pracę koła w zakresach stałej mocy i stałego momentu na wrzecionie obrabiarki;

k_N — współczynnik ujmujący stopień wykorzystania mocy napędowej, przy czym $k_N = \sqrt[3]{k'_N}$;

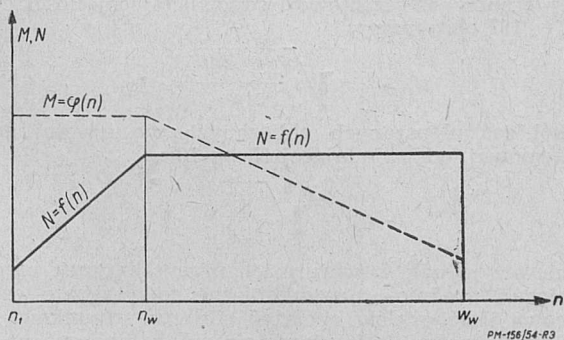
k_y — współczynnik ujmujący okresy bezczynności koła podczas pracy obrabiarki (kolejno pracujące koło przesuwne lub przyłączane);

T — łączny czas pracy koła wyrażony w godzinach pracy obrabiarki;

n_1 — najmniejsza szybkość obrotowa koła, obr/min.

Określenie współczynnika k_n

Skrzynki prędkości obrabiarek ogólnego przeznaczenia (z wyjątkiem pewnych typów specjalnych) są zwykle tak konstruowane, że przy najniższych obrotach wrzeciona, pełna moc silnika napędowego ze względu na wytrzymałościowych nie może być wykorzystana. Przy projektowaniu zakłada się, że pełne wykorzystanie mocy silnika może nastąpić począwszy od liczby obrotów wrzeciona, będącej pierwszą z kolejnej drugiej ćwiartki zakresu, licząc od obrotów najmniejszych. Np. jeśli wrzeciono posiada $W_w = 18$ stopni prędkości, wówczas $n_w = 18/4 + 1 \approx 5$, tj. pełna moc napędowa może być wykorzystana począwszy od 5 biegu wrzeciona. Na pierwszych zaś czterech biegach zakłada się pracę obrabiarki ze stałym momentem na wrzecionie, określonym wg pełnej mocy i liczby obrotów n_w , od której zaczyna się przenoszenie pełnej mocy. Ilustruje to wykres ogólny rys. 3, podający zależność $N = f(n)$ i $M = \varphi(n)$.



Rys. 3

Ponieważ, jak wynika z powyższego, koła zębate w skrzynkach prędkości mogą pracować w zakresie stałych momentów na wrzecionie, stałej mocy na wrzecionie i w obydwu

zakresach kolejno, należy rozpatrzyć wszystkie trzy przypadki przyjmując dla uproszczenia jednakowy czas pracy koła na każdej szybkości obrotowej.

$$T_1 = T_2 = \dots = T_n = \frac{1}{w} \cdot T;$$

1. Koło w całym zakresie swoich w szybkości obrotowych przenosi stały moment ($M = \text{const}$); obciążenie statyczne

$$P_{st1} = P_{st2} = \dots = P_{stn} = \frac{2 \cdot M}{D_p} = \text{const};$$

obciążenie dynamiczne

$$P_{d1} = \frac{P_{st1}}{k_{v1}}, \quad P_{d2} = \frac{P_{st1}}{k_{v2}}, \quad \dots; \quad P_{dn} = \frac{P_{st1}}{k_{vn}};$$

gdzie: D_p — średnica podziałowa koła, k_v — dynamiczny współczynnik prędkości.

Po podstawieniu wartości $P_{d1} \dots P_{dn}$ do drugiego czynnika wzoru [10], dokonaniu uproszczeń i uwzględnieniu że obroty koła tworzą szereg geometryczny o wykładniku φ otrzymamy:

$$k_n = \sqrt[3]{\frac{1}{w} \left[1 + \left(\frac{k_{v1}}{k_{v2}}\right)^3 \cdot \varphi + \left(\frac{k_{v1}}{k_{v3}}\right)^3 \cdot \varphi^2 + \dots + \left(\frac{k_{v1}}{k_{vn}}\right)^3 \cdot \varphi^{n-1} \right]}. \quad [12]$$

2. Koło w całym zakresie swoich w szybkości obrotowych przenosi stałą moc ($N = \text{const}$);

$$M_1 = C \cdot \frac{N}{n_1}, \quad M_2 = C \cdot \frac{N}{n_2}, \quad \dots; \quad M_n = C \cdot \frac{N}{n_n};$$

$$P_{d1} = \frac{2 \cdot C \cdot N}{D_p \cdot n_1 \cdot k_{v1}}, \quad P_{d2} = \frac{2 \cdot C \cdot N}{D_p \cdot n_2 \cdot k_{v2}}, \quad \dots; \quad P_{dn} = \frac{2 \cdot C \cdot N}{D_p \cdot n_n \cdot k_{vn}}.$$

Po podstawieniu, jak poprzednio;

$$k_n = \sqrt[3]{\frac{1}{w} \left[1 + \left(\frac{k_{v1}}{k_{v2}}\right)^3 \cdot \frac{1}{\varphi^2} + \left(\frac{k_{v1}}{k_{v3}}\right)^3 \cdot \frac{1}{\varphi^4} + \dots + \left(\frac{k_{v1}}{k_{vn}}\right)^3 \cdot \frac{1}{\varphi^{2(n-1)}} \right]}. \quad [13]$$

3. Koło w części swojego zakresu w szybkości obrotowych od n_1 do n_{n-1} przenosi stały moment, a pozostałej części od n_n do n_{n+m} — stałą moc.

$$M_1 = M_2 = \dots = M_{n-1} = M_n = C \cdot \frac{N}{n_n};$$

$$M_{n+1} = C \cdot \frac{N}{n_{n+1}}, \quad \dots; \quad M_{n+m} = C \cdot \frac{N}{n_{n+m}};$$

$$P_{d1} = \frac{2 \cdot C \cdot N}{D_p \cdot n_n \cdot k_{v1}}, \quad \dots, \quad P_{dn-1} = \frac{2 \cdot C \cdot N}{D_p \cdot n_n \cdot k_{vn-1}}, \quad P_{dn} = \frac{2 \cdot C \cdot N}{D_p \cdot n_n \cdot k_{vn}};$$

$$P_{dn+1} = \frac{2 \cdot C \cdot N}{D_p \cdot n_{n+1} \cdot k_{vn+1}}, \quad \dots; \quad P_{dn+m} = \frac{2 \cdot C \cdot N}{D_p \cdot n_{n+m} \cdot k_{vn+m}}.$$

Po podstawieniu, jak poprzednio:

$$k_n = \sqrt[3]{\frac{1}{w} \left[1 + \left(\frac{k_{v1}}{k_{v2}}\right)^3 \cdot \varphi + \dots + \left(\frac{k_{v1}}{k_{vn-1}}\right)^3 \cdot \varphi^{n-2} + \left(\frac{k_{v1}}{k_{vn}}\right)^3 \cdot \varphi^{n-1} + \left(\frac{k_{v1}}{k_{vn+1}}\right)^3 \cdot \varphi^{n-3} + \dots + \left(\frac{k_{v1}}{k_{vn+m}}\right)^3 \cdot \varphi^{n-2m-1} \right]}. \quad [14]$$

Wzory [12], [13], [14] jak i wzór wyjściowy [10] są wzorami dokładnymi, ale mimo przejrzystej budowy, ze względu na szereg składników w wyrażeniach podpierwiastkowych, który rośnie ze wzrostem ilości biegów koła, nie są wygodne w codziennej praktyce konstruktora.

Jeżeli we wzorach [12], [13] i [14] pominąć dla uproszczenia w sumach podpierwiastkowych mnożniki

$$\left(\frac{k_{v1}}{k_{v2}}\right)^3; \dots; \left(\frac{k_{v1}}{k_{vn}}\right)^3; \dots; \left(\frac{k_{v1}}{k_{vn+m}}\right)^3,$$

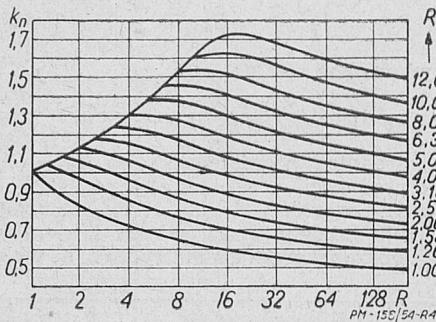
wówczas, po zsumowaniu, przyjmą one następującą postać:

$$k_n = \sqrt[3]{\frac{1}{w} \cdot \frac{1 - \varphi^n}{1 - \varphi}}; \quad [12a]$$

$$k_n = \sqrt[3]{\frac{1}{w} \cdot \frac{\varphi^{2n} - 1}{\varphi^{2n} - \varphi^{2(n-2)}}}; \quad [13a]$$

$$k_n = \sqrt[3]{\frac{1}{w} \cdot \left[\frac{1 - \varphi^n}{1 - \varphi} + \varphi^{n-3} \cdot \frac{\varphi^{-2m} - 1}{\varphi^{-2} - 1} \right]}; \quad [14a]$$

i wszystkie dadzą się przedstawić w postaci wspólnego wykresu $k_n = f(R, R')$, (rys. 4), określającego wartości liczbowe współczynnika k_n w zależności od pełnej rozpiętości szybkości obrotowych koła: $R = \frac{n_{max}}{n_{min}}$ i rozpiętości $R' = \frac{n_{obl}}{n_{min}}$, przy której obliczane koło przenosi stały moment, tj. tej rozpiętości szybkości obrotowych koła, która przekazuje na wrzeciono grupę obrotów zakresu stałego momentu.



Rys. 4

Wykres $k_n = f(R, R')$ jest zbudowany dla $\varphi = 1,26$; dla innych wartości znormalizowanych φ różnice są bardzo nieznaczne i nie posiadają praktycznego znaczenia a wykres z rys. 4 może być stosowany do obliczeń kół o różnych wartościach wykładnika φ .

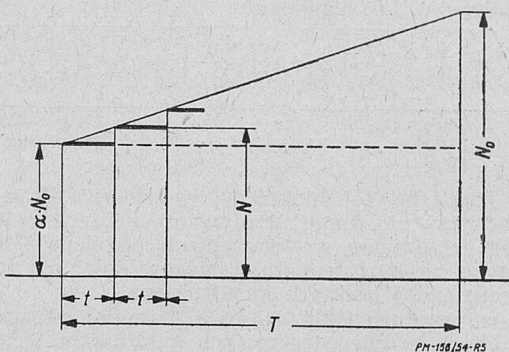
Wskutek pominięcia przyrostu stosunków współczynników dynamicznych prędkości, określane z wykresu wartości liczbowe k_n są obniżone w stosunku do wyliczonych (wzory [12], [13] i [14]) w sposób dokładny (dla szybkoobrotowych kół około 5 ÷ 8%). Zostało to uwzględnione w doborze obliczeniowych wartości nacisków powierzchniowych p_o w tabelicy I.

Określenie współczynnika k_N

Niechaj koło zębate pracujące w skrzynce prędkości przenosi przy stałych obrotach moc zmieniającą się od αN_o do N_o (N_o — pełna moc obliczeniowa, $\alpha \leq 1$ — stopień wykorzystania mocy), czas pracy koła t jest jednakowy dla każdej wartości mocy $\alpha N_o < N < N_o$, a T jest przewidzianym dla koła łącznym czasem pracy. Przebieg obciążenia koła można wobec tego przedstawić wykreślnie na rys. 5, na podstawie którego:

$$N \approx \alpha N_o + \frac{N_o(1 - \alpha)}{T} t. \quad [15]$$

Jeżeli w ciągu czasu Δt koło przenosi moc N , wówczas czas Δt_n w ciągu którego koło przenosząc moc obliczeniową N_o zużyje się w takim samym stopniu jak przy obciążeniu



Rys. 5

mocą N w czasie Δt — można określić w następujący sposób (na podstawie [2] i [3]):

$$\frac{\Delta t_n}{\Delta t} = \left(\frac{N}{N_o} \right)^3.$$

Przechodząc do nieskończonego małych odcinków czasu i uwzględniając zależność [15] można napisać

$$\frac{dt_n}{dt} = \left(\frac{N}{N_o} \right)^3; \quad t_n = \int_0^T \left(\frac{N}{N_o} \right)^3 dt; \quad t_n = \int_0^T \left(\alpha + \frac{1 - \alpha}{T} t \right)^3 dt.$$

Po scałkowaniu otrzymamy wyrażenie na równoważny czas pracy koła:

$$t_n = \frac{1 - \alpha^4}{4(1 - \alpha)} \cdot T.$$

Stosunek t_n/T określa współczynnik wykorzystania mocy napędowej przy stałych obrotach:

$$k'_N = \frac{t_n}{T} = \frac{1 - \alpha^4}{4(1 - \alpha)}; \quad k_N = \sqrt[3]{k'_N}. \quad [16]$$

Wartości liczbowe α są następujące: dla obrabiarek z przewidzianym stałym lub niemal stałym wykorzystaniem pełnej mocy napędowej (obrabiarki produkcyjne specjalne) przyjmuje się $0,95 < \alpha < 1,0$ i wówczas

$$k'_N \approx 1; \quad k_N \approx 1;$$

dla obrabiarek produkcyjnych ogólnego przeznaczenia przyjmuje się $\alpha = 0,5$:

$$k'_N = 0,47; \quad k_N = 0,78.$$

Wartości α mniejsze od 0,5 przyjmować można wyłącznie dla obrabiarek wybitnie uniwersalnych, w których eksploatacji przewiduje się b. częste operacje obróbkowe zużywające nieznaczne moce.

Określenie współczynnika k_y

Współczynnik k_y wprowadza się do wzoru [11] wtedy, gdy obliczane koło zębate pracuje (przenosi moc) nie przy wszystkich obrotach wrzeciona, ale tylko przy niektórych ich grupach a więc przy kilku równoległych przekładniach między sąsiednimi wałkami, z których każda włącza się przy różnych grupach obrotów wrzeciona, a rozpatrywane koło pracuje w jednej z tych przekładni.

Współczynnik ten określa się ze wzoru:

$$k_y = \frac{1,3}{y},$$

w którym y oznacza ilość równoległych przekładni między dwoma wałkami, a 1,3 jest współczynnikiem bezpieczeństwa. Dla kół pracujących stale, tj. przy wszystkich obrotach wrzeciona $k_y = 1$ i we wzorze [11] należy go pominąć.

W takim ujęciu, w wyrażeniu podpierwiastkowym wzoru [11], T jest czasem pracy koła zębatego wyrażonym w godzinach pracy obrabiarki. Czas ten przyjmuje się:

dla kół zębatach małych i średnich obrabiarek $T = 10000 \div 15000$ godz.

dla kół zębatach ciężkich obrabiarek (o dużych m) $T \geq 25000$ godz.

Wartości graniczne współczynnika trwałości K

Są one określone zakresem stosowalności zależności wyjściowych [2] i [3]. Wartość najmniejszą wyznacza się z warunków wytrzymałości doraźnej na nacisk (nie dopuszczalność odkształceń plastycznych). Dla nacisków powierzchniowych otrzymuje się wówczas $K_{min} = 0,4$.

Wartości największe są zależne od ilości cykli obciążenia N_c , przy których jest osiągana trwała granica zmęczenia Z (p. 2 rys. 1 i 2).

A zatem dla zahartowanych kół zębatach, obliczanych na naciski, wg wartości obliczeniowych p_o kg/mm² czyli ograniczonej granicy zmęczenia, odpowiadającej ilości cykli $N_{cwz} = 10^7$ otrzymamy:

$$K_{max} = \sqrt[3]{\frac{25 \cdot 10^7}{10^7}} \approx 3;$$

dla kół zaś ulepszanych obliczanych wg trwałej granicy zmęczenia, odpowiadającej $N_c = 10^7$:

$$K_{max} = \sqrt[3]{\frac{10^7}{10^7}} = 1.$$

Ponieważ jednak w warunkach pracy skrzynek prędkości obrabiarek, średnio- i szybkoobrotowe koła zębata osiągną wzorcową ilość cykli obciążenia (10^7) po stosunkowo krótkim okresie pracy, koła ulepszone należy obliczać na naciski raczej przy obciążeniu największym, w założeniu jego trwałego działania, tj. przyjmując $K = 1$.

Ostatecznie wartości graniczne współczynnika trwałości K przy obliczeniach na naciski powierzchniowe będą następujące:

TABLICA II. Obliczenia kół zębatach na nacisk powierzchniowy

Wzory dla naprężeń		Wzory dla modułów		Wzory dla czynnych szerokości wieńców	
$p_c = \frac{B}{z \cdot m} \cdot \sqrt{\frac{(i \pm 1) \cdot k_o \cdot N \cdot K}{i \cdot b_o \cdot n_o \cdot k_v}} \leq p_o \text{ kG/mm}^2$	[17]	Kół zębate walcowe o zębach prostych			
		$m = \frac{B}{z \cdot p_o} \cdot \sqrt{\frac{(i \pm 1) \cdot k_o \cdot N \cdot K}{i \cdot b_o \cdot n_o \cdot k_v}} \text{ mm}$			
		[17']			
		znak + dla zazęb. zewnętrzn. znak - dla zazęb. wewn.			
$p_c = \frac{B \cdot \cos \beta}{z \cdot m} \cdot \sqrt{\frac{(i \pm 1) \cdot k_o \cdot N \cdot K}{i \cdot b_o \cdot n_o \cdot k_v}} \leq p_o \text{ kG/mm}^2$	[18]	Kół zębate walcowe o zębach śrubowych			
		$m = \frac{B \cdot \cos \beta}{z \cdot p_o} \cdot \sqrt{\frac{(i \pm 1) \cdot k_o \cdot N \cdot K}{i \cdot b_o \cdot n_o \cdot k_v}} \text{ mm}$			
		[18']			
		znak + dla zazęb. zewnętrzn., znak - dla zazęb. wewn.			
$p_c = \frac{B}{z \cdot m (1 - 0,5 \psi)} \cdot \sqrt{\frac{i^2 + 1 \cdot k_o \cdot N \cdot K}{i \cdot b_o \cdot n_o \cdot k_v}} \leq p_o \text{ kG/mm}^2$	[19]	Kół zębate stożkowe o zębach prostych			
		$m = \frac{B}{z \cdot p_o (1 - 0,5 \psi)} \cdot \sqrt{\frac{i^2 + 1 \cdot k_o \cdot N \cdot K}{i \cdot b_o \cdot n_o \cdot k_v}} \text{ mm}$			
		[19']			
		b _o = $\left[\frac{B}{z \cdot m (1 - 0,5 \psi)} \right]^2 \cdot \frac{\sqrt{i^2 + 1 \cdot k_o \cdot N \cdot K}}{p_o^2 \cdot i \cdot n_o \cdot k_v} \text{ mm}$			
$p_c = \frac{B \cdot \cos \beta}{z \cdot m (1 - 0,5 \psi)} \cdot \sqrt{\frac{i^2 + 1 \cdot k_o \cdot N \cdot K}{i \cdot b_o \cdot n_o \cdot k_v}} \leq p_o \text{ kG/mm}^2$	[20]	Kół zębate stożkowe o zębach śrubowych i łukowych			
		$m = \frac{B \cdot \cos \beta}{z \cdot p_o (1 - 0,5 \psi)} \cdot \sqrt{\frac{i^2 + 1 \cdot k_o \cdot N \cdot K}{i \cdot b_o \cdot n_o \cdot k_v}} \text{ mm}$			
		[20']			
		b _o = $\left[\frac{B \cdot \cos \beta}{z \cdot m (1 - 0,5 \psi)} \right]^2 \cdot \frac{\sqrt{i^2 + 1 \cdot k_o \cdot N \cdot K}}{p_o^2 \cdot i \cdot n_o \cdot k_v} \text{ mm}$			

- dla kół o zębatach utwardzonych (zahartowanych na wskroś, nawęglonych i zahartowanych, zahartowanych powierzchniowo pr. w. częst. itp.): $0.4 \leq K \leq 3$
- dla kół ulepszonych ($H_B \leq 350$) $K = 1$

Jeżeli więc dla koła o zębatach utwardzanych, wypadnie ze wzoru [11] wartość K mniejsza od 0,4 albo większa od 3,0, do dalszych obliczeń należy przyjąć odpowiednio $K = 0.4$ albo $K = 3.0$.

c. Wzory obliczeniowe, tablice, wykresy

W tablicy II zestawione są robocze wzory obliczeniowe dla różnych rodzajów kół zębatych obliczanych na naciski powierzchniowe.

Oznaczenia w tych wzorach są następujące:

p_c — nacisk powierzchniowy międzyzębny w kG/mm²;
 p_o — wartość obliczeniowa nacisku powiechn. kG/mm² (tabl. I), określona na podstawie wytrzymałości zmęczenia-owej zewn. warstwy powierzchni roboczej zęba na nacisk przy $N_{cwz} = 10^7$;
 B — współczynnik liczbowy (tablica III);

TABLICA III. Wartości współczynnika B

Kąt przyporu α	Materiały współpracujących kół		
	stal na stali	stal na żel. lub brazie	żeliwo, brąz na żel. brazie
	Wartości współczynnika B		
20°	180000	140000	120000
15°	200000	160000	135000

N — moc przenoszona przez koło zębata w KM ($N = N_{siln} \cdot \eta$);

z — ilość zębów koła;

m — moduł normalny koła w mm, dla kół stożkowych — największy moduł normalny;

D_o — czynna szerokość wieńca koła w mm (pu uwzględnieniu strat na zaokrąglenia zębów itp.);

i — przełożenie, przy czym $i \geq 1$;

n_o — obliczeniowa liczba obr./min koła, od której począwszy przenosi ono pełną moc;

β — kąt odchylenia zębów kół o zębatach śrubowych; dla kół stożkowych o zębatach śrubowych lub łukowych — średni kąt odchylenia zębów (°);

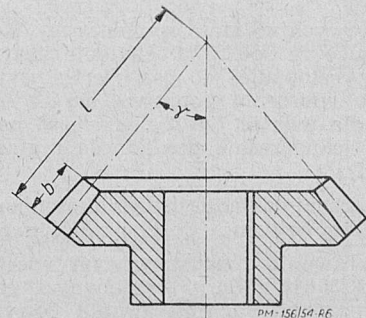
ψ — b/l (rys. 6) dla kół stożkowych;

k_v — dynamiczny współczynnik prędkości;

$$k_v = \frac{C}{C + v}; \quad v = \frac{\pi \cdot z \cdot m \cdot n_o}{60000} \text{ m/sek};$$

(dla kół o zębatach śrubowych $m_c = m \cdot \cos \beta$).

Wartości C:



Rys. 6

Dla kół II kl. dokł o zębatach miękkich, nieszlifowanych $C = 6$
 „ „ „ „ „ „ „ utwardzonych, szlifowanych,
 „ „ „ „ „ „ „ wiórkowanych lub docieranych
 $C = 9 \div 10$

Dla kół o zębatach śrubowych $0.9 \leq k_v < 1$

k_o — współczynnik przeciążenia $k_o = k_1 \cdot k_2$; $k_1 = 1.0 \div 1.25$ — współcz. przeciążenia silnika; wprowadza się tylko

wtedy, gdy moc silnika napędowego jest obrana z uwzględnieniem jego systematycznego przeciążenia;

k_2 — współczynnik nierównomierności rozkładu obciążenia na czynnej szerokości zęba; $k_2 = 1$ dla kół osadzonych na wałkach (między łożyskami) o normalnej sztywności; $k_2 = 1,2$ dla kół osadzonych konsolowo albo w pobliżu łożysk na mało sztywnych wałkach; $k_2 = 1,5$ — dla kół stożkowych o zębach łukowo-kołowych (Gleason) przy obliczeniu na naciski;

K — współczynnik trwałości, określony wzorem [11].
We wzorze tym współczynnik k_N określa się z tablicy IV,

TABLICA IV. Wartości współczynnika k_N

Przewidywane wykorzystanie mocy	k_N
Stałe lub niemal stałe wykorzystanie pełnej mocy napędowej	1.0
Jednakowy czas pracy na każdej wartości mocy od połowy do pełnej; Zasadniczy przypadek obliczeniowy dla większości obrabiarek	0.78
Jednakowy czas pracy na każdej wartości mocy od zera do pełnej	0.68

a współczynnik k_n — z wykresu rys. 4 w zależności od R i R' .

Jeżeli obliczane koło pracuje z różnymi następującymi po nim gałęziami układu kinematycznego skrzynki prędkości, wówczas może się okazać, że przy różnych grupach prędkości

wrzucona będzie ono miało różne wartości R' . Wówczas dla określenia współczynnika k_n należy użyć wzoru:

$$k_n = \sqrt[3]{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m k_{nm}^3};$$

gdzie: m — ilość różnych możliwych wartości R' ,

k_{nm} — wartości k_n odczytane z wykresu rys. 4 dla poszczególnych wartości R' .

d. Obliczenie czasu pracy koła

W oparciu o wzór [11] i wzory [17] ÷ [20] z tablicy II można obliczyć przybliżony czas pracy określonego koła zębatego przy obliczeniach sprawdzających.

Po podstawieniu do wzoru np. [17] $K = 1$, otrzymamy rzeczywistą wartość największego nacisku międzyzębnego:

$$p_{crz} = \frac{B}{z \cdot m} \sqrt{\frac{(i \pm 1) \cdot k_o \cdot N}{i \cdot b_o \cdot n_o \cdot k_v}}; \quad [17a]$$

po podzieleniu stronami wzoru [17] przez wzór [17a] i uwzględnieniu wzoru [11] otrzymamy:

$$\left(\frac{p_o}{p_{crz}}\right)^2 = k_n \cdot k_N \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_1 \cdot T \cdot k_y}{10^7}}.$$

Rozwiązując powyższe równanie względem T otrzymamy:

$$T = \frac{1,67 \cdot 10^5}{n_1} \left(\frac{p_o}{p_{crz}}\right)^6 \cdot \frac{1}{(k_n \cdot k_N)^3 \cdot k_y} \text{ godz.} \quad [21] \quad (c.d.n.)$$

Szybkościowe wiercenie głębokich otworów

621.95-473

Prof. mgr inż. MARIAN WAKALSKI

Głębokie otwory występują we wrzecionach obrabiarek, w cylindrach hydraulicznych, w kadłubach pomp, w wałach okrętowych, w kokilach do odśrodkowego odlewania rur, w narzędziach pneumatycznych, w wytaczadłach itp. Wykonujemy je przy ruchu obrotowym przedmiotu. Narzędzia do wiercenia głębokich otworów winny wykazywać dostatecznie długi okres trwałości ostrza, który winien być co najmniej równy czasowi wiercenia jednego otworu.

Wiercenie i rozwiercanie głębokich otworów za pomocą narzędzi ze stali szybko tnącej w okresie kilkunastu lat pozwoliło nagromadzić rozległe doświadczenie w tej dziedzinie. W ostatnich latach doświadczenie to zostało wykorzystane do osiągnięcia optymalnych wyników wiercenia i rozwiercania głębokich otworów z zastosowaniem ostrzy z węglików spiekanych.

Pierwsze wiertła do wiercenia głębokich otworów obłożone węglikami spiekany miły kształt wiertła lufowego. Po wielu próbach stwierdzono, że dla ostrza z węglików spiekanych konieczna jest inna geometria ostrza, jak dla stali szybko tnącej. Wierzchołek wiertła musi być położony w odległości $\frac{D}{10}$ od osi wiercenia, a nie $\frac{D}{4}$, jak to stosowano do wiertel lufowych ze stali szybko tnącej. Konieczne są tu dwie prowadnice ze spieku. Pochylenie krawędzi tnącej w stosunku do prostopadłej do osi wiertła wynosi $10 \div 20^\circ$. Współosiowość wiercenia poprawia się ze wzrostem ilości obrotów, np. dla wiertła $7,6 \Phi$ z $n = 600$ na 3000 obr/min. Poprawia się jednocześnie dokładność i gładkość powierzchni (tablica I).

Osiąganie znacznej dokładności i gładkości powierzchni przyczynia się do zmniejszenia ilości przejść narzędzia (rys. 1).

Szybkość skrawania przedstawionym wiertłem nie może być niższa od 50 m/min; w przeciwnym razie występują drgania. Przy szybkościach skrawania powyżej 100 m/min

i przy dużych posuwach okazuje się, że wiertło tego typu jest za słabe.

Wiertło lufowe z wydrążeniem do odprowadzania wiórów wykazuje mały wskaźnik przekroju. Lepszy wskaźnik przekroju posiada rura.

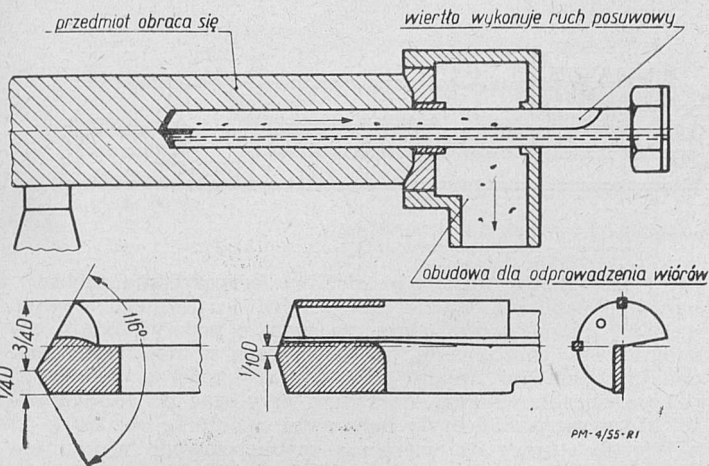
Dalsza ewolucja to głowica do poziomego wiercenia umieszczona na wytaczadle (żerdzi) z rury. Olej chłodzący za pośrednictwem urządzenia doprowadzającego przepływa przez przestrzeń pomiędzy powierzchnią wierzonego otworu i głowicą, dostaje się pod ciśnieniem do ostrza, następnie razem z wiórami przepływa przez przewód w osi wytaczadła i unosi na zewnątrz wióry, które nie stykają się z powierzchnią wierzonego otworu. Ważne jest, aby wióry nie dostawały się na prowadnice głowicy, co mogłoby spowodować zakleszczenie się oraz zniszczenie narzędzia. Nawet najmniejsze wióry na prowadnicy poważnie uszkadzają powierzchnię wierzonego otworu (rys. 2).

Przez należyty dobór przestrzeni pomiędzy powierzchnią przewodu i głowicą oraz przez odpowiedni dobór ciśnienia oleju można w znacznej mierze wyeliminować drgania.

Rozpatrując wiercenie głębokich otworów o dużych średnicach zajmujemy się częściej stosowanym wierceniem za pomocą wielonożowego wiertła rurowego. Przedmiot, w którym wiercimy głęboki otwór zostaje ustalony na dwustronnej wiertarce poziomej za pomocą uchwytów

TABLICA I. Wiercenie stali o $R_p = 100 \div 120$ kg/mm² wiertłem lufowym z ostrzem ze spieku

Średnica w mm	7	10	15	25	40
n obr/min	3000 ÷ 3500	2500 ÷ 2800	1600 ÷ 2000	1000 ÷ 1200	600 ÷ 700
Posuw p w mm/obr	0,012	0,014	0,016	0,02	0,028
Posuw p w mm/min	40	38	30	22	19
Ciśnienie oleju at	35	30	25	22	12
Trwałość ostrza wyrażona głębokością wiercenia w mm	480	460	420	360	240



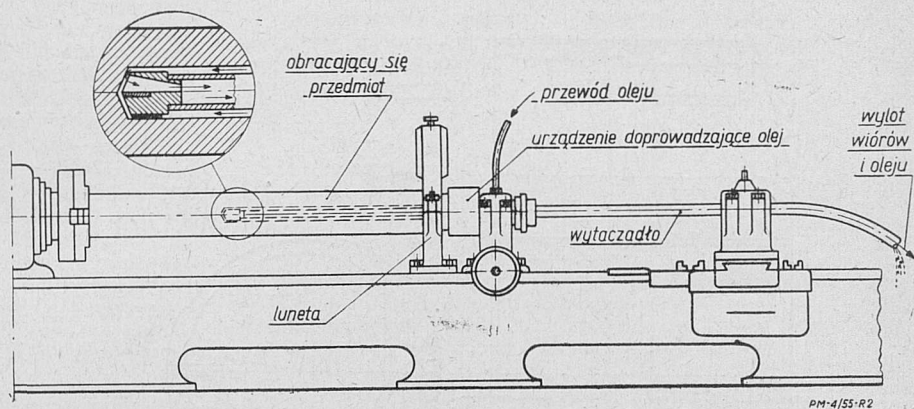
Rys. 1. Wiertła lufowe.

szczękowych, zamocowanych na wrzecionie z przelotem i podparty na końcach podtrzymałkami (lunetami). Wiercenie odbywa się z dwóch stron jednocześnie. Do wiercenia służą wiertła rurowe o 2—4 nożach ze stali szybko tnącej, osadzone w wytaczadłach o kształcie rur, które wykonują ruch posuwowy w stosunku do wierconego przedmiotu pozostającego w ruchu obrotowym. Ostrza podcinają pierścieniowo materiał pozostawiając rdzeń wchodzący stopniowo do przewodu w wytaczadle. Średnica wewnętrzna ustawienia noży osadzonych z czoła wiertła rurowego jest większa od średnicy zewnętrznej wytaczadła, co zabezpiecza wolną przestrzeń niezbędną do odprowadzania wiórów unoszonych przez chłodziwo. To ostatnie jest doprowadzane pod ciśnieniem przez wytaczadło rurowe do strefy skrawania, skąd wraz z wiórami odpływa z powrotem przez wiercony otwór do zbiorników. W ten sposób są wiercone otwory o długości do 24 m. Początek wiercenia wyznaczają poprzednio na obydwu końcach przedmiotu dokładnie wytoczone otwory wejściowe, w które zostają wprowadzone wiertła. I tak np. przedmiot ze stali kutej o długości ok. 10 m był wiercony na średnicę 216 mm w czasie 55 godzin za pomocą dwóch wiertel rurowych (głowic) zaopatrzonych w 4 noże ze stali szybko tnącej i 4 listwy prowadzące, wykonane z brązu. Szerokość nacinanej powierzchni pierścieni-

powyższy ilustruje wyniki uzyskiwane przy wierceniu za pomocą narzędzi ze stali szybko tnącej (rys. 3 i 4).

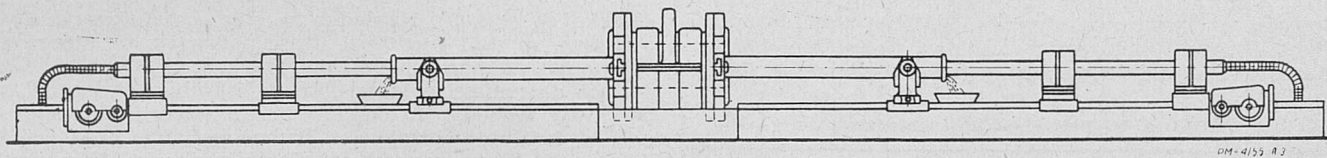
Badania nad możliwościami, jakie daje wiercenie za pomocą wiertła rurowego z zastosowaniem węglików spiekanych, wykazały, że posiadane wiertarki poziome (forezy) nie nadają się do wiercenia tego rodzaju narzędziami.

Specjalna wiertarka pozioma typu *Schiess* do szybkościowego wiercenia została rozwiązana w ten sposób, żeby drgania pochodzące od przekładni zębatych mechanizmu napędowego były minimalne (rys. 5). Napęd z silnika o mocy ok. 70 KM przez sprzęgło podatne. Część sprzęgła osadzona na wale silnika ma postać bębna, na którym znajduje się taśma hamulcowa sterowana elektrohydraulicznie. Druga część sprzęgła osadzona na wałku przekładni stanowi tarczę pokrytą warstwą gumy, zabezpieczoną na krawędziach nakładkami ze stali. Obie części są połączone za pomocą 12 sworzni. Wrzeciono jest napędzane za pomocą 22 pasów o przekroju trapezowym. Silnik i skrzynka biegów są ustawione na wspólnej podstawie umożliwiającej napinanie pasów. W ten sposób można uzyskać napięcie wstępne na wrzecionie w określonym kierunku i usunąć luzy w kierunku ruchu, co w rezultacie sprowadza drgania do minimum. Skrzynka biegów zapewnia 18 różnych prędkości, w szeregu geometrycznym od 22 do 850 obr./min. Na wrzecionie znajduje się tzw. latarnia. Przez otwory w latarni można wprowadzać wiertło (głowicę do wiercenia). Są one dosta-



Rys. 2. Wiercenie z zewnętrznym doprowadzeniem chłodziwa.

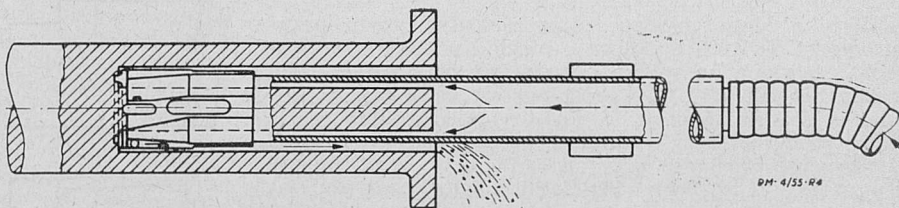
tecnie duże, aby można było zdejmować wiertło po skończeniu wiercenia, zamiast wycofywać je przez całą długość przewodu narażając powierzchnię na porysowanie. Uchwyty szczękowy jest połączony z płaszczyzną czołową latarni. Napęd wałka pociągowego, biegnącego przez całą długość łoża,



Rys. 3. Wiercenie dwustronne.

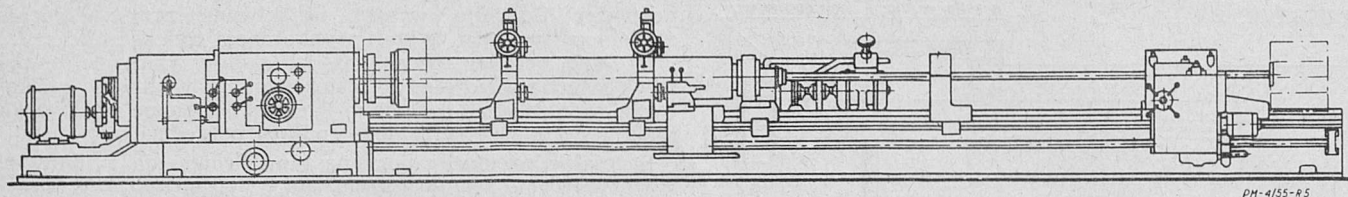
wej wynosiła 49 mm, zaś średnica otrzymanego rdzenia 118 mm. Przedmiot wykonywał 10 obr./min, a szybkość skrawania wynosiła 6,7 m/min przy posuwie 0,15 mm/1 obr. Posuw godzinowy wynosił 89 mm. Ostrza wymagały ostrzenia po wywierceniu otworu o długości 1,5 m. Otrzymywano stosunkowo gładką powierzchnię otworu z niezbyt wyraźnymi śladami ostrzy; powierzchnia rdzenia była równie gładka. Na skutek ostrzenia noży szerokość powierzchni pierścieniowej zmniejsza się i tak np. w opisanym przypadku spadała ona z 49 mm u wejścia do 46 mm pod koniec wiercenia. W związku z tym zmniejsza się stopniowo średnica wierconego otworu oraz powstającego w wyniku wiercenia wiertłem rurowym rdzenia. Otrzymuje się przy tym pewną mimośrodkowość wierconego otworu, która w przytoczonym przykładzie wynosiła od 2,4 do 4,7 mm na długości 19,5 m. Przykład

głowica 4-ronożowa



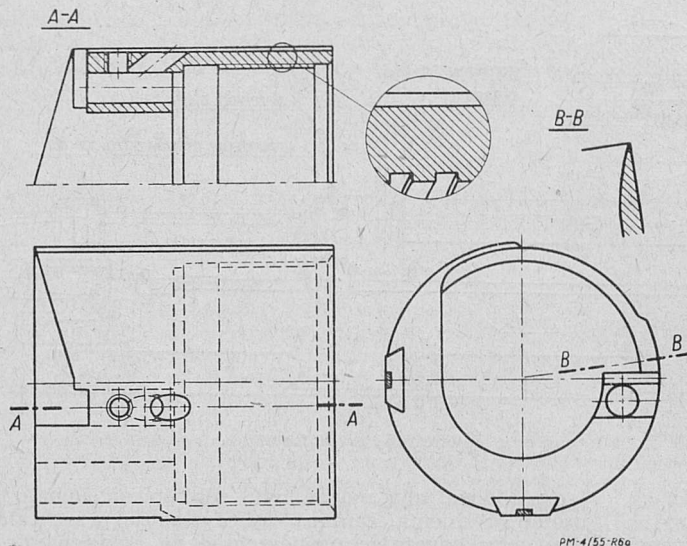
Rys. 4. Wiertło rurowe i krążenie chłodziwa.

od koła zębatego umieszczonego na tylnym końcu wrzeciona, przez skrzynkę prędkości. Suport wytaczadła mieści w sobie układ kół zębatych dla zmiany posuwów zapewniający sześć grup posuwów odwracalnych. Posuw wynosi od 0,05 do 14 mm na 1 obr. przy obrotach wrzeciona od $n = 600$ obr./min. Dla n ponad 600 obr./min posuw wynosi od 0,03 do 10 mm na 1 obr. Przesuw przyspieszony w obydwu kie-

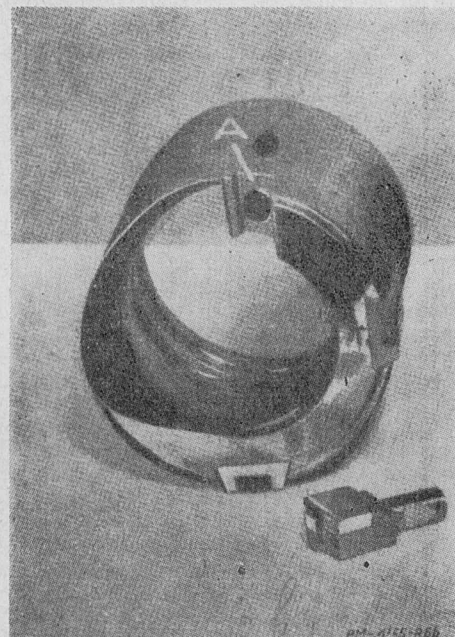


Rys. 5. Wiertarka pozioma do szybkościowego wiercenia głębokich otworów.

runkach z $v = 2,75$ m/min za pomocą specjalnego silnika lub ręczny. Uchwyt wytaczadła na suportie może być przystosowany do różnych średnic. Wałek pociągowy napędza też suport dodatkowy, uniwersalny. Zakres posuwów tego suportu wynosi od 0,15 do 0,66 mm/obr przy 600 obr/min. i od 0,09 do 0,43 mm/obr przy wyższych obrotach. Na łożu znajdują się dwie lunety przesuwane ręcznie lub za pomocą pokrętła, koła zębatego i zębátky. Dolne rolki lunety dają się jednocześnie przestawiać, co umożliwia ustawienie wierconego przedmiotu. Trzecia rolka podtrzymująca jest umieszczona w górnej części lunety, a po zamknięciu lunety jest dociskana do wierconego przedmiotu za pomocą sprężyny o dużej sile. Obie lunety podtrzymujące wytaczadło są przestawiane ręcznie. Można je przystosować do wytaczadeł o różnych średnicach.



Rys. 6a. Wiertło rurowe (głowica) o jednym nożu do szybkościowego wiercenia.



Rys. 6b. Wiertło rurowe o jednym nożu.

Wiercenie szybkościowe wymaga znacznej ilości chłodziwa (tabl. II). Ilość oleju jest zależna od przestrzeni pomiędzy narzędziem i przewodem i od głębokości wiercenia. Obję-

TABLICA II. Potrzebna ilość chłodziwa

Dla ϕ w mm	10	20	30	40	50	60	70
Ilość chłodziwa l/min	$5 \div 8$	$10 \div 13$	$18 \div 20$	$30 \div 40$	do 130	do 220	do 330

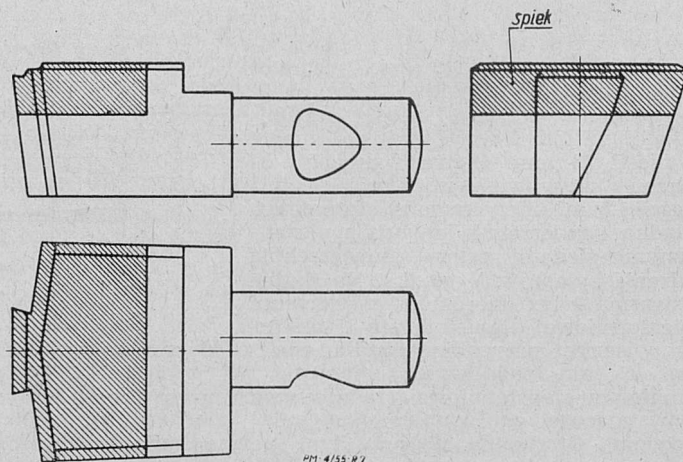
tość zbiornika oleju chłodzącego w rozpatrywanym przypadku wynosi ok. 1300 l. Zbiornik biegnie wzdłuż łoża. Motopompa ustawiona na wózku porusza się po prowadnicach przez całą długość łoża tak, że chłodziwo może być doprowadzane w dowolnym punkcie. Pompę napędza silnik elektryczny o mocy 33 KM. Wydajność pompy jest regulowana i może wynosić 530 l/min przy ciśnieniu $p = 16$ at lub 380 l/min przy $p = 21$ at. Dwa oddzielacze magnetyczne umieszczone od strony ssącej nie dopuszczają do pompy cząstek stali (wiórów i inn. zanieczyszczeń). Na głowicy wrzeciona, suportie i na jednej z lunet podtrzymujących wytaczadło są rozmieszczone przyciski sterujące. Ponadto na suportie umieszczają się zderzak i amperomierz połączony z obwodem silnika napędu głównego. Gwałtowny skok strzałki amperomierza sygnalizuje uszkodzenie narzędzia i wszelkie nieprawidłowości w pracy, co pozwala uniknąć poważnych awarii. Obrabiarka jest wyposażona w urządzenie rejestrujące siłę posuwową, moment obrotowy na wiertle, ciśnienie i tempe-

raturę chłodziwa. Jest więc możliwe bezpośrednie zaobserwowanie zaburzeń w wierceniu, które do pewnego stopnia dają się usunąć przez uderzenia oleju o podwyższonym ciśnieniu. Zasygnalizowane, twarde miejsca w materiale wierconym wymagają zmiany posuwu i szybkości skrawania.

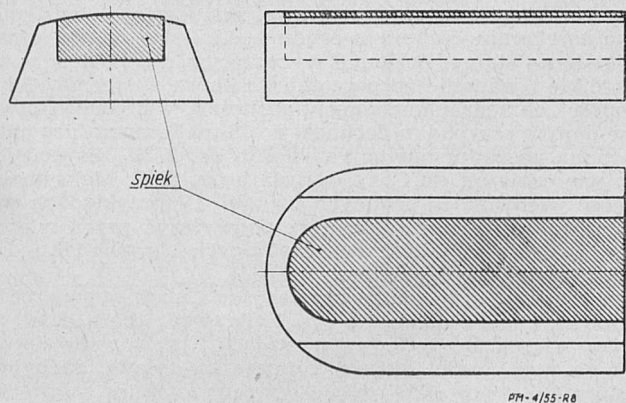
Łoże obrabiarki musi dokładnie przylegać do fundamentu, który ma postać bryły betonowej o ciężarze ok. 120 t.

Wiertło rurowe do wiercenia szybkościowego wykonujemy ze stali stopowej, z dużą dokładnością i jako wymienne. Składa się ono z cylindrycznego kadłuba drażnionego (rys. 6a i b), posiadającego z czoła gniazdo 1 noża z węglików

spiekanych (rys. 7). Nakładkę ze spieku nalutowuje się na podstawę ze stali węglowej. Część podstawy, na której spoczywa nakładka ze spieku, ma przekrój prostokątny. Część służąca do umiejscowienia noża w kadłubie ma kształt czoła, który wchodzi do odpowiedniego otworu. Do ustalenia noża w kadłubie służy kołek śrubowy. Ostrze noża jest podzielone na trzy równe części. Część środkowa ostrza wystą-



Rys. 7. Nóż z ostrzem z węglików spiekanych do wiertła rurowego.



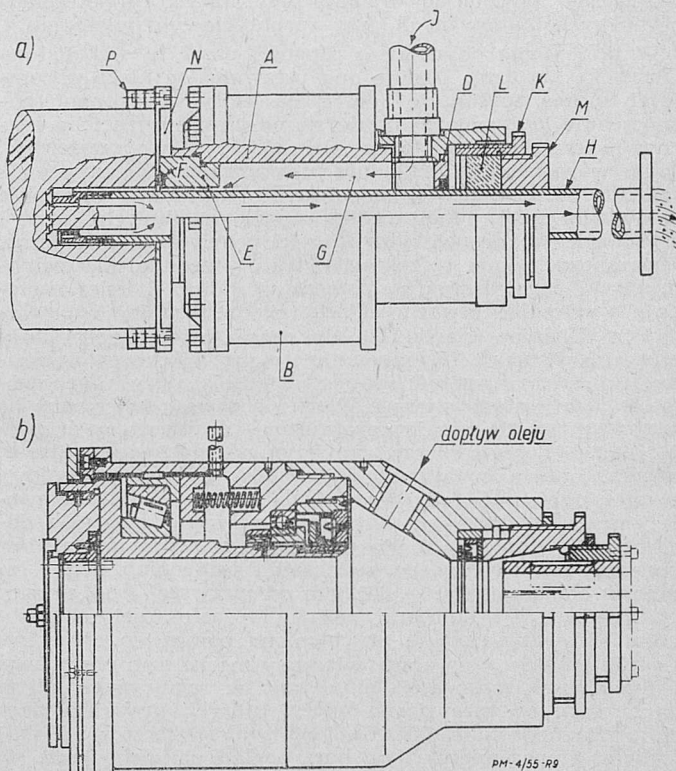
Rys. 8. Listwa prowadząca z nakładką z węglików spiekanych.

je na szerokość łamacza wiórów. Obie części boczne są nieco nachylone w stosunku do części środkowej. Dokładnie na przeciw noża u dołu wiertła rurowego znajduje się listwa prowadząca (prowadnica) z wkładką z węglików spiekanych (rys. 8), zaś w połowie odległości pomiędzy nożem i dolną listwą prowadzącą znajduje się druga listwa. Ta listwa prowadząca podtrzymuje wiertło podczas wiercenia i przeciwdziała sile skrawania, podczas gdy pierwsza listwa wywiera decydujący wpływ na wielkość średnicy wierconego otworu. Czynność ta jest w zupełności automatyczna. Jeżeli ostrze schodzi z wymiaru a średnica lokalnie rośnie, wówczas nacisk na przeciwną listwę maleje. Wobec tego narzędzie zostaje odepchnięte ku dołowi na tak długo, dopóki nie zostanie przywrócona równowaga, a wiercona średnica nie osiągnie właściwego wymiaru. Jeżeli ostrze skrawa poniżej właściwego wymiaru, a średnica maleje, wówczas rośnie nacisk na listwę prowadzącą, który przeniesiony automatycznie na ostrze powoduje wzrost średnicy. Opisany efekt można uzyskać jedynie dzięki wymienionym listwom prowadzącym, przy podanej ich ilości i właściwym rozmieszczeniu. Dwie listwy stanowią minimum; listwy dodatkowe są zbędne i niepożądane.

Listwy prowadzące ze spieku są nalutowane na podstawie ze stali węglowej o zawartości ok. 0,6% C. Po zmontowaniu listwy są szlifowane na średnicę o 0,2 mm mniejszą od średnicy na ostrzu. Brzeg listwy od strony czynnej nieco wystaje z podstawy, która jest lekko ścięta, co zabezpiecza przed dostawianiem się ziaren spieku pomiędzy listwę i wiercony otwór. Tylony brzeg podstawy jest ostry i schodzi się dokładnie z górną powierzchnią listwy ze spieku. Grubość kadłuba wiertła jest większa na półowodzie niosącym nóż i listwy prowadzące. Na części obwodu grubość kadłuba maleje od występu umożliwiającego pomiar średnicy ustawienia noża aż do punktu przeciwnego prowadnicy przeciwdziałającej sile skrawania. Dalej od tego punktu aż do miejsca osadzenia noża kadłub wiertła ma grubość zmniejszoną, lecz stałą. Od czoła w tej części znajduje się regularne stożkowe wybranie (odpływowe). To ostatnie służy do odprowadzania wiórów i krążenia chłodziwa. Opisane wiertło nadaje się do wiercenia otworów o średnicy od 45 do 150 mm. Wióry są łamane w otworze odpływowym. Uderzają one o czoło głowicy zanim zostaną porwane przez strumień oleju, co powoduje wycieranie wybrania odpływowego. Wióry są usuwane za pomocą strumienia chłodziwa doprowadzanego pod wysokim ciśnieniem do przestrzeni pomiędzy wytaczadłem i wierconym otworem. Stosujemy w tym celu głowicę ciśnieniową, obrotową, która obejmuje wytaczadło i jest połączona z wierconym przedmiotem. Rys. 9a przedstawia głowicę ciśnieniową, ustawioną na obrabiarkę. Tuleja wewnętrzna A obraca się na stożkowych łożyskach wałeczkowych w obudowie B, która spoczywa w lunecie. Pomiedzy obudową i tuleją wewnętrzną znajduje się uszczelnienie zamykające olej w części mieszczącej łożyska. Dodatkowy pierścień uszczelniający uniemożliwia przedostawanie się chłodziwa do łożysk wałeczkowych. Pierścień uszczelniający D zabezpiecza przed wydostawaniem się chłodziwa ku tyłowi. Z przodu w tuleję A wkręca się pierścień E zaopatrzony w pierścienie uszczelniające F, który jest dociśnięty do czoła wierconego przedmiotu. Średnica wewnętrzna pierścienia E jest tak dobrana, aby pomiędzy nim a wytaczadłem H pozostawała przestrzeń przepuszczająca chłodziwo z przestrze-

ni G do wierconego otworu. Chłodziwo dopływa pod ciśnieniem przez łącznik J do przestrzeni G, skąd płynie ku nożowi, stamtąd zaś wraz z wiórami odpływa przez przewód w wytaczadle do zbiornika. Wkładka drewniana L podtrzymuje wytaczadło w głowicy ciśnieniowej oraz amortyzuje drgania. Mieści się ona w tulei K, spoczywając w stożkowym gnieździe, w które zostaje wciśnięta za pomocą wkrętki M. Wkładka drewniana składa się z trzech segmentów, co umożliwia regulację docisku jej do wytaczadła. Należy nadmienić o trudnościach występujących przy doborze uszczelnień zapewniających należyłą szczelność całego urządzenia. Ze zmianą średnicy wiercenia zachodzi konieczność zmiany pierścienia E, wkładki drewnianej L, pierścienia uszczelniającego D i odpowiednich pierścieni współdziałających. Tarcza N nakręcona na pierścień E nadaje ruch obrotowy tulei A pod działaniem pierścienia P umocowanego na wierconym przedmiocie za pomocą śruby ustalającej. Dwa sworznie wkręcone do pierścienia P wchodzą do odpowiednich otworów w tarczy N. Otwory te posiadają średnicę większą od średnic sworzni. Wkładki pośrednie ze skóry lub gumy łagodzą drgania. Luneta podtrzymująca głowicę ciśnieniową dociska ją jednocześnie do czoła przedmiotu. Są głowice ciśnieniowe, w których tuleja wewnętrzna A wraz z pierścieniem F i nakręconą tarczą N jest dociskana do czoła przedmiotu za pomocą sprężyny. Występuje wówczas siła pozioma działająca na wrzeciono obrabiarki.

Przy opisanym sposobie wiercenia głębokich otworów, wióry nie stykają się z wierconą powierzchnią. Ważne jest, aby wióry nie dostawały się na listwy prowadzące, co mo-



Rys. 9. Głowice ciśnieniowe.

głoby spowodować zatarcie się narzędzia i uszkodzenie powierzchni wierconego otworu. Zaletą przedstawionego wiertła jest dobre gładzenie wierconej powierzchni przez listwy prowadzące przy dostatecznym smarowaniu. Chłodziwo pod wysokim ciśnieniem tłumi drgania, a przez właściwy dobór przestrzeni pomiędzy wierconą powierzchnią i wiertłem oraz przez odpowiedni dobór ciśnienia chłodziwa można w zupełności wyeliminować drgania. Wióry są łamane w otworze odpływowym. Pod wpływem znacznej szybkości skrawania wióry uderzają o czoło wiertła zanim zostaną porwane przez strumień chłodziwa. Powoduje to kaleczenie i wycieranie tej części kadłuba. Toteż obecnie otwór odpływowy otrzymuje wkładkę ze spieku.

Omówimy przykład zastosowania przedstawionej metody oraz wyniki osiągnięte przy wierceniu głębokiego otworu w przedmiocie ze stali Ni-Cr-Mo. Przy zdzieraniu zewnętrznej

TABLICA III. Wiercenie stali o $R_p = 100 \div 120 \text{ kg/mm}^2$ narzędziami z ostrzami ze spieku

Głowica	Pełna					Rurowa		
Średnica w mm	20	25	50	60	70	60	70	80
n obr/min	1500	1100	940	820	700	1000	900	800
p w mm/obr	0.06	0.1	0.15	0.20	0.23	0.20	0.23	0.26
p w mm/min	90	110	140	165	170	200	210	210
Ciśnienie oleju at	20	15	10	8	6	8	8	8
Trwałość ostrza w m.	10 ÷ 15	15	20	25	30	25	30	35
Narzędzie zużywa się po... m wiercenia	120	160	230	300	360	300	360	380

Uwaga: dla głębokości wiercenia od 8 m ok. 30% wyższe ciśnienie.

powierzchni długiej i ciężkiej odkuwki zatoczono w odpowiednim miejscu z dużą dokładnością i gładkością 2 sztyki o szerokości 75 mm i 150 mm, niezbędne do ustawienia przedmiotu w lunetach rolkowych. Jednocześnie została wykonana na jednym końcu powierzchnia kontrolna o szerokości ok. 300 mm, która będzie pomocna przy ustawianiu do następnych operacji. Nakiełki wykorzystane przy powyższej operacji są przydatne dla zachowania współosiowości sztyki i otworu wejściowego dla wiertła rurowego. Współosiowość jest szczególnie ważna. Wszelka mimośrodowość jest niebezpieczna, powodując drgania przy dużych prędkościach obrotowych, stosowanych przy szybkościowym wierceniu.

W tym stanie odkuwka o długości ok. 7 m wchodzi na wiertarkę poziomą. Zostaje ona ustawiona w kłach obrotowych w ten sposób, że koniec, na którym wykonano powierzchnię kontrolną znajduje się od strony wrzeciona i uchwytu szczękowego. Jeden kiel spoczywa we wrzecionie, drugi w wytaczadle dokładnie prowadzonym tuż przy wejściu do wiercenia. W tym położeniu przedmiotu następuje ustawienie rolek lunet według sztyki, zamknięcie lunet i zaciśnięcie szczęk uchwytu. Szczęki uchwytu są niezależne. Podczas zaciskania szczęk ustawienie przedmiotu w osi obrabiarki sprawdzamy za pomocą czujnika. Z kolei następuje wytoczenie otworu wejściowego o średnicy odpowiadającej średnicy wiertła. Do wykonania tej czynności służy pomocniczy suport. Po wytoczeniu otworu wejściowego nakłada się na wiercony przedmiot pierścień zabierający, zachowując dokładnie współosiowość. Wiertło rurowe zamocowane na końcu wytaczadła zostaje wprowadzone do otworu wejściowego na głębokość ok. 20 mm, przy czym nóż musi się znajdować u góry. Luneta wytaczadła dociskająca głowicę ciśnieniową zostaje przesunięta, aby sworznie zabierające weszły w swoje gniazda, a pierścień uszczelniający został należycie docisnięty do przedmiotu. Po dokonaniu regulacji segmentów pierścienia prowadzącego wytaczadło ustawiamy drugą lunetę w odległości 450 ÷ 600 mm od pierwszej i od głowicy ciśnieniowej. Po dobraniu posuwu w zależności od szybkości skrawania zostaje uruchomiona pompa do chłodziwa i silnik główny, a na końcu włączony mechanizm posuwowy. Od momentu rozpoczęcia skrawania w regularnych odstępach czasu są sprawdzane wióry, których próbki pobiera się z sita przy zbiorniku. Kontrola wiórów łącznie z wskazaniami amperomierza daje nam pogląd na zachowanie się narzędzia podczas pracy. Gwałtowny skok strzałki amperomierza wskazuje na konieczność wyłączenia mechanizmu posuwowego i pompy oraz wyprowadzenia z otworu wiertła dla sprawdzenia jego stanu i ewentualnej wymiany. Powierzchnia wywierzonego otworu i pozostałego rdzenia jest

jednolita i błyszcząca, widoczne zarysowania występują tylko na rdzeniu. Napięcie prądu w silniku głównym utrzymuje się na stałym poziomie wynoszącym ok. 64 A, a wióry są krótkie i jednolite od początku do końca wiercenia. Okres trwałości narzędzia mierzony głębokością wierzonego otworu w danym przypadku dochodzi do 16 m. Temperatura chłodziwa na początku operacji wynosiła ok. 27°C, zaś pod koniec wiercenia ok. 46°C, tj. wzrosła o ok. 19°C. Maksymalna długość wiercenia w podanych na tabl. IV przykładach wynosiła ok. 7160 mm. Można ją podwyższyć przez wiercenie z dwóch stron otworów schodzących się pośrodku długości wierzonego przedmiotu.

Nóż z nakładką ze spieku używany do głębokiego wiercenia szybkościowego widzimy na rys. 7. Krawędź tnąca dzieli się na trzy części, na środkową wystającą i prostopadłą do osi, oraz na dwie części boczne, cofnięte ku tyłowi, nachylone w stosunku do osi. Oczywiście wymiary noża są zależne od wierzonej średnicy. Nakładka ze spieku jest nalutowana na podstawę. Płaszczyny styku i oparcia nakładki oraz gniazdo jej w podstawie jest szlifowane.

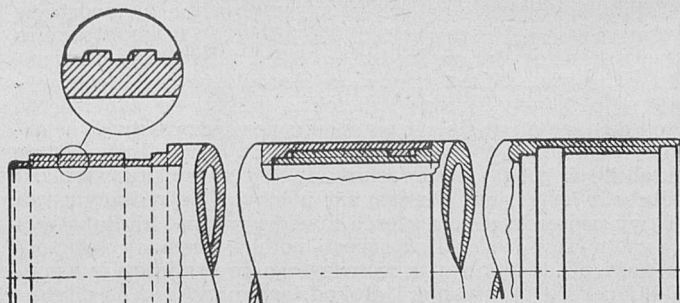
Zazwyczaj wykonuje się dostateczną ilość noży, z których każdy zostaje dopasowany do gniazda w kadłubie wiertła. Nakładki ze spieku wycięte z płyty w praktyce okazały się lepsze od nakładek spiekanych z zachowaniemżądanego kształtu i wymiarów, które częstokroć wykazują pęknięcia u podstawy części wystającej noża. Wykonywanie nakładek z płytek prostokątnych zapewnia dobre wyniki. Tablica V

TABLICA V.

Przybliżony skład chem. w %			Gęstość kg/dm^3	Twardość H^o_v
WC	TiC	Co		
79	15	6	11.25	1.730
78	15	7	11.20	1.670
77 ÷ 78	10,5 ÷ 17,0	5,5 ÷ 6,0	11.20	1.530 ÷ 1.580
77	16	7	11.30	1.519 ÷ 1.525
80,5	12,5	7	11.50	1.620

podaje cechy charakterystyczne spieków nadających się do wiercenia głębokich otworów.

Przedstawione wiertło służy do obróbki zgrubnej z pozostawieniem nadmiaru na obróbkę wykańczającą za pomocą



PM 4/55 R10

Rys. 10. Wytaczadło (żerdź) dla wiertła rurowego.

głowicy do rozwiercania. Częstokroć jednak wiertło rurowe jest stosowane do wiercenia na średnicę ostateczną i w tym celu narzędzie skrawające zostaje odpowiednio zaszlifowane.

Przy doborze materiału na wytaczadło rurowe należy brać pod uwagę dwa czynniki: występujący moment skręcający oraz możliwą, największą średnicę wewnętrzną rury dla ułatwienia odpływu chłodziwa wraz z wiórami. Jest tu konieczna stal o dużej wytrzymałości, stopowa. Wytaczadło składa się z kilku rur o długości ok. 3400 mm połączonych ze sobą za pomocą części gwintowanych wewnętrznie lub zewnętrznie (rys. 10). Poszczególne rury są szlifowane z zachowaniem tolerancji $\pm 0,25 \text{ mm}$. Wiertło rurowe winno dawać się nakręcać na każdą z rur składowych wytaczadła. Zarówno na głowicy jak i na poszczególnych rurach zostaje nacięty gwint płaski o małej

TABLICA IV. Dane dotyczące szybkościowego wiercenia wiertłem rurowym z ostrzem z węglików spiekanych

Przykład	Materiał	Średnica wiercenia w mm	Głębokość wiercenia w mm	Czas wykonania w min	$n \text{ obr/min}$	Posuw		Szybkość skrawania w m/min
						w mm/1 obr	w m/godz	
1	Stal Ni-Cr-Mo	76	7160	57.5	700	0.178	7.476	168
2	„ Ni-Cr-Mo	76	7160	34	850	0.25	12.75	204
3	„ Ni-Cr-Mo	76	1980	9	850	0.26	13.26	204
4	„ węglowa o zawartości 0.4% C	102	3810	36.4	550	0.19	6.27	176
5	„ Ni-Cr-Mo	63.5	7162	42.2	850	0.20	10.20	168
6	„ węglowa o zawartości 0.4% C	63.5	9295	57.5	850	0.19	9.69	168

TABLICA VI. Zestawienie średnic wytaczadeł rurowych i rdzeni uzyskiwanych przy szybkościowym wierceniu

Średnica na gotowo w mm	Średnica obróbki zgrubnej w mm	Średnica rdzenia w mm	Średnica zewnętrzna wytaczadła w mm	Średnica wewnętrzna wytaczadła w mm
63,5	62	26	58	46
76,2	75	40	72	60
88,9	87	52	83	66
101,6	100	62	96	79
114,3	112	68	110	87
127,0	123	79	120	97
152,4	148	104	146	123

wysokości. Najczęściej na wytaczadła jest używana stal o następującym składzie chemicznym: 0,20 ÷ 0,25% C, 0,65% Mn, 0,35% Si, 0,04% S, 0,04% P, 4,00 ÷ 4,5% Ni, 1,10 ÷ 1,40% Cr. Stal ta po obróbce cieplnej wykazuje $Q_r = 110 \text{ kG/mm}^2$, $R_r = 120 \text{ kG/mm}^2$ i $A_5 = 5\%$.

W doborze oleju chłodzącego zwracamy uwagę na następujące czynniki:

a) chłodziwo winno eliminować szybko i z łatwością ciepło powstałe podczas skrawania;

b) zapewniać należyte smarowanie;

c) służyć jako przenośnik wiórów z miejsca ich powstawania aż do wyjścia z przewodu wytaczadła. Ma tu znaczenie lepkość, trwałość w zmiennych temperaturach, odporność na tworzenie się piany i pochłanianie powietrza.

Przytoczonym warunkom odpowiada olej siarkowany o gęstości 0,886, punkcie zapłonu 143°C, punkcie krzepnięcia — 12°C, lepkości 4"E (20°C), o zawartości siarki aktywnej 0,2% i innych składników 1,8% (ewtl. z dodatkiem nafty).

Temperatura oleju podczas pracy nie powinna przekraczać 70°C. Chłodzenie oleju jest zbędne, gdyż ilość ciepła powstającego podczas wiercenia omawianym sposobem jest mniejsza niż przy innych metodach i narzędziach.

TABLICA VII. Wzrost temperatury chłodziwa podczas szybkościowego wiercenia wiertłem rurowym

Nr kol. próby	Temperatura chłodziwa na początku wiercenia w °C	Temperatura oleju pod koniec wiercenia w °C
1	9	40
2	27	46
3	30	49
4	33	50

Pompa do chłodziwa zapewnia krążenie ok. 1300 l oleju przy wydatku 255 l/min. Przy wierceniu głębokich otworów o średnicy ok. 150 mm jest potrzebna pompa o wydatku 530 l/min. Ciśnienie oleju zmienia się z głębokością wiercenia i tak np. przy wierceniu otworu o ϕ 63,5 mm na początku ciśnienie wynosi 3,5 ÷ 4,2 at, zaś na głębokości 6400 mm rośnie do 11,2 at. Ważną rolę spełniają filtry magnetyczne, wmontowane do przewodu ssącego pompy, które należy oczyszczać co ok. 60 m długości wiercenia na średnicę do 102 mm.

Przyczyny zdarzających się uszkodzeń noża bywają następujące:

- nieodpowiedni spiek,
- pęknięcia pierwotne nakładki ze spieku,
- wadliwe nalutowanie nakładki na podstawę,
- nienależyte pasowanie noża do kadłuba,
- zużycie ostrza powodujące drgania narzędzia podczas pracy.

Są to przyczyny, które występują oddzielnie lub równolegle. Toteż niezbędna jest dokładna kontrola zarówno przy przygotowywaniu operacji, jak i podczas jej wykonywania oraz zachowanie wszelkich środków ostrożności.

O prawidłowym przebiegu wiercenia niewidocznym podczas pracy narzędziem świadczy brak drgań, zupełnie spokojny bieg obrabiarki. Otrzymany w wyniku wiercenia rdzeń winien być prosty i wolny od nierówności i rys.

Szczególnie ujemnie na narzędzie skrawające wpływają naprężenia wewnętrzne w obrabianym materiale, pozostałe po wadliwej obróbce cieplnej. Rdzeń krzywi się po oddzieleniu go od pozostałego materiału, obraca się niewspółśrodkowo z wierconym przewodem oraz wywiera nacisk na wytaczadło. Nacisk ten połączony z ruchem obrotowym powoduje dodatkowy moment skręcający oraz drgania wytaczadła, które przenoszą się na wiertło. Wiercony otwór w tych warunkach oraz rdzeń ma powierzchnię nieregularną, częstokroć śrubową. Następstwem tego jest zazwyczaj zniszczenie noża z węglików spiekanych.

Okresowa kontrola stanu amperomierza daje pogląd na warunki pracy narzędzia. W wypadku zmiany kształtu wiórów należy wyłączyć posuw i zatrzymać obrabiarkę, po czym dokonać wymiany noża. Podobnie należy postępować wówczas, gdy amperomierz wskazuje gwałtowne zwiększenie natężenia prądu. Powstawanie wiórów o kształcie długich i szerokich wstążek dowodzi, że ostrze uległo zużyciu. Tego rodzaju wióry zatykają przewód odprowadzający chłodziwo i zbijają się w narośl na górnej płaszczyźnie nakładki, co nieuchronnie prowadzi do zniszczenia noża. Częstokroć wyłamanego spieku częstokroć wbijają się w powierzchnię atakowaną przez ostrze i muszą być usunięte przed podjęciem dalszego wiercenia po wymianie noża. Używa się do tego szerokiego noża płaskiego z węglików spiekanych. Zostaje on umieszczony w głowicy zamiast normalnego noża do wiercenia. Stosując ręczny posuw i zmniejszoną znacznie szybkość skrawania za pomocą noża płaskiego, skrawamy tak długo, dopóki nie pokażą się wióry o szerokości zgodnej z szerokością ostrza. Wówczas dopiero można powrócić do normalnego noża dla dalszego szybkościowego wiercenia wiertłem rurowym.

Wiertła rurowe są obecnie używane od największych średnic do ϕ 15 mm i poniżej. Są prowadzone próby wiertel z wewnętrznym odprowadzeniem wiórów o ϕ 7 mm, wykonanych całkowicie z węglików spiekanych.

Przeprowadzone badania wykazały przy wiertle pełnym dla średnic od 50 do 70 mm zużycie 10 do 15 G spieku na 1 m głębokości wiercenia. Po usprawnieniu procesu wiercenia i po zastosowaniu wiertła rurowego zużycie spieku spadło do połowy.

Ostrzenie głowic do głębokiego wiercenia

Po starannym dopasowaniu noża do kadłuba wiertła następuje ostrzenie. Po wyjęciu noża z kadłuba jako pierwsza jest szlifowana płaszczyzna górna z zachowaniem żądanej grubości. Następnie po umieszczeniu na kadłubie wiertła szlifujemy nóż na żadaną średnicę zewnętrzną, przy czym po zdjęciu z kadłuba i umieszczeniu w specjalnym uchwycie szlifujemy krawędź wewnętrzną, boczne krawędzie części wysuniętej ku przodowi, krawędzie czołowe i ewentualnie rowki dzielące wiór. Szlifowanie odbywa się małym wiórem. Zabezpiecza to przed powstawaniem pęknięć i nadmiernym zużyciem ściernicy.

Listwy prowadzące są szlifowane na średnicę o 0,20 mm mniejszą od średnicy na ostrzu.

Dla materiału o $R_r = 70 \text{ kG/mm}^2$ należy zaszlifować łamacze o głębokości 0,5 mm równolegle do krawędzi tnących. Służy do tego ściernica diamentowa o wiązaniu z brązu, o odpowiedniej ziarnistości. Można tu używać ściernic z SiC o ziarnistości 180 ÷ 200, twardości E (prędkość szlifowania 15 m/sek). Szerokość łamacza wynosi 4 p. Dla materiałów ciągliwych szlifujemy wgłębienie tuż przy ostrzu. Zużycie spieku jest co prawda nieco większe, lecz cały przebieg głębokiego wiercenia jest korzystniejszy. Ważne jest zachowanie kolejności stosowania odpowiednich ściernic. Gładzenie ostrza ze spieku gatunku H1 odbywa się za pomocą ściernicy diamentowej o wiązaniu bakelitowym. Należy szlifować dokładnie płasko i poziomo, posługując się uchwytem — wózkiem ustawionym na szlifierce. Należy zwracać szczególną uwagę, ażeby ostrza do głębokiego wiercenia były wolne od naprężeń. Zapewnia to długi okres trwałości. Muszą one pracować w różnych warunkach będących wynikiem różnic w twardości wierconego materiału.

Rośnięcie żeliwa aluminowego

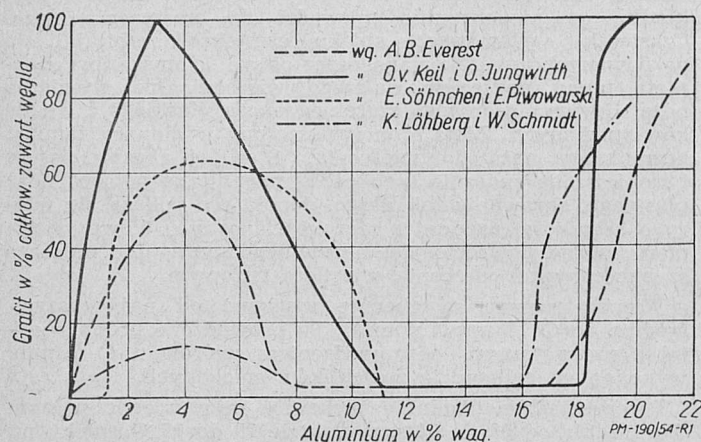
669.15.71—196 : 620.179.7

Prof. dr inż. EGON DWORZAK
Mgr inż. ROMAN JAWORSKI

Praca niniejsza, będąca częścią szerszych badań żeliwa stopowego aluminowego, podaje wyniki badań rośnięcia tego żeliwa w porównaniu z żeliwami węglowym i chromowym (1,2% Cr). Stwierdzono, że dopiero powyżej 10% Al żeliwo staje się żaroodporne i wykazuje nieznaczne rośnięcie w temperaturach do 1000°C.

Przeprowadzone w Katedrze Technologii Metali Politechniki Wrocławskiej długofalowe badania nad żeliwem stopowym z dużą domieszką aluminium, częściowo ogłoszone przez E. Dworzaka i Wł. Kaczmarę w wydawnictwie Ministerstwa Przemysłu Ciężkiego „Prace Głównego Instytutu Mechaniki”, zeszyt 3, 1951 r., pozwoliły na zorientowanie się co do cech i przydatności technicznej tego nowego gatunku żeliwa stopowego.

Szczególnie godną podkreślenia cechą tego żeliwa jest niewątpliwie jego wysoka żaroodporność i małe rośnięcie w wysokich temperaturach.



Rys. 1. Wykres grafityzacji żeliwa w zależności od zawartości aluminium.

We wspomnianym artykule autorzy omówili wpływ aluminium na kształt i rodzaj węgla występującego w odlewach z żeliwa z dodatkiem aluminium. Wspominają również o wpływie aluminium na zjawisko rośnięcia i na żaroodporność tego żeliwa. Przeprowadzone badania wykazały, że do zawartości 10% Al węgiel w żeliwie występuje przeważnie w formie grafitu, co wpływa na otrzymanie szarego przełomu, miękkość i dobrą obrabialność.

Zawartość 10 ÷ 18% Al powoduje otrzymanie węgla w postaci chemicznie związanej i to prawdopodobnie jako związek złożony $(Fe, Al)_3C$. Taka odmiana żeliwa ma biały przełom, jest bardzo twarda, trudno obrabialna i stosowana być może tylko w postaci gotowych, nieobrobionych odlewów o wysokiej żaroodporności. Trzecia grupa badanych stopów, to żeliwo o zawartości 18 ÷ 25% Al. Żeliwo to ma znów przełom szary z wydzielonym węglem w postaci grafitu, jest obrabialne i odznacza się wysoką żaroodpornością. Wykres na rys. 1 przedstawiający stopień grafityzacji w stopie Fe-C-Al w zależności od zawartości aluminium, podany przez badaczy zagranicznych, znalazł więc potwierdzenie w badaniach własnych.

Na rys. 2 przedstawiono wygląd przełomu trzech gatunków żeliwa z dodatkiem aluminium, a mianowicie o zawartości: a) ok. 5%, b) ok. 10% i c) ok. 24% aluminium.

Analiza układu podwójnego Fe-Al wykazuje, że aluminium działa podobnie jak krzem, chrom i inne pierwiastki powodujące zawężenie obszaru roztworu stałego γ i rozszerzające obszar roztworu stałego α . W stanie płynnym oba te pierwiastki rozpuszczają się w sobie całkowicie. W stanie stałym natomiast występuje perytektyka i rozpad eutektoidalny, następnie metalidy Fe_2Al_5 i $FeAl_3$ oraz trzy eutektyki. Największa rozpuszczalność aluminium w żelazie α wynosi przy 1232°C ÷ 34,5% Al. W miarę opadania temperatury maleje ona i w temperaturze pokojowej wynosi około 30% Al. Roztwór stały γ występuje tylko w stopach o zawartości powyżej 1% Al.

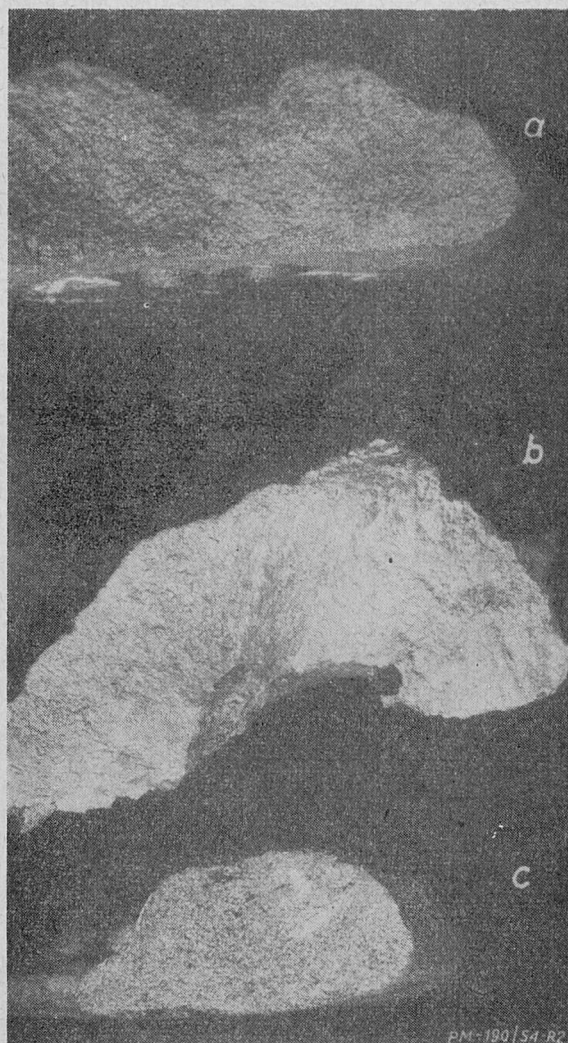
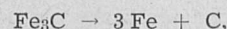
Stopy o niskiej i wysokiej zawartości aluminium 3 ÷ 5 i 25 ÷ 50% Al z dodatkiem węgla wykazują skłonność do rozpadu w obecności wilgotnego powietrza. Jako produkty rozpadu powstają acetylen i wodorotlenek glinu. Dodatek

węgla do stopu Fe-Al powoduje rozszerzenie zakresu roztworu γ , tak że przy 11,5% Al możliwe jest rozpuszczenie 1,35% C, a przy 12% Al — do 2,35% C. Dodatek aluminium do stopu Fe-C powyżej 3,5% aluminium wpływa również na przesunięcie temperatury przemiany perlitycznej. Wpływ aluminium na grafityzację jest silniejszy niż krzemu, pod warunkiem, że żeliwo zawiera więcej niż 2,8% C.

W pracy niniejszej zbadana została jedna z cech żeliwa stopowego aluminowego, a mianowicie rośnięcie w wysokich temperaturach. Pod nazwą rośnięcie żeliwa rozumiemy trwałe powiększenie objętości przedmiotu żeliwnego przy powtarzanych w sposób periodyczny nagrzewach, w odróżnieniu od wydłużenia cieplnego, znikającego po oziębieniu. Przyrost objętości rozmaitych gatunków żeliwa wahać się może od setnych do kilku, a nawet kilkunastu procent. Zrozumiałe jest, że części żeliwne narażone na tak wielkie zmiany swych wymiarów początkowych nie mogą pracować tam, gdzie wymagane jest utrzymanie wymiarów, jak to ma miejsce na przykład w budowie maszyn.

Według rozpowszechnionego w literaturze technicznej poglądu rośnięcie żeliwa występuje w dwóch fazach, jako tzw. rośnięcie pierwotne i rośnięcie wtórne.

Przyczyną rośnięcia pierwotnego jest rozpad cementytu, zarówno wolnego jak i zawartego w perlitcie, według wzoru:



Rys. 2. Przełomy żeliwa z dodatkiem Al.: a) — 5% Al, b) — 10% Al, c) — 24% Al.

przy czym rozpad ten związany jest ze zwiększeniem objętości o 13,63% w stosunku do objętości pierwotnej cementytu.

Rośnięcie wtórne, przeważnie większe od rośnięcia pierwotnego, powodowane jest utlenianiem się tworzywa idącym w głąb materiału na skutek rozluźnienia spistości.

Wielkość rośnięcia pierwotnego, możliwa do matematycznego wyliczenia, uzależniona jest od ilości cementytu zawartego w tworzywie. Jeżeli przyjąć zawartość chemicznie związanego węgla w żeliwie perlitycznym równą 0,8%, to przy całkowitym rozpadzie zawartego w perlicie cementytu teoretycznie możliwe powiększenie objętości wyniesie 1,54%. Wydzielony przy tym rozpadzie cementytu węgiel osadza się wzdłuż już istniejących żyłek grafitu, powodując ich zgrubienie oraz zwiększenie porowatości tworzywa.

Rośnięcie wtórne, związane z dalszym rozluźnieniem spistości tworzywa i jego utlenianiem, opiera się głównie na reakcjach chemicznych, zachodzących między składnikami tworzywa a otaczającą go atmosferą gazową. W przypadku ogrzewania przedmiotu żeliwnego w próżni, względnie w atmosferze obojętnej, wtórne rośnięcie żeliwa prawie nie występuje.

Niewątpliwie duży wpływ na rośnięcie żeliwa ma charakter grafitu. Im drobniejszy jest grafit, tym żeliwo mniej rośnie. Dlatego też w praktyce żąda się od odlewów wysokogatunkowych, pracujących w formie elementów silnie obciążonych cieplnie, aby grafit występował w nich w postaci możliwie najdrobniejszej, względnie sferoidalnej, gdyż takie tworzywo żeliwne wykazuje mniejszą skłonność do rośnięcia niż zwykłe odlewy, w których grafit występuje w postaci długich żył i płatków.

Oprócz formy grafitu wpływ na wielkość rośnięcia ma również skład chemiczny żeliwa oraz stopień zagazowania odlewu. Tak, na przykład, przeprowadzone badania wykazały, że zwiększenie zawartości krzemu do 6% spowodowało zanik rośnięcia pierwotnego, co należy tłumaczyć wystąpieniem przy tej ilości krzemu struktury czysto ferrytycznej, a tym samym niemożnością rozpadu Fe_3C na $3\text{Fe} + \text{C}$.

Przy sporządzaniu odlewów żeliwnych, które są przeznaczone do pracy w podwyższonych i zmieniających się temperaturach, należy wziąć pod uwagę następujące zasady:

1. Ze względu na to, że przy powtarzających się stałe zmianach temperatury rozpad cementytu jest praktycznie nie do uniknięcia, tworzywo wyjściowe nie powinno zawierać w ogóle cementytu w formie perlitu, względnie zawierać go bardzo mało.

2. Ponieważ przemiana perlityczna wywołuje w tworzywie żeliwnym pewne rozluźnienie spistości struktury i mikroporowatość, co w dalszym ciągu sprzyja wybitnie wewnętrznej korozji na skutek działania gazów, należy starać się unikać tej przemiany w zakresie stosowanych temperatur pracy, na przykład przesuwając przemianę perlityczną do wyższych temperatur przez odpowiednie dodatki stopowe.

3. Ponieważ gruba forma grafitu (żyła, płatki, gniazda) sprzyja przedostawaniu się gazów do wnętrza materiału, należy starać się o uzyskanie grafitu w możliwie najdrobniejszej formie.

Stosowane w przemyśle budowy maszyn gatunki żeliwa odpornego na rośnięcie opierają się głównie na wprowadzeniu składników stopowych takich jak: chrom, wolfram, wanad, molibden, nikiel i inne. Wpływ tych pierwiastków stopowych idzie w kierunku stabilizacji cementytu zawartego w żeliwie. Stabilizatory te oddziałują szczególnie dobrze w zakresie temperatur do 550°C.

Znane są różne gatunki żeliwa stopowego, odpornego na działanie wysokich temperatur, oparte na dodatku chromu, niklu względnie aluminium. Należą do nich stopy typu Silal, Nicrosilal, Niresist i inne. Stopy te wykazują bardzo dobrą odporność na działanie wysokich temperatur, są jednakowoż albo trudne do obróbki mechanicznej, albo drogie ze względu na ilość wprowadzonego składnika stopowego.

Żeliwo typu Niresist stosowane na odlewy aparatury i armatury chemicznej, szczególnie odporne na działanie kwasów, jest również odporne na rośnięcie ze względu na zawartość 1,5 ÷ 4,5% Cr przy 14% Ni i 7% Cu. Obrabialność tego żeliwa jest jednak bardzo zła.

Do typowych stopów żaroodpornych należy zaliczyć wspomniane już żeliwo Silal i Nicrosilal. Pierwsze charaktery-

zuje się zawartością krzemu w ilości 5 ÷ 10,0% i przy dość dobrej obrabialności wykazuje jednak pewną kruchość. Bardziej odporne na wysokie temperatury jest żeliwo Nicrosilal zawierające przy 1,8 ÷ 2,6% C, 5 ÷ 6% Si, 13 ÷ 21% Ni oraz 1,5 ÷ 3,5% Cr.

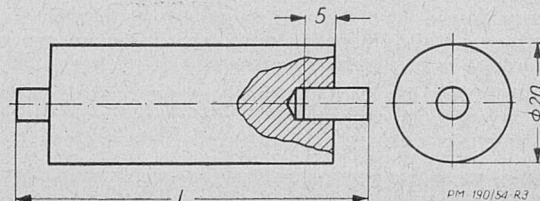
Badanie zjawiska rośnięcia przeprowadzono na próbach żeliwa pochodzącego z żeliwiaka o wydajności 450 kg/godz. Żeliwo wlewane było do form piaskowych, suszonych. W celu uzyskania obrazu porównawczego, badania stopnia rośnięcia przeprowadzono równocześnie na kilku gatunkach żeliwa.

Tablica I podaje skład chemiczny próbek żeliwa użytych do przeprowadzenia tych badań.

TABLICA I. Skład chemiczny badanych gatunków żeliwa

Nr próbki	Zawartość składników w %								Twardość HB
	C _{og}	C _{gr}	Mn	Si	P	S	Cr	Al	
1	2,73	2,30	0,42	1,98	0,55	0,07	—	4,92	240
2	2,70	0,14	0,39	1,88	0,70	0,035	—	9,90	480
3	1,80	1,50	0,32	1,77	0,36	0,035	—	22,80	250
4	3,08	1,87	0,26	1,94	0,72	0,11	1,21	—	275
5	2,98	2,48	0,60	2,05	0,63	0,09	—	—	220

Wszystkie próbki wykonane zostały w formie cylindrycznej o długości 50 mm i średnicy 20 mm. Ze względu na przypuszczalne silne utlenienie się próbek w czasie żarzenia, konieczne było umożliwienie jednoznaczego i zarazem dokładnego pomiaru długości próbki przed i po żarzeniu. Dokonano tego przez wywiercenie w obu końcach każdej próbki otworu $\varnothing 6$ mm, $l = 5$ mm i wtłoczenie weń pręta niklowego, jak pokazuje rys. 3. Czysty nikiel nie ulega zjawisku rośnięcia, a poza tym bardzo trudno i powoli utlenia się. Wolne końce prętów niklowych zostały następnie zeszlifowane. Przy próbce nr 2 ze względu na przewidywaną wysoką twardość pręty niklowe zostały zalane już w formie. Jako długość pomiarową przyjęto odległość między wolnymi końcami prętów niklowych. Bezwzględny przyrost



Rys. 3. Próbką żeliwa do określenia wielkości rośnięcia.

długości po żarzeniu mierzono między zeszlifowanymi wolnymi końcami prętów niklowych, zaś względny przyrost określono ze wzoru:

$$P = \frac{\Delta L}{L} \cdot 100\%;$$

gdzie: P — przyrost względny wyrażony w procentach, ΔL — przyrost bezwzględny, L — długość pierwotna.

Przyrost objętości próbki określono jako: $V = 3 P \%$

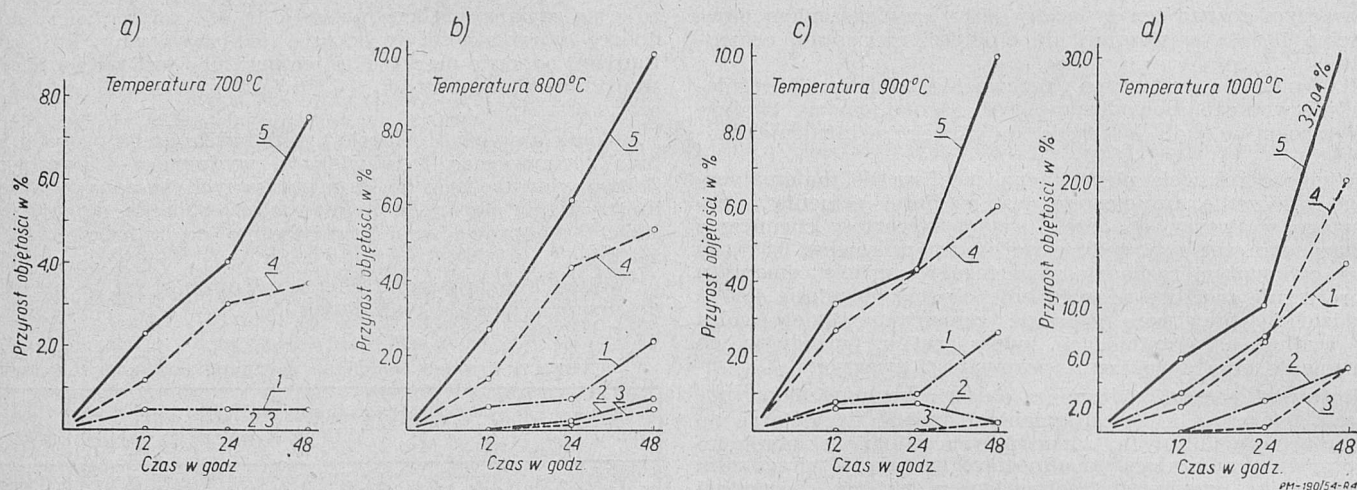
Do wykonania wszystkich typów żeliwa z dodatkiem aluminium użyto hutniczych bloków Al o następującym składzie chemicznym: 99,40% Al, 0,21% Fe, 0,26% Si i 0,04% Cu.

W użytych do badania próbkach pozostawiono naskórek odlewniczy, aby upodobnić warunki prób do warunków normalnej pracy odlewów.

Nietrawiony szlif metalograficzny próbki nr 1 wykazywał grafit wydzielony w formie drobnych, krótkich, gęsto rozsianych żyłek. Widoczne żużelki i bańki gazowe były rezultatem zgęstnienia metalu w czasie odlewania.

Próbka nr 2 nie wykazała obecności grafitu. Otrzymane żeliwo było zupełnie białe i bardzo kruche.

Obraz mikroskopowy próbki nr 3 wykazał obecność grafitu w formie cieniutkich niteczek na tle jednolitych jasnych kryształów, prawdopodobnie roztworu stałego Fe-Al. Tworzywo wykazało małą ścisłość, gdyż zawierało znaczną ilość drobnych banieczek gazowych.



Rys. 4. Przyrost objętości próbek 1÷5 w zależności od czasu grzania w temperaturze: a) — 700°C, b) — 800°C, c) — 900°C i d) — 1000°C

W celu zbadania efektów rośnięcia poszczególnych wyżej wymienionych gatunków żeliwa, przeprowadzono szereg żarzeń metodą przyspieszoną. Ustalono cztery różne temperatury żarzenia, a mianowicie: 700, 800, 900 i 1000°C i trzy okresy żarzenia: 12, 24 i 48 godzin. Żarzenie przeprowadzono w piecu elektrycznym komorowym zaopatrzonym w samoczynną regulację temperatury. Żarzenie odbywało się w normalnej atmosferze, to znaczy przy swobodnym dostępie powietrza. Pomiaru długości próbek przed i po żarzeniu dokonano przy pomocy mikromierza z dokładnością do 0,01 mm.

Przedstawione na rys. 4abcd wykresy podają zależność przyrostu objętości od temperatury i czasu. Z przedstawionych wykresów wynika, że temperatura 900°C jest tą graniczną wartością, do której przyrost objętości wszystkich gatunków żeliwa odbywa się w sposób mniej więcej proporcjonalny. W temperaturze 1000°C nastąpiło w większości prób zniszczenie tworzywa już po 24 godzinach żarzenia, objawiające się silnym pękaniem i odpadnięciem grubej warstwy tlenków z powierzchni próbek.

Jedynie próbki nr 2 i 3 wykazały w całej skali temperatur i czasu wysoką żaroodporność i małe rośnięcie; nieznaczny wzrost wartości rośnięcia zaznaczył się dopiero w tempera-

minium w ilości powyżej 10% zmniejsza również rośnięcie pierwotne, ponieważ odgrywa rolę stabilizatora cementytu.

Na próbce żeliwa z domieszką chromu powstała natomiast gruba popękana warstwa tlenków żelaza, odstająca od materiału. Próbką żeliwa o zawartości 4,92% Al wykazała po żarzeniu (1000°C, 48 godzin) popękana warstwę tlenków żelaza z minimalną ilością tlenku aluminium.

Struktury żeliwa o różnej zawartości aluminium przed i po żarzeniu są pokazane w artykule E. Dworzaka i Wł. Kaczmara wspomnianym na wstępie. Wynika z nich, że po żarzeniu nie stwierdzono rozpadu cementytu, prawdopodobnie wskutek występowania związku potrójnego, który w tych temperaturach nie ulega jeszcze rozkładowi; tym należy tłumaczyć zjawisko, że do temperatury 900°C nie stwierdzono rośnięcia próbki żeliwa z dodatkiem 23,0% aluminium, a dopiero przy 1000°C po 48 godzinach żarzenia nastąpił nieznaczny wzrost objętości.

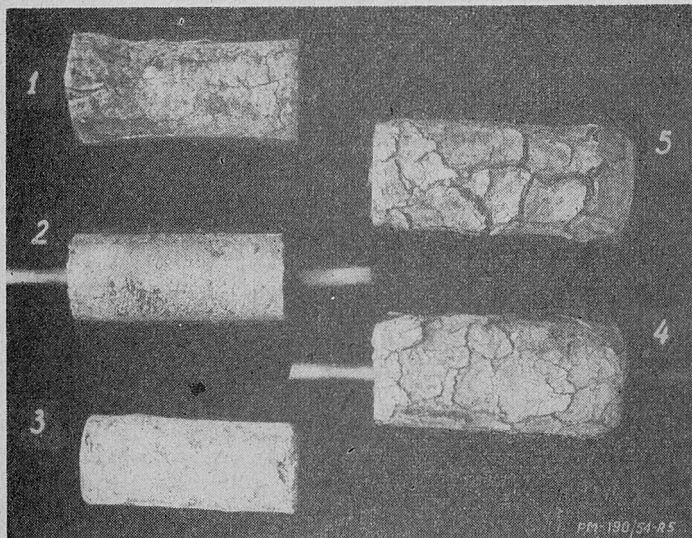
Rys. 5 przedstawia wygląd zewnętrzny próbek po 48-godzinym żarzeniu w temperaturze 1000°C.

Przeprowadzone badania wykazały niezbyt duże zalety żeliwa z dodatkiem aluminium w porównaniu do żeliwa węglowego i niskochromowego. Z dodatków stopowych mogących podnieść żaroodporność i rośnięcie najtańsze jest właśnie aluminium. Ono też działa najsilniej na żeliwo, powodując stabilizację objętości i minimalną skłonność do korozji w wysokich temperaturach. Dodatek chromu w ilości 1, 21% okazał się za niski, aby zapobiec zjawisku rośnięcia w temperaturach powyżej 700°C.

Z badanych trzech gatunków żeliwa z dodatkiem aluminium jedynie dwa, a mianowicie nr 2 i nr 3 dały dobre rezultaty. Żeliwa z dodatkiem do 8% aluminium nie można uważać za nierosnące i odporne na wysokie temperatury. Dopiero przekroczenie tej zawartości procentowej gwarantuje otrzymanie materiału żaroodpornego i nierosnącego. Jednak i ten materiał ma duże wady. Największe z nich to biały przełom, wysoka kruchość i prawie zupełna nieobrabiwalność stopów o zawartości aluminium w granicach 8÷18%. Wady te ograniczają wydatnie zakres stosowności tego tworzywa. Wchodzą w rachubę jedynie odlewy nie podlegające dalszej obróbce mechanicznej, na przykład pewne typy rusztowin itp.

Dopiero żeliwo, w którym zawartość aluminium przekracza 20% jest materiałem w pełni wysokowartościowym. Wydzielanie się grafitu (szary przełom) gwarantuje obrabiwalność, natomiast skład chemiczny zapewnia żaroodporność i dużą stałość wymiarów. Ze względu na niski ciężar właściwy, wynoszący około 5,8 G/cm³ przy 25% aluminium, wzrasta lekkość elementów konstrukcyjnych wykonywanych z tego materiału. Wydaje się, że po opanowaniu pewnych trudności technologicznych, jakie zachodzą przy topieniu i odlewaniu, materiał ten powinien znaleźć szerokie zastosowanie w budowie maszyn i urządzeń cieplnych, zwłaszcza do pracy w temperaturach dochodzących do 1000°C.

Katedra Technologii Metali przeprowadza obecnie dalsze badania, które ujmują całokształt zagadnień związanych z żeliwem z dodatkiem aluminium.



Rys. 5. Wygląd próbek żeliwnych po żarzeniu w temperaturze 1000°C przez 48 godzin.

turze 1000°C. Próbkę te nie wykazały żadnych zmian zewnętrznej powierzchni wskutek żarzenia. Pojawił się na nich tylko lekko różowawy matowy nalot, świadczący o obecności tlenków aluminium. Bardzo szczelna warstwa tych tlenków, przylegająca ściśle do próbki nie dopuszcza do wnętrza materiału tlenu i innych gazów, a tym samym powoduje zahamowanie procesu rośnięcia wtórnego. Alu-

Obecny stan i perspektywy rozwojowe turbin gazowych

Część II. Typowe rozwiązania konstrukcyjne turbin gazowych

621.438

PROF. MGR INŻ. KAZIMIERZ KUTARBA
INŻ. KAMIL CZWIERTNIA

Część druga artykułu poświęcona jest omówieniu typowych rozwiązań elementów instalacji: sprężarek, turbin gazowych, komór spalania i wymienników ciepła. W treści omówiono również niektóre problemy, które wyłoniły się w związku z wprowadzeniem turbin gazowych.

Wstęp

Aby turbina gazowa mogła konkurować z innymi silnikami cieplnymi, powinna w stosunku do nich wykazywać szereg zalet, przede wszystkim zaś wytrzymać konkurencję w dziedzinie ekonomiczności. Znaczący to, że sprawność instalacji musi być co najmniej równa sprawnościom innych silników cieplnych. Osiągnięcie tego celu jest możliwe, oprócz spełnienia innych warunków, o czym była mowa w części pierwszej artykułu, przez zastosowanie wysoko-sprawnych elementów składających się na całość instalacji.

Zagadnienie polega więc na uzyskaniu możliwie wysoko-sprawnej przemiany energii kinetycznej w potencjalną sprężanego czynnika bądź odwrotnie. Wymaga to nie tylko rozwiązań termodynamicznych, lecz również poznania istoty zjawisk aerodynamicznych, będących decydującym czynnikiem osiągnięcia wysokiej sprawności przepływu przez ułotkowanie maszyny wirnikowej.

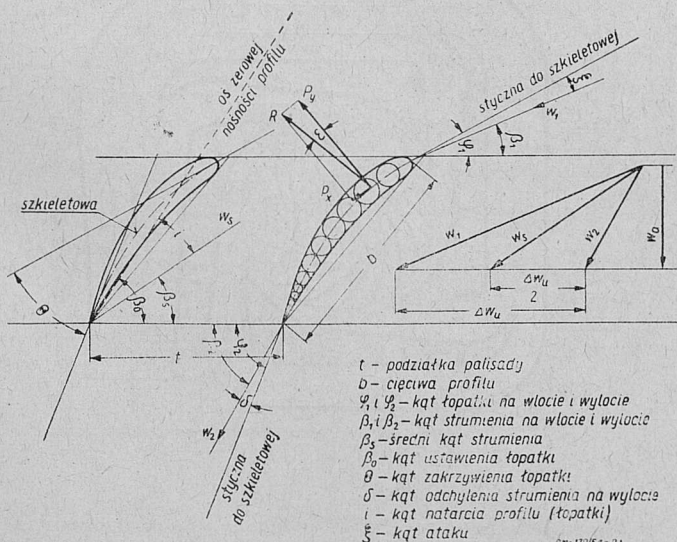
W chwili obecnej prace w tej dziedzinie prowadzone są w dwóch kierunkach: teoretycznym i doświadczalnym. Wielka złożoność zachodzących zjawisk utrudnia ujęcie ich w formuły matematyczne, a czynione uproszczenia dają wyniki bardziej lub mniej zbliżone do rzeczywistości, nie nadające się na ogół do zastosowania w praktyce.

Duże liczby Macha ($Ma = \frac{w}{a}$; a — szybkość dźwięku,

w — szybkość przepływu) rzędu $0,6 \div 0,8$ a nawet $1,0$ (przy wieńcach łopatkowych turbinowych) wymagają uwzględnienia lepkości i ściśliwości ośrodka, zjawisk zachodzących w warstwie granicznej i jej wpływu na zjawisko opływu profilu w wieńcu łopatkowym. Dokładne ujęcie tych zjawisk możliwe jest obecnie jedynie na drodze doświadczalnej.

Metody teoretyczne polegają w większości na określeniu podstawowych wielkości charakterystycznych przy pomocy opływu profilu cieczą idealną, a następnie wprowadzenie poprawek uwzględniających takie zjawiska jak lepkość czy ściśliwość ośrodka. Prace te traktujące o sile nośnej profilu w palisadzie¹⁾ nie dają żadnego obrazu powstających przy przepływie oporów i strat z nimi związanych. Straty te powodują odchylenie reakcji aerodynamicznej od kierunku

¹⁾ Palisada nazywamy rząd jednakowych profili rozstawionych w równych odstępach między dwiema równoległymi płaszczyznami o jednakowym kącie ustawienia. Niektóre wielkości charakterystyczne dla palisady przedstawione są na rys. 1.



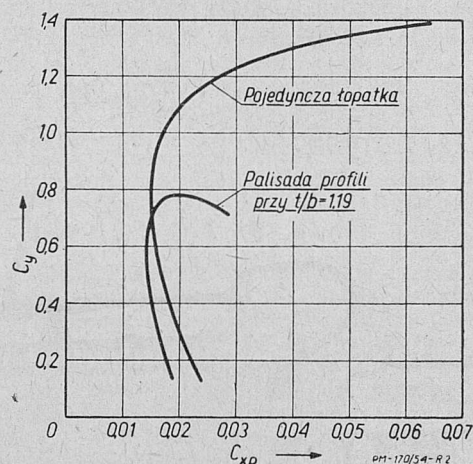
Rys. 1. Geometria palisady profili.

prostopadłego do w_s . Całkowitą reakcję (oddziaływanie pływu na profil) można rozłożyć na dwie składowe (rys. 1) siłę wyporu i oporu

$$P_y = C_y \cdot \frac{\rho \cdot w_s^2}{2} \cdot b \cdot l \quad \text{i} \quad P_x = C_x \cdot \frac{\rho \cdot w_s^2}{2} \cdot b \cdot l,$$

gdzie C_y i C_x oznaczają współczynniki wyporu i oporu.

Uzyskanie tych wielkości jest w chwili obecnej możliwe jedynie na drodze doświadczalnej, przez systematyczne badania palisad w tunelach aerodynamicznych.



Rys. 2. Krzywe biegunowe dla wieńca łopatkowego.

W wyniku badań w tunelu otrzymujemy krzywe biegunowe (rys. 2) przedstawiające zależność $C_y = f(C_x)$, służące następnie do obliczenia wieńca łopatkowego.

I. Sprężarki

Ze względu na duże wymagane wydajności powietrza, jak i właściwości stosowanego napędu oraz pożądaną ciągłość dostarczania powietrza, w turbinach gazowych zastosowanie znalazły jedynie sprężarki wirnikowe (osiowe i promieniowe) oraz sprężarki rotacyjne Lysholma²⁾. Te ostatnie jednak używane są stosunkowo rzadko.

W instalacjach stacyjnych, przemysłowych obecnie najczęściej spotyka się sprężarki osiowe, odznaczające się wysoką sprawnością, dochodzącą nawet do $90 (92)\%$. Zarówno sprężarki osiowe jak i promieniowe z reguły są maszynami wielostopniowymi o stosunku sprężenia nie przekraczającym $4 \div 5$ w jednym kadłubie.

1. Sprężarki osiowe.

Sprężarki osiowe charakteryzują się dużą stosunkowo liczbą stopni ($10 \div 22$) w jednym kadłubie, co wynika z niskiego sprężu osiąganego w jednym stopniu:

$$\Delta p = C_y \cdot \frac{\gamma}{2 \mu} \cdot \frac{b}{t} \cdot \frac{u}{c_a} \cdot w_s^2 \cdot \sin(\beta_s + \epsilon) \text{ kG/m}^2 \quad [1]$$

gdzie γ — gęstość czynnika obiegowego w kg/m^3 , μ — fizyczny współczynnik technicznej jednostki masy w kgm/kg sek^2 , pozostałe oznaczenia — patrz rys. 1.

Podwyższenie sprężu jest wprowadzić możliwe przez zwiększenie kąta natarcia profilu, pociąga za sobą jednak — po przekroczeniu pewnej granicy — oderwanie strug na wypukłej powierzchni profilu i związany z tym gwałtowny spadek sprawności. Δp dla jednego stopnia dochodzi do oko-

²⁾ Sznee — Teoria gazowych turbin — PWT, 1954, str. 191–193.

to 1,1. Zwartość budowy poszczególnych stopni nie powoduje jednak zbytniego wydłużenia całej sprężarki (rys. 3).

Sprężarki osiowe odznaczają się wysokimi sprawnościami ($0,85 \div 0,89$) szczególnie przy średnich i dużych wydajnościach, oraz słomymi charakterystykami o małym zakresie ustalonej pracy sprężarki.

Rys. 3 przedstawia jedną z typowych sprężarek osiowych. Ze względu na małe średnice, wirniki wykonane są najczęściej w postaci bębna lub pojedynczej odkuwki (rys. 3). W przypadku dużych liczb obrotów lub dużych średnic (przy bardzo dużych wydajnościach) pociągających za sobą duże szybkości obrotowe, wirniki wykonuje się z osobnych tarcz spawanych (podobnie jak wirniki turbinowe) i nasadzanych na wał lub składanych z pojedynczych odkuwek i ściąganych śrubami. Przy wykonaniach bębnowych albo oba³⁾, albo też tylko jeden czop jest osadzany, podczas gdy drugi wykonany w całości z bębniem.

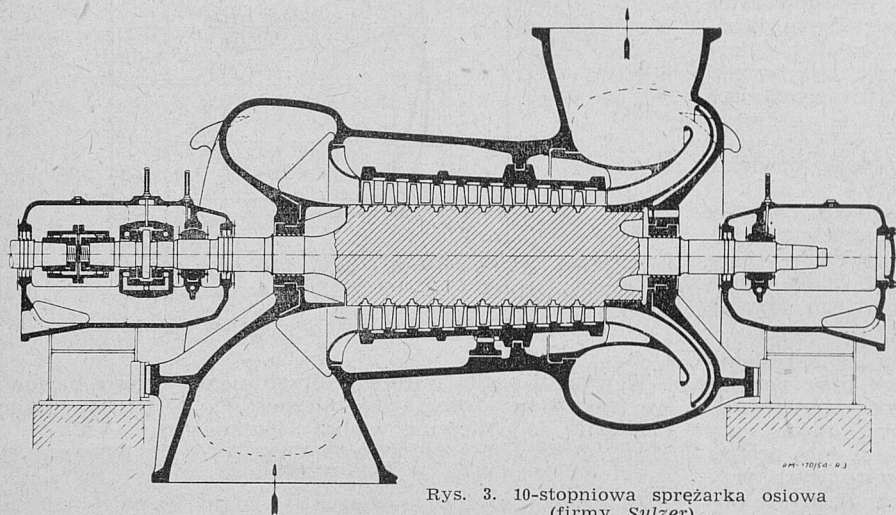
Łopatkı kierownicze mocowane są w specjalnych wkładkach umieszczanych następnie w korpusie (rys. 3). Zamocowania łopatek zarówno kierowniczych jak i wirnikowych są dość zróżnicowane zależnie od firm produkujących.

2. Sprężarki odśrodkowe

Sprężarki odśrodkowe osiągają dość znaczny spręż w jednym stopniu (2 a nawet do 3,5 w specjalnych sprężarkach lotniczych).

$$\Delta p = \frac{\gamma}{\mu} \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1) = \frac{\gamma}{\mu} \cdot \frac{\omega}{2\pi} \cdot (\Gamma_2 - \Gamma_1); \text{ kG/m}^2 \quad [2]$$

gdzie Γ_1 i Γ_2 — cyrkulacja prędkości ($\Gamma = \oint \vec{v} \cdot d\vec{l}$) na wło-



Rys. 3. 10-stopniowa sprężarka osiowa (firmy Sulzer).

cie i wylocie z wirnika (oznaczenia wg rys. 4).

Przy wlocie promieniowym ($c_1 = c_{1r}$):

$$\Delta p = \frac{\gamma \cdot \varphi}{\mu} \cdot u_2^2 \quad \text{gdzie } \varphi - \text{stosunek prędkości } c_u/u \quad [2a]$$

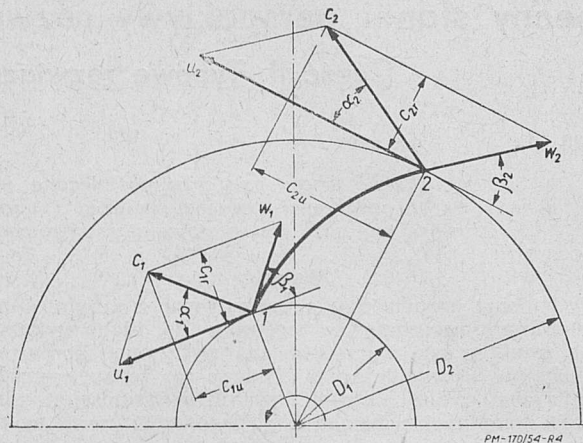
Liczba stopni jest bardzo mała i waha się w instalacjach stacjonarnych od 3 ÷ 4. Ze względu na znacznie niższą sprawność ($0,75 \div 0,78$) sprężarki odśrodkowe stosowane są znacznie rzadziej niż osiowe.

Badania firmy *Oerlikon* nad bezłopatkowymi dyfuzorami wielospiralnymi (rys. 5) pozwoliły na zbudowanie sprężarki o sprawności adiabatycznej dochodzącej do 86%. Osiągnięto to dzięki znacznie korzystniejszej zamianie energii kinetycznej na potencjalną oraz zmniejszeniu strat hydraulicznych.

W sprężarkach odśrodkowych można zastosować chłodzenie po każdym stopniu, co pozwala polepszyć sprawność obiegu przez zbliżenie procesu sprężania do izotermicznego. Jedną z korzystnych cech sprężarek odśrodkowych jest znacznie bardziej płaska charakterystyka o dużym zakresie ruchu ustalonego. Jest to szczególnie dogodne i pożądane wtedy, gdy obciążenie oraz liczba obrotów turbiny zmienia się w szerokich granicach, np. przy napędzie lokomotyw, okrętów lub w przypadku turbiny szczytowej w elektrowni, która pracuje przy stałych obrotach, lecz przy wahającym się obciążeniu.

Część mocy rozwijanej przez turbinę jaka zużywana jest do napędu sprężarki lub sprężarek waha się w granicach

³⁾ Turbina NZL — 1500 kW — Sznee — Teoria turbin gazowych — PWT, 1954, str. 356 rys. 257.



Rys. 4. Tarcza wirnikowa z trójkątami szybkości na wlocie i wylocie.

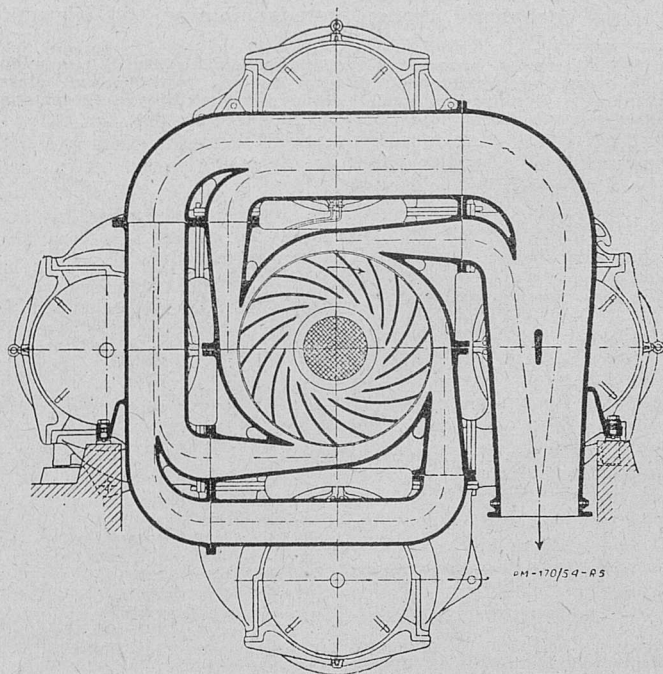
od 30 ÷ 60%, przy czym wielkość ta maleje w miarę wzrostu mocy turbiny, stosowania wielostopniowości sprężania, jak również podniesienia temperatury t_3 obiegu.

II. Turbiny gazowe

W przeciwieństwie do kondensacyjnych turbin parowych spadek entalpii w turbinie gazowej jest stosunkowo mały (30 ÷ 120 kcal/kg), przy czym w jednym kadłubie spadek ten nie przekracza na ogół 60 kcal/kg. Tak mały spadek entalpii i duże ilości przepływającego czynnika sprawiają, że ilość stopni turbiny waha się w granicach od 2 ÷ 7 niezależnie od systemu ułotkowania. Stosuje się więc zarówno ułotkowanie akcyjne jak i reakcyjne. Pierwsze spotykane jest rzadziej z powodu niższych sprawności, niemniej jednak stosowane jest chętnie w pierwszych stopniach turbin ze względu na duże obniżenie temperatury gazów spalinyowych w łopatkach kierowniczych.

Wielkość osiąganych sprawności we współczesnych turbinach gazowych waha się około 85 ÷ 88%, a w niektórych wypadkach dochodzą lub przekraczają nawet 90%.

Z uwagi na wysokie temperatury podstawowym problemem w budowie turbin gazowych są odpowiednie materia-



Rys. 5. Przekrój poprzeczny sprężarki z dyfuzorem wielospiralnym.

ły na łopatki wirnikowe (szczególnie pierwszych wieńców), a zwłaszcza materiały żaroodporne o wysokiej wytrzymałości na pełzanie.

Jak wykazują liczne badania, na łopatki wirnikowe najlepiej nadają się stale wysokostopowe, względnie nadstopy z takich składników jak: Co, Mo, Cr, Ni, W, V itp. W niektórych wypadkach zawartość składnika głównego sięga $60 \div 75\%$ (np. Vitalium — 60% Co, Nimonic — $75 \div 80\%$ Ni). Materiały te są bardzo drogie i u nas trudno dostępne.

W turbinach europejskich wysoką sprawność osiąga się przede wszystkim przez zastosowanie regeneracji ciepła przy umiarkowanych temperaturach $t_3 = 650 \div 700^\circ\text{C}$. W turbinach amerykańskich, a czasem i angielskich t_3 sięga do $800 \div 820^\circ\text{C}$ bez zastosowania chłodzenia łopatek.

Podwyższenie w przyszłości temperatury t_3 jest możliwe przez: 1) zastosowanie materiałów o wysokiej wytrzymałości na pełzanie oraz 2) zastosowanie chłodzenia łopatek w celu obniżenia temperatury samej łopatki przy wysokiej temperaturze gazów, co pozwala na użycie tańszych materiałów na łopatki przy niezmienniej temperaturze gazów.

Pierwszy kierunek, ze względu na ograniczone możliwości stosowanych materiałów metalowych, zmusza do szukania innego rodzaju materiałów, którymi w ostatnich czasach okazały się materiały ceramiczne. Materiały te odporne są na znacznie wyższe temperatury niż metale i ich stopy, przy czym odznaczają się dobrymi własnościami wytrzymałościowymi przy dużej jednak kruchości.

Ostatnio przeprowadzono wiele prób z łopatkami z materiałów cermetalowych oraz z łopatkami wykonanymi ze stali nisko-, średniostopowych, a nawet węglowych, pokrytymi ceramicznymi powłokami ochronnymi.

Materiały cermetalowe, przede wszystkim zaś spieki mieszanne np. karbidków boru z żelazem, karbidku tytanu z kobaltem, tungstenem lub molibdenem, pozwoliły na uzyskanie przy temperaturze około 1300°C wytrzymałości łopatek rzędu $12 \div 15 \text{ kG/mm}^2$. Jeszcze wyższe własności wykazują łopatki ze spiekanej proszku niklu i karbidków tytanu. Przy stosowaniu spieków na łopatki duże trudności nastęrcza wykonanie łopatek pod względem prawidłowości kształtu, co jest źródłem dodatkowych strat.

Pomyślne rozwiązanie tego zagadnienia pozwoli na podwyższenie temperatury t_3 w urządzeniach stacyjnych do wartości $900 \div 1000^\circ\text{C}$, co powoduje osiągnięcie sprawności przewyższającej wszystkie dotychczasowe silniki ciepłe.

Doświadczenia z powłokami ceramicznymi dają na ogół dobre rezultaty. Istnieją jednak duże trudności z zespole-

niem powłoki z podłożem. Baczną uwagę należy zwrócić szczególnie na taki dobór materiału, powłoki i podłoża, aby ich współczynniki rozszerzalności były do siebie zbliżone. W przeciwnym wypadku nastąpi pękanie i odpryskiwanie powłoki.

Kierunkiem zupełnie przeciwnym jest **chłodzenie łopatek**. Jako czynników chłodzących używa się wody (zarówno do chłodzenia powierzchniowego jak i bezpośredniego), sprężonego powietrza, a ostatnio sodu. Najskuteczniejsze w działaniu jest chłodzenie przez bezpośredni natrysk łopatek wodą; wywołuje ono jednak liczne naprężenia w łopatkach. Chłodzenie pozwala na znaczne podwyższenie temperatury t_3 (nawet o 150°C) przy zastosowaniu tego samego materiału na łopatki.

Z punktu widzenia termodynamicznego chłodzenie jest stratą, bowiem zostaje podczas niego odprowadzona część ciepła z obiegu. Pozwala to jednak na znaczne podwyższenie temperatury t_3 obiegu, a tym samym i jego sprawności. Jednak przy zbyt intensywnym chłodzeniu straty ciepła będą tak duże, że możliwe podwyższenie temperatury nie da wzrostu sprawności ogólnej, lecz spowoduje jej spadek.

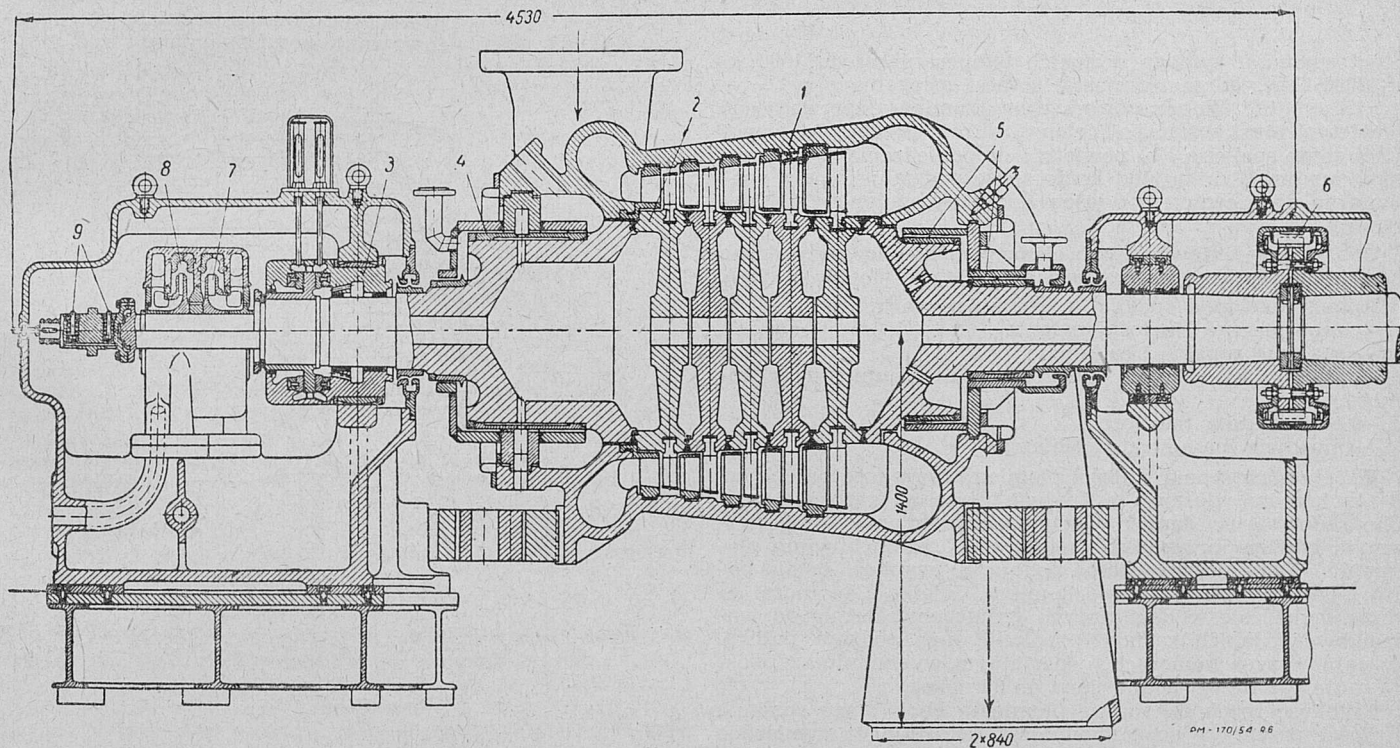
Rys. 6 i 7 przedstawiają kilka typowych rozwiązań turbin gazowych. Ze względu na małą ilość stopni wirniki ich wykonane są najczęściej w postaci pojedynczej odkuwki⁴⁾ lub spawane z pojedynczo odkutych tarcz (rys. 6), co jest szczególnie chętnie stosowane na skutek trudności kucia większych elementów ze stali stopowych. Często zamiast spawania stosuje się łączenie poszczególnych tarcz wzdłużnymi cięgłami umieszczonymi na obwodzie.

Doświadczenia firmy *Brown Boveri* nad rozkładem temperatur w wirniku potwierdziły słuszność koncepcji wykonania wirników w postaci tarcz — ze stali żaroodpornej — przyspawanych do odkuwki wału ze stali węglowej lub niskostopowej.

Kadłuby turbin gazowych wykonuje się czasem podwójne. Między cienki kadłub wewnętrzny, służący jedynie do prowadzenia strumienia, a zewnętrzny — przejmujący działanie ciśnienia — wkłada się materiał izolacyjny. Często również zamiast kadłuba wewnętrznego używa się wkładki żaroodpornej, w których umieszcza się łopatki kierownicze (przy ułopatkowaniu reakcyjnym) lub tarcze kierownicze (przy akcyjnym).

Pozostałe elementy nie różnią się zasadniczo w wykonaniu od spotykanych w turbinach parowych.

⁴⁾ Sznee — Teoria turbin gazowych — PWT, 1954. Str. 356, rys. 275.



Rys. 6. Przekrój podłużny turbiny niskoprężnej instalacji LMZ o mocy 12 000 kW: 1 — spawany wirnik, 2 — wkładka korpusu dla umocowania łopatek kierowniczych, 3 — kruciec wylotowy, 4 — łożysko oporowonośne, 5 i 6 — uszczelnienia labiryntowe: przednie i tylne, 7 — sprzęgło wahlwe, 8 — pompa olejowa systemu smarowania, 9 — pompa olejowa systemu regulacji, 10 — regulatory bezpieczeństwa.

III. Komory spalania

W turbinach gazowych można zasadniczo zastosować wszystkie rodzaje paliw: stałe, ciekłe i gazowe. Będzie to połączone z mniejszymi lub większymi trudnościami, szczególnie przy paliwach stałych spalanych bezpośrednio w dostarczanym przez sprężarkę sprężonym powietrzu.

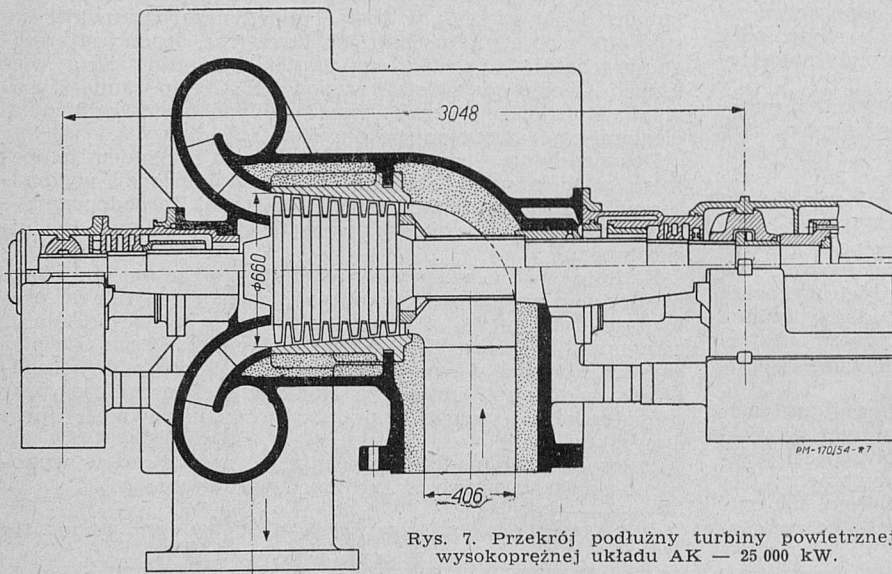
Z paliw stałych można tutaj wymienić: węgiel kamienny, brunatny, torf a nawet trociny. Paliwa płynne: gorsze gatunki oleju ciężkiego oraz produkty odpadowe przy destylacji ropy naftowej. Paliwa gazowe: gaz koksowniczy, ziemny, wielkopiecowy lub ich mieszaniny.

Ze względu na znaczną rozbieżność własności stosowanych paliw, zróżnicowanie komór spalania jest tak szerokie jak żadnego innego elementu instalacji.

Komory spalania można podzielić na dwie zasadnicze grupy:

1. komory o spalaniu bezpośrednim (wewnętrznym);
2. komory o spalaniu pośrednim (zewnętrznym) stosowane w obiegach zamkniętych.

W celu osiągnięcia odpowiedniej temperatury t_3 za pomocą spalania całkowitego nadmiar powietrza λ waha się w granicach $5 \div 10$ w zależności od stopnia regeneracji. Dobry



Rys. 7. Przekrój podłużny turbiny powietrznej wysokoprężnej układu AK — 25 000 kW.

efekt spalania wymaga wysokich temperatur rzędu $1500 \div 2000^\circ\text{C}$ w jądrze płomienia, co jest osiągalne przy $\lambda_1 = 1,1 \div 1,5$. Wobec powyższego strumień dopływającego powietrza musi zostać podzielony na dwa strumienie: a) powietrze do spalania i b) powietrze do ochłodzenia wytworzonych spalin. Wynika stąd konieczność podziału komory spalania na dwie części: 1) właściwą komorę spalania i 2) mieszalnik.

Dobre zaprojektowanie obu elementów komory pozwala na osiągnięcie sprawności komory dochodzącej do $96 \div 98\%$.

Komora powinna spełniać następujące warunki:

- zabezpieczyć ciągłość spalania,
- spalanie zupełne i całkowite,
- jednorodny rozkład temperatury w strumieniu za komorą,
- odpowiednią trwałość,
- możliwie małe straty ciśnienia.

W celu zachowania stałości płomienia, szybkość przepływu przez komorę właściwą musi być niższa od szybkości rozchodzenia się w danych warunkach płomienia. W przeciwnym bowiem przypadku nastąpi tzw. „zdmuchiwanie płomienia”. Dane doświadczalne podają, że szybkość ta dla paliw płynnych wynosi około 8 m/sek. Wielkość ta może jednak wahać się w dość dużych granicach, zależnie od warunków w jakich zachodzi spalanie oraz rodzaju paliwa; w najnowszych komorach o specjalnym wykonaniu szybkość ta może być nawet podniesiona do 30 m/sek.

Szybkość rozchodzenia się płomienia obok czasu spalania i ilości przepływającego powietrza decyduje o wymiarach właściwej komory spalania, bowiem z równania ciągłości wynika:

$$F \cdot c = V = B \cdot V_{rz} \quad [3]$$

Po przekształceniach dochodzimy do wzoru, w którym lewa strona przedstawia objętość właściwej komory spalania:

$$F \cdot l \geq B \cdot \vartheta \cdot V_{rz}; \quad [4]$$

gdzie F — powierzchnia przekroju komory, m^2 ; l — długość właściwej komory spalania, m ; B — rozchód paliwa, kg/sek ; ϑ — czas spalania, sek ; V_{rz} — rzeczywista objętość powietrza (przy paliwach stałych i ciekłych) lub objętość powietrza i gazu (przy paliwach gazowych) przypadająca na jednostkę masy paliwa, m^3/kg pal. lub m^3/Nm^3 pal.

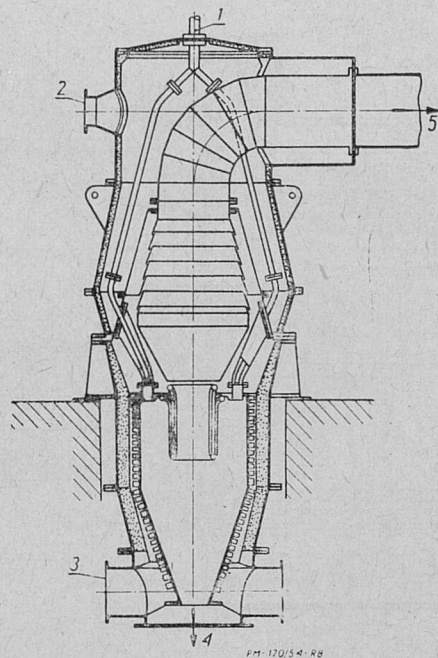
Z objętością właściwej komory spalania związane jest natężenie cieplne komory spalania, wynoszące w nowoczesnych instalacjach od $4 \cdot 10^6 \div 25 \cdot 10^6 \text{ kcal}/\text{m}^3 \text{ h}$ ata, i dochodzące w wykonaniach specjalnych do wartości $100 \cdot 10^6 \text{ kcal}/\text{m}^3 \text{ h}$ ata (np. w silnikach odrzutowych). Obok więc turbiny gazowej komora spalania jest jednym z najbardziej obciążonych elementów.

Obecnie poświęcimy kilka słów zagadnieniu spalania węgla, mającemu doniosłe znaczenie szczególnie w naszych warunkach gospodarczych. Węgiel może zostać spalony w komorach bądź jako pył węglowy, bądź jako paliwo gazowe, po uprzednim zgazowaniu węgla.

Metoda pierwsza jest najtrudniejsza do zrealizowania w związku z istniejącymi dużymi trudnościami odpowiedniego odpylania spalin. Dopiero ziarna popiołu o średnicy do 5μ nie powodują erozji łopatek turbinowych. Większa natomiast zależność od ich wielkości erodują wolniej lub szybciej łopatki, powodując znaczne zmniejszenie ich trwałości.

W celu usunięcia popiołu ze spalin stosuje się specjalne urządzenia w postaci cyklonów, multicyklonów jak również płynne odzuszanie spalin. Rys. 8 i 9 przedstawiają komorę spalania na płynny żużel oraz całość instalacji. Rys. 10 przedstawia inny typ komory spalania również na pył węglowy.

Zgazowanie węgla można przeprowadzić bądź w generatorach, bądź — przy niskokalorycznych i cienkich pokładach węgla — bezpośrednio pod ziemią. Przy zastosowaniu generatorów intensywność procesu oraz wartość opału gazu można podnieść przez zgazowywanie pod ciśnieniem.



Rys. 8. Komora spalania na pył węglowy z płynnym odzuszaniem spalin: 1 — mieszanka pyło-powietrzna, 2 — powietrze wtórne, 3 — powietrze chłodzące płynny żużel, 4 — odprowadzenie popiołu, 5 — odprowadzenie gazów spalinowych.

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

OŚRODEK DOKUMENTACJI OBRABIAREK I OBRÓBKİ SKRAWANIEM

- 30* 669.018.25:621.9.014.5 18
Narzędzia z węglików spiekanych do skrawania metali lekkich. „Hartmetall — Werkzeuge für die Zerspannung von Leichtmetallen“. *Fertigungstechnik* t. 4, Nr 2, luty 54, s. 65; A4, 1 str., 2 tabl., 2 poz. bibl. — Ogólne omówienie trudności, jakie stwarza skrawanie metali lekkich, specjalnie aluminium, magnezu i ich stopów. Trudności są do pokonania przez odpowiedni dobór geometrii ostrza narzędzia skrawającego, a specjalnie kąta przystawienia oraz przez dobór odpowiedniej prędkości skrawania. W tablicowych zestawieniach podano zalecone dla poszczególnych stopów warunki obróbki.
- 31* 621.931:621.367 18
 Ilik J. A., Neweschin W. K.: **O radzieckich piłach elektroerozyjnych.** „Über die elektro-erosiven Trennmaschinen in der Sowjetunion“. *Fertigungstechnik* t. 4, Nr 1, styczeń 54, s. 25; A4, 4 str., 2 fot., 1 mikrogr., 5 rys., 3 tabl., 1 poz. bibl. — Techniczny i konstrukcyjny opis dwu typów radzieckich pił elektroerozyjnych. Opis uzupełniony jest rysunkami i fotografiami. Radzieckie piły pracują na elektrolicie składającym się z wodnego roztworu kaolinu, boraksu i kwasu borowego. Roztwór ten tak pod względem wydajności jak i optymalnego zużycia tarczy okazał się najlepszy. Podano warunki prądowe pracy pił, sposób ich pracy oraz analizę ekonomiczną obróbki elektroerozyjnej oraz jakości obrabianych przedmiotów.
- 32* 621.951.7:669.018.25 18
 Andrejew G. S.: **Rozwiercanie otworów rozwiertakiem maszynowym z płytkami ze spiekanych węglików.** „Aufreiben von Bohrungen mit hartmetallbestückten Maschinenreihahlen“. *D. Maschinenbau*, t. 3, Nr 2, luty 54, s. 38; A4, 2,5 str., 1 fot., 4 rys., 2 wykr., 1 poz. bibl. — Trudności w wykończeniu otworów wykonanych w trudnoobrabialnych materiałach nasunęły myśl zastosowania rozwiertaków maszynowych z nakładkami z węglików spiekanych. Zastosowanie węglików spiekanych spowodowało konieczność zmiany geometrii ostrza rozwiertaka oraz ustalenie optymalnej prędkości skrawania. Najlepsze wyniki otrzymano przy zastosowaniu szybkości rozwiercania powyżej 180 m/min przy smarowaniu i chłodzeniu olejem maszynowym. Przy tych szybkościach gładkość obrabianej powierzchni leżała w 11 klasie wg GOST.
- 33* 621.9.014.5:621.9.013 18
 Piegert R.: **Nowe warunki dla toczenia zgrubnego.** „Die neuen Richtwerte für Schruppürchen“, *Fertigungstechnik* t. 4, Nr 1, styczeń 54, s. 9; A4, 4 str., 2 rys., 4 wykr., 3 tabl., 2 poz. bibl. — W oparciu o doświadczenia radzieckie nad obróbką szybkościową w NRD oraz z uwagi na coraz bardziej rozpowszechniające się szybkościowe metody obróbki mechanicznej, zrewidowano w NRD dotychczasowe tablice zalecanych warunków skrawania. W pierwszym rzędzie opracowano nowe tablice zalecanych warunków skrawania przy toczeniu zgrubnym. Specjalną uwagę zwrócono na toczenie dużymi szybkościami z uwzględnieniem maksymalnego wykorzystania mocy obrabiarki. Przeprowadzono analizę techniczną i ekonomiczną nowych tablic. Zalecana geometria ostrzy noży tokarskich.
- 34* 621.923:669.018.25 18
 Karatygin A. M., Korschunow B. S.: **Szlifowanie i docieranie płytek ze spiekanych węglików do noży tokarskich.** „Schleifen und Läppen des Hartmetallplättchens am Drehmeißel“. *Fertigungstechnik* t. 4, Nr 1, styczeń 54, s. 13; A4, 1 str., 3 tabl., 2 poz. bibl. — Nowa mechaniczno-chemiczna metoda szlifowania płytek z węglików spiekanych i ze spieków ceramicznych przy użyciu ściernic z SiO₂. Omówiono szlifowanie na sucho i z chłodzeniem oraz podano sposób doboru jakości ściernic i warunków szlifowania. Docieranie płytek według nowej metody przeprowadza się na tarczach metalowych przy użyciu sproszkowanego elektrokorundu.
- 35* 621.97.09 18
 Frantz H.: **Stan obróbki elektroerozyjnej.** „Stand der elektrosiven Metallbearbeitung“. *D. Maschinenbau* t. 3, Nr 1, styczeń 54, s. 15; A4, 1 str. — Dzisiejszą sytuację na polu obróbki elektroerozyjnej uważa autor za niezadowalającą. Podana została obecna sytuacja rozwoju metod obróbki elektrycznej w NRD, ZSRR i w Czechosłowacji z wymienieniem najważniejszych osiągnięć. Zarys planu badań nad dalszym rozwojem elektrycznych metod obróbki w ogólności.
- 36* 621.79 18
 Roth K.: **Elektroerozyjna obróbka metali na stanowisku wybudowanym samemu.** „Elektro-erosive Metallbearbeitung mit selbstgebaute Einrichtung“, *Fertigungstechnik* t. 4, Nr 7, lipiec 54, s. 312; A4, 1 str., 1 fot., 1 rys. — Fotografia i schemat elektryczny urządzenia do elektroiskrowego drążenia. Opis budowy, zasada pracy i eksploatacji. Stanowisko takie można bardzo łatwo zbudować w każdym większym zakładzie systemem gospodarczym. Jako źródło prądu służy 24 V prostownik, ładujący 8 kondensatorów o pojemności 500 μF.
- 37* 621.91.07 18
Elektrolit do obróbki elektroerozyjnej. „Arbeitsflüssigkeit für Elektro-Erosion“. *Fertigungstechnik* t. 4, Nr 3, marzec 54, s. 129; A4, 1 str. 5 poz. bibl. — Skład chemiczny, ciężar właściwy oraz sposób przygotowania elektrolitu do obróbki anodowo-mechanicznej. Podstawowym składnikiem jest szkło wodne. Omówiono sposób przyrządzania i częstotliwość wymiany elektrolitu, konserwację obrabiarek i bezpieczeństwo pracy. Podano skład chemiczny maści, którą powinni smarować ręce pracownicy, aby uniknąć szkodliwego działania elektrolitu na skórę.
- 38* 621.9.014.5 18
 Kutusow S. J.: **Skrawanie szybkościowe na tokarkach za pomocą dwu noży.** „Schnellzerspannung auf Drehmaschinen mit zwei Meisseln“. *Fertigungstechnik* t. 4, Nr 1, styczeń 54, s. 31; A4, 1,5 str., 8 rys. — Analiza rozkładu sił przy toczeniu wskazuje na lepsze ich wykorzystanie w przypadku toczenia dwoma nożami ustawionymi dwustronnie. Korzystniejszy w tym wypadku rozkład sił pozwala nie tylko na zdejmowanie dwu wiórów równocześnie, ale także na zwiększenie prędkości skrawania. Omówiono warunki skrawania tą metodą oraz budowę specjalnego suportu.
- 39* 621.923.5 18
 Kiedrow S. M.: **Środki zwiększające wydajność docierania metali.** „Sriedstva povyszenija proizvoditelnosti dowodki metałłow“. *Stanki i Instrum.* t. 25, Nr 7, lipiec 54, s. 17; A4, 4 str., 1 fot., 18 wykr., 1 poz. bibl. — Wyniki badań docierania z ciągłym podawaniem materiału ściernego, docieranie docierakiem wykonującym ruchy wahadłowe, docieranie ściernicami oraz wielkość sił tnących (stycznych) występujących przy docieraniu. W wyniku badań stwierdzono, że dodatki czynników powierzchniowo aktywnych zwiększają wydajność dwukrotnie, podano optymalne ilości dodatków. Najlepszym materiałem na docieraki jest żeliwo. Optymalna ziarnistość proszków ściernych. Dokończenie artykułu ze *Stanki i Instrumient* Nr 6/54.
- 40* 621.95:621.952.2:621.9.09 18
 Svěrák A.: **Zastosowanie ciężkich obrabiarek w przemyśle maszynowym.** „Požití stavebnicových obráběcích strojů ve strojírenství“. *Stroj. Výroba* t. 2, Nr 7, lipiec 54, s. 279; A4, 3 str., 6 fot., 5 rys. 1 wykr. — Artykuł poświęcony obrabianiu do wiercenia głębokich otworów. Opis ciężkich dwu-



i sześciowrzecionowych obrabiarek produkcji czechosłowackiej. Specjalne zagadnienia związane z głębokim wierceniem jak: prowadzenie wiertła, usuwanie wiórów z otworu, smarowanie i chłodzenie narzędzia, oprzyrządowanie obrabiarek do głębokiego wiercenia oraz schematy automatycznych hydraulicznych posuwów wiertarek. Przykłady wiercenia otworów smarowniczych w wałach wykorbionych.

41* 621.914:621.94 18

Richter A., Weber H.: **Frezowanie na tokarce — Nowe metody obróbki cz. III.** „Rundschlagfräsen — ein neues Bearbeitungsverfahren III Teil”. *Fertigungstechn.* t. 2, Nr 4, kw. 52, s. 101; A4, 3 str. — Autor kontynuuje dalsze zagadnienie związane z frezowaniem na tokarce, rozpoczęte w *Fertigungstechnik* Nr 1 i 3. W trzeciej części podaje wzory obliczeniowe i ich wyprowadzenia na obliczanie ilości noży biorących udział jednocześnie w frezowaniu. Omówiono zagadnienie błędów kształtu oraz tolerancji wykonania wg I.S.A. Omówiono wpływ kształtu ostrza i wielkości promienia zaokrąglenia na wielkość błędów wykonania.

42* 621.923.12 18

Schöning W.: **Szlifowanie bezkłowe.** „Spitzenloses Schleifen”. *Fertigungstechn.* t. 2, Nr 6, czerw. 52, s. 178; A4, 1 str., 2 fot., 5 rys. — Zasada pracy dwóch typów szlifierek bezkłowych służących do szlifowania końcówek małych przedmiotów np. promieni zaokrąglenia ostrzy itp. oraz szlifierek do szlifowania szpilek gramofonowych. Szlifować można na wymiar 0,08 mm z tolerancją $\pm 0,0025$ mm.

43* 621-229.324.4:621-229.34 18

Iofinow I. A. i inni: **Szybkosprawni kiel zabierający.** „Bystrodiestwujuszczij powodkowyj centr”. *Stanki i Instrum.* t. 25, Nr 5, maj 54, s. 23; A4, 1,5 str., 3 rys., 1 tabl. — Rysunek konstrukcyjny, zasada działania i sposób eksploatacji kła zabierającego. Stosowanie opisanego kła pozwala na obróbkę wałków za jednym zamocowaniem. Wadą tego typu kła jest to, że mniejsza o około 50% sztywność wrzecion. Kiel zakłada się do wrzecion; przedmiot mocuje się tylko w kłach bez tarczy zabierakowej i zabieraka.

44* 621-229.25 18

Poch J.: **Szybkomocujące imaki.** „Rychloupinaci svěráky”. *Stroj. Výroba.* t. 2, Nr 2, luty 54, s. 67; A4, 4 str., 1 fot., 9 rys., 2 tabl. — Dokładny opis konstrukcyjny nowego rozwiązania imaka szybkomocującego, który znalazł zastosowanie przy frezowaniu, wierceniu i szlifowaniu niewielkich przedmiotów oraz przy obróbce ręcznej. Zastosowanie imaka pozwala na znaczne skrócenie czasów pomocniczych, zaś jego prosta konstrukcja pozwala na wykonanie we własnym zakresie przez zakład pracy. Tabele zasadniczych wymiarów poszczególnych części.

45* 621.941.229.323.2 18

Gastone D. J.: **Samoczynny uchwyt tokarski Ernault-Batignolles.** „Le mandrin auto-entraineur H. Ernault-Batignolles”. *Prat der Industr. Mecan.* t. 36, nr 4, kw. 53, s. 107; A4, 4,5 str. 2 fot., 2 rys., 1 poz. bibl. — Samoczynny uchwyt tokarki skraca czas pomocniczy w operacjach tokarskich do minimum. Samoczynne zamknięcie szcęk uchwytu następuje po przekroczeniu 200 obr/min., charakterystyczne stuknięcie sygnalizuje zaciśnięcie przedmiotu obrabianego. Poniżej 200 obr/min. uchwyt zamykany jest ręcznie za pomocą dźwigni. Górna granica obrotów 2500 obr/min. Do zaciskania szcęk wykorzystano sprężone z nimi przeciwcieżary, do lutowania — płaskie sprężyny. Uchwyt stosowany jest tylko na tokarkach z hamulcami na wrzecionach. W tekście dokładny opis urządzenia i sposobów mocowania.

46* 621 — 229.312.4 18

Ulepszony imak nożowy pozwala na łatwiejsze usuwanie uszkodzonych śrub. „Modified toolpost aids clampscrew extraction”. *Machinist.* t. 97, Nr 47, list. 53, s. 1958; A4, 0,5 str., 1 rys. — Celem uniknięcia trudności w usuwaniu zgitych śrub lub śrub z główką grzybkową z imaka nożowego, otwory w tym ostatnim przez które normalnie przechodzą śruby są nagwintowane i w nich umieszczone są tulejki, przy czym w ich gwint wewnętrzny wkręcone są śruby przytrzymujące nóż w imaku. W razie konieczności usunięcia śruby, wykręca się tulejkę, która ze śrubą stanowi jedną całość. W tym celu tulejka ma wyfrezowane powierzchnie na swej górnej części, umożliwiające uchwycenie jej kluczem.

47* 621-229.32:621.95 18

Sigmunt J.: **Szybkomocujące urządzenia wiertarskie i ich zastosowanie.** „Rychloupinaci vrtaci přístroje a jejich využití”. *Stroj. Výroba.* t. 1, Nr 4, czerw. 53, s. 110; A4, 5,5 str., 13 fot., 1 rys., 2 poz. bibl. — Szybkość mocowania przedmiotu na wiertarce jest ekonomicznie ważnym zagadnieniem, gdyż niekiedy czas potrzebny na tę czynność jest równy lub dłuższy od czasu maszynowego. Wśród szeregu opisanych i pokazanych na rycinach przyrządów szybkomocujących przy wierceniu widoczne są trzy grupy: uchwyty uniwersalne, uchwyty przeznaczone do mocowania określonych części, wreszcie uchwyty przystosowane do obróbki wielkoseryjnej jednakowych części. Omówione uchwyty działają mechanicznie za pomocą przekładni dźwigniowych i odznaczają się prostotą, umożliwiającą wykonanie ich przez zakład użytkujący we własnym zakresie. Podano opisy konstrukcyjne, zakres zastosowania, sposób posługiwania się nimi oraz wskaźniki techniczno-ekonomiczne.

48* 621.941.27:621.753.1 18

Dayton R. W., Allen C. M.: **Urządzenie do wytaczania na tokarce z wyjątkową dokładnością.** „Lathe fixture bores to exceptional tolerances”. *Amer. Mach.* t. 93, Nr 3, luty 49, s. 89; A4, 3 str., 2 fot., 2 rys., 1 tabl. — Zasada działania i dokładny opis urządzenia do wytaczania panewek łożyskowych na tokarce z dokładnością do 0,00001 — 0,00005 cala. Urządzenie to składa się z uchwytu i wytaczadła połączonego przegubowo z wrzecionem tokarki i prowadzonego na specjalnych powleczonech srebrnem poduszkach. Dokładność obróbki jest niezależna od dokładności samej obrabiarki. Podano technologię produkcji wytaczadeł.

49* 621.9-523 18

Budnich jr.: **Nowoczesne napędy obrabiarek.** „Neuartige Antriebe an Werkzeugmaschinen”. *Werkst. u. Masch.-bau.* t. 42, Nr 12, grud. 52, s. 527; A4, 1 str., 2 fot., 1 rys., 2 poz. bibl. — Schemat i opis nowoczesnego sposobu elektonowego sterowania napędu strugarki. Strugarka napędzana jest z układu Leonarda w specjalnym jednoczesiowym wykonaniu. Układ napędowy sterowany jest elektonowo przez prostownik selenowy ze specjalnym wzmacniaczem magnetycznym. Osiągany tym sposobem zakres regulacji liczby obrotów wynosi 1 : 100.

50* 621.91.07:621.9.025.4/5:669.018.25 18

Berthold H.: **Nowe tablice doboru warunków obróbki zgrubnej.** „Neue Richtwerte für Schruppdrehen”. *Fertigungstechn.* t. 2, Nr 4, kw. 52, s. 109; A4, 3,5 str., 1 wyk., 1 tabl., 1 poz. bibl. — Warunki oraz założenia przy opracowywaniu nowych tablic warunków skrawania przy toczeniu zgrubnym. Przykład posługiwania się tablicami oraz nomogramem. Tablice są obliczone dla narzędzi ze spiekanych węglików metalu dla 5 gatunków stali i dwóch gatunków żeliwa, dla obrabiarek o mocy 3,6; 4,5; 5,5; 6,5; 7,5; 9,5; 11; 13 oraz 15 KW. Okres trwałości ostrza przyjęto 60 min. Tablice te w najbliższym czasie wyjdą z druku i będą dostępne dla wszystkich zakładów pracy.

51* 621-229.31 18

Voigt A.: **Urządzenie do mocowania małych i średnich części obrabianych.** „Spannvorrichtung für kleine und mittlere Werkstücke”. *Fertigungstechn.* t. 4, Nr 7, lip. 54, s. 311; A4, 0,5 str., 1 rys. — Szkic oraz zasada pracy i eksploatacji urządzenia do mocowania małych i średnich przedmiotów obrabianych. Urządzenie pozwala na szybkie mocowanie oraz zdejmowanie przedmiotów z obrabiarki.

52* 621-229.323 18

Kunze G.: **Centrowanie i mocowanie masami plastycznymi.** „Zentrieren und Spannen mit Druckmesse”. *Fertigungstechn.* t. 4, Nr 3, marz. 54, s. 116; A4, 2 str., 4 fot., 3 rys. — Opis konstrukcji i rysunki urządzenia do centrowania i wiercenia otworów w odlewach żeliwnych, które składa się z uchwytu działającego na zasadzie hydrostatycznej przy wykorzystaniu mas plastycznych. Urządzenie przystosowane jest do chwycenia odlewów o różnych kształtach.

53* 621.951.1 18

Przyrząd wiertarski (do produkcji małoseryjnej). „Mehr-zweck-Bohrvorrichtung”. *Werkstatt u. Betrieb.* t. 87, Nr 10, paźdz. 54, s. 600; A4, 1 str., 3 fot. — Podano fotografie oraz opisano trzy rozwiązania konstrukcyjne urządzenia

pozwalającego na mocowanie oraz wiercenie otworów o różnych średnicach w małych przedmiotach o różnych kształtach.

54* 621.836:620.179.6 18

Schneider R.: **Wymagania dokładnościowe prowadnic słupowych**. „Genauigkeitsvorschriften für Säulenführungsstelle“. *Fertigungstechn.* t. 2, Nr 11, list. 52, s. 339; A4, 1 str., 5 rys., 2 tabl. — Przepisy dotyczące sprawdzenia prowadnic słupowych podające wymagane dokładności i dopuszczalne odchyłki. Przykłady ustawiania narzędzi oraz elementy podlegające sprawdzaniu.

55* 621.319.5:621.9.02 18

Potuček F.: **Dyskusja o elektroiskrowym ulepszaniu ostrzy narzędzi**. „Diskuse o elektroiskrovém zlepšovani ostří nástroju“. *Stroj. Výroba*. t. 2, Nr 6, czerw. 54, s. 254; A4, 1 str. — Zakłady Wytobów Precyzyjnych w Gottwaldowie wypowiadają się w dyskusji nad elektroiskrowym ulepszaniem narzędzi, podkreślając konieczność ściślejszej współpracy na tym polu z innymi zakładami jako warunek znalezienia odpowiedzi na temat opłacalności tej metody. W wymienionych zakładach dotychczasowe wyniki prób prowadzonych chaotycznie nie dają ani pozytywnej ani negatywnej odpowiedzi.

56* 621.92:621.914.2 18

Hydrauliczna szlifierka do ostrzenia frezów Barber-Colman Nr 6-5. „Barber-Colman Nr 6-5 hydraulic hob sharpening machine“. *Machinery*. t. 85, Nr 2175, lip. 54, s. 180; A4, 1 str., 1 fot. — Opisano szczegółowe konstrukcje szlifierki do ostrzenia z dużą dokładnością (AA) frezów szybkoobrotowych ze stali, stali i frezów cementowanych. Szlifierka nadaje się do ostrzenia frezów o nacięciach prostych i spiralnych i po nastawieniu skrawa automatycznie do żądanej głębokości. W ten sposób jeden pracownik może obsługiwać kilka szlifierek.

57* 621.914 18

Iwanow G. A.: **Szybkościowe frezowanie rowków**. „Skorostnoje friezierowanie pazow“. *Stanki i Instrum.* t. 24, Nr 7, lip. 53, s. 36; A4, 0,5 str., 3 rys. — Rysunki konstrukcyjne głowicy frezowych do frezowania płaskich oraz do frezowania rowków w kształcie litery H. Głowice do płaskich są czterostrzowe, dwa ostrza mocowane śrubami do obróbki zgrubnej, dwa pozostałe do obróbki wykończającej, Głowice do rowków są dwunożowe.

58* 621.914:621.99:621.94 18

Brockmann E.: **Frezowanie gwintów na tokarce**. „Gevinde-wirbeln auf der Drehbank“. *Fertigungstechn.* t. 2, Nr 9, wrzes. 52, s. 279; A4, 1 str., 2 fot., 1 rys., 1 poz. bibl. — Wyniki badań przeprowadzonych w zakładach Tewa-Werk der Jugend nad frezowaniem przecinkowym na tokarce gwintów o profilu okrągłym, nożem profilowym wirującym. Stwierdzono wysoką gładkość powierzchni i czystość gwintu, niemniej uzyskano bardzo krótki okres trwałości ostrza. Napęd narzędzia od silnika umieszczonego wraz z głowiczką narzędziową na suporcie. Ilość obrotów narzędzia $n = 4000$ obr/min, ilość obrotów przedmiotu $N = 0,5$ obr/min.

59* 621.992.7 18

Sternke W.: **Walcowanie czy rolkowanie gwintów**. „Das Walzen oder Rollen von Gevinden“. *Werkstatt und Betrieb*. t. 87, Nr 7, lip. 54, s. 375; A4, 1,5 str., 5 rys. — Przegląd zgłoszonych patentów na temat wykonywania gwintów drogą walcowania. Rozróżniono zasadniczo dwa typy walcowania: gdzie elementy walcujące gwint są płaskie, względnie w kształcie rolek, pierścieni lub walców. W istocie w obu przypadkach mamy do czynienia z walcowaniem. Pobieźny opis nowoczesnej precyzyjnej walcarki do gwintów, która może wykonywać wszelkie rodzaje gwintów.

60* 621.941.27 18

Richard H.: **Ciężkie tokarki do obróbki wałów korbowych DXKW**. „Schwere Kurbelwellendrehmaschinen DXKW“. *Maschinenbau Technik*. t. 2, Nr 6, czerw. 53, s. 253; A4, 6 str., 3 fot., 16 rys., 1 wyk., 3 tabl. — Elementy konstrukcji ciężkiej tokarki do obróbki wałów korbowych. Na obrabiarkę można obrabiać wały korbowe o długości powyżej 7 m, o ciężarze powyżej 13 ton. Obrabiarki tego typu przeznaczone są do obróbki zgrubnej i dokładnej, posiadają 4 stopnie obrotów, silnik mocy 50 KW do napędu wrzeciona. Obrabiarka ma dwa suporty. Podano charakterystykę

czterech typów obrabiarek, produkowanych przez fabrykę obrabiarek VEB w Mensewitz.

61* 621.917:621.834 18

27-stopowa frezarka do kół zębatach firmy Craven. „Craven 27-ft. gear hobbing machine“. *Machinery*. t. 82, Nr 2115, maj 53, s. 1023; 24 × 18 cm, 2,5 str., 3 fot. — Opis konstrukcji 150-tonowej frezarki do obróbki kół zębatach do średnicy 8 m i grubości 1,20 m. Obrabiarka posiada obrotowy jednak nieprzesuwany stół o średnicy 4,4 m, który można zastąpić mniejszym, gdy zachodzi tego potrzeba. Kolumna frezarki jest ruchoma, co umożliwia większy zasięg narzędzia. Posuw regulowany ręcznie. Specjalne urządzenie sprężające ruch obrotowy stołu z posuwem pozwala na unikanie błędów w obróbce. Podano przykład obróbki koła zębatego o średnicy 7,85 m.

62* 621.9:621-82:621.91.07:621.833.7.0.5 18

Hydrauliczna obrabiarka do kół zębatach stożkowych. Heidenreich & Harbeck 26 H. „Heidenreich & Harbeck 26 H hydraulic bevel gear generator“. *Machinery*. t. 85, Nr 2174, lip. 54, s. 140; A4, 0,7 str., 1 fot. — Opis nowo wyprodukowanej zmodyfikowanej obrabiarki 60 H. Jednostka ta jest mniejsza i może wycinać zęby proste. Natomiast maszyna 26 HS produkuje zarówno koła zębata stożkowe o zębach prostych jak i spiralnych. Noże obrabiarki są wprawione w ruch hydraulicznie.

63* 621.941.232 18

Korniłow B. I.: **Modernizacja rewolwerówki do bezkłowego obtaczania długich wałów**. „Modernizacija riwoliwernowo stanka dla biescentrowej obtoczki dlennyh wałow“. *Stanki i Instr.* t. 25, Nr 3, marz. 54, s. 28; A4, 1 str., 3 rys. — Sposób nacinania długich wałów na zmodernizowanej rewolwerówce. Obróbka wałów przebiega w następujący sposób: wał mocuje się w uchwycie głowicy rewolwerówki, od której wał uzyskuje posuw. Część wału podlegająca obróbce przechodzi przez wrzeciono, na którym zamocowany jest w głowicy noż wirujący razem z wrzecionem, za nożem zaś są dwie rolki zgniatające nierówność powierzchni. Taka technologia pozwala 3 — 4 razy skrócić czas obróbki wału oraz eliminuje drgania powstające przy obróbce długich wałów.

64* 621.993.2 18

Gwintowanie ze śrubą pociagową „Webo“ GK12. „Webo Type GK12 leadscrew controlled topping machine“. *Machinery*. t. 85, Nr 2174, lip. 54, s. 142; A4, 0,6 str., 1 fot. — Omówiono konstrukcję nowej gwintownicy produkcji niemieckiej „Webo“ GK12. Gwintownica posiada sześć różnych szybkości wrzeciona, od 180 do 1000 obr/min i może naciąć gwint do pół cala średnicy w miękkiej stali, do 9/16 cala w mosiądzu i żeliwie. Nowością jest to, że gwintownica tą można wykonywać otwory o tej samej wielkości na różnych poziomach przez wprowadzenie możliwości przesuwania wrzeciona.

65* 621.229.34:621.92 18

Steger H.: **Specjalne zabieraki szlifierskie**. „Zweckmässige Schleifmitnehmer“. *Fertigungstechn.* t. 4, Nr 3, marz. 54, s. 117; A4, 1,5 str., 6 rys. — Opis i rysunki sześciu rozwiązań konstrukcyjnych specjalnych zabieraków szlifierskich. Mają one za cel ułatwienie szlifowania prostych okrągłych przedmiotów w przypadku braku szlifierki bezkłowej. Analiza wskazuje na wzrost wydajności szlifowania przy zastosowaniu opisanych przyrządów.

66* 621.9.02 18

Nowikow I. I.: **Zastosowanie noży kombinowanych o kilku krawędziach skrawających**. „Primienienie kombinirowannyh mnogole zwinyh riezcow“. *Stanki i Instr.* t. 25, Nr 3, marz. 54, s. 33; A4, 2 str. 9 rys. — Przykłady obróbki zastosowanymi przez racjonalizatorów nożami kształtowymi pozwalającymi znacznie zwiększyć wydajność produkcji.

67* 621.923.6:621.914.2 18

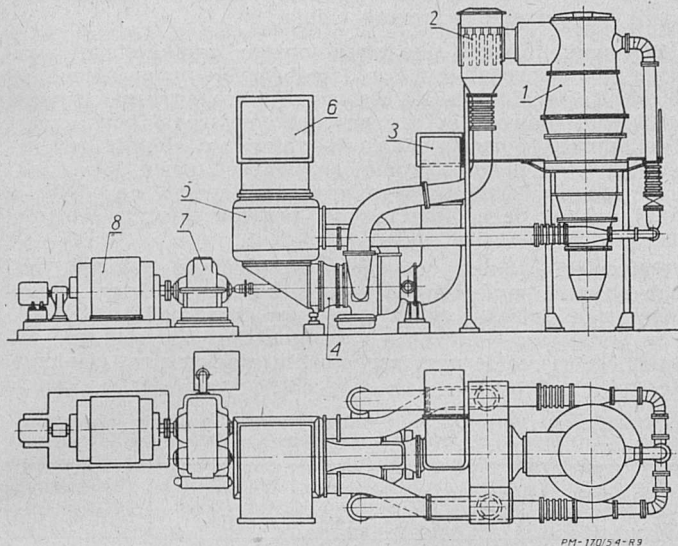
Szwarcbard B. I.: **Profilowe szlifowanie szpiczastych frezów kształtowych**. „Profilnoje zataczivanie fasonnyh ostrokoniecznyh friez“. *Stanki i Instr.* t. 25, Nr 3, marz. 54, s. 18; A4, 4,5 str. 4 fot., 2 rys., 6 wyk. — Geometria ostrza oraz technologia szpiczastych frezów kształtowych. Zasada pracy i schemat obrabiarki do szlifowania ostrokończących frezów kształtowych. Sposób dobierania przekładni i kształtu krzywek zapewniających uzyskanie ostrych krawędzi ostrzy freza.

- 68* 620.191.33.621.91 18
Malinkina E. I., Fiedjuszina M. N.: **Przyczyny powstawania pęknięć w pilnikach i sposoby przeciwdziałania ich powstawaniu.** „Prichiny obrazowanja trieszczin w napilnikach i miery po ich ustranienju”. Stanki i Instr. t. 26, Nr 2, luty 54, s. 23; A4, 1 str., 1 rys. — Rodzaje powstających rys i pęknięć w pilnikach oraz przyczyny ich powstawania jak: 1) przegrzanie stali, 2) zbyt długie przetrzymanie w danej temperaturze lub nieodpuszczanie, 3) wady powstałe przy nacinaniu, 4) nierównomierne nagrzanie materiału. Sposoby unikania pęknięć.
- 69 621-229.315:621.9 18
Maslennikov I. M., Citowskij B. I.: **Wysokowydajne przyrządy pneumatyczne.** „Wysokoproiuwoditielnyje pniewmatičeskiejje prispoblenija”. Awtom. i Trakt. prom. Nr 11, list. 53, s. 19; A4, 5 str., 8 rys. — Zasada działania, rysunki, sposób eksploatacji i zalety przyrządów pneumatycznych do mocowania nakrętek sześciokątnych w celu frezowania ich na wiertarce, do mocowania przedmiotów na tokarce, ze szczególnym zastosowaniem do szybkościowego skrawania, przyrządu do przeciągania drążków układu sterowniczego, przyrządu do montażu chłodnic samochodowych oraz przyrządów do gięcia i hartowania sprężyn.

OŚRODEK DOKUMENTACJI KONSTRUKCJI URZĄDZEŃ BUDOWLANYCH

- 34* 629.119.4:621.873-182.3:621.873-82 16
Niggemann E.: **Żurawie samochodowe w służbie gospodarki transportowej.** „Autokrane im Dienste der Transportwirtschaft”. Fördern u. Heben, t. 4, Nr 8, sier. 54, s. 508; A4, 2 str., 5 fot. — Artykuł z cyklu „napędy hydrauliczne w technice transportu bliskiego”. Omówiono w nim konstrukcje żurawi samochodowych o udźwigach 7 i 2,5 t., których wysięg regulowany jest tłokowym mechanizmem o napędzie hydraulicznym. Dane techniczne obu żurawi.
- 35* 629.114-445.7 16
Wózek widłowy do robót ciężkich. „Heavy-duty fork lift truck”. Engineer, t. 198, Nr 5139, lip. 54, s. 137; A3, 0,5 str., 1 fot. — Wózek widłowy wysokiego podnoszenia dostosowany do robót ciężkich. Udźwig maksymalny 15 t. Rama wózka spawana. Bateria akumulatorów lub prądnica poruszana silnikiem Diesla — źródłem prądu do napędu elektrycznego. Podnoszenie oraz ruchy widłami — napędzane hydraulicznie. Szybkość podnoszenia 5 stóp/min. (około 1,5 m/min).
- 36* 629.114-445.7:658.28(085) 16
Nowy wózek widłowy Coventry Climax. „The new Coventry Climax fork lift truck”. Mech. Handl., t. 41, Nr 7, lip. 54, s. 438 a; A4, 8 str., 20 rys., 1 tabl. — Wkładka ogłoszeniowa w formie katalogu zaznajamiająca z dokładną charakterystyką techniczną 5 nowych wózków widłowych firmy Coventry Climax (o udźwigach 1,8; 2,25; 2,7 t.). Rysunek zapoznający z konstrukcją wózka oraz szereg rysunków szczegółów unowocześnień wózka.
- 37* 629.114-445.7:621.797:658.28 16
Schneider O.: **Doświadczenia z wózkami transportu bliskiego (wózkami elektrycznymi) w warsztatach naprawczych.** „Erfahrungen mit Kurzstree ekenfahrzeugen (Elektro Karren) in Reperaturbetrieben”. Fördern u. Heben, t. 4, Nr 8, sier. 54, s. 510; A4, 4 str., 1 fot., 3 wykry., 3 tabl., 1 poz. bibl. — Trudności w ustaleniu faktycznego obciążenia wózków transportowych w warsztatach naprawczych, w porównaniu z ustalonymi warunkami pracy takich wózków w zakładach produkcyjnych. Metody ustalenia czasów pracy i przestojów a także wielkości obciążeń wózków transportowych w zakładach naprawczych. Wytyczne kalkulacji kosztów transportu w zakładach naprawczych.
- 38* 634.98.002.52:621.864 16
Łyczew A. P.: **Eksploatacja wciągarek Ł-19 w przedsiębiorstwach przemysłu drzewnego trestu Lenles.** „Eksploatacja lebidok Ł-19 w lesporomchozach tresta Lenles”. Mechaniz. trud. Rabot. t. 8, Nr 4, kw. 54, s. 9; A4, 2 str., 1 rys., 3 tabl. — Konstrukcja wciągarki Ł-19 z punktu widzenia prac przy zwózce i załadunku drewna. Wyniki prac wciągarek. Podniesienie wydajności. Schemat punktu załadunkowego z wciągarką Ł-19. Dostrzeżone błędy konstrukcyjne wciągarki Ł-19.
- 39* 691.4.004.3 16
Gołowincew M. G.: **Pojemnik samochodowy do przewozu cegieł.** „Awto kontejner dla pieriewozki kirpicza”. Mechaniz. trud. Rabot. t. 8, Nr 5, maj 54, s. 17; A4, 4 str., 4 fot., 5 rys. — Zalety transportu cegieł kolumnami samochodów, wyposażonych w specjalne pojemniki. Organizacja transportu. Dokładne omówienie konstrukcji pojemnika samochodowego. Konstrukcja dodatkowego uchwytu dla żurawia podnoszącego palety z cegłami. Konstrukcja stosowania palet.
- 40* 621.875-23 16
Spiwakow M. S.: **Zmechanizowany pomost z własnym napędem podnoszenia.** „Mechanizirowannaja samopodjomnaja lulka”. Mechaniz. trud. Rabot. t. 8, Nr 4, kw. 54, s. 27; A4, 1 str., 1 fot., 1 rys. — Coraz szersze zastosowanie znajduje w budownictwie zmechanizowany pomost, posiadający własny napęd podnoszenia w postaci samohamowanej wyciągarki ślimakowej. Schemat konstrukcyjny pomostu i opis konstrukcji. Sposób działania. Udźwig 300 kG, moc silnika 2,2 kW.
- 41* 658.28:629.114-445.7:614.8 16
Bezpieczeństwo pracy w transporcie wewnętrznym. „Handling safety aids”. Flow, t. 9, Nr 5, luty 54, s. 95; 3 str., 5 fot., 2 rys. — Podano zestawienie publikacji: broszur, plakatów, filmów wydanych przez przedsiębiorstwa produkujące i eksploatujące urządzenia transportu wewnętrznego odnośnie bezpieczeństwa ich pracy. Tablice ostrzegawcze, na trasach wózków widłowych.
- 42* 656.135:656.2:656.3 16
Müller H. R.: **Bocznica kolejowa czy samochody ciężarowe w transporcie pozazakładowym?** „Gleisanschluss oder Lastkraftwagen im ausserbetrieblichen Förderwesen?”. Fördern u. Heben, t. 4, Nr 10, paźdz. 54, s. 702; A4, 3,5 str., 3 schem., 2 tabl. — W związku z trudnością ogólnego rozwiązania pytania zawartego w tytule rozważono szereg typowych przypadków, dla których przeprowadzono dokładne obliczenia (kalkulacje kosztów transportu pozazakładowego). Wzory te ułatwiają wybór właściwego pod względem ekonomicznym rodzaju transportu dla praktyki.
- 43* 621.83.062.1:621.86/87 16
Tietze B.: **Potrzeba idealnej przekładni bezstopniowej dla techniki transportu bliskiego i budowy maszyn.** „Forderungen an ein ideales stufenloses Getriebe in Fördertechnik und Maschinenbau”. Fördern u. Heben, t. 4, Nr 8, sier. 54, s. 505; A4, 2 str. — Porównanie istniejących rozwiązań przekładni bestopniowych z konstrukcją idealną, która by odpowiadała wymogom techniki transportu bliskiego i budowy maszyn. Wynikające stąd wskazania dla nowych konstrukcji i opis projektu autora.
- 44* 621.874:624.951.001.24 16
Cranz O.: **Współczynniki dynamiczne konstrukcji stalowych dźwignic.** „Schwingbeiwerte von Kran-Stahlkonstruktionen”. Fördern u. Heben, t. 4, Nr 10, paźdz. 54, s. 691; A4, 4,5 str., 3 rys., 5 tabl. — Definicja i metody obliczenia współczynnika dynamicznego (Schwingbeiwert) konstrukcji stalowych dźwignic. Cztery przypadki obciążenia w dźwignicach. Obliczenia ugięć. Porównanie dotychczas stosowanych wielkości współczynników dynamicznych z nowoustanowionymi. Wnioski: oszczędność na materiale do 21%.

Osobnym zagadnieniem jest podgrzewanie czynnika obiegowego w obiegu zamkniętym. W tym przypadku podgrzewany czynnik nie może zetknąć się ze spalnikami. Warunek ten jest decydujący przy wyborze konstrukcji.



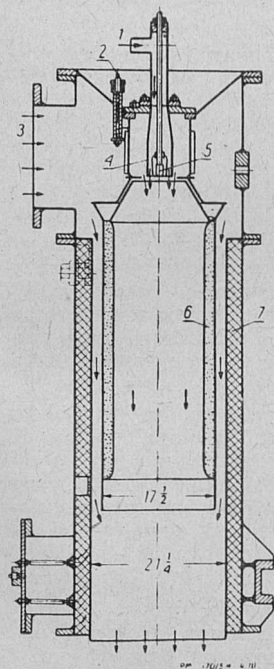
Rys. 9. Instalacja turbiny gazowej o mocy 2 000 kW na pył węglowy firmy English Electric; 1 — komora spalania na płynny żużel, 2 — odpylacz, 3 — zassanie powietrza, 4 — turbina gazowa i sprężarka, 5 — wymiennik ciepła, 6 — wylot gazów spalinowych, 7 — przekładnia, 8 — generator.

struktury takiego podgrzewacza. Konstrukcja podgrzewacza zbliżona jest nieco do konstrukcji kotłów parowych, jednak o znacznie mniejszych wymiarach niż te ostatnie. Wysokość podgrzewacza waha się w granicach 6 ÷ 8 m, średnica zaś około 2,5 ÷ 3,0 m.

Małe wymiary podgrzewacza przy dużej powierzchni ogrzewalnej osiąga się przez wykonanie jej w postaci pęczków rurek o bardzo małych średnicach dochodzących do 6 mm (średnica wewnętrzna).

Dalsze zmniejszenie powierzchni ogrzewalnej jest możliwe przez zwiększenie szybkości przepływu, co powoduje wzrost współczynnika przenikania ciepła, proporcjonalnego do iloczynu ($w.p.$)^{0,75}. Poza tym korzystnie na przepływ ciepła wpływa wysokie ciśnienie. Zwiększenie szybkości przepływu jest korzystne jednak tylko w pewnych granicach, aby straty przepływu wyrażone wzorem:

Rys. 10. Komora spalania na pył węglowy dla turbiny gazowej Parsonsa o mocy 500 kW; 1 — pył węglowy i powietrze pierwotne, 2 — regulacja powietrza wtórnego, 3 — dopływ powietrza wtórnego i chłodzącego właściwą komorę spalania, 4 — wielodyszowy palnik na pył węglowy, 5 — palnik olejowy, 6 — wykładzina ogniotrwała, 7 — warstwa izolacyjna.



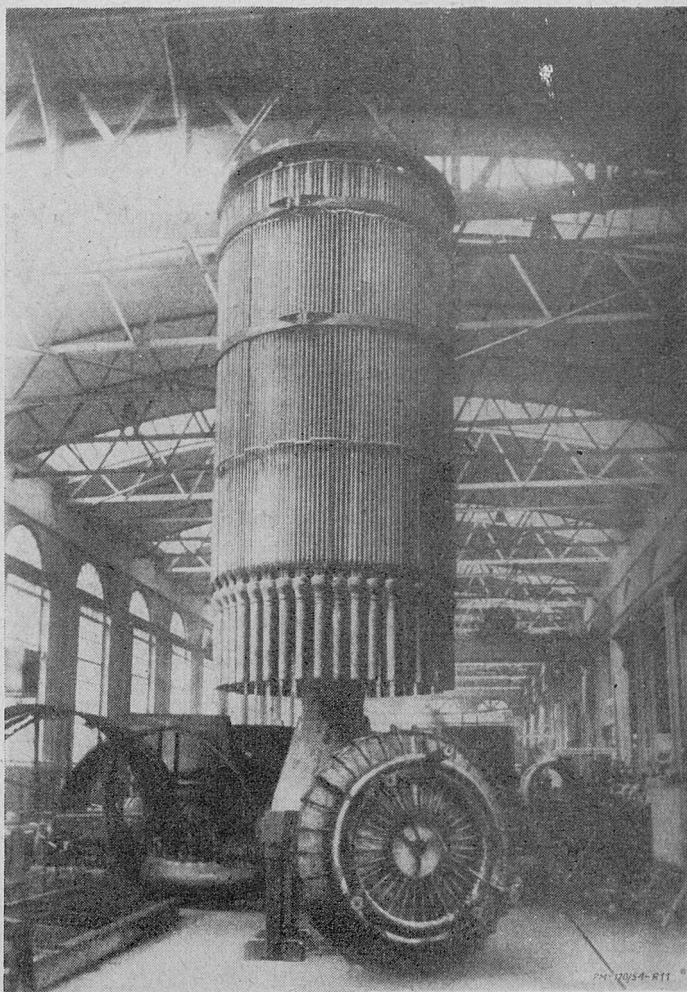
$$\Delta P = k_1 \cdot \frac{l \cdot \gamma}{Re^{0,25} \cdot D \cdot 2 \cdot \mu} \cdot w^2 \quad [5]$$

(przy zastosowaniu na liczbę tarcia wzoru Blasiusa) były utrzymywane w odpowiednich granicach. W przeciwnym bowiem przypadku zostanie znacznie obniżona sprawność instalacji.

Ciekawy jest np. fakt, że aby utrzymać tę samą wielkość współczynnika przenikania ciepła przy $p = 5$ ata co i przy $p = 25$ ata, należy zwiększyć szybkość pięciokrotnie; powoduje to 17-krotny wzrost strat ciśnienia $\Delta p/p$. Podniesienie ciśnienia do $p = 50$ ata pozwala na dwukrotne obniżenie

szybkości przepływu, strat zaś jakie występują przy ciśnieniu 25 ata — do 1/4 wielkości.

Widok powierzchni ogrzewalnej podgrzewacza przedstawia rys. 11. Pęczki cienkich rurek zakończone są rurami zbiorczymi, które następnie zbiegają się do wspólnego ko-



Rys. 11. Układ rur podgrzewacza powietrza turbiny parowej o obiegu zamkniętym.

lektora zbiorczego, odprowadzającego lub doprowadzającego powietrze lub inny gaz zastosowany jako czynnik obiegowy do podgrzewacza.

W celu obniżenia kosztów wykonania rurek wykonuje się je, w zależności od ich średniej temperatury, częściowo ze stali węglowej lub niskostopowej.

IV. Wymienniki ciepła

Zadaniem wprowadzonego do instalacji wymiennika ciepła jest podniesienie jej sprawności przez wykorzystanie części ciepła zawartego w gazach spalinowych. W instalacjach z turbinami gazowymi stosowane są zarówno wymienniki rurowe, jak i płytowe oraz obrotowe (wykonane na wzór kotłowy podgrzewaczy Ljungströma). Wymienniki rurowe mogą być wykonane jako przeciw- lub współprądowe albo o przepływie krzyżowym; płytowe — przeważnie o przepływie krzyżowym.

Jakkolwiek zastosowanie wymiany ciepła wpływa w większości wypadków korzystnie (dla odpowiednich zakresów stosunków ciśnień w obiegu), wprowadza to jednak do układu nowy element, który ze względu na swoje wymiary jak i konieczność stosowania odpowiednich materiałów znacznie podwyższa koszty instalacji. Jednocześnie jego włączenie powoduje wzrost strat ciśnienia w obiegu, co w konsekwencji zmniejsza efekt zastosowania wymiany ciepła, a w przypadkach niekorzystnych — może zmniejszyć nawet ogólną sprawność instalacji.

Im wyższą sprawność chcemy osiągnąć w obiegu, tym wyższy musi być stopień regeneracji i jednostkowa wielkość powierzchni wymiennika ciepła. Wzrost efektu dzia-

łania wymiennika ciepła maleje w miarę wzrostu sprawności obiegu, przy jednoczesnym szybkim wzroście ceny przypadającej na 1 kW mocy instalacji.

Decydujący wpływ na zastosowanie wymiennika ciepła w projektowanej instalacji ma rodzaj zastosowanego paliwa, czas pracy instalacji w roku oraz koszty wymiennika. Okazuje się bowiem, że im tańsze jest zastosowane paliwo, tym uzyskany efekt oszczędności szybciej maleje. Zmniejsza się on również ze zmniejszeniem czasu pracy instalacji w roku. Dlatego też w przypadku zastosowania taniego lub nawet odpadkowego paliwa stosowanie wymiennika ciepła jest raczej niekorzystne. Użycie jego opłaca się w tych przypadkach, gdy koszty paliwa i ruchowe są stosunkowo duże.

Wielkość jednostkowej powierzchni wymiennika ciepła w dużej mierze zależy od współczynnika przenikania ciepła i rośnie szybko w miarę jego spadku. Współczynnik przenikania ciepła jest funkcją wielu zmiennych, a między innymi jest zależny również od parametrów konstrukcyjnych wymiennika ciepła, które mamy do dyspozycji dopiero po zaprojektowaniu wymiennika.

Chcąc rozważania uogólnić, musimy uciec się do teorii podobieństwa. Aby otrzymać w różnych wymiennikach ten sam efekt wymiany ciepła, musimy zachować równość takich wielkości charakteryzujących nam wymienniki jak:

liczb Reynoldsa $\left(Re = \frac{w \cdot d}{\nu}\right)$ określających podobieństwo

hydrodynamiczne; liczb Prandtla $\left(Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{\nu}{a}\right)$ (Pe –

liczba Pecleta; $a = \lambda / \gamma \cdot c_p$); oraz liczb Nusselta $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$

określających podobieństwo termodynamiczne, połączonych

w tzw. liczbę Stanton $St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{\alpha}{\gamma \cdot c_p \cdot w}$.

Współczynnik przenikania można wyrazić wzorem: dla ścianki płaskiej

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad [6]$$

dla ścianki cylindrycznej:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad [7]$$

Lokomotywa z turbiną parową i napędem elektrycznym

Zakończono trwającą kilka lat budowę lokomotywy parowej, opalanej węglem, przeznaczonej do obsługi ciężkich pociągów towarowych. Turbina akcyjna bez kondensacji o mocy 4560 KM 8000 obr/min napędza prądnicę za pośrednictwem przekładni zębatej o przełożeniu 1:8,9. Wszystkie osie lokomotywy napędzane są indywidualnie silnikami elektrycznymi.

Lokomotywa spoczywa na 4 wózkach trzyosiowych, tender zawierający zbiornik wody na 2 wózkach. Cały ciężar lokomotywy wykorzystany jako ciężar napędny wynosi w stanie służbowym 366 t. Maksymalna siła pociągowa wynosi 79500 kG. Maksymalna szybkość 85 km na godzinę. Tender zawiera 83 m³ wody, zbiornik węgla umieszczony w wozie silnikowym przed kotłem mieści 20 t. Zapasy te wystarczają na przebieg ok. 150 km.

Całkowity ciężar lokomotywy z tendrem w stanie służbowym wynosi 532 t. Długość lokomotywy z tendrem przekracza 49 m. Kocioł wodnorurkowy z naturalnym obiegiem wody dostarcza pary o parametrach: 34,7 atn i 480°C. Palenisko kotła wyposażone w ruszt ruchomy, innowacja w budowie lo-

Dla wymienników turbinowych włączonych do procesu otwartego, ze względu na niskie ciśnienia szczególnie po stronie niskoprężnej (około 1 ata), współczynnik przenikania waha się w granicach ok. 50 kcal/m² h °C. Podwyższenie tej wartości jest możliwe przez zastosowanie uźbrojenia powierzchni wymiany ciepła.

W wymiennikach powietrza obiegu zamkniętego wartości te są znacznie wyższe i waha się w granicach od 150 do 250 kcal/m² h °C, rosnąc w miarę wzrostu ciśnienia w obiegu. Powoduje to znaczne zmniejszenie powierzchni wymiennika, pozwalając na podniesienie stopnia regeneracji do 90% przy osiągalnej sprawności ponad 33%. Jednostkowa powierzchnia wymiany ciepła waha się od 0,2 ÷ 0,4 m²/kW przy ciężarze nie przekraczającym wartości 1,36 kG/kM.

Osiągnięcie takich wyników jest możliwe wskutek małych objętości przepływającego czynnika oraz dzięki znacznemu powiększeniu współczynników przechodzenia ciepła $\alpha = \text{const} (w.p)^{0.75}$ zarówno od strony wysokiego jak i niskiego ciśnienia przy zachowaniu niskich strat ciśnienia.

TABLICA I. Porównanie wymienników w procesie otwartym i zamkniętym

Typ obiegu ciśnienia	Ciężar rur kG/kW	Powierzchnia wymiany m ² /1000 kW	Wymiary rur i podziałka [mm]	Objętość pęczków rur m ³ /1000 kW
proces otwarty 4/1 kG/cm ²	17,5	2250	Ø 19/17; Δ32	43,0
	11,0	2100	Ø 12/10; Δ20	26,5
proces zamknięty 28/7 kG/cm ²	2,6	460	Ø 12/10; Δ20	5,1
	1,1	400	Ø 6/5 Δ10	2,7

Porównanie dwóch wymienników ciepła przedstawia tablica I. Wymienniki firmy Escher Wyss wykonane są podobnie jak ogrzewacze powietrza.

Z rozważań powyższych wynika, że warunki budowy wymienników ciepła w obiegu zamkniętym są znacznie korzystniejsze niż w otwartym.

komotyw zasilane jest węglem przez podajnik mechaniczny tzw. stooker. Podgrzane powietrze dostarczane jest do paleniska pod ciśnieniem przez wentylator, napędzane turbiną parową. Dzięki temu wyeliminowana została dmuchawa, stosowana na „normalnych” parowozach w celu zapewnienia odpowiedniego ciągu.

Woda do zasilania kotła pompowana z tendra przechodzi przez zmiekczałnik zeolitowy i chłodnicę oleju turbiny do podgrzewacza typu otwartego w celu odgazowania, skąd pompa główna tłoczy ją do kotła przez ekonomizer. Ilość wody zasilającej jak również ilość powietrza do spalania regulowana jest automatycznie w zależności od chwilowego zapotrzebowania pary.

Spodziewane jest uzyskanie przez omawianą lokomotywę sprawności przekraczającej dwukrotnie sprawność lokomotyw węglowych z maszyną parową tłokową. Prototyp poddany jest obecnie badaniom na stanowisku pomiarowym i próbom eksploatacyjnym.

inż. Józef Wydra

(Engineering nr 4618, 30.7.1954, str. 131 i 153).

Sprostowanie

W zeszycie 2/55 w artykule inż. J. Mierzejewskiego pt. „O możliwościach powiększenia dokładności i obszaru mierniczego całkujących gładkościomierzy pneumatycznych” na stronie 45 u dołu podano mylnie numer patentu. Powinno być: CBKO patent polski nr 38062 kl. 42k 29(05).

Automatyzacja walcowni ciągłych (część II)

621.944.5:621.316.718

Mgr inż. WACŁAW GRZYBOWSKI
Mgr inż. JERZY KARDASZEWICZ

W pierwszej części artykułu zamieszczonej w zeszycie 2/55 Przeglądu Mechanicznego scharakteryzowano ogólnie pracę walcowni ciągłej, zachowanie się głównych silników napędowych walców roboczych w różnych warunkach pracy ustalonej oraz omówiono sposoby synchronizacji biegu silnika napędowego walców roboczych przy walcowaniu na gorąco. Niniejsza, część druga artykułu omawia zasady regulacji prędkości walców przy walcowaniu na zimno.

Walcownie zimne

W walcowniach ciągłych walcuje się na zimno taśmy i blachy o grubości końcowej od ułamków do kilku milimetrów i szerokości do 2000 mm. Walcownie tego typu, złożone z trzech lub pięciu klatek ustawionych pośobnie, charakteryzują się dużymi prędkościami walcowania dochodzącymi do 32 m/sec (115 km/godz).

Do napędu walców używa się obcowzbudnych silników prądu stałego o mocy jednostkowej do kilku tysięcy kilowatów. Poszczególne klatki są wyposażone w napęd indywidualny, a w pewnych przypadkach nawet każdy walec jest napędzany osobnym silnikiem. Z powodu trudności, jakie stwarza komutacja wysokoobrotowych silników prądu stałego dużej mocy, końcowe klatki o wysokiej prędkości obrotowej walców otrzymują czasem przekładnie podwyższające prędkość silnika.

Do zasilania silników napędowych używane są prostowniki rtęciowe lub przetwornice wirujące, przy czym zasilanie indywidualne wykazuje wybitną przewagę nad zasilaniem wspólnym i dlatego zazwyczaj każdy silnik otrzymuje własne źródło prądu stałego, umożliwiające prowadzenie regulacji nie tylko przez zmianę prądu wzbudzenia silnika, lecz również przez zmianę wartości napięcia zasilającego.

Schemat kinematyczny walcowni ciągłej na zimno pokazano na rys. 15. Wsad w postaci taśmy jest odwijany ze zwijarki Z_1 przed pierwszą klatką walcowni W_1 , walcowany i jako produkt gotowy nawijany na zwijarkę Z_2 za ostatnią klatką.

Cechą charakterystyczną w procesie ciągłego walcowania taśmy na zimno jest naciąg roboczy taśmy — między klatkami walcowni oraz między ostatnią klatką i zwijarką. Wielkość naciągu oraz jego zmiany w czasie walcowania mają znaczny wpływ nie tylko na przebieg samego procesu walcowania, lecz również na jakość walcowanego materiału, a więc na jego grubość, powierzchnię i strukturę wewnętrzną. Dlatego też samoczynna regulacja naciągu, której celem jest utrzymanie założonej jego wielkości w czasie pracy z prędkością ustaloną oraz w okresie przyspieszania i zwalniania, stanowi zasadniczy problem przy automatyzacji ciągłych walcowni zimnych.

Wymagania stawiane układowi dla regulacji naciągu w szybkobieżnych walcowniach taśmy i blachy są bardzo wysokie. Odchyłki wielkości naciągu nie powinny przekraczać kilku procent, co przy wysokich prędkościach walcowania jest trudne do spełnienia.

Proces walcowania zaczyna się od przeciągnięcia wsadu między walcami i zaczepienia go na zwijarkę. Następnie nastawia się odpowiednie prędkości klatek tak dobrane, że stosunki prędkości zapewniają uzyskanie potrzebnych naciągów. Uruchamianiu podlegają jednocześnie wszystkie klatki z małą prędkością przygotowawczą. Po ostatniej korekcie stosunków prędkości przyspiesza się jednocześnie wszystkie klatki przez stopniowe podnoszenie napięcia zasilającego silniki napędowe. Przyspieszanie trwa 8 ÷ 10 sek. W ciągu tego czasu opuszcza ostatnią klatkę ponad 100 mb gotowego produktu, który powinien odpowiadać stawianym wymaganiom, przede wszystkim odnośnie tolerancji grubości. Stąd wynika konieczność ścisłego utrzymywania przewidzianej wielkości naciągu również w czasie rozruchu i hamowania, co nie było wymagane w walcowniach gorących.

Problem ten komplikuje się jeszcze bardziej, jeśli się zważy, że grubość taśmy opuszczającej klatkę zależy nie tylko od ustawienia walców i naciągu, lecz również od prędkości walcowania. Mianowicie grubość produktu maleje ze wzrostem prędkości, o ile pozostałe czynniki nie uległy zmianie. Wynika z tego konieczność stopniowego zmniejszania na-

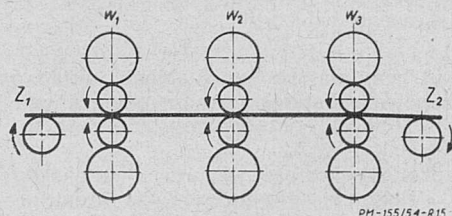
ciągu w okresie rozruchu, aby kompensować tym sposobem wpływ zwiększającej się prędkości walcowania.

Problem samoczynnej regulacji naciągu można podzielić na dwa zagadnienia:

a) regulację naciągu między ostatnią klatką i zwijarką, względnie regulację przeciwnaciągu między pierwszą klatką i odwijarką;

b) regulację naciągu między klatkami walcowni.

Automatyczną regulację naciągu przy nawijaniu uzyskuje się przez zastosowanie odpowiedniego układu sterowniczego dla napędu zwijarki. Zwijarki są napędzane obcowzbudnymi silnikami prądu stałego, zasilanymi ze wspól-



Rys. 15. Schemat ciągłej walcowni taśmy.

nych szyn zbiorczych wraz z silnikiem ostatniej klatki walcowni lub z indywidualnego źródła prądu stałego. W trakcie nawijania ulega zmianie średnica nawinięcia wskutek nakładania się kolejnych warstw taśmy na bęben.

Układ regulacyjny powinien zapewniać proporcjonalność między prędkością obwodową nawijanej taśmy i prędkością obrotową walców ostatniej klatki oraz gwarantować stałość naciągu. Właściwie zapewnienie stałości naciągu rozwiązuje jednocześnie problem synchronizacji prędkości, gdyż wzrost naciągu towarzyszy nadmiernemu wzrostowi prędkości zwijarki, a zmniejszenie jej prędkości pociąga za sobą spadek naciągu i powstanie zwisu między ostatnią klatką walcowni i zwijarką.

Próba uzależnienia naciągu taśmy od równania ruchu zwijarki nie daje rezultatów, gdyż, jak można dowiedzieć obliczeniem matematycznym, prowadzi do zależności będących funkcją czasu; niewielka nawet zmiana prędkości walcowania uczyniłaby taki układ sterowniczy zupełnie bezwartościowym.

Spróbujemy znaleźć inną drogę wyjścia. Moc zapotrzebowana przez zwijarkę na wale wynosi

$$P_m = c_1 \cdot F \cdot v;$$

gdzie: F — całkowita zastępcza siła obwodowa na promieniu zwoju uwzględniająca naciąg, straty biegu jałowego, pracę odkształcenia i składową dynamiczną;

c_1 — współczynnik proporcjonalności.

Moc pobierana przez twornik silnika zwijarki wynosi:

$$P_e = U \cdot \mathcal{I};$$

gdzie: U — napięcie zasilające;

$\mathcal{I}$ — prąd pobierany przez twornik.

Jeżeli przyjmijemy sprawność twornika równą jedności, tzn. pominiemy straty elektryczne, będziemy mogli napisać

$$P_m = P_e, \text{ więc } c_1 F \cdot v = U \cdot \mathcal{I}$$

O prędkości taśmy decyduje prędkość obrotowa ostatniej klatki walcowni, napędzanej również silnikiem prądu stałego, która wynosi:

$$n_w = \frac{U_w - \mathcal{I}_w R_w}{k_{ew} \Phi_w} \approx c_2 U_w;$$

gdzie: U_w — napięcie zasilające silnik walcarki;

$\mathcal{I}_w$ — prąd pobierany przez silnik walcarki;

R_w — oporność twornika tego silnika;

Φ_w — jego strumień magnetyczny;

k_{ew} , c_2 — współczynniki proporcjonalności.

Przy stałej średnicy walców D_w

$$V = \frac{\pi D_w n_w}{60} = c_3 n_w;$$

zatem:

$$V = c_2 c_3 U_w.$$

Z powyższego wynika, że wzmacniacz używany do regulacji naciągu w tym układzie powinien mieć dużą przeciążalność uzwojeń sterujących, bowiem wówczas bezwzględna wartość różnicy prądów w obu uzwojeniach, decydująca o wartości amperozwojów wypadkowych, może być większa. Ponadto wzmacniacz powinien charakteryzować się wysokim współczynnikiem wzmocnienia. Obie te cechy posiada amplidyna, gdyż trwała przeciążalność uzwojeń sterujących tej maszyny dochodzi do 700%.

3 uzwojenie sterujące wzmacniacza służy do kompensacji składowej dynamicznej w czasie rozruchu i hamowania walcowni. Uzwojenie to jest zasilane przez prądniczkę tachometryczną TG za pośrednictwem transformatora T i układu prostowników P1 i P2.

Napięcie wyjściowe prądniczki TG można określić zależnością:

$$U_{TG} = c_1 v,$$

gdzie: v — prędkość taśmy za ostatnią klatką;

c_1 — współczynnik proporcjonalności.

Prądniczka zasilą transformator T.

Przy stałej wartości oporności w obwodzie uzwojenia pierwotnego prąd zasilający transformator jest również proporcjonalny do prędkości taśmy. Zatem wartość strumienia magnetycznego transformatora wzbudzanego tym prądem będzie proporcjonalna w przybliżeniu do prędkości taśmy. Jak wiadomo, siła elektromotoryczna w uzwojeniu wtórnym transformatora związana jest z pochodną strumienia względem czasu:

$$U_T = c_2 \frac{d\Phi}{dt}.$$

Po podstawieniu $T = c_3 v$ otrzymamy

$$U_{T_2} = c_2 \cdot c_3 \frac{dv}{dt} = c \cdot a;$$

a — przyspieszenie liniowe taśmy.

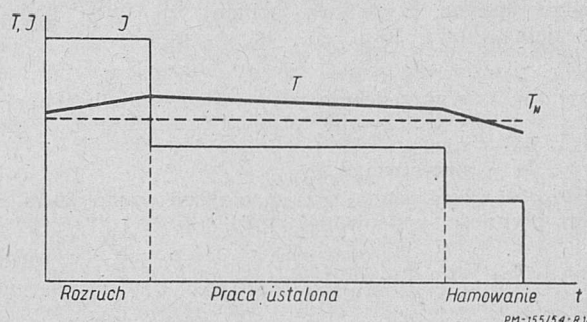
Siła elektromotoryczna we wtórnym uzwojeniu transformatora jest zatem proporcjonalna do przyspieszenia. Wobec stałej wartości oporności obwodu, prąd w uzwojeniu sterującym 3 — zasilanym przez transformator T — zależy również od przyspieszenia. W okresie hamowania kierunek przepływu prądu będzie przeciwny do kierunku prądu w czasie rozruchu walcowni. Przez wprowadzenie prostowników P1 i P2 pozwalających na przepływ prądu tylko w jednym kierunku, uzyskujemy możliwość zmiany wartości prądu sterującego i_3 w okresie hamowania w porównaniu z okresem rozruchu. Do określenia prądu i_3 w czasie rozruchu służy opornik R5, a w czasie hamowania — R4. Dzięki temu można prowadzić rozruch z innym przyspieszeniem niż hamowanie.

W czasie rozruchu amperozwoje tego uzwojenia działają przeciwnie do amperozwojów w uzwojeniu sterującym prądowym 2, a w czasie hamowania zgodnie z nimi. To sprawia, że w czasie rozruchu równowaga ustala się przy wyższej wartości prądu zwijarki niż potrzeba dla utrzymania stałego naciągu w czasie pracy z prędkością ustaloną. Nadwyżka prądu jest proporcjonalna do momentu potrzebnego dla przyspieszenia zwijarki. W czasie hamowania wartość prądu jest niższa, w wyniku czego dodatkowy moment dynamiczny spowodowany hamowaniem zwijarki nie wywołuje zwiększenia naciągu. Opisane zależności zilustrowano charakterystyką na rys. 18.

Dzięki temu naciąg pozostaje stały również w czasie rozruchu i hamowania. W wypadku, gdy zależy nam na szczególnie dokładnym utrzymaniu stałej wielkości naciągu, niezbędne jest wprowadzenie do układu dodatkowych członów uwzględniających mechaniczne straty biegu jałowego zwijarki i elektryczne straty w obwodzie twornika.

Opisany układ stanowi tylko jedno z wielu spotykanych rozwiązań. Istnieją schematy z regulatorami elektromechanicznymi, węglowymi i innymi. Jednak zasada regulacji pozostaje bez zmiany. Jest nią zapewnienie stałej wartości prądu silnika zwijarki z uwzględnieniem niezbędnych poprawek.

Utrzymanie przewidzianego naciągu między poszczególnymi klatkami walcowni stanowi znacznie bardziej złożone zadanie. Klatki mają silniki o różnych mocach i prędkościach. Rozłożenie mas bezwładności wzdłuż linii walcowania nie jest równomierne, a ponadto obciążenie silników napędzających klatki zmienia się zależnie od programu walcowania. To wywołuje duże trudności w utrzyma-



Rys. 18. Przebieg naciągu przy regulacji według schematu przedstawionego na rys. 17: T — naciąg, T_N — nastawiona wartość naciągu, I — prąd silnika zwijarki.

niu przewidzianego naciągu szczególnie w stanach przejściowych zespołu.

Napęd wieloklatkowej walcowni ciągłej pracującej z naciągiem musi być rozpatrywany jako całość, gdyż poszczególne walcarki są związane taśmą przenoszącą moment napędowy od klatki do klatki.

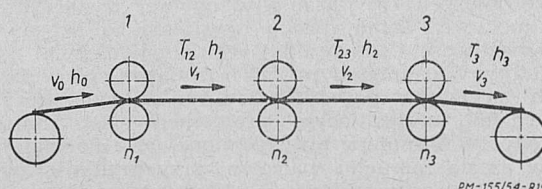
Weźmy pod uwagę walcownię trójklatkową, której schemat pokazano na rys. 19. Równania momentów dla poszczególnych klatek mają następującą postać:

$$M_1 = M_{w1} - T_{12} \frac{D}{2} + \frac{GD_1^2}{375} \cdot \frac{dn_1}{dt};$$

$$M_2 = M_{w2} + (T_{12} - T_{23}) \frac{D}{2} + \frac{GD_2^2}{375} \cdot \frac{dn_2}{dt};$$

$$M_3 = M_{w3} + (T_{23} - T_3) \frac{D}{2} + \frac{GD_3^2}{375} \cdot \frac{dn_3}{dt};$$

w powyższych wzorach oznaczają:



Rys. 19. Schemat walcowni trójklatkowej.

M_1, M_2, M_3 — momenty rozwijane przez silniki napędzające poszczególne klatki;

M_{w1}, M_{w2}, M_{w3} — statyczne momenty obciążenia klatek; T_{12}, T_{23}, T_3 — naciągi między pierwszą i drugą, drugą i trzecią oraz trzecią klatką i zwijarką;

GD_1^2, GD_2^2, GD_3^2 — momenty zamachowe elementów wirujących klatek wraz z przekładniami i silnikami;

n_1, n_2, n_3 — prędkości obrotowe wałków pierwszej, drugiej i trzeciej klatki walcowni;

D — średnica wałców, identyczna dla wszystkich klatek. Przyjęto, że nie ma naciągu między pierwszą klatką i zwijarką tylną (odwijarką).

Prędkości klatek są między sobą związane równaniem ciągłości walcowanego materiału. Jeżeli pominiemy znikomy wpływ rozłoczenia, tj. przyrostu szerokości taśmy, możemy napisać równanie ciągłości w następującej postaci:

$$h_3 v_0 = h_1 v_1 = h_2 v_2 = h_3 v_3;$$

gdzie: h_0, h_1, h_2, h_3 — grubości taśmy za odwijarką oraz pierwszą, drugą i trzecią klatką;

v_0, v_1, v_2, v_3 — odpowiednie prędkości taśmy.

Aby stąd przejść na prędkości obrotowe wałców, należy pamiętać, że prędkość taśmy różni się od prędkości obwodowej wałców o tzw. wyprzedzenie — s

$$v = \frac{\pi \cdot D n}{60} (1 + s).$$

Wyprzedzenie zależy od bardzo wielu czynników, np. od rodzaju materiału, gniotu, średnicy i jakości powierzchni wałców, sposobu smarowania taśmy i in. Przede wszystkim jednak wyprzedzenie zależy od różnicy naciągu i przeciwnaciągu. Jeżeli uwzględnimy tylko tę ostatnią zależność,

a wpływ innych czynników uznamy za stały, będziemy mogli napisać (rys. 20):

$$s = s_0 + k(T_p - T_t)$$

gdzie: s_0 — wyprzedzenie przy walcowaniu bez naciągu;
 k — współczynnik proporcjonalności;
 T_p — naciąg;
 T_t — przeciwnaciąg.

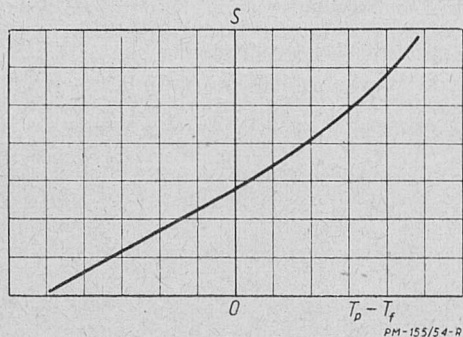
Ta zależność jest ważna przy naciągach rzędu 50 ÷ 70% granicy płynności walcowanej stali. Stąd

$$v = v_0 [1 + k'(T_p - T_t)];$$

gdzie

$$v_0 = \frac{\pi Dn}{60} (1 + s_0).$$

W oparciu o wyżej wyprowadzone zależności można by znaleźć związek matematyczny między momentami silników, prędkościami i naciągami wzdłuż całej linii walcowania. Niestety, uzyskuje się skomplikowane równania róż-



Rys. 20. Zależność wyprzedzenia od różnicy naciągów.

niczkowe, których rozwiązanie w ogólnej postaci nie jest jeszcze możliwe. Zatem próba uzyskania tą drogą wniosków o możliwości samoczynnej regulacji walcowni nie daje rezultatu. Zagadnienie można rozwiązać tylko dla specjalnych wypadków po wprowadzeniu szeregu ograniczeń.

Najbardziej interesującym problemem jest znalezienie warunków, które muszą być spełnione, aby naciągi nastawione w czasie rozruchu walcowni przy prędkości przygotowawczej nie uległy zmianie w okresie pracy z prędkością roboczą.

Najczęściej realizacja przyspieszenia odbywa się przez jednoczesne liniowe podnoszenie napięcia zasilającego wszystkie silniki napędowe walcarek.

Napięcie zmienia się wówczas według zależności:

$$U = U_0 + m \cdot t;$$

U_0 — napięcie odpowiadające prędkości przygotowawczej;
 m — prędkość podnoszenia napięcia.

W wyniku wzrostu napięcia na szczotkach silniki przyspieszają, lecz z powodu różnic w momentach zamachowych, charakterystykach i stopniu obciążenia przyspieszenie poszczególnych klatek nie jest równomierne. To wywołuje w ogólnym wypadku zmiany ustalonych poprzednio naciągów. Przyjawszy, że dzięki zastosowaniu regulacji napędu zwijarki, naciąg T_3 jest stały oraz że wyprzedzenie jest również stałe (nie zależy od naciągu), przez co utrudniamy warunki regulacji w porównaniu z rzeczywistością, otrzymamy następujące wyniki dla okresu rozruchu:

$$T_{12} = T_{120} + \Delta T_{12st} \cdot t + \Delta T_{12dyn} \left(1 - e^{-\frac{t}{B}}\right);$$

$$T_{23} = T_{230} + \Delta T_{23st} \cdot t + \Delta T_{23dyn} \left(1 - e^{-\frac{t}{B}}\right);$$

gdzie:

T_{120}, T_{230} — naciągi nastawione na prędkości przygotowawczej;

$\Delta T_{12st}, \Delta T_{23st}$ — odchyłki naciągu statyczne;

$\Delta T_{12dyn}, \Delta T_{23dyn}$ — odchyłki naciągu dynamiczne;

B — zastępca elektromechaniczna stała czasu walcowni.

Widać z tego, że w ogólnym wypadku nastawiony naciąg nie utrzymuje się, lecz ulega zmianie w czasie przyspieszania.

Dla utrzymania stałości naciągu należy dążyć do tego, aby

$$\Delta T_{st} = 0 \quad \text{ i } \quad \Delta T_{dyn} = 0.$$

Z dokładniejszej analizy wynika, że pierwszy warunek będzie spełniony wówczas, gdy

$$j_1 R_1 = j_2 R_2 = j_3 R_3;$$

gdzie:

j_1, j_2, j_3 — prądy pobierane przez silniki napędzające poszczególne klatki;

R_1, R_2, R_3 — oporności obwodów tworników tych silników.

Spełnienie tego warunku nie jest łatwe, gdyż obciążenie silników, a więc również wartość pobieranego prądu ulega zmianie przy różnych programach walcowania. Regulację spadku napięcia w obwodzie twornika można prowadzić przez zmianę strumienia silnika, gdyż tym sposobem zmieniamy wartość prądu odpowiadającą temu samemu momentowi obciążenia lub kompensację spadku napięcia, tj. samoczynne zwiększanie napięcia zasilającego silnik o wartość spadku napięcia w obwodzie lub jego część. Pierwszy sposób jest stosowany wówczas, gdy silniki posiadają indywidualne źródła zasilania gdyż wtedy można przez odpowiednią kombinację wartości napięcia i strumienia uzyskać potrzebną prędkość końcową i właściwy spadek napięcia w obwodzie twornika.

W wypadku zasilania silników ze wspólnych szyn zbiorczych, regulujemy ich prędkość wyłączenie przez zmianę strumienia magnetycznego i dlatego nie możemy zmieniać tą drogą wartości spadku napięcia w obwodzie tworników.

Kompensację spadku napięcia można zrealizować przez zastosowanie prądnic dodawczych przy zasilaniu ze wspólnych szyn — podobnie jak to się odbywa w ciągłych walcowniach gorących — lub przez zwiększanie napięcia prądnic zasilających przy zasilaniu indywidualnym. Całkowita kompensacja spadku napięcia we wszystkich kłatkach nie jest jednak pożądana. Jak już wspomniano, grubość taśmy opuszczającej walce maleje ze wzrostem prędkości. Zatem dla utrzymania tolerancji grubości w okresie rozruchu, niezbędne jest stopniowe zmniejszanie naciągu, aby przeciwnie sobie wpływy rosnącej prędkości i malejącego naciągu eliminowały się wzajemnie, czyli że statyczna składowa odchyłki (ΔT_{st}) ma mieć wartość ujemną.

Poza tym jest pożądaną, aby stopień kompensacji spadku napięcia w kolejnych kłatkach walcowni był coraz większy. Wówczas wzrostowi obciążenia całej walcowni, np. wskutek zwiększonej miejscowo grubości wsadu, odpowiada spadek prędkości poszczególnych klatek, malejący w kolejności od pierwszej do ostatniej, dzięki czemu wzrasta naciąg między walcarkami, co powoduje wzrost wydłużenia taśmy, czyli zachowanie tolerancji wymiarów taśmy, mimo miejscowo grubszego wsadu.

Eliminacja składowej dynamicznej odchyłki naciągu stwarza jeszcze więcej trudności. Jej warunkiem jest odpowiedni dobór bezwzględności poszczególnych klatek walcowni. Można udowodnić, że składowa ta zniknie wówczas, gdy:

$$\frac{GD_1^2}{GD_2^2} = \frac{1}{\gamma_2^2} \frac{j_1}{j_2};$$

gdzie:

$$\gamma_2 = \frac{h_2}{h_1} \frac{i_1}{i_2} \frac{1 + s_2}{1 + s_1};$$

i_1, i_2 — przełożenie między silnikiem i walcami pierwszej i drugiej klatki;

s_1, s_2 — wyprzedzenie w pierwszej i drugiej klatce;

j_1, j_2 — prądy obciążenia silników pierwszej i drugiej klatki przy danym programie walcowania.

Z powyższej zależności widać trudności, na które napotykamy przy eliminacji składowej dynamicznej.

Odpowiedni dobór stosunków $\frac{h_2}{h_1}$ i $\frac{j_1}{j_2}$ dla wszystkich programów walcowania, jest praktycznie wykluczony. W celu uzyskania stałości względnie pożądanego przebiegu naciągu między kłatkami, niezbędne jest więc wprowadzenie układu regulacyjnego, który by tak zmieniał napięcie na zaciskach poszczególnych silników, tzn. stosunek ich prędkości, aby naciąg nie odbiegał od założonego i to zarówno w stanach przejściowych, jak również w okresie pracy z prędkością ustaloną.

Nie analizując bliżej działania niezwykle skomplikowanego układu regulacyjnego, warto wspomnieć, że impulsem sterującym, w większości schematów tego typu, jest różnica napięcia zasilającego i spadku napięcia w obwodzie silnika, proporcjonalnego do prądu obciążenia. Impuls sterujący zostaje odpowiednio wzmocniony (za pomocą wzmacniacza maszynowego, magnetycznego lub lampowego) i porównany z napięciem wzorcowym. W wypadku zaistnienia różnicy, następuje odpowiednia zmiana napięcia zasilającego silnik walcowniczy.

Duże trudności stwarzają przy tym znaczne bezwładności magnetyczne prądnic i silników, opóźniające regulację i wywołujące konieczność forsowania stanów przejściowych, co z kolei wymaga zastosowania wzmacniaczy o wy-

sokich współczynnikach wzmocnienia i zmniejsza stateczność układu.

Jak widać z powyższego, krótkiego przeglądu zagadnień, napęd nowoczesnej walcowni ciągłej stworzył cały szereg problemów, których rozwiązanie stało się możliwe dopiero dzięki najnowszym osiągnięciom w dziedzinie teorii napędu elektrycznego i techniki regulacji.

LITERATURA

- A. B. Czelustkin, E. A. Rozenman — Awtomatizieskoje upravlenie prokatnymi stanami. Metalurgizdat 1950
- D. P. Morozow i inni — Issledowanie awtomatizirovanogo elektropriwoda prokatnych stanow. Maszgiz 1953
- F. E. Clever i T. M. Linville — Speed Stability of Motors for Continuous Mills (Iron and Steel Engineering June 1947)
- W. Schmettker — Elektrische Regelung im Walzwerk (Elektrotechnische Zeitschrift 1952 nr 7)

Narada z Czytelnikami „Przeglądu Mechanicznego”

Możliwie bliskie powiązanie treści czasopisma technicznego z potrzebami przemysłu może być osiągnięte przez różnego rodzaju formy współpracy czasopisma z czytelnikami. Jedną z form mogą być narady z czytelnikami, które w bezpośrednim kontakcie z czytelnikami umożliwiają redakcji czasopisma poznanie potrzeb i życzeń terenu w zakresie poziomu, treści czasopisma, a nawet ujęcia poszczególnych artykułów.

Zebrane z poszczególnych narad materiały, uwagi czytelników o czasopiśmie, o sposobie redagowania, poziomie, aktualności treści itp. umożliwiają redakcji właściwe ustawienie czasopisma stosownie do potrzeb czytelników z przemysłu, dla których w pierwszym rzędzie są przeznaczone czasopisma techniczne.

Jak wskazuje dotychczasowa praktyka, najbardziej konkretne korzyści dla czasopisma mogą przynieść narady mniejsze na terenie określonych biur konstrukcyjnych, zakładów czy też instytutów, które obok ogólnych uwag czytelników o całym czasopiśmie szczegółowo obejmą te zagadnienia z czasopisma, którymi interesuje się dany zakład, biuro lub też instytut. Oczywiście, że takie narady czytelników z redakcją czasopisma powinny odbywać się dość często i w różnych ośrodkach przemysłowych.

Tego właśnie typu narada o zasięgu lokalnym odbyła się w dniu 30 grudnia 1954 r. w Centralnym Biurze Konstrukcji Obrabiarek w Pruszkowie. Organizatorem spotkania czytelników „Przeglądu Mechanicznego” z terenu CBKO oraz redakcji było koło zakładowe SIMP przy CBKO. W naradzie mieli brać udział także czytelnicy z Zakładów 1 Maja w Pruszkowie, znajdujących się w bezpośrednim sąsiedztwie z CBKO. Udział jednak członków koła zakładowego SIMP z tego zakładu był raczej nieznaczny.

Celem spotkania redakcji z czytelnikami CBKO była wymiana poglądów na temat dotychczasowej treści, zasięgu tematyki i formy czasopisma oraz jego planu tematycznego na rok 1955.

Zebranie otworzył przewodniczący koła zakładowego SIMP kol. inż. Jerzy Zacharzewski, apelując do zebranych, aby przez żywy i twórczy udział w dyskusji wysuwali śmiało swoje poglądy co do użyteczności czasopisma „Przegląd Mechaniczny” na terenie CBKO, życzenia co do treści, poziomu i ujęcia artykułów. Aby podkreślali otwarcie usterki jakie widzą w czasopiśmie i wskazywali na możliwości usunięcia tych usterek.

Z kolei głos zabrał zast. red. nac., inż. Wł. Kawęcki, omawiając szczegółowo zadania czasopisma, dotychczasowy jego rozwój, zakres tematyczny, plan treści oraz tematy na rok 1955. Na zakończenie kol. Kawęcki podkreślił, iż redakcja czasopisma spodziewa się wiele wypowiedzi na temat dotychczasowej działalności oraz uwag co do planu treści czasopisma na rok 1955.

W dyskusji, która odbyła się w dalszym ciągu żywy udział brali prawie wszyscy zebrani, omawiając i wysuwając różne usterki tematyczne czasopisma i składając w tym zakresie wnioski. Spośród zabierających głos w dyskusji szczególnie ciekawe były wypowiedzi: inż. K. Baranowicza, T. Lewandowskiego, J. Mierzejewskiego, A. Mystkowskiego, dyr. J. Piotrowskiego, J. Zacharzewskiego oraz E. Zmihorskiego. Ogólnie biorąc dyskusję, która trwała blisko 2 godziny w stosunkowo nielicznym gronie (ok. 30 uczestników) można ująć w następujących dezyderatach i wnioskach czytelników z terenu CBKO:

1. Z zakresu tematyki „Przeglądu Mechanicznego” należałoby usunąć — przenosząc je do innych czasopism — następujące działy: silniki przemysłowe, turbiny parowe i wodne, kotły parowe oraz zagadnienia mechaniki drobnej (precyzyjnej). W tym celu należałoby poczynić starania o powołanie dwóch nowych czasopism mechanicznych¹, które obejmowałyby te zagadnienia; np. na wzór czasopisma radzieckiego „Kotłoturbostrojenije” oraz czasopisma niemieckiego „Feinwerktechnik” lub „Feingerätetechnik” (NRD).

„Przegląd Mechaniczny” powinien obejmować zagadnienia dotyczące konstrukcji maszyn roboczych wszelkiego rodzaju z dominacją obrabiarek oraz naukowo-technicznych problemów z zakresu zagadnień wytrzymałościowych i dynamicznych maszyn roboczych.

2. Na łamach „Przeglądu Mechanicznego” należy więcej niż dotychczas poświęcić miejsca na artykuły omawiające nowe konstrukcje obrabiarek, maszyn ciężkich hutniczych, dźwignic, maszyn budowlanych i innych maszyn roboczych, wykonywanych według projektów polskich, jak również będących adaptacją konstrukcji obcych.

3. W „Przeglądzie Mechanicznym” powinna mieć miejsce szeroka wymiana doświadczeń pomiędzy różnymi biurami konstrukcyjnymi maszyn roboczych w zakresie: osiągnięć normalizacji wewnętrznej, nowych oryginalnych rozwiązań różnych mechanizmów, nowych metod obliczeń konstrukcyjnych itp.

4. W „Przeglądzie Mechanicznym” w niedostatecznym stopniu omawiane są nowe materiały konstrukcyjne, ich własności wytrzymałościowe oraz zastosowanie.

5. Należy ograniczyć zamieszczanie na łamach „Przeglądu Mechanicznego” prac czysto teoretycznych, nie doprowadzonych jeszcze do możliwości wykorzystania ich w praktyce. Takie prace powinny ukazywać się raczej w wydawnictwach PAN.

6. Dużą uwagę należy poświęcić wystawom krajowym i zagranicznym z dziedziny maszyn roboczych; każdorazowo na łamach PM powinny być podawane sprawozdania z wystaw z omówieniem ciekawszych rozwiązań nowych maszyn.

7. Byłoby pożądanym, aby w PM były recenzowane w sposób krytyczny wszystkie książki z zakresu maszyn roboczych z uwzględnieniem podręczników szkolnych, niezależnie od tego czy wydało je PWN, PWT czy też PWSZ.

Oprócz zagadnień tematycznych czasopisma w dyskusji omówiono i wyjaśniono szereg poglądów na sprawy natury porządkowej jak: sposób opracowania artykułu i jego ujęcie, stawki autorskie, szata graficzna czasopisma itp.

Narada z czytelnikami z terenu CBKO dała dużo ciekawego materiału redakcji czasopisma. Świadczy to jeszcze raz o celowości takiego kontaktu z czytelnikami. Uzyskane wypowiedzi czytelników zostaną szczegółowo rozpatrzone przez władze Stowarzyszenia oraz przez redakcję i w miarę możliwości życzenia wyrażone przez czytelników zostaną uwzględnione w czasopiśmie.

Należy tu jeszcze podkreślić cenną inicjatywę kol. J. Zacharzewskiego zorganizowania spotkania członków koła zakładowego z redakcją czasopisma, którą to inicjatywę powinny podjąć również i inne liczniejsze koła zakładowe SIMP.

¹ W rb. zostało powołane czasopismo mechaniczne „Pomiary, automatyka, kontrola” obejmujące m. in. zagadnienia mechaniki drobnej. Bliższe dane o tym czasopiśmie podamy w zeszytach 5/55 (red.).

Przegląd prasy technicznej

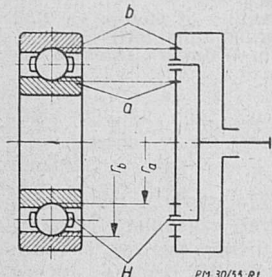
Reduktory wykonywane z łożysk tocznych

Łożyska toczne można w bardzo łatwy sposób przekształcić w planetarne przekładnię, w których rolę kół a i b spełniają wewnętrzne i zewnętrzne pierścienie, a rolę jarzma H — koszyczek (rys. 1).

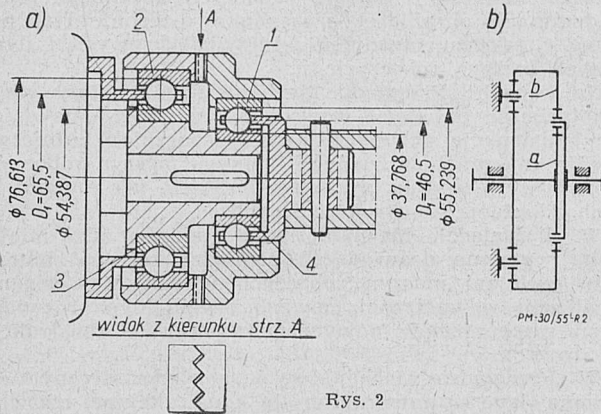
Rys. 2a przedstawia reduktor wykonany z dwóch łożysk tocznych, a rys. 2b — jego schemat kinematyczny. Siłę tarcia między kulkami a pierścieniami, potrzebną do przeniesienia siły obwodowej, uzyskuje się przez przyłożenie sił osiowych do pierścieni 1 ÷ 4, dzięki czemu nacisk pierścieni na kulki wzrasta. Osiowe przemieszczania pierścieni 1 i 2 — proporcjonalne do przenoszonego momentu — zapewniają trójkątne wycięcia na czołowych powierzchniach dzielonej obudowy reduktora.

Jakkolwiek dotychczas opracowano i wypróbowano znaczną ilość reduktorów tego typu, mimo to brak jest w literaturze technicznej wytycznych prawidłowego ich konstruowania i eksploatacji.

Sprawność reduktorów wykonanych z łożysk tocznych jest bardzo niska w porównaniu do innych przekładni. Rozpa-



Rys. 1



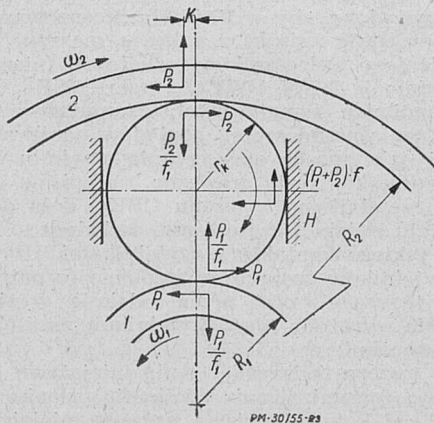
Rys. 2

trywany na rys. 2a reduktor jest zamkniętą przekładnią planetarną, dla której przełożenie wynosi:

$$i_{Ic} = \frac{1 + i_a}{1 - \frac{i_a}{i_2}}; \quad [1]$$

gdzie: $i_a = r_b/r_a$; $i_2 = r_4/r_2$.

Sprawność reduktora można wyrazić przez współczynnik strat ψ_H prostej przekładni otrzymanej z łożyska tocznego



Rys. 3.

przy nieruchomym koszyczku. Na podstawie rys. 3 (schemat działania sił) otrzymamy:

$$\psi_H = \frac{K}{f_1} \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) + 2 \left(f + \frac{K}{f_1 \cdot r_k} \right); \quad [2]$$

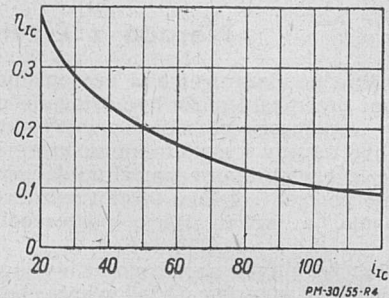
gdzie:

K — współczynnik tarcia tocznego ($K = 0,0005 \text{ cm}$), f_1 — współczynnik tarcia między kulką a pierścieniem ($f_1 = 0,05$), f — współczynnik tarcia między kulką a koszyczkiem ($f = 0,03$).

Sprawność reduktora (rys. 2) określa się na podstawie wzoru

$$\eta_{Ic} = \frac{1}{1 + \frac{|i_{Ic}|}{r_a + r_b} \left(r_a + \frac{r_b \cdot r_2}{r_4} \right) \psi_H} \quad [3]$$

Dla średnich i małych łożysk tocznych można przyjąć:



Rys. 4

$$\eta_{Ic} = \frac{1}{1 + 0,8 \cdot |i_{Ic}| \cdot \psi_H}; \quad [4]$$

lub, przy $\psi_H = 0,1$;

$$\eta_{Ic} \leq \frac{1}{1 + 0,08 |i_{Ic}|} \quad [5]$$

Ze wzorów [3] ÷ [5] wynika, że w miarę wzrostu przełożenia $|i_{Ic}|$ maleje sprawność reduktora (rys. 4).

Wpływ odchyłek Δi_a i Δi_2 od przyjętych wartości i_a i i_2 , na przełożenie i_{Ic} określa się na podstawie wzoru [1]

$$\Delta i_{Ic} = \frac{i_{Ic}^2}{(1 + i_a)^2} \left[\left(1 + \frac{1}{i_2} \right) \cdot d i_a - 1 (1 + i_a) \cdot \frac{i_a}{i_2^2} \cdot d i_2 \right] \quad [6]$$

Dla średnich i małych łożysk możemy przyjąć: $i_a = i_2 = 1,5$.

Wówczas:

$$\Delta i_{Ic} = 0,27 \cdot i_{Ic}^2 (\Delta i_a - \Delta i_2) \quad [7]$$

Odchylenie Δi wywołane istnieniem luzu promieniowego Δ , oblicza się ze wzoru (rys. 5):

$$\Delta i = - \frac{2 \cdot D_1 \cdot d_k (1 - \cos \alpha)}{(D_1 - d_k)^2 \Delta}$$

gdzie: $1 - \cos \alpha = \frac{2 \left(\frac{2r_r}{d_k} - 1 \right) \cdot d_k}{D_1 - d_k}$

Zazwyczaj $\frac{2r_r}{d_k} \geq 1,06$. Przyjmując

wartość tę równą 1,06 i uwzględniając, że dla średnich i małych łożysk

$\frac{d_k}{D_1} \approx 0,18$ otrzymamy:

$$\Delta i = - \frac{25 \cdot \Delta}{D_1} \quad [8]$$

Odchylenie wywołane istnieniem luzu promieniowego wyniesie:

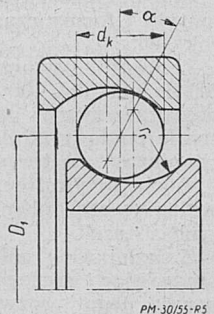
$$\Delta i_{Ic} = 6,7 \cdot i_{Ic}^2 \left(\frac{\Delta_2}{D_{12}} - \frac{\Delta_a}{D_{1a}} \right)$$

Jeżeli dla wymiarów podanych na rys. 2 przyjmujemy: $\Delta_2 = 0,015$ i $\Delta_a = 0,005$, to $\Delta i_{Ic} = 3,3$.

Poślizg, odkształcenia i inne nie uwzględnione powyżej czynniki mogą znacznie zwiększyć odchylenia od obliczeniowej wartości i_{Ic} .

Z powyższego można wyciągnąć następujące wnioski:

1. reduktory wykonane z łożysk tocznych posiadają niższą sprawność i większe straty na tarcie aniżeli inne dowolne przekładnie;



Rys. 5

2. przełożenie w znacznym stopniu zależy od luzów promieniowych, odkształceń i szeregu innych czynników;

3. reduktory te można stosować tylko w mniej ważnych mechanizmach (o pracy przerywanej) przy przełożeniach nie wyższych od $80 \div 100$ oraz w przypadkach, gdy dopuszczalne są znaczne odchylenia od obliczeniowej wielkości przełożeń.

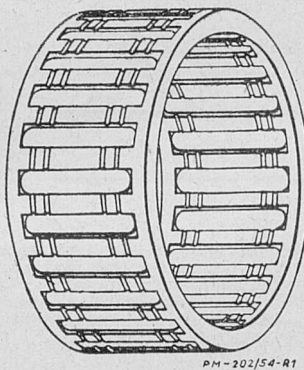
Inż. Edward Decowski

(Dr techn. nauk. W. N. Kudrjawcew — Wiestnik Maszynostrojenija nr 10/1954, str. 26)

Koszyczki bezpięścieniowych łożysk igiełkowych

Bezpięścieniowe łożyska igiełkowe znalazły obecnie duże zastosowanie dzięki takim zaletom jak małe wymiary, zdolność przenoszenia dużych sił poprzecznych przy wysokich obrotach, spokojna praca, odporność na uderzenia, możliwość doboru właściwego luzu dostosowanego do warunków pracy, możliwość dostosowania do dowolnego wymiaru wału (od 5 mm wzwyż) oraz łatwość montażu i konserwacji.

W praktyce spotyka się różne rozwiązania konstrukcyjne koszyczków prowadzących igiełki. Stosowane są koszyczki ze stopów lekkich i nieżelaznych, wykonane jako jednolity pierścień z wyciętymi na prasie okienkami na igiełki. Zabezpieczenie igiełek przed wypadaniem do wewnątrz i na zewnątrz koszyczka uzyskuje się przez wytlóczenie na wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni walcowej pierścienia rowków, wskutek czego na krawędziach

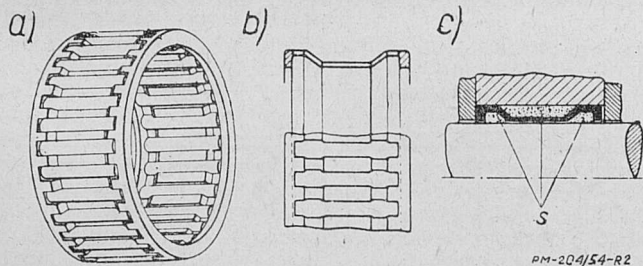


Rys. 1. Koszyczek z metalu lekkiego lub mosiądzu.

rowków powstają małe występy (rys. 1). Wadą tej konstrukcji jest łatwość ścierania się materiału koszyczka.

Szersze zastosowanie natomiast znalazły koszyczki stalowe, tłoczone z pierścienia jednolitego (rys. 2). Zaletą koszyczków tej konstrukcji jest możliwość pomieszczenia stosunkowo dużej ilości igiełek, dzięki czemu wzrasta nośność łożyska, oraz dużej ilości smaru, co przedłuża okres smarowania. Ze względu na mały ciężar i dobre warunki prowadzenia igiełek, łożyska te mogą mieć zastosowanie nawet przy wysokich obrotach i trudnych warunkach obciążenia, jak np. w korbach.

Oprócz koszyczków z pojedynczym prowadzeniem igiełek dobre wyniki dały koszyczki z grupowym prowadzeniem igiełek. Równoległe do osi prowadzenie igiełek zabezpieczają żeberka oddzielające sekcje.



Rys. 2. Koszyczek stalowy; a) — widok ogólny, b) — przekrój wzdłużny, c) — przekrój poprzeczny; s — smar.

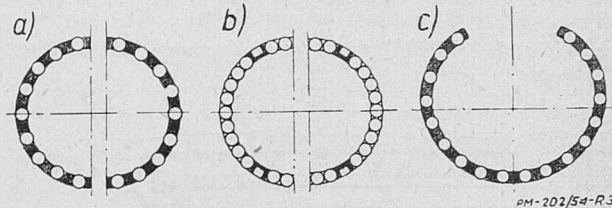
W przypadku stosowania długich łożysk konieczne jest konstruowanie koszyczków dwurzędowych lub zestawienie łożyska z dwóch koszyczków. Praktyka wykazuje, że stosunek d/l igiełki nie powinien przekraczać 1:8. W konstrukcjach uniemożliwiających nasunięcie łożyska na wał (w wałach wykorbionych) stosuje się koszyczki dzielone (rys. 3).

Łożyska igiełkowe są przeznaczone zasadniczo do przenoszenia tylko sił poprzecznych, jednak przy specjalnej konstrukcji płytek oporowych mogą przenosić niewielkie obciążenia osiowe.

Prawidłową i spokojną pracę oraz małe zużycie łożyska wykazują te konstrukcje, w których bieżnie są twarde (powyżej 60 HRC) i gładkie (nierówności poniżej 0,2 μ), mają ma-

łą owalizację wału lub otworu piasty, które zwykle są wykonywane w klasie dokładności W_1 , W oraz D_1 , D (według oznaczeń PN), dużą dokładność współosiowości oraz właściwy luz promieniowy i osiowy (zwykle ok. $0,2 \div 0,8$ mm).

Temperatura łożyska i dopuszczalne obroty są ograniczone przez właściwości smarów używanych w łożyskach (normalnie do 120°C, w specjalnych przypadkach do 180°C). Wskaźnik dopuszczalnej ilości obrotów wyznacza iloczyn $n \cdot d_{sr}$, gdzie n — obr/min, d_{sr} — średnica koszyczka łożyska. W łożyskach napędzanych jednorazowo lub okresowo smarem stałym osiąga on wielkość 250000, w łożyskach



Rys. 3. Koszyczki dwudzielne i otwarte; a) — igiełki prowadzone pojedynczo, b) — grupowe prowadzenie igieł, c) — koszyczek otwarty z tworzywa sztucznego.

smarowanych w sposób ciągły olejem, dochodzi do 400000. Okres smarowania dla normalnych warunków zabudowy łożyska, średnich temperatur pracy i smarów stałych wynosi w przybliżeniu $S_n = \frac{k \cdot 10^6}{d \cdot n}$ godz; gdzie: d — średnica

wału w mm, n — liczba obrotów wału w obr/min, k — współczynnik zależny od typu koszyczka igiełkowego; dla koszyczków pełnych ze stopów lekkich i kolorowych z pojedynczym prowadzeniem igiełek oraz dla koszyczków z grupowym prowadzeniem $k = 30$, a dla koszyczków tłoczonych z blachy stalowej z pojedynczym prowadzeniem i komorami smarowymi $k = 70$.

Otwory doprowadzające smar do koszyczka łożyskowego powinny znajdować się w części nieruchomej w miejscu nie obciążonym i umożliwiać wpływ nadmiaru smaru na zewnątrz łożyska. Łożyska wybierane w czasie eksploatacji mogą nie posiadać otworów smarowych, jeżeli okres smarowania pokrywa się z okresowym demontażem.

Inż. Zbigniew Jakubowski

Ing. Gerhard Neese — Werkstatt und Betrieb, zesz. 10/54, str. 613.

Cermetowe powłoki ochronne żaroodporne

Tak zwane cermetale są to połączenia ceramiczne metali z tlenkami metali. Najlepszym cermetalem na powłoki ochronne żaroodporne okazał się proszek z mieszaniny tlenków niklu i magnezu, otrzymywany przez spiekanie, a następnie zmielenie mieszaniny.

Powłokę ochronną niklowo-magnezową nakłada się przez natryskiwanie pistoletem gazowym lub przez spiekanie nałożonego proszku w piecu. Druga metoda ma szereg wad, gdyż wymaga stosowania specjalnych pieców, ponadto przetwarzanie części w wysokiej temperaturze (powyżej 1150°C) powoduje pękanie się i pogarszanie własności wytrzymałościowych części. Natryskanie odbywa się za pomocą odpowiedniego pistoletu, płomieniem tlenowo-acetylenowym (temperatura płomienia ok. 3100°C) w atmosferze wodoru. Stopiony w płomieniu proszek przywiera do podłoża tworząc cienką ($0,02 \div 0,5$ mm) warstwę żaroodporną.

Powłoki cermetowe wytrzymują krótkotrwałe działanie temperatury do 1950°C i ulegają w minimalnym stopniu oksydacji, natomiast ich wytrzymałość mechaniczna, a zwłaszcza udurowość, jest niższa w porównaniu z materiałem wyjściowym.

Części chronione powłoką cermetową, jak komory spalania, rury wydechowe itp., mogą pracować w temperaturze do 1100°C (niechronione do 985°C). Badania wykazały, że części silników samolotowych pokryte powłoką cermetową w znacznie mniejszym stopniu ulegają oksydacji, nawęglaniu i korozji, ich żywotność zaś wzrosła o $50 \div 100\%$.

Części pokryte powłoką cermetową mogą być łączone ze sobą przez spawanie elektryczne.

F. M.

(Machinery, November 12, 1954, str. 1032)

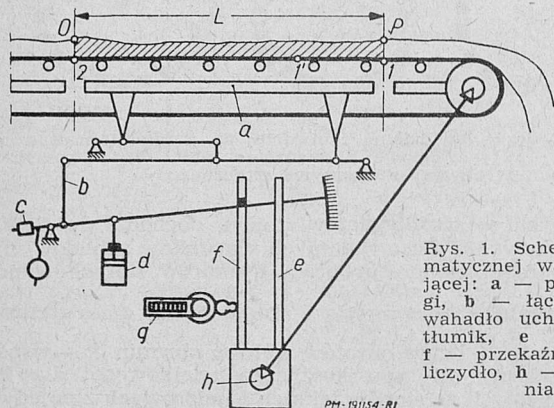
Automatyczne wagi przenośnikowe

Automatyczne wagi włączone w obieg pracy przenośnika taśmowego dzielą się na dwie zasadnicze grupy: 1) sumujące i 2) całkujące.

W automatycznych wagach sumujących strumień przepływającego przez przenośnik materiału podzielony jest na n części. Ustalone ciężary ΔG_i poszczególnych części są sumowane za pomocą liczydła. Wynik sumującej wagi automatycznej da się ująć wzorem

$$G = \sum_{i=1}^n \Delta G_i \quad [1]$$

gdzie ΔG_i zależy od długości L pomostu wagi, zaś n od czasu pracy wagi.



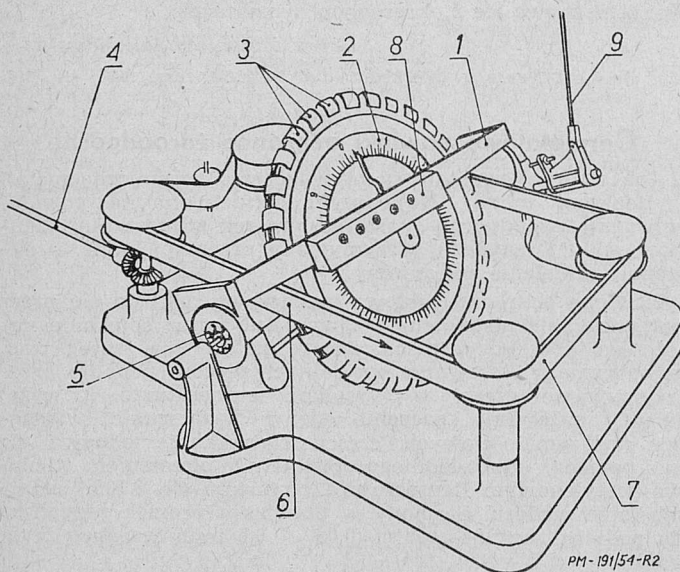
Rys. 1. Schemat automatycznej wagi całkującej: a — pomost wagi, b — łącznik, c — wahadło uchylnie, d — tłumik, e — zacisk, f — przełącznik, g — liczydło, h — przekładnia.

PM-191/54-R1

Wartość n oblicza się z zależności

$$n = \frac{vT}{L}; \text{ gdzie } L = kv$$

W powyższych wzorach oznaczają: L — teoretyczną długość pomostu wagi w m, k — stały współczynnik wagi (2÷4) sek, v — prędkość posuwu taśmy przenośnikowej w m/sek, T — czas przesuwu jednego odcinka taśmy w sek.



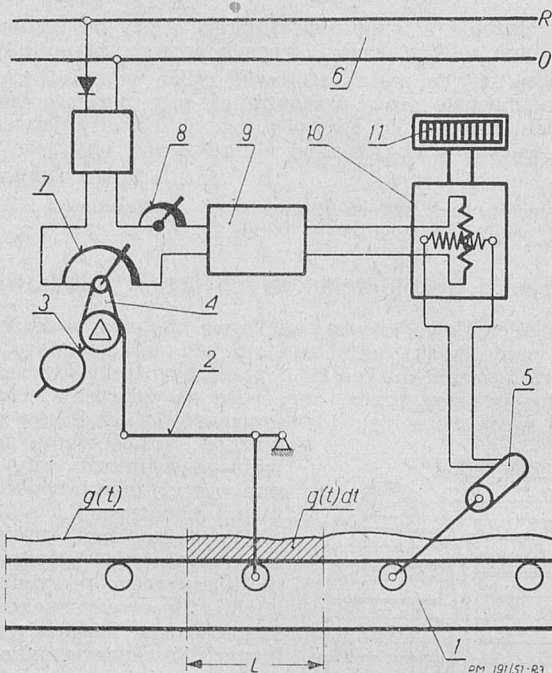
PM-191/54-R2

Rys. 2. Zasada działania automatycznej wagi całkującej: 1 — rama wychylna, 2 — tarcza całkująca, 3 — krążki, 4 — napęd, 5 — łożysko kulkowe, 6 — punkt sprzężenia cierniego, 7 — taśma całkująca, 8 — liczydło rejestrujące, 9 — łącznik.

Z dwóch ostatnich wzorów otrzymuje się

$$n = \frac{T}{k}$$

Zasadę działania sumujących wag automatycznych wyjaśniono schematycznie na rys. 1. W chwili gdy strumień materiału zajmuje położenie pokazane na rys. i punkt P znajduje się nad punktem 1, wówczas waga obciążona jest ciężarem ΔG_1 i na wadze uchylniej ustala się odpowiadający temu obciążeniu stan równowagi. W tej chwili wahadło uchylnie c zostaje unieruchomione przez zacisk e i jego wychyle-



PM-191/51-R3

Rys. 3. Schemat automatycznej wagi całkującej z mechanicznym urządzeniem mierniczym i elektrycznym przeniesieniem wskazań pomiaru: 1 — wałek pomiarowy, 2 — dźwignia pośrednicząca, 3 — wahadło uchylnie, 4 — przekładnia, 5 — licznik obrotów, 6 — sieć elektryczna, 7 — potencjometr, 8 — potencjometr regulacyjny, 9 — kompensator, 10 — licznik kWh, 11 — liczydło.

nie, odniesione do położenia zerowego, zostaje zarejestrowane. Wychylenie to jest proporcjonalne do ciężaru masy materiału obciążającego wagę. Za pomocą przełącznika i mechanizmu przekładniowego uruchamiane zostaje liczydło, które sumuje poszczególne kolejne obciążenia.

Zasada działania automatycznych wag całkujących oparta jest na zależności

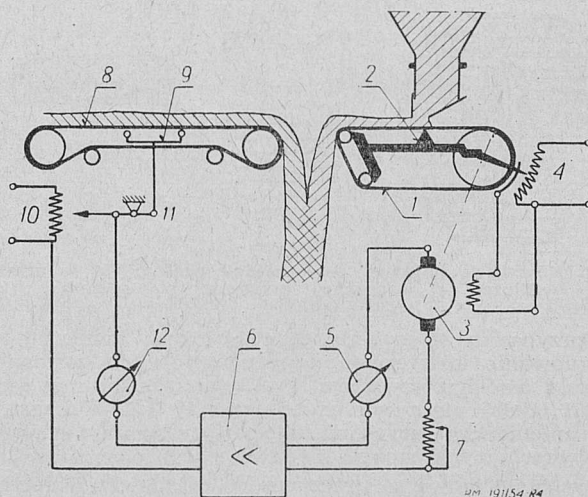
$$G = \int_0^T g(x) dx \text{ przy czym } dx = v dt \quad [2]$$

Po podstawieniu otrzymuje się

$$G = \int_0^T v(t) \cdot g(t) dt$$

gdzie $g(t)$ jest funkcją obciążenia taśmy przenośnika zależną od czasu.

Na rys. 2 pokazano zasadę działania automatycznej wagi typu całkującego z mechanicznym urządzeniem mierniczym i mechaniczną przekładnią wskazań. Obciążenie wałka prze-



PM-191/54-R4

Rys. 4. Schemat układu sprzężonych wag przenośnikowych: 1 — waga uchylna, 2 — punkt obrotu, 3 — silnik o zmiennej liczbie obrotów, 4 — potencjometr dozujący, 5 — wskaźnik wydajności wagi dozującej, 6 — wzmacniacz, 7 — potencjometr do regulacji stosunku wagowego materiałów, 8 — taśma nośna przenośnika, 9 — waga, 10 — potencjometr regulujący wagę dozującą, 11 — łącznik, 12 — wskaźnik natężenia przepływu materiału

nośnika zostaje przeniesione za pomocą łącznika 9 na ramę wychylną 1 powodując wychylenie proporcjonalne do obciążenia. Do ramy przymocowana jest tarcza 2 z podziałką i z krążkami 3 umieszczonymi na jej obwodzie. Z krążkami sprzężona jest ciernie taśma 7 napędzana od przenośnika. W przypadku pionowego ustawienia tarczy 2 taśma 7 powoduje jedynie obracanie się stykających się z nią krążków 3, natomiast przy wychyleniu ramy następuje również zabieranie krążków przez taśmę 7, a zatem obracanie się tarczy 2 z prędkością proporcjonalną do iloczynu obciążenia i prędkości taśmy nośnej przenośnika (p. wzór [3]).

Na rys. 3 pokazano schemat automatycznej wagi całkowitej z mechanicznym urządzeniem mierniczym i elektrycznym przeniesieniem wskazań pomiaru.

Wagi tego typu szczególnie nadają się jako urządzenie sterujące. Jako przykład zasady włączania automatycznej wagi w cykl pracy przenośnika jako urządzenia sterującego, pokazano na rys. 4 zespół dwóch automatycznych wag taśmowych sprzężonych z przenośnikami przenoszącymi mate-

riał potrzebny do produkcji brykietów. Jedna waga automatyczna mierzy potrzebne do produkcji ilości węgla i wysyła impuls rozrządczy do drugiej wagi automatycznej, dozującej strumień smoły w ten sposób, że stosunek ilościowy węgla i smoły pozostaje stały.

*

Budowa i obsługa wag sumujących jest prosta. Zakres stosowania uzależniony jest od prędkości posuwu taśmy, która nie powinna przekraczać $1,5 \div 2$ m/sek. Nadają się one szczególnie w przypadku dużego natężenia przepływu materiału. Ograniczenia te nie dotyczą wag typu całkowitego. Posiadają one krótkie pomosty, natomiast wahania przy kolejnych obciążeniach są duże; wymagają wyspecjalizowanej obsługi.

Zalety i wady obu systemów wag zależą w dużej mierze od rozwiązania konstrukcyjnego, a zwłaszcza od sposobu uruchamiania urządzeń pomiarowych i przekładni wskazań.

mgr inż. Józef Kulig

(Ing. Harro Taubmann — Fördern und Heben, nr 9/1954, str. 561)

Wiadomości SIMP

Ogólnokrajowa Konferencja w sprawie podniesienia jakości maszyn rolniczych

Dnia 25 i 26 lutego br. odbyła się w Warszawie w Domu Technika Ogólnokrajowa Konferencja w sprawie podniesienia jakości maszyn rolniczych. Obradom przewodniczył mgr inż. Janusz Tymowski.

Obrady plenarne rozpoczął referat Podsekretarza Stanu w Ministerstwie Rolnictwa, dr Czesława Domagały pt. „Ocena dotychczasowej produkcji maszyn rolniczych na tle doświadczeń rolnictwa”. Mówca stwierdził, że obecna globalna produkcja maszyn rolniczych wzrosła około czterech razy w stosunku do roku 1937, ale mimo to rolnictwo odczuwa dwa podstawowe braki w postaci niskiej jakości produkowanych maszyn i braku maszyn nowoczesnych, wysokowydajnych. Wiceminister cytuje liczne przykłady złej jakości produkcji maszyn i narzędzi rolniczych wynikające przeważnie z niechlujnego wykonawstwa, braku dobrych przyrządów i materiałów. Oprócz tego są pewne obiektywne przyczyny jak brak pełnego oprzyrządowania, rysunków konstrukcyjnych oraz wykwalifikowanych kadr. Niedostateczna jest jeszcze współpraca rolnictwa z przemysłem. Niedostateczne jest przygotowanie nowych asortymentów oraz badania prototypów i serii próbnej.

Z dotychczasowego systemu przygotowania nowej produkcji dadzą się wyciągnąć następujące wnioski: 1) ustalenie właściwych terminów przygotowawczych; 2) zatwierdzanie wyników badań i wniosków przez KOMR; 3) produkowanie próbnej serii w oparciu o dokumentację i na pełnym oprzyrządowaniu; 4) zorganizowanie odpowiednich ośrodków badawczych maszyn rolniczych. Wiceminister stwierdził, że dotychczasowa produkcja nie zapewnia możliwości kompleksowej mechanizacji rolnictwa.

Drugi referat na obradach plenarnych pt. „Jakość produkcji maszyn rolniczych w świetle potrzeb mechanizacji rolnictwa” wygłosił dyrektor Instytutu Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa, prof. dr Czesław Kanafojski. Profesor stwierdza, że należyty rozwój mechanizacji rolnictwa uwarunkowany jest dostarczeniem rolnictwu potrzebnych ilości ciągników i maszyn o odpowiedniej jakości, pracujących niezawodnie, długotrwale i opłacalnie, dostarczeniem odpowiedniej ilości części zamiennych, przygotowaniem przez użytkowników licznej, należyście wyszkolonej kadry, przygotowaniem przez użytkowników odpowiednich warunków pracy dla maszyn oraz należytym zorganizowaniem i wykonywaniem przez użytkowników napraw w odpowiednich terminach.

Zaopatrzenie rolnictwa wymaga rozbudowy odpowiedniego przemysłu oraz kadry należyście wykształconych konstruktorów i technologów. Produkowane obecnie maszyny i narzędzia zasadniczo, poza małymi wyjątkami, odpowiadają wymaganiom użytkownika, ale jakość ich jest niestety niedostateczna tak, że obniża ona jakość pracy maszyn lub niekiedy czyni ją nawet niemożliwą. Jednym z powodów złej produkcji jest rozpoczynanie nowej produkcji bez uzyskania należytego doświadczenia lub umieszczanie produkcji nowych typów maszyn w nieodpowiednich zakładach. Personel robotniczy i kierowniczy fabryczny nie jest należyście uświadomiony odnośnie gospodarczego i politycznego znaczenia swej produkcji. Na pewno pomogłyby w tym względzie

wspólne zebrania użytkowników maszyn z robotnikami fabrycznymi.

Rolnictwo nie jest niestety przygotowane pod względem technicznym i agrotechnicznym do racjonalnej eksploatacji parku maszynowego i dlatego też i użytkownicy są odpowiedzialni za niedociągnięcia w zakresie mechanizacji rolnictwa. Ten stan rzeczy należy zmienić przez jak najszybszą szkolenie personelu technicznego oraz zwrócić baczniejszą uwagę na przygotowanie odpowiednich warunków pracy dla maszyn.

Ostatni referat na części plenarnej Konferencji wygłosił inż. Ludwik Kuberski, naczelny dyrektor Centralnego Zarządu Przemysłu Maszyn Rolniczych pt. „Zamierzenia przemysłu dla podniesienia jakości maszyn rolniczych”. Inż. Kuberski stwierdza, że okres planu 3-letniego był okresem pełnej stabilizacji organizacyjnej przemysłu maszyn rolniczych. W okresie tym ustalono jednolite kierownictwo, przeprowadzono typizację produkcji, wprowadzono szereg nowych asortymentów i zorganizowano Centralne Biuro Konstrukcyjne. W okresie planu 6-letniego nastąpił dalszy szybki postęp w przemyśle maszyn rolniczych.

II Zjazd PZPR wytyczył dla przemysłu maszyn rolniczych nowe zadania polegające na zwiększeniu ilości produkcji, wprowadzeniu nowych asortymentów i zdecydowanej poprawie jakości. Dla osiągnięcia tych zadań konieczne jest zorganizowanie biur konstrukcyjno-technologicznych i dokumentacji, wzmocnienie narzędziowni i oddziałów obróbki cieplnej, osiągnięcie dalszego wzrostu wydajności, zasilenie przemysłu maszyn rolniczych doświadczonymi kadrami inżynierów i technologów. Pociąga to za sobą przeprowadzenie nowych robót inwestycyjnych. W roku 1955 produkcja musi być oparta w 100% na dokumentacji konstrukcyjnej. W celu zapewnienia dokumentacji technologicznej i oprzyrządowania produkcji przemysł w 1951 roku zorganizował Biura Głównych Technologów. Dalszym niezbędnym warunkiem poprawy jest uzupełnienie istniejących i opracowanie nowych warunków technicznych odbioru oraz instrukcji obsługi. Ponieważ jakość stosowanych odlewów budzi poważne zastrzeżenia, stoi przed przemysłem zadanie częściowego chociaż zmechanizowania odlewów.

Wadą dotychczasowej produkcji jest brak rytmiczności przy wykonywaniu planów produkcyjnych spowodowany przez opóźnienie dostaw części z kooperacji oraz wadliwą organizację służby produkcyjnej. Dlatego konieczne jest wprowadzenie planowania wydziałowego z doprowadzeniem aż do stanowisk roboczych. Dla podniesienia jakości konieczne jest zorganizowanie na właściwym poziomie kontroli technicznej przez zorganizowanie odpowiedniej ilości wysoko-kwalifikowanych kontrolerów oraz wyposażenie kontroli w przyrządy pomiarowe, sprawdziany i szablon.

W planowanym podniesieniu jakości powinien pomóc użytkownik przez stałe i dokładne sygnalizowanie wszelkich usterek w maszynach. Dotychczasowy poziom reklamacji jest niedostateczny. Należy też stwierdzić, że poziom techniczny obsługi maszyn jest bardzo niski, a zorganizowane w fabrykach kursy dla użytkowników nie zostały przez nich wykorzystane. Przedstawiony plan zamierzeń organizacyjno-

technicznych wskazuje, że rok 1955 powinien być rokiem przełomowym w produkcji maszyn rolniczych.

* * *

Po wygłoszeniu referatów wywiązała się ożywiona 5-godzinna dyskusja. Przedstawiciele użytkowników w swych wystąpieniach wskazywali na niedopuszczalną wprost jakość produkowanych w kraju maszyn rolniczych. Cytowano tu wiele przykładów. Wiązarka WC-1, ogławiacz do buraków OB-1, młocarnia MC-85, kopaczka TEK-2, kopaczka LB-20, kombajn zbożowy S-4 i wiele jeszcze innych maszyn, które po dostarczeniu ich rolnictwu albo w ogóle nie nadają się do użytku, albo wymagają wielu poprawek i uzupełnień. Stwarza to w terenie poważne trudności w terminowym wykonywaniu prac. Ostrej krytyce nie ustał się i ciągnik Ursus, w którym użytkownicy widzą wiele błędów wynikających z niestaranności wykonania.

Niektórzy dyskutanci omawiali swoje ulepszenia racjonalizatorskie, które wprowadzone w życie zdały egzamin. Wielu z nich wyrażało radość z organizowania takiego spotkania użytkowników z producentami i pracownikami nauki. Uważają oni, że Ministerstwo Rolnictwa nie zawsze ma dobre rozpoznanie terenu, a jednocześnie użytkownicy nie orientują się w wielu trudnościach produkcji. Wskazywano na pewne zaniedbania dotyczące niektórych rejonów, o których przy mechanizacji rolnictwa po prostu zapomniano; chodzi tu o teren Żuław i podgórski. Konieczna jest pewna rejonizacja i typizacja maszyn i narzędzi. Teren odczuwa poważny brak sił wykwalifikowanych, co bezwarunkowo odbija się przede wszystkim na żywotności maszyn. Szybka akcja ze strony Ministerstwa Rolnictwa i PGR jest tutaj konieczna.

Przedstawiciele przemysłu zgadzali się zasadniczo ze stawianymi zarzutami, przedstawiając obiektywne trudności produkcji. Jedną z najpoważniejszych jest brak wykwalifikowanych kadr, to jest konstruktorów i technologów. Z chwilą gdy buduje się nowe fabryki konieczna jest rozbudowa biur konstrukcyjnych, a to wszystko pociąga za sobą zapotrzebowanie na wysokokwalifikowane kadry.

Drugą istotną przeszkodą w podniesieniu jakości produkcji maszyn rolniczych jest brak odpowiednich materiałów. Huty nie dostarczają żądanych materiałów i nie przestrzegają uzgodnionych terminów. Stwarza to poważne trudności i konstruktorowi i producentowi. Konstruktor musi naginać się do specyficznych warunków zakładu, a producentowi stwarza olbrzymie trudności w planowaniu produkcji konieczność przechodzenia na materiały zastępcze, co w kon-

sekwencji pociągać może za sobą zmianę oprzyrządowania. Dużo zamieszania wprowadził nowy zrationalizowany program walcowania skreślający wiele „chodliwych” asortymentów. Niedobrze jest też z kooperacją. Nie jest ona w ogóle zorganizowana i właściwie każdy zakład prowadzi ją we własnym zakresie od przypadku do przypadku. Park maszynowy w wielu zakładach jest bardzo przestarzały, a przez to mało wydajny. Przedstawiciele przemysłu uważają też za wskazane organizowanie wspólnych spotkań przedstawicieli przemysłu i rolnictwa.

Ostatnim dyskutantem był Wiceminister Przemysłu Maszynowego, inż. *Fidelski*, który stwierdził że poziom produkcji maszyn rolniczych wprawdzie podniósł się, ale trudno tu mówić o jakimś właściwym wzroście, ponieważ poziom, od którego ten wzrost się rozpoczął, był właściwie żaden. Dlatego też musi nastąpić mobilizacja całej produkcji i wszystkie wytyczone cele muszą być osiągnięte. Maszyna rolnicza jest najoczywistszym i najbardziej zrozumiałym symbolem sojuszu robotniczo-rolniczego i dlatego musi być tak produkowana, aby ten sojusz wzmacniać, a nie osłabiać. Dla zapewnienia terminowego dostarczenia zakładom właściwej dokumentacji konstrukcyjno-technologicznej stworzone zostaną trzy nowe specjalistyczne biura konstrukcyjne w Poznaniu, Grudziądzu i Kutnie. Stwarza to nowe wielkie zapotrzebowanie na wysokokwalifikowane kadry i dlatego konieczne jest — jak już w dyskusji poruszono — stworzenie na wydziałach politechnicznych mechanizacji rolnictwa sekcji konstrukcyjnej.

Drugi dzień Konferencji poświęcony był obradom sekcijnym. Odbływały się one w trzech sekcjach: konstrukcyjnej, technologicznej i eksploatacyjnej. Na posiedzeniu sekcji konstrukcyjnej wygłoszono dwa referaty mgr inż. *Zygmunta Millera* pt. „Doświadczenia Biura Konstrukcyjnego Przemysłu Maszyn Rolniczych w dziedzinie konstrukcji własnych i adaptowanych” oraz mgr inż. *Henryka Bernackiego* pt. „Nowe rozwiązania konstrukcyjne w dziedzinie maszyn rolniczych”.

Po wygłoszeniu referatów wywiązała się dyskusja, w której już bardziej szczegółowo omówiono zarzuty stawiane produkcji. Omawiano błędy konstrukcyjne, trudności produkcji i środki zaradcze.

Po zakończeniu obrad sekcyjnych uczestnicy Konferencji powrócili znów na obrady plenarne, na których przyjęto ostateczne wnioski z Konferencji.

Kazimierz Pietura

Bibliografia

W. *Ciesielski* i St. *Perliński* — *TECHNIKA POMIARÓW WARSZTATOWYCH*. Format B5, stron 334, rys. 343, tablic 16, załączników 2. PWT, Warszawa, 1954. Cena zł 30.—

W najogólniejszym ujęciu wyraz „technika” oznacza tyle, co „sposób wykonywania”. Technika pomiarów oznacza zatem sposoby wykonywania pomiarów. Zagadnienia techniki pomiarów warsztatowych przede wszystkim obejmują metody pomiarów, przebieg procesów pomiarowych, dobór odpowiednich narzędzi mierniczych, ekonomię czasu kontroli i ekonomię środków. Natomiast podstawy teoretyczne metrologii warsztatowej, konstrukcja narzędzi mierniczych oraz opisy ich działania są raczej dla techniki pomiarów materiałem pomocniczym. Nie trzeba przy tym wyjaśniać, jak duże praktyczne znaczenie dla pomiarów warsztatowych ma dobre opracowanie zagadnień techniki tych pomiarów.

Książka *Ciesielskiego* i *Perlińskiego*, oprócz wstępu, zawiera dwie części, z których w pierwszej omówiono wiadomości podstawowe, konstrukcje i sprawdzanie narzędzi mierniczych, oraz w drugiej — sposoby stosowania tych narzędzi do pomiarów walców, otworów, kątów, gwintów, stożków, promieni łuków i błędów prostoliniowości i płaskości powierzchni.

Wstęp podaje ogólne wiadomości wprowadzające, w szczególności dotyczące historii rozwoju techniki pomiarowej, mierzenia i sprawdzania, jednostek długości i kąta, temperatury odniesienia, cech metrologicznych narzędzi mierniczych i klasyfikacji metod pomiarów. Wydaje się, że zbyt szeroko w stosunku do innych tematów omówiono metodę pomiarów uwikłanych (str. 15 i 16), która rzadko znajduje zastosowanie w pomiarach warsztatowych. Zamiast wprowadzonego w książce terminu „metoda uwikłana” lepiej stosować termin „metoda pomiarów uwikłanych”.

Jak to już podano, część pierwsza książki zawiera wiadomości

podstawowe z pomiarów warsztatowych długości i kąta, działanie i konstrukcję narzędzi mierniczych oraz sposoby ich sprawdzania.

Omówione w pierwszym rozdziale tej części wiadomości podstawowe budzą od razu zastrzeżenia. Na str. 18 podano, że... „narzędzia miernicze są to wszystkie środki, które przy pomiarach są stosowane dla ustalenia miary lub sprawdzenia przedmiotów”. Według tego określenia narzędziem mierniczym jest na przykład przyrząd kłowy, użyty do sprawdzania współosiowości wałka stopniowego, lub uchwyt szczękowy, w którym mocuje się przedmiot sprawdzany.

Na str. 19 podano, że „Przyrządami mierniczymi nazywa się narzędzia miernicze pozwalające na wyznaczanie miary wymiarów mierzonych z pewną dokładnością charakterystyczną dla danego przyrządu”. Nasuwa się tu pytanie, jaka jest różnica między ogólnym pojęciem „narzędzie miernicze” i pojęciem „przyrząd mierniczy”.

Przytoczone określenia wprowadzają zamęt do podstawowych pojęć metrologicznych i są sprzeczne z artykułem 8 dekretu z dnia 19 kwietnia 1951 r. o organach administracji miar oraz o miarach i narzędziach mierniczych, który wyraźnie ustala takie pojęcia jak wzorzec, narzędzie miernicze i przyrząd mierniczy.

Podany na str. 19 podział przyrządów mierniczych według zasad działania i konstrukcji budzi również poważne zastrzeżenia. Pierwsza grupa tego podziału, obejmująca wzorce długości i kąta, nie należy w ogóle do przyrządów mierniczych. Dalej wyodrębniono w grupie b — przyrządy kreskowe zaopatrzone w noniusz i w grupie g — mikroskopy miernicze. Mikroskopy miernicze są jednak również przyrządami kreskowymi zaopatrzonymi w noniusz tylko w bardziej ogólnym ujęciu.

Oczywiście przyrządy miernicze można dzielić na grupy według dowolnego kryterium. Można na przykład przyrządy te podzielić na przyrządy pomalowane na kolor szary i pomalowane na kolor czarny. Podział taki nie ma jednak znaczenia naukowego. Aby podział umożliwiał pewne uogólnienia naukowe, musi wyodrębniać grupy podziału według kryteriów istotnych, wyraźnie określających ich granice.

Z zauważonych poważniejszych błędów należy jeszcze wymienić podaną na str. 47 wiadomość, że błędy płaskości powierzchni mierniczych lub prostoliniowości krawędzi mierniczych kątowników 90° mogą być według „Przepisów Głównego Urzędu Miar” dwukrotnie większe niż według norm PN/M 53160. Wcale tak nie jest. Granice dopuszczalnych błędów płaskości powierzchni mierniczych lub prostoliniowości krawędzi mierniczych według Przepisów GUM i według norm PN są te same. Różnica polega tylko na sposobie podania tych granic, które według Przepisów GUM są określone jednogranicznie (np. 2μ), a według norm PN — dwugranicznie (np. $\pm 1\mu$).

Na str. 51 punkt 1 zamiast „Suwmiarki uniwersalne” powinien być zatytułowany „Suwmiarki jednostronne i dwustronne”.

Na str. 68 wiersz 9 od dołu podaną zasadę określania błędów równoległości powierzchni mierniczych mikrometru za pomocą płytki interferencyjnej należy uzupełnić zastrzeżeniem, że podczas obliczania sumy prążków, liczba prążków na jednej z badanych powierzchni powinna być najmniejsza, jaką można osiągnąć. W przeciwnym przypadku pomiar może być zupełnie fałszywy.

Wiadomości dotyczące konstrukcji i działania narzędzi mierniczych, jakie podaje część pierwsza książki, nie budzą na ogół poważniejszych zastrzeżeń. Trzeba podkreślić starannie dobraną ilustrację rysunkową omawianych szczegółów konstrukcji oraz wiele praktycznych wskazówek dotyczących budowy i regulacji narzędzi mierniczych.

Część druga książki Ciesielskiego i Perlińskiego jest poświęcona właściwemu tematowi, to jest technice pomiarów warsztatowych. W części tej systematycznie omówiono posługiwanie się najprostszymi narzędziami mierniczymi, jak płytkami wzorcowymi, suwmiarkami, mikrometrami, czujnikami i sprawdzianami, sprawdzanie prostoliniowości i płaskości powierzchni, pomiary wałków i otworów, pomiary kątów, pomiary i sprawdzanie gwintów, pomiary stożków i luków oraz błędy pomiarów. Druga część książki jest oparta na bardzo dużym doświadczeniu praktycznym. Widać w niej również staranne wykorzystanie i uwzględnianie najnowszego dorobku teoretycznego, jaki wniosły ostatnio wydane nasze publikacje techniczne z zakresu metrologii warsztatowej. Widać również staranność w stosowaniu poprawnej terminologii, jaką ustalają Przepisy Głównego Urzędu Miar i Polskie Normy.

Z drobniejszych znalezionych usterek należy wymienić, że na str. 220 zamiast „suwmiarka precyzyjna” powinno być „suwmiarka jednostronna” i zamiast „drobnozwojową śrubą” powinno być „drobnozwojną śrubą”. Na str. 231 należy sprostować, że sprawdziany nie służą do pomiarów, lecz do sprawdzania wyrobów.

Rozdział XII pt. „Sprawdzanie płaskości i prostoliniowości powierzchni” powinien być uzupełniony zastosowaniem lunet i kolimatorów do tego rodzaju sprawdzania. Przy sprawdzaniu prostoliniowości i płaskości oraz współosiowości powierzchni, lunety i urządzenia kolimacyjne są coraz częściej stosowane w budownictwie maszynowym.

Na str. 237 należałoby wyraźniej określić jaki obraz prążków interferencyjnych charakteryzuje powierzchnię wklęsłą a jaki wypukłą. Podane określenia nie wydają się słuszne; w każdym razie nie są wyraźne.

W odniesieniu do pokazanego na rys. 340 (str. 313) sposobu pomiaru promienia łuku metodą wałeczkową nie można znaleźć uzasadnienia, aby stosować zamiast jednego wałeczka mierniczego parę wałeczków.

Na str. 315 podane w nawiasie wyjaśnienie, że wielkość istniejąca jest równoznaczna z wielkością zmierzoną nie jest słuszne. Wielkość istniejąca jest to wielkość odtworzona w naturze przez wzorec, a więc wielkość obciążona błędem w przeciwstawieniu do założonej wielkości teoretycznej (bezbłędnej) jaką wzorec powinien odtwarzać. Termin „wielkość istniejąca” wydaje się trafniejszy niż termin „wielkość rzeczywista” który może być brany jako przeciwstawienie „wielkości nierzeczywistej”. W sensie pojęciowym między terminami „wielkość istniejąca” i „wielkość rzeczywista” nie ma zasadniczej różnicy.

Na str. 319 średni błąd kwadratowy i największy błąd kwadratowy są nazywane wprost błędem średnim i błędem maksymalnym, co może być powodem pomyłek. Bogactwo terminów językowych polega również na ich precyzji; nie należy zatem wprowadzać uproszczeń wywołujących zbędną wieloznaczność w ścisłej terminologii.

W podanym na str. 331 przykładzie obliczania dokładności pomiaru pośredniego wprowadzono oznaczenia odbiegające od normalnie przyjmowanych, a mianowicie cięciwę łuku oznaczono literą m i strzałkę łuku znakiem $2n$. Zwykle litery m i n oznaczają wskaźniki porządkowe lub liczby nie zaś wymiary.

Ogólnie biorąc omawiana książka Ciesielskiego i Perlińskiego jest wydawnictwem pożytecznym i może oddać duże usługi przy szkoleniu i doszkalanu kadr średniego personelu kontroli technicznej w zakładach przemysłowych. Książka ta zwłaszcza w części pierwszej wymaga jednak ściślejszego zrewidowania podanych określeń i klasyfikacji środków mierniczych oraz w części drugiej pewnych uzupełnień i poprawek.

Mgr inż. Aleksander Tomaszewski

MAŁY PORADNIK MECHANIKA — praca zbiorowa. — Autorzy: inżynierowie H. Chmielewski, T. Dobrzański, P. Kosieradzki, J. Kunstetter, A. Legatowicz, S. Łazarkiewicz, F. Mateczyński, J. Michałowski, J. Obalski, K. Ochęduszek, K. Osinski, H. Szymański, A. T. Troskoleński. Format B6, str. 792, liczne rysunki i tablice. Wydanie trzecie, PWT — Warszawa, 1954 r. Cena zł. 70.—

Mały Poradnik Mechanika, w który przekształcił się z czasem Poradnik Rzemieślnika Mechanika wydany w roku 1949 przez Instytut Wydawniczy SIMP, ma jak widać olbrzymie powodzenie na rynku krajowym, jeżeli po 2 wydaniu w ilości ok. 50 000 egz. po upływie zaledwie roku ukazało się wydanie trzecie o nakładzie 60 000 egz. Wydanie to jest całkowicie przerobione i uzupełnione.

Powodzenie Małego Poradnika jest zrozumiałe i uzasadnione. Wypełnia on w pewnym stopniu wiele białych plam, jakie istnieją jeszcze na „mapie polskiej literatury technicznej” w zakresie książek przystępnych dla praktyka, a użytecznych dla wszystkich — napisanych w zwięzły, mimo to zrozumiały sposób i ujmujących w pewien całościowy kształt jedną lub kilka gałęzi wiedzy.

Obok usług podręcznej książki, która umożliwia znalezienie zapomnianego wzoru lub wielkości liczbowej, Mały Poradnik Mechanika może być pomocny przy uczeniu, przy konstruowaniu i wszelkich prostszych obliczeniach, pomoże w ustalaniu właściwej nazwy części — elementu maszyn lub urządzenia — da wskazówki zastosowania materiału, wykonywania rysunków itp.

Tu tkwi właśnie przyczyna, dla której Mały Poradnik Mechanika cieszy się dużym powodzeniem. Zakres korzystających z usług tej książki jest bardzo szeroki i nie można go jedynie ograniczać do mistrzów i techników. Z Małego Poradnika korzystają uczniowie i robotnicy wykwalifikowani, mistrzowie i technicy oraz inżynierowie; do tego nie tylko mechanicy, lecz przedstawiciele wielu innych branż i specjalności, którym Mały Poradnik może dać również wiele materiału podręcznego, bez konieczności sięgania do książek i dzieł specjalizowanych.

Nie znaczy to wcale, że poziom Małego Poradnika Mechanika jest za wysoki. Dowodzi to tylko użyteczności książek tego typu na poziomie średnim, o poręcznym niezbyt dużym formacie, gdzie znajduje się prawie wszystkie wiadomości z podstawowych dziedzin wiedzy technicznej — podane w formie skróconej — oraz dużą ilość danych liczbowych, z których szybko i łatwo można skorzystać.

Mały Poradnik Mechanika obejmuje nauki matematyczno-fizyczne i ogólnotechniczne ujęte w pięciu częściach. Część I zawiera rozdziały: Matematyka, Jednostki miar, Tablice fizyczne, Chemia, Mechanika, Wytrzymałość materiałów, Hydromechanika, Ciepło, Elektrotechnika. Z nauk ogólnotechnicznych podano: II. Materiałoznawstwo, III. Rysunek techniczny maszynowy, IV. Części maszyn, V. Maszynoznawstwo. Jako dodatek należy traktować część VI. Różne, w której podano informacje dotyczące organizacji i charakteru zadań społecznych: Normalizacji, Administracji Miar, Urzędu Patentowego, Centr. Instytutu Dok. Naukowo-Technicznej, Centr. Instytutu Ochrony Pracy oraz stowarzyszeń branżowych kierunku mechanicznego — SIMP i STOP.

Poradnik jest poza tym zaopatrzony w obszerny, wzorowo opracowany skorowidz alfabetyczny ułatwiający korzystanie z książki.

Podział ogólny treści Małego Poradnika należy uznać w zasadzie za słuszny. Dyskusji może podlegać natomiast ujęcie poszczególnych części i rozdziałów. Pod tym względem Poradnik jest opracowany niejednolicie, gdyż poszczególne opracowania różnią się między sobą dość znacznie. W szczególności duże dysproporcje występują w zestawieniu innych prac z częścią obejmującą materiałoznawstwo, która zajmuje dokładnie 1/5 objętości (ok. 150 str.) całości Poradnika, a 1/3 działu ogólnotechnicznego. „Części maszyn” oraz „Maszynoznawstwo” natomiast mają tylko po ok. 100 str. objętości.

Dużą ilość stron przeznaczonych na materiałoznawstwo uzasadnia w pewnej mierze fakt wielkiej ważności tego działu oraz to, że jest ono badając najlepiej opracowaną częścią Małego Poradnika i omawia po raz pierwszy w publikacji książkowej nowe Polskie Normy stali węglowych i stopowych. Jednakże obecność w tym dziale rozdziałów „Obróbka cieplna stopów żelaza” i „Pomiary przy obróbce cieplnej” o łącznej objętości 35 stron wydaje się nieuzasadniona, choćby z uwagi na założenia programowe Małego Poradnika podane w przedmowie. W tych rozdziałach należało ograniczyć się jedynie do krótkich definicji zabiegów obróbki cieplnej o objętości 2 do 4 stron najwyżej.

Na tej nierównomierności podziału treści najbardziej ucierpiał dział „Maszynoznawstwa” i właśnie w stosunku do niego można wysunąć najwięcej zastrzeżeń. Co prawda Wydawnictwo zabezpieczyło się od tej ewentualnej krytyki w przedmowie podając: „...treść „Maszynoznawstwa” ograniczono do podstawowych wiadomości o maszynach roboczych: pompach, sprężarkach, wentylatorach oraz dźwignicach i przenośnikach, z którymi technik-mechanik spotyka się niemal na każdym zakładzie wytwórczym”.

Jednakże takie zawężenie „Maszynoznawstwa” nie wydaje się słuszne. Dlatego też należy wyraźnie podkreślić, że Mały Poradnik Mechanika stracił bardzo wiele przez wyłączenie działów omawiających silniki napędowe. Zdaniem recenzenta dział „Maszynoznawstwa” należało raczej rozszerzyć przez omówienie jeszcze innych maszyn roboczych, np. budowlanych, a do silników włączyć odpowiednio przerobiony rozdział „Silniki elektryczne”, pomieszczone obecnie w części matematyczno-fizycznej.

Niektóre rozdziały „Maszynoznawstwa” rozbudowano niepotrzebnie, nie zwiększając przez to ich użyteczności. Podawanie licznych wzorów i wykresów, jak to zrobiono np. w pompach i sprężarkach, nie należy do Małego Poradnika. Tu przydałyby się lepiej przykłady liczbowe z praktyki zastosowania tych maszyn; przykładów takich nie ma w rozdziałach „Maszynoznawstwa”.

Jako uzupełnienie każdego działu czy też części należało podać wykaz podstawowych książek w języku polskim, w których czytelnik znajdzie bardziej wyczerpujące ujęcie tematu.

Mimo wymienionych uwag Mały Poradnik Mechanika będzie cieszył się powodzeniem, gdyż naprawdę daje dużo nowych i aktualnych materiałów, ujętych w niewielkiej objętości tej pożytecznej, podręcznej książki dla każdego technika-mechanika. Za to należy się Państwowemu Wydawnictwom Technicznym uznanie. Szata graficzna Małego Poradnika jest na ogół przyjemna, druk oraz rysunki wyraźne. Oprawa nieestetyczna.

Usterki dostrzeżone przez recenzenta, a nie zawarte w erracie są następujące:

Str. 253. W tablicy 1 brak wyjaśnienia w uwadze oznaczenia stanu stali M.

Str. 562. Sześć z podanych 9 norm gwintów z 1947 r. są nieważne; zastąpiono je normami z 1952 r. Wynikła z tego mała niekonsekwencja redakcyjna, gdyż w tabl. 7, 8, 9, 10, 11 i 12 normy te podawane są raz jako z 1947 r., a raz znowu z 1952 r. Do tablicy 8 przy tym należało dać określenie średnicy nominalnej d_n — jako średnicy otworu rury.

Str. 638. Brak rys. 9 wymienionego w treści i mającego w tym rozdziale zasadnicze znaczenie. Należałoby to jakoś uzupełnić.

Kończąc należy wyrazić jeszcze pogląd, że cena trzeciego wydania książki — w zasadzie nieznacznie różniące się od wydań poprzednich i wydrukowanego w olbrzymim nakładzie 60 000 egzemplarzy — jest zbyt wygórowana (70 zł) i dlatego też należy raczej wątpić, czy tak duży nakład rozejdzie się, zanim nie zdeaktualizują się normy w tak dużej ilości cytowane w Poradniku.*)

Inż. mech. Władysław Kawęcki

Inż. mech. Zbigniew Kościółek i inż. mech. Wiktor Natanson —
PRZYZRĄDY I UCHWYTY DO OBRÓBK SKRAWANIEM. Część I. Format A5, stron 203, rys. 246, tablic 74. PWT, Warszawa, 1954. Cena zł 9.—

Wydany pod powyższym tytułem podręcznik stanowi wstępną część całości składającej się z 2 części. Materiał podany w podręczniku jest dostosowany do wymagań szkolnictwa zawodowego (technikum mechaniczne), może ponadto stanowić pomoc dla czynnych w przemyśle konstruktorów przyrządów.

*) Aktualnie dotyczy to już wszystkich cytowanych w Poradniku norm gwintów, które zostały ostatnio zastąpione nowymi normami.

Całość materiału podzielono na 4 rozdziały. W rozdziale pierwszym omówiono zwięźle wstępne wiadomości dotyczące uchwytów i przyrządów. Podano zarys historyczny zastosowania, określono zasadnicze pojęcia i omówiono szereg korzyści wynikających z zastosowania przyrządów. Podano sposób obliczania opłacalności uchwytów.

W rozdziale drugim podano zasady ustalania i mocowania obrabianych przedmiotów. We wstępie omówiono ustalanie przedmiotów oraz dokładną analizę tego zagadnienia w związku z rozmaitymi stopniami swobody. Ustęp jest uzupełniony licznymi przykładami pozwalającymi na dobór stosownego sposobu ustalania w wielu spotykanych przypadkach. Przeprowadzono rozważania na temat dokładności ustalania i podano dotyczące wzory pozwalające na przewidywanie wielkości prawdopodobnych błędów ustalania.

Ustęp następny poświęcony został omówieniu istoty i znaczenia baz. Podano zwięźle rodzaje baz i zasady ich obierania. Ustęp zilustrowano pewną liczbą przykładów. W dalszej kolejności podano niektóre sposoby i wzory dotyczące mocowania przedmiotów, pozwalające na przeprowadzanie obliczeń sił mocowania ich koniecznej wielkości.

Obszernie potraktowany rozdział trzeci zawiera zasady konstrukcji najbardziej rozpowszechnionych elementów uchwytów. Treść tego nader ważnego rozdziału rozpoczęto ustępem omawiającym elementy ustalające, a wśród nich: kołki oporowe i ustalające, płytki oporowe, kły i zagłębienia pryzmatyczne. W uzupełnieniu podano również elementy zabierające i zaciskowe. Wszystkie ustępy uzupełniono wzorami obliczeniowymi.

W kolejnym ustępie omówiono elementy ustalające uchwyty i przedmioty względem obrabiarki. Z kolei omówiono najczęściej spotykane elementy oporowe nastawcze.

Elementy mocujące omówiono na szeregu stosowanych rozwiązań jak: śruby, dociski, mimośrodki i podkładki oraz zarzutki. Niemal wszystkie przykłady objaśniono za pomocą dotyczących wzorów obliczeniowych.

W dalszym ciągu podano elementy prowadzące narzędzia w postaci tulei wiertarskich z omówieniem ich odmian i odrębnych postaci. Zamieszczono ustęp o roli elementów nastawczych dla narzędzi.

W dalszej kolejności podano zasady konstrukcji korpusów przyrządów i uchwytów w ich odmiennych i odrębnych postaciach jak: odlewanych, spawanych i łączonych za pomocą śrub.

W uzupełnieniu podano zasadę działania i wzory wykonanych konstrukcji i urządzeń służących do mocowania pneumatycznego.

W końcowym ustępie omówiono pozostałe elementy jak: zapadki, rękojeści i niektóre odmiany nakrętek.

Ponieważ wszystkie niemal elementy uchwytów zostały znormalizowane, przeto podano w tekście wiele tablic wymiarowych poszczególnych wykonanych, co znacznie ułatwia stosowanie znormalizowanych elementów.

Rozdział czwarty poświęcony omówieniu zastosowania rozszerzonej normalizacji w budowie uchwytów. Dział ten, szczególnie ważny w dziedzinie produkcji małoseryjnej, pozwala na podejmowanie konstrukcji niektórych uchwytów w ich mniej kosztownej postaci, jako wykonanych złożonych wyłącznie z elementów składowych znormalizowanych.

Przedstawiona powyżej całość pierwszej części podręcznika spełnia niewątpliwie swą instrukcyjną rolę w sposób zadowalający dzięki wymienionym poniżej zaletom. Zalety te stanowią: dokonane ze zjawstwem przedmiotu rozłożenie omawianej treści, jasne opisy, liczne i dobrze wykonane rysunki oraz liczne wzory obliczeniowe i tablice liczbowe. Dzięki wymienionym zaletom podręcznik powyższy uważać można za nader wartościową pomoc w kształceniu technologów, jak również w zakresie pracy zawodowej konstruktora uchwytów.

Ujmująca szata zewnętrzna podręcznika, na którą składają się — oprócz drobnych rysunków — również stosowany układ graficzny oraz piękny gatunek papieru, jako też przystępna cena (9 zł), czynią powyższe wydawnictwo nader pożądanym podręcznikiem zarówno dla młodzieży studiującej, jak i dla szerokiego grona pracowników zawodowych, zatrudnionych przy opracowywaniu konstrukcji uchwytów i w zakresie dziedzin pokrewnych.

Mgr inż. Włodzimierz Mermon

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

Komitet Redakcyjny: mgr inż. PAWEŁ KOSIERADZKI, mgr inż. STANISŁAW KULESZA, dr inż. JAN OBALSKI, inż.-mech. FELIKS MATCZYŃSKI, prof. dr inż. ALEKSY PIĄTKIEWICZ, prof. mgr inż. ZDZISŁAW RYTEL, mgr inż. LECH STRZELECKI, prof. mgr inż. JÓZEF ZAGÓRSKI, mgr inż. EDWARD ŻMIHORSKI

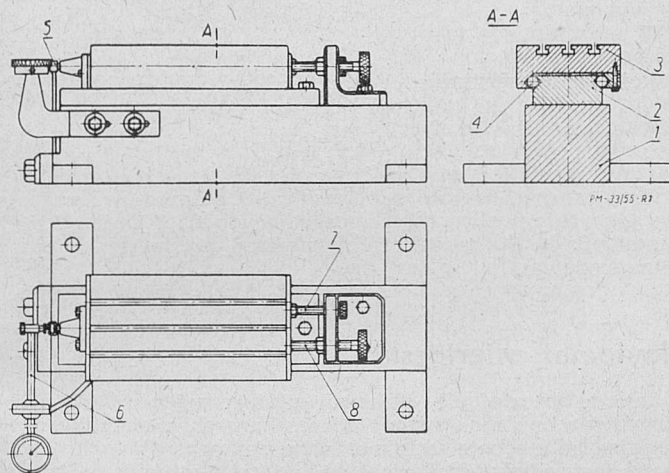
Redaktor Naczelny: prof. mgr inż. MARIAN WAKAŁSKI
Z-ca Redaktora Naczelnego: inż.-mech. WŁADYSŁAW KAWĘCKI
Sekretarz redakcji: JULIA KULINICZ
Redaktor techniczny: Róża Miler

Siłomierz do pomiaru obwodowej siły skrawania przy szlifowaniu

Siłomierz do pomiaru siły obwodowej przy szlifowaniu został opracowany i wykonany w ramach prac z zakresu teorii skrawania, prowadzonych dla Polskiej Akademii Nauk.

Zasada działania tego siłomierza została oparta na momentomierzu typu WB-7 opracowanego przez prof. dr inż. W. Biernawskiego. Pomiar sił przeprowadza się na zasadzie odkształceń sprężystych płaskiej sprężyny, której przekrój dobrany jest odpowiednio do zakresu występujących sił w czasie szlifowania.

Na rys. 1 podany jest schemat konstrukcji dynamometru do pomiaru siły obwodowej przy szlifowaniu. Na podstawie



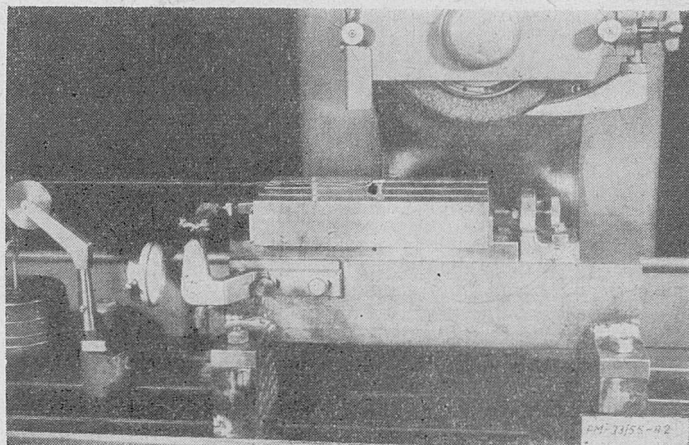
Rys. 1. Schemat siłomierza do pomiaru sił obwodowych.

1 zamocowana jest dolna część nieruchomego stołu 2 z pryzmowymi prowadnicami wzdłuż bocznych ścian. W tych prowadnicach znajdują się kulki 4, podparte drugostronnie prowadnicami pryzmowymi górnej części stołu ruchomego 3. W ten sposób przy posuwie głównego stołu względem dolnego stołu, tarcie zostało zmniejszone do minimum.

W czasie szlifowania, pod wpływem niskiego górnego stołu siłomierza na kulkę zamocowaną na płaskiej sprężynie 5, następuje ugięcie tej sprężyny. Wielkość ugięcia odczytuje się przy pomocy urządzenia czujnikowego 6. Śruba nastawna 7 służy do regulowania w odpowiednim zakresie przesuwu górnego stołu i wraz ze śrubą ograniczającą 8 — zabezpiecza płaską sprężynę przed uszkodzeniem. Zamocowanie urządzenia czujnikowego, tak jak to pokazano na rysunku, umożliwia stosowanie tego dynamometru przy szlifowaniu na mokro, zabezpieczając czujnik przed rozbryzganiami chłodziwa.

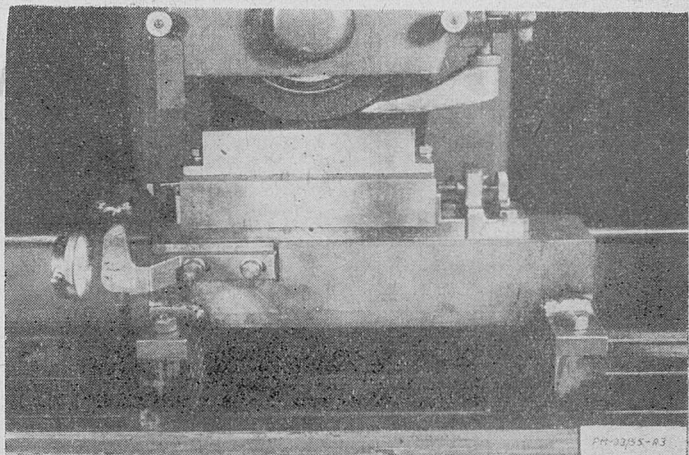
Po wykonaniu siłomierza przeprowadzono analizę dokładności jego działania. W tym celu siłomierz był cechowany dla 9 położań ściernicy względem stołu górnego.

Wykreślone krzywe cechowania dla skrajnych punktów, leżących na przekątnych stołu, całkowicie pokrywają się. Wskazuje to na prawidłowy pomiar siły obwodowej niezależnie od położenia miejsca styku ściernicy z próbką szlifowaną.



Rys. 2. Stanowisko do cechowania siłomierza.

Na rys. 2 pokazane jest cechowanie siłomierza na szlifierce do płaszczyzn dla środkowego punktu stołu. Mocując zaczepek w rowkach teowych stołu można wykreślić krzywe cechowania dla dowolnego punktu górnego stołu siłomierza.



Rys. 3. Siłomierz w czasie pracy.

Na rys. 3 pokazany jest siłomierz w czasie pracy. Widać, że próbka szlifowana jest zamocowana na górnym stole siłomierza.

Mgr inż. S. Markowski

Technologia produkcji narzynek maszynowych i ręcznych

W oparciu o dotychczas stosowane sposoby produkcji w naszym przemyśle i najnowsze metody produkcji opracowano w IOOS technologię produkcji narzynek okrągłych maszynowych i ręcznych NHM i NWM w trzech wariantach.

Wariant pierwszy: technologia narzynek ręcznych wielkoseryjnej produkcji. — W wariantcie tym przewiduje się tłoczenie na prasie z płaskownika krążków, chemo-mechaniczną obróbką czółowych powierzchni i bezkłowe szlifowanie powierzchni cylindrycznych.

Wiercenie wszystkich otworów i kanałka przewidziane jest na 10-wrzecionowym półautomacie wiertarskim. Cechowanie zaprojektowane na prasie z mechanicznym podajnikiem,

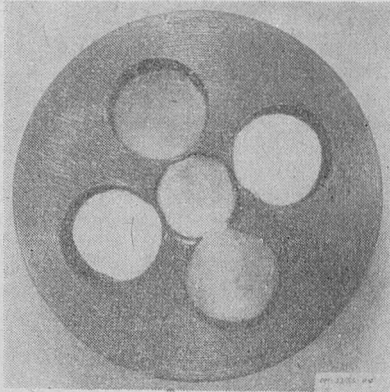
gwintowanie na trójwrzecionowych gwinciarkach poziomych, a nawiercanie zagłębień na obwodzie narzynek na trójwrzecionowym półautomacie.

Wariant drugi: technologia narzynek maszynowych w średnio i wielkoseryjnej produkcji. W wariantcie tym przewiduje się wykonanie krążków narzynek z otworami na gotowo na automatach tokarskich. Następnie zaś frezowanie kanałków na obwodzie metodą ciągłą, w przyrządzie na frezarce, zespołem dwu frezów. Wiercenie otworów wiórowych i pomocniczych oraz załamywanie powierzchni otworu pod gwint na wymienionym już 10-wrzecionowym półautomacie.

Dalej przewidziano cechowanie na prasie z mechanicznym podajnikiem i gwintowanie na trójwrzecionowych gwinciarkach.

kach poziomych. Nawiercanie zagłębień na obwodzie narzynek zaprojektowane zostało na trójwrzecionowych wiertarkach poziomych.

Wariant trzeci: technologia narzynek w jednostkowej i masowej produkcji. — W tym wariantcie przewidziano kolejno cięcie materiału na wałki długości 300—350 mm i na-



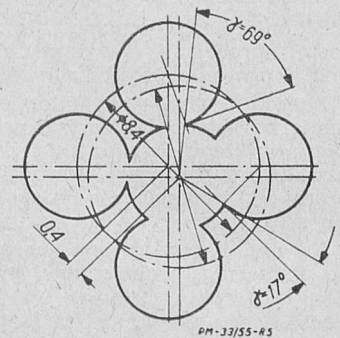
Rys. 4. Narzynka po nawierceniu otworów.

wiercanie w nich nakieków, toczenie i szlifowanie tych wałków w kłach. Dalej następuje frezowanie kanałków na obwodzie wałków w przymie, jednym frezem, na frezarce poziomej. Z kolei zaprojektowano cięcie na krążki, toczenie obu powierzchni czołowych, nawiercanie z obu stron, wiercenie otworu pod gwint i gwintowanie w tulejach zaciskowych na tokarkach stołowych. Wiercenie otworów wiórowych oraz wykonanie nawierceń na obwodzie ma się odbywać w przrządzie wiertniczym na jednowrzecionowej wier-

tarce stołowej. W końcu następuje chemiczne wytrawienie cech.

Na jakość pracy narzynek ma duży wpływ kąt natarcia γ , którego wielkość przy narzynkach o krzywoliniowych powierzchniach natarcia, uzależniona jest od współosiowości rozmieszczenia otworów, stanowiących powierzchnię natarcia (rys. 4).

Na rys. 5 widzimy, że przez przesunięcie o 0,4 mm osi otworu gwintu względem osi koła podziałowego otworów wiórowych, otrzymano kąt natarcia $\gamma = 69^\circ$, gdy kąt ten winien wynosić 15° – 20° . Celem utrzymania rozmieszczenia otworów wiórowych w granicach tolerancji, opracowany został projekt dziesięciwrzecionowego półautomatu wiertarskiego. Projekt ten oparty jest na znormalizowanych częściach obrabiarek, co w wielkim stopniu ułatwi jego wykonanie.



Rys. 5. Narzynka M8 przy powiększeniu 5-krotnym z przesunięciem otworów wiórowych względem otworu gwintowego.

W stosunku do obecnie stosowanych metod produkcji wielkoseryjnej nowo opracowana technologia powinna przynieść znaczne efekty ekonomiczne. Tak więc np. poważną obniżkę kosztów produkcji stanowić będzie zastosowanie mniejszej ilości i tańszych obrabiarek (zamiast 8 automatów, względnie tokarek rewolwerowych, pracujących na 3 zmiany, przy produkcji 50.000 narzynek miesięcznie wystarczy 1 prasa mimośrodowa).

inż. J. Płużek

Dziesięciwrzecionowy półautomat wiertarski

Cel i przeznaczenie produkcji.

Opracowany w IOOS półautomat przeznaczony jest do wiercenia otworów wiórowych, przerywania otworów za pomocą frezowania kanałki przy wykonywaniu narzynek maszynowych i ręcznych dla następujących grup typowych narzynek: M 3,5; M 3; M 4; M 4,5; 3/16"; M 5; M 5,5; M 6; 1/4".

Celowość zastosowania nowej konstrukcji uzasadniona została następującymi korzyściami:

- zmniejszeniem pracochłonności w okresie miesięcznym przy produkcji 150000 sztuk o 82,40% (z 2,06 min/l szt. na 0,40 przy pracy na półautomacie),
- zmniejszenie ilości potrzebnych do produkcji obrabiarek,
- skróceniem cyklu operacyjnego o 5 operacji,
- zmniejszeniem czasu kontroli i ilości braków,
- podniesieniem jakości produkcji.

Krótki opis konstrukcji i działania

Półautomat posiada skrzynkę wrzecionową z wbudowanymi do niej z 10 stałymi wrzecionami i rozstawionymi wg położenia otworów wiórowych w danej narzynce. Wrzeciennik ten oparty jest na normalnej jednostce obróbkowej 1 J. Automat posiada również uchwyt obrotowy z 12 gniazdami, symetrycznie rozmieszczonymi na obwodzie tarczy, dla zamocowania obrabianych narzynek. Uchwyt ten sterowany jest za pomocą układu krzywek.

Oba zespoły umieszczone są na osobnych prowadnicach na łożu obrabiarki.

Zarówno wrzeciono w skrzynce wrzecionowej jak i uchwyt obrotowy, napędzane są silnikiem elektrycznym, umieszczonym w łożu obrabiarki. Napęd przenoszony jest za pomocą klinowej przekładni pasowej na wałek I w łożu, skąd następuje rozdział napędu na wrzeciono i wałek krzywkowy w uchwycie obrotowym.

Jest to proste, ale zarazem wystarczające rozwiązanie. Umożliwia ono montowanie z tych samych elementów, łącząc koła zębate, skrzynek wrzecionowych, przystosowanych do produkcji poszczególnych typów wymiarów narzynek.

Reszta zespołów i części obrabiarki pozostaje oczywiście bez zmiany.

W celu ustawienia oraz wymiany narzędzi skrawających wrzeciennik jest przesuwany po prowadnicach za pomocą śruby napędzanej ręcznie, przy pomocy korbki umieszczonej na przedniej ścianie obrabiarki.

Ruch roboczy, obrót w następne położenie, ryglowanie tarczy obrotowej w uchwycie oraz wyrzucanie narzynek po skończeniu operacji odbywa się automatycznie przy pomocy napędu krzywkowego. Natomiast mocowanie obrabianych krążków odbywa się ręcznie. W celu dokładnego ich osadzenia w gnieździe, dociskamy je przy pomocy sprężynowego docisku. Narzędzia skrawające prowadzone są w tulejkach wymiennych, umieszczonych w płycie, zamocowanej z przodu uchwytu obrotowego.

Przebieg pracy na półautomacie przedstawia się następująco. Po założeniu narzynki w gniazdo stożkowe, zaciskane sprężyną w położeniu pierwszym, następuje obrót w położenie drugie, tzn. o 1/12 obrotu. W położeniu drugim następuje zaryglowanie tarczy oraz cykl roboczy: szybki dosuw, posuw roboczy, szybki powrót do położenia początkowego i odryglowanie. Cykl ten powtarza się przez cały czas pracy automatu, przy czym składa się na niego 10 zabiegów: wiercenie otworu pod gwint, pogłębianie tego otworu, trzykrotne wiercenie otworów wiórowych, trzykrotne frezowanie powierzchni natarcia, rozwiercanie otworu pod gwint i frezowanie kanałki na obwodzie.

W czasie wyżej wymienionych operacji zakłada się następne krążki narzynek.

Mgr inż. J. Wala

Badanie ubytku na ciężarze i straty wymiarowej przy polerowaniu elektrolitycznym stali narzędziowych

Do badań wybrano stale NE 000 110 (cecha hutnicza N 11E) i 2.1.140 (cecha hutnicza NC6).

Skład chemiczny stali NE 000 110 w %
Tablica 1.

C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni
1,01 – 1,15	do 0,3	do 0,25	do 0,03	do 0,03	do 0,15	do 0,20

Skład chemiczny stali 2.1.140 w %

C	Mn	Si	P	S	Cr
ok. 1,4	ok. 0,6	ok. 0,3	do 0,03	do 0,03	ok. 1,4

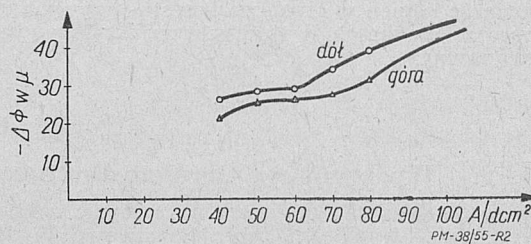
Próbki wykonano z prętów o średnicy około 20 mm i długości 50 mm, a następnie hartowano, szlifowano, docierano i mierzono średnicę na wysokości 5 mm od góry i dołu. Próby polerowania elektrolitycznego wykonano w kąpeli o składzie:

kw. fosforowy techn. (d = 1,7)	700 ml
kw. siarkowy techn. (d = 1,84)	12 ml
bezwodnik kwasu chromowego techn.	150 g
woda	10 ml

Polerowanie prowadzono przez 3 minuty zmieniając gęstość prądu anodowego i temperaturę kąpeli. Powierzchnia katod była wielokrotnie większa od powierzchni polerowanych przedmiotów, które zawieszono były w kąpeli na izolowanych taśmą z tworzywa sztucznego uchwytach wkręcanych w próbkę. Próbki wypolerowane ważono i mierzono średnice, a ubytek na ciężarze określano w g/dcm² 3 min.

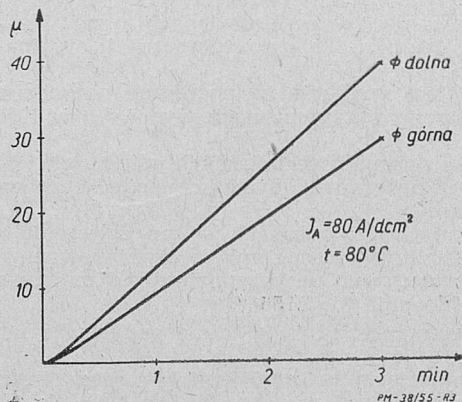
W przypadku stali narzędziowej węglowej, płytko hartującej się, twardej (NE 000 110) stwierdzono, że w odróżnieniu od stali węglowych (1,2) polerowanie daje się uzyskać do-

przedmiotów polerowanych wykazują ostre przegięcie się krzywej w obszarze 70 A/dcm², przy czym powyżej gęstości prądu anodowego $I_A = 80$ A/dcm² krzywe te zaczynają wykazywać dużo mniejszy wzrost niż w obszarze 70 ÷ 80 A/dcm². Świadczy to o spadku wydajności prądu rozpuszczania w obszarze gęstości powyżej 80 A/dcm² i związane jest z obfitym wywiązywaniem się gazu, który łącznie z lepka warstewką na powierzchni stali stanowi warstewkę zaporową, umożliwiającą polerowanie elektrolityczne. Z wykresu tego widać dalej, że podwyższenie temperatury wywołuje wzrost intensywności rozpuszczania anodowego wywołany znanym zjawiskiem depolaryzującym. Również i stale niehartowane rozpuszczają się anodowo intensywniej, chociaż sam efekt polerowania jest gorszy. Z kształtu krzywych wynika, że w obszarze 90 ÷ 100 A/dcm² gęstości prądu anodowego względny ubytek na ciężarze nie zależy już w tak znacznym stopniu od zmian gęstości prądu anodowego, jak w obszarze 70 ÷ 80 A/dcm², co stwarza korzystne możliwości pracy dla przedmiotów profilowanych. Rys. 2, na którym



Rys. 2.

wykreślono stratę wymiarową u dołu i u góry próbki, przy czym jako „górze” próbkę rozumie się jej część bliższą zwierciadła kąpeli, wykazuje, że w obszarze gęstości prądu anodowego 50 ÷ 60 A/dcm², gdzie krzywe ubytku materiałowego nie wspinają się ostro w górę, różnice straty wymiarowej

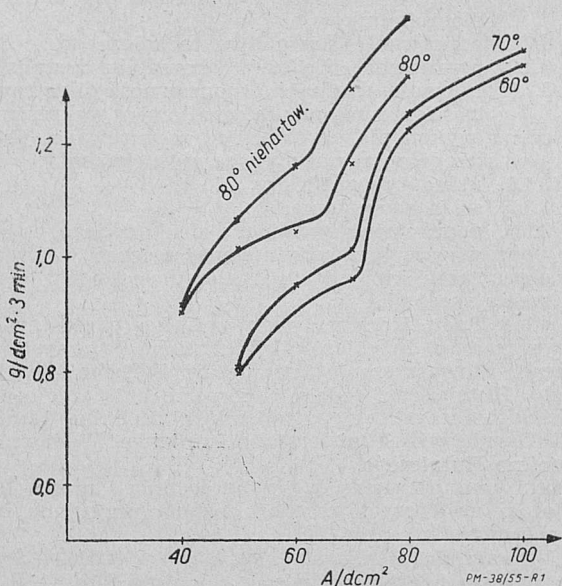


Rys. 3.

są stosunkowo niewielkie, powiększają się w obszarze 70 ÷ 80 A/dcm² i znowu maleją dla wyższych gęstości prądu. Jak widać taki pośredni pomiar głębokości kąpeli wykazuje zgodność obu wykresów.

Odnosnie „zbierności” przy polerowaniu można stwierdzić na podstawie wykresu na rys. 3, że przedstawia on zależność liniową podobnie jak i w przypadku zwykłych węglowych stali konstrukcyjnych (1, 2).

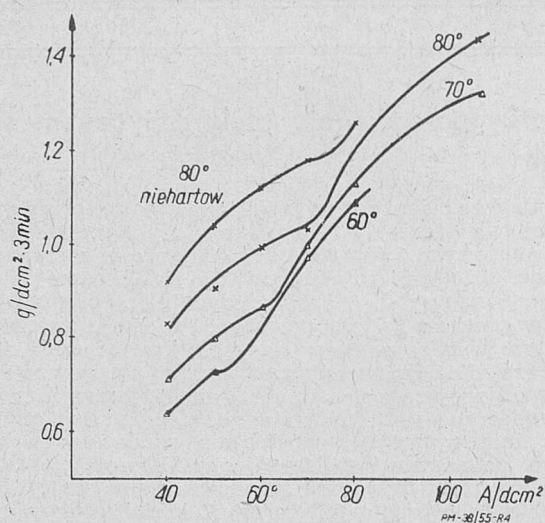
W przypadku stali narzędziowej chromowo-manganowej do pracy na zimno (2.1.140) można stwierdzić na podstawie rys. 4, że przebieg krzywych kształtuje się podobnie jak dla



Rys. 1.

piero w temperaturach powyżej 60°C, przy czym wyniki zadowalające osiągnęto w temperaturach 70 ÷ 80°C. Gęstość prądu anodowego wystarczająca do uzyskania efektu wypolerowania określono w obszarze 70 ÷ 110 A/dcm², przy czym poniżej gęstości 70 A/dcm² nie otrzymano powierzchni błyszczących. Wykresy na rys. 1 ilustrujące ubytek masy

stali NE 000 110, jednak drugie przegięcie krzywych następuje tu przy wyższych gęstościach prądu anodowego, a mianowicie około 100 A/dcm². Również i w tym wypadku ze wzrostem temperatury rośnie intensywność rozpuszczania, a

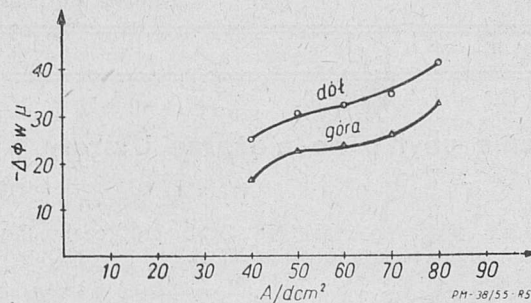


Rys. 4.

stal niehartowana rozpuszcza się anodowo szybciej niż stal hartowana.

Wykres na rys. 5 wykazuje, podobnie jak na rys. 2 malejącą głębokość kąpieli w obszarze wzrostu krzywych na rys. 4 i rosnącą w obszarach, w których wzrost krzywych jest mniej gwałtowny.

Odnośnie ubytku na średnicy („zbieralności“) można przyjąć, że w granicach błędu pomiaru rys. 3 ilustruje to samo zjawisko dla stali 2.1.140.



Rys. 5.

Wnioski

Na podstawie wykonanych pomiarów i sporządzonych wykresów można stwierdzić, że dla stali narzędziowych hartowanych NE 000 110 parametry polerowania kształtują się następująco: gęstość prądu anodowego $I_A = 90 \div 100$ A/dcm² w temperaturach $70 \div 80^\circ\text{C}$ a dla stali 2.1.140 $I_A = 100 \div 110$ A/dcm² w temperaturach $70 \div 80^\circ\text{C}$. W wyniku polerowania elektrolitycznego tych stali jak i w przypadku opisanym uprzednio (1) można osiągnąć polepszenie gładkości o $1 \div 2$ klasy w zależności od czasu obróbki powierzchni stali.

Wykaz piśmiennictwa

1. T. Żak, J. Rakowski, J. Śulc — Przegl. Mech. I, 2 (1953) Biul. Inform. IMANL.
2. J. Śulc Wybr. prace tech. povrch, upr. Praha 1954 str. 215.

Tadeusz Żak

Zbigniew Kwiatkowski

KONKURS

Wydawnictwa Górniczo-Hutniczego na recenzje o książkach treści technicznej

Zachęcone pierwszym konkursem na recenzje o książkach treści technicznej wydanych przez Państwowe Wydawnictwa Techniczne, który wpłynął niewątpliwie dodatnio na pobudzenie ruchu recenzyjnego jako szczególnie ważnej postaci krytycznej informacji naukowo-technicznej, jak również na wzmocnienie pracy twórczej w tym zakresie, Wydawnictwo Górniczo-Hutnicze Stalinogród, ul. Stawowa 19 (skrót WGH) ogłasza niniejszym konkursem na najlepiej napisane recenzje o książkach treści technicznej wydane w 1955 r.

Warunki konkursu

1. Recenzje mają dotyczyć wydanych przez Wydawnictwo Górniczo-Hutnicze książek technicznych oryginalnych lub tłumaczonych.
2. Przedmiotem konkursu są podpisane nazwiskiem recenzje, ogłoszone w czasopiśmie wydanych w 1955 r., mianowicie:
 - 2.1. w czasopiśmie technicznych górniczych i hutniczych wszystkie wydrukowane recenzje bez specjalnych zgłoszeń,
 - 2.2. w innych czasopiśmie — po zgłoszeniu do WGH egzemplarza czasopisma z wydrukowaną recenzją, z zaznaczeniem na egzemplarzu: „Konkurs na recenzje“ do dnia 31. I. 56 r.
3. Przy ocenie recenzji będą brane pod uwagę następujące kryteria:
 - 3.1. sposób ujęcia twórczej krytyki i oceny treści książki, a zwłaszcza:
 - 3.1.1. dokładny formalny opis bibliograficzny książki,
 - 3.1.2. wystarczająco szczegółowe wypowiedzenie się o cechach książki,
 - 3.1.3. dowód troski i przyczynienie się do ulepszenia książki w następnym jej wydaniu,
 - 3.2. zwrócenie przez recenzenta uwagi na:
 - 3.2.1. walory ideologiczne książki i powiązania jej treści z zagadnieniami bezpieczeństwa pracy,
 - 3.2.2. przydatność, aktualność i dostosowanie tematu książki do potrzeb gospodarki narodowej,

- 3.2.3. sposób ujęcia i opracowania tematu,
- 3.2.4. poprawność opracowania tematu (zgodność z osiągnięciami współczesnej nauki, jasność w sposobie przedstawienia tematu i wyczerpanie go, układ treści itp.),
- 3.2.5. dostosowanie ujęcia tematu do poziomu czytelnika, dla którego książkę przeznaczono, szczególnie w odniesieniu do książek przeznaczonych dla robotników,
- 3.2.6. poprawność słownictwa technicznego,
- 3.2.7. poprawność językowa (gramatyka i stylistyka),
- 3.2.8. celowość, trafność i poprawność zilustrowania treści rysunkami, fotografiami i wykresami,
- 3.3. ocena wykonania edytorskiego recenzowanej książki, a w szczególności następujące jego elementy:
 - 3.1.1. układ typograficzny,
 - 3.1.2. szata zewnętrzna,
 - 3.1.3. poprawność wykonania drukarskiego,
- 3.4. poprawność opracowania samej recenzji,
- 3.5. okres czasu, który dzieli ukazanie się książki od ogłoszenia recenzji.
4. W skład Sądu Konkursowego wchodzi przedstawiciele: Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Przemysłu Górniczego, Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Przemysłu Hutniczego, redakcji górniczo-hutniczych czasopiśmie technicznych, Departamentów Techniki Ministerstwa Górniczego i Ministerstwa Hutnictwa, Wydawnictwa Górniczo-Hutniczego.
5. Wyniki konkursu będą ogłoszone do dnia 1 marca 1956 r.
6. Autorom najlepszych recenzji zostaną przyznane następujące nagrody:

nagroda pierwsza	2.000.— zł
dwie nagrody drugie	po 1.000.— zł
trzy nagrody trzecie	po 500.— zł
7. Jeśli na podstawie oceny Sądu Konkursowego zajdzie potrzeba podziału przewidzianych nagród lub zmniejszenie ogólnej ich liczby, zastrzega się prawo dokonania takiej zmiany.