



PRZEGŁAD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY

**Z ZAKRESU
BUDOWY MASZYN, A W
SZCZEGÓLNOŚCI KONSTRUK-
CJI OBRABIAREK, SILNIKÓW
PRZEMYSŁOWYCH, DŹWIG-
NIC I PRZENOŚNIKÓW, TUR-
BIN PAROWYCH I KOTŁÓW,
TURBIN WODNYCH, POMP I
SPRĘŻAREK, MASZYN CIĘŻ-
KICH, MASZYN BUDOWLA-
NYCH I ROLNICZYCH ORAZ
APARATURY PRZEMYSŁOWEJ
Z UWZGLĘDNIENIEM MA-
TERIAŁOZNAWSTWA, OBRÓB-
KI CIEPLNEJ METALI, KON-
TROLI TECHNICZNEJ, EKSPLO-
ATACJI MASZYN ORAZ
ORGANIZACJI PRODUKCJI.**

ROK XIII

LIPIEC 1954

ZESZYT 7

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

	Str.
ARTYKUŁY GŁÓWNE	
Mgr inż. Piotr Moroz — Przemysł maszynowy w okresie dziesięciolecia PRL (22. 7. 1944 — 22. 7. 1954)	199
Dr inż. Stefan Perycz — Uwagi o wpływie stopnia reakcyjności na sprawność wielostopniowej osiowej turbiny parowej	201
Mgr inż. Józef Sobkowiak, mgr inż. Władysław Dobrucki — Postęp w budowie klatek walcowniczych	206
Mgr inż. Jan Kaczmarek — Przyczyny falistości powierzchni przy toczeniu nożem Kolesowa	211
Mgr inż. Józef Tabin — Defektoskopia ultradźwiękowa	216
Mgr inż. Tadeusz Żur — Zabezpieczenia przeciwwiatrowe dźwignic	219
Inż. Stanisław Zaliński — Sprawa dwutorowości dla siewników konnych i ciągnikowych	223

PRZEGLĄD PRASY TECHNICZNEJ

Wpływ odkształcenia stojaków na odkształcenie całkowite kłapek walcowniczych — W. S.	226
Luzy w łożyskach kulkowych	227
Hartowanie izotermiczne z oziębianiem wstępnym — inż. Jerzy Tymowski	228
Osadzanie gwintów w materiałach o małej wytrzymałości — W. S.	229
Wydanie zbiorowe dzieł profesora M. T. Hubera	230

BIBLIOGRAFIA	230
--------------	-----

Biuletyn Informacyjny IOP

Przegląd Dokumentacyjny Mechaniki

W NASTĘPNYM ZESZYCIE

ukazą się m. inn. artykuły

Pomieszczenia laboratoriów pomiarowych w zakładach przemysłowych
 Korund spiekany
 Pompy odśrodkowe do kwasu
 Seryjna produkcja aparatury chemicznej w Polsce
 Możliwości wprowadzenia normalizacji do opracowań technologicznych



WARUNKI PRENUMERATY

Prenumerata normalna

Kwartalna	zł 27.—
półroczna	„ 54.—
roczna	„ 108.—

Zgłoszenia przyjmują wyłącznie urzędy pocztowe oraz listonosze wiejscy i miejscy. Termin zgłoszenia prenumeraty upływa z dniem 10 każdego miesiąca poprzedzającego okres prenumeraty.

Prenumerata ulgowa

(1/2 ceny prenum. norm.)

Z prenumeraty ulgowej mogą korzystać członkowie stowarzyszeń technicznych NOT, członkowie klubów racjonalizacji i techniki oraz studenci szkół wyższych. Zgłoszenia (tylko zbiorowe) przez oddziały wojewódzkie NOT oraz koła naukowe studentów przyjmuje PPK „Ruch” Warszawa, ul. Srebrna 12, Centralna Ekspedycja, po uprzednim wpłaceniu należności na konto PKO Nr I-14000/110.

Pojedyncze zeszyty „Przeglądu Mechanicznego” można nabyć jedynie w Wydziale Zbytu Czasopism Technicznych NOT, Warszawa, Czackiego 3/5. Zakupu można dokonać osobiście względnie przesyłką pocztową po uprzednim wpłaceniu należności (za zeszyt i koszty przesyłki) na konto PKO W-wa, I-21338/113 z wyszczególnieniem opłaconych zeszytów. Cena pojedynczego zeszytu zł. 9, porto zł. 0.45.

NOT — Naczelna Organizacja Techniczna 1954. Warszawa.

Nakład 6.600 egz. Ark. wyd. 8 — druk. 5. Papier druk. sat. kl. V, 60 g, 86 × 122

Oddano do składania 25.5.54. Podp. do druku 14.7.54. Druk. uk. 19.7.54.

Drukarnia im. Rewolucji Październikowej, W-wa. Zam. 701c/54, 5-B-11493

PRZEGŁĄD 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. 608-66

Przemysł maszynowy w okresie dziesięciolecia PRL (22.7.1944 – 22.7.1954)

Mgr inż. PIOTR MOROZ

Artykułem „Przemysł maszynowy w okresie dziesięciolecia PRL” rozpoczynamy cykl artykułów omawiających osiągnięcia polskiej nauki i techniki w dziedzinie budowy maszyn w okresie dziesięciolecia PRL. Artykuły te zamieszczane będą w kolejnych zeszytach „Przeglądu Mechanicznego” na przestrzeni II półrocza br. i I półrocza roku 1955. Cykl ten ma na celu szczegółowe zapoznanie inżynierów i techników mechaników z rozwojem różnych dziedzin budowy maszyn w Polsce Ludowej, będącym wynikiem wyłączonej pracy narodu nad odbudową i rozbudową socjalistycznego przemysłu.

REDAKCJA

Dziesięć lat mija od momentu, kiedy w oparciu o historyczne zwycięstwo Armii Radzieckiej, która zdruzgotła doszczętnie tyranie okupanta hitlerowskiego i uchroniła Polskę od inwazji imperializmu anglo-amerykańskiego — Polska Partia Robotnicza współdziałając z powstałymi stronnictwami demokratycznymi zmobilizowała i poprowadziła masy pracujące do walki o zdobycie i ugruntowanie władzy ludu pod przewodnictwem klasy robotniczej.

Dziesięć lat mija od momentu, kiedy klasa robotnicza w sojuszu z pracującym chłopstwem przejęła w swe ręce fabryki i zakłady pracy, banki, transport i handel, przeprowadziła reformę rolną, oraz stworzyła warunki dla przezwyciężenia wiekowego zacofania naszego kraju, odrodzenia i rozwoju jego gospodarki. Młoda władza ludowa związała z matczyną odwieczną ziemię polską na zachodzie, stworzyła Ludowe Wojsko Polskie, zawarła i wzmocniła braterskie, uroczyste przymierze ze Związkiem Radzieckim, stanowiące gwarancje niepodległości i rozwoju naszego narodu, zawarła bratnie sojusze ze wszystkimi krajami demokracji ludowej, umacniając w walce przeciw amerykańsko-angielskim podżegaczom wojennym międzynarodowy front pokojowy pod przewodnictwem ZSRR.

Rok po roku lud pracujący miast i wsi realizując wskazania Partii i Rządu, ciężką niestrudzoną pracą, bohaterskim wysiłkiem odbudowuje z ruin i zgłiszcz barbarzyńsko zniszczone fabryki i kopalnie, transport, miasta i osiedla, szkoły, szpitale i teatry. Łamiąc opór niedobitków kapitalistycznych i ich agentów klasa robotnicza walczyła zwycięsko o rozwój gospodarki planowej, o realizację 3-letniego planu odbudowy gospodarczej, utrwałała w oparciu o pomoc Związku Radzieckiego gospodarczą niezależność kraju, podnosiła poziom życia materialnego i kulturalnego ludzi pracy, torowała polskiej nauce, literaturze i sztuce drogę do rozwoju i rozkwitu, tworzyła przesłanki do ofensywy socjalistycznej.

Już w pierwszym roku Planu Odbudowy Gospodarczej została przekroczona przedwojenna produkcja przemysłowa, a w drugim roku gospodarka polska zaczęła przechodzić od odbudowy do rozbudowy.

Dzięki rozbiciu prawicy PPS, dzięki rozgromieniu prawicowo-nacjonalistycznego odchylenia w PPR oraz współdziałania PPR z lewym skrzydłem PPS — nastąpiło historyczne zjednoczenie obu partii na gruncie teorii marksizmu i leninizmu, czego wyrazem stał się Kongres Zjednoczeniowy w grudniu 1948. Uchwały Kongresu Zjednoczeniowego pod kierownictwem Bolesława Bieruta wytyczyły drogę ofensywy socjalistycznej w nie-

ście i na wsi, drogę realizacji 6-letniego planu budownictwa fundamentów socjalizmu w Polsce.

Wymagało to przebudowy gospodarczej kraju, stworzenia szeregu nieznanych gałęzi przemysłu, budowy kilkuset nowych zakładów przemysłowych, ponad 900 km linii kolejowych oraz aktywizacji gospodarczej dotychczas zacofanych obszarów centralnej i wschodniej Polski.

II Zjazd Partii w marcu 1954 r. podsumował dotychczasowe osiągnięcia w rozwoju życia gospodarczego kraju oraz ustalił najważniejsze zadania stojące przed nami w okresie dwóch najbliższych lat, jakie zostały jeszcze do ukończenia wielkiego 6-letniego narodowego planu gospodarczego. „Polska z zacofanego, uwstecznionego, rolniczego kraju, będącego rolniczo-suwrowym zapleczem państw imperialistycznych — mówi Bolesław Bierut — stała się przemysłowym, socjalistycznym państwem o wielkim i stale rosnącym potencjale gospodarczym”.

O wielkości zasłyszanych zmian świadczy fakt, że kraj nasz, który w latach 1918÷39 w okresie „niepodległego istnienia” pod kuratelą zagranicznego kapitału imperialistycznych mocarstw nie mógł osiągnąć ogólnego poziomu produkcji z 1913 r., dziś osiąga produkcję przemysłową na głowę, mieszkańca 4,7-krotnie wyższą niż przed wojną, dzięki czemu znalazł się w rzędzie pierwszych pięciu najbardziej uprzemysłowionych państw w Europie.

Rozwój uprzemysłowienia odbywał się na bazie szybkiego wzrostu przemysłu ciężkiego, przy czym najszybsze tempo wzrostu wykazał przemysł maszynowy. Wzrost produkcji maszyn 7-krotny w stosunku do przedwojennego i 9-krotny na 1 mieszkańca, ponad 2,5-krotny w stosunku do roku 1949 — świadczy dobitnie o zasadniczej zmianie struktury przemysłu maszynowego oraz o planowej budowie materialno-technicznej socjalizmu.

Powstały i rozwinęły się nieznane w kraju bądź słabo rozwinięte działy przemysłu budowy maszyn jak przemysł okrętowy, traktorowy, samochodowy, nowoczesnych maszyn rolniczych, łożysk tocznych, ciężkich obrabiarek, wielkich maszyn elektrycznych, precyzyjnych aparatów pomiarowych, maszyn włókienniczych do włókien sztucznych i syntetycznych. Niezależnie od tego w związku z wicherzeniami imperialistów stworzony został przemysł obronny.

Co roku przemysł maszynowy opanowuje około 100 typów nowych nowoczesnych asortymentów maszyn ważnych dla gospodarki narodowej. Przemysł maszynowy opanował produkcję podstawowych ciężkich obrabiarek jak karuzelówki o średnicy sto-



lowych, rozpoczął produkcję ciężkich precyzyjnych szlifierek do walców, opanował produkcję szeregu obrabiarek precyzyjnych jak szlifiarki do wieloklinów, do otworów, rozpoczął produkcję nowoczesnych rewolwerówek z pełną prelekcją obrotów i posuwów, tokarek zautomatyzowanych do kopiiowego toczenia, wielonózek, automatów.

W bieżącym roku zostaną oddane do użytku pierwsze wykonane w kraju linie obróbcze, półautomatyczne.

W zakresie maszyn do obróbki plastycznej rozpoczął produkcję ciężkich pras do 630 ton nacisku, młotów powietrznych i matrycowych, kuźniarek.

Opanowano produkcję turbozespołów 2 MW, dużych transformatorów, rozpoczęto produkcję wyłączników wysokich napięć, odgromników.

Przemysł maszyn rolniczych opanował produkcję podstawowych narzędzi rolniczych przyczepnych i zawieszanych do mechanicznej uprawy, rozpoczął produkcję sнопowiązałek konnych i ciągnikowych, kopacek ciągnikowych do ziemniaków i wyrywaczy do buraków, wykonał pierwsze kombajny zbożowe.

Opanowano produkcję podstawowych typów maszyn dla produkcji włókien syntetycznych, maszyn do ciągłego przędzenia jedwabiu i przewijarek, maszyn do włókien ciętych, maszyn dla bawełny i wełny jak trzpalnie, zgrzeblarki, krosna automatyczne oraz podstawowe części zamienne. Rozwija się produkcja samochodów ciężarowych i osobowych, przygotowuje się produkcję nowych ulepszonych typów ciągników.

W zakresie transportu kolejowego wykonano szereg typów parowozów, z których typ TY-51 zaopatrzone jest w zmechanizowane podawanie węgla, lokomotyw elektrycznych, wagonów samowyładowczych, osobowych, towarowych i specjalnych.

Przemysł okrętowy opanował produkcję statków pełnomorskich, stworzono w kraju produkcję maszyn parowych, okrętowych, głównych, maszyn i mechanizmów pomocniczych.

Dla mechanizacji prac w budownictwie uruchomiono produkcję koparek łyżkowych, żorawi budowlanych ciężkich i lekkich oraz szeregu innych sprzętów.

W zakresie mechaniki precyzyjnej na podkreślenie zasługuje opanowanie produkcji mikroskopów warsztatowych oraz staloskopów laboratoryjnych.

Coraz szerzej stosowana jest gniazdowa i potokowa metoda produkcji, coraz śmieiej wprowadzane są nowoczesne procesy technologiczne. Wyrosła i zahartowała się silna kadra konstruktorów, technologów i doświadczonych robotników w biurach konstrukcyjnych i zakładach pracy.

Powstają nowe potężne zakłady przemysłowe, huty i elektrownie, o jakich marzyć nie można było przed wojną, wyposażone w najbardziej nowoczesny sprzęt i urządzenia dostosowane do nowych wydajnych procesów technologicznych i nowoczesnych konstrukcji produkowanych wyrobów. Wymienić tu należy Fabrykę Sam. Osobowych w Warszawie, Fabrykę Samochodów Ciężarowych w Lublinie, Fabrykę Maszyn Rolniczych w Staroście pod Poznaniem, Zakłady Mechaniczne „Ursus”, Fabrykę Wielkich Maszyn Elektrycznych we Wrocławiu, Fabrykę Kotłów w Raciborzu i szereg innych. O wzroście wydajności pracy w przemyśle maszynowym świadczy następujące zestawienie liczb: wzrost produkcji w stosunku do 1938 r. 7-krotny; wzrost zatrudnienia tylko 2,5-krotny; wzrost produkcji w 1953 r. ponad 2,5-krotny w stosunku do roku 1948, a wzrost zatrudnienia o 60%.

Wyniki te zawdzięczamy ofiarnej pracy naszych robotników, techników i inżynierów oraz ogromnej pomocy technicznej Wielkiego Kraju Socjalizmu, Związku Radzieckiego. Pomoc tę otrzymujemy w formie gotowej dokumentacji technicznej wielu najbardziej nowoczesnych wyrobów, w formie projektów całych zakładów wraz z dostawą nie wytwarzanych u nas maszyn i urządzeń, w formie szkolenia naszych kadr w najnowocześniejszych radzieckich zakładach oraz korzystania z doświadczeń radzieckich specjalistów.

Naród nasz nie zapomni nigdy, że wyzwolenie narodowe spod faszystowskiego jarzma i szybką budowę ustroju socjalistycznego, zawdzięczamy narodom Związku Radzieckiego.

Mimo dużych osiągnięć nie możemy jednak zapominać o poważnych brakach i zacofaniu technicznym w niektórych dziedzinach produkcji. II Zjazd Partii podkreślił, że w toku realizacji

planu 6-letniego wystąpiły znaczne nierównomierności w rozwoju gospodarki narodowej, przejawiające się przede wszystkim w zbyt słabym tempie rozwoju rolnictwa, w niedostatecznym pod względem ilościowym, asortymentowym i jakościowym — w stosunku do rosnących potrzeb ludności — wzroście produkcji przemysłowych, artykułów konsumpcyjnych, a w konsekwencji w niepełnym wykonaniu zadań planu 6-letniego w dziedzinie podniesienia stopy życiowej mas pracujących. Jednocześnie w przemyśle zarówno środków wytwórczości, jak i w przemyśle przedmiotów spożycia ujawniły się pewne trudności wynikające z niedostatecznego rozwoju bazy surowcowej.

Kraj nasz wchodzi obecnie w myśl wskazań II Zjazdu w nowy okres budownictwa socjalistycznego, w okres ofensywy zmierzającej do przyspieszenia wzrostu dobrobytu materialnego i kulturalnego szerokiej mas ludzi pracy. Realizacja tych zadań może się odbywać jedynie na bazie rekonstrukcji na nowym, wyższym poziomie wszystkich gałęzi gospodarki narodowej, na dalszym szybkim wzroście wydajności pracy, obniżce kosztów własnych, lepszym wykorzystaniu zdolności produkcyjnych przemysłu.

Stawia to przed przemysłem maszynowym nowe wielkie zadania opanowania produkcji dużego asortymentu maszyn i urządzeń oraz aparatury umożliwiającej kompleksową mechanizację prac ciężkich i pracochłonnych w podstawowych procesach produkcyjnych wszystkich gałęzi przemysłu. W rezultacie mechanizacji i automatyzacji procesów produkcyjnych, szybko zwiększa się wydajność pracy i obniża się wysiłek robotnika.

Nie można mówić o podniesieniu wydajności w rolnictwie bez zapewnienia mechanizacji upraw i zbiorów, bez zaopatrzenia go w traktory i kombajny, bez dostarczenia maszyn podnoszących plony jak sadzarki do kwadratowego sadzenia, nowoczesne siewniki itp. Nie można mówić o realizacji zadań postawionych przed przemysłem lekkim bez zaopatrzenia go w automatyczne krosna, wysokowydajne maszyny i części zamienne.

Rozwój i podniesienie wydajności pracy hutnictwa, górnictwa, budownictwa wymaga kompleksowej mechanizacji i automatyzacji podstawowych procesów produkcyjnych, operacji na urządzeniach i aparaturze, produkowanej przez przemysł maszynowy.

Nie można mówić o dalszym rozwoju przemysłowym kraju bez opanowania i rozwoju produkcji maszyn energetycznych, aparatury wysokiego napięcia, silników elektrycznych wielkiej mocy, urządzeń hutniczych. Wymaga to podniesienia jakości i wydajności pracy w przemyśle maszynowym przez opanowanie produkcji nowych maszyn i narzędzi dla produkcji maszyn oraz nowych asortymentów maszyn dla całej gospodarki narodowej, opanowanie nowoczesnych procesów technologicznych, metod kontroli, zmniejszenia zużycia materiałów i surowców deficytowych.

Musimy coraz szerzej organizować seryjną produkcję maszynową na bazie linii i gniazd obróbczych, automatycznych linii obróbczych i zautomatyzowanych oddziałów. Doświadczenie Związku Radzieckiego wskazuje, że linie automatyczne zwiększają wydajność do 30 razy. W przemyśle maszynowym poważnie zaniedbana jest mechanizacja odlewni i kuźni, szczególnie na odcinku wybijania i czyszczenia odlewów oraz mechanizacji transportu.

Tylko w oparciu o dalszy szybki wzrost wydajności pracy i obniżkę kosztów własnych może być zrealizowane podstawowe wskazanie II Zjazdu Partii, podniesienie stopy życiowej mas pracujących. Realizacja wskazań II Zjazdu będzie również naszym dalszym wkładem w umocnienie obozu pokoju, krzyżowanie i hamowanie awanturniczej polityki podżegaczy wojennych. Stawia to przed inżynierami i robotnikami naszych zakładów pracy i biur konstrukcyjnych poważne zadanie wymagające stałego podnoszenia kwalifikacji zawodowych, głębokiej znajomości technologii i techniki produkcji nie tylko przemysłu maszynowego, ale i innych gałęzi gospodarki narodowej oraz umiejętności korzystania z osiągnięć nauki.

Patrząc z perspektywy 10 ubiegłych lat na dotychczas przebytą drogę i stojące przed nami zadania, nabieramy pewności, że wykonamy je naszą uczciwą i twórczą pracą. Do pełnej realizacji tych zadań zobowiązują nas ofiary i cierpienia poniesione przez całe pokolenie postępowych działaczy robotniczych, którzy nie wahali się poświęcić życia dla stworzenia nam lepszego jutra i jasnej perspektywy przyszłości.

Uwagi o wpływie stopnia reakcyjności na sprawność wielostopniowej osiowej turbiny parowej

621.165.018

Dr inż. STEFAN PERYCZ

Omawiając zależność sprawności turbiny od wielkości stopnia reakcyjności zwrócono uwagę na zakres zmienności stopnia reakcyjności i równowagę sprawnościową reakcyjności mniejszych i większych niż 50%. Omówiono ogólnie powody straty energii przy przepływie przez układ łopatkowy i rozważono wpływ ekspansji na redukcję strat tarcia. Uzasadniono zależność „straty krzywiznowej” od kąta odchylenia i stopnia ekspansji. Poddano krytyce dane doświadczalne znajdujące się w literaturze turbinowej. Podano kilka wyników obliczeń porównawczych sprawności jako funkcji stosunku u/c_0 , oraz porównano je z wynikami opublikowanymi przez prof. Szewalskiego i Flügelę.

1. Wstęp

Rozróżniamy dwa zasadnicze typy turbin parowych: pierwszy to turbina z wirnikiem tarczowym, drugi — z wirnikiem bębnowym. Stopnie tarczowe pracują albo systemem czysto akcyjnym albo z pewną reakcyjnością, zaś stopnie bębnowe mają na ogół reakcyjność ok. 50%. Znaną jest rzeczą, że system reakcyjny przy dostatecznie długich łopatkach i odpowiedniej liczbie *Parsonsa* jest korzystniejszy sprawnościowo od systemu akcyjnego. Toteż czysto akcyjne turbiny (kondensacyjne) należą do wyjątków. Turbiny z wirnikami tarczowymi pracują na ogół z rosnącą — ku wylotowi — reakcyjnością.

System „czysto reakcyjny” ($\phi = 0,50$) ma oprócz zalety wyższej sprawności na obwodzie szereg wad, jak np. duże straty nieszczelności, z czym związana jest konieczność zmniejszania średnic w części wysokoprężnej. Inną wadą jest większa podatność na erozję w części niskoprężnej. Inną znów — duży tłok odciążający, element niewygodny konstrukcyjnie i źródło strat nieszczelności.

Zastosowanie mniejszego stopnia reakcyjności, np. 10 ÷ 20% dać może, w porównaniu z systemem czysto akcyjnym, poprawę sprawności na obwodzie; jednocześnie możliwość zastosowania budowy tarczowej pozwala na silne zredukowanie strat nieszczelności przy dobrym wyzyskaniu materiału, tj. dostatecznie dużych prędkościach obwodowych już w części wysokoprężnej.

Zagadnienie obioru najkorzystniejszego stopnia reakcyjności jest zagadnieniem ekonomicznym i tym się nie będziemy zajmować. Omówimy tylko pewne punkty wskazujące na wpływ reakcyjności na sprawność turbiny.

2. Spis oznaczeń

- h — spadek ciepła
- c — prędkość bezwzględna pary
- w — prędkość względna pary
- u — prędkość obwodowa łopatek
- l_u — praca na obwodzie
- l_t — praca teoretyczna
- ϕ — współczynnik prędkości bezwzględnej
- ψ — współczynnik prędkości względnej
- ζ — energetyczny współczynnik strat
- σ — stopień wykorzystania energii kinetycznej wylotowej
- λ — „udział energii kinetycznej”
- α — kąty wektorów prędkości bezwzględnych pary
- β — kąty wektorów prędkości względnych pary
- η_u — sprawność na obwodzie
- X — liczba *Parsonsa*

3. Przemiany energetyczne w stopniu

Rozpatrując pośredni stopień wielostopniowej osiowej turbiny parowej (rys. 1) założymy, że jest on jednorodny w tym znaczeniu, że przemiany energetyczne w nim zachodzące są takie same jak w obu sąsiednich stopniach.

Zajmiemy się tylko przemianami zachodzącymi na pewnym średnim promieniu r_{sp} , nie interesując się, jakie różnice występują wzdłuż wysokości łopatki.

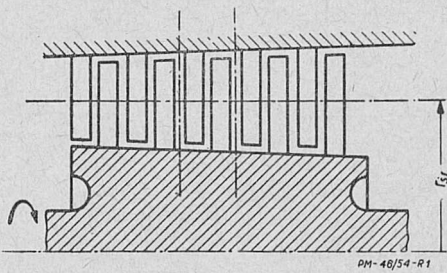
Wiemy o tym, że wielkości i kąty prędkości strumienia przepływającego przez układ łopatkowy są zmienne wzdłuż podziału. Dla celów obliczeniowych przyjmujemy, że w każdym przekroju prostopadłym do osi turbiny możemy znaleźć średnią prędkość i średni kąt tej prędkości. W ten sposób otrzymujemy średnie wartości prędkości, ciepłoków i ciśnień, przy pomocy których możemy obliczyć interesujące nas wielkości. Rys. 2 przedstawia te średnie stosunki energetyczne panujące przed

i za wieńcem kierowniczym i wirnikowym. Rys. 5 przedstawia trójkąty średnich prędkości.

W wykresie $i - s$ (rys. 3), przedstawiono schematycznie przebieg rozprężania w stopniu, przerabiającym spadek ciepła h_t . Ekwiwalentna energia kinetyczna:

$$\frac{A}{2g} c_0^2 = h_t;$$

[1]



Rys. 1.

stąd „prędkość izentropowa”;

$$c_0 = \sqrt{\frac{2g}{A} h_t}.$$

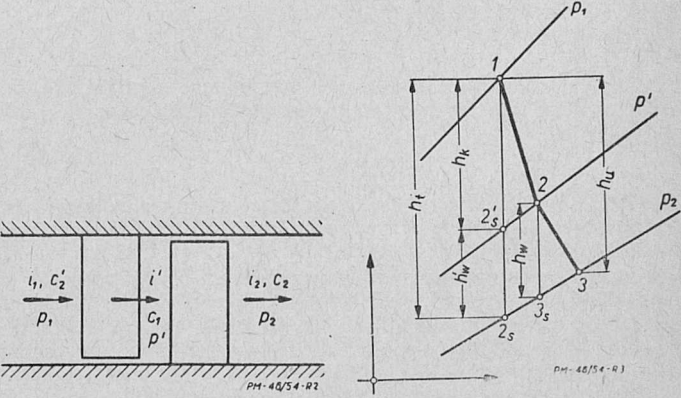
[2]

Na wlocie do łopatek kierowniczych mamy jakąś prędkość c'_2 i energię kinetyczną $\frac{A}{2g} c'^2_2$. Razem ze spadkiem ciepła w kierownicy h_k , rozporządzalna energia na wlocie wynosi (patrz rys. 4a):

$$\frac{A}{2g} c'^2_2 + h_k = \frac{A}{2g} c^2_{10};$$

[3]

gdzie c_{10} — teoretyczna (izentropowa) prędkość wypływu z kierownicy.



Rys. 2.

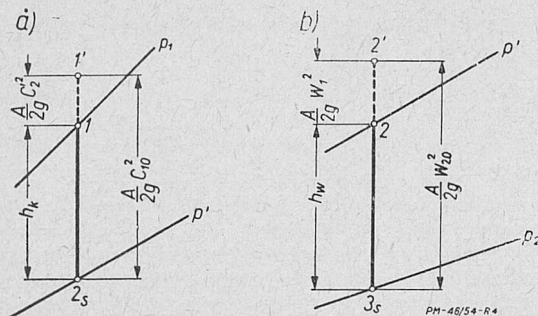
Rys. 3.

Na wlocie do łopatek wirnikowych mamy prędkość w_1 i energię kinetyczną $\frac{A}{2g} w^2_1$. Teoretyczna energia kinetyczna na

wylocie, w układzie względnym, jest większa o przerobiony spadek ciepła w wirniku h_w , czyli (patrz rys. 4b):

$$\frac{A}{2g} w^2_1 + h_w = \frac{A}{2g} w^2_{20}.$$

[4]

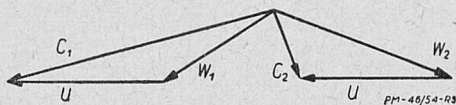


Rys. 4.

Rzeczywiste prędkości c_1 i w_2 są skutkiem strat przepływu mniejsze i wynoszą

$$\left. \begin{aligned} c_1 &= \varphi \cdot c_{10} \\ w_2 &= \psi \cdot w_{20} \end{aligned} \right\} \quad [5]$$

Znając współczynniki strat — w jakiej bądź formie (np. w formie „współczynników prędkości“ φ i ψ) potrafimy znaleźć wektory trójkątów prędkości, obliczyć pracę, moc i sprawność na obwodzie stopnia turbiny.



Rys. 5.

4. Stopień reakcyjności

Teoretyczny (izentropowy) spadek ciepła w stopniu h_t (rys. 3) możemy częściowo lub całkowicie zamienić na energię kinetyczną w kierownicy i zależnie od tego ewentualną resztę przerobić w wieńcu pracującym.

Stopniem reakcyjności nazywamy stosunek izentropowego spadku ciepła w wirniku do całkowitego spadku ciepła w stopniu (rys. 3).

$$\rho = \frac{h_w}{h_t} \quad [6]$$

Ponieważ $h'_w \approx h_w$ zatem:

$$h_k = (1 - \rho) h_t, \quad [7]$$

oraz

$$h_k + k_w = h_t. \quad [8]$$

W przypadku turbiny, tzn. z wykluczeniem sprężania, wielkość h_w może zmieniać się w zakresie

$$0 \leq h_w \leq h_t, \quad [a]$$

czyli

$$0 \leq \rho \leq 1. \quad [b]$$

Jak łatwo wykazać, stosując względność ruchów wirnika i kierownicy, praktycznym zakresem zmienności stopnia reakcyjności jest

$$0 \leq \rho \leq 0,5 \quad [9]$$

bowiem dla $0,5 \leq \rho \leq 1$ kierownica przejmuje rolę wirnika (a wirnik rolę kierownicy) w ruchu względnym. Zatem stopnie reakcyjności $\rho = 0,0 \div 1,0$; $0,1 \div 0,9$; $0,2 \div 0,8$; $0,3 \div 0,7$; $0,4 \div 0,6$ są przeplywowo równoważne (jeżeli abstrahujemy od zjawisk związanych z wpływem wirującego koła na obraz przepływu w kanale łopatkowym), analiza wykonana dla zakresu $0 \leq \rho \leq 0,5$ obejmuje cały zakres turbinowy, wyrażony warunkiem [b] ¹⁾.

1) Weźmy kilka pośrednich stopni turbiny składających się z wieńców kierowniczych i wirnikowych I, II, III itd., rys. 6. Przyjmijmy (rys. 6a), że wieńiec stały I przerabia spadek $(1 - \rho) \cdot h_p$ zaś wieńiec ruchowy II przerabia $\rho \cdot h_t$. Stopień składający się z kierownicy I i wirnika II ma reakcyjność ρ . Ustalamy wieńce parzyste (rys. 6b) zaś wieńce nieparzyste niech mają prędkość obwodową $u_b = -u_a$. Widzimy, że trójkąty prędkości nie ulegają zmianie (jedynie zmieniają się znaczenia poszczególnych wektorów). Otrzymany w ten sposób stopień składający się z kierownicy II i wirnika III ma reakcyjność $\rho' = (1 - \rho)$.

Wykazano zatem, że trójkąty prędkości dla $\rho < 0,5$ i $\rho' = 1 - \rho > 0,5$ wypadają takie same.

Stąd wynika bezpośrednio, że $\rho > 0,5$ dać musi gorszą sprawność niż $\rho < 0,5$ skutkiem większych strat nieszczelności. Ponadto rośnie parcie osiowe i siły zginające łopatki wirnikowe, $\rho > 0,5$ nie kalkuluje się. Tu mamy odpowiedź, dla czego w turbinach osiowych wielostopniowych z zasady nie stosuje się większego stopnia reakcyjności jak 0,50 (w przeciwieństwie do jednostopniowych turbin wodnych).

Jeżeli chodzi o parametr porównawczy u/c_1 to nie jest on wygodny dla porównywania turbin o różnych stopniach reakcyjności. Widać to nawet dla turbiny jednostopniowej bez strat: Jeżeli $c'_2 = 0$, prędkość izentropowa wynosi:

$$c_0 = \sqrt{\frac{2g}{A} \cdot h_t}; \quad [10]$$

prędkość wypływu z kierownicy

$$c_{10} = c_0 \sqrt{1 - \rho}; \quad [11]$$

stąd

$$\frac{c_{10}}{c_0} = \sqrt{1 - \rho}. \quad [11.1]$$

Stosunek prędkości obwodowej do prędkości wypływu z kierownicy:

$$\frac{u}{c_{10}} = \frac{u}{c_0} \cdot \frac{c_0}{c_{10}} = \frac{u}{c_0} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \rho}}. \quad [12]$$

W ogólnym wypadku jest stosunek u/c_1 bardzo skomplikowaną funkcją stosunku u/c_0 , ρ i wielu innych parametrów.

Natomiast stosunek u/c_0 jest wygodnym i logicznym parametrem, jest on bowiem miarą spadku ciepła opawanego w danym stopniu przy danej prędkości obwodowej.

Taką miarą jest również liczba Parsonsa:

$$X = \frac{\Sigma u^2}{\mu \cdot H_t} = \frac{2g}{A} \cdot \left(\frac{u}{c_0} \right)_{sr}^2 \approx 8380 \left(\frac{u}{c_0} \right)_{sr}^2 \quad [13]$$

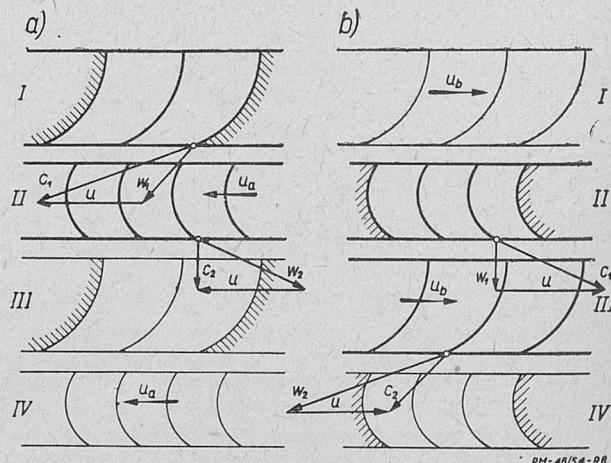
dla jednego stopnia:

$$X = 8380 \left(\frac{u}{c_0} \right)^2. \quad [13.1]$$

Otrzymujemy prosty związek, ważny dla wszystkich ρ :

$$\left. \begin{aligned} \frac{c_0}{u} &= \frac{91,5}{\sqrt{X}} \\ \frac{u}{c_0} &= \frac{\sqrt{X}}{91,5} \end{aligned} \right\} \quad [14]$$

Zatem stosunek u/c_0 ma to samo uniwersalne znaczenie porównawcze co liczba Parsonsa.



Rys. 6.

Natomiast — jak wiemy — zależność $u/c_1 = f(X)$ jest skomplikowana i różna dla różnych ρ .

Z wymienionych powodów, zastosowano do obliczeń jako parametr porównawczy stosunek u/c_0 (wzgl. c_0/u) ²⁾.

2) Ze względu na dogodność przedstawienia graficznego w wykresach zastosowano odwrotność parametru u/c_0 , tj. c_0/u .

5. Wzór na sprawność na obwodzie

Sprawność na obwodzie

$$\eta_u = \frac{l_u}{l_t} = \frac{A \cdot l_u}{h_t} \quad [15]$$

Praca na obwodzie:

$$l_u = \frac{1}{g} \cdot u \cdot \Delta w_u = \frac{1}{g} \cdot u \cdot \Delta c_u \quad [a]$$

Wprowadzając „prędkość izentropową” ze wzoru

$$h_t = \frac{A}{2g} c_o^2, \quad [b]$$

i podstawiając [a], [b] → [15] otrzymamy:

$$\eta_u = 2 \cdot \frac{u}{c_o} \cdot \Delta \frac{w_u}{c_o} = 2 \cdot \frac{u}{c_o} \cdot \Delta \frac{c_u}{c_o}; \quad [16]$$

gdzie

$$\overline{\Delta w_u} = \overline{w_{1u}} \hat{=} \overline{w_{2u}} = \overline{\Delta c_u} = \overline{c_{1u}} \hat{=} \overline{c_{2u}} \quad [c]$$

Składowe te obliczamy z trójkątów prędkości (rys. 5).

Redukując ilość zmiennych niezależnych możemy ostatecznie wyprowadzić wzór ogólny (l. 7, str. 184)

$$\eta_u = 2 \cdot \frac{u}{c_o} \frac{\frac{c_1}{c_o} \cdot \cos \alpha_1 + \frac{w_2}{c_o} \cdot \cos \beta_2 - \frac{u}{c_o}}{\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \left(\frac{c_1}{c_o}\right)^2 + \left(\frac{1}{\psi^2} - \sigma\right) \left(\frac{w_2}{c_o}\right)^2 + 2 \frac{u}{c_o} \left(\frac{c_1}{c_o} \cos \alpha_1 + \sigma \frac{w_2}{c_o} \cos \beta_2\right) - (1 + \sigma) \left(\frac{u}{c_o}\right)^2} \quad [17]$$

We wzorze tym stopień reakcyjności tkwi w stosunkach geometrycznych boków trójkątów prędkości,

$$\left(\frac{c_1}{c_o}\right)^2 = \varphi^2 \left[1 - \rho + \sigma \left(\frac{c_2}{c_o}\right)^2\right] = \varphi^2 (1 - \rho + \epsilon); \quad [18]$$

analogicznie

$$\frac{w_2}{c_o} = f\left(\rho, \varphi, \psi, \alpha_1, \frac{u}{c_o}, \epsilon\right). \quad [18.1]$$

Eliminacja ϵ prowadzi do żmudnego wzoru

$$\frac{w_2}{c_o} = f\left(\rho, \frac{u}{c_o}, \alpha_1, \beta_2, \varphi, \psi, \sigma\right),$$

który zresztą nie ma praktycznego znaczenia bo jest przydatny tylko dla stałych współczynników φ i ψ .

Zatem także wzory typu [17] czy ich przeróbki nie mogą prowadzić do celu z powodu skomplikowanej wzajemnej zależności parametrów.

Prostsze jest korzystać ze wzoru $\eta_u = 2 \cdot \frac{u}{c_o} \cdot \Delta \frac{c_u}{c_o}$,

przy czym $\Delta \frac{c_u}{c_o}$ wyznacza się bezpośrednio z trójkątów prędkości.

6. Straty energii przy przepływie przez układ łopatkowy

Aby znaleźć trójkąty prędkości, trzeba znać współczynniki prędkości φ i ψ lub inne współczynniki strat przepływu przez łopatki.

Powodem strat energii przy przepływie czynnika rzeczywistego przez układ łopatek jest

- 1) tarcie o ścianki
- 2) oderwanie strumienia
- 3) straty związane z prądami wtórnymi (poprzecznymi)
- 4) drgania i uderzenia sprężania przy prędkościach nadkrytycznych (to pominiemy).

ad. 1) Straty energetyczne skutkiem tarcia o ścianki kanału występują w stosunkowo cienkiej warstewce przyściennej („granicznej”), przy czym jądro strumienia jest zasadniczo pozbawione strat.

ad. 2) W wypadku oderwania się strumienia zaburzenia sięgają daleko w głąb przepływu i powodują największe straty, jakie mogą występować przy przepływie.

ad. 3) Prądy wtórne pojawiają się zazwyczaj przy przepływie przez krzywizny. Wywołana nimi dyfuzja pędu między

warstewką przyścienną i jądrem strumienia pociąga za sobą dodatkowe straty ³⁾.

Przy poprawnym profilowaniu łopatek udaje się zazwyczaj uniknąć oderwania strumienia. W tym przypadku tarcie o ścianki stanowi obok strat krzywiznowych istotne i główne źródło strat. Ze wszystkich tych czynników najłatwiej jest ująć w pewne prawa straty tzw. „tarcia o ścianki”. Okazuje się, że straty te są różne dla przepływu z rozprężaniem i bez rozprężania oraz zależą od „udziału rozprężania” w przepływie.

7. Równanie dla strat energii przy przepływie z rozprężaniem

Pierwsza zasada termodynamiki w zastosowaniu do przepływu bez wymiany ciepła z otoczeniem, obciążonego stratami, dostarcza równania

$$A \cdot l_t = h_t + \frac{A}{2g} c_2^2 = \frac{A}{2g} c_1^2 + A R_{2-1}. \quad [19]$$

Wyraża ono, że rozporządzalna energia na wlocie

$$A l_t = h_t + \frac{A}{2g} c_2^2$$

idzie na podwyższenie energii kinetycznej czynnika (prędkość rośnie, $c_1 > c_2$) i na pokonanie oporów $A R_{2-1}$.

Przedstawiając w równaniu [19] pracę tarcia jako ułamek ze spadku ciepłaka:

$$A R_{2-1} = \zeta' \cdot h_t, \quad [a]$$

otrzymamy

$$\frac{A}{2g} (c_1^2 - c_2^2) = h_t (1 - \zeta'). \quad [19.1]$$

Ponieważ straty zależą bezpośrednio od prędkości, korzystnie jest odnieść współczynnik strat do charakterystycznych prędkości przepływu c_2 — prędkości początkowej i c_{10} — prędkości izentropowej wypływu.

Prędkość izentropowa wypływu:

$$c_{10} = \sqrt{\frac{2g}{A} \cdot h_t + c_2^2}, \quad [20]$$

jest wielkością równoważną rozporządzalnej energii na wlocie.

Stratę energii kinetycznej można wyrazić zatem przy pomocy równania:

$$A R_{2-1} = A \cdot \zeta \cdot \frac{c_{10}^2}{2g}. \quad [21]$$

będącego pewnego rodzaju odpowiednikiem równania [a].

W dalszym ciągu można napisać:

$$\zeta \cdot \frac{c_{10}^2}{2g} = \zeta_1 \cdot \frac{c_{10}^2}{2g} + \zeta_2 \cdot \frac{c_2^2}{2g}; \quad [22]$$

stąd

$$\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 \left(\frac{c_2}{c_{10}}\right)^2, \quad [23]$$

albo oznaczając

$$\left(\frac{c_2}{c_{10}}\right)^2 = \lambda, \quad [24]$$

otrzymamy:

$$\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 \cdot \lambda. \quad [23.1]$$

Wyrażenie [24] przedstawia udział początkowej energii kinetycznej w całkowitej rozporządzalnej energii na wlocie.

Gdyby dla danego kanału współczynniki ζ_1 i ζ_2 były stałe (niezależne od występujących prędkości) to ze wzoru [23] wynikałoby, że straty osiągają minimum, gdy prędkość początkowa $c_2 = 0$ ($\lambda = 0$, „czyste rozprężanie”), wtedy $\zeta = \zeta_1$.

Maksymalne straty odpowiadałyby wypadkowi bez rozprężania (jeżeli z rozważań wyłączymy sprężanie, którego wpływ można też ocenić z równania [23]).

Dla $h_t = 0$ jest $c_{10} = c_2$, $\lambda = 1$, $\zeta = \zeta_1 + \zeta_2$.

Ostatecznie jednak taki czy inny sposób napisania równania — jako ujęcie czysto formalne — nie upoważnia jeszcze do wyciągania tego rodzaju wniosków.

³⁾ Od prądów wtórnych należy odróżnić molarne pulsacje nieuporządkowane będące istotą ruchu burzliwego (turbulentnego). Zwiększają one współczynnik dyfuzji pędu czyli „lepkość” gazu, w porównaniu z ruchem uwarstwionym (laminarnym) i powodują wzrost tzw. „tarcia o ścianki”.

Sens fizyczny równania [23] jest taki, że przy dostatecznie dużej liczbie *Reynoldsa* współczynniki strat ζ_1 czy ζ_2 mało się zmieniają ze zmianą prędkości *c*. Wtedy oczywiście

$$\zeta_1 \approx \zeta_2 \approx \zeta_0, \quad [25]$$

czyli dla $\lambda = 0$ $\zeta = \zeta_0$, zaś dla $\lambda = 1$ $\zeta = 2 \cdot \zeta_0$;

zatem $\zeta_{\lambda=1} \approx 2 \cdot \zeta_{\lambda=0}$ [26]

Straty przy przepływie bez rozprężania są około 2 razy większe niż przy przepływie z „czystym rozprężaniem“ (matematycznie wniosek ten jest słuszny, jeżeli c^2 zmienia się linowo wzdłuż kanału). Liczne dane doświadczalne potwierdzają fakt, że strumień przyspieszający ponosi mniejsze straty od strumienia zwalniającego. Jak później zobaczymy — równanie [26] spełnia się w przybliżeniu i dla przepływu przez łopatki turbinowe.

8. Straty krzywiznowe

Dla wykonania obliczeń porównawczych zmuszeni jesteśmy zrezygnować z uwzględnienia wielu czynników wpływających na wielkość strat przepływu. W szczególności musimy pominąć kapitalne zagadnienie kształtu i dobroci realnego profilu łopatkowego, który by miał być zastosowany w każdym rozpatrywanym wypadku.

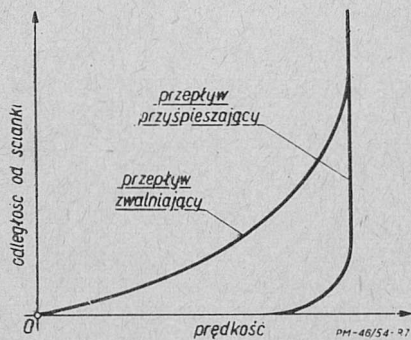
Z trójkątów prędkości wynika, że ze zmianą parametru u/c_0 zmieniają się silnie kąty α i β , czyli zmieniają się kąty odchylenia strumienia w łopatkach kierowniczych: $\vartheta_c = 180^\circ - (\alpha_1 + \alpha_2)$ i łopatkach wirnikowych: $\vartheta_w = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$.

Zakładając dobór prawidłowego (najkorzystniejszego) profilu dla każdego kąta odchylenia można stwierdzić, że ze wzrostem kąta odchylenia strumienia rosną straty przepływu.

Powodem tego jest wzrost tzw. „oporów profilowych“, pojawienie się oderwania strumienia (choćby miejscowego) i prądów poprzecznych.

Oderwanie strumienia występuje tam, gdzie prędkość zmienia się w ciśnienie, warstewka przysięcienna staje się grubsza i przy braku dopływu świeżej energii kinetycznej od strony „zdrowego“ strumienia nie jest w stanie pokonać oporów ruchu. Jeżeli warstewka przysięcienna płynie w kierunku zwiększającej się prędkości nie ma tendencji do oderwania dlatego, że ubytek (skutkiem tarcia) energii kinetycznej warstewki przysięciennej pokrywany jest z nadładkiem przez dyfuzję pędu ze strony strumienia „zdrowego“, o coraz to rosnącej energii kinetycznej (l. 3, str. 1133) (rys. 7).

Strumień ma zawsze tendencję do oderwania się przy opływie ostrych krzywizn. Jeżeli wzrost grubości warstewki przysięciennej zostaje zahamowany skutkiem przyrostu prędkości strumienia, maleje wybitna tendencja do oderwania się strumienia na krzywiznie.



Rys. 7.

Tego rodzaju rozważania prowadzą do wniosku, że współczynniki strat — zarówno dla łopatek bez rozprężania jak i dla kierownic czysto rozprężających muszą wzrastać ze wzrostem kąta odchylenia strumienia, przy czym dla prawidłowo oprofilowanych łopatek przyspieszających (z rozprężaniem) „strata krzywiznowa“ jest stosunkowo niewielka.

9. Współczynniki prędkości

Wielka ilość opublikowanych danych doświadczalnych wprowadza pewien zamęt w tej dziedzinie. Jak to często bywa i tutaj poszczególne wyniki są różne a czasem mają nawet różny charakter, niewytłumaczalny teoretycznie. Nie wchodząc bliżej w to zagadnienie można stwierdzić, że rozmaite dane odnośnie

sumarycznych współczynników prędkości znajdujące się w literaturze należy traktować jako orientacyjne i podchodzić do nich krytycznie.

Oczywiste jest, że jednym wykresem, czy jedną tabelą nie można ująć całej masy zjawisk związanych z różnorodnością profili i warunków przepływu. Dlatego wykresy tego typu, które nie odnoszą się do konkretnego profilu o ściśle określonych parametrach geometrycznych i przepływu nie mogą rościć pretensji do jakiegoś „uniwersalnego“ znaczenia.

Istniejące wykresy $\psi = f(\vartheta_w)$ czy $\varphi = f(\vartheta_c)$ nadają się jednak do ogólnych obliczeń porównawczych.

W konkretnym wypadku, po wyborze alternatywy i dobraniu odpowiedniego profilu o znanych, laboratoryjnie zbadanych charakterystykach, przelicza się turbinę dokładnie.

W dalszych obliczeniach przyjęto za podstawę wykres $\psi = f(\vartheta_w)$ wg *Flügela* (l. 5, str. 74) oraz wykres $\psi_1^2 = f(\vartheta_c)$ wg publikacji A. S. M. E. z 1948 r. (l. 4, rys. 8).

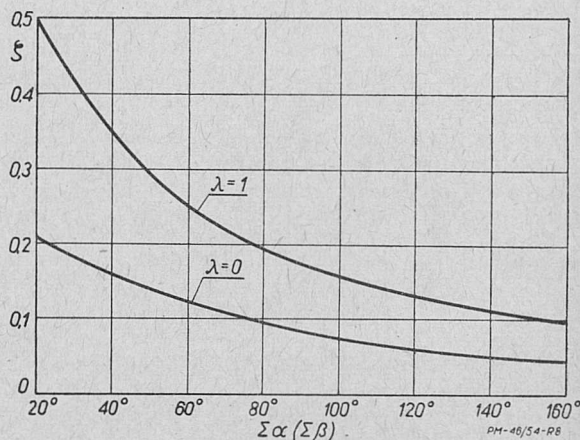
Z wykresów tych zrobiono wspólny wykres $\zeta = f(\vartheta, \lambda)$, przy czym jak wynika z podanego wcześniej równania: $\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 \cdot \lambda$.

$$\zeta_{\lambda=0} = \zeta_1 = 1 - \varphi_1^2;$$

$$\zeta_{\lambda=1} = \zeta_1 + \zeta_2 = 1 - \psi^2.$$

Stąd otrzymano wykres podstawowy na rys. 8.

(Ciekawe jest, że zgodnie z poprzednio wyprowadzonym elementarnym rozważaniem $\lambda_{=1} \approx 2 \cdot \zeta_{\lambda=0}$).



Rys. 8.

W ten sposób zostaje ujednolicone traktowanie strat w łopatkach kierowniczych i wirnikowych turbin o dowolnym stopniu reakcyjności. Stwierdzamy, że straty nie zależą od tego czy dana łopatka pracuje jako kierowniczka czy wirnikowa (przybliżenie uzasadnione powyżej), nie zależy również bezpośrednio od stopnia reakcyjności — bo danej łopatce „jest wszystko jedno“ czy pracuje ona jako np. kierowniczka akcyjna czy jako kierowniczka reakcyjna — byle tylko stosunki energetyczne były te same — to samo odchylenie strumienia, ten sam udział energii kinetycznej λ .

10. Sposób przeprowadzania obliczeń

Autor obliczył sprawność na obwodzie dla różnych stopni reakcyjności, przy czym dla każdego ρ obliczono $\eta_u = f\left(\frac{c_0}{u}\right)$ dla różnych kątów α_1 . Współczynniki strat byłybrane z rys. 9. Sprawność obliczono przy pomocy wzoru $\eta_u = 2 \cdot \frac{u}{c_0} \cdot \Delta \frac{c_u}{c_0}$, przy

czym $\Delta \frac{c_u}{c_0}$ wyznaczano bezpośrednio z trójkątów prędkości.

Pewną trudność stanowiła konieczność właściwego obioru kąta β_2 . W turbinach akcyjnych ($\rho = 0,0$) jest $\beta_2 \approx \beta_1$, w „reakcyjnych“ ($\rho = 0,50$) $\beta_2 \approx \alpha_1$. W ten sposób dla

$$0 \leq \rho \leq 0,50$$

znamy granice zmienności kąta β_2 :

$$\alpha_1 \leq \beta_2 \leq \beta_1. \quad [27]$$

Kąt β_2 decyduje o stosunku wysokości łopatki wirnikowej do wysokości łopatki kierowniczej, l_2/l_k . Z warunku ciągłości kanału parowego powinno być $l_2/l_k \approx 1$, ze względu na przykrycia promieniowe raczej l_2/l_k nieco większe od 1.

Dla turbin o reakcyjności $\rho = 0,0$ i $\rho = 0,50$ otrzymujemy w ten sposób wymienione wartości β_2 .

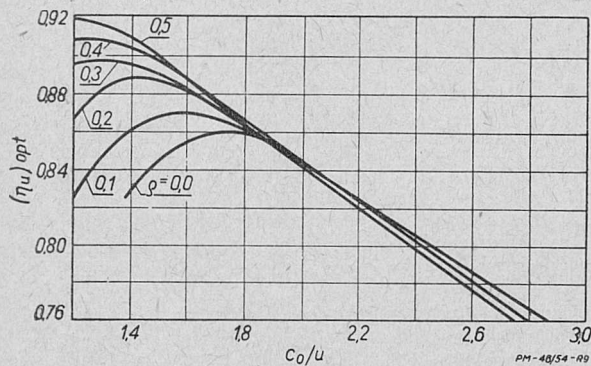
Zastosowanie tego warunku do reakcyjności pośredniej zmusza do korzystania z metody kolejnych przybliżeń, ponieważ kąt β_2 wpływa z kolei na wielkość współczynnika ψ , a tym samym na wszystkie inne parametry (kąty, straty, prędkości). W wyniku obliczeń otrzymano zatem zarówno $\eta_u = f\left(\frac{c_0}{u}\right)$ dla róż-

nych α_1 i ρ jak również $\beta_2 = f\left(\frac{c_0}{u}\right)$ dla różnych α_1 i ρ .

Obliczenia przeprowadzono przy założeniu $v_k \approx v_2$ i $\tau_k \approx \tau_2$.

11. Wyniki obliczeń i wnioski

Obliczywszy sprawności na obwodzie dla różnych stopni reakcyjności przy niezależnie zmiennych u/c_0 i α_1 otrzymujemy wykresy optymalnych⁴⁾ sprawności na obwodzie, które przedstawia rys. 9 (wg autora).



Rys. 9.

Współrzędne punktów max sprawności wynoszą

$\rho = 0,0$	$\eta_u \approx 0,86 \div 0,87$	$\frac{v_0}{u} \approx 1,65 \div 1,75$ ($X \approx 3000$)
$0,1$	$0,865 \div 0,88$	$1,5 \div 1,6$
$0,2$	$0,88 \div 0,89$	$1,4 \div 1,5$
$0,3$	$\sim 0,90$	$1,3 \div 1,4$
$0,4$	$\sim 0,91$	$1,2 \div 1,25$
$0,5$	$0,920 \div 0,925$	$1,15 \div 1,2$ ($X \approx 6000$)

Otrzymane cyfry sprawności odpowiadają dzisiejszemu stanowi techniki turbinowej. Sprawność wewnętrzna turbin spalinowych dochodzi i przekracza 90%.

Turbiny parowe nie mogą na ogół osiągnąć takich wysokich sprawności z następujących zasadniczych powodów.

Pierwszy to z g l ą d k o n s t r u k c y j n y. Z powodu wielkich różnic w objętości pary na wlocie i wylocie turbin kondensacyjnej, przekroje końcowe wypadają kilkaset razy większe od przekrojów pierwszych stopni. Stąd pierwsze stopnie otrzymują bardzo krótkie łopatki, co poważnie obniża ich sprawność zaś ostatnie stopnie otrzymują duże kąty wylotowe; stąd ich gorsza sprawność i duża strata wylotowa. Dodatkowe poważne straty mają miejsce w stopniach pracujących w parze wilgotnej.

Niezależnie od powyższego w części niskoprężnej turbin tarzowych stosuje się z reguły kierownice blaszane. Sprawność takich kierownic jest bardzo kiepska. Do takich stopni nie można stosować podanych cyfr. Odnoszą się one do długich, poprawnie oprofilowanych łopatek kierowniczych i wirnikowych.

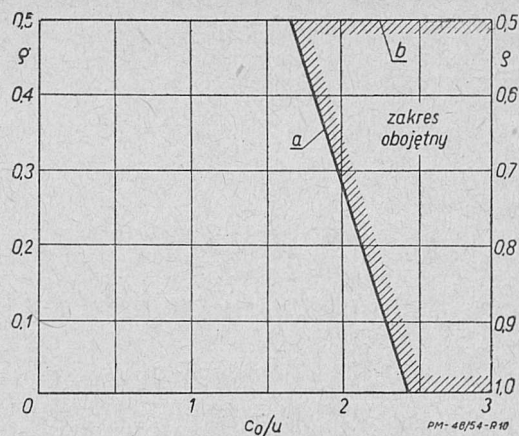
Drugi to z g l ą d e k o n o m i c z n y. Nie jest celem techniki osiągnięcie możliwie najwyższej sprawności za każdą cenę. Liczby Parsonsa praktycznie stosowane (uzasadnione ekonomicznie) w turbinach parowych leżą dużo poniżej optymalnych.

Porównując wykresy optymalnych sprawności na obwodzie dla różnych stopni reakcyjności (rys. 10) otrzymujemy wykres najkorzystniejszego ρ jako funkcję c_0/u lub X .

Krzywe *a* i *b* ograniczają zakres, w którym dla danej liczby Parsonsa sprawność zależy tylko minimalnie od ρ . Natomiast poniżej krzywej *a* otrzymamy zawsze gorszą sprawność.

Z rys. 10 (i rys. 11) wynika, że w szerokim zakresie niskich liczb Parsonsa dużych c_0/u jest dość obojętne, jaki stopień reakcyjności wybieramy (decydować tu będzie oprócz względów normalizacyjnych — wzgląd na straty dodatkowe).

⁴⁾ Przy danym ρ istnieje dla każdego u/c_0 także najkorzystniejszy kąt α_1 , dla którego sprawność na obwodzie wypada największa. Te największe sprawności uzyskane przez zastosowanie każdorazowo najkorzystniejszego kąta α_1 nazywamy sprawnościami optymalnymi.



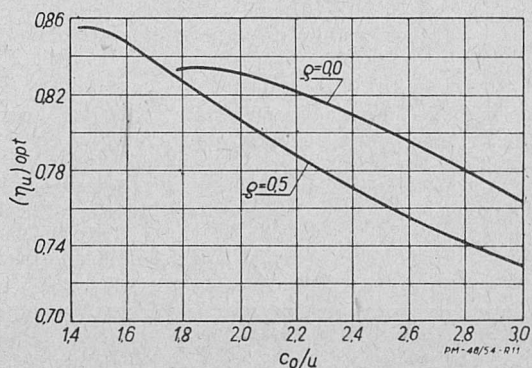
Rys. 10.

Natomiast dla dużych liczb Parsonsa — dla $c_0/u < \sim 1,7$ największą sprawność na obwodzie wykazuje $\rho = 0,5$. W tym zakresie inne ρ daje gorsze η_u .

Największą sprawność można osiągnąć stosując (przy odpowiednio małym c_0/u) stopień reakcyjności $\rho = 0,5$.

To znaczy, że typem turbiny wysokosprawnym jest turbina o reakcyjności 50%. Analiza uwzględniająca wpływ strat dodatkowych wprowadzi tu pewne zróżnicowanie (porównaj § 1).

Pod tym względem otrzymano wyniki nieco inne niż prof. Szewalski, który obliczył pierwszy krzywe optymalnych sprawności dla $\rho = 0,0$ i $\rho = 0,50$ (rys. 11).

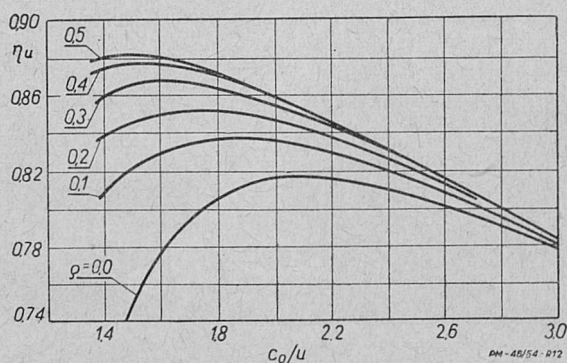


Rys. 11.

Różnice są naturalnym następstwem przyjęcia innych współczynników prędkości. W szczególności prof. Szewalski obliczał krzywą η_u dla $\rho = 0,0$ przy przyjęciu $\varphi = \text{const.}$ przez co małe liczby Parsonsa (duże krzywizny) były faworyzowane w porównaniu z $\rho = 0,50$ — oraz nie uwzględniał korzystnego wpływu rozprężania na wielkość strat przepływu.

Jeżeli chodzi o wykresy porównawcze sprawności dla $\rho = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4$; to podaje je Flügel (l. 5, str. 80) i według niego co małe liczby Parsonsa (duże krzywizny) były faworyzowane w porównaniu z $\rho = 0,50$ — oraz nie uwzględniał korzystnego wpływu rozprężania na wielkość strat przepływu.

Flügel obliczył te wykresy stosując współczynniki prędkości zależne od stopnia reakcyjności i od stosunku prędkości na wlocie i wylocie, jednak niezależne od kąta odchylenia strumienia.



Rys. 12.

W efekcie maksima wypadają nieco niższe i przesunięte w kierunku mniejszych liczb *Parsonsa*. Ponadto doszedł *Flügel* do błędnego wniosku (l. 5, str. 193), że dla dostatecznie dużych liczb *Parsonsa* $\rho = 0,6$ jest korzystniejsze od $\rho = 0,5$. Wynik ten jest oczywistą konsekwencją przyjmowania strat niezależnych od krzywizny.

W tym wypadku mniejsze kąty wylotowe dają zawsze wyższe cyfry na η_u .

Ponieważ dla $\rho = 0,6$ wypada — przy tym samym α_1 — kąt β_2 mniejszy niż dla $\rho = 0,5$, otrzymał *Flügel* dla dostatecznie dużych u/c_0 sprawność dla $\rho = 0,6$ większą.

Faktycznie między stopniami reakcyjności $\rho < 0,5$ i $\rho > 0,5$ istnieją podane poprzednio równoważności.

12. Zakończenie

Rozpatrując sprawności na obwodzie stopni o różnej reakcyjności dochodzimy częściowo — wbrew rozpowszechnionym w literaturze turbinowej danym — do wniosków, że:

1) turbiny akcyjne i reakcyjne są równorzędne sprawnością w zakresie małych u/c_0 (małych liczb *Parsonsa*),

2) maksima sprawności leżą w zakresie większych u/c_0 niż to się na ogół podaje,

3) maksimum sprawności na obwodzie rośnie stale ze wzrostem stopnia reakcyjności — ale tylko do $\rho = 0,5$.

LITERATURA

1. Abramowicz, Kurzon, Moisiejew — Sudowye parowye turbiny, 1949.
2. G. Bauer — Der Schiffsmaschinenbau II Band, 1927, IV. Band, 1941.
3. J. Bonder — Aerodynamika, rozdz. IV. Porad. Techn. „Mechanik” 1949.
4. H. D. Emmert — Current Design Practices for Gas Turbine Power Element, The A. S. M. E. Paper No. 48-A-69. 1948.
5. G. Flügel — Die Dampfturbinen, 1931.
6. E. A. Kraft — Die Neuzeitliche Dampfturbine II. Aufl. 1930.
7. A. Loschge — Wärmekraft und Wärmearbeitsmaschinen. Handbuch der Experimentalphysik, 1929.
8. A. Stodola — Dampf- und Gasturbinen VI. Aufl. 1924.
9. A. W. Szczegłajew — Parowye turbiny, 1947.
10. R. Szewalski — Entwurf, Beurteilung und Wahl von Dampfturbinen auf Grund wirtschaftlichen Erwägungen (Sonderdruck aus „Die Wärme“ 1937).

Postęp w budowie klatek walcowniczych

621.944:621.82

Mgr inż. JÓZEF SOBKOWIAK

Mgr inż. WŁADYSŁAW DOBRUCKI

Szybki wzrost zapotrzebowania na wyroby walcowane oraz dążność do poprawienia jakości i dokładności wyrobów postawiły nowe wymagania budowie urządzeń walcowniczych. Równoległy rozwój przemysłu elektrycznego i podniesienie się poziomu technologii w produkcji maszyn postawiły do dyspozycji projektantów walcowni nowe możliwości ulepszenia urządzeń walcowniczych.

Artykuł niniejszy pokrótce zapoznaje czytelnika z postępem w budowie klatek walcowniczych oraz z zasadniczymi przyczynami omawianej ewolucji. Przytoczone w artykule przykłady nie obejmują klatek walcowni rur, które ze względu na swój specjalny charakter wymagałyby osobnego omówienia.

1. Wstęp

Urządzenia, w których bezpośrednio zachodzi przeróbka plastyczna metalu na drodze walcowania, nazywa się klatkami walcowniczymi. Jedna lub więcej klatek, napędzanych od wspólnego napędu, stanowi walcarkę. Typowy schemat budowy klatki (rys. 1), stosowany prawie od początków walcownictwa, składa się z walców, łożysk, dwóch stojaków i uzbrojenia walców. Ten schemat budowy klatek jest również najczęściej stosowany w walcowniach nowoczesnych, jakkol-

wiek równoległe z tymi klatkami spotyka się współcześnie wiele klatek o walcach ułożonych pionowo, wielowalcowych i specjalnych dostosowanych do potrzeb nowoczesnej technologii cechującej walcownie o wydajnych układach. Jednocześnie nowoczesnemu podlegają elementy klatek, których budowę opiera się o nowe kryteria obliczeniowe, przy zastosowaniu nowoczesnych rozwiązań części maszynowych. W ten sposób można wyodrębnić dwie linie rozwojowe: pierwsza odpowiada postępowi w konstrukcji elementów klatek, druga ewolucji w rozwiązaniu ułożenia walców w klatce.

2. Ogólne cechy postępu w konstrukcji elementów klatki

Zmiany zachodzące współcześnie w konstrukcji poszczególnych elementów klatek łączą się nierozdzielnie z postępem w technologicznych procesach walcowni. Podbudową umożliwiającą wprowadzenie nowych podstaw konstrukcji jest ogólny postęp techniczny, a przede wszystkim zdobycze w dziedzinie odlewnictwa, budowy łożysk, obróbki oraz napędów elektrycznych i automatyki.

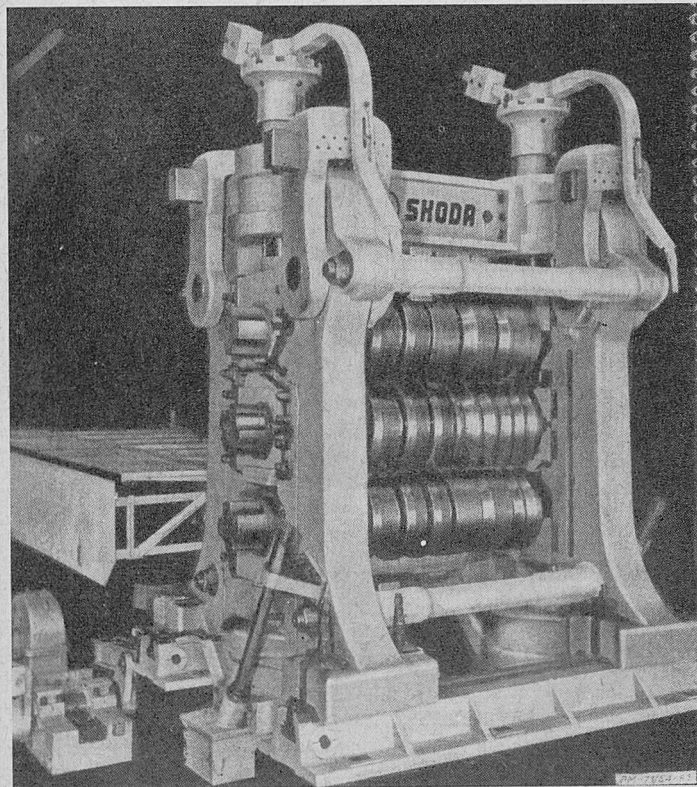
Podstawowym czynnikiem wpływającym na konstrukcję klatek jest jej sztywność. Wielkość ugięcia elementów klatki pod wpływem nacisku metalu walcowanego na wale ma zasadnicze znaczenie dla dokładności wymiarów wyrobów.

Znaczenie sztywności klatki zależy od rodzaju walcowni. W przypadku walcowni gorących walcujących wyroby o dużych długościach występują pewne różnice temperatury na początku i końcu metalu walcowanego. Wraz z obniżaniem się temperatury ku końcowi sztuki zwiększają się naciski. Jeżeli wysokość walcowanego profilu jest mała, a tolerancje dokładne, np. w przypadku blach cienkich walcowanych w walcowniach ciągłych, to odkształcenie sprężyste klatki utrudnia utrzymanie tolerancji wymiarów na całej długości walcowanej wstęgi.

Walcowanie na zimno odznacza się stosowaniem bardzo dużych nacisków. W przypadku cienkich taśm lub blach naciski te są tak duże, że walcowanie zachodzi przy odkształcaniu sprężystym klatki większym od grubości walcowanego metalu. Tak duże odkształcenie sprężyste klatki utrudnia uzyskanie dokładnej grubości metalu, jednakowej na całej długości taśmy.

Można więc powiedzieć, że znaczenie sztywności klatki jest tym większe, im walcowane wyroby mają większe długości i dokładniejsze tolerancje.

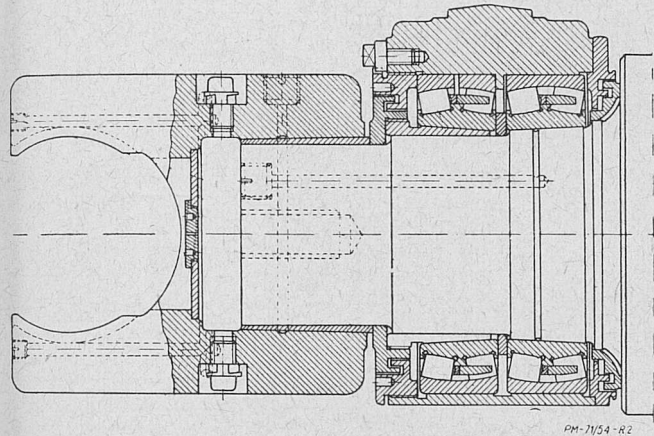
W nowoczesnych walcowniach osiągnięto wydajności przez powiększenie ciężaru wsadu. Proporcjonalnie do ciężaru wsadu wzrosła długość metalu walcowanego na gotowo. Jednocześnie



Rys. 1. Typowy schemat budowy klatek; 2 stojaki połączone ściągniętymi wałami oparte w łożyskach, mechanizmy do nastawiania walców górnego i dolnego.

rozwój przemysłu samochodowego i lotniczego oraz zapotrzebowanie na blachy powlekane, postawiły wymagania produkowania blach o dokładnych wymiarach, jednorodnej strukturze i o dużej czystości powierzchni.

W dziedzinie produkcji wyrobów profilowych wymagane tolerancje są szersze niż w przypadku blach i taśm, jednak i w tym przypadku powiększenie długości profili walcowanych (szczególnie szyn kolejowych, drutu, prętów na nity, profili przeznaczonych do przeciągania itp.) spowodowało wzrost ważności utrzymania tolerancji na całej długości wyrobów. Dlatego w konstrukcji nowoczesnych walcowni jednym z najważniejszych problemów jest ograniczenie wielkości odkształceń sprężystych klatek walcowniczych.



Rys. 2. Ułożyskowanie walca roboczego na łożyskach samonastawnych, wahlowych. Demontaż łożyska przy pomocy oleju pod wysokim ciśnieniem.

We współczesnych konstrukcjach ograniczenie odkształceń klatki osiąga się przez: 1) stosowanie klatek wielowalcowych do walcowania blach i taśm (quarto, sexto itd.), 2) zwiększenie stosunku średnicy do długości beczki walca, 3) w nielicznych przypadkach zastosowanie rozwiązań eliminujących stojak z udziału w odkształceniach mających wpływ na dokładność metalu walcowanego, 4) zwiększenie wymiarów części klatek. Punkty 1 do 3 dotyczące postępu w rozwiązaniach koncepcji klatki zostaną omówione poniżej.

W celu omówienia celowości zwiększania wymiarów części klatek należy rozpatrzyć wpływ odkształceń poszczególnych części na całkowite sprężyste odkształcenie klatki.

Całkowite sprężyste odkształcenie klatki składa się z ugięcia i spłaszczenia beczek walców, wydłużenia stojaków oraz odkształcenia pozostałych części jak: łożyska, śruby nastawcze, nakrętki itp.

Pośród wymienionych części klatek, odkształcających się sprężysto pod wpływem nacisku metalu walcowanego, specjalnego omówienia wymagają stojaki.

Ulepszenie tworzyw walców roboczych umożliwiające stosowanie większych gniotów, a więc i większych nacisków, oraz dążenie do zmniejszenia odkształceń sprężystych klatek spowodowało znaczny wzrost ciężaru stojaków. Stojaki budowane współcześnie są dwa do trzech razy cięższe od istniejących starych stojaków klatek tego samego typu. Mimo tak dużego zwiększenia ciężaru nie udało się zmniejszyć odkształceń sprężystych klatek o tyle, aby usunąć poważne trudności w otrzymaniu dokładnych wymiarów blach cienkich oraz taśm zimno i gorąco walcowanych. Badania przeprowadzone nad tym problemem wykazały, że odkształcenia sprężyste stojaka stanowią niewielką część całkowitego odkształcenia klatki. W związku z tym w najbliższej przyszłości należy się spodziewać zmniejszenia wymiarów nowowybudowanych stojaków, przy jednoczesnym dalszym zwiększeniu stosunku średnic do długości beczek walców i dążeniu do ograniczenia uginania się łożysk.

Poza zwiększeniem sztywności sprawa doboru n a j o d p o w i e d n i e j s z y c h łożysk łączy się z podniesieniem sprawności i pewności ruchu walcarek oraz ze zwiększeniem nacisków i prędkości walcowania. Ze względu na bardzo duże moce instalowane do napędu walcarek zwiększenie sprawności walcarek ma zasadnicze znaczenie dla obniżenia rozchodu energii. Pewność ruchu zaś, wyrażająca się zmniejszeniem czasu przestojów awaryjnych, wpływa wybitnie na wielkość produkcji.

Ogólne warunki konstrukcyjne, jakim powinny odpowiadać łożyska walcownicze, były omówione w „Przeglądzie Mechanicznym” nr 11/53, str. 394. W tym miejscu przypominamy jedynie, że od łożysk walcarek wymaga się przejmowania dużych nacisków i uderzeń, łatwości wymiany i obsługi, dużej sprawności oraz łatwego smarowania. Jeśli są to łożyska walcarek zimnych (lub gorących do walcowania wyrobów o dokładnych tolerancjach), wymaga się od nich dużej dokładności i możliwie najmniejszych ugięć.

Współczesny rozwój budowy łożysk walcowniczych postępuje zasadniczo w dwóch kierunkach — zastosowanie łożysk ze sztucznych mas plastycznych oraz łożysk tocznych.

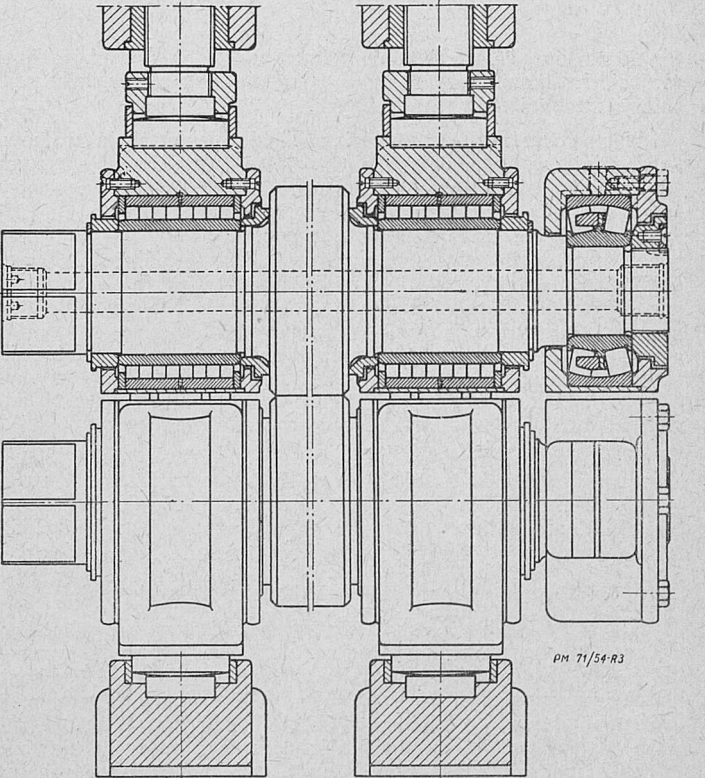
Łożyska ze sztucznych mas plastycznych są dziś powszechnie używane w walcowniach gorących z wyłączeniem walcowni blach cienkich na gorąco i w nowoczesnych walcowniach brzdowych średnich i małych o dużych wydajnościach).

Łożyska toczne znalazły niemal wyłączne zastosowanie w klatkach nowoczesnych walcowni blach i taśm cienkich zimno walcowanych, w ciągłych gorących walcowniach blach cienkich oraz w nowoczesnych wydajnych układach walcowni brzdowych średnich i małych.

Łożyska toczne w walcarkach posiadają szereg zalet jak: mały współczynnik tarcia, łatwa wymiana walców, łatwa obsługa i kontrola ich pracy, proste smarowanie, łatwość zabezpieczenia od zanieczyszczeń, dają minimalne odkształcenia w czasie walcowania, nie wymagają chłodzenia wodą. Przy stosowaniu odpowiednich smarów i właściwej obsłudze łożysko pracuje kilka lat.

Pośród licznych typów łożysk tocznych w budowie klatek przyjęły się głównie łożyska baryłkowe samonastawne dwu- i czterorzędowe oraz łożyska wałkowe wieloszeregowie. Normalnie czopy walca spoczywają w dwóch dwurzędowych łożyskach wahlowych, z których jedno tylko przenosi siły poosiowe (rys. 2). W przypadku występowania większych sił poosiowych należy oprócz łożysk promieniowych zastosować przynajmniej jedno łożysko oporowe.

Poza łożyskami baryłkowymi dwu- i czterorzędowymi, w budowie klatek do taśm przyjęły się łożyska wałkowe wieloszeregowie (rys. 3). W tym przypadku jako łożysko oporowe, przejmujące siły walców, najczęściej stosuje się łożyska baryłkowe. Łożyska wałkowe i wieloszeregowie łączą zaletę przejmowania



Rys. 3. Ułożyskowania (łożyska wałkowe) walca klatki do walcowania na zimno taśm wieloszeregowych.

1) Patrz artykuł mgr inż. J. Sobkowiaka i mgr inż. Wł. Dobruckiego pt. „Łożyska walcownicze z tworzyw plastycznych”, Przegląd Mechaniczny nr 11/53, str. 394.

dużych nacisków z małymi wymiarami zewnętrznymi, co jak widać z rysunku, jest uwarunkowane wymiarami walców.

Łożyska toczne walców, stożkowe i igielkowe w budowie walcarek są raczej rzadko spotykane. Ogólnie trzeba podkreślić, że stosowanie niemal wszystkich typów łożysk tocznych w budowie walcarek stwarza trudności konstrukcyjne ze względu na duże średnice zewnętrzne tych łożysk. Szczególnie w przypadku ciężkich walcowni gorących stosowanie łożysk tocznych natrafia na trudności z uwagi na odpowiednio precyzyjny montaż oraz wysoką cenę łożysk o bardzo dużych średnicach.

Aby zobrazować w pełni tendencje w budowie nowoczesnego ułożyskowania walców, trzeba jeszcze nadmienić o łożyskach ślizgowych o płynnym tarcu (np. łożyska typu *Morgoil* lub *Robertson* i in.). Jako przykład tego rodzaju rozwiązań może służyć najbardziej znany typ łożysk *Morgoil* (rys. 4). Łożyska takie są szczelnie zamknięte. Ich tuleje łożyskowe wylewa się białym metalem lub stopem kadmu z niklem. Poślizg następuje na powierzchni tulei nasadzonej na stożkowy czop. Tuleja jest obrobiona cieplnie, szlifowana i polerowana (gładkość powierzchni 0,0001 do 0,0002 m). Łożysko jest smarowane i chłodzone olejem przy pomocy obiegowego systemu smarowania. W przypadku wylania panewki stopem kadmu z niklem olej nie może zawierać domieszek kwasów ani składników kwasotwórczych.

Łożyska *Morgoil* pracują na zasadzie tarcia płynnego, a współczynniki tarcia w łożyskach wynoszą 0,0015 do 0,003. Współcześnie są one stosowane do łożyskowania walców oporowych walcarek quarto do blach i taśm cienkich na zimno i na gorąco walcowanych. W przypadku dużych średnic są one tańsze od łożysk tocznych.

Oprócz opisanych specyficznych cech rozwojowych w konstrukcji części klatek walcowniczych trzeba stwierdzić również postęp w budowie mechanizmów służących do nastawiania walców. Współcześnie są to mechanizmy niemal wyłącznie śrubowe napędzane za pośrednictwem przekładni i jako takie podlegają ogólnie znanym zasadom budowy tego rodzaju mechanizmów. Przeważnie do napędzania śrub nastawczych stosuje się przekładnie ślimakowe, a w nowszych konstrukcjach ślimakowe globoidalne, co znacznie zmniejszyło wymiary mechanizmów nastawczych.

W nowoczesnych mechanizmach do nastawiania walców, szczególnie w walcowniach blach, prawo wyłącznego stosowania zyskały sprzęgła elektromagnetyczne, które zastąpiły uprzednio używane sprzęgła kłowe i zębate. Sprzęgła elektromagnetyczne pozwalają łatwo sterować z odległości nastawianiem śrub dociskowych, obu razem i każdej oddzielnie, przy czym teoretycznie można uzyskać idealne równoległe ustawienie osi walców współpracujących, co decyduje o prawidłowym przebiegu walcowania. Zastosowanie szeregu wyłączników krańcowych i przełączników sterowania krzywkami, komórki fotoelektrycznej oraz aparatów do automatycznego pomiaru grubości walcowanych taśm pozwala częściowo — dla walcowni ciągłych nawet całkowicie — zautomatyzować pracę walcarek.

Ogólnie można powiedzieć, że główną cechą charakterystyczną rozwoju konstrukcji wszystkich mechanizmów i przyrządów służących do obsługi klatek, jest dążność do zmniejszenia ilości pracy fizycznej przez zmechanizowanie, zelektryfikowanie i zautomatyzowanie szeregu czynności.

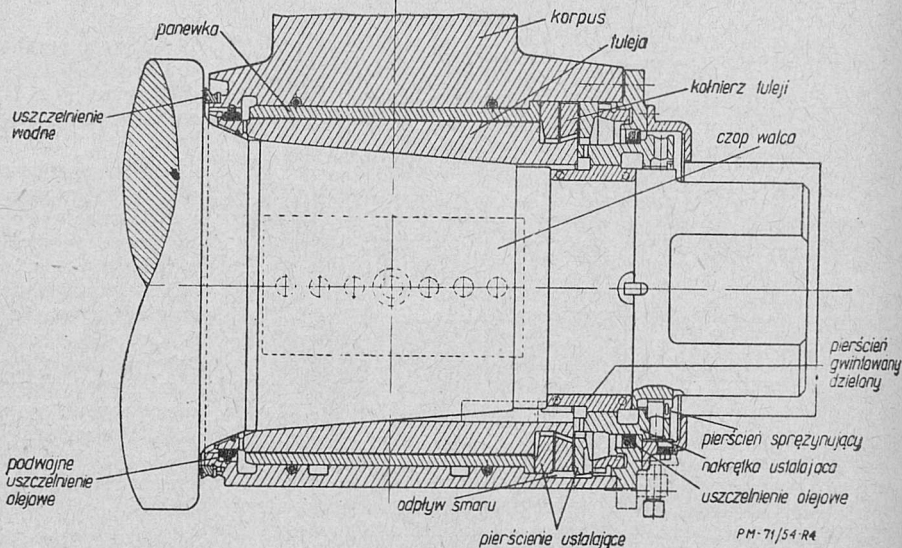
3. Postęp w rozwiązaniach konstrukcyjnych klatek

Zgniatacze służą do walcowania kęsów z wlewków. Jeszcze w początkach bieżącego stulecia budowano je w układach duo, trio o ruchomym walcu środkowym i trio — o stałym położeniu wszystkich walców. Klatki trio o stałym położeniu walców budowano o średnicach becdek do 1200 mm. W klatkach tych odstęp osi walców były niezmiennie, a gnioty uzyskiwano przepuszczając metal przez szereg wykrojów naciętych na współpracujących walcach. Walcowanie w stałych wykrojach powodowało nieelastyczność programu produkcyjnego. Wzrost wydajności zgniatacza i związane z tym podniesienie ciężaru wsadu spowodowały całkowite zaniechanie stosowania walcowania w stałych wykrojach.

Klatki trio o ruchomym walcu środkowym spotyka się współcześnie w przypadku jednostek niewielkich (do ok. 400 000 t/rok).

Buduje się je o średnicach walców $D = 700$ do 850 mm. Jako wsad mogą służyć wlewki do 3 t. Stwierdzić jednak trzeba, że klatki tego rodzaju są nietypowe i rzadko spotykane.

Nowoczesny typowy zgniatacz jest to nawrotna walcarka duo, walcująca wlewki o ciężarze do 20 t. Na zmianę budowy zgniataczy zasadniczo wpłynął wybitny rozwój walcowni blach. Powstanie wydajnych walcowni blach grubych i cienkich, pracujących na wsadzie płaskich kęsów o szerokościach do 1700 mm wysunęło żądanie budowy zgniataczy przystosowanych do tego rodzaju produkcji.



Rys. 4. Łożysko metalowe o płynnym tarcu typu *Morgoil*.

W celu prawidłowego przebiegu procesu walcowania nieodzowne jest walcowanie również powierzchni bocznych kęsów. Ponieważ obracanie kęsów na „sztorc” i rozsuwanie walców z wymiaru grubości kęsów do wymiarującego szerokości pochłaniało dużo czasu, rozwój tych walcarek poszedł w kierunku zastosowania jednej lub dwóch par walców pionowych. W ten sposób powstały zgniatacze płaskie (slabbing). Klatki zgniataczy płaskich budowano o średnicy walców do 1370 mm. Przykład klatki o walcach pionowych przedstawia rys. 5.

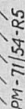
Doświadczenia poczynione na tych walcarkach spowodowały nawrót w kierunku budowy zgniataczy duo bez walców pionowych, o maksymalnym rozsuwaniu walców poziomych do 1700 mm, przy zastosowaniu prędkości nastawienia do 180 mm/sek (Blooming-Slabbing). Klatki takie są przystosowane do walcowania zarówno kęsów kwadratowych, jak i płaskich.

Nieco mniejsza wydajność zgniataczy duo bez walców pionowych, aniżeli zgniataczy płaskich, znajduje rekompensatę w łatwiejszym i lepszym usuwaniu zgorzeliny z powierzchni kęsów podczas kantowania, co ma zasadnicze znaczenie dla jakości blach. Prócz tego budowa tego typu walcarek jest znacznie prostsza.

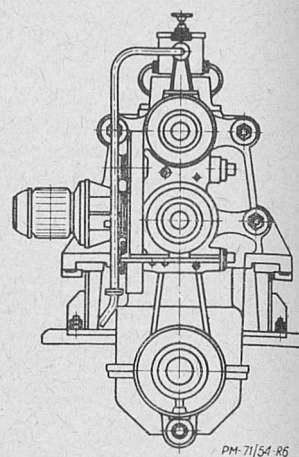
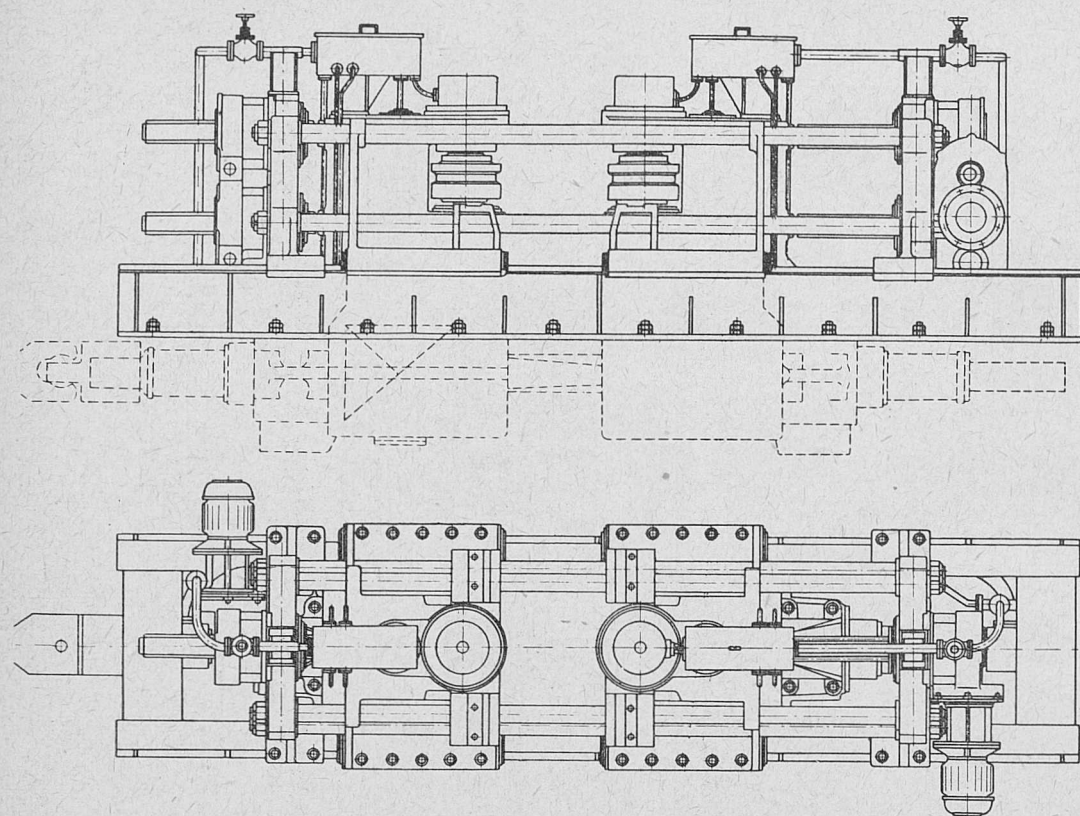
Klatki zgniataczy duo o dużym skoku walców (Blooming-Slabbing) są najbardziej nowoczesnymi urządzeniami do walcowania kęsów z wlewków. Buduje się je o średnicach walców $D = 1000$ do 1200 mm (a nawet do 1300 mm). Wydajność orientacyjnie wynosi we wsadzie milion do dwóch milionów ton rocznie, zależnie od programu.

Walcownie kęsów służą do walcowania kęsów kwadratowych i płaskich (ostatnio również kęsów okrągłych na rury), przeznaczonych do dalszego przerobu w walcowniach brzdowych średnich i małych, w walcowniach rur oraz blachówek stanowiących wsad do walcowania blach na walcowniach liniowych. Wsadem walcowni kęsów są kęsiska.

Współcześnie, pomijając nieliczne wyjątki walcowania kęsów ze stali szlachetnych, typowymi walcowniami kęsów są walcownie ciągłe. Pierwsze walcownie ciągłe zbudowano w końcu XIX wieku. 12 do 14 klatek duo o walcach poziomych ustawionych w jednym ciągu służyło do walcowania



Rys. 5. Zgniatacz płaski (Slabing)



Rys. 6. Klatka walców pionowych do walcowania powierzchni bocznych blachówek. Ciągła walcownia kęsów i blachówek.

kęsów $\square$ 35 do 50 z kęsisk $\square$ 100 do 150. Ze względu na technologiczną konieczność plastycznego odkształcania profilu w dwóch kierunkach co kilka przepustów stosowano skręcanie metalu o około 90° . Trudności technologiczne prowadzenia procesu w tego rodzaju walcach spowodowały rozdzielanie ciągu na dwie grupy składające się każda z 4 do 8 klatek.

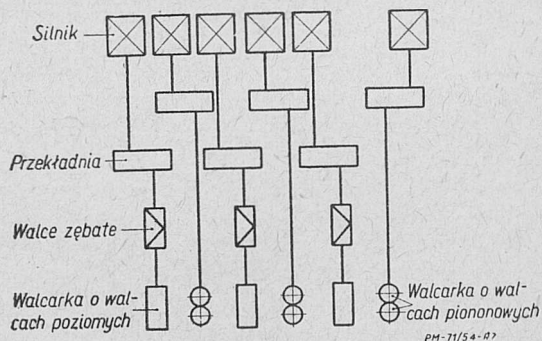
Szybki rozwój przemysłowy na przełomie XIX i XX wieku, a szczególnie rozwój przemysłu samochodowego i konserwowego, stworzył ogromne zapotrzebowanie na blachy cienkie. W ówczesnym stanie rozwoju walcownictwa blachy cienkie walcowano z blachówek stanowiących wsad walcowni liniowych. Zwiększone zapotrzebowanie na blachówki spowodowało przeniesienie ich produkcji z walcowni liniowych na ciągle walcownie kęsów. Ponieważ skręcanie blachówki między przepustami jest niemożliwe, w ciągach walcowni kęsów ustawiono klatki walców pionowych. Klatkę taką przedstawia rys. 6. Klatki te spełniają w procesie przerobu plastycznego raczej drugorzędne zadanie, gdyż celem ich jest jedynie wyrównywanie krawędzi bocznych blachówki. Natomiast istotna dla procesu deformacji plastycznej w walcowniach kęsów i blachówek ma miejsce wyłącznie w klatkach walców poziomych.

Klatki walców pionowych, jak to widać na rys. 6, odbiegają znacznie od normalnego schematu budowy klatek walcowniczych. Ze względu na stosunkowo niewielkie gnioty w tzw. wykroju osadczym, budowa klatek walców pionowych jest lżejsza niż klatek walców poziomych. Klatki takie buduje się do dzisiaj, jednak dalszy rozwój przemysłu światowego i dążność do zwiększenia wydajności walcowni postawiły przed współczesną techniką nowe zagadnienia. Mianowicie powstał problem pracy walcowni kęsów na wsadzie kęsisk o większym przekroju $\square$ 300 ÷ 350 mm.

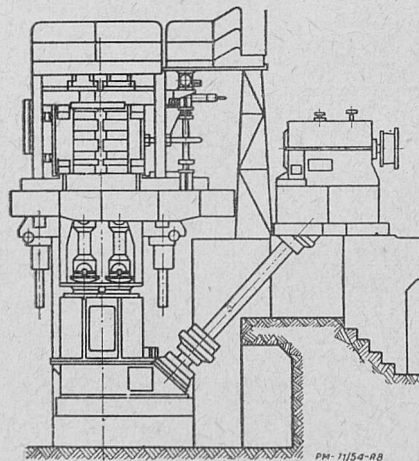
Skręcanie walcowanego metalu między przepustkami, już w przypadku wsadu o mniejszych wymiarach, narażało na znaczne trudności. Zwiększenie natomiast wymiarów kęsisk wsadowych zmusiło do poszukiwania odpowiednich rozwiązań konstrukcyjnych dla nowych warunków. W wyniku tego powstała walcownia kęsów o klatkach pionowych i poziomych, ułożonych na przemian (rys. 7). W walcowniach tych praca klatek o walcach poziomych i pionowych jest całkowicie równorzędna. Ponieważ wydajności ciągłych walcowni kęsów są bardzo duże (rzędu miliona ton rocznie), a asortyment walcowanych wyrobów niewielki, istnieje dążność do zwiększenia czasu pracy walca między przekładkami, bądź dla zwiększenia asorty-

mentu wymiarów walcowanych z danego składu walców, na każdym walcu umieszcza się po kilka wykrojów.

W przypadku ułożenia walców poziomych i pionowych na przemian zaistniała trudność rozwiązania takiego przesuwania



Rys. 7. Nowoczesny układ klatek ciągłej walcowni kęsów.



Rys. 8. Klatka walców pionowych ciągłej walcowni kęsów.

walców lub klatek, aby była możliwa współpraca każdego wykroju walców pionowych z każdym wykrojem walców poziomych. Pamiętając jednocześnie o dużych naciskach powstają-

cych przy walcowaniu o mocy potrzebnej do napędu jednej klatki rzędu $1000 \div 1500$ kW, o konieczności łatwego dostępu obsługi do klatki, o prostej wymianie uzbrojenia walców oraz o prędkiej interwencji w razie wypadków, otrzymamy problem konstrukcyjny.

Rys. 8 przedstawia klatkę walców pionowych o średnicach 762 mm i o długościach beczek 1524 mm. Walec po stronie przeciwnej napędowi podparty w łożyskach jest dociągany hydraulicznie do korpusu przesuwanego. Drugi walec jest dociągany w poziomie do końcówek śrub nastawczych. Śruby napędzane elektrycznie służą do nastawiania odstępu walców. Prędkość przesuwania walca 152 mm/min. Oba walce wraz z łożyskami i mechanizmami nastawiania są połączone w całość ramą, która z kolei zabudowana jest przesuwnie na stojaku zewnętrznym. Rama przesuwna w pianie posiada skok 914 mm. Nastawienie ramy wraz z zabudowanymi w niej walcami otrzymuje się przy pomocy mechanizmów śrubowych o napędach elektrycznych. Prędkość nastawiania 266 mm/min.

Silnik główny klatki o mocy 1300 kW (1750 KM) ustawiono na poziomie walcowni. Napęd od silnika jest przenoszony poprzez przekładnię stożkową na klatkę pionowych walców zębatach. Walce zębate wykonane w postaci tulei łożyskowych w korpusie klatki. Przez otwory walców zębatach mogą przesuwać się wały wielowypustowe, połączone sprzęgłami przegubowymi z walcami roboczymi. W ten sposób uzyskano możliwość poosiowego przesuwania walców roboczych.

Współpracujące klatki walców poziomych o średnicy 711,2 mm i długości beczek 1219,2 mm różnią się tym od typowych klatek walcowniczych, że są przesuwane poosiowo po płytach podstawowych. Do przesuwania tych klatek służą cylindry hydrauliczne. Skok przesuwu 1067 mm. W celu umożliwienia przesuwu walce są połączone łącznikami przegubowymi z wałami wielowypustowymi wsuwającymi się teleskopowo w walce zębate.

(c. d. n.)

Przyczyny falistości powierzchni przy toczeniu nożem Kolesowa

620.191.35:621.941

Mgr inż. JAN KACZMAREK

W artykule omówiono: charakter nierówności powierzchni obrobionej nożem Kolesowa, przyczyny geometryczne falistości, pochylenie krawędzi skrawającej, wpływ ugięcia trzonka noża, wpływ skrócenia suportu, błędy ustawienia i błędy sumaryczne, środki zapobiegające powstawaniu falistości.

Charakter nierówności powierzchni obrabianej nożem Kolesowa

W wyniku toczenia nożem Kolesowa stwierdza się na powierzchni obrobionej nierówności, które ze względu na znaczne odstępy wierzchołków nierówności należy zaliczać raczej do falistości. Pomijając chropowatość powierzchni spowodowaną głównie zjawiskami fizycznymi (tarcie, wykruszaniem kryształów metalu, odształceniami plastycznymi, rozsmarowywaniem cząstek metalu na powierzchni obrobionej), charakter nierówności powierzchni przy toczeniu nożem Kolesowa może być charakteryzowany w przypadkach ujętych na rys. 1.

W przypadku, gdy posuw jest mniejszy od długości ścięcia wierzchołka ostrza (od długości pomocniczej¹⁾ krawędzi skrawającej) czyli gdy $p < s$ oraz, gdy pomocnicza krawędź skrawająca o długości s jest dokładnie równoległa w czasie skrawania do kierunku posuwu (rys. 1a), falistości być nie powinno. Powstanie w tych warunkach chropowatości wynika z przyczyn głównie fizycznych, a nie geometrycznych, o ile krawędź skrawająca jest dostatecznie gładka i pozbawiona szczyrb.

Przypadek, gdy posuw jest większy od krawędzi skrawającej (rys. 1b), można pominąć jako nienormalny i praktycznie nie spotykany.

Doświadczenie wykazuje, że w warunkach, gdy $p < s$, mimo nieraz pozornie dokładnego ustawienia noża, występuje jednak falistość albo typu przedstawionego na rys. 1c, spowodowana niewątpliwie odchyleniem krawędzi skrawającej w kierunku przeciwnym do posuwu — albo typu przedstawionego na rys. 1d, spowodowana odchyleniem krawędzi skrawającej w kierunku posuwu. Wielkość tego typu falistości może być różna: od paru do kilkudziesięciu mikronów.

Na rys. 2 i 3 przedstawiono fotografie powierzchni toczonej nożem Kolesowa, wykonane przy pomocy gładkościomierza WB-4. Zdjęcia te wykazują charakter powstałych w czasie skrawania nierówności powierzchni wałka ze stali węglowej o twardości $H_B = 192$ kG/mm², toczonego głębokością skrawania $g = 2$ mm i posuwem $p = 0,5$ mm/obr. Długość pomocniczej krawędzi skrawającej wynosiła $s = 4$ mm. Odstęp siatki (linie białe) użytej do gładkościomierza WB-4 wynosił 50 mikronów. Na rys. 2 przedstawiony jest wycinek powierzchni o długości większej niż 0,5 mm. Dzięki temu tak można było ustawić wałek do fotografii, że widoczne są dwa kolejne wgłębienia, zalekające długość posuwu. Na rys. 3 uwidoczniło w powiększeniu fragment poprzedniego zdjęcia w obszarze maksymalnego wgłębienia. Na podstawie powyższych zdjęć można określić falistość powierzchni $H_f \approx 22$ mikronów. Natomiast chropowatość powierzchni jest znacznie mniejsza.

Nie trudno dojść do wniosku, że przyczyny nierówności mogą być następujące:

— pochylenie pomocniczej krawędzi skrawającej w płaszczyźnie wyznaczonej w czasie skrawania przez posuw i szybkość obwodową,

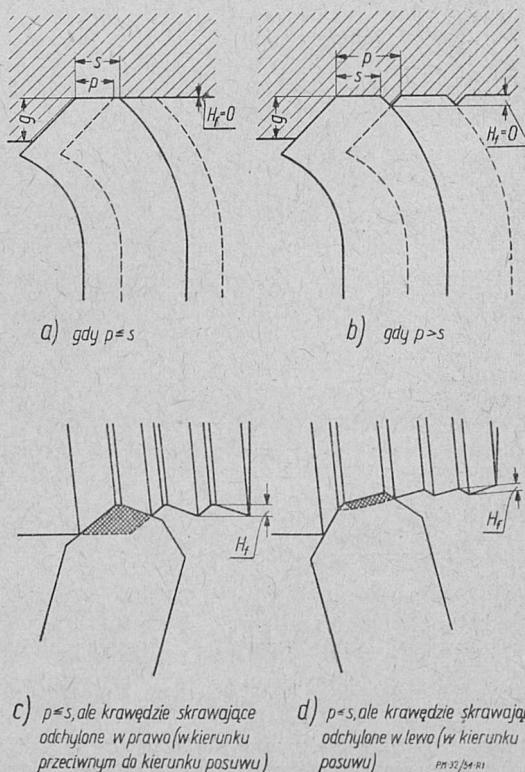
— ugięcie wysięgu trzonka w kierunku przeciwnym do posuwu i na skutek tego skrócenie pomocniczej krawędzi skrawającej,

— skrócenie suportu, a wraz z tym imaka i pomocniczej krawędzi skrawającej,

— błędy ustawienia.

Znaczenie pochylenia krawędzi skrawającej

Wśród noży tokarskich z ostrzami typu Kolesowa spotyka się takie, które posiadają pomocniczą krawędź skrawającą na-

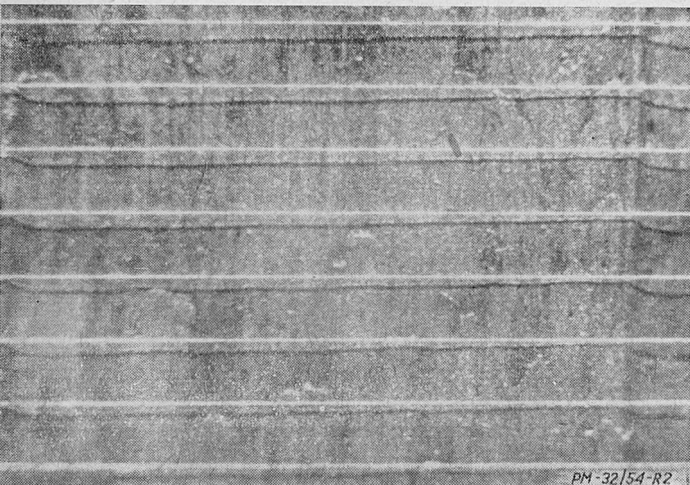


Rys. 1. Charakter nierówności powierzchni obrobionej nożem Kolesowa.

¹⁾ Nazwę „pomocnicza” krawędź skrawająca autor stosuje jedynie w braku innego przyjętego określenia. W przypadku noża typu Kolesowa krawędź ta może być bardziej obciążona niż tzw. „główna”. Niektórzy krawędź nazywaną tutaj pomocniczą — nazywają krawędzią „gładzącą”.

chyloną w płaszczyźnie wyznaczonej wektorami prędkości posuwu i prędkości obwodowej przedmiotu — pod kątem do 10° . Przykładem tutaj może być nóż boczny, projektowany przez IOOS przedstawiony na rys. 4. Na skutek pochylenia pomocniczej krawędzi skrawającej mogą powstać nierówności powierzchni typu falistości, których powstanie tłumaczy rys. 5.

W zależności od położenia najwyższego punktu krawędzi skrawającej względem osi toczenia, wielkość falistości może się



Rys. 2. Charakter nierówności powierzchni toczonej nożem typu Kolesowa. Materiał obrabiany: stal węglowa $H_B \approx 192 \text{ kg/mm}^2$, $g = 2 \text{ mm}$, $p = 2,5 \text{ mm/obr}$, $s = 4 \text{ mm}$.

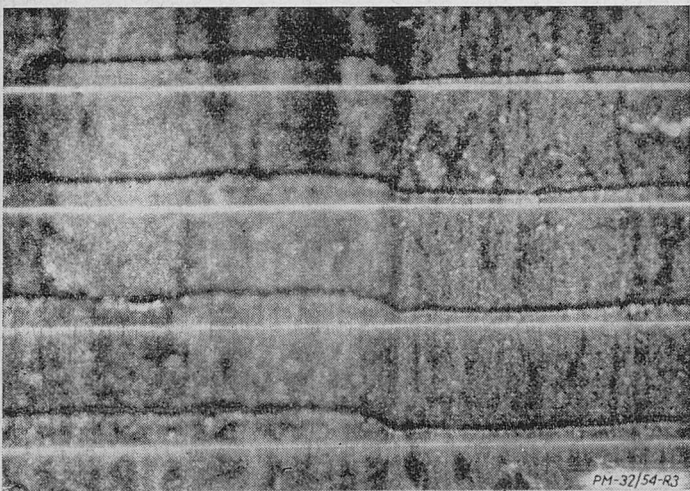
zmieniać. Jeśli przez H_f oznaczmy teoretyczną wysokość falistości, spowodowaną pochyleniem pomocniczej krawędzi skrawającej, to²⁾

$$H_f = \frac{p^2 \cdot \text{tg}^2 \gamma_x}{4 \cdot d} \text{ mm, gdy } p.A \text{ i } B \text{ są równo oddalone od osi}$$

toczenia, gdy środek O czynnej pomocniczej krawędzi skrawającej znajduje się na wysokości osi toczenia, lub:

$$H_f = \frac{p^2 \cdot \text{tg}^2 \gamma_x}{d} \text{ mm, gdy } p.A \text{ lub } B \text{ są na wysokości}$$

osi toczenia.



Rys. 3. Fotografie dokonane przy pomocy gładkościomierza WB-4 z zastosowaniem siatki rysek o odstępach 50 mikronów.

Zatem ogólnie:

$$\frac{p^2 \cdot \text{tg}^2 \gamma_x}{4 \cdot d} \leq H_f \leq \frac{p^2 \cdot \text{tg}^2 \gamma_x}{d} \quad [1]$$

We wzorach powyższych oznaczają: p (mm/obr) — posuw; γ_x^0 — poprzeczny kąt natarcia (zarazem kąt pochylenia pomocniczej krawędzi skrawającej λ_p); d (mm) — średnica obrabianego przedmiotu.

W dotychczas stosowanych nożach typu Kolesowa wartość $\gamma_x \leq 10^\circ$.

Orientację w rzędzie maksymalnych wartości falistości spowodowanej pochyleniem pomocniczej krawędzi skrawającej daje

²⁾ Wzór uproszczony.

rys. 6, na którym dla różnych średnic przedmiotów podano krzywe zależności falistości od wartości posuwu. Jak widać z wykresu — wpływ pochylenia pomocniczej krawędzi skrawającej na powstawanie falistości należy uznać za niewielki, bowiem w granicach najczęściej stosowanych posuwów i średnic ta teoretyczna wysokość falistości jest rzędu $1 \div 4$ mikronów. Jedynie przy bardzo dużych posuwach i mniejszych średnicach, np. posuw $p = 4 \text{ mm/obr}$ i średnica przedmiotu $d = 50 \text{ mm}$ wysokość falistości osiągać może $H_{f_{\max}} \approx 10$ mikronów.

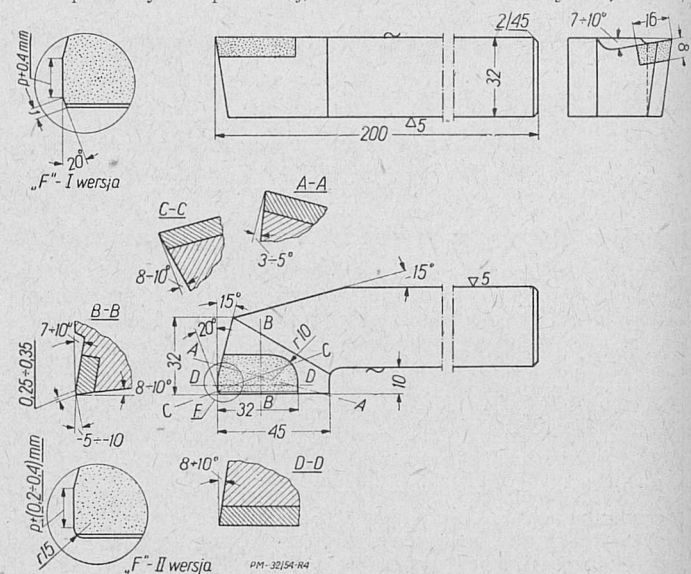
Wpływ ugięcia trzonka noża

Na wystającą część noża działa układ sił przedstawiony schematycznie na rys. 7.

Wypadkową siłę zginającą wystającą z imaka część trzonka w płaszczyźnie poziomej, która powoduje odchylenie pomocniczej krawędzi skrawającej w kierunku przeciwnym do posuwu, można obliczyć wg wzoru:

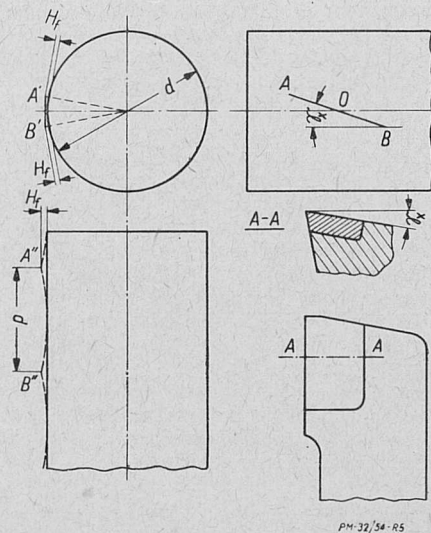
$$P_r = P_z \cdot \left[x + y \cdot \frac{W_y}{W_x} - \mu \cdot \frac{W_T}{W_x} \cdot \left(1 - y \cdot \frac{h}{2 \cdot W_z} \right) \right] \text{ kG} \quad [2]$$

gdzie: P_r — wypadkowa siła zginająca wystającą część trzonka w płaszczyźnie poziomej, zredukowana na ramię W_x , w kG;



Rys. 4. Nóż boczny prawy konstrukcji IOOS typu Kolesowa.

P_z — obwodowa siła skrawania, w kG; $X = P_x/P_z$ — stosunek posuwowej siły skrawania do obwodowej siły skrawania; $y = P_y/P_z$ — stosunek odporowej (przy toczeniu zwanej promieniową) siły skrawania do obwodowej siły skrawania; W_z — ramię działania siły obwodowej w mm; W_y — ramię działania siły odporowej w mm; W_x — ramię działania siły posuwowej w mm; W_T — zredukowane ramię działania oporu tarcia w mm; h — wysokość trzonka w mm; μ — współczynnik tarcia spodu noża o podstawę imaka.



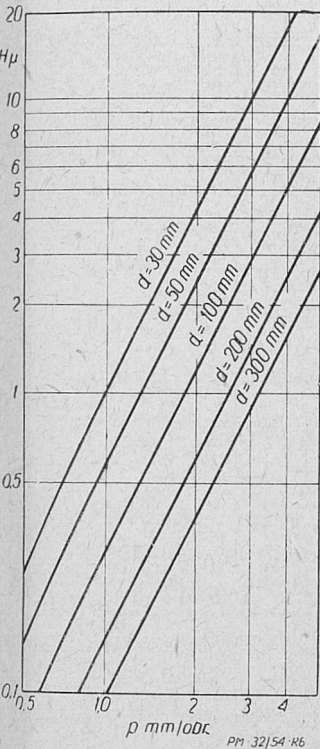
Rys. 5. Falistość powierzchni spowodowana pochyleniem pomocniczej krawędzi skrawającej.

W przypadku noży prostych można w przybliżeniu przyjmować wypadkową siłę zginającą $P_r \approx P_x$. Błąd takiego uproszczenia nie przekracza wtedy 10%. W przypadku noży wygiętych, gdy ramię działania siły odporowej się zwiększa, uproszczenie takie daje błędy większe. Przy czym działanie składowej P_y na noże boczne jest usztywniające, tzn. przeciwne działaniu siły posuwowej. Praktyka wykazuje, że istotnie noże boczne i wygięte są sztywniejsze na zginanie niż noże proste.

Kąt odchylenia φ pomocniczej krawędzi skrawającej względem kierunku posuwu można z dostatecznym przybliżeniem liczyć wg wzoru:

$$\varphi = 0,0131 \cdot \frac{P_r \cdot W_x^2}{h \cdot b^3}; \quad [3]$$

gdzie: P_r — wypadkowa siła zginająca w pł. poziomej, kG; W_x — ramię działania siły wypadkowej, cm; h — wysokość trzonka, cm; b — szerokość trzonka, cm; φ — kąt odchylenia w minutach.



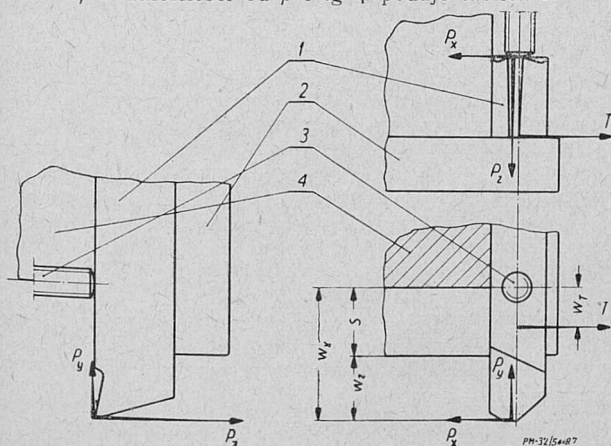
Rys. 6. Zależność falistości powierzchni od posuwu przy różnych średnicach przedmiotów.

wysokość falistości spowodowanej odgięciem sprężystym wystającej części trzonka w płaszczyźnie poziomej jest następujący:

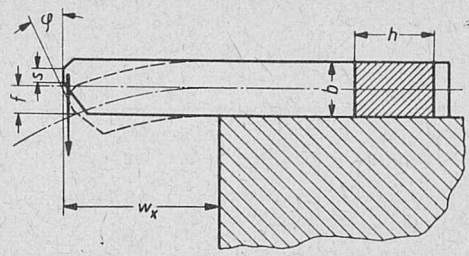
$$H_f = p \cdot \lg \varphi \cdot \left(1 - \frac{\lg \varphi}{\lg \alpha}\right) \text{ mm}, \quad [4]$$

wobec tego, że $\frac{\lg \varphi}{\lg \alpha} \leq 1$, można z dostateczną dokładnością stosować wzór: $H_f \approx 1000 \cdot p \cdot \lg \varphi$ mikronów [5]

Wartość H_f w zależności od p i $\lg \varphi$ podaje tablica I.



Rys. 7. Rozkład sił zginających wystającą część trzonka. 1 — Nóż, 2 — Podstawa imaka, 3 — Śruby dociskające, 4 — Korpus imaka.



Rys. 8. Wpływ ugięcia trzonka na odchylenie pomocniczej krawędzi skrawającej względem kierunku posuwu.

Z tablicy I widać, że wpływ ugięcia trzonka na powstawanie falistości jest bardzo mały, a więc również tego samego rzędu co i wpływ pochylenia pomocniczej krawędzi skrawającej.

TABLICA I. Wartości H_f (w mikronach) w zależności od posuwu i odchylenia pomocniczej krawędzi skrawającej

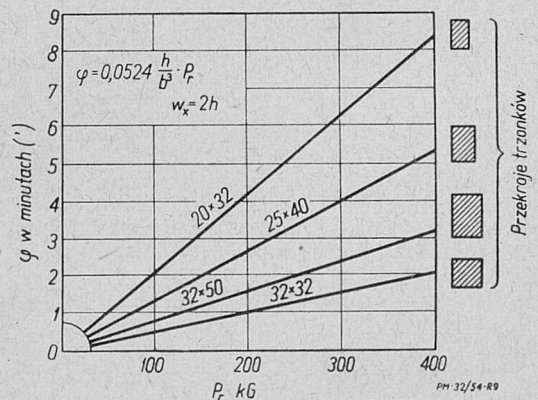
φ' p obr/mm	1'	2'	3'	4'	5'	6'	7'	8'
1	0,3	0,6	0,9	1,1	1,4	1,7	2	2,2
2	0,6	1,1	1,7	2,2	2,8	3,4	3,9	4,4
3	0,8	1,7	2,6	3,4	4,3	5,1	5,9	6,6
4	1,1	2,3	3,4	4,5	5,7	6,8	7,8	8,8

Ugięcie trzonka wyrażone wzorem [3] dotyczy tylko odkształceń sprężystych. W przypadku zbyt słabego docięnięcia trzonka śrubami dociskowymi, a zwłaszcza pierwszą śrubą od ostrza, ugięcia poziome trzonka mogą być większe. Jak wykazują jednak pomiary dokonane na tokarkach TR45 i TR90³⁾, przy normalnych kluczach do dokręcania śrub — przeciętnie tokarce dokręcają śruby z dociskiem około 4 ton na każdą śrubę na tokarce TR45 i 7 ÷ 9 ton na tokarce TR90. Przy tego rodzaju docisku przesunięcia trzonka można wykluczyć. Na skutek tego w warunkach skrawania bez drgań trzeba przyjąć, że ugięcia sprężyste wystającej części trzonka, traktowanej jak belki wspornikowej, nie są zasadniczą przyczyną odchylenia pomocniczej krawędzi skrawającej od kierunku posuwu.

Wpływ skręcenia imaka i suportu

Siły działające na ostrze działają też na odpowiednich ramionach na cały układ: imak — suport górny — suport dolny — prowadnice wywołujące oprócz zginania również skręcanie suportu, a wraz z tym również odchylenie pomocniczej krawędzi skrawającej.

Celem ustalenia zależności między falistością powstającą z tych przyczyn a wartością obciążających składowych P_x i P_y — prowadzone były przez autora w IOOS odpowiednie pomiary⁴⁾. Na rys. 10 naniesione zostały wyniki pomiarów



Rys. 9. Odchylenie pomocniczej krawędzi skrawającej w zależności od przekroju trzonka i wypadkowej siły (przy wysięgu $W_x = 2h$).

skręcenia imaka czteronożowego tokarki TR45, utrzymanej w bardzo dobrym stanie, w zależności od składowych P_x i P_y . Wyniki pomiarów wykazały, że wpływ składowej P_y , skręcającej suport w kierunku przeciwnym niż P_x — jest średnio dwa

³⁾ Pomiary dokonane w ramach wykonywanej przez autora w IOOS pracy na temat naprężeń uderowych w narzędziach skrawających.

⁴⁾ Sztywność tokarek i sposoby jej pomiaru — IOOS, praca STb-03, 1953

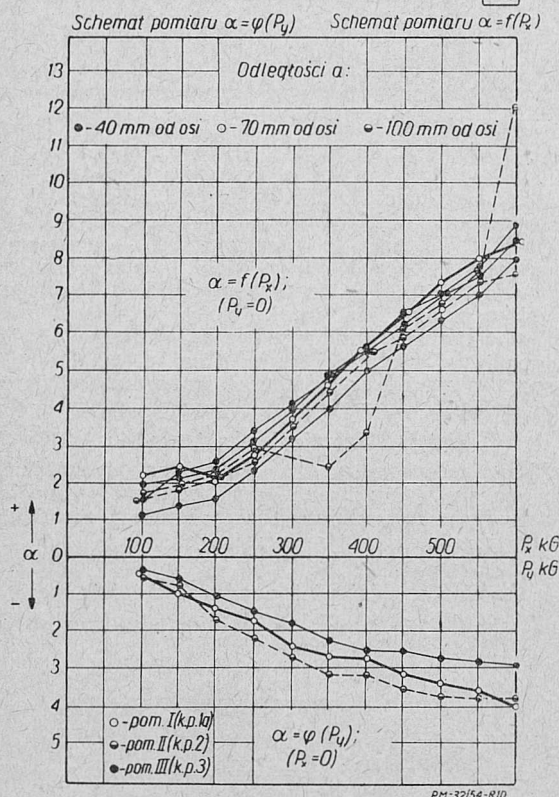
razy mniejszy. Oznacza to, że ramie działania tej składowej względem pewnego⁵⁾ środka skręcania całego układu suportów tokarki TR45 jest średnio dwa razy mniejsze niż ramie działania siły P_x .

Przy toczeniu stali węglowej i żeliwa nożami typu *Kolesowa* stosunek składowych P_x i P_y w zależności od właściwości materiału skrawanego i geometrii ostrza waha się w granicach: $P_x/P_y = 0,2 \div 1,0$. Najczęstszy zaś zakres stosunku $P_x/P_y = 0,3 \div 0,7$. Wykonane pomiary skręcenia imaka przy różnych stosunkach P/P_y wykazały (rys. 11), że:

— w najczęstszym zakresie wartości P_x/P_y zachodzi możliwość skręcenia imaka od -3 do $+3$ minut,

— maksymalne skręcenia przy $P_x/P_y \approx 1$ dochodzi do 8 minut,

— przy wartościach $P_x/P_y \approx 0,5$ skręcenia są bliskie zera, co potwierdza poprzednio uzyskane wyniki pomiaru wpływu poszczególnych składowych na skręcenie imaka.



Rys. 10. Skręcenie imaka w zależności od wielkości składowych P_x i P_y

Wyniki pomiarów i wnioski z nich wysnute wskazują, że w najczęstszych warunkach skrawania nie należy spodziewać się większych skręceń imaka jak $2 \div 4'$. Z tablicy I można odczytać, że w zależności od posuwu daje to falistość rzędu $1 \div 5$ mikronów.

Wpływ sztywności skrętnej suportu na falistość zmienia się jednak znacznie z pogarszaniem stanu obrabiarci. Pomiary przeprowadzone na bardzo zużytej tokarce TR45 wykazały w wykresie sztywności skrętnej suportu uskoki zwiększające sumaryczne skręcenia suportu blisko 10 razy w stosunku do tokarki w dobrym stanie (spełniającej wszystkie warunki geometrycznej dokładności).

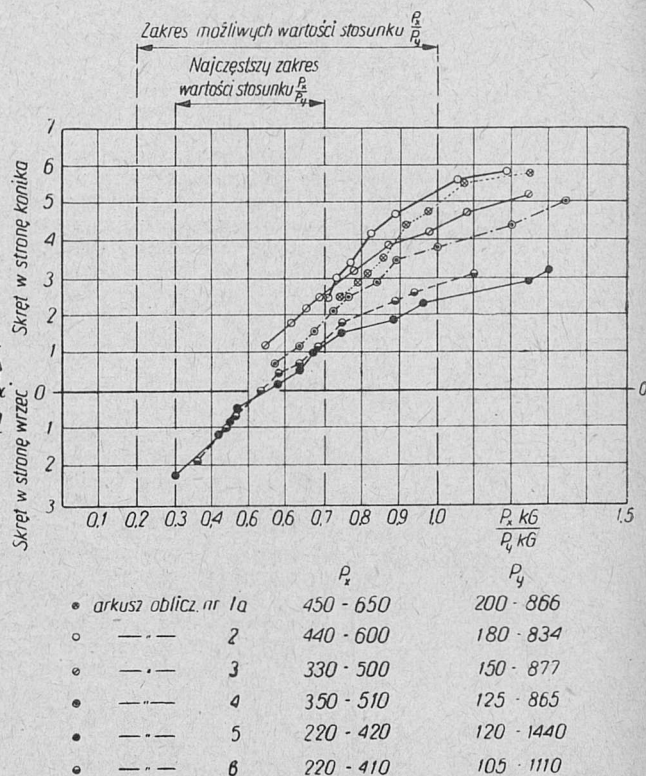
Błędy ustawienia i błędy sumaryczne

Z dotychczas przedstawionych wywodów wynika, że ani pochylenia krawędzi skrawającej, ani też skręcenia imaka, nie mogą być uważane za zasadniczą przyczynę falistości. Bez porównania bardziej na powstanie falistości oddziałają może niedokładność ustawienia noża przed skrawaniem.

Obserwacja i pomiary dokładności ustawienia noży w szeregu zakładów produkcyjnych wykazały, że maksymalne błędy w ustawieniu dochodzą do $30' \div 50'$.

Przyczyny błędów ustawienia są następujące:

- niedokładność w prostokątowości pomocniczej krawędzi skrawającej do bocznej płaszczyzny trzonka (w zależności od długości tej krawędzi błędy zaszlifowania wynoszą $15 \div 45'$),
- ustawianie „na oko” bez bazowania na bocznej ścianie imaka boczną ścianą trzonka,
- nieobrobiona i zanieczyszczona ściana boczna trzonka
- nierówna podkładka lub zanieczyszczenia na podstawie imaka.



Rys. 11. Zależność skręcenia suportu od stosunku siły posuwowej P_x do siły odporowej P_y

Uwzględniając wpływy pochylenia pomocniczej krawędzi skrawającej, ugięcia trzonka, skręcenie imaka i błędy zamocowania, falistość może zmieniać się w bardzo szerokich granicach w zależności od tego, czy poszczególne wpływy są jedno-, czy przeciwnokierunkowe.

Jeśli na skutek błędów ustawienia pomocnicza krawędź skrawająca zostaje skręcona w kierunku przeciwnym niż w wyniku odgięcia trzonka i skręcenia suportu, wynikowe skręcenie krawędzi jest różnicą skręceń przeciwnokierunkowych. Jeśli zarówno błędy ustawienia jak i ugięcia trzonka oraz skręcenie suportu wywołują skręcenie krawędzi skrawającej w tym samym kierunku, wynikowe skręcenie jest sumą skręceń jednokierunkowych.

Praktyka wykazuje, że w najczęstszych przypadkach, przy dość starannej obsłudze, falistość dochodzi do 20 mikronów. Na rys. 12 przedstawiono wyniki badań *Sawczenki*⁶⁾ w zakresie gładkości powierzchni osiągniętej przy toczeniu nożem zaokrąglonym i nożem o ostrzu typu *Kolesowa*.

Ale równocześnie doświadczenie niektórych zakładów, jak np. IPomonskich Zakładów Wytwórczych Aparatury Niskiego Napęcia w Toruniu wskazują, że w warunkach starannego i świadomego doboru warunków obróbki można osiągnąć falistość rzędu $3 \div 4$ mikronów przy chropowatości $1 \div 2$ mikronów⁷⁾ (przy posuwie $p = 2,5$ mm/obr.).

Osiągnięcia PZWANN zostały dokonane przy toczeniu wałka ze stali T45 o średnicy $d = 40$ mm i długości $l = 500$ mm na tokarce Niles. Wałek był mocowany w uchwycie i podparty kłem

6) *Sawczenko, S. M.* — Obrabotka detali na metalochłodziłkach stankach instrumentami z geometrii W. A. *Kolesowa*, Oborongiz, 1953.

7) Wg listu inż. *Siawomira Targowskiego* z PZWANN w Toruniu. Pomiary falistości i chropowatości przeprowadzono w Instytucie Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem.

5) Niestalego, chwilowego.

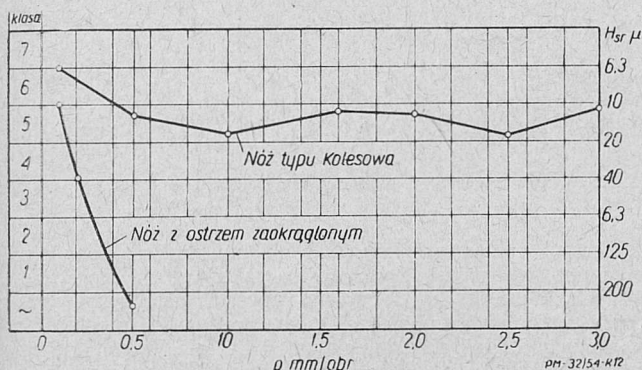
obrotowym. Użyto noża wygiętego z ostrzem wg geometrii zalecanej przez Kolesowa, z tym jednak, że na krawędzi pomocniczej był również ścin o kącie natarcia około 20° . Powierzchnie natarcia i przyłożenia były docierane na tarczy diamentowej, a ściny — oselką karborundową. Gładkość krawędzi skrawającej była sprawdzana na mikroskopie. Osiągnięta gładkość powierzchni została spowodowana wyłącznie niemal zjawiskami fizycznymi, a wszelkie geometryczne wpływy zostały zlikwidowane praktycznie do zera.

Do fizycznych zjawisk zalicza się tutaj tarcie oraz szczególny zgniót sprężysto-plastyczny części warstwy skrawanej na odcinku krawędzi przejściowej ($\alpha = 20^\circ$). Wobec malejącej na tym odcinku głębokości skrawania do zera, pomocnicza krawędź skrawająca przy pewnej minimalnej grubości warstwy skrawanej już nie skrawa, a wciska ją w głąb, odkształcając częściowo plastycznie, a częściowo sprężysto.

Miejsca te tworzą charakterystyczne, wypukłe pasemko (linię) śrubowe, wyróżniające się silniejszym połyskiem i zwiększoną mikrotwardością.

Środki zapobiegające powstawaniu falistości

Wpływ pochylenia pomocniczej krawędzi skrawającej można łatwo wyregulować, dobierając odpowiednio dożądanego kąta natarcia γ — kąt przystawienia α i kąt pochylenia głównej kra-



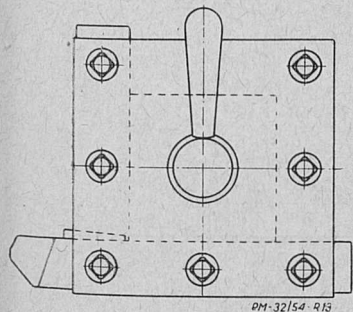
Rys. 12. Zależność gładkości powierzchni od posuwu nożem o ostrzu zaokrąglonym i nożem typu Kolesowa (wg Sawczyński).

wędzi skrawającej λ . Odpowiednie wartości kątów winny spełniać warunek:

$$\operatorname{tg} \gamma \cdot \sin \alpha + \operatorname{tg} \lambda \cdot \cos \alpha = 0 \quad [6]$$

Przy kącie $\alpha = 45^\circ$ warunek ten sprowadza się do równości: $\gamma = -\lambda$. Jedynie w przypadku $\alpha = 90^\circ$ (patrz rys. 4), chcąc uzyskać $\gamma = 0$, nie możemy tego skompensować wartością kąta λ .

Stosowanie trzonek kwadratowych jest szczególnie uzasadnione w przypadkach zwiększonych wyśięgów. W normalnych warunkach skrawania ugięcia trzonek kwadratowych są również mniejsze, ale wobec w ogóle niewielkiego wpływu ugięć trzonka na falistość stosowanie trzonek kwadratowych czy prostokątnych nie odbija się wyraźnie na zmniejszeniu falistości.



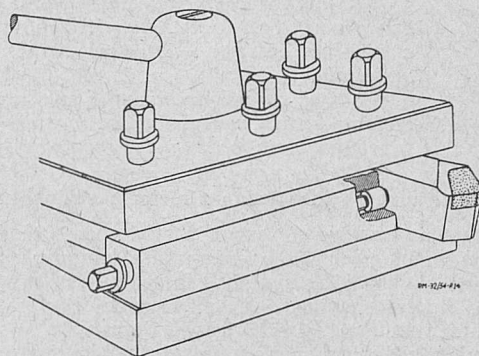
Rys. 13. Ustawienie noża typu Kolesowa przy pomocy klina.

Stosunkowo najlepsze wyniki w uzyskiwaniu jak najmniej falistości osiągnąć można przez odpowiednie staranne ustawienie i zamocowanie noża, którym można skompensować błędy spowodowane łącznie przez niesztynność trzonka i imaka.

Stosowanie w tym celu dokładnie obrobionych dwóch ścian trzonka, spodu i boku, nie daje możliwości całkowitej likwidacji falistości spowodowanej przyczynami geometrycznymi. Przede wszystkim dlatego, że większe zmiany w oporach skrawania

spowodowane czy to zmianą warunków skrawania, czy zmianą materiału — wymagają korekcy ustawienia narzędzia.

Lepszym sposobem jest zastosowanie samohamownego klina⁸⁾ (rys. 13) wbijanego między trzonek i klocek zamocowany

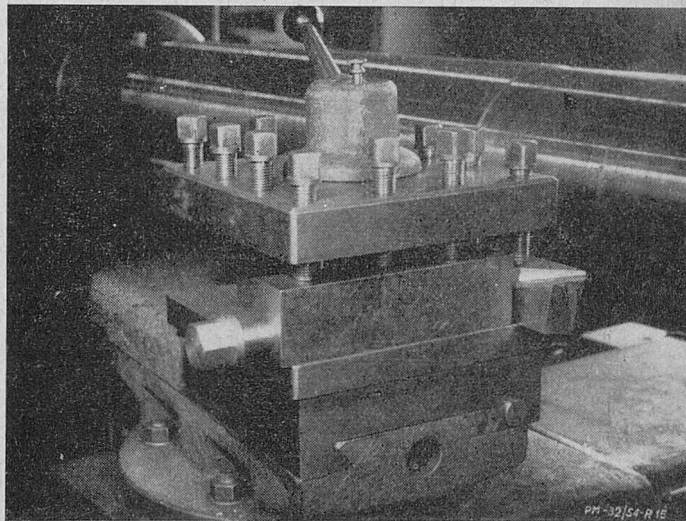


Rys. 14. Ustawienie noża typu Kolesowa przy pomocy napinacza śrubowego.

prostpadle do trzonka. Sposób ten daje możliwość prawie ciągłej regulacji odgięcia trzonka bez konieczności odkręcania noża. Jako wadę tego sposobu trzeba podkreślić trudności z wycofywaniem klina, jeśli zachodzi tego potrzeba.

W połowie 1953 r. użyto w IOOS do ustawiania położenia pomocniczej krawędzi skrawającej zaproponowany przez autora napinacz, którego konstrukcję i działanie pokazuje rys. 14 i rys. 15. Dzięki napinaniu przy pomocy śruby, dokładność ustawienia bardzo wzrasta i daje możliwość obustronnej ciągłej regulacji ustawienia bez potrzeby odkręcania śrub mocujących trzonek. W przypadkach potrzeby większych korekcy wystarcza zwolnienie pierwszej śruby od strony ostrza. Ważne jest również i to, że stosując napinacz można skrócić czas dokładnego ustawienia noża.

Doświadczenia przodujących tokarzy — kolesowców wykazują, że stosując odpowiednie środki zaradcze, a w szczególności starannie i odpowiednio ustawiając ostrze noża, można



Rys. 15. Widok imaka z zamocowanym nożem Kolesowa i napinaczem IOOS.

bez trudności osiągać dokładność powierzchniową obróbki toczeniem rzędu 6, a nawet 7 klasy, tj. uzyskując nierówności powierzchni około 6 mikronów. Biorąc pod uwagę, że osiągnięcia te idą w parze ze skróceniem czasu maszynowego obróbki, ważną jest sprawa doprowadzenia do wszystkich tokarzy wprowadzających metodę Kolesowa sposobów poprawienia dokładności powierzchniowej, a w szczególności falistości powierzchni.

Tylko bowiem przy zapewnieniu właściwej gładkości powierzchni można w pełni wykorzystać dwie zasadnicze cechy metody skrawania dużymi posuwami narzędziami typu Kolesowa: skrócenie czasu maszynowego obróbki i zredukowanie ilości przejść z zachowaniem wymagań dokładnościowych.

⁸⁾ E. Kuczyński, prof. dr inż. — Noże suportowe Kolesowa i ich ekonomika, Referat opracowany dla SIMP, Warszawa, 1953 r.

Defektoskopia ultradźwiękowa

620.179.16:621

Mgr inż. JOZEFA TABIN

Wśród różnych metod wykrywania wad materiałowych szczególne miejsce zajmuje metoda defektoskopii ultradźwiękowej. Jest to metoda niezwykle wielostronna, szybka oraz tania, której szerokie zastosowanie pozwoli konstruktorom maszyn i urządzeń zwiększyć pewność i bezpieczeństwo konstrukcji przy równoczesnej oszczędności materiału.

Poniżej omówiono niektóre własności ultradźwięku, sposoby wytwarzania i odbioru fal ultradźwiękowych oraz metody badań materiałów za pomocą ultradźwięków jak: metody odbić fal zgęszczania i fal ścinania, metodę przepuszczania oraz metodę rezonansową.

1. Ultradźwięk jako jedna z metod defektoskopii

Defektoskopia nazywa się szereg metod służących do wykrywania wad w materiałach bez niszczenia badanych przedmiotów. Zalicza się do nich metody rentgenowskie, magnetyczne, proszkowe, fluorescencyjne, ultradźwiękowe i szereg innych, opartych przeważnie na zjawiskach elektrycznych. W odróżnieniu od badań metalograficznych i wytrzymałościowych, pobierających z badanej partii większe lub mniejsze próbki, które ulegają zniszczeniu, za pomocą defektoskopii bada się przeważnie całość partii, a w niektórych, dość licznych przypadkach — całość materiałów badanych przedmiotów. Badania metalograficzne i wytrzymałościowe często nazywane są przez praktyków próbą „losową”, ponieważ badanie próbki nie daje gwarancji co do jakości pozostałego nieprzebadanego materiału. Natomiast odpowiednie zastosowanie defektoskopii daje prawie stu procentową pewność, że przebadany materiał nie zawiera istotnych wad.

Ta cenna własność defektoskopii jest wykorzystywana przede wszystkim do zapobiegania awariom. W miarę rozpowszechniania się defektoskopii obieto badaniami szereg półwyrobów, aby ujawniać wady możliwie wcześniej po ich powstaniu i tym samym zaoszczędzić na kosztach obróbki. Równocześnie wczesna kontrola pozwala na wczesne usuwanie wielu przyczyn powstawania braków, co jest szczególnie ważne przy opracowywaniu i uruchamianiu nowych metod technologicznych.

Stosowane obecnie zasady obliczania konstrukcji i narzędzi, a zwłaszcza system tzw. współczynników bezpieczeństwa, ustalano przeważnie bez uwzględniania zdobyczy defektoskopii. Obecnie zaczyna ona podważać te ustalone zasady i to w kierunku zmniejszania wagi konstrukcji, ponieważ materiały przebadane defektoskopowo dają zwiększoną pewność i bezpieczeństwo. Początek dał oczywiście przemysł najbardziej pod tym względem wymagający, a więc lotnictwo (1. 1).

Ultradźwięk zajmuje szczególne miejsce wśród innych metod defektoskopii. Posiada on kolosalną przenikliwość w metalach, wykrywając w nich drobne wady z odległości nieraz i kilku metrów. Poza tym ultradźwięk okazuje się niezwykle wielostronnym i przeważnie szybkim oraz tanim środkiem badania. Ultradźwięk zdobył szereg dziedzin niedostępnych dla innych metod defektoskopii, ale też wypiera te ostatnie z niektórych dziedzin już przez nie opanowanych. Szczególnie silnie konkuruje ultradźwięk z promieniami Roentgena, podczas gdy badania magnetyczne różnych typów raczej go uzupełniają.

2. Fizyczne własności ultradźwięku

Ultradźwiękiem nazywa się drgania mechaniczne ośrodków stałych i płynnych o częstotliwości wyższej niż częstotliwości słyszalne, a więc powyżej 15000 względnie 18000 drgnięć na sekundę. Jako ruch falowy wykazuje ultradźwięk szereg własności identycznych ze światłem, a więc rozchodzi się prostoliniowo, załamuje się, odbija, wreszcie tworzy cienie. Ponieważ długości fal ultradźwiękowych używanych w technice są wielokrotnie dłuższe od długości fal świetlnych, więc znacznie częściej obserwujemy zjawiska ugięcia.

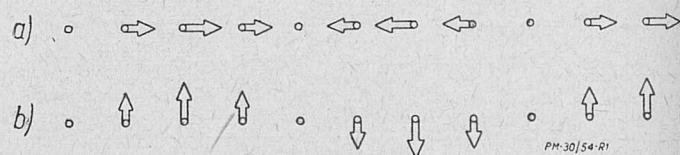
Z drugiej strony ultradźwięk, będąc co do swej istoty drganiem mechanicznym, nie rozchodzi się wcale w próżni, natomiast z największą łatwością w metalach.

W ośrodku drgającym z częstotliwością dźwiękową lub ultradźwiękową cząsteczki materialne mogą wykonywać ruchy drgające w różnych kierunkach względem kierunku rozchodzenia się fal.

Na przykład, przykładając do części powierzchni jakiegoś przedmiotu siły normalne okresowo zmienne, wywołuje się fale rozchodzące się od miejsca przyłożenia sił. Ruchy cząsteczek materialnych będą się odbywały na przemian w kierunku roz-

chodzenia się fal i w kierunku wręcz przeciwnym, wywołując przez to na przemian miejscowe zgęszczenia i rozrzedzenia ośrodka (rys. 1). Fale takie nazywają się *falami podłużnymi* lub *falamizgęszczania*.

Z drugiej strony, przykładając do jakiegoś miejsca powierzchni przedmiotu siły styczne okresowo zmienne, wywołuje się również fale rozchodzące się od miejsca przyłożenia sił w głąb ośrodka. Ruchy cząsteczek materialnych będą przy tym prostopadłe do kierunku rozchodzenia się fal dźwiękowych względnie ultradźwiękowych. Takie fale nazywa się *falamipoprzecznymi* lub *falamisćcinania*.

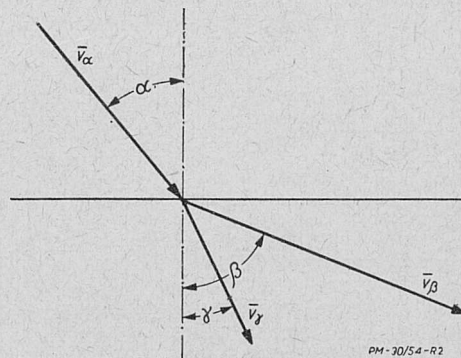


Rys. 1. Wykres przesunięć punktów materialnych przy falach zgęszczania (a) i ścinania (b).

Wreszcie przez przyłożenie w jedno miejsce powierzchni przedmiotu równocześnie okresowo zmiennych sił zarówno normalnych jak i stycznych można uzyskać całą gamę różnych innych rodzajów fal. Fale takie, rozchodząc się w głąb ośrodka, ulegają jednak rozdzielaniu na dwie fale, jedną falę zgęszczania a drugą — ścinania, przy czym fale zgęszczania jako szybsze wyprzedzają fale ścinania. Fale ścinania występują jedynie w ciałach stałych, ponieważ ciała płynne nie mogą przenosić naprężeń stycznych.

Szybkości rozchodzenia się fal zgęszczania i ścinania są stałymi materiałowymi. W gazach zależą one od temperatury, ciśnienia i innych parametrów, natomiast w ciałach stałych podlegają nieznacznym tylko wahaniom, na przykład w stali tylko do 1%.

Ultradźwięk, padając skośnie na granicę dwóch ośrodków, ulega załamaniu i odbiciu w sposób bardziej skomplikowany niż fale świetlne. W ogólnym przypadku fala padająca rozszczepia się aż na cztery fale o różnych szybkościach. Dwie z nich to fale odbite: fala zgęszczania i fala ścinania, a dwie dalsze — to fale załamane, przechodzące do drugiego ośrodka, również jedna w postaci fali zgęszczania, a druga w postaci fali ścinania. Fale te posiadają cztery różne prędkości, ponieważ fale nawet w tej samej postaci w innym ośrodku posiadają inną szybkość rozchodzenia się.



Rys. 2. Wektory szybkości fal ultradźwiękowych na granicy dwóch ośrodków.

Kąty zawarte między kierunkami rozchodzenia się poszczególnych fal a prostopadłą do granicy obu ośrodków podlegają następującej zależności (rys. 2):

$$\frac{\sin \alpha}{v \alpha} = \frac{\sin \beta}{v \beta} = \frac{\sin \gamma}{v \gamma} = \frac{\sin \delta}{v \delta};$$

[1]

gdzie $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ oznaczają kąty zawarte przez poszczególne fale z prostopadłą do granicy ośrodków, zaś $v_\alpha, v_\beta, v_\gamma, v_\delta$ odpowiednio szybkości poszczególnych fal.

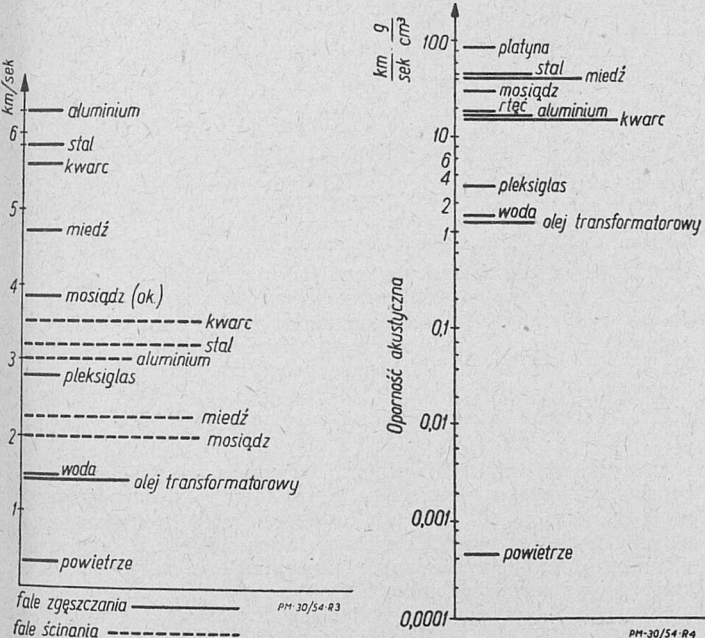
Jedną z charakterystycznych własności ultradźwięku jest występowanie bardzo silnych odbić na granicy różnych ośrodków. Nie przechodzi on praktycznie wcale przez granicę ośrodka gazowego z ciekłym względnie stałym. Na granicy cieczy stałe następuje również silne odbicie, jednak przechodząca część energii ultradźwiękowej da się już technicznie wykozystać.

Wielkość odbicia zależy od tzw. oporności akustycznej ośrodków, to jest iloczynu gęstości ośrodka przez szybkość rozchodzenia się w nim fal ultradźwiękowych (rys. 3 i 4). Sto-

$$k = \frac{1}{1 + 0,25 \left(\frac{R_1}{R_2} - \frac{R_2}{R_1} \right)^2 \cdot \sin^2 \frac{2 \pi d}{\lambda_2}};$$

[3]

gdzie λ_2 oznacza długość fali ultradźwiękowej w szczelinie (rys. 6).



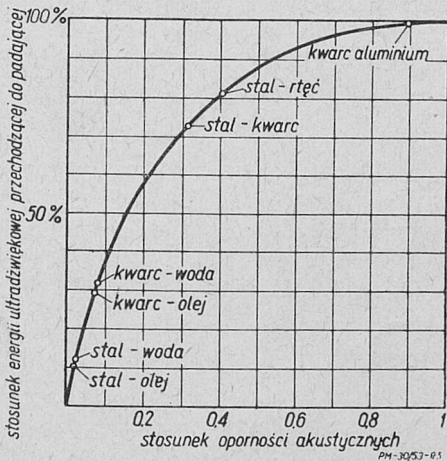
Rys. 3. Wykres szybkości fal zgęszczania i ścinania w różnych ośrodkach.

Rys. 4. Wykres oporności akustycznych różnych ośrodków.

sunek energii odbitej na granicy dwóch ośrodków o oporności R_1 i R_2 do energii ultradźwiękowej padającej wynosi (rys. 5):

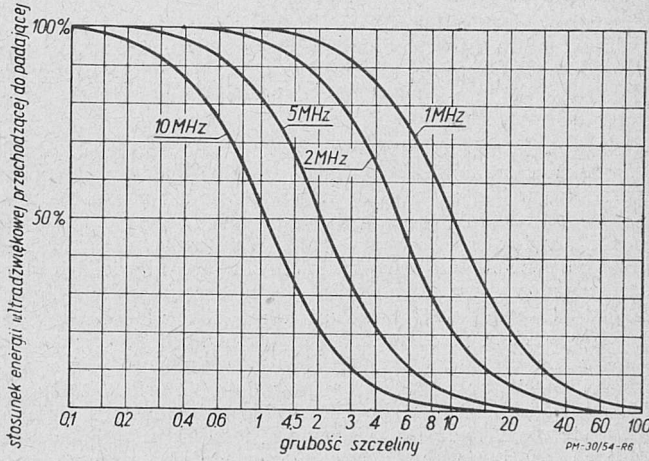
$$s = \left(\frac{R_1 - R_2}{R_1 + R_2} \right)^2$$

[2]



Rys. 5. Wykres stosunku energii ultradźwiękowej przechodzącej przez granicę różnych ośrodków do energii padającej.

Przez szczelinę o grubości d , wypełnioną materiałem o oporności R_2 w ośrodku o oporności R_1 przechodzi część energii ultradźwiękowej dana wzorem przybliżonym, ważnym dla grubości szczeliny mniejszych od ćwierci fali ultradźwiękowej:



Rys. 6. Wykres stosunku energii ultradźwiękowej przechodzącej przez szczelinę powietrzną w stali do energii padającej.

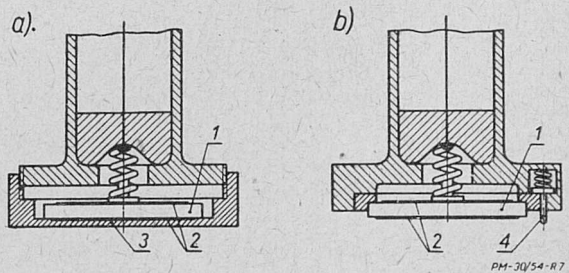
Ten ostatni wykres tłumaczy ogromną łatwość odbijania się, czyli czułość ultradźwięku. Ślusność rys. 6 trudno jest sprawdzić doświadczalnie, jednakże praktyczne wyniki badań zdają się go potwierdzać.

3. Wytwarzanie i odbiór fal ultradźwiękowych

Współczesna technika defektoskopii ultradźwiękowej jest oparta na wykorzystaniu aparatury elektronowej oraz przetworników elektroakustycznych przetwarzających energię akustyczną na elektryczną i odwrotnie. Jako przetworników używa się z reguły płytek wyciętych z kryształów kwarcu, posiadających własności piezoelektryczne. W ostatnich czasach pojawiły się przetworniki z ceramicznego tytanianu baru. Do rzadkości należy używanie innych przetworników.

Całość aparatury do defektoskopii ultradźwiękowej składa się z aparatu elektronowego, najczęściej przypominającego oscylograf, oraz z jednej lub kilku sond, połączonych z aparatem ultradźwiękowym przy pomocy giętkiego kabla względnie giętkich kabli.

Ze względu na budowę rozróżniamy dwa rodzaje sond: sondy z krytym i z gołym „kryształkiem” (rys. 7). Pierwsze są



Rys. 7. Sondy ultradźwiękowe z krytym (a) i gołym (b) kryształkiem. Widoczne płytki kwarcowe 1, naniesiona na nich warstwa metaliczna 2, czapeczki sondy 3 i kontakt 4.

wykonane w postaci zamkniętego pudełka, we wnętrzu którego znajduje się płytka kwarcowa, doskonale chroniona przed uszkodzeniem i zużyciem. W płytkach z gołym „kryształkiem” płytka kwarcowa stanowi wprost jedną ze ścianek sondy. Sonda taka jest czulsza, lecz płytka kwarcowa ulega w niej zużyciu na skutek tarcia o badane przedmioty. Inne własności obu typów sond zostaną omówione dalej.

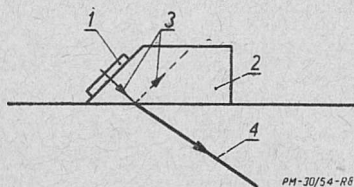
W sondzie nazywanej nadawczą pobudza się płytkę kwarcową do drgań przez przyłożenie napięcia elektrycznego o odpowiedniej częstotliwości do elektrod przylegających do obu ścianek płytki kwarcowej. Jako elektroda służy najczęściej warstwa metalu naniesiona na ścianki płytki drogą metalizacji, a w sondach z gołym kryształkiem również badany przedmiot.

Jako połączenie elektrod z aparatem służy nie tylko żyła kabla, ale również jego płaszcz.

Identycznie zbudowana sonda odbiorcza przetwarza drgania ultradźwiękowe na elektryczne, o napięciu przeciętnie milion razy mniejszym od napięcia pobudzających płytkę kwarcową do drgań ultradźwiękowych. Napięcia z płytki odbiorczej zostają wzmacnione do potrzebnej wielkości.

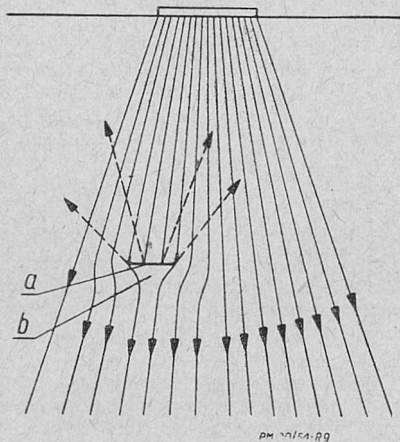
Przeprowadzenie drgań ultradźwiękowych z kwarcu do czapeczki sondy następuje poprzez warstwę tłuszczu (np. oleju), którym smaruje się wewnętrzną ściankę czapeczki. Wyschnięcie tej warstwy powoduje całkowity zanik przenikania ultradźwięku.

Przeprowadzenie ultradźwięku z sondy do badanego przedmiotu uskutecznia się natomiast w defektoskopii dwiema metodami: kontaktową lub zanurzeniową. W pierwszej, ściankę badanego przedmiotu smaruje się jakąś cieczą i przytyka do ścianki sondy. Warstewka cieczy jest tu cienka, co pozwala na osiągnięcie stosunkowo niewielkich strat ultradźwięku na przejściu. Jako ciecz sprzegającą najdogodniej jest stosować olej, ponieważ woda zbyt łatwo spływa. Przy powierzchniach szorstkich lub nierównych konieczne jest zastosowanie cieczy gęstszych, które wypełnią wszystkie nierówności: pęcherzyki powietrza powodują bowiem całkowite odbicie ultradźwięku. Dla powierzchni chropowatych stosuje się bądź gęste oleje, bądź też glicerynę z dodatkiem środków ułatwiających zwilżanie, bądź wreszcie specjalnie przyrządzone papki, jak z bieli cynkowej i oleju albo klej z mączki.



Rys. 8. Wytwarzanie fal ścinania. Widoczna płytka kwarcowa 1, klin 2, fale zgęszczania 3 i ścinania 4.

W metodzie zanurzeniowej sondy oraz badany przedmiot umieszcza się w kąpeli w dokładnie ustalonym wzajemnym położeniu. Drobne nawet skrzywienie sond powoduje skośne padanie ultradźwięku na powierzchnię badanego przedmiotu, który przy tym silnie załamuje się i kieruje w niepożądanym kierunku. Z tego względu w metodzie zanurzeniowej z zasady stosuje się uchwyty i przesuw mechaniczny sond bądź też badanego przedmiotu.

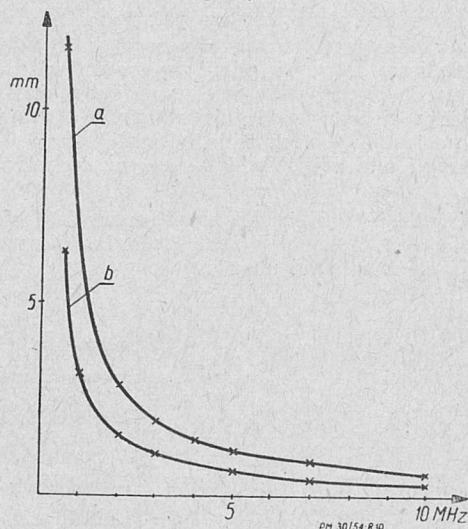


Rys. 9. Wiązka drgań ultradźwiękowych. Widoczna wada (a) i cień ultradźwiękowy (b).

Straty przy przejściu przez granicę ośrodków są znacznie większe niż przy metodzie kontaktowej, natomiast — co jest ważne, straty te ulegają niewielkim wahaniom w czasie badania.

Badanie powierzchni walcowych (wkłęsłych i wypukłych) przeprowadza się bądź sondami płaskimi, bądź też specjalnymi sondami wkłęsłymi względnie wypukłymi o krzywiznie zbliżonej do krzywizny badanej powierzchni. Stosowanie sond zaokrąglonych daje tylko wtedy dobre rezultaty, jeśli są one starannie ustawione; drobne nawet skrzywienie sond pociąga za sobą zły styk z powierzchnią badanego przedmiotu. Na ogół,

przy sondach zaokrąglonych uzyskanie dobrego styku bez stosowania specjalnych uchwytów prowadzących jest trudne. Do krzywizn o średnicach większych od 300 mm używa się wyłącznie sond płaskich, przy średnicach poniżej 80 mm — prawie wyłącznie sond zaokrąglonych.



Fale ścinania powstają w płytce kwarcowej łącznie z falami zgęszczenia, jednak w praktyce nie można ich przeprowadzić przez powierzchnię badanego przedmiotu. Z tego względu do wytwarzania fal ścinania wykorzystuje się zjawisko powstawania tych fal przy skośnym załamaniu się fal zgęszczania. W tym celu płytki kwarcowe umieszcza się na klinie z materiału, w którym szybkość fal ultradźwiękowych jest mniejsza niż w badanym przedmiocie, a tłumienie tych fal jest znaczne (rys. 8).

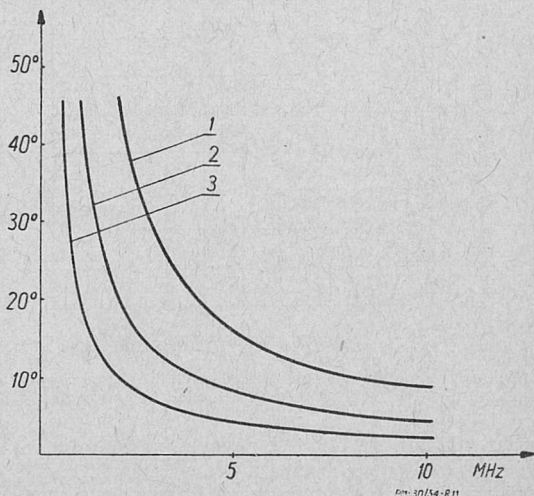
Do badania stali i aluminium używa się najczęściej klinów ze sztucznej masy pleksiglasu. Kąt padania fal ultradźwiękowych dobiera się tak, aby fale zgęszczania uległy całkowitemu odbiciu, ponieważ rozchodzenie się dwóch różnych rodzajów fal ultradźwiękowych w badanym przedmiocie z reguły silnie komplikuje i utrudnia badanie. Odbita na styku kłina z badanym przedmiotem część energii ultradźwiękowej powinna ulec w klinie szybkiemu tłumieniu, ponieważ wywołuje ona niepożądane zakłócenia.

Drgająca płytka kwarcowa promieniuje ultradźwięk w postaci wiązki fal prawie że równoległych (rys. 9). Rozbieżność tej wiązki zależy od stosunku długości fali do średnicy kwarcu i jest dana w przybliżeniu wzorem:

$$\sin \alpha = 1,22 \frac{\lambda}{D} \quad [4]$$

gdzie λ — oznacza długość fali, D — średnicę kryształu, α — kąt rozbieżności, czyli kąt nachylenia promieni skrajnych do osi wiązki (rys. 10 i 11).

Rys. 10. Wykres długości fal ultradźwiękowych w stali (w przybliżeniu również w aluminium i w kwarcu). a — fale zgęszczania i b — fale ścinania.



Rys. 11. Wykres kąta rozbieżności wiązki fal zgęszczania w stali dla średnic kwarcu 5 mm (a), 10 mm (b) i 20 mm (c).

Wzór [4] jest tylko przybliżony i nie można go stosować dla kryształów małych o średnicy zbliżonej lub mniejszej od długości fali. W tym przypadku płytka promieniuje fale ultradźwiękowe we wszystkich kierunkach podobnie jak źródło punktowe.

W razie natrafienia na jakąkolwiek przeszkodę wewnątrz materiału (np. pęknięcie) część wiązki ultradźwiękowej odbija się. Fala odbita ma również postać wiązki o rozbieżności danej wzorem [4], oczywiście przy założeniu, że padająca część wiązki ultradźwiękowej była mało rozbieżna, zaś D będzie oznaczać średnicę przeszkody. Należy zwrócić uwagę, że część jakiegokolwiek wiązki ma z reguły mniejszą rozbieżność niż całość tej wiązki.

Ultradźwięk odbity od przeszkody małej w porównaniu z długością jego fali rozchodzi się we wszystkich kierunkach podobnie jak ze źródła punkowego.

Za przeszkodą powstaje cień ultradźwiękowy, który jednak wskutek ugięcia się fal ultradźwiękowych zanika w miarę oddalania się od przeszkody, przy czym kąt zbieżności tego cie-

nia jest również dany wzorem [4], gdzie za D należy przyjąć średnicę przeszkody.

Przeszkody o kształcie wydłużonym odbijają ultradźwięk także wiązką rozbieżną. Kąty rozbieżności takiej wiązki są większe w kierunku szerokości wady, zaś mniejsze w kierunku jej długości. Podobną rozbieżność wykazuje wiązka promieniowana przez podłużny kryształ.

Przy wiązkach silnie rozbieżnych natężenie energii ultradźwiękowej szybko maleje z odległością od sondy i dlatego przy badaniu na większe odległości należy używać wiązek mało rozbieżnych.

Stosowanie wyższych częstotliwości ultradźwiękowych czyli krótszych fal podwyższa zdolność rozpoznawczą tylko do pewnej granicy. Częstotliwości zbyt wysokie są tak silnie tłumione, że dla nich zdolność rozpoznawcza gwałtownie maleje. Na ogół dla każdej metody, każdego materiału i każdej struktury istnieje optymalna częstotliwość fal ultradźwiękowych, przy której należy przeprowadzić badanie.

(c. d. n.)

Zabezpieczenia przeciwwiatrowe dźwignic

621.87:621—783.48

Mgr inż. TADEUSZ ŻUR

W artykule niniejszym omówiono: działanie siły nacisku wiatru na mosty przeładunkowe i żurawie portowe oraz różne zabezpieczenia przeciwwiatrowe dźwignic. Ponadto podano opis urządzeń ryglowych, klockowych oraz kleszczy śrubowych, krzywkowych i sprężynowych. Wreszcie artykuł zawiera obliczenie udziału hamulca mechanizmu jazdy w przenoszeniu siły wiatru.

Mosty przeładunkowe i żurawie portowe posiadają duże powierzchnie zewnętrzne. W związku z tym siła nacisku wiatru może być dużo większa niż siła tarcia między zahamowanymi kołami i szyną, w wyniku czego może nastąpić niepożądany przejazd ustroju. W wielu przypadkach kończy się to najechaniem na przeszkodę, bądź wywróceniem, co — przy wysokich kosztach tych urządzeń — powoduje poważną stratę i pociąga za sobą wycofanie urządzenia z eksploatacji zwykle na dłuższy okres czasu.

Przy nacisku wiatru przekraczającym 20 kg/m^2 normalna praca mostów przeładunkowych staje się trudna, zaś przy 40 kg/m^2 (przy tzw. największym roboczym nacisku wiatru) — praca przestaje być bezpieczna. W tym ostatnim przypadku należy przerwać pracę dźwignicy i uruchomić zabezpieczenie przeciwwiatrowe.

Szybki wzrost nacisku wiatru i jego dynamiczny charakter wymagają niemniej szybkiego i skutecznego działania urządzeń zabezpieczających.

Zabezpieczenia przeciwwiatrowe dźwignic możemy podzielić na trzy grupy:

1. urządzenia ryglowe,
2. urządzenia klockowe oraz
3. kleszcze szynowe.

Kleszcze szynowe można z kolei podzielić na:

- 3.1. śrubowe,
- 3.2. krzywkowe i
- 3.3. sprężynowe.

1. Urządzenia ryglowe

Urządzenia te są najprostszą formą zabezpieczenia przeciwwiatrowego. Zazwyczaj są one projektowane jako urządzenia zatyczkowe względnie oporowe.

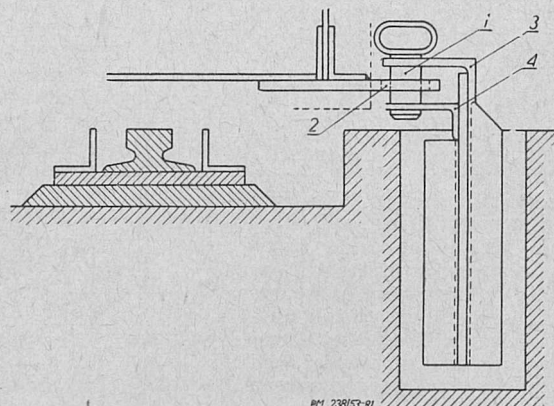
Urządzenia zatyczkowe ustalają ustrój dzięki przetknięciu kółka 1 przez odpowiednie otwory wykonane w półce 3 i 4 ułożonej równolegle do toru (rys. 1), nad którą przesuwają się ramie (2) zamocowane do wahacza. Otwór w ramieniu ma kształt podłużny i długość przekraczającą dwa otwory w półce, co jest niezbędne w celu ustalenia ustroju w dowolnym położeniu.

W urządzeniu oporowym stosuje się drąg zamocowany przegubowo do przedniej ścianki wahacza, który po opuszczeniu w dół opiera się o ściankę wgłębień wykonanych w pewnych odstępach na nawierzchni jezdni.

Oba podane rozwiązania stosuje się wyłącznie jako urządzenia dodatkowe, obok szybko działających urządzeń automatycznych.

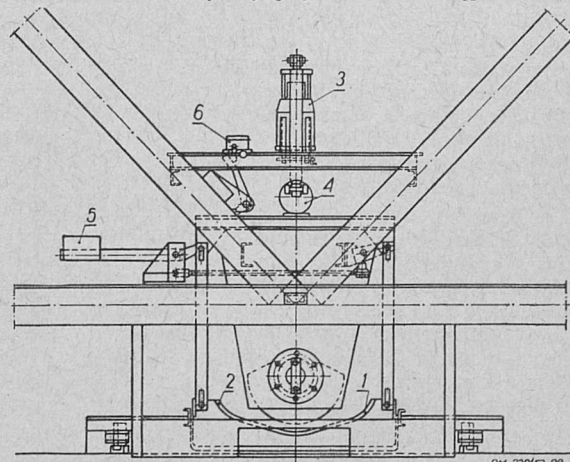
2. Urządzenia klockowe

Urządzenia te montuje się w ustrojach dźwignic z reguły na obu podporach. Działanie ich polega na tym, że w czasie parcia wiatru rolka 1 (rys. 2), zamocowana do zastrzału podpory,



Rys. 1. Zabezpieczenie przeciwwiatrowe zatyczkowe.

wbiega na krzywkę sań hamulcowych 2, które są mocno dociskane do szyny, zabezpieczając most przed przesunięciem. Przy włączeniu mechanizmu jazdy prąd dochodzi najpierw do zwal-



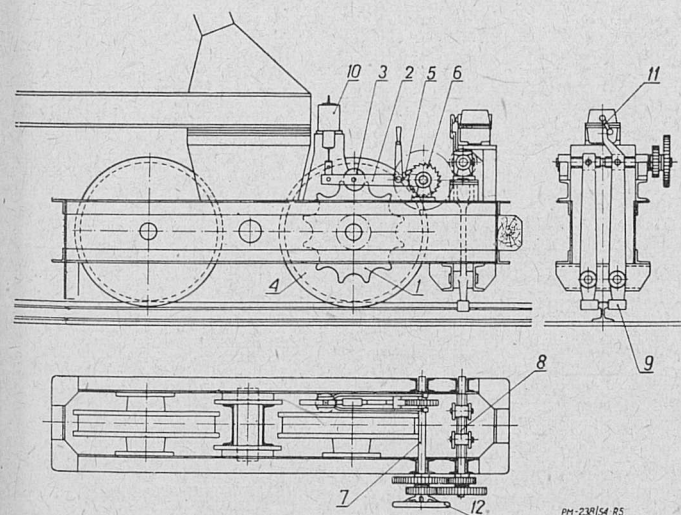
Rys. 2. Zabezpieczenie przeciwwiatrowe klockowe.

przesuwają się nakrętki 4 połączone przegubowo ze szczękami kleszczy. Kleszcze są dociskane do szyny przez samozaciskające się urządzenie przedstawione na przekroju A—A. Urządzenie to składa się z dwóch klinowych wkładek 5 umieszczonych przesuwnie w prowadnicach 6. Sprężyna 7 utrzymuje wkładkę w położeniu normalnym. Pod naporem wiatru ustrój zaczyna się przesuwać, pociągając za sobą prowadnicę 6, która nasuwa się na docisniętą do szyny wkładkę klinową 5, zwiększając w ten sposób docisk. Dzięki temu uzyskuje się zwiększenie docisku kleszczy proporcjonalne do naporu wiatru.

Sterowanie tych kleszczy można zautomatyzować w następujący sposób: koło ręczne, napędzające śrubę, zastępuje się przez mały bęben, który obracany jest w jedną stronę przeciwnieżyrem, a w drugą — silnikiem elektrycznym zwalniającym urządzenie. W układzie kleszczy instalujemy wyłączniki, które zamykają obwód prądowy mechanizmu jazdy, gdy kleszcze zostaną całkowicie zwolnione. Wyłączniki wszystkich kleszczy włączone są szeregowo, dzięki czemu niemożliwe jest włączenie mechanizmu jazdy póki wszystkie kleszcze nie zostaną zwolnione.

Omówione powyżej kleszcze szynowe zaciskają się każdorazowo po zatrzymaniu silnika mechanizmu jazdy.

W urządzeniu przedstawionym na rys. 5 kleszcze pozostają stale zwolnione, a zaciągane są stopniowo w miarę przesuwania się ustroju pod naporem wiatru. Przy ruchu mostu toczy się koło jezdne 4 z zamocowanym do niego kołem krzykowym 1, które unosi dźwignię 2 przy pomocy rolki 3. Na dźwigni tej osadzona jest zapadka 5 zażebiająca się z kołem zapadkowym 6 osadzonym na wałku 7. Przez ruch zwrotny dźwigni 2 wałek 7 wprawiany jest w obrót. Wałek ten przez przekładnię zębatą napędza śrubę 8, która zaciąga kleszcze 9. Ruch ten przebiega tak długo, póki docisk kleszczy nie zatrzyma ustroju.



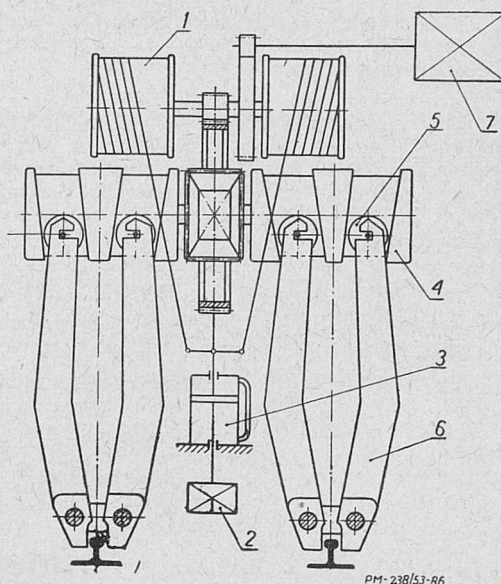
Rys. 5. Kleszcze śrubowe działające automatycznie.

Hamowanie następuje stopniowo, co jest ważne ze względu na zatrzymywane duże masy. W przypadku włączenia mechanizmu jazdy dźwignia 2 unoszona jest przez luzownik 10, a tym samym krążek 3 wychodzi z zasięgu działania koła 1. Aby zapobiec uruchomieniu mechanizmu jazdy, gdy kleszcze są zaciągnięte ustawia się wyłącznik krańcowy 11, który wyłącza doprowadzenie prądu do mechanizmu jazdy. Zwolnienie kleszczy następuje przy pomocy kółka 12, którym można również zaciągnąć kleszcze ręcznie.

3.2. Kleszcze krzywkowe

Typowe rozwiązanie kleszczy klinowych zostało omówione w „Przeglądzie Mechanicznym” nr 6/1953.

Rzadziej stosowanym urządzeniem są kleszcze krzywkowe z mechanizmem różnicowym (rys. 6). Po wyłączeniu mechanizmu jazdy, bębny 1 są napędzane przez ciężar 2, działający przez amortyzator 3. Bębny te, obracając się, napędzają przez przekładnię różnicową bębny krzywkowe 4, działające na rolki 5 osadzone na ramionach kleszczy 6. Przy obrocie bębnow rolki są rozchylane, a szczęki dociskane do główki szyny. Duży stosunek długości ramion kleszczy, nachylenie krzywek i przekładnia między bębnami dają dużą siłę docisku do szyny. Zwalnianie kleszczy zachodzi przez uruchomienie silnika 7. Wadą



Rys. 6. Kleszcze krzywkowe.

powyższego układu jest skomplikowana konstrukcja oraz trudna obsługa i remont. Zaletą natomiast jest duża siła pozioma przenoszona przez układ oraz zachowany równomierny nacisk na obie główki szyny, niezależnie od ewentualnych różnic ich szerokości dzięki zastosowaniu mechanizmu różnicowego. W porównaniu z kleszczami klinowymi zaciągają się one łagodniej dzięki zastosowaniu amortyzatora.

3.3. Kleszcze sprężynowe

Urządzenia te są najbliższe w grupie kleszczy działających automatycznie, a dzięki łagodnemu zaciąganiu się na główce szyny stosowane są do przenoszenia największych sił poziomych.

Gdy mechanizm jazdy pozostaje w spoczynku, kleszcze zaciskane są na główce szyny przy pomocy sprężyny 1 (rys. 7), działającej przez dźwignię 2 i 3 na popychacz 4. Popychacz ten przesuwany w dół specjalną zębatką 5, z którą zażebia się segment 6 posiadający zmienne promienie krzywizny. Skutkiem tego przesunięcia następuje obrót segmentu, powodujący przemieszczenie osi 7 ułożyskowanej w dźwigni 8, co powoduje naciśnięcie na główce szyny szczęk kleszczy. Oparcie kleszczy na szynie przy pomocy rolki 9 zapewnia poprawne działanie, niezależnie od ewentualnych nierówności szyny. Śruba 10 pozwala na dostosowanie kleszczy do różnych typów szyn, a wkładka 11 daje samonastawność. Krzywka 12 powoduje zwiększenie nacisku na główkę szyny w miarę jak wiatr przesuwany ustrój, podobnie jak wspomniane już wkładki klinowe w kleszczach śrubowych. Kleszcze zwalniane są przez mały silnik elektryczny, napędzający bęben z nawijającą się liną, której koniec zamocowany jest do dźwigni 13. Silnik jest podłączony do obwodu napędowego tak, że mechanizm jazdy nie może być uruchomiony póki kleszcze nie zostaną zwolnione. Jeżeli prąd zostaje wyłączony, lub napięcie opadnie w czasie pracy, wyłączany jest prąd z obwodu hamulca mechanizmu zwalniającego i kleszcze wracają automatycznie do pozycji zaciągniętej. Czas powrotu jest tak dobrany, ażeby hamulce mechanizmu jazdy mogły zatrzymać ustrój. Ponieważ działanie urządzenia jest niezależne od dźwigowego, przeto zapewnione jest całkowite bezpieczeństwo, które można powiększyć przez zastosowanie wyłączników wskaźnikowych, połączonych szeregowo między sobą i lampą elektryczną, umieszczoną w kabine dźwigowego. Gdy lampa jest zapalona, kleszcze są właściwie nastawione i znajdują się w pozycji gotowej do spełnienia swego zadania.

Zabezpieczenie przed podnoszeniem się ustroju osiągnięto przez specjalne zukosowanie szczęk. Ponadto, gdy charakter złącza szyn na to pozwala, stosuje się na szczęce występ, chwytający szynę od spodu, co zabezpiecza przed podnoszeniem się ustroju.

Kleszcze te, nastawione na maksymalną szerokość główki szyny, dostawiają się automatycznie do właściwego chwytu dla każdej szerokości główki w granicach 10 do 15 mm. Ta właściwość samonastawności kompensuje również zużycie

szczek i sworzni, dając w rezultacie łatwą obsługę i nastawianie. W podwójnych kleszczach szynowych, niezależnie od nierówności szerokości główek szyn, obie szyny są chwytnane z pełną siłą.

Na każdym kleszczu założone są dwa przełączniki. Jeden przełącznik włącza obwód silników napędowych, gdy kleszcze są zwolnione i zapala sygnał w kabinie. Wszystkie przełączniki są połączone szeregowo i ustrój nie może być uruchomiony póki wszystkie kleszcze nie zostaną zwolnione. Drugi przełącznik jest podłączony do lampy elektrycznej, która sygnalizuje zużycie się szcęk do granicy samonastawialności.

W kleszczach tych stosuje się smarowanie pod ciśnieniem.

Kleszcze szynowe podwójne przenoszą siłę poziomą 80 do 100 t, a kleszcze szynowe pojedyncze — 40 do 50 t.

Do każdej instalacji urządzeń można włączyć anemometr

μ_0 — współczynnik tarcia między kołem zahamowanym a szyną,

μ_1 — współczynnik tarcia w łożysku koła jezdnego,

f — współczynnik tarcia potoczystego,

d — średnica czopa,

D — średnica koła.

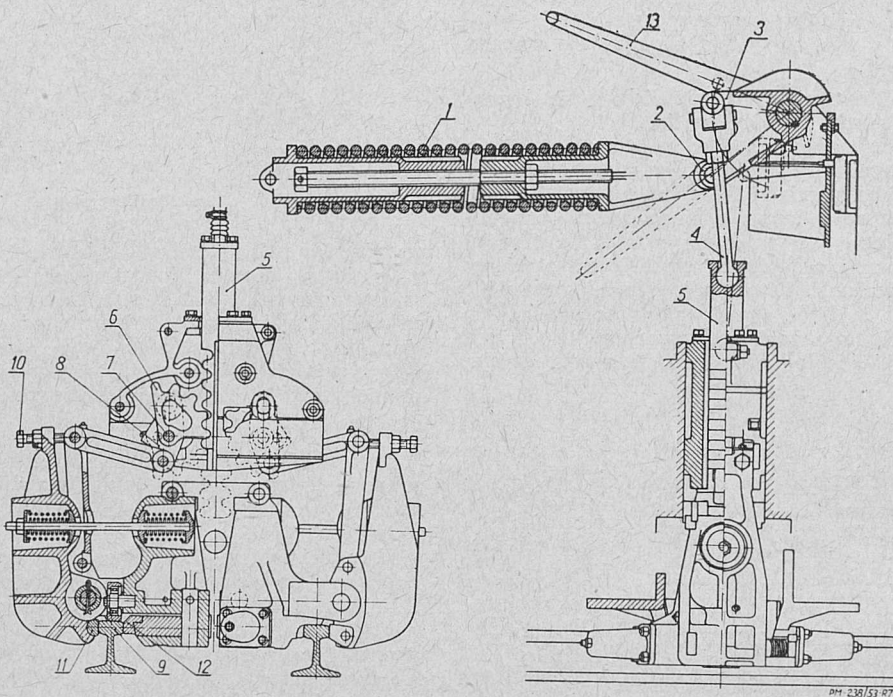
Stąd obliczamy siłę przenoszoną przez kleszcze szynowe:

$$P = P_w - P_L$$

gdzie: P_w — obliczona siła wiatru.

Siła docisku szcęk kleszczy do główki szyny wynosi:

$$N = \frac{P_2}{2 \cdot \mu_0}$$



Rys. 7. Kleszcze sprężynowe.

w celu uzyskania pełnej automatyki zabezpieczeń przeciwwiatrowych i zapewnienia maksymalnego bezpieczeństwa ustroju. Urządzenie takie składa się: z wiatraka z generatorem, z urządzenia blokującego oraz z urządzenia sygnałowego i wskaźnikowego.

Skrzydła wiatraka, napędzane przez wiatr, poruszają prądnicę wytwarzającą słaby prąd, który uruchamia urządzenie sygnałowe i wskaźnik prędkości wiatru. Prąd przepływa również przez tablicę urządzenia blokującego, które pozostaje nieczynne do momentu osiągnięcia przez wiatr określonej prędkości. Po przekroczeniu jej prąd jest wystarczający, aby uruchomić urządzenie blokujące, podłączone w obwód urządzenia zwalniającego kleszcze szynowe.

Jeżeli anemometr jest stosowany przy kleszczach napędzanych ręcznie, wówczas urządzenie blokujące uruchamia syrenę, która tak długo działa, póki wszystkie kleszcze nie zostaną włączone.

W celu określenia obciążenia obliczeniowego urządzeń przeciwwiatrowych należy obliczyć udział hamulca mechanizmu jazdy w przenoszeniu siły wiatru.

Opór kół hamowanych i niehamowanych wynosi:

$$P_1 = G_1 \cdot \mu_0 + G_2 \left(\frac{d}{D} \mu_1 + \frac{2 \cdot f}{D} \right) \text{ kG,}$$

gdzie:

G_1 — reakcja od ciężaru przypadająca na koła hamowane,

G_2 — reakcja od ciężaru przypadająca na koła niehamowane,

gdzie: $P_2 = \frac{P}{n}$

n — ilość pracujących kleszczy.

Przyjmujemy $\mu_0 = 0,15 \div 0,18$ dla szcęk gładkich i dla koła po szynie, $\mu_1 = 0,20 \div 0,22$ dla szcęk naciętych.

Maksymalny nacisk wiatru przyjmuje się $q = 250 \text{ kG/m}^2$. Dla kleszczy sprężynowych przyjmujemy sprawność układu dźwigniowego $\eta = 0,92 \div 0,94$.

Powierzchnię szcęk określamy z dopuszczalnego nacisku

$$F = N/k_c$$

przy czym $k_c = 2000 \div 2500 \text{ kG/m}^2$ dla stali obrobionej cieplnie.

Przy obliczaniu wytrzymałościowym kleszczy klinowych należy uwzględnić występujące szczególnie mocno obciążenia dynamiczne. Sposób obliczania tych urządzeń podano w wymienionym już zeszycie „Przeglądu Mechanicznego“.

W urządzeniach zabezpieczających nieautomatyzowanych obsługa, często odstawiając dźwignicę, nie uruchamia kleszczy, skutkiem czego ustrój pozostaje bez zabezpieczenia przeciwwiatrowego. Jest to jeden z powodów, dla których należy stanowczo przewidywać automatyczne sterowanie w nowych konstrukcjach.

W rozwiązaniach konstrukcyjnych stosowanych w przemyśle krajowym istnieje niepotrzebna różnorodność typów, w związku z czym zaniedbano zupełnie zagadnienie automatyki. Powstaje więc konieczność przeprowadzenia normalizacji zabezpieczeń przeciwwiatrowych; należy podkreślić, iż prace zmierzające w tym kierunku zostały już zapoczątkowane.

Sprawa dwutorowości dla siewników konnych i ciągnikowych

631.331.002.4.612

Inż. STANISŁAW ŻALINSKI

Artykuł omawia w formie dyskusyjnej zalety siewnika dwutorowego w porównaniu z siewnikiem jednotorowym. Wynikające z analizy pracy siewnika dwutorowego, jego uniwersalność, prostota i trwałość konstrukcja, możliwości normalizacji oraz względy o charakterze praktycznym i gospodarczym przemawiają za tym, aby siewniki dwutorowe uznać za doskonalsze od jednotorowych.

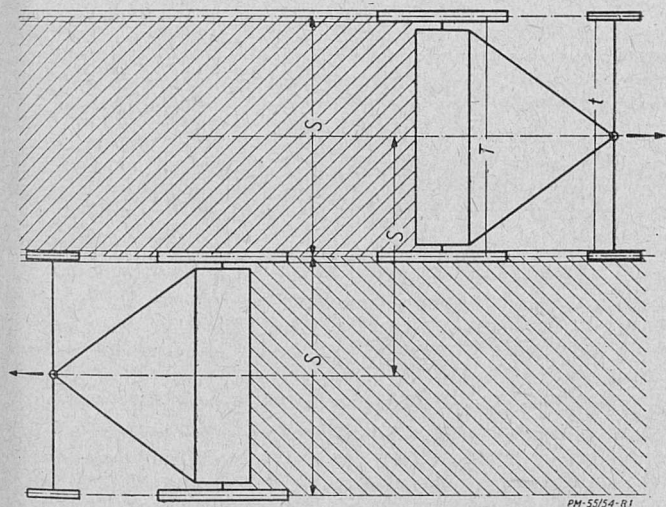
Już od pierwszych lat zastosowania siewników rzędowych w Polsce mieliśmy siewniki dwóch typów. W Kongresówce i w zaborze pruskim zapanował typ niemiecki jednotorowy, tj. taki, w którym rozstawienie, czyli tor kół tylnych i przednich siewnika, było jednakowe. Natomiast w zaborze austriackim rozprószyły się siewniki czeskie — dwutorowe. U obu typów tor tylny ze względów konstrukcyjnych jest zawsze niezmienny. Inaczej jest z torem przodka. Tu łatwo można sobie pozwolić na zmianę i tak jest w siewnikach dwutorowych. W jednotorowych możliwość ta nie jest wykorzystana, gdyż tam (jak już ich nazwa wskazuje) obydwa tory mają być jednakowe.

Sterowanie siewnikiem

Rozstawienie kół przodka siewnika wiąże się bezpośrednio z jego sterowaniem podczas pracy. To ostatnie zaś polega na prowadzeniu kółka przodka śladem koła tylnego, śladem zawsze dobrze widocznym po przejściu maszyny. I tak się rzecz ma dla obu typów, bez jakiegokolwiek różnicy dla robotnika sterującego. Wynikiem zaś sterowania ma być, aby nowo zasiewany pas pola kładł się obok poprzedniego, zachowując międzyrzędzie powstające przy styku obu pasów dokładnie tej samej szerokości, co między rzędami wewnątrz pasa siewnego.

Siewnik jednotorowy

Pierwsze siewniki rzędowe, jakie zbudowano, były jednotorowe (rys. 1), zapewne dlatego, że wyjście takie uważano za



Rys. 1. Sterowanie siewnikiem jednotorowym (obszar zakreskowany oznacza przestrzeń obsianą).

najprostsze dla rolnika i nie przypuszczano, że może istnieć inne, równie dobre albo lepsze. Aby się przekonać jak jest w istocie, musimy ściśle określić pojęcie szerokości siewu. Jest ono oczywiście niezależne od kół, a natomiast bezwzględnie zależne od ilości siejących redliczek i ich wzajemnego rozstawienia.

Oznaczmy ilość redliczek literą n , a odległość sąsiednich rzędów — literą d . Łatwo się przekonać, że pomiędzy skrajnymi redliczkami pas obsiany będzie miał szerokość $(n-1)d$. Nie jest to jednak jeszcze szerokość siewu, ponieważ za tę musimy uważać szerokość, jaka przybywa do pola obsianego za każdym przejściem siewnika. A przybywa nie tylko ten pas, ale ponadto jedno międzyrzędzie pomiędzy tym pasem, a polem poprzednio obsianym. Cała więc szerokość pola, jaka przybywa po każdym przejściu siewnika, wyniesie: $(n-1)d + d = nd - d + d = nd$. Oznaczając tę szerokość literą S , otrzymamy wzór

$$S = nd, \quad [1]$$

który wypowiedziany słownie brzmi: szerokość siewu równa się iloczynowi z ilości sianych rzędów przez ich rozstawienie.

Przykład: Jeżeli siejemy 5 rzędów buraków w odległości rzędowej 50 cm, to szerokość siewu wyniesie:

$$S = 5 \times 50 = 250 \text{ cm.}$$

Przechodząc teraz do siewnika jednotorowego, stwierdzimy z łatwością, że tak tor tylny, jak przedni muszą mieć rozstawienie kół równe szerokości siewu, a to dlatego, że u tych siewników koła tylne idą po poprzednim swym śladzie, a więc siewnik przesuwają się o całkowitą szerokość tylnego (a więc i przedniego) toru. Gdyby więc ten tor był odmienny od szerokości siewu, to za każdym przejściem mielibyśmy albo nakładanie się obu siewów, albo ich rozchodzenie, czyli siew nieprawidłowy, praktycznie nie spotykany i niedopuszczalny. Twierdzenie nasze można ująć w postaci równania podwójnego. Oznaczając szerokość toru tylnego przez T , a szerokość toru przedniego przez t , otrzymamy dla siewnika jednotorowego

$$T = t = S \quad [2]$$

Ale, jak już wyżej wspomniano, szerokość toru tylnego u żadnego z istniejących siewników nie da się zmieniać i jest stała. Z równania [2] wynika więc, że szerokość siewu u siewników jednotorowych też nie może się zmieniać i musi być stała.

Ta jednak własność siewników jednotorowych jest jednocześnie ich kardynalną wadą i to wadą charakteru rolniczego. Ogranicza ona bowiem użyteczność tej maszyny, albo zmusza rolnika do niepożądanego przezeń siewu.

Przykład: Mamy siewnik jednotorowy 3 m, co znaczy, że jego tor tylny (i przedni) mierzony po ziemi wynosi 3 m. Spróbujmy zasiać tym siewnikiem 6 rzędów buraków, co 45 cm rząd od rzędu. Odpowiada to szerokości siewu

$$S = 6 \times 45 = 270 \text{ cm,}$$

a więc mniej niż 3 m. Gdybyśmy mimo to zechcieli tak siać, to otrzymalibyśmy na polu następujące międzyrzędzia:

75; 45; 45; 45; 45; 45; 75; 45; 45; itd.

a więc co szóste międzyrzędzie byłoby niemal dwukrotnie za szerokie, co jest nie do przyjęcia.

Na jakich więc siew — w danym przypadku buraka — taki siewnik pozwala? Jeżeli jego tor 300 cm podzielimy przez 6, to otrzymamy 50 cm; jeżeli przez 7 — to otrzymamy 42,8 cm. Na inne rozstawienie zbliżone do 45 cm siewnik ten nie pozwala.

Wszystkie dalsze wady siewnika jednotorowego są już charakteru mniej lub więcej technicznego, lecz tym niemniej dla rolnika nie mogą być obojętne. Powodują bowiem albo gorszą pracę, albo mniejszą trwałość niektórych części roboczych siewnika.

Powodem wszystkich tych wad i tutaj jest przyjęta zasada siewnika, aby tor tylny wyznaczał szerokość siewu ($S = T$), a jego zewnątrz idące koło każdorazowo wskazywało na brzeg obsiewu. Dzięki temu obryse kół tylnych są bardzo zbliżone do skrajnych redlic siewnika i z łatwością zarzucają je ziemią. Z tego powodu należy je chronić specjalnym kołnierzem osłonnym. Z tego samego powodu redlice skrajne muszą być długie, aby ochronić je od nacisku bocznego, idącego na nie poprzez ziemię od wieńca kół biegowych. Zmusza to konstruktora do stosowania nieparzystej ilości redlic, kępując jego swobodę projektowania i to w sposób ujemny dla racjonalizacji i normalizacji całości konstrukcji.

Dalszą konsekwencją tej zasady ($T = S$) jest konieczność przechylania kół biegowych, aby pomiędzy nimi znaleźć miejsce na skrzynię siewną i jej uzbrojenie, a mianowicie: przekładnię roboczą i dźwignię podnoszenia redlic. Mimo to skrzynia u siewników jednotorowych nie ma pełnej długości, równej szerokości siewu. Wskutek tego również gniazdko siewne są zacięśniane, a transmisja z trudem i skąpo wymiarowana z powodu braku miejsca.

Dalej przewody siewne (spiralne albo teleskopowe) biegną ku redlicom nie w liniach równoległych od góry do dołu, lecz są wachlarzowo rozchylone od dołu. Stwarza to dla nich gorsze warunki i zwiększa opór podnoszenia, a co za tym idzie — przyspiesza ich zużycie. To samo dotyczy i redlic, a mianowicie — paru skrajnych z każdej strony siewnika. Są one przechyłane lemieszem na zewnątrz, a więc lewe — w lewą stronę, a prawe — w prawą; dzięki temu zajmują one pod siewnikiem skrajne miejsca dla każdej z nich przeznaczone. Tymczasem praktyka zmusza rolnika do częstego odejmowania większości redlic przy zmianie ilości sianych rzędków. Często się zdarza, że przy ponownym zakładaniu redlice skrajne, specjalnie przegięte, dostają się na niewłaściwe miejsca, wywołując trudności w dobrym rozstawieniu rzędków, a nieraz powodując zle ich rozstawienie.

Najważniejszym jednakże brakiem w konstrukcji jednorodowej, wprost z niej wynikającym, jest przechylenie kół biegowych, co zmusza do archaicznej i nieracjonalnej ich konstrukcji, a mianowicie do piasty jednostronnie przestawionej względem płaszczyzny obręczy. Koło takie nie gwarantuje dobrego związania szprych z piastą i dzwonami, a silny nacisk obręczą, jakkolwiek poprawia to związanie, jednocześnie w sposób nieograniczony zwiększa siły wylamywania czopów, szprych w płaszcie i okolu. Toteż koła takie muszą być nadmiernie ciężko i kosztownie budowane, a przy konstrukcji lekkiej nie są trwałe.

Drugą bardzo dużą wadą kół przechyłonych jest trudność, jaka przez to powstaje przy projektowaniu pierwszej pary kół zębatych w przekładni siewnika. Wraz bowiem z przechyleniem koła biegowego, oś geometryczna osadzonego na nim wieńca zębatego, oraz oś sprzężonego z nim koła w transmisji siewnika muszą być wchrowate, to jest nierównoległe i nie przecinające się. W takim położeniu zastosowanie prawidłowego uzębienia czołowego (lub stożkowego) staje się niemożliwe i trzeba uciekać się do rozwiązań przybliżonych, zawsze prowadzących do szybszego zużywania się uzębienia.

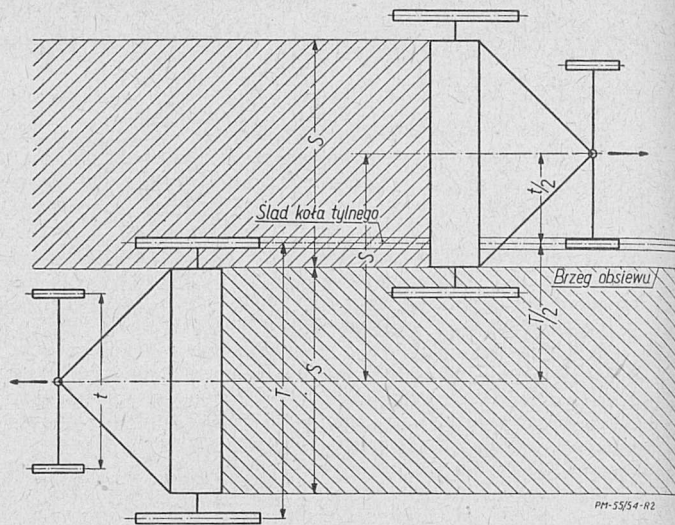
Siewnik dwutorowy

W chwili kiedy ukazał się siewnik dwutorowy, jego poprzednik, siewnik jednorodowy był już szeroko stosowany i znany ze swych zalet, ale nie z braków, bo tych sobie nie uświadamiano. Dlatego, aby zwalczyć tak silną konkurencję, nowemu siewnikowi brakowało widocznych cech wyższości, a zasada dwutorowości raczej odstręczała pozorami komplikacji, niż zachęcała, gdyż jej celu rolnik sobie nie uświadamiał. Śmiemy twierdzić, że u nas do dzisiaj sytuacja ta się nie zmieniła i nieświadomość dochodzi do tego stopnia, że o dwutorowości trzeba mówić jak o nowym wynalazku.

Przyjmując tę właśnie sytuację jako fakt, śpieszymy wyjaśnić, że dzięki zasadzie dwutorowości udało się zlikwidować w siewnikach rzędowych wszystkie braki i usterki tak o charakterze rolniczym, jak technicznym, o których mówiliśmy powyżej, opisując siewnik jednorodowy. Ponadto twierdzimy, że nowy siewnik nie wprowadza żadnych stron ujemnych w porównaniu do swego poprzednika. Na dowód tego możemy powiedzieć, że nie spotkaliśmy się z zarzutem, który by po bliższym rozpatrzeniu nie okazał się nieusprawiedliwiony lub wręcz fałszywy. Przytoczymy tu najczęściej spotykane i najpoważniejsze z nich:

Z a r z u t 1. Sterowanie siewnikiem dwutorowym jest trudniejsze niż jednorodowym. Zarzut ten jest teoretycznie fałszywy, a praktycznie mylny, ponieważ sterowanie jest takie samo u obu siewników, a mianowicie — przez prowadzenie koła przodka po śladzie koła tylnego (patrz rys. 1 i rys. 2). Sterowanie to u siewnika dwutorowego jest łatwiejsze, gdyż ślad koła tylnego, oddalony od redlic, jest lepiej widoczny niż u siewnika jednorodowego, gdzie zlewa się on ze śladami redlic.

Z a r z u t 2. Używanie siewnika dwutorowego jest dla rolnika kłopotliwe, gdyż zmusza go do nastawiania kół przodka, czego nie ma przy siewniku jednorodowym. Zarzut ten, pozornie słuszny, jest faktycznie mylny, gdyż dla siewów zachowujących szerokość siewu nominalną, przodek nastawiony przez fabrykę nie wymaga zmian. Siewnik więc dwutorowy wykona te siewy tak, jak jednorodowy — nie zmuszając rolnika do zmiany toru przodka. Dopiero wtedy, kiedy rolnik zechce wykonywać takie siewy, których szerokość odbiega od nominalnej, a więc do siewów, których siewnikiem jednorodowym wcale by się nie dało wykonać, tor przodka trzeba będzie zmienić, co zresztą ułatwi tabela wysiewu tego siewnika, gdzie szerokość toru przodka jest podana dla każdego siewu.



Rys. 2. Sterowanie siewnikiem dwutorowym (obszar zakreskowany oznacza przestrzeń obsianą).

Przykład: Mamy siewnik dwutorowy szerokości 3 m KR-25. Jego tabela siewu obejmuje 27 różnych siewów dla żyta, pszenicy, owsa, jęczmienia, grochu, kukurydzy, buraków, rzepaku i maku. Z tych 23 siewy zachowują szerokość normalną, tj. 300 cm. Dla nich więc przodka zmieniać nie będzie potrzeba, podobnie jakby to miało miejsce u siewnika jednorodowego. Natomiast cztery z podanych siewów dla buraków, rzepaku i maku, jako odbiegające od normalnej szerokości siewu, będą wymagały przestawienia kół przodka. Ale tym kosztem będzie można wykonać siewy, które przy siewniku jednorodowym byłyby niewykonalne. Odnosna zaś manipulacja zmiany toru wymagać będzie 10 minut czasu zwykłego wiejskiego kowala.

Z a r z u t 3. Twierdzenie, że rolnik może sobie dowolnie obierać rozstawienie rzędków i siać w ten sposób siewnikiem dwutorowym według własnego planu jest niesłuszne, gdyż odnośne obliczenia są zbyt skomplikowane dla zwykłego rolnika i wskutek tego użyteczność dwutorowości jest iluzoryczna.

O d p o w i e d ź: Odnosne obliczenia są bardzo proste; ale gdyby nawet rolnik zrezygnował z siewów specjalnych, w tabeli nie ujętych, to jeszcze pozostają mu siewy wymienione w tabeli oraz sam siewnik dwutorowy, nie obciążony wadami jednorodowości.

Własności siewnika dwutorowego

Wystarczyło odstąpić od fałszywej zasady wyznaczania obsiewu tylnymi kołami siewnika ($T = S$) i przyjąć nową zasadę, że tor tylny może i powinien być większy od szerokości siewu, a więc zasadę $T > S$, aby pozbyć się wszystkich trudności i niedociągnięć konstrukcyjnych siewnika jednorodowego.

Ale należało jeszcze wynaleźć sposób sterowania takim siewnikiem w czasie siewu bez naruszania dotychczasowego sposobu tego sterowania u siewników jednorodowych. Realizacją tego postulatu jest omawiany siewnik dwutorowy, charakteryzujący się tym, że jego tor tylny jest zawsze większy, a szerokość przodka zawsze mniejsza niż szerokość siewu. Warunek ten jest tak prosty, że może być zrozumiany nawet przez najmniej wykwalifikowaną obsługę techniczną rolną. W swej najprostszej formie słownej brzmi on, jak następuje: w siewniku dwutorowym tor przodka musi być o tyle węższy od szerokości siewnej, o ile tor tylny jest od niej szerszy. Czyli że przy pracy siewnikiem dwutorowym szerokość siewu musi być średnią arytmetyczną z obu torów.

$$S = \frac{T + t}{2} \quad [3]$$

Rozwiązując równanie [3] dla toru przodka (t), otrzymamy:

$$t = 2S - T \quad [4]$$

Do wzoru tego zamiast S podstawia się jego wielkość ustaloną poprzednio wzorem [1], przy czym n oznacza ilości rzędków, a d ich rozstawienie.

W praktyce jednak można z powodzeniem oprzeć obliczenia na prostym rozumowaniu bez użycia wzorów [3] i [4]. Objaśnia to poniższy przykład.

Przykład: Siewnikiem KR-25a chcemy siać buraki w rzędach rozstawionych co 42 cm. Dzielimy 300 przez 42, co daje liczbę 7 z ułamkiem. Możemy więc siać 7 rzędów. Wtedy szerokość siewu będzie:

$$S = 7 \times 42 = 294 \text{ cm.}$$

Ponieważ tor kół tylnych wynosi $T = 308$ cm (podany w tytule tabeli siewu), jest on szerszy od szerokości siewnej o:

$$T - S = 308 - 294 = 14 \text{ cm.}$$

Szerokość więc toru przodka winna być o tyleż mniejsza od szerokości siewu, a więc

$$t = S - 14 = 294 - 14 = 280 \text{ cm.}$$

I tak można obliczać w każdym analogicznym przypadku. Należy jednak podkreślić, że przypadków takich będzie niewiele, jeżeli tabela wysiewu będzie uwzględniała wszelkie praktycznie potrzebne siewy z podaniem szerokości siewu i potrzebnego rozstawienia kół przodka.

Pozostaje więc tylko wykazanie, w jaki sposób zasada szerokiego toru ($T > S$) pozwala na osiągnięcie licznych zalet siewników dwutorowych. Przede wszystkim daje ona konstruktorowi swobodę projektowania, którą zasada poprzednia ($T = S$) bezwzględnie krępowała. W tym przypadku ($T > S$) nie tor będzie decydował o konstrukcji siewnika, ale siewnik o torze.

W nowej konstrukcji zakłada się, że długość skrzyni siewnej ma być taka sama, jak nominalna szerokość siewu. Tak np. siewnik 3-metrowy ma mieć skrzynię również 3-metrowej szerokości, przy czym tor siewnika będzie z konieczności większy od szerokości siewnej ($T > S$). Stąd bezpośrednio wypływają następujące zalety siewnika:

1) gniazdzka siewne nie są ściśnione (co szczególnie silnie występowało u mniejszych siewników jednorodowych) i mają tę samą odległość dla wszystkich budowanych siewników, niezależnie od ich wielkości (szerokości siewu);

2) przewody siewne biegą po liniach równoległych do siebie w płaszczyznach pionowych, równoległych do kierunku ruchu;

3) wszystkie redliczki i ich gardziele mają ten sam kierunek w płaszczyznach pionowych, dzięki temu zaś, że są nieprzełazne, zarówno redliczki środkowe, jak i skrajne są wzajemnie wymienne i nie wymagają od rolnika specjalnej uwagi przy ich zakładaniu;

4) korzystając ze swobody rozstawienia kół tylnych, konstruktor może śmiało, nie kłopotząc się o miejsce, projektować przekładnię zębatą siewnika z punktu widzenia najwłaściwszej konstrukcji i mocnego, trwałego uzębienia;

5) koła biegowe mogą być osadzone prosto na osiach poziomych. To zaś pozwala na stosowanie racjonalnej ich konstrukcji, przy czym szprychy leżą w płaszczyźnie obręczy — dla kół drewnianych, albo są konstrukcji rowerowej — dla kół metalowych;

6) ponieważ skrajne redliczki są dostatecznie oddalone od kół biegowych, znika niebezpieczeństwo uszkodzania ich przez obręcz tych kół;

7) znika też konieczność stosowania nieparzystej ilości rzędów i pozwala na znormalizowanie ich odległości tak na skrzyni siewnej, jak na desce podziałowej do jednej (minimalnej) odległości dla wszystkich siewników, niezależnie od ich szerokości i systemu;

8) ponieważ przodek jest węższy od szerokości siewu ($t < S$) sterowanie przodkiem siewnika dwutorowego jest lepsze niż jednorodowego (co pozwoliło np. budować 3 m siewnik ze sterem dźwigniowym).

Ponad te wszystkie zalety o większym lub mniejszym znaczeniu techniczno-rolniczym, na pierwsze miejsce wysuwa się zrealizowana przez zasadę dwutorowości nowa uniwersalność tak budowanych maszyn, a mianowicie wspomniana już wyżej zdolność wykonywania siewów o dowolnym rozstawieniu rzędów.

Krytycy nowej konstrukcji i na to znajdują kontrargument, twierdząc, że te różne dowolne rozstawienia należy wreszcie znormalizować do paru podziałek, a wtedy zachwalana przez nas uniwersalność okaże się zbędna. Zaznaczmy z góry, że taka normalizacja byłaby nie tylko niezgodna z rzeczywistą potrzebą rolniczą, ale nawet szkodliwa dla produkcji rolnej. Aby tak się nie stało, winna ona oprzeć się nie na arbitralnie narzuconych wzorach technicznych, lecz na naturalnych potrzebach

wegetatywnych roślin wymagających rzędowej uprawy pielęgnacyjnej. Do takich roślin należą u nas przede wszystkim: buraki, a następnie marchew, brukiew, grochy, soja, rzepak, mak i inne ogrodowizny dzisiaj już w polu uprawiane. W szeregu tym pomijamy koniaki, słonecznik i kukurydzę, jako wymagające nie tylko bardzo powiększonych międzyrzędzi, ale właściwie i siewników specjalnych.

Siewniki więc zbożowe musiałyby zastosować się do normalizacji i wysiewać wymieniane rodzaje nasion w przepisowych odległościach znormalizowanych. Oczywiście jest, że siewniki dwutorowe wykonają to bez trudności. Inaczej rzecz się ma z siewnikami jednorodowymi. One będą nam dyktowały normalizację i to każdy z nich inną. Rozpatrzmy to na przykładzie dwu siewników najbardziej u nas rozpowszechnionych, a mianowicie 3-metrowego i 1,5-metrowego, zakładając, że są one typu jednorodowego.

Pierwszy z wymienionych pozwoli na następujące odległości międzyrzędowe: 50; 43; 37,5; 33,4; 30 cm; drugi zaś na: 50; 37,5; 30 cm. Ponieważ innych międzyrzędzi siewniki te dać nie mogą, dla normalizacji pozostają do dyspozycji jedynie wyżej wymienione podziałki. Z wyżej wymienionych zaś podziałek normalizacja może przyjąć jedynie wspólne u obu siewników.

Z tego wynika, że dla znormalizowania pozostają jedynie podziałki 50 — 37,5 — 30 cm. Nie wiemy, czy te podziałki będą dobrze odpowiadały fizjologicznym potrzebom roślin uprawianych. Wiemy natomiast, że powstały one na podstawie czysto techniczno-gospodarczych rozważań i niewątpliwie wymaganiom rolniczym mogą odpowiadać jedynie w większym lub mniejszym przybliżeniu. Mogą więc być szkodliwe dla osiągniętych plonów. Ale wiemy ponadto, że gdybyśmy rozpatrzyli wszystkie wielkości istniejących do dziś siewników, a więc 1,75 m, 2 m i 2,5-metrowych, to przekonalibyśmy się, że całkowity park maszyn jednorodowych nie posiada ani jednej podziałki wspólnej dla wszystkich szerokości maszyn.

Normalizacja więc międzyrzędzi miałaby wielki kłopot z siewnikami jednorodowymi i aby w ogóle mogła być przeprowadzona, musiałaby się rozciągnąć i na szerokość siewu, a właściwie ograniczyć ją do dwu wymienionych rozmiarów — 1,5 i 3 m. Innymi słowy siewnik jednorodowy rozbija zakusy normalizacyjne, o co nie mamy do niego większych pretensji. Stwierdzamy natomiast, że to, co zarzucano siewnikowi dwutorowemu, że jego uniwersalność podziału międzyrzędowego stanie się zbędna z chwilą znormalizowania tego podziału, okazało się po bliższym rozpatrzeniu bezpodstawne. Dopiero bowiem siewnik dwutorowy pozwoli normalizację zrealizować i to nie na podstawach rozważań techniczno-ekonomicznych, lecz naturalnych potrzeb roślin. Stałoby się to właśnie dzięki tej jego wyżej wymienionej uniwersalności, polegającej na zdolności wykonywania siewu przy każdym pożądanym rozstawieniu rzędów i to przez każdy siewnik, niezależnie od jego szerokości siewu.

Dwutorowość dla siewników ciągnikowych

Mówienie o dwutorowości dla siewników ciągnikowych stanowi techniczne nieporozumienie, ponieważ za ciągnikiem stosuje się jedynie siewniki bez przodka. Z tego względu nawet siewniki dwutorowe stają się jednorodowymi, siewniki jednorodowe zaś pod względem uniwersalności międzyrzędowej nabywają tę zaletę na równi z siewnikami dwutorowymi, które użyte za ciągnikiem nie tracą jej.

Powstaje jednak pytanie, jak należy budować siewniki ciągnikowe, czy jako jednorodowe, tj. na zasadzie $T = S$, czy jako dwutorowe — na zasadzie $T > S$.

Już przy rozpatrywaniu tej sprawy dla siewników sprzężajowych okazało się, że zasada wskazywania granic obsiewu przez tor tylny ($T = S$) okazała się nie tylko zbędna, ale szkodliwa, mimo to, że tam tor miał swoje znaczenie, jako podstawa sterowania siewnikiem. Za ciągnikiem tylne koła siewnika pracują jedynie jako nośne i poruszające mechanizm siewny. Sterowanie bowiem nie odbywa się na podstawie ich śladu (toru), lecz za pomocą znaczników prowadzących bruzkę, po której następnie należy sterować jednym z kół przednich ciągnika.

Z tego wynika, że zachowanie zasady jednorodowości ($T = S$) przy budowie siewników ciągnikowych, wiedząc jak ona jest szkodliwa konstrukcyjnie, nie miałoby żadnego usprawnienia ani technicznego ani rolniczego.

Przegląd prasy technicznej

Wpływ odkształcenia stojaków na odkształcenie całkowite klatek walcowniczych

Odształcenia sprężyste części klatek walcowniczych powstają pod działaniem nacisku walcowanego materiału na walece. Następstwem powstawania tych odkształceń jest zmiana położenia śrub naciskowych, a wskutek tego również zmiana grubości walcowanego materiału. Zjawisko to nie występowałoby w przypadku doskonale sztywnych stojaków, toteż w celu zmniejszenia odkształceń powiększa się ich przekroje. Jednak wzrost ciężaru klatki jest zbyt duży w stosunku do odniesionych korzyści, ponieważ odkształcenie stojaków pod działaniem siły rozciągającej stanowi tylko część całkowitego odkształcenia klatki.

W celu zbadania wpływu sztywności stojaków na wielkość całkowitego odkształcenia klatki przeprowadzono doświadczenia na kilku walcarkach czterowalcowych do walcowania blach (taśmy). Doświadczenia polegały na dociskaniu do siebie walców obracających się ruchem jałowym (bez walcowania materiału) i mierzeniu nacisku oraz przemieszczenia śrub naciskowych.

rachunkiem, odkształcenia walców stanowią przeważającą część całkowitego odkształcenia klatki. Przy założeniu, że nacisk rozkłada się na całą powierzchnię beczki, ugięcie walców oporowych, spowodowane momentem zginającym, można obliczyć ze wzoru

$$f_m = \frac{P}{384 E J} (12 a^2 L - 7 L^3),$$

a ugięcie pochodzące od sił poprzecznych

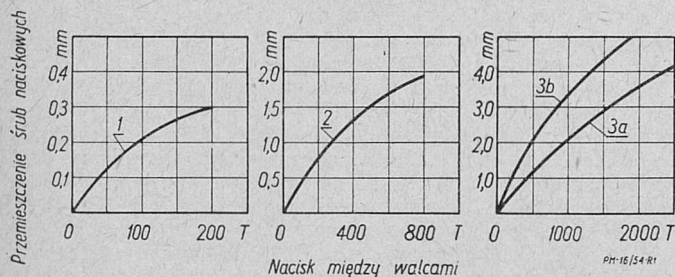
$$f_t = \frac{P}{G \cdot F} \cdot \frac{L}{8};$$

gdzie: P — siła nacisku na wałek w kG, a — odległość między łożyskami w cm, L — długość walca w cm, G — moduł sprężystości poprzecznej równy $8,1 \cdot 10^5$ kG/cm², F — poprzeczny przekrój beczki walca w cm², E — moduł sprężystości wzdłużnej równy $2,1 \cdot 10^6$ kG/cm², J — moment bezwładności przekroju poprzecznego beczki walca w cm⁴.

Całkowite ugięcie jednego z walców oporowych $f = f_m + f_t$, a odkształcenie spowodowane ugięciem dwóch walców jest równe $2f$.

TABLICA I

Nr klatki	Wymiary walców w mm			Wymiary stojaków		Największy nacisk P T	Przeznaczenie walcarki	Materiał walców roboczych
	średnica		długość beczki	przekrój poprzeczny cm²	wysokość cm			
	walców robocz.	walców oporow.						
I.	210	515	450	990	165	200	Walcowanie na zimno taśmy o grub. do 0,25 mm	stal
II.	610	1240	1680	4490	417,5	800	Walcowanie na gorąco blach o grub. do 2 mm	żeliwo
III.	480	1370	1680	5620	510	$a = 2500$ $b = 1800$	Walcowanie na zimno blach o grub. do 0,5 mm	stal



W tablicy I podano charakterystykę techniczną, a na rys. 1 krzywe przedstawiające zależność odkształcenia (przemieszczenia śrub) od nacisku dla trzech klatek walcarki (krzywe 1 i 2 dla klatek I i II, krzywe 3a i 3b dla klatki III w przypadku stosowania walców o niewielkiej wypukłości i o dużej wypukłości przy największym nacisku wynoszącym odpowiednio 2500 T i 1800 T). W tablicy II podano największe wartości

TABLICA II

Odształcenie	Nr klatki			
	I	II	III	
			a	b
Największe całkowite odkształcenie klatki δ w m/m	0,3	1,8	4,1	4,9
Największe wydłużenie stojaków Δl w m/m	0,04	0,089	0,27	0,195
Stosunek $\Delta l/\delta$	0,133	0,05	0,066	0,040

całkowitych odkształceń klatek, otrzymane z wykresów przedstawionych na rys. 1 oraz największe wartości wydłużenia stojaków poszczególnych klatek, obliczone ze wzoru

$$\Delta l = \frac{P \cdot 1}{E \cdot F},$$

w których moduł sprężystości przyjęto równy $E = 2,1 \cdot 10^6$ kG/cm².

Całkowite odkształcenie klatki ΔL mierzone w miejscu zamocowania śrub naciskowych składa się z wydłużenia stojaków Δl , z ugięcia poprzeczek, skrócenia śrub naciskowych oraz odkształcenia łożysk czopów i walców. Jak można wykazać

Odształcenie będące następstwem powierzchniowego zgniecenia w miejscu zetknięcia walca roboczego i oporowego można obliczyć ze wzoru Hertza przy założeniu, że walce mają kształt ściśle walcowy oraz że osie ich pozostają w czasie walcowania równoległe. Wzór ten ma w tym przypadku postać

$$w = q \frac{\ln 3,51 \cdot 10^6 \frac{D_1 + D_2}{q}}{3,63 \cdot 10^6};$$

gdzie: q — jednostkowy nacisk liniowy przypadający na jednostkę długości beczki walca w kG/cm, D_1 — średnica walca roboczego w cm, D_2 — średnica walca oporowego w cm.

Odształcenie odpowiadające zgnieceniu dwóch par walców roboczych i oporowych jest równe $2w$.

Odształcenie w_r spowodowane powierzchniowym zgnieceniem w miejscu zetknięcia walców roboczych można obliczyć z tego samego wzoru, wstawiając zamiast sumy $D_1 + D_2$ wartość $2 D_1$.

Całkowite odkształcenie klatki spowodowane odkształceniami walców

$$\delta_w = 2f + 2w + w_r$$

Odształcenia trzeciej klatki przy największej sile wynoszącej 2500 T, obliczone z wyżej podanych wzorów, mają wartości następujące (w cm): $f_m = 0,0894$; $f_t = 0,0045$; $w = 0,0438$; $w_r = 0,041$.

Stąd $\delta_w = 0,32$ cm, tj. w porównaniu z odkształceniem całkowitym równym $\delta = 0,41$ cm.

$$\frac{\delta_w}{\delta} 100\% = \frac{0,32}{0,41} 100\% = 78\%.$$

Rzeczywiste odkształcenie walców jest większe, ponieważ ze względu na pewną wypukłość walców powierzchnia zetknięcia jest mniejsza, a odkształcenie większe. Wynika z tego, że odkształcenia stojaków mają stosunkowo niewielki wpływ na wielkość odkształcenia klatki (na podstawie tablicy II — do 13,3%, a na podstawie przytoczonego obliczenia, nawet przy pominięciu wszystkich odkształceń oprócz odkształcenia walców — do 22%). Z tego względu stojaków walcarek nie należy przesadnie zgrubiać, kierując się dążeniem do sztywności maszyn, lecz należy kształtować je zgodnie z wymaganiami konstrukcyjnymi.

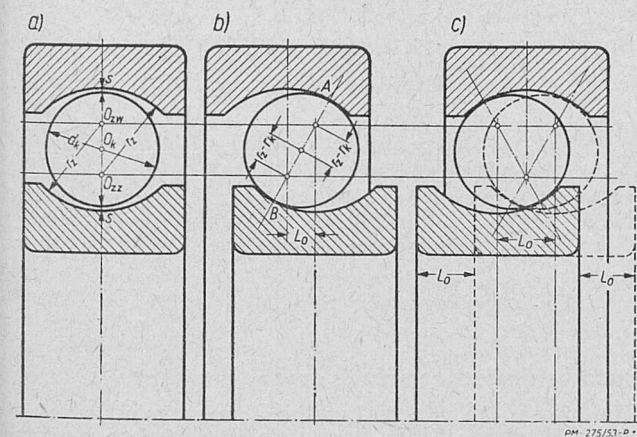
Luzy w łożyskach kulkowych

Prawidłowa praca łożyskowa wymaga istnienia w nim luzu, którego zmierzona wartość zależy od obciążenia wywieranego na łożysko w czasie pomiaru. Wpływ obciążenia na wielkość luzu jest znacznie silniej zaznaczony w przypadku łożysk tocznych, a zwłaszcza kulkowych, aniżeli dla łożysk ślizgowych. Jest to zrozumiałe, gdyż w przeciwieństwie do łożysk ślizgowych, złożonych z czopu i panewki, które stykają się ze sobą na znacznej powierzchni, łożyska kulkowe składają się z dwóch pierścieni i ze stosunkowo znacznej ilości kulek, wywierających pod niewielkim nawet obciążeniem znaczny nacisk jednostkowy na powierzchnie bieżni łożyska.

Ze względu na to, że nie istnieje możliwość takiego przeprowadzenia pomiaru luzu, przy którym łożysko kulkowe nie byłoby poddane niewielkiemu chociażby obciążeniu pomiarowemu, stwierdzony w wyniku pomiaru lub rzeczywisty, nazywany niekiedy luzem sprężystym, będzie zawsze większy od luzu geometrycznego, którego ścisła wielkość może być ustalona jedynie na drodze obliczeniowej. Przeprowadzenie takiego obliczenia wymaga wzięcia pod uwagę ścisłych wartości wymiarów łożyska i kulek.

Licząc się z wpływem, jaki wywiera wielkość obciążenia pomiarowego na zmierzone wielkości luzów łożysk kulkowych, należy przeprowadzić pomiary tego rodzaju przy ściśle ustalonych warunkach obciążenia i umocowania łożyska. W związku z tym należy zaznaczyć, że pomiar luzu osiowego jest pomiarem najczęściej przeprowadzanym, gdyż jednoznaczne ustalenie warunków pomiaru nie napotyka tu na trudności. Wynika to m. in. stąd, że przy pomiarze tego luzu mamy do czynienia z równym podziałem obciążenia pomiarowego między wszystkie kulki.

Mimo niewielkiego znaczenia, jakie ma w praktyce luz geometryczny, i mimo trudności praktycznych, związanych z ustaleniem jego wielkości, pożyteczne będzie wyprowadzenie pewnych zależności, które ułatwią użytkownikowi ocenę jakości łożyska i jego przydatności do pracy w przewidzianych warunkach. Ustalony będzie również związek między wielkościami luzu osiowego i promieniowego, przy czym łatwo będzie stwierdzić, jaka istnieje zależność między tym związkiem a pojawiającymi się przy pomiarze odkształceniami łożyska.



Rys. 1.

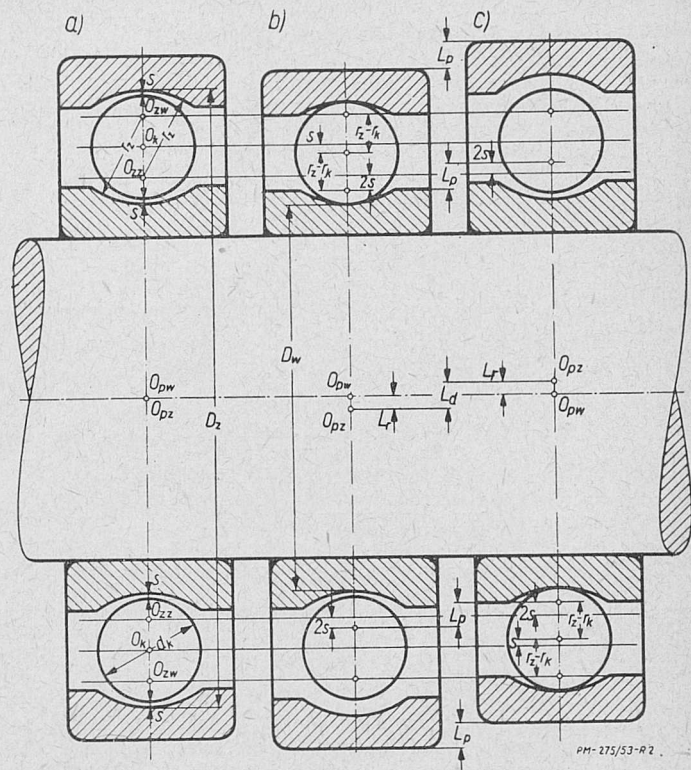
Rys. 1 przedstawia zależności geometryczne, występujące przy ustalaniu wielkości geometrycznego luzu osiowego łożyska. Pod literami *b* i *c* widzimy krańcowe położenia wzajemne, które mogą zająć w stosunku do siebie oba pierścienie łożyska przy dwóch różnych kierunkach obciążenia. Położenie *a* jest położeniem umownym, opartym na następujących założeniach:

a) środki krzywizny obu bieżni i środek kulki znajdują się w płaszczyźnie prostopadłej do osi łożyska (równoległej do jego czoła);

b) przy przejściu od położenia *b* (lub *c*) do położenia „*a*” pierścienie przesuwają się w kierunku równoległym do osi łożyska, zaś położenie środka kulki nie ulega zmianie.

Dzięki zachowaniu powyższych warunków kulka zajmuje na rysunku 1-a położenie środkowe między dwiema bieżniami, wskutek czego oznaczony literą *s* luz między kulką a bieżniami jest jednakowy od strony obu bieżni.

Jeżeli przyjąć, że położenie zewnętrznego pierścienia nie ulega zmianie (zgodnie z ogólnie przyjętą zasadą pomiaru),



Rys. 2.

wówczas wielkość całkowitego luzu osiowego wypadnie równa całkowitemu przesunięciu środka krzywizny bieżni na pierścieniu wewnętrznym, oznaczonym na rys. 1c symbolem *L_o*. Ze względu na to, że środek ten jest sztywno związany z pierścieniem, pomiar przesunięcia środka bieżni można oczywiście zastąpić pomiarem przesunięcia jednego z czoł pierścienia.

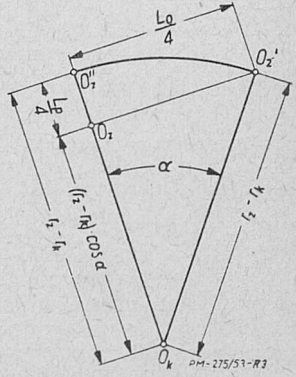
Na rys. 2 przedstawiono wzajemne przesunięcia pierścieni i kulek łożyska, występujące przy pomiarze luzu promieniowego, przy czym należy zwrócić uwagę, że pokazane pod literą *a* położenie wyjściowe pierścieni i kulek nie różni się od położenia, widocznego na rys. 1a. W czasie pomiaru pierścień wewnętrzny łożyska jest nieruchomy, pierścień zewnętrzny zaś przesuwają się tak daleko, jak pozwala wielkość odstępów *s* między kulkami i bieżniami. Łatwo się przekonać, że całkowita wielkość geometrycznego luzu promieniowego, oznaczona symbolem *L_p*, może być wyrażona następującymi wzorami:

$$L_p = 4s \tag{1}$$

$$L_p = D_z - D_w - 2 \cdot d_k \tag{2}$$

Przy pomiarze luzu promieniowego środki krzywizny obu bieżni powinny pozostawać stale w tej samej płaszczyźnie, prostopadłej do osi łożyska. Praktyczne skontrolowanie, w jakim stopniu warunek ten jest przestrzegany, napotyka na duże trudności, gdyż położenie środka bieżni w stosunku do czoł pierścieni może się zmieniać w pewnych granicach, przy czym przewidziane tolerancje pozwalają nie tylko na zmienność tej odległości w poszczególnych pierścieniach, ale nawet w obrębie tego samego pierścienia (nierównoległość bieżni do czoła).

Dążąc do utrzymania środków krzywizny bieżni w tej samej płaszczyźnie, można jedynie liczyć na prowadzące działanie kulek, które dążą do ustawiania się w najgłębszych miejscach obu bieżni, przy czym dla ułatwienia tego wskazane jest pokręcanie jednego pierścienia względem drugiego. Z wzoru [2] i rys. 2 wynika ponadto, że linia, wzdłuż której następuje pomiar luzu promieniowego, powinna przechodzić przez dwie naprzeciwległe kulki, i że spełnienie tego warunku jest możliwe jedynie w przypadku łożysk o parzystej liczbie kulek.



Rys. 3.

Na rys. 3 przedstawiono wzajemne położenia środka kulki O i środków krzywizny bieżni łożyska. Środek krzywizny bieżni został przedstawiony w trzech położeniach, przy czym położeniom tym odpowiadają wzajemne położenia kulki i bieżni, przedstawione na następujących rysunkach:

Oznaczenie środka bieżni na rys. 3	Numer odpowiedniego rysunku
$O_{z'}$	1.a, 2.a
$O_{z''}$	1.b
O_z	2.b u góry

Z trójkąta prostokątnego $OO_zO_{z'}$ otrzymujemy następujące zależności:

$$\frac{L_p}{4} (r_z - r_k) - (r_z - r_k) \cdot \cos \alpha = (r_z - r_k) (1 - \cos \alpha) \quad [3]$$

$$\frac{L_o}{4} (r_z - r_k) \cdot \sin \alpha \quad [4]$$

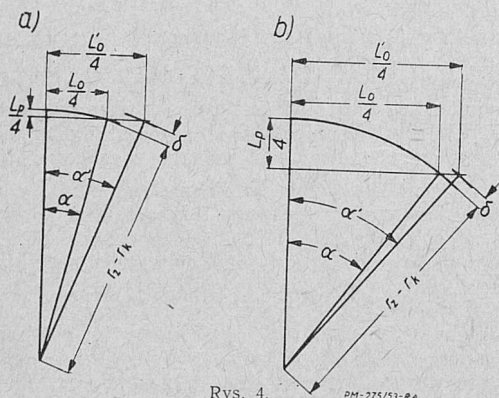
Dzieląc równanie [3] przez [4], otrzymamy:

$$\frac{L_p}{L_o} = \frac{1 - \cos \alpha}{\sin \alpha} = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad [5]$$

Ostatni wzór pozwala na obliczenie kąta α ze stosunku $\frac{L_p}{L_o}$, znajomość tego kąta zaś umożliwia z kolei obliczenie różnicy $r_z - r_k$:

$$r_z - r_k = \frac{L_o}{4 \sin \alpha} \quad [6]$$

Chcąc wykorzystać powyższe wzory w praktyce, należy pamiętać o sprężystym poddawaniu się pierścieni pod wpływem obciążenia pomiarowego. Jak wynika z rys. 4, odkształcenie



Rys. 4. DM-275/53-R-6

pierścienia w czasie pomiaru luzu osiowego powoduje tym większą procentową nadwyżkę luzu rzeczywistego nad luzem geometrycznym, im mniejsze są luzy geometryczne badanego łożyska. Przy pewnej praktyce nie trudno jest ocenić wpływ tych odkształceń, zyskując dzięki temu możliwość praktycznego wykorzystania wzorów [5] i [6] oraz wykresu rys. 5.

Rozpatrzmy przykład łożyska, którego luzy geometryczne ustalone w oparciu o jego dokładne wymiary, wynoszą $L_o = 0,38$, $L_d = 0,051$ mm. Z wzoru [5] otrzymamy:

$$\frac{L_p}{L_o} = 0,134 = \operatorname{tg} \frac{15^\circ 16'}{2}$$

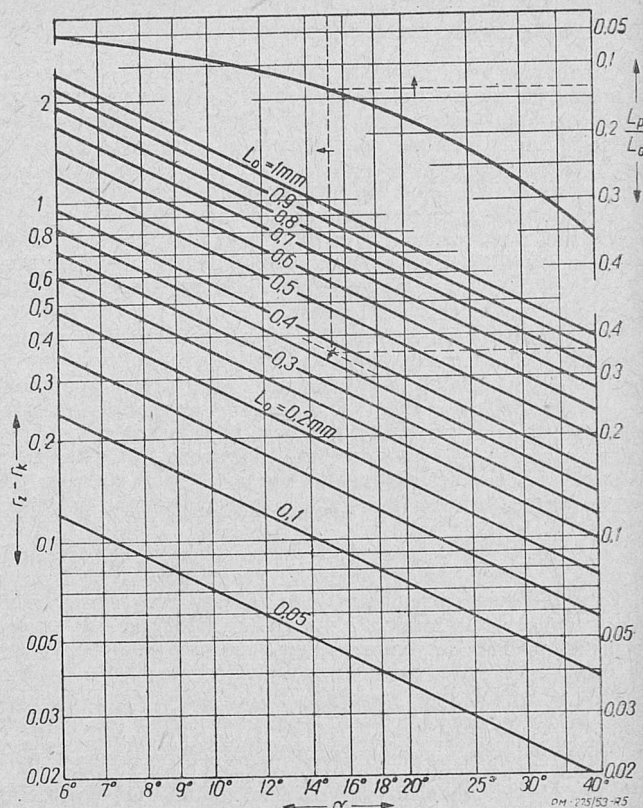
Z wzoru zaś [6]:

$$r_z - r_k = \frac{0,38}{4 \cdot \sin 15^\circ 16'} = 0,351 \text{ mm.}$$

Opierając się na wykresie rys. 5 i wychodząc ze stosunku $\frac{L_p}{L_o} = 0,134$, otrzymamy z górnej krzywej $\alpha = 15,20^\circ$ i odpowiadającą temu kątowi różnicę $r_z - r_k = 0,35$ mm, a więc wartości niemal równie dokładne, jak otrzymane ze wzorów.

Należy jeszcze zwrócić na to uwagę, że obliczenia te są przeprowadzane bez znajomości podstawowych wymiarów łożyska, a więc średnic bieżni i kulki. Zastosowanie wyżej otrzymanej różnicy $r_z - r_k$ do kulki o średnicy $3/4''$ (19,05 mm) pozwoli nam na stwierdzenie, że odpowiada jej $2 \cdot 0,35 / 19,05 = 0,0368 = 3,68\%$ promienia kulki.

Chcąc dokonać powyższych przeliczeń w oparciu o wartości luzów rzeczywistych, znalezione w wyniku bezpośredniego po-



Rys. 5.

miaru, należy pamiętać o tym, że występujące w czasie pomiaru odkształcenia podwyższają luz osiowy w większym stopniu, aniżeli promieniowy, gdyż przy pomiarze luzu osiowego pierścień jest obciążony składową obciążenia pomiarowego, powiększoną w stosunku do tego obciążenia $\left(\frac{1}{\sin \alpha}\right)$ razy. Chcąc

zatem przejść od stosunku luzów rzeczywistych na stosunek luzów geometrycznych $\frac{L_p}{L_o}$, należy stosunek luzów rzeczywistych

zmniejszyć tym bardziej, im obciążenie pomiarowe jest większe oraz im mniejszy jest kąt α i średnica kulki. Przy korzystaniu z wykresu rys. 5 należy również zmniejszyć wartość L_o , przy czym nasuwa się spostrzeżenie, że zmiana ta równoważy częściowo zmiany w górnej części wykresu. Kierunek omówionych zmian jest zaznaczony na wykresie strzałkami.

Opracowano na podstawie artykułu p. t. „Jeu geometrique axial et radial dans les roulements a billes”, dr inż. H. Perret, La Machine Moderne z 1 listopada 1953 r.

Hartowanie izotermiczne z oziębianiem wstępnym

Hartowanie izotermiczne, pomimo swoich zalet, jak zapewnienie małej skłonności do pękania się i pęknięcia przedmiotów, jest w praktyce stosowane tylko do części o stosunkowo niewielkich wymiarach. Żądanie bowiem jednorodnej struktury w całej objętości przedmiotu wymaga, aby krzywa chłodzenia dla rdzenia nie przecinała linii początku przemiany przechłodzonego austenitu. Wobec niewielkich na ogół zdolności chłodzących stosowanych kąpeli (najsilniej działająca kąpiel: 90% roztwór wodny NaOH w 220°C posiada zdolność chłodzenia równą tylko 1/100 zdolności chłodzenia zimnej wody), hartowanie izotermiczne stali węglowych i niskostopowych jest możliwe tylko dla przedmiotów o względnie niewielkich przekrojach.

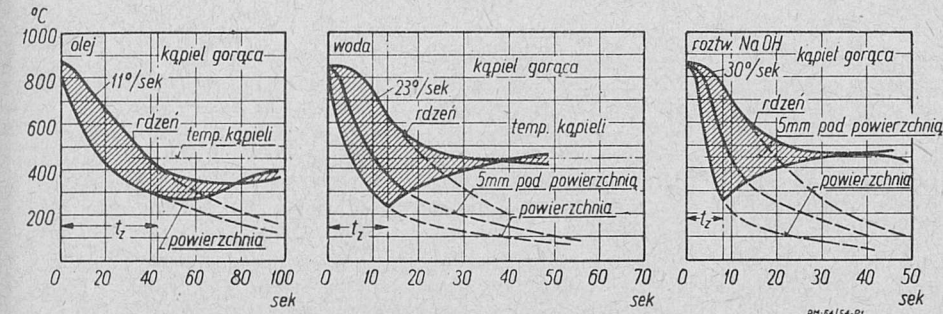
Opisywana metoda opiera się na wykorzystaniu silnego działania chłodzącego wody, oleju i roztworów niektórych soli. Polega ona na tym, że przedmiot nagrany do temperatury hartowania chłodzony jest początkowo w zimnej kąpeli tak długo, aż temperatura warstw powierzchniowych zbliży się (lecz nie przekroczy) do temperatury przemiany martenzytycznej, a następnie dopiero przenoszony jest do kąpeli gorącej, w której zajść ma przemiana izotermiczna.

Przeprowadzone zostały próby ze stalą Cr-Mo o składzie: 0,35% C, 0,27% Si, 0,61% Mn, 1,12% Cr, 0,22% Mo oraz

0,18 Ni. Do badań użyto próbek kształtu walcowego, o różnych wielkościach średnic.

Dla stwierdzenia koniecznych czasów wstępnego oziębienia wyznaczono krzywe chłodzenia dla rdzenia i warstwy leżącej 5 mm pod powierzchnią, hartując próbki w różnych ośrodkach z temperatury 820°C. Krzywe dla samej powierzchni uzyskano przez ekstrapolację.

Wykonane zostały również obliczenia teoretyczne, zmierzające do umożliwienia wyznaczania krzywych chłodzenia dla każdego punktu przekroju. Główną trudnością tych obliczeń było określenie średnich wartości współczynnika przyjmowania cie-

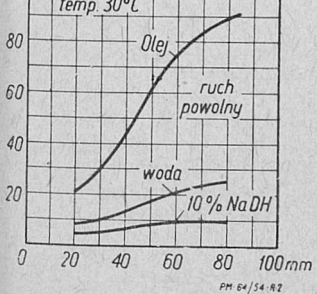


Rys. 1. Krzywe chłodzenia, przy wstępnym oziębieniu w różnych ośrodkach, wykonane dla próbek o średnicy 40 mm; t_z — czas wstępnego oziębienia. Linie przerywane odpowiadają zwykłemu hartowaniu.

pla przez kąpiel i współczynnika przewodzenia metalu w danym zakresie temperatur.

Jak widać z wykresów na rys. 1 dla próbek średnicy 40 mm omawiana metoda pozwala na osiągnięcie, w zakresie szybkiego rozpadu austenitu (550° ÷ 650°C), szybkości chłodzenia odpowiadających zwykłemu hartowaniu. W przypadku badanej stali uzyskiwano jednolite własności przy średnicach próbek 60, a nawet 80 mm. Przy większych średnicach wpływ ośrodka chłodzącego na przebieg zmian temperatury rdzenia okazał się mniejszy, jednak i tu uzyskano szybkości chłodzenia większe, niż w przypadku bezpośredniego przenoszenia do gorącej kąpeli.

Z wykresów na rys. 1 wynika również, że w przypadku przedmiotów o średnicy 40 mm szybkość chłodzenia w rdzeniu nie jest zależna od temperatury gorącej kąpeli. Daje to pewną swobodę stosowania wyższych temperatur kąpeli.



Rys. 2. Zależność czasu wstępnego oziębienia od średnicy przedmiotu dla różnych ośrodków.

Poruszanie przedmiotem i podwyższona temperatura cieczy. Czas wstępnego oziębienia należy więc określać osobno dla każdego przypadku. Jest on zbyt długi, jeżeli na powierzchni przedmiotu znajduje się odpuszczone martensyt, i zbyt krótki, jeżeli struktura w przekroju jest niejednorodna.

(Archiv f. das Eisenhüttenwesen, Rocznik 25, nr 1/2 — styczeń/luty 1954).

Osadzanie gwintów w materiałach o małej wytrzymałości

Jedną z przeszkód w powszechnym stosowaniu w budowie maszyn stopów lekkich oraz innych materiałów, jak masy plastyczne lub płyty z drewna spłasnionego, jest wykruszanie się gwintów przy wkręcaniu i wykręcaniu śrub, albo też pod działaniem zmiennego obciążenia. W związku z tym przy materiałach delikatnych nie wkręca się śrub bezpośrednio w materiał części, lecz w tulejkę (zalewaną lub wkręconą) wykonaną z materiału o większej wytrzymałości i o mniejszym współczynniku

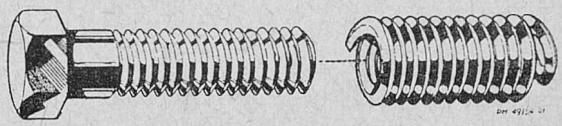
tarcia. Sposób ten ma jednak poważne wady. Zalewanie tulejek jest żmudne i kłopotliwe, w czasie ostygnięcia tulejki łatwo pękają, a naprawianie jest skomplikowane; poza tym zastoso-

wanie tulejek z cięższych materiałów powoduje wzrost ciężaru całej części. Natomiast tulejki wkręcane na wcisk powodują powstawanie w materiale podstawowym niebezpiecznych naprężeń, przy czym łatwo się obluźniają pod wpływem drgań części.

Ostatnio zastosowano wkrętki sprężyste w postaci zwoju otrzymanego przez zwiniecie śrubowo drutu ze stali nierdzewnej lub brązu fosforowego (rys. 1). Drut ma przekrój rombu o kątach ostrych równych 60° (lub 55° w przypadku gwintu Whitwortha), którego większa przekątna jest równa sumie głębokości gwintów śruby i gniazda; rzeczywisty przekrój drutu różni się od teoretycznego ścieciami przy wierzchołkach kątów ostrych. Teoretyczna średnica zewnętrzna wkrętki sprężystej w stanie swobodnym jest nieco większa niż średnica zewnętrzna gniazda, tzn. że przed wkręceniem do gniazda jest ona większa niż po wkręceniu; następuje dzięki temu zaciśnięcie wkrętki w otworze gwintowanym części. Wymiary gwintu wewnętrznego wkrętki sprężystej odpowiadają po jej wkręceniu wymiarom odpowiedniego normalnego gwintu śruby (rys. 2).

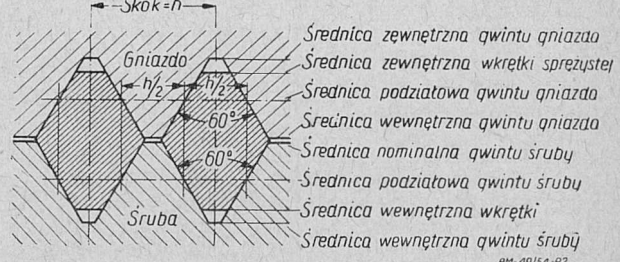
Zastosowanie wkrętki sprężystej ma następujące zalety:

- 1) wkrętka nie obluźnia się pod działaniem drgań, ponieważ jest wkręcona do gniazda z napięciem sprężystym i nie powoduje pęknięcia materiału części;
- 2) ciężar części może być znacznie mniejszy niż przy innych rozwiązaniach;
- 3) wkrętka może być wykonywana z materiału o znacznej odporności na działanie ośrodków korodujących, np. stali



Rys. 1. Śruba i wkrętka sprężysta.

nierdzewnej. W przypadku, gdy konieczna jest bardzo duża odporność na korozję, wkrętkę można wykonać z brązu fosforowego;



Rys. 2. Wymiary przekroju zwoju wkrętki sprężystej.

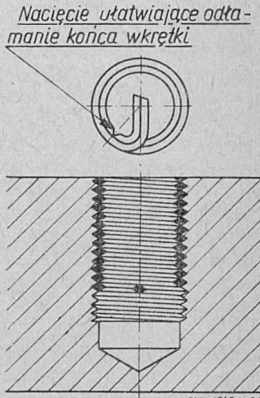
4) rozwiązanie to jest tańsze od innych; wynika to z ilości zużytego materiału, większej trwałości połączenia, mniejszych kosztów obróbki i montażu;

5) wkrętka sprężysta umożliwia łatwe i tanie naprawianie uszkodzonych lub zużytych gwintów wewnętrznych, przy czym trwałość naprawionego w ten sposób gwintu jest większa od trwałości pierwotnej.

Do wkręcania wkrętki używa się śrubokrętów specjalnej konstrukcji o odpowiednio ukształtowanej końcówce (uchwyt) obejmującej dolny koniec wkrętki, odgięty promiennie (rys. 3). W otworach ślepych pozostawia się odgięty koniec wkrętki, jeżeli otwór jest dostatecznie głęboki. W razie potrzeby koniec wkrętki można łatwo odłamać.

W. S.

Gaston Laval — (La Machine Outil Française nr 12/53, str. 75).



Rys. 3.

Wydanie zbiorowe dzieł profesora M. T. Hubera

Z uwagi na konieczność udostępnienia polskiemu światu technicznemu spuścizny naukowej profesora *Maksymiliana Tytusa Hubera* i uczczenia Jego zasług dla polskiej nauki i techniki Polska Akademia Nauk uchwałą Sekretariatu Naukowego Prezydium PAN z dnia 12 listopada 1953 r. postanowiła ogłosić drukiem wszystkie prace profesora *M. T. Hubera* o charakterze naukowo-badawczym.

W związku z realizacją powyższej uchwały Polska Akademia Nauk powołała Komisję dla opracowania monografii i wydania prac *Maksymiliana Tytusa Hubera*. Przewodniczącym Komisji został prof. Witold Nowacki.

Uchwała powyższa powzięta przez Sekretariat Naukowy Prezydium Polskiej Akademii Nauk, instytucji naukowej o najwyższym autorytecie w naszym kraju, jest ukoronowaniem i najpełniejszym wyrazem realizacji pragnień polskiego świata technicznego uczczenia w sposób należyty wyjątkowych zasług profesora *Hubera* w dziedzinie nauk technicznych. O tym jak żywe i spontaniczne było pragnienie utrwalenia dorobku naukowego profesora *Hubera* i udostępnienia Jego spuścizny polskiemu światu technicznemu niech świadczy fakt, iż już w dziesięć dni od daty zgonu Profesora grono najbliższych Jego współpracowników i przyjaciół na zebraniu w dniu 19 grudnia 1953 r. postanowiło opracować materiały do specjalnego zeszytu „Przeglądu Mechanicznego”, poświęconego życiu i działalności naukowej Profesora.

Zeszyt ten ukazał się w czerwcu 1951 r. i zawierał życiorys i charakterystykę twórczości Profesora w następujących dziedzinach: wyteżenia, teorii płyt, stateczności układów mechanicznych, wytrzymałości konstrukcji lotniczych, uzbrojenia i słownictwa technicznego.

W dniach 20 i 21 kwietnia 1951 r. Konferencja Wytrzymałościowa Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Mechaników Polskich stała się widomym wyrazem hołdu, złożonego pamięci wielkiego polskiego Uczonego. Na końcowym posiedzeniu Konferencji Wytrzymałościowej powzięto następującą uchwałę:

„Doceniając olbrzymie znaczenie dorobku naukowego prof. *M. T. Hubera* dla polskiej techniki, zebrani uchwalają zwrócić się do władz o jak najszybsze podjęcie zbiorowego wydania wszystkich cenniejszych prac prof. *Hubera* i udostępnienie ich najszerszym kołom polskich techników”.

Bibliografia

Edmund Janicki, Czesław Kalata, Stanisław Kobylński. — SYSTEMATYKA WAD ODLEWÓW STALIWNICH. Z Atlasem. Format A5, stron 143, rys. 40. Państwowe Wydawnictwa Techniczne. Warszawa. 1954. Cena złotych 14.80.

Książeczka obejmuje w siedmiu rozdziałach, poza wstępem, klasyfikację wad odlewów stalowych (I), opis tych wad (II), ich wygląd zebrany w Atlasie (III), klasyfikację przyczyn powstawania wad (IV), zestawienie możliwych przyczyn ich powstawania (V), wskazówki dla posługujących się omawianym opracowaniem (VI) oraz przykłady analizy przyczyn powstawania wad odlewów stalowych (VII). Objętościowo rozdziały III i V zajmują ponad 110 stron i decydują o treści opracowania.

Stosownie do wstępu i umieszczonych wyjaśnień, praca przeznaczona jest przede wszystkim dla techników i inżynierów zatrudnionych w kontroli technicznej, kierownictwie i nadzorze technicznym oraz w biurach technologicznych i ma na celu umożliwienie jednoznacznego określenia wad odlewów, ułatwienie analizy przyczyn ich powstawania i podania wytycznych co do usunięcia wad lub zmniejszenia prawdopodobieństwa ich występowania. Niewątpliwie książka posłużywać się będą również i brakarze odlewów wykonujący wstępną, przygotowawczą pracę w kontroli technicznej, którzy niekoniecznie muszą mieć dyplom technika.

W jakim stopniu ogłoszona publikacja może przyczynić się do zrealizowania postawionych zadań i ułatwić pracę osobom zatrudnionym w przemyśle na odcinku bezpośredniego zwalczania wad w odlewach? Wydaje się, że recenzowana praca niestety jest chybiona i oczekiwanych rezultatów dać nie będzie mogła. Przyczyną tego są poważne potknięcia się autorów i niedociągnięcia, szczególnie w rozdziałach I, III i V.

Rozdział I jest chybiony w układzie. Czy podana klasyfikacja opiera się na obiektywnie stwierdzanych cechach wad i czy rzeczywiście jest jednoznaczna, jak to sugerują autorzy?

Jeśli grupa wad 1 — wady kształtu, grupa 2 — wady powierzchni surowej i grupa 3 — przerwy ciągłości, odpowiadać z grubszą postawionym postulatom, o tyle dwie pozostałe: 4 — wady wewnętrzne i 5 — wady materiału, nie mają cech jednoznaczności; szereg wymienionych wad nie opiera się o cechy obiektywnie stwierdzane; wnosi to dowol-

Wydanie zbiorowe dzieł prof. *Hubera* obejmie 5 tomów o łącznej objętości 150 arkuszy.

Tom I obejmie życiorys prof. *Hubera*, opracowanie sylwetki uczonego na tle epoki i omówienie dorobku naukowego w różnych dziedzinach Jego działalności. Tom II — zagadnienia wyteżenia, stateczności, sprężystości i płyt. Tom III — zagadnienia lotnicze, konstrukcji maszynowych, konstrukcji żelbetonowych, słownictwa technicznego, mechaniki teoretycznej, konstrukcji inżynierskich, kolejowe i uzbrojenie. Tom IV i V — teorię sprężystości.

Wydanie zbiorowe dzieł prof. *Hubera* ukaże się nakładem Państwowego Wydawnictwa Naukowego.

Stan prac związanych z realizacją wydania zbiorowego pism prof. *Hubera* jest w obecnej chwili następujący:

W maju br. ukazał się w druku tom IV, obejmujący pierwszą część teorii sprężystości, wydany w nakładzie 5000 egzemplarzy przez Państwowe Wydawnictwo Naukowe.

W druku znajduje się tom V, obejmujący drugą część teorii sprężystości (termin wyjścia z druku — grudzień 1954 r.).

W opracowaniu redakcyjnym znajdują się tomy II i III, które ukażą się w przyszłym roku.

W opracowaniu autorskim znajduje się tom I, który ukaże się jako ostatni.

Wydanie zbiorowe pism nie obejmuje natomiast prac o charakterze dydaktycznym, a w szczególności „Mechaniki ogólnej i technicznej” oraz „Stereomechaniki technicznej”, które to dzieła ukażą się oddzielnie. W zakres wydawnictwa nie wchodzi również słowniki: z mechaniki ogólnej i stereomechaniki technicznej, opracowane przez prof. *Hubera* i przyjęte przez Komisję Słownictwa Technicznego PKN.

Zebranie i udostępnienie dorobku naukowego prof. *Hubera* przyczyni się niewątpliwie do rozwoju mechaniki teoretycznej w Polsce, a przesycone trudem twórczym życie naszego wielkiego Uczonego będzie bodźcem i zachętą dla młodej generacji polskich naukowców!

Polska Akademia Nauk przez podjęcie tego poważnego przedsięwzięcia naukowo-wydawniczego wystawi najpiękniejszy pomnik zmarłemu Uczonemu i odda walną przysługę polskiej nauce i technice!

ność w układ klasyfikacyjny i łatwo stać się może przyczyną nieporozumień w odlewni. Dlaczego? Postaram się to wyjaśnić.

Pierwszą moją systematykę wad odlewów, którą ogłosiłem w roku 1931 na Międzynarodowym Kongresie Odlewniczym w Mediolanie i którą posłużyła jako podstawa badań tego zagadnienia w szeregu krajów, skorygowałem dwukrotnie: w roku 1948 (patrz polskie wydanie — Wady odlewnicze i ich systematyka. Z Atlasem. Kraków) oraz w roku 1952 w publikacji, którą ogłosiłem w „Pracach Instytutu Odlewnictwa” zeszyt 2, str. 51, przyjmując jedyny słuszny podział wad o ich cechy zewnętrzne i stosując podział następujący: I — jamy, jamki i pustki (dziury), II — przerwy ciągłości (pęknięcia), III — wady powierzchni surowej, IV — wady kształtu, V — wady makrostruktury i VI — wady wykrywane w drodze laboratoryjnej. Jeśli grupy oznaczone w książeczce nr 1, 2 i 3 pokrywają się do pewnego stopnia z grupami IV, III i II, a grupę 5 — wady materiału można porównywać z grupą VI mojego układu, to jednak grupa 4 (wady wewnętrzne) obejmuje wady przynależne do grupy I i włącza do niej bez żadnych podstaw wady do tej grupy nieprzynależne (np. poz. WS 401, 402, 403 itp.). Zadeklarowane założenie o „jednoznaczności” nie zostało w klasyfikacji konsekwentnie przeprowadzone. Jako przykłady podam jeszcze pozycje 2014 i 2015, 2013 i 208, 201 i 405; przykłady podobne można by pomnożyć.

„Opisy wad” prowadzą do dalszych wątpliwości użytkującego opracowanie; wystarczy zapoznać się z definicjami wad określonych symbolami 202, 205, 207, 211, 302, 2101, 405, 406 i innymi. Wypchnięcia (1052) i guzy (103) są wadami zbyt zbliżonymi, ażeby w ogóle należało je rozdzielać; opisy wad 2015 i 203 nasuną niejednemu, nawet rutynowemu odlewnikowi, trudność w zakwalifikowaniu, czy mamy do czynienia z „wzraniem” czy „strupem” itd. Przykłady podaje wrywkowo, mając na uwadze ograniczoną objętość recenzji.

Układ klasyfikacyjny metodologicznie jest nieprawidłowy i nie wykazuje koniecznej pragmatyczności. Rzeczy mniej ważne wysunięte są na początek, wady najczęściej spotykane w odlewniach są przy końcu klasyfikacji. Wiadomo, na przykład, że przeważająca ilość wad odlewniczych należy do grupy, którą objąłem mianem „jamy, jamki i pustki”

(grupa I); radzieckie normy nazywają je „wady objętościowe“ i umieszczają łącznie z pęknięciami w grupie II. Wg autorów recenzowanej pracy grupa ta (nazwana zupełnie niefortunnie „wady wewnętrzne“) figuruje jako, przedostatnia w układzie, natomiast na pierwsze miejsce wysunięta jest wada „uszkodzenia mechaniczne“, która ani pod względem częstotliwości, ani znaczenia w produkcji odlewniczej nie zasługuje na takie „wyróżnienie“. Czy „brak próbki“ (WS 507) jest wadą odlewu? Te dwa przykłady dostatecznie charakteryzują metodę pracy Komisji, która układała klasyfikację.

Rozdział III — Atlas — podstawowa część opracowania — należy do najbardziej nieudanych części; trudno powiedzieć czy niewłaściwy dobór materiału ilustracyjnego, czy nie dość krytyczny stosunek do pracy fotografa, spowodował pełne „zawalenie“ tego odcinka. Raczej szereg czynników działało tu wspólnie i doprowadziło do wyniku ujemnego. W każdym razie „Atlas“ nie ułatwił identyfikacji w odlewni wadliwych odlewów. Na czterdzieści podanych w „Atlasie“ ilustracji, jeśli ma on spełniać swoją właściwą rolę, tylko kilka powinno być znaleźć się w „Atlasie“. Do nich należą podane na stronach 28, 30, 39, 41, 54, 65 i 67, chociaż i im dużo brakuje do pełnej poprawności; kilka innych zdjęć również mogłoby być wykorzystanych z pożytkiem, gdyby na odbicie fotograficznej wyraźnie było zaznaczone umiejscowienie ilustrowanej wady (np. na str. 25, 26, 32, 44 i 56). Bez tego stają się one łamigłówką dla przeciętnego pracownika odlewni. Reszta, pomimo kilkukrotnego ilustrowania jednej i tej samej wady, nie daje obrazów charakterystycznych, pouczających czytelnika (str. 22, 23, 24, 26, 29, 32, 33 itd.). Wydaje się również, że w wydawnictwie opartym na współpracy STOP, Akademii Górniczo-Hutniczej i Centralnego Zarządu Przemysłu Hutniczego, nie powinno być miejscz napisem „brak materiału ilustracyjnego“. Potrzebny materiał na pewno potrafiliby dostarczyć Min. Przem. Maszynowego w czasie najkrótszym. Jest to poważne zaniedbanie autorów i redakcji naukowej.

Wreszcie rozdziały IV i V nie ułatwiają, wg mojego zdania, zastosowania opracowania w praktyce warsztatowej, a raczej zupełnie „położą“ sprawę ustalenia przyczyn powstawania wad w odlewni. Daleko posunięte różnicowanie, doprowadzające do ustalenia ponad 250 „szczegółowych“ przyczyn powstawania wad i ponad 1100 pozycji „zestawień możliwych przyczyn powstawania“, było niewątpliwie pracą bardzo żmudną w rodzaju „rozszeplania włosa na czworo“, lecz wątpię, aby ktokolwiek zechciałby, bez przymusu, wprowadzić tak drobiazgową, pracochłonną, a zatem kosztowną analizę na warsztacie, pomimo zachęcającego pouczenia w rozdziałach VI i VII. W cytowanym wyżej artykule moim z roku 1952, sprowadziłem „źródła i przyczyny powstawania wad“ do 80 pozycji i objełem wszystko to, co podaje rozdział V w ponad 1100 pozycjach. Wydany w roku 1953 przez Ministerstwo Źeżkeho Strojirenstvi w Pradze, obowiązujący wszystkie czechosłowackie odlewnie od 1. VII. 1953 „Evidence zmetkovitosti ve slevarnach“ zamyka tę samą analizę w 84 pozycjach. Zgodność między nami jest zadziwiająca!

Wg wiadomości podawanych w książeczce (str. 6), przygotowani jesteśmy, że za omawianą książeczką PWTechniczne zamierzają wydać podobne opracowania w zakresie wad innych rodzajów odlewów (wg tworzyw). Nasuwa się więc pytanie, czy w świetle ogłoszonej już pracy celowe jest jej powtarzanie. Wspomniana czechosłowacka „Evidence“ przyjmuje układ wspólny dla wszystkich rodzajów tworzywa, tj. zarówno dla stopów żelaza, jak i stopów nieżelaznych, przeszła próbę życia i potwierdza, że wprowadzane niekiedy różnicowanie i tworzenie osobnych układów klasyfikacyjnych nie ma żadnych uzasadnionych podstaw. Jamy gazowe spotykane są we wszystkich rodzajach tworzywa; mogą one różnić się nieco kształtem, wielkością lub częstotliwością występowania, jednak różnic w ich cechach morfologicznych nie ma; dosłownie to samo możemy powiedzieć o „pęknięciach“, „niedolewach“, „wzrziach“ itp. Różnicując te wady według rodzaju metalu wprowadzamy niepotrzebną komplikację, a jednocześnie utrudniamy personelowi zatrudnionemu przy ewidencji wad pamięciowe opanowanie materiału. Możemy zgodzić się, że poszczególne tworzywa wyjąwiają niektóre osobliwości dosyć charakterystyczne dla nich; np. „pocenie się“ niektórych stopów miedzi lub „nasiąki“ (najbardziej charakterystyczne w odlewach stalowych i ze stopów miedzi), „oddalenie“ w żeliwie ciągłym itp. Lecz jeśli przeprowadzimy dokładną analizę tych wszystkich odrębności, to łączna ich ilość nie przekroczy prawdopodobnie 6÷8 pozycji dla wszystkich odmian tworzywa. A więc, czy może być uzasadnione powtarzanie ponad 140 pozycji, dla każdego tworzywa osobno?

Wprowadzanie odrębnych „Atlasów“ jest zupełnie zbędne; wystarczy do dobrze zilustrowanego „Atlasu“ dodać kilka kartek charakterystycznej odmiany obrazu dla specjalnego tworzywa i otrzymać potrzebny nam „Atlas“ wszystkich wad odlewów spotykanych w praktyce w odlewniach wszelkiego rodzaju. A więc rozważmy jeszcze raz, czy naprawdę nie robimy niepotrzebnego wydatku, komplikujemy sprawę i dajemy na warsztat aż cztery książeczki o treści zbliżonej co najmniej w 95%. Przy tej okazji należałoby ponownie rozpatrzyć słownictwo, ilustracje poprawić, a najważniejsze nie zapominać, że istotną sprawą przy zwalczaniu braku jest szybkie ustalenie „brakoroba“, jak również ewentualna naprawa wady w odlewie, która powinna być oparta na sklasyfikowaniu wady

wg jej znaczenia dla użytkowej wartości odlewu. O tym zapomnieli autorzy opracowania i nigdzie tej sprawy nie poruszyli. Zapomnieli również i o tym, że czytelnik może zainteresować się literaturą przedmiotu, tym bardziej, że w publikacjach zagranicznych znajdzie, że właśnie w Polsce wykonano na tym odcinku pracę pionierską, że autor niniejszej recenzji był jednym z jej wykonawców, a z opracowań jego autorzy książeczki zacerpnęli sporo materiału. O tym jednak nie wspomnieli ani słowem.

K. Gierdziewiczski

Stanisław Kowalczyk — TOLERANCJA I PASOWANIA W BUDOWIE MASZYN. Format A5, stron 128, rysunków 30, tablic 55. PWT, Warszawa, 1953. Cena zł 12,50.

Zestawienie w jednej książce międzynarodowego układu pasowań ISA i układu radzieckiego OCT należy uznać jako bardzo pożyteczne. Dla korzystania z bogatego doświadczenia i literatury ZSRR z tego zakresu konieczna jest znajomość układu OCT.

Treść książki została podzielona na 7 rozdziałów, z których rozdział I zawiera pojęcia podstawowe, rozdział 2 i 3 budowę i zastosowania układu ISA, rozdział 4 — budowę i zastosowania układu OCT, rozdział 5 — porównanie układu ISA z układem OCT, rozdział 6 — układ OCT dla średnic 500 do 10 000 mm, a rozdział 7 — układ OCT dla średnic od 0,1 do 1 mm. Najbardziej cenne są przykłady zastosowania pasowań obu układów.

Dużą wartość dla praktyki przedstawia rozdział 5 zawierający tablice porównawcze pasowań obu układów. Konstruktor, który posilkuje się dokumentacją lub literaturą radziecką, bardzo szybko odnajdzie odpowiednie pasowanie układu ISA.

W treści książki można wskazać na szereg usterek. Najpoważniejsze zastrzeżenia nasuwa rozdział 1 zatytułowany „Pojęcia podstawowe“. Wkradł się tu szereg nieścisłych określeń. Np. na str. 10 „tolerancja będzie ujemna“, a dalej podano „dwukierunkowa“. Również na str. 14 podano $F = -T$. Tolerancja jest wielkością dodatnią. Na str. 13 podano obliczenie tolerancji wałka przez odjęcie odchyłki górnej od odchyłki dolnej.

Zasadą (patrz np. „Mały Poradnik Mechanika“) przy obliczaniu tolerancji jest odejmowanie odchyłki dolnej od odchyłki górnej. W danym przypadku $T = (-0,2) - (-0,4) = 0,2$.

Na str. 14 podano $N \pm \frac{G}{F} = N - T$. Pomiędzy wymiarem tolerowanym a wymiarem w danym przypadku minimalnym nie można stawiać znaku równości. Poza tym należy pisać $N + \frac{G}{+F}$. Napisanie $N + \frac{G}{-F}$ może doprowadzić do błędnego wyniku np. przy $G = 0$ i $F = -0,2$ otrzymamy $N - (-0,2) = N + 0,2$ zamiast $N - 0,2$. W praktyce przy dwóch lub większej ilości wymiarów najlepiej pisać N_{n1}^{n2}, K_{k1}^{k2} itd.

Następnie mówi się o „przypadku równości odchyłek z tolerancjami“. Jest to nieścisłość. Wymiar tolerowany składa się z liczby wymiarowej i odchyłek, nie zaś z liczby wymiarowej i tolerancji. W przypadku szczególnym, gdy jedna odchyłka jest równa zeru, wielkość bezwzględna drugiej odchyłki równa jest wielkości tolerancji. Dlatego wyrażenie na str. 60 „również wymiary tolerowane z tolerancją skierowaną w głąb materiału“ jest również nieścisłe.

Na str. 11 czytamy „Jeśli nie ma specjalnych zastrzeżeń co do gładkości i równoległości powierzchni... Należałoby pominąć gładkość, a pisać o zastrzeżeniach zastrzegających dokładność kształtu geometrycznego.

Na rys. 7 (str. 12) pożądaną jest zaznaczenie minimalnych i maksymalnych luzów wcisków.

W książce nie zamieszczono tablic granicznych luzów i wcisków właściwie charakteryzujących pasowanie i dlatego w rozdziale 1.4 należałoby podać sposób szybkiego ich obliczania. Przykład liczbowy zastąpienia pasowania jednego z układów pasowaniem drugiego układu, najlepiej zilustrowałby sposób rozwiązywania tego rodzaju zadań, tym bardziej, że książka przeznaczona jest dla konstruktora.

Rysunki 13 i 14 w odniesieniu do pasowań mieszanych nie odpowiadają rzeczywistym odchyłkom tych pasowań.

Przykłady pasowań OCT poparte są objaśnieniami. Dla przykładów pasowań ISA, podanych w tablicach A do F, omówień takich brak. Byłby one celowe ze względu na dość dużą ilość pasowań nienormalnych jak H8/h8 M8/h8 I8/h8. Poza tym podanie oznaczenia tylko jednego elementu współpracującego nie wyjaśnia rodzaju pasowania.

Brak jest przykładów z tak obszernej dziedziny, jak budowa samochodów.

Na str. 21 podano IT5 = 6,25 IT6: powinno być IT5 = 0,625 IT6. Na str. 76 podano „klin półokrągły“ powinno być wpust czółenkowy Woodruffa. Na str. 83 i 84 podano „tokarki“ powinno być tokarek. Na str. 86 czytamy „tulejki wiertnicze“ powinno być „wiertarskie“.

Dla uniknięcia błędów przy korzystaniu z tablic należałoby wyraźnie określić obszary średnic np. ponad 3 do 6 itd. tabl. 5 i następne. Podobnie tablica zamieszczona na stronicach sąsiednich powinna posiadać obszary średnic podane na obu stronicach, tablica 6, 7 i dalsze.

Inż. J. Drążkiewicz.

Dr inż. Paul M. Pflter — POMIARY ELEKTRYCZNE WIELKOŚCI MECHANICZNYCH. Tłumaczyli: mgr inż. J. Plebański, mgr inż. K. Szpołański. Format A5, stron 264, rysunków 326. PWT, Warszawa, 1953. Cena zł. 25,50.

Rola elektrycznych metod pomiaru wielkości nieelektrycznych w szczególności mechanicznych jak: droga (przesunięcie, odkształcenie), czas, prędkość, przyspieszenie, siła (moment, naprężenie) itd. jest coraz lepiej rozumiana i coraz silniej podkreślana zarówno przez pracowników nauki jak i przemysłu.

Przyswojony polskiemu piśmiennictwu technicznemu znany w kołach technicznych podręcznik M. Pfltera „Elektrische Messung mechanischer Größen“, znany był już szeroko przed II wojną światową: drugie wydanie (niemieckie z r. 1943) w zasadniczym ujęciu niewiele odbiega od wydania pierwszego.

Dobrze się stało, że tłumacze wzięli za podstawę rosyjskie tłumaczenie omawianego podręcznika („Elektricheskoje izmierenje mechaniceskich wielicin“ — Masgiz, Moskwa 1948), gdyż pozwoliło to na wzbogacenie materiału zawartego w oryginale przez liczne, a cenne uzupełnienia, dołączone do tłumaczenia rosyjskiego.

Tłumaczenie pod względem treści i słownictwa na ogół poprawne: tłumaczom udało się uniknąć dłużyzn i zawiłości zdań, których budowa jest zwarta i względnie prosta. Zastrzeżenia budzić mogą jedynie pewne terminy czy określenia, nie mające jeszcze ustalonego znaczenia w polskim słownictwie, bądź wyrażenia utworzone w sposób czasami sztuczny. Dla przykładu można wymienić kwestię, nie omówioną bliżej (co można było uczynić w przypiskach), określenia czujników czy przetworników względnie nadajników.

Niektóre wyrażenia rażą zbyt dosłownym przeniesieniem na język polski, dla przykładu podać można użyte przez tłumaczy terminy: „metoda indukcyjnościowa“, „sprężystość magnetyczna“ — (należało przytoczyć bardziej znany i jednoznacznie interpretowany termin: magnetostrykcja), „histereza mechaniczna“, „naprężenie elastyczne“ — (terminy: „sprężysty“, „plastyczny“, odnoszą się mogą do stanu materiału względnie jego odkształceń, ale nie do stanu naprężeń i ich rodzaju), „czujnik drgań“ — (drganie jest zjawiskiem: można mierzyć poszczególne parametry zmienne podczas trwania tego zjawiska, ale nie całe zjawisko), „pod działaniem wielkości mechanicznej“ — (nie każda wielkość mechaniczna działa, np. gdy mamy na myśli drogę czy prędkość, to takie wyrażenie jest błędne), mierzona wielkość mechaniczna „prze-arwu“, „droga pomiarowa“ — (termin użyty błędnie w znaczeniu bazy), „natężenie powściągające“, „masa rozpędna“, „miernik drgań“, itp.

Przy omawianiu tensometrów pojemnościowych tłumacze pominieli wypowiedź Autora: „Ponieważ jednak nie wykazują one zasadniczych różnic w stosunku do omówionych czujników indukcyjnych, nie podajemy więc ich opisu“, bez jakiegokolwiek uwagi, że wcale tak nie jest.

Na str. 135 w p. 2.: Pomiary momentu obrotowego [31] tłumacze piszą: „Naprężenie skręcanego pręta...“, co jest całkowicie błędne, gdyż przede wszystkim jest to pojęcie wieloznaczne, a po drugie w zdaniu tym, jak to uwidacznia wzór [101] wielkości o kącie skręcania, a więc o odkształceniu. W tymże ustępie zamiast: „kąć zniekształcenia, wywołanego przez skręcenie“ winno być „kąć skręcania“. Tamże w objaśnieniu wzoru [101] zdanie: „— kąć skręcania“ stwarza przypuszczenie, że jest to inna wielkość aniżeli poprzednio omawiana, a tymczasem jest to oznaczenie tego samego kąta, tylko w innej mierze (stopniowej a nie łukowej).

Na str. 181 w p. 2.: „Pomiary drgań“ jest mowa o masie zawieszonyj elastycznej...“ że drgania tej masy zostają zamienione na wielkość elektryczną...“ Jest to błędne z dwóch powodów. Ta właśnie masa (tzw. sejsmiczna) ma stanowić nieruchomy układ odniesienia i jest tak zawieszona i tłumiona, by amplituda jej drgań wymuszonych była bliska zera. Po drugie, drgań nie można zamieniać na żadną wielkość elektryczną, można najwyżej osiągać, by w taki drgań pewna wielkość elektryczna ulegała zmianom odpowiednio do pewnej wielkości jak: wychylenie, prędkość czy przyspieszenie. Taki układ wcale nie jest jeszcze miernikiem, nie musi też być koniecznie miernikiem drogi, lecz równie dobrze innej wielkości mechanicznej.

Stwierdzić należy, że mimo wymienionych usterek podręcznik oddać może korzyści przede wszystkim mechanikom, dla których wykazane usterki nie powinny stanowić istotnej przeszkody w wykorzystaniu bogatej treści elektrycznej. Zasady miernictwa i budowa układów są podane w formie przystępnej i w zakresie zasadniczo wystarczającym. Natomiast nie są podane wytyczne odnośnie wyboru różnych typów czujników w zależności od rodzaju mierzonej wielkości mechanicznej, czy od zakresu zmian mierzonej wielkości. Dużym brakiem merytorycznym jest szkielet

potraktowanie budowy samych czujników, co dla budujących prototypy jest wielkim utrudnieniem.

Co do strony wydawniczej stwierdzić należy małą przejrzystość rysunków, zbyt drobny druk przy opisie rysunków, wreszcie nieco za obszernie objętościowo „errata“.

Prof. dr inż. Stefan Ziemia

Mgr inż. Stefan Goćkowski — BADANIA MECHANICZNYCH WŁAŚNOŚCI METALI. Format A5, stron 158, rysunków 196, tablic 29. PWT, Stalinogród 1953, Cena zł 10,70.

Zagadnienie badania mechanicznych własności metali nie posiada w naszej literaturze technicznej dostatecznego opracowania. Dotychczasowe publikacje omawiały je albo na marginesie innych zagadnień, albo tylko ograniczały się do pewnych specjalnych badań mechanicznych.

Książka mgr inż. Stefana Goćkowskiego jest pierwszym opracowaniem całokształtu tych badań w zakresie wytrzymałościowym i technologicznym, w oparciu o Polskie Normy. Książkę przeznaczono dla średniego personelu technicznego zatrudnionego w kontroli materiałowej i laboratoriach badawczych.

Przeznaczenie książki dla średniego personelu technicznego zmusiło Autora do poruszania wszystkich zagadnień w formie najprzystępniejszej — elementarnej. Niestety jednak nie zawsze udało się Autorowi połączyć przystępną formę ze ścisłością opisu i tłumaczenia zjawisk.

Pierwsza uwaga, która się nasuwa, to celowość omawiania prób tak specjalnych i stosowanych wyjątkowo jak: próba udarności przy wyższych temperaturach (str. 87) ścisła próba udarności (str. 88), ścisła próba rozciągania dynamicznego (str. 90), próba Brinella w podwyższonych temperaturach (str. 100), próby mikrotwardości (str. 116) itp. Z jednej strony określony poziom książki nie mógł uwypuklić dostatecznie celu przeprowadzania takich prób oraz teoretycznych uogólnień, które z nich można wysnuwać, z drugiej zaś, szczupła objętość książki uniemożliwiła podanie ścisłej techniki ich przeprowadzania, trudności pomiaru i sposobów ich pokonywania.

Jeżeli książka miała na celu zapoznanie niewyrobionego specjalnie czytelnika z zasadą działania maszyn wytrzymałościowych, to na przykład zasada działania uniwersalnej maszyny wytrzymałościowej (zrywarki) o napędzie hydraulicznym (rys. 30 str. 28) pozostanie niewyjaśniona, gdyż schemat 27B (str. 26) dotyczy napędu hydraulicznego nie odpowiadającego zrywawce z rys. 30, w dodatku posiadającej dziś tylko znaczenie historyczne; nie podano przy tym zasady działania hydraulicznego siłomierza uchylnego. Dodatkowo zdanie: „Siłomierz maszyny, zwany również dynamometrem, powoduje powstanie naprężeń w badanych próbkach“ (str. 27) doprowadzi do mylnych wniosków, a błędny rysunek 33B (str. 32) nie potrafi wytłumaczyć, w jaki sposób mocuje się próbkę w uchwycie o pierścieniach dzielonych (główna próbka posiada na nim średnicę większą niż otwór w podkładce kulistej).

Jeżeli chodzi o zastrzeżenia natury teoretycznej, to nie wydaje się słuszne, nawet przy całkowitym upraszczaniu sprawy, identyfikowanie sprężystości z proporcjonalnością i wyciąganie wniosku, że zaobserwowanie odchyłki od proporcjonalności jest równoznaczne z odkształceniem trwałym (str. 51), jeżeli w dodatku mówi się o granicy proporcjonalności i o granicy sprężystości na str. 52. Natomiast zdania: „Podczas prób ścisłowania próbka niszczy się (pęka całkowicie) tylko z tych metali, które można określić jako „kruche“ (str. 58) lub „Istnieje kilka metod badania mikrotwardości opartych na sposobie Brinella (wciskanie kulki)...“ (str. 116) są bezspornie błędne. Dalej: podawanie zależności typu $Q_s = 0,5 Q_p$ i $R_s = 0,5 R_p$ (wzór 25 i 26 str. 66), nawet z zastrzeżeniem tego, że to wartości przybliżone, jest niecelowe, gdyż dla różnych materiałów (elastoplastyczne i kruche) przedstawia się ona inaczej.

Poruszyłem zagadnienia te przykładowo, nie wyczerpując wszystkich zastrzeżeń.

Osobną uwagę należy poświęcić samej korekcie, która jest niestaranna. Na przykład w tytule tablicy 9 (str. 23) zamiast „próbki 5-krotne“ wydrukowano „4-krotne“ (tak jak tablica 8) i w dodatku w erracie nie poprawiono tego. Podobnie na stronie 53 we wzorze 13 zamiast E (moduł Younga) wydrukowano R . Oba te błędy są trudne do poprawienia przez nieobznajmionego czytelnika. W erracie natomiast zajmowano się takimi subtelnościami jak: „zamiast odpowiadające czytaj odpowiadając“!

Należałoby sobie życzyć, aby następne wydanie ukazało się po dokładnym przejrzeniu i uwolnieniu tekstu od błędów, ponieważ w postaci obecnej książka nie spełnia poprawnie zadania, które Autor sobie postawił.

z. prof. mgr inż. Marek Zakrzewski

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

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

Redaktor Naczelny: prof. mgr inż. MARIAN WAKALSKI

Z-ca Redaktora Naczelnego: inż.-mch. WŁADYSŁAW KAWECKI

Sekretarz redakcji: JULIA KULINICZ

Redaktor techniczny: JOZEF IZYCKI

NACZELNA ORGANIZACJA TECHNICZNA STOWARZYSZENIE INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH SIMP

Zarząd Główny SIMP, mając na względzie rolę Stowarzyszenia w popularyzacji wiedzy technicznej oraz w szerzeniu postępu technicznego w przemyśle metalowym ogłasza

K O N K U R S O T W A R T Y NA NAJLEPSZY ODCZYT KOŁA ZAKŁADOWEGO SIMP Warunki Konkursu

1. Uczestnictwo

W Konkursie mogą brać udział wszyscy członkowie stowarzyszenia, należący do jednego z kół zakładowych SIMP.

2. Zasada Konkursu

Uczestnictwo w Konkursie polega na opracowaniu odczytu, wygłoszeniu go na zebraniu koła zakładowego SIMP, przeprowadzeniu i podsumowaniu dyskusji oraz złożeniu sprawozdania, zawierającego wnioski z dyskusji do zarządu oddziału terenowego SIMP.

3. Temat odczytu konkursowego

Temat odczytu może być dowolny, powinien jednak dotyczyć zagadnienia związanego z produkcją zakładu, w którym pracuje lub z którym współpracuje uczestnik Konkursu.

Odczyt powinien mieć przede wszystkim na względzie usprawnienie produkcji na jej wąskim odcinku, osiągnięcie wzrostu wydajności, obniżkę kosztów własnych lub polepszenie jakości wyrobu.

W szczególności odczyt może omawiać nowe metody technologiczne, nowe konstrukcje, zagadnienia mechanizacji czynności ręcznych, organizacji i bezpieczeństwa pracy, normalizacji, remontu i konserwacji maszyn, materiałów zastępczych oraz omawiać ważniejsze wnioski racjonalizatorskie i in.

Nie wymaga się, aby opracowywany temat był całkowicie nowy — konieczna jest jednak oryginalność jego ujęcia oraz dostosowanie do konkretnych warunków produkcyjnych danego zakładu, tak aby referat posiadał możliwie dużą wartość praktyczną.

4. Ujęcie i objętość pracy

Poziom odczytu powinien być dostępny dla wykwalifikowanych robotników. Objętość pracy powinna zawierać się w granicach 15 — 20 stron maszynopisu (2000 znaków na stronie), tzn. aby czas trwania prelekcji nie przekraczał 60 minut

Odczyt powinien być ilustrowany w miarę potrzeby prostymi rysunkami i poglądowymi.

5. Termin i forma wygłoszenia odczytu

Termin przewidziany dla wygłoszenia odczytu konkursowego upływa z dniem 31.XII.54 r. Zebranie koła zakładowego, na którym ma być wygłoszony odczyt konkursowy organizuje i przygotowuje Zarząd Koła Zakładowego SIMP w porozumieniu z dyrektorem zakładu i organizacjami politycznymi i społecznymi.

O terminie odczytu powinien być powiadomiony zarząd właściwego oddziału terenowego SIMP.

Protokół z odczytu sporządza Zarząd Koła Zakładowego SIMP.

6. Termin i miejsce składania prac

Tekst odczytu wraz z rysunkami oraz protokół zebrania, zawierający wnioski z dyskusji i potwierdzony przez przewodniczącego koła zostanie przesłany do zarządu właściwego oddziału SIMP do dnia 10.I.1955.

Zarządy oddziałów prześlą zbiorowo prace konkursowe do Zarządu Głównego SIMP w Warszawie ul. Czackiego 3/5 do dnia 20.I.1955 r.

7. Sąd Konkursowy

Nadesłane prace zostaną rozpatrzone przez Sąd Konkursowy, w skład którego wejdą przedstawiciele Zarządu Głównego SIMP, Komisji Odczytowej SIMP oraz przedstawiciele zarządów SIMP.

Sąd Konkursowy działać będzie na podstawie odrębnie opracowanego regulaminu.

8. Rozstrzygnięcie konkursu

Konkurs zostanie rozstrzygnięty do dnia 28.II.1955 r. Lista nagrodzonych zostanie ogłoszona w czasopiśmie „Mechanik”.

9. Nagrody

Uczestnikom konkursu przyznane zostaną następujące nagrody:

I nagroda	— 1.500 zł.
II „	— 1.000 „
III „	— 750 „
IV „	— 500 „
V „	— 250 „

oraz 10 wyróżnień w postaci bon książkowych po 100 zł. każdy.

Referentom odczytowym (przewodniczącym sekcji odczytowych) kół zakładowych SIMP, organizatorom nagrodzonych odczytów przyznane zostaną równolegle nagrody

I nagroda	— 500 zł.
II „	— 400 „
III „	— 300 „
IV „	— 200 „
V „	— 100 „

Niezależnie od nagród, autorzy prac, które zakwalifikowane zostaną do dalszego wykorzystania w ramach akcji odczyto-
wej otrzymają honorarium autorskie wg stawek N.O.T.



PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE

Nowości wydawnicze

- CIBOROWSKI J.: Problemy rachunkowe w inżynierii chemicznej. S. 407, zł 28.— (w oprawie)
- JÓZEFIK A., KACZMAREK J.: Wysokowydajne wiercenie i nacinanie gwintów. Instytut Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem. S. 43, zł 2.50
- KASSENBERG K., RUCIŃSKI J.: Elementy łączeniowe, sygnalizacyjne i zabezpieczające. Tom II. S. 543, zł 49.—
- KOBERSKI P.: Produkcja tlenu i obsługa aparatury. S. 176, zł 10.— (w oprawie)
- MAZANEK E.: Bezpieczeństwo pracy przy wielkich piecach. Biblioteka Ochrony Pracy. S. 87, zł 4.—
- MECHANIK. Poradnik techniczny. Praca zbiorowa pod red. A. T. Troskołańskiego. Tom III. Część 1 - 2. Obróbka plastyczna metali. Wyd. 3 całkowicie przerobione. S. 512, zł 42.— (w oprawie)
- SKARBINSKI M.: Projektowanie procesów technologicznych w odlewni. S. 387, zł 50.— (w oprawie)
- TURK W. I.: Pompy i pompownie. Tłum. z ros. M. Arkuszewski. S. 206, zł 12.—. Zatwierdzono do użytku szkolnego przez CUSZ
- WŁASOW A. F.: Technika bezpieczeństwa pracy na obrabiarzach do skrawania metali. Tłum. z ros. A. Wysocki. S. 164, zł 12.—
- ZAGAJEWSKI T., MALZACHER S., KULISZKIEWICZ T.: Elektronika przemysłowa. Zastosowanie urządzeń elektronicznych do grzejnictwa, pomiarów przemysłowych, sterowania i automatyzacji. Wyd. 2. S. 387, zł 33.— (w oprawie)
- ZERWIE G. K.: Przemysłowe badania maszyn elektrycznych. Tłum. z ros. T. Koter. S. 302, zł 26.— (w oprawie)

Do nabycia w księgarniach technicznych „DOMU KSIĄŻKI”
i u kolporterów zakładowych



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

OŚRODEK DOKUMENTACJI METALoznawstwa i APARATURY NAUKOWO-LABORATORYJNEJ

72* A4 546.3:548.53.001 19

Guinier A.: **Stan wieloboczny metalu**. „L'état polygonisé du métal”. *Métal Corros.*, t. 28, Nr 337, wrzes. 53, s. 339; A4, 8,5 str., 7 rys., 3 mikrogr., 16 poz. bibl. — Przejście od zgniotu do rekrytalizacji następuje poprzez fazy pośrednie. Omówienie jednego ze stanów pośrednich przejścia, odkrytego ostatnio i nazwanego stanem wielobocznym metalu — wyjaśnia on w części mechanizm rekrytalizacji. Podano jego główne charakterystyki i warunki istnienia oraz wyjaśnienie teoretyczne.

73* A4 621.787.4.001:621.785.3.001:531.3:548.53 19

Laurent P.: **Kinetyka rekrytalizacji**. „Cinétique de la récrystalisation”. *Métal Corros.*, t. 28, Nr 337, wrzes. 53, s. 333; A4, 6 str., 5 wyk., 5 poz. bibl. — Uzupełnienie metod pośrednich ilościowego badania zgniotu i wyzarczania przez metody bezpośrednie uwzględniające wszystkie stadia wyzarczania: odnowienie, rekrytalizację i zwiększanie się ziarna. Dotychczasowe badania ilościowe wyzarczania uwzględniały na ogół tylko zmiany własności mechanicznych lub fizycznych dając przy tym pogląd na własności statyczne, których nie wykazują znowu metody bezpośrednie. Prostego przykładu dla studiów kinetyki przejścia do fazy stałej dostarcza rekrytalizacja. Omówienie metod kinetycznych. Badania Krupkowskiego i Balickiego, Cooka i Richardsa oraz Mehla i Avramiego.

74* A4 669.782:669.784:539.378.3:669.15—194.56 19

Krisztal M. A.: **Wpływ krzemu na szybkość dyfuzji węgla w austenicie**. „Wlijanie kremia na skorost diffuzji ugleroda w austenicie”. *Dokl. Akad. Nauk SSSR*, t. 92, Nr 5, paźdz. 53, s. 951; B5, 2,5 str., 1 rys., 1 wyk., 6 poz. bibl. — Na podstawie badań wbrew istnjącemu mniemaniu, że krzem zmniejsza szybkość dyfuzji węgla w austenicie stwierdzono, że krzem nie wpływa na szybkość tej dyfuzji. Badania przeprowadzono na białym żelazie o różnych zawartościach krzemu oraz przy 3 różnych temperaturach.

75* A4 532.72:669.25:669.26.669.27.669.11:669.14 19

Gruzin P. L.: **Dyfuzja kobaltu, chromu i wolframu w żelazie i stali**. „Diffuzja kobalta, chroma i wolframa w żelazie i stali”. *Dokl. Akad. Nauk SSSR*, t. 94, Nr 4, luty 54, s. 681; B5, 4 str., 3 wyk., 3 tabl., 6 poz. bibl. — Badano zależności od temperatury współczynników dyfuzji kobaltu, chromu i wolframu w fazach alfa i gama technicznego żelaza oraz w stali węglowej o składzie eutektoidalnym w zakresie temperatur 700 ÷ 1250°C. Pomiaru wykonywano stosując radioaktywne izotopy chromu, wolframu i kobaltu. Stwierdzono, że współczynniki dyfuzji wszystkich badanych elementów w austenicie żelaza mało się różnią między sobą. W ferrycie żelaza przy temperaturach 700 ÷ 800°C najwolniej dyfunduje chrom, najszybciej kobalt. Współczynniki dyfuzji w stali prawie się nie różnią w całym badanym zakresie temperatur.

76* A4 669.15—194.56:621.787.4:620.178.3 19

Karasiew J. A.: **O rozkładzie w stalach szcztątkowego austenitu pod wpływem kulowania**. „O raspadie ostatocznogo austenita w stalach pod wlijanjem obrabotki drobru”. *Wi est n. Masz in ostr.*, t. 32, Nr 1, stycz. 52, s. 44; A4, 2,5 str., 2 wyk., 6 mikrogr., 1 tabl., 4 poz. bibl. — W strukturze stalowych części maszyn obrobionych termicznie często znajduje się szcztątkowy austenit, który zmniejsza ich trwałość. Przeprowadzone próby kulowania kilku stali konstrukcyjnych i narzędziowych wykazały znaczne zmniejszenie zawartości austenitu szcztątkowego w ich strukturze tym intensywniejsze, im większy procent szcztątkowego austenitu znajdował się w strukturze wyjściowej. Rozpad austenitu szcztątkowego pod wpływem kulowania zachodzi wskutek plastycznych odkształceń. Po zmniejszeniu ilości szcztątkowego austenitu w stalowych przedmiotach powierzchnie ich stają się twardsze i podwyższa się ich granica wytrzymałości zmęczeniowej.

77* A4 669.1—492.2:621.793.71:621.775.74/75 19*

Proswirin W. J., Silajew A. F.: **Niektóre właściwości proszku żelaznego otrzymanego metodą rozpylania**. „Niekatoryje swoj-

stwa żelaznowo poroszka, poluczennowo mietodom raspylenja”. *Wi est n. Masz in ostr.*, t. 33, Nr 9, wrzes. 53, s. 59; A4, 2,5 str., 5 wyk., 2 mikrogr., 1 tabl. — W celu wykazania przydatności proszku żelaznego do prasowania i spiekania, badane były proszki otrzymane metodą rozpylania stopów żelazo-węgiel, zawierających węgiel w granicach od 0,2 ÷ 4,4%. Z doświadczeń wynika, że proszek żelazny otrzymany przez rozpylanie za pomocą sprężonego powietrza ma lepsze właściwości niż proszek żelazny otrzymany przez rozpylanie odśrodkowe i zabezpiecza wysoką wytrzymałość wykonanych z niego przedmiotów. Dobre wyniki dają tulejki przeciwciernie wykonane z tego proszku, jak również z tego proszku z dodatkiem 3% grafitu.

78* A4 661.665.2:621.775.74:621.365.4:621.365.5 19

Watt W., Cockett G. H., Hall A. R.: **Spiekanie węgliku cyrkonu przez prasowanie na gorąco**. **Kilka wyników prób wstępnych na odporność węglików na utlenianie**. „Frittage du carbure de zirconium par compression à chaud. Quelques résultats d'essais préliminaires de resistance des carbures à l'oxydation”. *Métal Corros.*, t. 28, Nr 333, maj. 53, s. 222; A4, 15,5 str., 2 fot., 2 rys., 3 wyk., 7 mikrogr., 9 tabl., 28 poz. bibl. — Konstrukcja i działanie pras do spiekania opartych na zasadzie grzania indukcyjnego i oporowego. Technologiczne wskazówki spiekania pod ciśnieniem na gorąco (przykład węgliku cyrkonu). Uwagi dotyczące innych węglików jak Ti, V, Cr itp. Wyniki prób wytrzymałościowych i odporności na korozję przez utlenianie.

79* A4 669—492.8:669.71 19

SAP — **spiek aluminium szwajcarskiego pochodzenia**. „SAP—das Sinter-Aluminium schweizerischer Herkunft”. *Tech n. R d s c h.*, t. 46, Nr 5, luty 54, s. 27; 49 × 32 cm, 0,5 str. — Spiek aluminium otrzymuje się z rozpylonego płynnego aluminium przez prasowanie, spiekanie przy temp. 500 ÷ 600°C i ponowne prasowanie. Ma on lepsze cechy wytrzymałościowe niż czyste aluminium. Przez zastosowanie drobniejszego pyłu i zwiększenie zawartości tlenków mogą być osiągnięte dalsze ulepszenia. Przy temp. 500 ÷ 600°C daje się dobrze odkuwać. Dobre cechy wytrzymałościowe zachowuje po długiej pracy w wysokiej temperaturze.

80* A4 621.822:669.55 19

Tolubenski D. D.: **Stopy cynku o wysokich własnościach przeciwciernych**. „Cinkowyje antifrikcionnyje spławy”. *Lit i e j n. P r o i z w.*, Nr 10, list/grudz. 53, s. 30; A4, 1,5 str., 2 rys., 2 tabl., 3 poz. bibl. — Opis produkcji z wtórnych surowców i odpadków cynkowo-aluminiowo-miedziowego stopu CAM10 - 5 zawierającego ok. 10% Al i 5% Cu. Własności mechaniczne stopu. Przykłady zastosowań na wieńce ślimacznic i łożyska ślizgowe. Wyniki eksploatacyjne.

81 A4 620.178.16 19

Lorenc W. F.: **Przyczynę do techniki laboratoryjnych badań ścieralności**. „K woprosu o tiechnike laboratornyh ispytanij na iznasziwanje”. *Trenje i iznos w maszynach*, Sbornik 7, Moskwa 1953, Izd. Ak. Nauk SSSR, s. 87; D, B5, 12 str., 4 rys., 2 wyk. — Krytyczne omówienie następujących trzech podstawowych zagadnień laboratoryjnych badań ścieralności: wyboru kształtu i wielkości próbki; pomiaru długości okresu między dwoma pomiarami ścieralności oraz określenia wielkości minimalnego dopuszczalnego okresu między dwoma pomiarami ścieralności.

A4g. Zastosowanie metali w przemyśle

82* A4g 621.822:669—492.8:669.12:669.775 19

Maassen G.: **Przydatność nasączanego siarką spiekane go żelaza na materiał łożyskowy**. „Anwendbarkeit von schwefelgetränktem Sinterisen als Gleitwerkstoff”. *Stahl u. Eisen*, t. 73, Nr 4, luty 53, s. 219; A4, 4 str., 1 fot., 2 rys., 3 wyk., 2 tabl., 7 poz. bibl. — Granice stosowności zwykłych spieków żelaza jako materiału łożyskowego. Otrzymywanie spieków żelaza nasączanych siarką. Współpraca spieków nasączanych ze stałą. Porównawcze własności łożyskowe spieków nasączanych siarką.

- 83 A4g 669.65.018.24:669—13:620.178.16 19
Oding J. A., Kulkow F. B.: **Badanie własności przewalcowanego „babitu”**. „Issledowanie svojstv prokatannowo babbita”. Trenje i iznos w maszinach, Sbornik 7, Moskwa 1953, Izd. Ak. Nauk SSSR, s. 119; D, B5, 32 str., 2 fot., 13 rys., 8 wyk., 8 mikrogr., 5 tabl. — W celu zmniejszenia rozchodu wysokodeficytowych stopów na bazie cyny przeprowadzono próby nakładania na panwie łożyskowe przewalcowanych taśm ze stopów B83, B16, BMN i BNK. Opis technologii walcowania i nakładania. Własności walcowanych stopów. Wszystkie stopy łożyskowe przewalcowane, a bezcynowy stop BNK w szczególności wykazały się zarówno w laboratoryjnych jak i w przemysłowych eksploatacyjnych próbach wysokimi własnościami antytrykcyjnymi. Istnieją realne możliwości szerokiego zastosowania tego typu technologii do produkcji dużych i średnich łożysk.
- 84 A4g 620.178.16:621.741.9 19
Tienienbaum M. M.: **O metodzie badania materiałów łożyskowych na ścieralność**. „K metodikie ispytania podszypnikowych materialow na iznos”. Trenje i iznos w maszinach, Sbornik 7, Moskwa 1953, s. 99; D, B5, 4 str., 3 wyk., 1 poz. bibl. — Omówienie różnic zachodzących między laboratoryjnymi badaniami ścieralności stopów łożyskowych, a istotnym wycieraniem się łożysk w czasie pracy. Stwierdzono, że badania laboratoryjne wykazują większe wartości wycierania niż ma to miejsce w praktyce.
- 85* A4g 621—242.3/34:669.268:531.43 19
Weinberg J. M.: **Sposoby przedłużenia trwałości chromowanych pierścieni tłokowych**. „Puti powsyżenia dolgowiecznosti chromirovannyh porsznievnyh kolec”. Wiestn. Maszinost., t. 32, Nr 1, stycz. 52, s. 42; A4, 2 str., 3 wyk. — Badania mające jako cel ujednolajnienie zużycia na całym obwodzie chromowanych powierzchni pierścieni tłokowych (uszczelniających i smarujących) silników traktorowych. Przystudiowano jak powinien być wykonany pierścień, ażeby osiągnąć na całym obwodzie jednakowy jego nacisk na tuleję cylindra, co prowadzi do jednolitego zużycia warstwy chromu. Poza tym wykonano szereg prób dla stwierdzenia jaka jest optymalna grubość warstwy chromu, która by się zużywała jednocześnie z niechromowanymi elementami pierścienia.
- A5. Obróbka cieplna
- 86* A5 621.785.6:620.178.1:620.193.918:669.14 19
Tatscher.: **Konferencja na temat techniki hartowania**. „Härte-technische Tagung”. Technik, t. 8, Nr 10, paźdz. 53, s. 688; A4, 3 str. — Szereg krótkich sprawozdań z referatów wygłoszonych w dniach 16 i 17 lipca 1953 r. na konferencji zwołanej przez Izbę Techniczną na temat techniki hartowania. Dotyczą one obróbki termicznej stali w ogóle, teorii oraz metod hartowania, hartowności stali i jej sprawdzania, regulacji i pomiarów temperatury, pomiaru twardości, budowy stali hartowanej oraz jej starzenia się.
- 87* A5 621.79:665.511:546.171.1:536.48 19
Drużinina E. N.: **O sposobie głębokiego gazowego cyjanowania przy niskiej temperaturze**. „O sposobie glubokowo nizkotiempieraturnowo gazowowo cjanizowanija”. Wiestn. Maszinost., t. 33, Nr 9, wrzes. 53, s. 70; A4, 3,5 str., 4 mikrogr., 3 tabl., 6 poz. bibl. — Opis badań procesu cyjanowania 5 stali mieszaną gazu ziemnego i amoniaku przy temperaturze $560 \div 580^\circ\text{C}$. Proces ten rozwinął się przede wszystkim w zastosowaniu do narzędzi skrawających ze stali szybko tnącej. Badania stwierdziły dodatni wpływ elektrochemicznego odtłuszczania części maszyn oraz wprowadzenia do mufl pieca wiórów aluminiowych. Otrzymano warstwę utwardzoną grubości $0,09 \div 0,12$ mm, tj. 1,5 $\div$ 2 razy grubszą niż przy zwykłym cyjanowaniu, a także w porównaniu ze zwykłym cyjanowaniem, większą twardość i mniejszą kruchość stali.
- A8. Korozja
- 88* A8 620.191:546.3 19
Waeser B.: **Problemy korozyjne**. „Korrosionsprobleme”. Werkstatt u. Korros., t. 4, Nr 12, grud. 53, s. 437; A4, 6 str., 86 poz. bibl. — Ogólne omówienie zagadnień związanych z korozją metali. Szczególną uwagę poświęcono pracom badawczym i obecnemu stanowi wiedzy w tej dziedzinie oraz rozmiarom strat spowodowanych korozją i postępow jakiego zostały osiągnięte w poszczególnych dziedzinach. Krótko omówiono stosowane metody badań i ich organizację oraz piśmiennictwo, dotyczące tego zagadnienia.
- 89* A8 620.191.2:620.179.152 19
Liebhafsky H. A., Newkirk A. E.: **Rentgenografia jako pomoc przy badaniach korozyjnych**. „Radiography as an aid in corrosion studies”. Corrosion, t. 9, Nr 11, list. 53, s. 432; A4, 3,5 str., 4 fot., 8 radiogr., 1 poz. bibl. — Krótkie omówienie zastosowania rentgenografii do jakościowych badań korozyjnych. Jako przykład podano zastosowania promieni rentgenowskich do badań korozji trzech rodzajów stali w roztworze chlorku żelaza. Dla porównania podano odpowiednie fotografie i rentgenogramy podkreślające korzyści otrzymane przez zastosowanie metody rentgenograficznej. Przykładowo podane zdjęcia rentgenowskie wykazują ciekawe różnice w wyglądzie próbek różnych stali.
- 90* A8 620.193.47:669.3:669.6:669.14 19
Ross T. K.: **Wpływ organicznych substancji zmniejszających napięcie powierzchniowe na korozję metali**. „Influence of organic detergents on metal corrosion”. Metal Treatm., t. 20, Nr 91, kw. 53, s. 183; A4, 2 fot., 6 wyk., 8 poz. bibl. — Stosowane często w przemyśle organiczne substancje, zmniejszające napięcie powierzchniowe mają wpływ na korozję metali. Substancje te mogą działać ochronnie lub też przyspieszać korozję. Omówiono wpływ najbardziej typowych substancji na korozję miedzi, stali i cyny. Podano najważniejsze czynniki, które muszą być brane pod uwagę przy stosowaniu tych substancji.
- 91* A8 620.193.2:669.715 19
Binger W. W., Wagner R. H., Brown R. H.: **Odporność glinu na działanie zanieczyszczonej chemicznie atmosfery**. „Resistance of aluminium to chemically contaminated atmospheres”. Mod. Metals, t. 9, Nr 3, kw. 53, s. 66; A4, 7 str., 6 fot., 2 wyk., 1 tabl. — Podano wpływ zanieczyszczeń chemicznych atmosfery, zwłaszcza dwutlenku siarki, dwutlenku węgla i siarkowodoru na korozję glinu i jego stopów. Podano wyniki badań laboratoryjnych oraz na stacjach badań korozyjnych i w normalnych, bardzo różnorodnych warunkach pracy w różnych urządzeniach przemysłowych. Na podstawie otrzymanych wyników wytypowano odpowiednie stopy glinu dla stosowania w niektórych gałęziach przemysłu.
- 92* A8 620.191.2:621.316.2 19
Reinitz B. B.: **Korozja osłon kabli i zapobieganie jej**. „Cable sheath corrosion and prevention”. Corrosion, t. 9, Nr 11, list. 53, s. 425; A4, 6,5 str., 2 fot., 3 rys., 8 tabl., 24 poz. bibl. — Straty spowodowane korozją kabli podziemnych w Stanach Zjednoczonych wynoszą rocznie około miliarda dolarów. Badano przyczyny korozji ołowianych osłon kablów oraz sposoby zapobiegania stratom. Omówiono celowość stosowania ochrony katodowej oraz wyniki otrzymane przy stosowaniu powłok neoprenowych, które okazały się korzystne w praktycznym użyciu.
- A9. Metalizacja
- 93* A9 621.793.71:621.003 19
Diesler W.: **Z praktyki wielkiego zakładu przemysłu maszynowego w dziedzinie stosowania metalizacji natryskowej**. „Aus der Praxis des Metallspritzens in einem Grossbetrieb der Maschinenindustrie”. Werkstatt u. Betrieb, t. 86, Nr 10, paźdz. 53, s. 590; A4, 7 str., 18 fot., 5 rys., 1 mikrogr., 1 poz. bibl. — Krótkie omówienie urządzeń, zabiegów przygotowawczych oraz materiałów stosowanych w metalizacji natryskowej. Charakterystyka mechaniki tworzenia się warstwy oraz zakres stosowności. Najistotniejszą część omawianego przeglądu stanowią przytoczone przykłady zastosowania metalizacji do regenerowania części maszyn oraz przykład zastosowania metalizacji do zmniejszenia średnicy otworu w kadłubie mechanizmu sterowego. W przykładach podano korzyści ekonomiczne zastosowania metalizacji.
- 94* A9 621.793.7:669.71:669.5(083.74) 19
Projekt normy brytyjskiej na pokrycia metalizowane natryskowo. Skróit i objaśnienie. „Draft British Standard for sprayed metal coatings. A summary and a commentary”. Electroplating, t. 5, Nr 4, kw. 52, s. 133; A4, 3 str. — Projekt omawia wyłącznie aluminiowe i cynkowe antykorozyjne pokrycia natryskiwane. Podano przygotowanie powierzchni, skład drutów i proszków do natryskiwania, rodzaje pistoletów, grubość warstwy, jej przyczepność i jakość. Wprowadzenie normy ma na celu podniesienie jakości pokryć. Zakres ograniczono do Zn i Al, gdyż wśród tych właśnie pokryć obserwowano wiele złe wykonanych, a przy tym w jednej normie trudno jest omawiać pokrycia o różnym zakresie stosowania.
- A10. Powłoki ochronne
- 95 A10 621.357.8:669.22:669.315.68 19
Connor T. J., Wilson W. R.: **Elektrolitycznie srebrzone przewody glinowe dla zastosowań w elektrotechnice**. „For electrical uses: silver plated aluminium conductors”. Mod. Metals, t. 9, Nr 6, lip. 53, s. 50; A4, 4 str., 2 fot., 2 rys., 2 wyk. — Stosowane od wielu lat srebrzone miedziane przewody do połączeń okazały się korzystne w użyciu. Fakt ten zawdzięczać należy przede wszystkim elektrolitycznym właściwościom srebra polegającym między innymi na niedopuszczeniu do tworzenia

się tlenków na połączeniach. Metoda elektrolitycznego platerowania glinu srebrem, krótki opis procesu oraz wyniki badań własności mechanicznych elektrycznych i odporności korozyjnej, porównawczo, dla różnych kombinacji połączeń posrebrzanych i niesrebrzonych.

96* A10 621.357.7 19
Proces elektroplaterowania „Dalic”. „The Dalic plating process”. Machinery, t. 83, Nr 2136, paźd. 53, s. 824; A4, 4 str.,

OŚRODEK DOKUMENTACJI KONSTRUKCJI URZĄDZEŃ BUDOWLANYCH

DŹWIGNICE

85 621.873:621—327 16
Thorp E. A.: Żurawie i urządzenia dźwigowe. „Cranes and Lifting Appliances”. Engineering, t. 197, Nr 5120, marz. 54, s. 4, A3, 0,5 str., 1 rys. techn. — Przedstawiono urządzenie dźwigowe do zamontowania na pojeździe silnikowym. Składa się ono z wysięgnika zamontowanego w bardzo prosty sposób. Wysięgnik uruchamiany za pomocą przenośnika hydraulicznego.

86* 621.875:669.715 16
Head Wrighton. Suwnica bramowa — konstrukcja ze stopu aluminium. „Aluminium Alloy — for crane girder construction”. Engineering, t. 177, Nr 4594, luty 54, s. 72; A3, 0,5 str., 1 fot. — Przedstawiono suwnicę bramową o nośności do 10 ton. Rozpiętość wynosi 97 stóp (29,5 m). Konstrukcja nośna suwnicy wykonana jest ze stopu aluminium, co obniża ciężar własny o około 60%. Ugięcie pod obciążeniem w granicach przewidzianych normami.

87* 621.876 16
Sokołow ID, Nowosielskij DI: Wyciąg T-143 dla budownictwa wysokościowego. „Podjomnik T-143 dla wysotnowo stroitielstwa”. Mechaniz Stroit., t. 10, Nr 10, paźd. 53, s. 16; A4, 3 fot., 2 rys., 1 wykr. — Nowy typ wyciągu budowlanego dla budownictwa wysokościowego posiada zalety, jakich brakło w dotychczasowych tego rodzaju konstrukcjach, między innymi specjalny mechanizm do ładowania i wyładowywania klatki, ustawienie wciągarki na dole. Udźwig 1,5 t, maksymalna wysokość podnoszenia 150 m. Ogólny rysunek całości; charakterystyka techniczna, omówienie zespołów konstrukcyjnych, rysunek mechanizmu załadunkowo-wyładunkowego, opis i sposób działania.

88 621.865 16
Morris.: Dźwigniowa wciągarka ręczna. „Lever — Pull — Hoist”. Engineering, t. 177, Nr 4598, marz. 54, s. 55; A3, 0,5 str., 4 fot. — Wciągarka ręczna o udźwigu od 0,75 ÷ 3 ton wyposażona w dźwignię. Podnoszenie i opuszczanie ciężaru uzyskujemy za pośrednictwem ruchów dźwigni. Jest to wciągarka przenośna z hakiem do podwieszania. Samoczynny hamulec utrzymuje ciężar na danej wysokości.

89* 621.86 16
Michel Le Roy. Składany podnośnik wieżowy. „Collapsible Girder or Tower”. Engineering, t. 177, Nr 4595, luty 54, s. 244; A3, 1 str., 2 fot., 1 rys. — W położeniu biernym konstrukcja podnośnika jest nawinięta na bęben. Odwijane z bębna poszczególne ogniwa konstrukcji składają się tworząc sztywną konstrukcję masztową. Maksymalna wysokość masztu 33 stopy (10 m) osiągnięta w ciągu poniżej minuty. Maszt ten jest w stanie utrzymać ciężar 1100 funtów (500 kg). Zastosowanie: na placach budowy, przy pożarach, zakładaniu sieci telegraficznych i wszędzie, gdzie potrzebna jest obserwacja z wieży.

90* 621.874—183:339.4 16
Głazunow, Polakow: O zmniejszeniu ciężaru żurawi wieżowych. „O sniženii wiesia basziennych kranow”. Mechaniz Stroit., t. 11, Nr 1, stycz. 54, s. 17; A4, 6 str., 4 rys., 2 tabl., 1 poz. bibl. — Główne czynniki wpływające na duży ciężar żurawi wieżowych. Przez poziome ustawienie wysięgnika niepracującego żurawia można zmniejszyć całkowity ciężar o około 20%. Przykład liczbowy. Schematy obliczeniowe. Wpływ działania wiatru na stateczność żurawia i jego ciężar. Czynniki, które należy uwzględnić przy konstrukcji żurawi stawiających możliwość mały opór wiatrowi przy jednocześnie minimalnym ciężarze.

91* 621.874—783.5 16
Heldt W.: Urządzenia zabezpieczające suwnic wielomostowych. „Signalvorrichtung für mehrfach besetzte Kranbahnen”. Fördern u. Heben, t. 4, Nr 3, marz. 54, s. 129; A4, 2,5 str., 1 fot., 4 rys. — Opisano elektryczne urządzenia zabezpieczające ruch suwnic w tych wypadkach, gdy na jednym torze pracuje więcej niż jedna suwnica (urządzenia te zabezpieczają mosty suwnicowe przed zderzeniem). Schematy przekładniowych układów zabezpieczających.

5 fot., 2 tabl. — Nowy proces elektrolitycznego osadzania metali, mający duże znaczenie przemysłowe. Zaletą jego jest możliwość pokrywania określonych powierzchni większego przedmiotu, bez zanurzania go w elektrolicie, co pozwala na oszczędne nakładanie powłok na uszkodzone części urządzeń. Elektrolit nakładany jest na powierzchnię metali przy pomocy „tamponu”, stanowiącego anodę obwodu elektrycznego. Pokrywany przedmiot stanowi katodę. Podano szereg danych odnośnie warunków osadzania metali tą metodą.

92* 621.873.2/3.071:531.3 16
Reichert P.: Przyczynek do ustalenia średnicy wieńca szynowego mechanizmu obrotu żurawi obrotowych. „Beitrag zur Bestimmung des Schienenringdurchmessers von Drehscheibkranen”. Fördern u. Heben, t. 4, Nr 3, marz. 54, s. 141; A4, 4,5 str., 3 rys., 3 tabl., 2 poz. bibl. — Na tle przepisów bezpieczeństwa (DIN 120) oraz rozważań nad statecznością żurawi obrotowych przeprowadzono analizę obliczeniową dla właściwego doboru średnicy pierścienia szynowego mechanizmu obrotu żurawia. Ustalono ostateczne wzory obliczeniowe uwzględniające powyższe czynniki, którymi się wyraża główna wartość artykułu i jego przydatność dla praktyki konstrukcyjnej.

93* 621.876.001.2 16
Schultze J.: Obliczanie zapotrzebowania mocy dźwигów (wind) osobowych. „Leistungsermittlung von Personenaufzügen”. Fördern u. Heben, t. 4, Nr 3, marz. 54, s. 149; A4, 1,5 str., 1 wykr., 1 tabl., 1 poz. bibl. — Podano przykład obliczenia zapotrzebowania mocy dla dźwigu (windy) osobowego, przy pomocy 6-polowego nomogramu. Zamieszczony w artykule, wykonany na siatce milimetrowej nomogram może być wielką pomocą dla konstruktorów z tej dziedziny.

94* 621.866.1—581.7 16
Kaucher W.: Napęd zwolniony o dwu do czterech stopniach prędkości. „Feingang - Antrieb mit zwei bis vier Drehzahlstufen”. Fördern u. Heben, t. 4, Nr 3, marz. 54, s. 146; A4, 1,5 str., 1 fot., 1 rys., 1 wykr., 2 tabl. — Omówiono konstrukcję elektrowciągu f-my Demag wyposażonego w urządzenie biegu zwolnionego (nastawczego) o dwu do czterech prędkościach. Konstrukcja ta opiera się na zastosowaniu specjalnego silnika elektrycznego o zmiennej ilości biegunów (2 ÷ 8), osobnym silniku do biegu zwolnionego. Dane techniczne elektrowciągu.

95* 621.873.002.5:65.011 16
Bałaban N. A.: Przdające metody pracy nowatorów obsługujących żurawie w budownictwie. „Pieredowyje metody raboty kranowoszczikow nowatorow stroitielstwa”. Mechaniz trud o j. Rabot, t. 7, Nr 2, luty 54, s. 33; A4, 4 str., 1 fot., 1 wykr., 3 tabl. — Decydującym czynnikiem podniesienia wydajności żurawi jest jednoczesne wykonywanie kilku czynności jak: podnoszenie ciężaru, obrót wysięgnika i przesuwanie żurawia. Zgranie poszczególnych czynności zależy od typu i konstrukcji żurawia, kwalifikacji i indywidualnych zdolności obsługi, rodzaju podnoszonych ciężarów i rodzaju pracy oraz miejscowych warunków. Technologia pracy przdających nowatorów. Tablice i wykresy wyszczególniające czynności w cyklach, jak również chronometrażowe zestawienie czasu pracy obsługi. Ulepszenia konstrukcyjne wprowadzone przez racjonalizatorów. Współczynnik wykorzystania żurawi wieżowych wzrósł z 0,27 do 0,48.

Maszyny budowlane

96* 621.879.34:629.114.4 16
Kostin M. I.: Koparka hydrauliczna E-151 o pojemności łyżki 0,15 m³. Gidrawliczeskij ekskawatör E-151 s kowsom jomkostju 0,15 m³. Mechaniz Stroit., t. 11, Nr 3, marz. 54, s. 17; A4, 3 str., 1 fot., 4 rys. — Prototyp koparki E-151 zainstalowanej na samochodzie Gaz-63 przeznaczonej do mechanizacji niewielkich prac ziemnych; wydajność 18 m³/godz. Wyposażenie kopację umocowane do słupa obrotowego o kącie obrotu 280°. Zalety: duża uniwersalność, prosta i pewna konstrukcja, łatwe sterowanie i obsługa. Małe zużycie materiału konstrukcyjnego: 20,7 t na m³ pojemności łyżki, gdy na koparkę E-505 przypada dwa razy więcej. Koparka pracuje jako przedsię-i nasiębierna o pojemności łyżki 0,15 m³ oraz jako żuraw. Charakterystyka techniczna.

97* 621.879.16:624.124 16
Sokołow I. N.: Nowe sposoby zastosowania spycharek D-157 do robót ziemnych. „Nowyje sposoby primienienija buldożera D-157 dla proizwodstva ziemiannykh rabot”. Mechaniz Stroit., t. 10, Nr 12, grudz. 53, s. 18; A4, 3 str., 3 fot., 3 rys., 1 tabl. — Zasypywanie rowów spycharką odbywało się przy dużych stratach energii i czasu na ruchy jałowe. Przez skonstruowanie specjalnego lemiesza zasypywanie odbywa się przez je-

dnoczesne zsuwanie ziemi z obu stron wykopu po dwóch przejściach. Możemy także wyposażyć spycharkę w babę przesuwającą się na prowadnicach umocowanych do ramy. Napęd baby zakończony klinem od wciągarki umieszczonej z tyłu przez układ bloczków. Układ ten służy do pracy w zmarzłym gruncie. Szczegóły konstrukcji elementów oraz technologia montażu omawianego wyposażenia.

98* 626.13:657.472 16
Sobolew W. P., Kriwskij M. N.: **Obniżenie kosztów prac ziemnych przy budowie kanałów o średnich przekrojach.** „Udieszczenie ziemnych robot pri stroitelstwie kanalow srednich rieszenij”. *Mechaniz. Stroit.*, t. 10, Nr 10, paźdz. 53, s. 42; A4, 3,5 str., 8 rys., 1 tabl. — Omówienie porównawcze trzech przykładów różnych sposobów pracy przy budowie kanału, przewidzianych w projekcie oraz zalecanych przez autora. Krótkie omówienie stosowanych maszyn do prac ziemnych, między innymi koparki RE-350/13 z kołem czepakowym o wydajności 750 m³/godz.

99* 621.879.34 16
Kołmogorcow B. A.: **Przyczynek do zagadnienia o prawidłowej geometrii łyżki.** „K woprosu o prawilnoj gieometrii kowsza”. *Mechaniz. Stroit.*, t. 10, Nr 10, paźdz. 53, s. 13; A4, 1 str., 2 rys. — W wyniku badań nad pracą łyżki koparki OM-201 stwierdzono szereg wad konstrukcyjnych i skonstruowano nową łyżkę stosowaną w koparce OM-202. Omówienie porównawcze tych wad w stosunku do nowej łyżki. Rysunki konstrukcyjne starej i nowej łyżki wraz z opisem. Nowa konstrukcja zapewnia łatwe opróżnianie łyżki jak również całkowite i szybkie jej napełnienie.

100* 691.51:621.929.2 16
Arans Ja. A., Ramires Ch. A.: **Urządzenia do gaszenia wapna.** „Izwestiasilika”. *Mechaniz. Stroit.*, t. 10, Nr 12, grud. 53, s. 28; A4, 1 str., 1 rys. — Zmodernizowane urządzenia do łasowania wapna typu S-322 wykonane przez Zakład Maszyn Budowlanych w Priłuki. Napęd elektryczny, wał silnika połączony z szybkozbieżnym wałem reduktora R-3 przy pomocy sprzęgła elastycznego. Dobre mieszanie masy w zbiorniku zapewnione przez ruch łopatek zamocowanych na wale pionowym napędzanym przy pomocy przekładni stożkowej od wału reduktora. Konstrukcja zapewnia dokładne smarowanie powierzchni trących oraz izoluje mechanizmy przed cieczą. Łożyska toczne obniżają zużycie mocy. Ciężar zmniejszony o 1650 kg. Produkcja seryjna.

101* 621.879.003.13 16
Wasiljew A. A., Iwanow W. A.: **Badania nowych maszyn ziemnych.** „Ispytanija nowych ziemlerojnych maszin”. *Mechaniz. Stroit.*, t. 10, Nr 12, grud. 53, s. 3; A4, 6,5 str., 9 fot., 1 rys., 5 tabl. — Ciągnik mocy 140 KM znajduje zastosowanie w przemyśle, budownictwie oraz gospodarce leśnej i rolnej: z wyposażeniem własnym oraz przyczepą. Zgarniarki D-213 i D-188 dostosowane do robót ziemnych w gruntach I — IV klasy, przy wykonywaniu nasypów i przekopów pod drogi samochodowe i kolejowe, przy budowach hydrotechnicznych, równaniu placów oraz przy melioracji. Spycharka D-275 przeznaczona jest do przesuwania gruntu, planowania powierzchni, wykonywania zboczy, oczyszczania placów z kamieni, chrustu, pni, materiałów budowlanych. Wyniki badań wymienionych maszyn z różnorakim wyposażeniem i w zmiennych warunkach pracy. Ustalenie optymalnej wydajności dla każdej maszyny.

102* 621.658.2:691.32:691.51/53 16
Bielenko S. N.: **Pompa do mieszania konstrukcji Już NII.** „Tast-woronasos konstrukcji Już NJJ”. *Mechaniz. Stroit.*, t. 7, Nr 11, list. 53, s. 43; B4, 1,5 str., 3 fot., 1 rys. — Naukowo-Badawczy Instytut Budowlany opracował agregat do transportowania i nakładania mieszanin budowlanych. Agregat składa się z pompy, zbiornika i silnika spalinowego. Pompa przeprowa o 1500 okr/min powoduje równomierniejszy i szybszy ruch mieszanin w przewodach niż pompy nurnikowe. Dane konstrukcyjne i technologia pracy. Zmniejszenie mocy silnika i gabarytów agregatu, obniżenie ciężaru przy zachowaniu dotychczasowej wydajności.

103* 621.926.2.001 16
Lewenson L. B.: **O fizycznej stronie procesu kruszenia i o mechanice kruszarek szczegółowych.** „O fizykie processa droblenija i o mehanike szczegolnych drobilok”. *Mechaniz. Stro-*

it., t. 11, Nr 1, styc. 54, s. 27; A4, 4,5 str., 2 rys., 1 poz. bibl. — Fizyczna strona skomplikowanego procesu kruszenia dotąd jest niewyjaśniona. Omówienie dwu istniejących hipotez odnośnie proporcjonalności pracy kruszenia do powierzchni wzgl. objętości. Omówienie pracy T. I. Mucha na ten temat z uwzględnieniem wprowadzonych tam pojęć. Błędy popełnione przez T. I. Mucha zarówno w fizycznej, jak i w mechanicznej części zagadnienia.

TRANSPORT

104* 621.867.2:69.008 16
Held A.: **Przenośniki taśmowe na wielkich budowach.** „Gur-förderer auf Grossbaustellen”. *Förderer u. Heben*, t. 4, Nr 3, marz. 53, s. 125; A4, 2 str., 4 fot. — Obok dotychczasowego zastosowania przenośników taśmowych na budowach, jako urządzenia do transportu ziemi z wykopów i jako pomocniczego urządzenia przeładunkowego znajdują one obecnie zastosowanie w tzw. wytwórniach betonu i zapraw. Wielkie budowle posiadają bowiem własne wytwórnie betonu i zapraw, w których transport surowców i produktów oparty jest wyłącznie na przenośnikach taśmowych.

105* 656.13/2:621.798.1:691.32 16
Tichomirow S. S.: **Mechanizacja przewozu cementu.** „Miechanizacija pieriewozki ciemienta”. *Gorod. Choz. Moskwy*, t. 28, Nr 1, styc. 54, s. 25; A4, 4,5 str., 1 fot., 5 rys. — Całkowita mechanizacja transportu cementu obejmuje dwa zagadnienia dostawy koleją z zakładów produkujących do Moskwy i następnie samochodami na plac budowy. Transport koleją został rozwiązany przy pomocy 5-tonowych pojemników w kształcie prostokątów. Napełnianie pojemnika odbywa się przez jeden z otworów w pokrywie, opróżnianie natomiast — przez otwieranie dna; wymagane specjalne składy kolejowe. Transport cementu ze składu przy pomocy samochodu wywrotki typ CS-1 z cysterną eliptyczną na plac budowy do przenośnego składu, zapewniającego całkowitą mechanizację załadunku i wyladunku.

106* 621.867.63—521 16
„Myśląca” jednoszynowa kolejka podwieszona zmniejsza koszty transportu wewnętrznego. „A conveyor with „brains” cuts inter-floor handling costs”. *Flow, Cleve-land*, t. 8, Nr 12, wrzes. 54, s. 88; A4, 4 str., 6 fot. — Omówiono konstrukcję i zastosowanie jednoszynowej kolejki podwieszanej (przenośnika podsufitowego) wyposażonej w automatyczne urządzenie sterownicze. Na wózku kolejki umocowana jest nastawnia sterowniowa. Zależnie od celu, do którego ma dojechać wagonik kolejki obsługujący ustawia sworzeń nastawni w odpowiednim położeniu. Biegając torem sworzeń trąca specjalne wychwyty na torze, powodując tym samym automatyczne przestawianie zwrotnic. Pozwala mu to osiągnąć zamierzony cel jazdy.

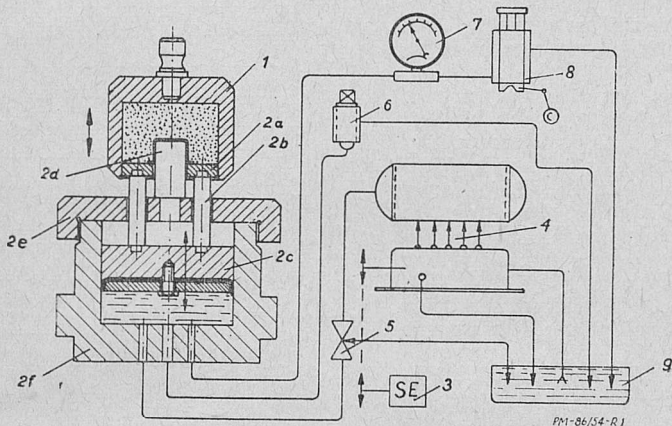
107* 621.867.63:621.866:621.746.3 16
Huvendick: **Kolejki podwieszone w odlewniach metali.** „Katz-bahnanlage für eine Metallgiesserei”. *Förderer u. Heben*, t. 4, Nr 1, styc. 54, s. 42; A4, 1 str., 3 fot. — Omówiono zastosowanie wciągów podwieszonych przesuwanych w odlewniach metali. Mimo zastosowania napędu ręcznego wciągów zaoszczędzono około 50% kosztów na robociznie obsługi pieców tygłowych.

108* 621.86/87—578:621.83 16
Luttgerding: **Sprzęgła i napędy w technice transportu.** „Kupplungen und Getriebe in der Fördertechnik”. *Förderer u. Heben*, t. 4, Nr 1, styc. 54, s. 36; A4, 4 str., 13 fot., 1 schem. — Dokonano przeglądu sprzęgła i napędów stosowanych w konstrukcjach dźwigni i przenośników. Sprzęgła elektromagnetyczne. Sprzęgła rozruchowe i przeciżeniowe. Sprzęgła elastyczne. Napędy bezstopniowe mechaniczne i hydrauliczne.

109* 625.245.73:634.982.5 16
Sjundukow Ch. Ch., Trusow W. P.: **Przekonstruowanie wagoników kolejki wąskotorowej do zwózki pni.** „Pierieoborudowanije uzkokolejnych platform dla wywozki chlystow”. *Lesn. Promyszl.*, t. 13, Nr 11, list. 53, s. 15; A4, 3 str., 3 rys. — Przyczyną, dla których wózki kolejki wąskotorowej wymagają przekonstruowania. Elementarne obliczenia wytrzymałościowe. Przykłady liczbowe, wybór wymiarów optymalnych długości pni. Schemat wagonika obciążonego pniami. Sposób mocowania pni. Stosowanie wciągarek TŁ-3, traktorów KT-12 i żurawia Culesowiec-III przy ładowaniu i zwózce pni.

Głębokie tłoczenie w gumie

Tłoczeniem w gumie nazywa się taki proces tłoczenia, w którym matrycę zastępuje poduszka gumowa umieszczona w gnieździe, zamykanym z jednej strony płytą dociskową. Różnica między naciskiem suwaka prasy (w którym zamocowane jest gniazdo) i płyty dociskacza wytwarza w gumie wszechstronne ciśnienie. Ciśnienie to umożliwia dokładne formowanie blachy na stemplu zagłębiającym się w poduszkę.



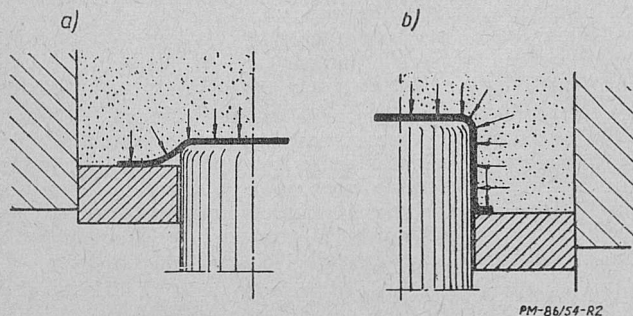
Rys. 1. Schemat urządzenia do tłoczenia w gumie; 1 — gniazdo z poduszką gumową; 2 — pomocniczy przyrząd hydrauliczny (dociskacz), a — płyta dociskacza, b — kolumna, c — tłok, d — stempel, e — pokrywa cylindra, f — cylinder olejowy; 3 — silnik elektryczny; 4 — pompa wysokociśnieniowa ze zbiornikiem; 5 — nastawny zawór regulacyjny (Vickersa); 6 — zawór przeciążeniowy; 7 — manometr; 8 — przyrząd indukcyjny; 9 — zbiornik oleju.

W pracach Instytutu Obróbki Plastycznej posługiwano się urządzeniem przedstawionym na rys. 1. W wyniku przeprowadzonych badań poczyniono szereg obserwacji i sformułowano wnioski, której poniżej pokrótce streścimy.

Analiza procesu tłoczenia w gumie

W początkowej fazie tłoczenia, gdy krążek styka się na dużej powierzchni z płytą dociskaczową i skłonność do poślizgu jest nieznaczna, ciśnienie w gumie powinno być nieduże. Blacha przegina się wtedy na dużym promieniu. W miarę jak powierzchnia krążka dociskana do płyty maleje, ciśnienie w gumie winno wzrastać wg funkcji hiperbolicznej; przy tym iloczyn dociskanej powierzchni i współczynnika tarcia jest wielkością stałą, która nie może przekroczyć wytrzymałości na rozwaranie pociągającej miseczki. Znaczny wzrost ciśnienia w gumie w końcowej fazie tłoczenia zapobiega poślizgowi blachy oraz powoduje zmniejszenie promienia przegięcia blachy przy przejściu z części pierścieniowej w cylindryczną (patrz rys. 2).

Opisane warunki, bardzo korzystne dla przebiegu operacji tłoczenia, zależą jedynie od zmian ciśnienia w gumie. Zmiany te wg specjalnie ustalonej krzywej w odniesieniu do drogi stempla, uzyskać można sterując zawór regulacyjny przyrządu



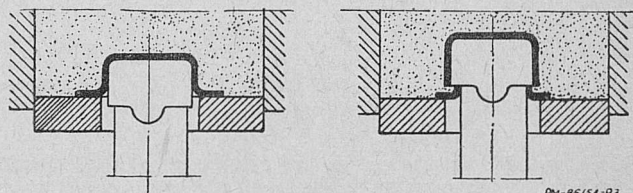
Rys. 2. a) — niskie ciśnienie gumy i duży promień przegięcia, b) — wysokie ciśnienie gumy i mały promień przegięcia.

odpowiednio dobraną krzywą, napędzaną ruchem suwaka prasy lub płyty dociskacza.

Przy tłoczeniu w gumie, przeciwnie niż przy tłoczeniu w pierścieniu ciągowym, nacisk gumy działa ze wszystkich stron na powierzchnię wytłoczki, warunki tarcia są odmienne niż przy zwykłym tłoczeniu i naprężenia oraz odkształcenia rozkładają się równomiernie na całej wysokości wytłoczki. Umożliwia to stosowanie znacznie większych stopni przeformowania niż przy normalnym tłoczeniu.

Narzędziami wymiennymi przy tłoczeniu w gumie są: stempel i płyta dociskowa, przy czym należy zauważyć, że tymi samymi narzędziami można tłoczyć blachy o różnych grubościach. Stemple nie muszą posiadać dużej wytrzymałości; w zasadzie nie potrzeba ich obrabiać cieplnie. Silne tarcie wytłoczki o powierzchnię stempla jest raczej korzystne, nie stosuje się więc smarowania stempla.

Dodatkowe zabiegi cięcia można przy tłoczeniu w gumie wykonać z powodzeniem w jednej operacji z tłoczeniem. Wystarczy zaopatrzyć stempel w odpowiednie nacięcia o ostrych krawędziach; wysokie ciśnienie gumy spowoduje w tych miejscach ścięcie blachy (rys. 3).



Rys. 3. Obcinanie wytłoczki na ostrych krawędziach stempla.

Naciski gumy potrzebne do formowania wytłoczek kulistych, stożkowych itp. są znacznie mniejsze niż do wytłoczek cylindrycznych. Wszelkie wytłoczki kształtowe tłoczą się w gumie szczególnie korzystnie.

Ważną zaletą procesu tłoczenia w gumie stanowi możliwość formowania blach wstępnie polerowanych lub malowanych, bez obawy zadrapania powierzchni.

Przy tłoczeniu w gumie tarcie poślizgowe blachy o stalowe narzędzia ogranicza się jedynie do niewielkiej powierzchni na płycie dociskowej. Dzięki temu można stosować bardzo oszczędne smarowanie ciepłym, gęstym wodnym roztworem mydła, gładkiej (szlifowanej) powierzchni stalowej, hartowanej płyty dociskowej.

Siły i ciśnienia występujące przy tłoczeniu w gumie

Wprowadzmy następujące oznaczenia:

F_t = powierzchnia tłoka w przyrządzie dociskowym w cm^2 ;

F_g = powierzchnia gniazda poduszki gumowej w cm^2 ;

F_s = rzut powierzchni czołowej stempla na płaszczyznę poduszki gumowej w cm^2 ;

p_g = ciśnienie w gumie w kg/cm^2 ;

p_c = ciśnienie (manometryczne) oleju w cylindrze przyrządu w kg/cm^2 ;

F = powierzchnia tłoczonego krążka, stykająca się w danym momencie tłoczenia z płytą dociskaczową w cm^2 ;

D = średnica krążka wyjściowego w cm ;

d = średnica stempla w cm ;

g = grubość blachy w cm ;

h = zmienna głębokość tłoczonej miseczki w danym momencie tłoczenia w cm ;

σ_r = naprężenie rozrywające w kg/cm^2 ;

k_r = dopuszczalne naprężenie na rozwaranie w kg/cm^2 ;

μ = współczynnik tarcia między blachą a płytą dociskaczową.

Ciśnienie panujące w gumie w dowolnym momencie procesu tłoczenia, określone z równania równowagi sił

$$p_g (F_g - F_s) = F_t p_c,$$

wyniesie

$$p_g = \frac{F_t}{F_g - F_s} p_c.$$

W początkowej fazie tłoczenia, gdy nacisk prasy powoduje obniżenie płyty dociskającej względem stempla i odkształcenie krążka blachy w płytką miseczkę, w miejscu jej zetknięcia się z zaokrągloną krawędzią stempla powstaną naprężenia rozciągające. Nie uwzględniając zmian średnicy koła w krążku blachy, narażonego na rozerwanie, zmian grubości blachy, wielkości zaokrąglenia czoła stempla oraz zmian współczynnika tarcia w zależności od nacisku i stopnia pokrycia smarem powierzchni trących, można z dostatecznym przybliżeniem napisać:

$$\pi \cdot d \cdot g \cdot \sigma_r = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot p_g \cdot \mu \quad [1]$$

Powierzchnia krążka stykająca się z płytą dociskacza na początku procesu jest równa

$$\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = F_p \quad [2]$$

Wstawmy tę wartość do [1] oraz podstawmy k_r zamiast σ_r , wówczas początkowe maksymalne ciśnienie w gumie, nie wywołujące zerwania blachy w pierwszej fazie tłoczenia

$$p_g \leq \frac{\pi d g k_r}{F_p \mu} \quad [3]$$

Pierścieniowa powierzchnia krążka wyjściowego stykająca się z płytą dociskacza maleje przy tłoczeniu wraz ze wzrostem głębokości miseczki. Pomijając zmiany grubości blachy na skutek przeformowania, część powierzchni krążka stykającą się z płytą dociskacza w dowolnej chwili określimy wzorem:

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) - \pi d h$$

Podstawiając [2] możemy napisać

$$F = F_p - \pi d h \quad [4]$$

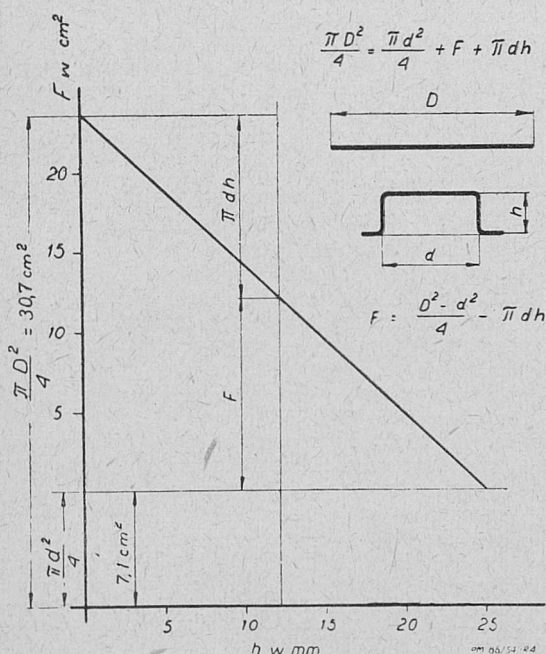
Z powyższego wynika, że powierzchnia F krążka, stykająca się z płytą dociskacza zależy od h wg funkcji liniowej typu $f(x) = y = a - n x$ (patrz rys. 4).

Podstawiając wyrażenie [4] na powierzchnię F zamiast F_p we wzorze [3] otrzymamy wielkość ciśnienia w gumie w każdym momencie tłoczenia, w zależności od głębokości miseczki lub przesunięcia płyty dociskowej względem stempla

$$p_g = \frac{\pi d g k_r}{F \mu}$$

Zależność powyższa przedstawia funkcję hiperboliczną typu

$f(x) = y = \frac{a}{x}$, rosnącą nieograniczenie od pewnej wartości



Rys. 4. Wykres zależności zmian F od drogi stempla h .

początkowej p_g , gdy powierzchnia F dąży od pewnej wartości F_p liniowo do zera (rys. 5).

Próby miseczkowania w gumie miękkiej blachy aluminiowej o grubości 1 mm, mosiężnej Ms 67 o grubości 0,5 mm oraz stalowych blach głębokotłoczonych B7 o grubościach 0,5 i 1 mm, wykonano na prasach hydraulicznych 25 ton oraz 100 ton. Stempel użyty do prób posiadał średnicę 30 mm i promień zaokrąglenia 2 mm.

Stwierdzono, że przy prasie 25 ton maksymalne ciśnienie w gumie, bliskie 400 kg/cm² wystarcza jedynie do formowania miseczek z 1 mm blachy aluminiowej oraz do płytkiego tłoczenia 0,5 mm blachy mosiężnej. Przy tłoczeniu krążka aluminiowego o ϕ 60 mm stemplem ϕ 30 mm (stopień przeformowania 0,5) ciśnienie w gumie na początku powinno wynosić 100 do 120 kg/cm² i dalej wzrastać do wartości maksymalnej wg krzywej na rys. 5. W przypadku tłoczenia 0,5 mm krążków mosiężnych o tej samej średnicy i tym samym stemplem, ciśnienie początkowe gumy powinno wynosić 280 ÷ 300 kg/cm². Niższe ciśnienia umożliwiają powstanie fald.

Krążki stalowe z blachy B7 — 1 mm tłoczono na prasie 100 ton, uzyskano przy tym w warunkach średnich optymalny stopień przeformowania $d/D = 30/70 = 0,43$. Ciśnienia w gumie noszą na początku 350 ÷ 400 kg/cm², a pod koniec procesu przekraczają wartość 1200 kg/cm².

W przypadku formowania wytłoczek fasonowych krzywa ciśnień w gumie może mieć inny charakter niż na rys. 5. Ponadto dokładne wytłoczenie małych promieni względnie obcięcie blachy na ostrej krawędzi stempla, wymaga chwilowego znacznego zwiększenia ciśnienia gumy.

Wnioski

Proces tłoczenia w gumie, obok wielu bardzo istotnych zalet, posiada poważną wadę. Jest nią konieczność stosowania pras o bardzo dużych naciskach. Na przykład tłoczenie miękkiej blachy aluminiowej o grubości 1 mm, ze stopniem przeformowania $d/D = 0,5$, na poduszce gumowej o powierzchni 600 cm² (ϕ 280 mm) wymaga prasy o nacisku około 250 ton. Podobne tłoczenie 1 mm blachy stalowej będzie wymagało użycia prasy 800-tonowej.

Z tego punktu widzenia wydaje się niecelowe stosowanie tłoczenia w gumie do wyrobu zwykłych wytłoczek cylindrycznych, zwłaszcza przy produkcji masowej. Poleca się jak najszersze stosować tę metodę w następujących przypadkach tłoczenia:

- 1) wyrobów kształtowych — stożkowych, kulistych, parabolicznych itp.;
- 2) blach o powierzchni wykończonej przed tłoczeniem, np. luster reflektorów;
- 3) płytkich kształtów złożonych;
- 4) małych serii produktów, ze względu na oszczędności na kosztach wykonania narzędzi;
- 5) połączonych z wykrawaniem lub obcinaniem produktu.

Przyrząd do tłoczenia w gumie jest urządzeniem o charakterze uniwersalnym. Dlatego inwestycję tego rodzaju należy szczególnie gorąco polecić wszystkim tym zakładom wytwórczym, w których tłoczenie i wykrawanie blach jest produkcją pomocniczą niewielkich serii bardzo różnorodnych i często zmieniających się produktów. W produkcji takiej ważną zaletą procesu jest łatwość nastawiania i obsługi urządzenia.

T. Błaszczuk.