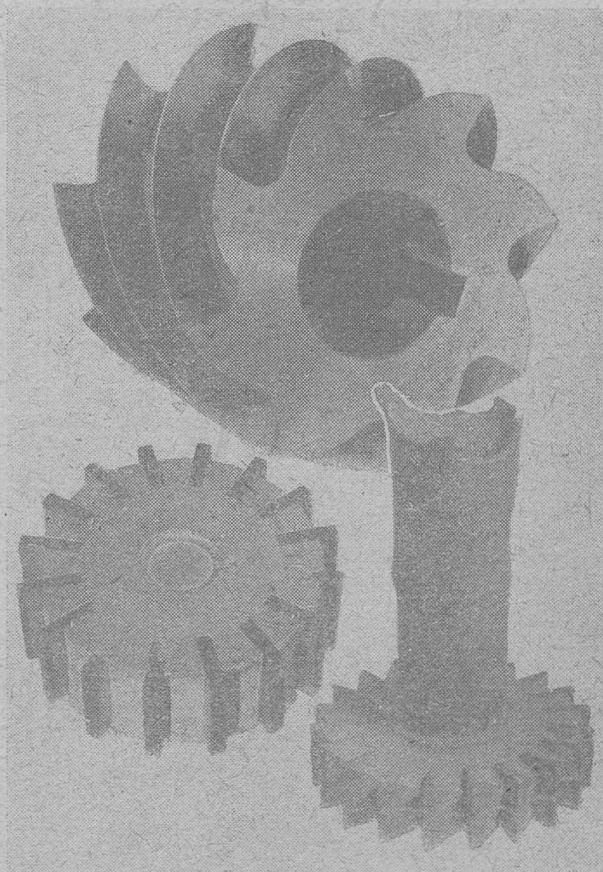


A 1192 II

80

PRZEGLĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY



Frez walcowy z ostrzami napawanymi stalą szybko-
tnącą. Frez tarczowy trzystronny odlany w formie
piaskowej. Odlew freza do gwintów z płytkami ze
stali szybko tnącej zalanych cynkiem (patrz art. wewn.
zeszytu).



ROK XI

LUTY 1952

ZESZYT 2

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

ARTYKUŁY GŁÓWNE	str
Zwycięski bilans	45
Prof. dr inż. Wacław Moszyński — Zagadnienie tarcia anizotropowego oraz toczno-ślizgowego ciał stałych	46
Prof. inż. Roman Sobolski — Normalizacja wózków suwnicowych	54
Mgr inż. Andrzej Józefik — Produkcja narzędzi ze stali szybko tnącej	61
Mgr inż. Andrzej Zieliński — Wpływ tłoczyska jednostronnego na szybkość tłoka w napędach hydraulicznych obrabiarek	67
Mgr Stanisław Bąk — O dokładności interferencyjnej metody pomiaru płytek wzorcowych	71
Mgr inż. Stanisław Gębalski — Miedziowo-olowiowe stopy łożyskowe (dokończenie)	72
Osiągnięcia przemysłu NRD w okresie planu 2-letniego (1950—51) inż. Jerzy Sawiczewski	78
PRZEGLĄD PRASY TECHNICZNEJ	
Mechanizm do rozwiązywania równań kwadratowych — M. Wąż	80
Zastosowanie kół zębatach mimośrodowych do uzyskania zmiennych prędkości kątowych — J. S. Kowalski	80
Związki krzemo-organiczne podstawą nowej gałęzi przemysłu — E. Augustyniak	81
Czujnik pneumatyczny o wysokim przełożeniu (czułości) — J. S. Kowalski	82
Kwarcowe płytki wzorcowe — J. O.	84
Nowe szlifierki do płaszczyzn — M. W.	84
Dokładne odkuwanie łopatek turbin gazowych — W. K.	84
BIBLIOGRAFIA	
KRONIKA	

СОДЕРЖАНИЕ
ГЛАВНЫЕ СТАТЬИ

Проблема анизотропного и качающе-скользящего трения тел.
Нормализация тележек мостовых кранов
Производство инструментов из быстрорежущей стали
Влияние одностороннего поршневого штока на скорость поршня в гидравлических приводах станков
О точности интерференционной методы измерения конечных мер
Медно-свинцовые сплавы для подшипников (окончание)
ОБЗОР ТЕХНИЧЕСКОЙ ПЕЧАТИ
БИБЛИОГРАФИЯ
ХРОНИКА

CONTENTS
GENERAL ARTICLES

On the problem of anisotropic and roll-sliding friction between solid bodies.
Standardizing overhead travelling crane crabs.
Production of HSS cutting tools.
Influence of the piston rod on piston speed in hydraulic driving mechanisms of machine tools.
About the accuracy of the comparative method of checking gauge block height with optical flats.
Copper-lead alloys as bearing metals (conclusion).
TECHNICAL PRESS REVIEW
BIBLIOGRAPHY
CHRONICLE

SOMMAIRE
ARTICLES GENERAUX

Le problème de friction anisotrope et de friction complexe accompagnant le glissement du corps solide roulant sur une surface plane.
Normalisation des chariots des ponts roulants.
Production d'outils en acier rapide.
Influence de la tige de piston unilatérale sur la vitesse du piston dans les commandes hydrauliques des machines-outils.
De l'exactitude de mesure des cales d'étalon au moyen de la méthode d'interférence technique.
Alliage plomb-cuivre pour paliers (suite).
REVUE DE LA PRESSE TECHNIQUE
BIBLIOGRAPHIE
CHRONIQUE

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

A 11925 PRZEGŁĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

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

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

Zwycięski bilans

Komunikat Państwowej Komisji Planowania Gospodarczego o wykonaniu narodowego planu gospodarczego na rok 1951 mówi o dalszym, poważnym kroku naprzód w rozwoju naszego socjalistycznego przemysłu, transportu, budownictwa, naszych inwestycji, o wzroście obrotu towarowego, o rozbudowie instytucji oświatowych, kulturalnych i ochronie zdrowia.

Plan produkcji przemysłu socjalistycznego na rok 1951 wg wartości został wykonany w 100,8%, a wartość tej produkcji wzrosła o około 24,4% w porównaniu z rokiem 1950. Wydajność pracy podniosła się około 14%; koszty własne obniżone zostały o około 4,6%. Produkcja przemysłu wielkiego i średniego osiągnęła około 270% poziomu z roku 1938.

Na równi z podnoszeniem produkcji w istniejących zakładach, budowaliśmy nowe potężne obiekty inwestycyjne i uruchamialiśmy nowe, nieznane u nas dotąd rodzaje produkcji. Wyniki wykonania planu wymownie świadczą o szybkim tempie naszego uprzemysłowienia.

Rok 1951 był rokiem dalszego rozwoju ruchu współzawodnictwa pracy i racjonalizatorstwa, rokiem nowych inicjatyw robotniczych, rokiem łamania zacofanych metod produkcji i wprowadzania nowych, postępowych. Wpłynęło to w decydującej mierze na wzrost wydajności pracy, na obniżenie kosztów własnych produkcji, na poprawienie wskaźników techniczno - ekonomicznych w poszczególnych gałęziach przemysłu.

Przy wykonaniu planu, jako całości, w niektórych działach zadania nie zostały w pełni zrealizowane, choć produkcja ich znacznie przekroczyła poziom 1950 r. Niewykonanie w pełni planu przez te działy, utrudniło innym zakładom realizację zadań planu.

Komunikat PKPG został ogłoszony w pierwszym miesiącu nowego roku, roku o znacznie poważniejszych zadaniach, niż te, które stały przed przemysłem w r. ub.

Rok bieżący będzie rokiem przelomowym dla zwycięskiego wykonania całego planu 6-letniego. Zadania budownictwa wielkich obiektów inwestycyjnych są zakrojone na szerszą jeszcze niż dotąd skalę.

Rok bieżący wymaga pełnej mobilizacji i dużej ofiarności, aby walka o plan była codzienna i rytmiczna. Trzeba w pełni wykonać plan tego przelomowego roku, planu 6-letniego i wykonać go przy tym, najniższymi kosztami. Wykorzystując i rozwijając poważne osiągnięcia ubiegłego roku — trzeba od pierwszych do ostatnich dni roku bić się o plan i oszczędność, szczególnie troszczyć się o regularne wykonywanie planu przez te zakłady, które w ubiegłym roku nie wykonały planu w pełni.

Oznacza to nakaz sięgnięcia do istniejących jeszcze w każdym niemal zakładzie produkcyjnym rezerw; nakaz szerszego jeszcze niż dotychczas bazowania na inicjatywie nowatorskiej mas robotniczych i inteligencji technicznej.

Analiza dorobku drugiego roku planu 6 - letniego, zawarta w Komunikacie PKPG, mobilizuje do wyteżonej walki o oszczędną gospodarkę, o pełne i we wszystkich asortymentach wykonywanie planów w każdym przedsiębiorstwie — z dnia na dzień, z miesiąca na miesiąc — mobilizuje do walki o nowe sukcesy produkcyjne w roku 1952, o dalsze umocnienie sił naszej Ojczyzny.

(Tr. Ludu nr 26).

Zagadnienie tarcia anizotropowego oraz tarcia toczno-ślizgowego ciał stałych

Prof. dr inż. WACŁAW MOSZYŃSKI

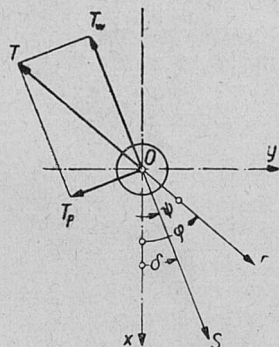
Pamięci Prof. M. T. Hubera, w pierwszą rocznicę Jego śmierci, poświęcam.

Uzupełnienia artykułu o tarcu ciał anizotropowych (Przegląd Mechaniczny 1950 r. str. 3). — Przypadek tarcia płyt radełkowanych. — Warunki chwiejnej, obojętnej i stałej równowagi ruchu przy wzajemnym ślizganiu się ciał anizotropowych. — Tarcie toczno-ślizgowe ciał stałych chropowatych i ich myślowe schematy modelowe oraz związane z tym doświadczenia. — Ślizganie się kół wagonów i parowozów na szynach w miejscach krzywizny toru. —

1. Artykuł podpisano „O zagadnienie tarcia między ciałami stałymi izotropowymi i anizotropowymi”, ogłoszony w zeszycie 1/50 „Przeglądu Mechanicznego”¹⁾ poruszył szereg spraw omówionych przez ś.p. prof. M. T. Hubera w Jego pracy pt. „Opory tarcia i ich rola w niektórych zagadnieniach kolejnictwa”, ogłoszonej na str. 271 w zeszycie 4 tomu I-go „Archiwum Mechaniki Stosowanej” w końcu 1949 r. i uzupełnionej później krótkim przyczynkiem zatytułowanym „Teoria tarcia walca toczącego się po płaszczyźnie poziomej i ślizgającego się jednocześnie po niej w kierunku poprzecznym”, ogłoszonym na str. 1 w zeszycie 1 tomu II-go tegoż „Archiwum” z 1951 r.²⁾

To przypadkowe spotkanie się w czasie tych publikacji dało podpisanemu sposobność do wymiany z prof. Huberem w 1950 r. paru listów i szeregu zawartych w nich myśli. Między innymi prof. Huber zwrócił uwagę, iż nazwa „anizotropa”, nadana wykresom przedstawiającym kierunkową zmienność współczynnika tarcia ciał anizotropowych, „jest niewłaściwa i może prowadzić do nieporozumień. Jest to całkiem słuszne, gdyż

odpowiednikiem tej nazwy — w przypadku ciał izotropowych — byłaby „izotropa”, mająca zupełnie określone i odmienne znaczenie. Jednak nazwa „wykres kierunkowy współczynnika tarcia ślizgowego”, jaką proponował prof. Huber, wydaje się być zbyt długa i niewygodna w użyciu. Najlepiej byłoby nazwać te wykresy krzy-



Rys. 1

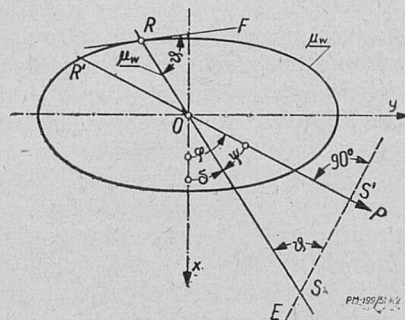
wymi tarcia. Mielibyśmy więc spoczynkową krzywą tarcia $\mu(\varphi)$ i ruchową krzywą tarcia $\mu_w(\delta)$, jeżeli zachować poprzednio użytą symbolikę. Wskaźnik w przy współczynniku μ użyto dla zaznaczenia, że jest to w istocie współczynnik tarcia wzdłużnego. Przypomnijmy bowiem, iż w przypadku ciał anizotropowych kierunek OS ich ruchu względnego na ogół różni się od kierunku siły P wywołującej ten

ruch; równoważącą ją reakcją T podłoża posiada więc dwie składowe, — wzdłużną T_w o kierunku przeciwnym ruchowi i poprzeczną T_p skierowaną doń prostopadle (rys. 1). Współczynnikiem tarcia wzdłużnego jest stosunek $\mu_w = \frac{T_w}{Q}$, jeżeli przez Q oznaczmy

siłę dociskającą do siebie oba rozpatrywane ciała. Graniczną wartość stosunku $\mu = \frac{P}{Q}$ nazwalibyśmy współ-

czynnikiem tarcia spoczynkowego ciał anizotropowych.

2. Prof. Huber zauważył też, iż nie należało pomijać łatwego zresztą dowodu konstrukcji, pozwalającej wyznaczyć kierunek OS przesunięcia wychodząc z kierunku siły P. Polega ona na wyznaczeniu takiego kierunku OS, który utworzy jednakowe kąty $\vartheta = 90^\circ - \psi$ z prostą S'E do kierunku OP i ze styczną RF do krzywej tarcia μ_w , wystawioną w punkcie R leżącym na prostej OS po przeciwnej stronie punktu O, niż punkt S (rys. 2)³⁾.



Rys. 2

Wynika to stąd, iż dla określonego w ten sposób kierunku OS praca

$$L = s \cdot Q \mu_w, \quad [1]$$

konieczna dla przesunięcia ciała z punktu O do dowolnego punktu prostej S'E prostopadłej do kierunku działania siły P, wypada najmniejsza. W zależności powyższej s jest przesunięciem OS ciała.⁴⁾

³⁾ Przypomnijmy, iż odcinek OR określa w obranej podziałce wartość współczynnika tarcia ruchowego $\mu_w(\varphi)$ odpowiadającą kierunkowi OS przesunięcia.

⁴⁾ Zaznaczmy, iż odwrotna konstrukcja, zmierzająca do wyznaczenia kierunku siły P, która zdolna jest przesunąć ciało wzdłuż OS, jest prostsza. Wystarczy określić kąt ϑ , jaki styczna RF tworzy z kierunkiem RS i opuścić prostopadłą na kierunek SS' tworzący kąt ϑ z RS, albo, co na jedno wychodzi, bezpośrednio przeprowadzić kierunek OP tworzący z kierunkiem OS kąt $\psi = 90^\circ - \vartheta$.

¹⁾ Artykuł niniejszy jest rozwinięciem poprzedniego artykułu.

²⁾ Jest to ostatnia praca Zmarłego; do Redakcji „Archiwum” wpłynęła ona dn. 10. XI. 1950 r., a więc na niespełna miesiąc przed Jego śmiercią. Patrz również notatkę na końcu zeszytu 2, tomu II „Archiwum Mechaniki Stosowanej” z 1950 r. prostującą treść stron 304–306 „Archiwum” z 1949 r.

Oto dowód konstrukcji. Oznaczmy przez $s' = s \cos \psi$ rzut przesunięcia s na kierunek siły P . Poprzednie wyrażenie [1] można również napisać

$$L = P \cdot s' = P \cdot s \cdot \cos \psi \quad [2]$$

Wystarczy udowodnić, iż dla sąsiednich kierunków przesunięcia wyrażenie to przyjąłoby wyższą wartość. Nadajmy kątowi ψ niewielki przyrost $\Delta \psi$, dodatni lub ujemny. Uzyskamy nowy kierunek OS_1 przesunięcia,

które wyniesie $s_1 = s \cdot \frac{\cos \psi}{\cos(\psi + \Delta \psi)}$ i nową wartość

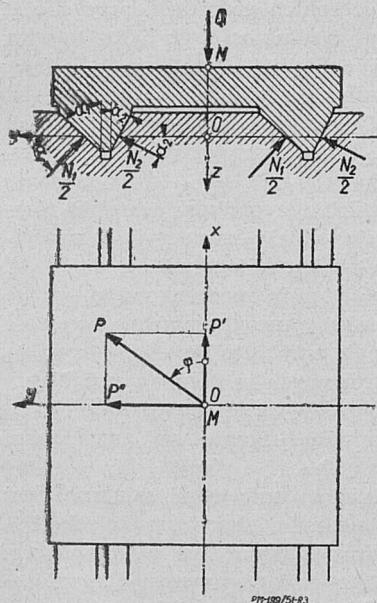
współczynnika tarcia wzdłużnego $\mu_{w1} \approx \mu_w \frac{\cos \psi}{\cos(\psi - \Delta \psi)}$

Praca przesunięcia dla tego kierunku wyniesie więc

$$L_1 = s_1 \cdot Q \cdot \mu_{w1} \approx \frac{s \cdot Q \cdot \mu_w \cdot \cos^2 \psi}{\cos(\psi + \Delta \psi) \cdot \cos(\psi - \Delta \psi)} =$$

$$= L \cdot \frac{2 \cos^2 \psi}{\cos 2\psi + \cos 2\Delta \psi} = L \cdot \frac{\cos^2 \psi}{\cos^2 \psi - \sin^2 \Delta \psi} \quad [3]$$

Jeżeli więc przyjmujemy $\Delta \psi$ tak małe, iż łuk krzywej tarcia (μ_w) będziemy mogli zastąpić odcinkiem stycznej RF , to L_1 , niezależnie od znaku przyrostu $\Delta \psi$ kąta ψ , będzie zawsze większe od L^5 .



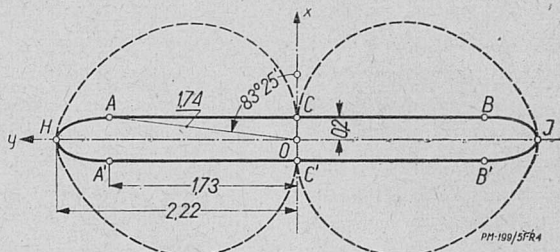
Rys. 3

Jest to dowód dostateczny, jakkolwiek nie wynika zeń, że istnieje tylko jeden taki kierunek możliwy. Jeżeli z warunków anizotropii ślizgających się po sobie ciał wynika, iż kierunków tych mogłoby być więcej, co zasadniczo zawsze jest możliwe, dla każdego z nich spełniłoby się powyższe twierdzenie.

3. Stańmy np. na gruncie schematu myślowego, w którym podłoże i ciało, mające postać płyt,

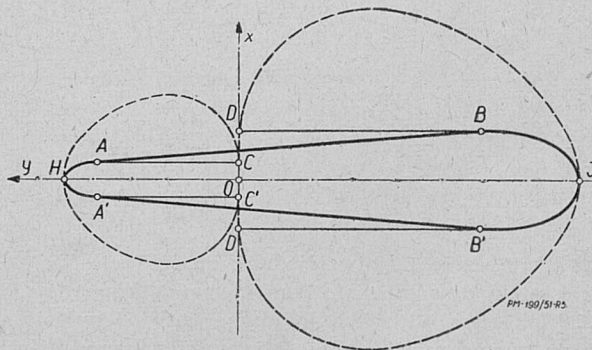
pokryte są jednakowym prawidłowym radełkowaniem prostokątnym lub rombówym i są tak wzajemnie złożone, iż wielkie przekątne obydwoch radełkowań są zgodne co do kierunku. Zauważmy, iż radełkowanie w istocie swej jest skrzyżowaniem dwóch prążkowań, pod którymi rozumiemy prawidłowe, gęste przerowkowanie powierzchni przedmiotu. Przypadek powierzchni rowkowych był omówiony w wymienionym na wstępie artykule na przykładzie płyty osadzonej w pryzmatycznych prowadnicach (rys. 3). Odpowiadające mu krzywe tarcia, spoczynkowe i ruchowe, podajemy tu po raz wtóry na rys. 4 i 5; pierwszy dotyczy rowków o zarysie syme-

trycznym (o półkątach rozwarcia $\alpha_1 = \alpha_2 = 30^\circ$), drugi — o zarysie niesymetrycznym ($\alpha_1 = 15^\circ$, $\alpha_2 = 45^\circ$), przy czym w obydwoch przypadkach przyjęto $\mu = 0,1^6$. Jest oczywiste, iż przy powierzchniach radełkowanych uzyskamy te same krzywe tarcia, lecz zdwojone — przez nałożenie ich na siebie, w ten sposób, by osie



Rys. 4

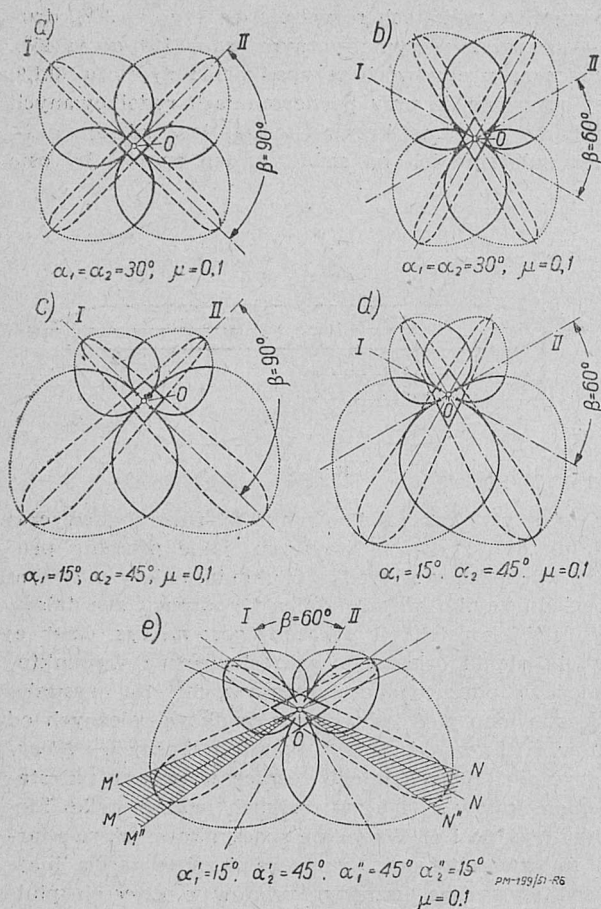
ich tworzyły kąt radełkowania β , równy zazwyczaj 90° lub 60° ; z dwóch krzywych, jakie przecina promień wychodzący ze środka O układu, należy przy tym uwzględnić tylko bliższą środka O , odrzucić zaś dalszą. Wynik tej konstrukcji pokazany jest na rys. 6a ÷ e; dla ułatwienia orientacji wykresowano i wypunktowano owe odrzucone części krzywych. Na rysunku przedstawiono pięć różnych przypadków, zależnych od kątów α i β ; wśród nich w układach skośnych i niesymetrycznych uwzględniono różnicę wywołaną przestawieniem kątów α_1 i α_2 w rowkach jednego tylko kierunku (rys. 6d i e). Wszystkie spoczynkowe krzywe tarcia są czworobokami; ruchowe krzywe tarcia mają charakterystyczne kształty kwiatów o czterech płatkach, przy czym układ symetryczny prostokątny daje krzywe foremne, układ symetryczny skośny — krzywe o dwuosiowej symetrii, pozostałe układy — krzywe o jednej tylko osi symetrii. Wszystkie ruchowe krzywe tarcia wykazują po cztery jednakowo wielkie minima wartości współczynnika μ_w i odpowiadające im ostre załamania leżące na kierunkach I i II rowków. W tych punktach kierunek stycznej do krzywej tarcia jest nieokreślony i dla nich zawsze może być spełniony warunek równości kątów θ , umożliwiając ślizganie się ciała na podłożu w kierunku rowków. Jedynie w przypadku układu z rys. 6e istnieją dwa wąskie obszary $M'OM''$ i $N'ON''$, w których musiałby się znaleźć kierunek siły działającej na ciało, by wywołać ruch w kierunku odmiennym od kierunku rowków. Gdyby siły działały



Rys. 5

⁵ Milcząco założyliśmy tu więc, iż krzywa tarcia w punkcie R , (ani w jego najbliższym sąsiedztwie), nie wykazuje załamania i że wobec tego kierunek RF stycznej jest jednoznacznie określony.

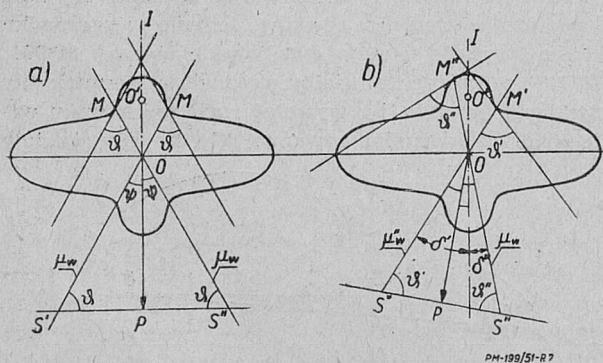
⁶ Przypomnijmy, iż na rysunkach tych ruchowe krzywe tarcia $\mu_w(\varphi)$ przeciągnięto liniami kreskowymi. Grube linie ciągłe odtwarzają spoczynkowe krzywe tarcia $\mu(\varphi)$, odcinające na kierunku siły OP odpowiadającą mu wartość współczynnika tarcia spoczynkowego.



Rys. 6

w kierunku OM lub ON, kąt ψ odchylenia przesunięcia od kierunku działania siły byłby równy zeru.

4. Rozważmy *ruchową krzywą tarcia* przedstawioną na rys. 7a; jest ona bardzo zbliżona do przedstawionej na rys. 6b, lecz nie posiada załamań, przez co możemy prawidłowo wyznaczyć sprzężenie kierunków siły P i przesunięcia s . Skierujmy siłę P wzdłuż osi symetrii I ; stwierdzimy, iż ślizganie się ciała wzdłuż osi I



Rys. 7

jest teoretycznie możliwe, jednak oprócz tego kierunku istnieją dwa inne możliwe kierunki ślizgania OS' i OS'' , którym odpowiadają równe kąty odchylenia ψ i dwa równe minima siły P i pracy L przesunięcia. Jeżeli siłę P odchylimy od osi I o niewielki kąt φ (rys. 7b), pozostaną nadal dwa minima siły P i pracy L przesunięcia, odpowiadające ich kierunkom OS' i OS'' oraz kątom odchylenia ψ' i ψ'' ; jednak minimum odpowiadające kierunkowi, do którego zbliżyliśmy się,

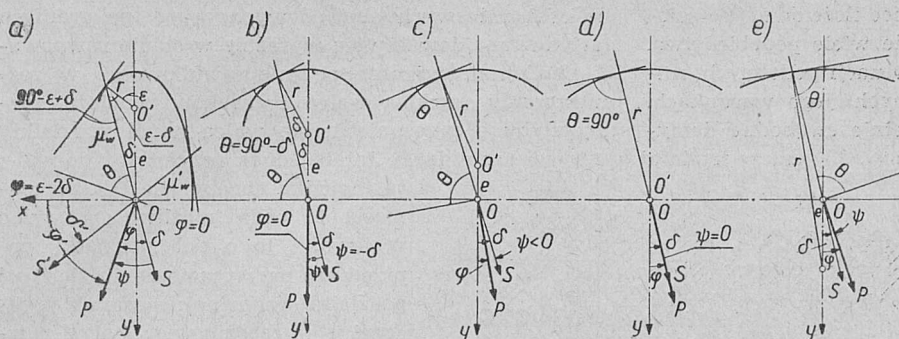
będzie mniejsze, pozostałe zaś będzie większe, gdyż

$$\mu'_w < \mu''_w.$$

Stwierdziliśmy tu chwiejność warunków ruchu wzdłuż osi I . Istotnie, — najmniejsze odchylenie przesunięcia sprawi, iż jego kierunek nagle odchyli się o pełną wartość kąta ψ w tę stronę, w jaką ono zaszło. To też ślizganie się wzdłuż osi I praktycznie byłoby tu niemożliwe. Zachodzi to zawsze, gdy promień krzywizny w rozpatrywanym punkcie ruchowej krzywej tarcia jest znacznie mniejszy od odległości jej środka O' od środka O krzywej. Najlepiej rzecz tę wyjaśnia rys. 8, na którym pokazano szereg fragmentów ruchowych krzywych tarcia w postaci łuku koła o coraz to większym promieniu r i coraz mniejszej odległości e jego środka O' od środka O krzywej. Wszędzie przyjęto ten sam kąt δ odchylenia kierunku ruchu od osi OO' krzywej i wyznaczono kierunki odpowiadającej mu siły P . W pierwszym przypadku (rys. 8a), gdy $r < e$, kąt φ wychylenia siły jest ujemny; odpowiada mu w rzeczywistości kierunek ruchu OS' , dla którego współczynnik tarcia μ'_w jest znacznie mniejszy od μ_w ; kierunek ruchu OS , teoretycznie możliwy, odpowiada stanowi równowagi chwiejnej i przy pierwszym nieuniknionym zakłóceniu warunków ruchu musi przejść w jego trwały kierunek OS' . Jeżeli $r = e$ (rys. 8b), kierunek ruchu może zmieniać się w szerokich granicach, przy sile P niezmiennie skierowanej wzdłuż osi $O'O$; byłoby to więc przypadek równowagi obojętnej. Jeżeli $r > e > 0$ (rys. 8c), wychylenie δ kierunku ruchu s jest większe od wychylenia φ siły P . Gdy $e = 0$ tj. w przypadku ciał izotropowych, krzywa tarcia przechodzi w koło (rys. 8d) i $\delta = \varphi$. Wreszcie gdy $e < 0$ i $r > -e$, uzyskujemy $\varphi > \delta$. W trzech ostatnich przypadkach warunki równowagi ruchu są trwałe; należy zaznaczyć, iż właściwie tylko w tych trzech przypadkach można zbudować prawidłową krzywą $\mu(\psi)$ tarcia spoczynkowego.

5. Na tym wyczerpujemy uwagi uzupełniające treść wymienionego na wstępie artykułu. Dotyczyły one tarcia ciał stałych anizotropowych w przypadku ogólnym oraz szczególnego przypadku anizotropii sztucznej zachodzącej przy wzajemnym ślizganiu się powierzchni prawidłowo radełkowanych.

Najczęstszym przykładem anizotropii sztucznej jest jednak układ toczący się na wałkach lub kołach. Zagadnienie to omówiliśmy również we wspomnianym na wstępie artykule przyjmując upraszczające założenie, iż toczenie się kół po podłożu w ich płaszczyźnie nie zmienia współczynnika tarcia ślizgowego kół na podłożu w kierunkach pobliskich kierunkowi ich osi. Założenie to stanowi oczywiście tylko przybliżenie, które dalszym rozważaniom nadało cechę pewnej abstrakcji. Ujmując rzecz ściśle stwierdzimy, iż najmniejsza nawet siła wzdłużna, działająca na toczący się wózek lub zestaw dwóch kół, wywoła wprawdzie b. małe, lecz dające się zmierzyć, odchylenie od kierunku czystego toczenia się. I przeciwnie, chcąc zmusić toczący się zestaw kół do jednoczesnego powolnego ślizgania się w kierunku swej osi, wystarczy przyłożyć działającą w tym kierunku siłę znacznie mniejszą od tarcia przy zwykłym ślizganiu, jakie zachodziłoby wówczas, gdyby toczenia w ogóle nie było. Zagadnieniu tej postaci tarcia toczno-ślizgowego poświęcił prof. Huber sporo miejsca w wymienionej na początku pracy i w jej uzupełnieniu, będącym w istocie rzeczy jej sprostowaniem.



Rys. 8

Obok więc tarcia spoczynkowego (szcpepnego), tarcia ślizgowego, tarcia tocznego i tarcia krętnego⁷⁾ odróżniamy tarcie toczno-ślizgowe; jest ono szczególnym przypadkiem tarcia złożonego, tocznego i ślizgowego, towarzyszącego toczeniu i ślizganiu się ciała w kierunkach, które tworzą kąt $\xi = 90^\circ$. Opierając się na badaniach niemieckich i holenderskich⁸⁾ prof. Huber podaje wzór określający współczynnik tarcia ślizgowo tocznego

$$\mu' = \frac{\mu}{\sqrt{1 + (\kappa v_R/v_s)^2}} \quad [4]$$

w którym μ jest współczynnikiem tarcia ślizgowego, v_s — prędkością ślizgania się walca po płaszczyźnie w kierunku jego osi, v_R — prędkością przesuwania się osi walca, a κ — b. małym współczynnikiem liczbowym, który może być określony tylko na drodze doświadczalnej, podobnie jak i stwierdzenie jego niezależności od v_R i v_s . Nie mając szczegółowych wyników omawianych doświadczeń prof. Huber nie mógł przeprowadzić koniecznych obliczeń i ustalić chociażby rząd wielkości owego współczynnika κ .

Zastanówmy się nad tym, co wpływa na naturalne zmniejszenie się współczynnika tarcia poprzecznego μ' w przypadku toczącego się walca? Pierwsza myśl, jaka może się nasuwać, to — drgania, jakie zdawało by się są nieuniknione przy toczeniu się. Zarysowuje się podobieństwo do pozornego zmniejszania się lub nawet zanikania tarcia ślizgowego na zlekka drgającym podłożu, nadającym czy to pionowe przyspieszenia spoczywającemu nań ciału, czy też, wykonującym drgania w swej własnej płaszczyźnie. Wówczas najmniejsze pochylenie podłoża wystarczy, by ciało przesuwało się po nim w kierunku największego jego spadku.

Omawiając wspomniane wyżej badania prof. Huber zaznacza, iż „referat stwierdza nawet wyraźnie, że doświadczenia wykazały zależność μ' tylko od stosunku $v_R : v_s$ “. To znaczy, że były one robione przy różnych v_R ; a niezawodnie ze wzrostem prędkości zwiększają się możliwości powstawania drgań i ich skutecz-

toczy się, pokonuje więc z łatwością wszystkie ich składowe w kierunku toczenia się; pozostają jedynie impulsy skierowane równoległe do osi walca, w zasadzie jednak znoszące się. Załóżmy teraz, iż na walec działa siła wzdłużna P_y , tak mała, iż gdyby walec nie toczył się, nie byłaby zdolna wywołać jego wzdłużnego ślizgania się. Jeżeli jednak walec toczy się, zjawiają się owe impulsy, przy czym te, które są skierowane zgodnie z siłą P_y , biorą przewagę nad tymi, które są skierowane przeciwnie, i zaczyna się ślizganie. Powstaje ono tym łatwiej, iż kinematycznie powierzchnie toczne walca i podłoża nie pokrywają się z rzeczywistymi chropowatymi powierzchniami obydwóch tych ciał; przy toczeniu się walca zachodzą więc również nieuniknione miejscowe ślizgania między tymi powierzchniami. Wspomniane wyżej impulsy, skoro nie zależą one od v_R , należy raczej rozumieć, jako statycznie działające „tendencje“ do przesuwania się chropowatości walca po chropowatościach podłoża. Oczywiście, iż im większa jest prędkość v_R , tym więcej owych „okazji“ do ześlizgnięcia się raczej w kierunku siły P_y , niż w przeciwnym, i tym większa wypadnie prędkość ślizgania v_s . Tak samo, im większa jest siła P_y , tym skuteczniej zostaje wyzyskana każda z tych okazji, co powoduje wzrost v_s przy niezmiennym v_R . Ale stosunek $v_s : v_R$ nie może przyjąć wprost wartości stosunku P_y i P_x , gdyż mechanizm poprzecznych przesunięć jest tu o wiele bardziej złożony, niż w przypadku wyłącznie ślizgania. Samo toczenie się, któremu, jak zaznaczyliśmy, muszą towarzyszyć pewne ślizgania się po sobie owych nierówności tworzących chropowatości obydwóch powierzchni, w sposób oczywisty ułatwia owe ostateczne ślizganie się poprzeczne toczącego się walca.

W tym właśnie ujęciu rzeczy możemy dopatrywać się głównej przyczyny zmniejszenia się współczynnika μ' tarcia poprzecznego przy toczeniu, jeżeli istotnie nie zależy ono od prędkości v_R , lecz tylko od stosunku v_s/v_R . Gdyby bowiem spostrzeżenie to nie było ścisłe, to wówczas należałoby dużo większe znaczenie przypisać wyżej wspomnianym drganiom.

Można byłoby ponadto przytoczyć wówczas jeszcze jedną możliwą przyczynę owego zmniejszenia μ' , a mianowicie tę samą, niedość jasno może ujmowaną, która sprawia, że tarcie ruchowe przy ślizganiu jest tym mniejsze, im większa jest prędkość ślizgania. Czy przypuszczenie, że znane wzory odtwarzające tę zależność mogłyby znaleźć i tu bezpośrednie zastosowanie, można uważać z góry za pozbawione sensu? Chyba nie! Jak-

⁷⁾ Nazwa zaproponowana przez prof. Hubera i niezależnie od Niego przez dr K. Wolskiego dla tarcia przy krętnym ślizganiu się ciał, tzn. w przypadku, gdy dwa punktowo stykające się i wzajemnie dociskane ciała wykonują względny ruch obrotowy dokoła wspólnej normalnej do ich powierzchni.

⁸⁾ Ogłoszonych przez Baumanna w „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens“ r. 1931, str. 391–410. Badania holenderskie wykonano pod kierunkiem inż. Labrijna przy pomocy nader pomysłowego, choć stosunkowo prostego urządzenia („Archiwum Mechaniki Stosowanej“ 1949 r., str. 292).

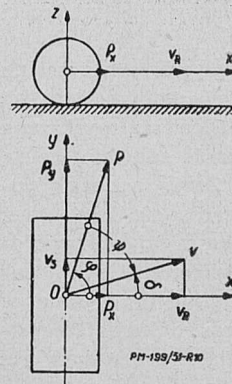
⁹⁾ „Archiwum Mechaniki Stosowanej“ r. 1951, str. 3.

kolwiek muszą zachodzić tu różnice ilościowe, jakościowo zjawiska te mają niezawodnie wiele podobieństw. I tu, i tam ruch stwarza wiele sytuacji podobnych, mimo oczywistych różnic w istotnych jego warunkach. Oczywiście, wszystko to są zupełnie swobodne domysły i pomysły, które trudno atakować i jeszcze trudniej

się ostrzami swych obwodowych bruzd po graniach garbków znajdowałyby się wyraźnie w stanie równowagi chwiejnej; najmniejsze nieprawidłowości w rozmieszczeniu rowków walca i garbków podłoża rozstrzygałyby o przesunięciu się walca o pół podziałki w prawo lub w lewo. Jeżeli jednak przyłożymy do walca

małą choćby siłę P_y , przesunięcia te będą możliwe już tylko w lewo, i to o pół podziałki poprzecznej przy przetoczeniu się o pół podziałki wzdłużnej; stosunek prędkości v_s/v_R będzie więc stały i równy stosunkowi przekątnych radełkowania; walec będzie się więc poruszał w kierunku rowków skośnych radełkowania podłoża niezależnie od wielkości siły P_y , byle była ona mniejsza od $Q \tan \alpha$.

Jeżeli przejdziemy od tych trzech schematów myślowych do rzeczywistych chropowatych ciał, uzyskamy coś pośredniego; na chropowatość bowiem możemy patrzeć, jak na mikroskopijne nierównomiernie rozmieszczone garbki o nieprawidłowych kształtach. Zawsze jednak zachodzić będzie chwilowy obrót dokoła osi CC przecinającej powierzchnie owych garbków, skąd nieuniknione ich wzajemne ślizganie i zmniejszanie się współczynnika tarcia poprzecznego do b. małych wartości, zależnych jednak od stosunku v_s/v_R . Jest rzeczą oczywistą, iż rola drgań towarzyszących toczeniu się walca po podłożu może tylko ułatwić owe przesunięcia. Gdyby drgania te były niezależne od toczenia się, dojdą one do głosu nawet przy $v_R=0$, gdy $P_y \neq 0$; byłby to znany przypadek pozornego zanikania tarcia na drgającym podłożu¹¹⁾. Jeżeli drgania te wywołane są samym toczonym się, zarówno ich amplituda, jak i częstość powinny rosnąć z prędkością v_R , a więc można oczekiwać iż wszelkie efekty bezwładnościowe rosnąć będą proporcjonalnie do potęgi v_R wyższej od jedności. Drgania mogą więc zaciemnić ogólny obraz omawianych zjawisk.



Rys. 10

bronąć. Podaję je na marginesie omawianych spraw, nie przywiązując do nich większej wagi.

Wróćmy jednak do wątku i rozważmy bliżej owe schematy, o których wyżej była mowa. Rys. 9a przedstawia walec o powierzchni posiadającej prawidłowe rowki obwodowe o kątach rozwarcia 2α i podziałce t_w , toczący się po podobnie przerowkowanym podłożu. Kinematycznie — walec będzie się toczył obracając się dokoła chwilowej osi CC; ślizganie będzie więc zachodziło na całej długości zarysu zetknięcia walca i podłoża z wyjątkiem punktów przecięcia tego zarysu i linii CC. Ponieważ punkty te biorą niewielki udział w dźwiganii ciężaru walca, ostatecznie uzyskamy b. znaczne zmniejszenie sił tarcia przeciwstawiających się poprzecznemu przesunięciu się toczącego się walca pod działaniem siły P_y . Wystarczy więc, by siła ta nieznacznie przekroczyła wartość $Q \tan \alpha$, gdzie Q jest ciężarem walca (lub ogólniej — siłą dociskającą go do podłoża), aby wywołać jego przesunięcie poprzeczne, które odbywałoby się skokami. Rys. 9b przedstawia podobny układ; jedyna różnica polega na tym, iż podziałka t_p rowków podłoża różni się o tyle od podziałki t_w rowków walca, iż na całej jego długości osiągamy różnicę równą połowie podziałki. W wyniku tego środek ciężkości G walca praktycznie pozostaje na tej samej wysokości względem podłoża podczas poprzecznego przesuwania się walca, któremu towarzyszyć będą kołysania jego osi w płaszczyźnie rysunku, naprzemiennie w kierunku strzałek S_1 i S_2 . Teraz wystarczy już b. mała siła P_y , aby wywołać nieprzerwane powolne poprzeczne przesuwanie się walca toczącego się po podłożu. Można obliczyć nawet prędkość tego przesuwania się, będącą funkcją stosunku sił P_y/Q i proporcjonalną do prędkości v_R toczenia się walca; zagadnienie to jest zupełnie podobne do pozornego zanikania tarcia w kierunku poprzecznym względem kierunku ślizgania się — w przypadku ciał izotropowych¹⁰⁾.

Rys. 9c przedstawia walec rowkowany z rys. 9a toczący się po podłożu posiadającym rowkowe radełkowanie, którego przekrój dokonany przez wierzchołki garbków, równoległe do mniejszej przekątnej rombów, jest identyczny do zarysu podłoża z rys. 9a, przy czym oś walca jest równoległa do owej mniejszej przekątnej. Walec tocząc się bez przesunięć poprzecznych musiałby ustawicznie wtaczać się na wierzchołki garbków i staczać się w bruzdy radełkowania. W chwili wtaczania

¹¹⁾ Prof. S. Ziemia zwrócił uwagę na to, iż drgania w najmniejszej choćby amplitudzie a , lecz o dostatecznie dużej częstości ω mogą wytworzyć b. duże siły bezwładności, wywołujące przesuwanie się ciała po podłożu nawet przy dużej sile dociskającej Q . Istotnie, zakładając niezmienną średnią prędkość v drgań, uzyskamy siły bezwładności rosnące odwrotnie proporcjonalnie do amplitudy drgań a (są one bowiem proporcjonalne do iloczynu $a\omega^2$).

¹⁰⁾ Por. zadanie wózka z rys. 7 lub rys. 8, str. 5 i 6 „Przeglądu Mechanicznego“ z r. 1950.

waną wzdłuż osi walca, które to siły łącznie wywołują wyżej opisany jednostajny ruch walca, wówczas siła wypadkowa $P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}$ zaczepiona w środku walca tworzyć będzie z osią Ox kąt $\varphi = \arctg P_y/P_x$, z kierunkiem zaś prędkości v kąt $\psi = \varphi - \delta$. Spójrzmy teraz na rys. 11¹²⁾ odpowiadający przypadkowi, gdy współczynnik tarcia μ_1 przy ślizganiu walca po podłożu przyjęto jako niezmienny i niezależny od prędkości ślizgania się i toczenia walca (aż do zerowych prędkości włącznie) i rozważmy, jak się on zmieni, jeżeli przyjmujemy μ_1 malejące wraz z rosnącym stosunkiem v_R/v_s . Ponieważ w grę wchodzi tu z reguły niewielkie prędkości v_s ślizgania, możemy pominąć zmniejszenie się współczynnika μ_1 w ślizganiu wraz z prędkością v_s ; w każdym razie wyłączamy tu spoczynek i tarcie szcpe. Pierwszą nasuwającą się tu zależnością określającą ten współczynnik, może być np.

$$\mu'_1 = \mu_1 \cdot a^{-(v_R/v_s)^2} \quad [5]$$

gdzie a jest liczbą dodatnią, większą od jedności. Dałoby to znaną krzywą przyjętą przez Gaussa jako krzywą rozrzutu błędów. Obierając a dostatecznie bliskie jedności możemy uczynić krzywą dowolnie „płaską”. Jak widzimy przy rosnącym stosunku v_R/v_s współczynnik μ'_1 będzie wyraźnie malał, dążąc do zera przy bardzo dużych wartościach v_R/v_s . Oczywiście, nie przywiązujemy żadnej wagi do tego, by ta właśnie funkcja miała być przyjęta. Zupełnie podobny przebieg i kształt posiada podana przez prof. Hubera zależność

$$\mu'_1 = \mu_1 \frac{1}{\sqrt{1 + (\kappa v_R/v_s)^2}} \quad [6]$$

w której κ jest drobną liczbą ułamkową, jeżeli zmniejszanie się μ'_1 ma odbywać się dostatecznie łagodnie, jak tego zdają się wymagać doświadczenia. Można wreszcie w ogóle nie ujmować zależności tych w jakąś szatę matematyczną, lecz zadowolić się doświadczalnie wyznaczoną krzywą

$$\mu'_1 = \mu_1 \cdot F(v_R/v_s) \quad [7]$$

Zależności te mają jedynie odtworzyć związek funkcjonalny między μ'_1 i v_R/v_s ; można ująć je inaczej, a mianowicie:

$$\mu'_1 = \mu_1 \cdot a^{-\text{ctg}^2 \delta} \quad [5']$$

lub

$$\mu'_1 = \mu_1 \frac{1}{\sqrt{1 + (\kappa \text{ctg} \delta)^2}} \quad [6']$$

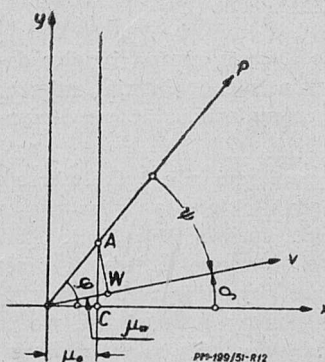
$$\text{albo ogólnie } \mu'_1 = \mu_1 \cdot \Phi(\delta) \quad [7']$$

Jeżeli przyjmiemy (na rys. 11) niezmienny współczynnik tarcia tocznego μ_0 (musimy go jednak na rysunku wydatnie zmniejszyć w porównaniu ze współczynnikiem tarcia ślizgowego μ'_1), to moglibyśmy, znając μ'_1 , μ_0 i a , lub κ albo $\Phi(\delta)$, zbudować nową ruchową krzywą tarcia μ_w , która oczywiście będzie miała inny kształt, niż pokazany na rys. 11. Uzyskalibyśmy przy tym konstrukcję przedstawioną na rys. 12. Wychoząc z założonej wartości δ lub v_R/v_s wg wzoru [2],

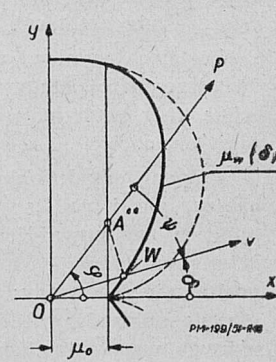
$$[2'] \text{ lub } [2''] \text{ określamy } \mu'_1, \text{ skąd kąt } \varphi = \arcsin \frac{\mu_0}{\mu'_1};$$

pozwoli to wyznaczyć punkt A spoczynkowej krzywej tarcia i stąd, rzutując go na kierunek wypadkowej prędkości v , wyznaczamy punkt W ruchowej krzywej tarcia i szukany współczynnik tarcia wzdłużnego $\mu_w = \mu'_1 \cos(\varphi - \delta)$.

Rys. 13 przedstawia poglądowo kształt *ruchowej krzywej tarcia*, jaką uzyskalibyśmy w tym przypadku (linia ciągła gruba) w porównaniu z dawną krzywą — przy niezmiennym μ_1 (linia cienka kreskowa). Zupełnie podobnie możemy postąpić wychodząc z wykresu odpowiadającego przypadkowi, gdy opory wywołane toczaniem rosną wraz ze wzrostem P_y ¹⁴⁾. Dla braku miejsca tego przypadku bliżej tu nie omawiamy.



Rys. 12



Rys. 13

Jest rzeczą oczywistą, iż zarówno siłę P_y , jak i P_x można tylko wyznaczyć doświadczalnie. W badaniach holenderskich skręcano osie obydwóch zestawów kołowych względem siebie o mały kąt δ , odpowiadający ściśle naszemu kątowi δ . Kąt ten ustala jednocześnie stosunek v_R/v_s . Jednocześnie dynamometr pozwalał mierzyć siłę P_y . Trudniejszy byłby pomiar siły P_x , i zdaje się, że w badaniach tych w ogóle go nie robiono. Urządzenie jakim się w nich posługiwano pozwalało więc wyznaczać $\mu'_1 = P_y/Q$ w funkcji kąta δ , czyli w funkcji stosunku v_R/v_s i to przy różnych wartościach v_R , od których miało być niezależne (?). Aby zbudować ruchową krzywą tarcia, musiałoby się jeszcze znać $\mu_0 = P_x/Q$ lub nawet dodatkowe zwiększanie się P_x wraz ze wzrostem P_y . Doświadczenia holenderskie nie są więc zupełne.

¹²⁾ Będący powtórzeniem rys. 15 ze str. 9 „Przeglądu Mechanicznego” z r. 1950.

¹³⁾ W liście do podpisanego z dn. 30. 10. 50 r., ogłoszona później w Archiwum Mechaniki Stosowanej“ r. 1951, str. 3.

¹⁴⁾ Porównaj rys. 16, str. 9 „Przeglądu Mechanicznego” 1950 r.

Omawiane zagadnienie *tarcia tocznego* i jednocześnie *tarcia szczipnego*¹⁵⁾ w kierunku prostopadłym do płaszczyzny toczenia się — nadaje się więc doskonale do przeprowadzenia ścisłych doświadczeń na modelach, które mogą być niezwykle proste. Podpisany przeprowadził np. mały domowy eksperyment przy pomocy dwóch kieliszków o dokładnie jednakowych średnicach czaszy i podstawy, przy czym w jednym do tego wyrównania konieczne było oklejenie obrzeża czaszy paskiem papieru, przez co uzyskano jednocześnie znaczne zwiększenie współczynnika tarcia μ . Kieliszek taki ustawiono na brzegu lekko pochylonej rysownicy, osią w kierunku spadku, i nadając rysownicy dodatkowe boczne wychylenia zmuszano go do przetoczenia się przez całą niemal jej długość, samoczynnego zatrzymania się i powrotu do miejsca wyjścia, po czym notowano poprzeczne przesunięcie kieliszka.

Mimo całej prymitywności tego doświadczenia, można było stwierdzić w sposób niewątpliwy, iż: 1) przesunięcia te istotnie zachodzą; 2) że są one w ogóle b. małe (na drodze bliskiej podwojonej długości rysownicy 650×470 mm, a więc około 1 m, przy pochyleniu od paru do kilkunastu stopni, wynosiły od 1 do kilku mm, a więc były kilkanaście do kilkudziesięciu razy mniejsze od podobnych przesunięć, jakie zachodziły w tych samych warunkach, lecz przy wyłączeniu toczenia się¹⁶⁾; 3) że przesunięcia rosną wraz ze wzrostem pochylenia podłoża, mniej więcej proporcjonalnie do poprzecznej składowej ciężaru kieliszka; 4) że maleją wraz ze wzrostem współczynnika tarcia (tzn. iż kieliszek nieoklejony wykazywał przesunięcia wydatnie większe, niż oklejony).

Poświęcając nieco więcej czasu można byłoby doświadczenie to powtórzyć znacznie dokładniej, mierząc ściśle kąty pochylenia i przesunięcia, oraz współczynniki tarcia.

Trzeba jednak okleić papierem nie tylko obrzeże czaszy, ale i podstawę, gdyż oklejenie tylko czaszy obliczeniowo poważnie wika sprawę. Wynika to stąd, iż siłę wzdłużną P_y można tu wywołać jedynie przez pochylenie rysownicy; to zaś powoduje zmiany w rozkładzie nacisków na dwa punkty podparcia i, wobec różnych współczynników tarcia μ_s dla szkła na drewnie i μ_p dla papieru na drewnie, zmienną wartość zastępczego współczynnika tarcia

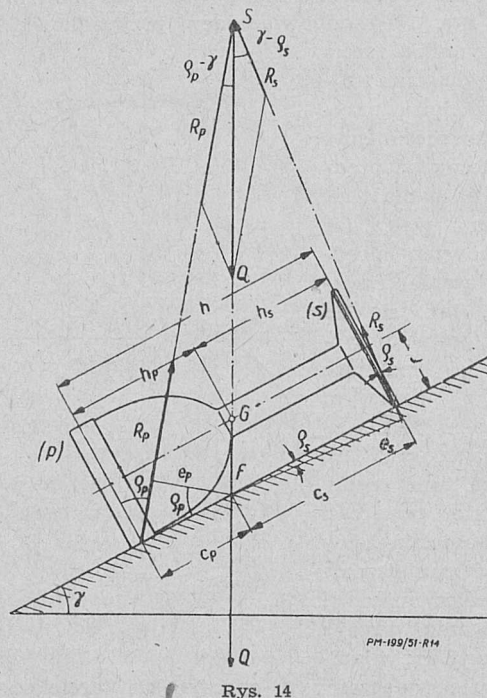
$$\mu_z = \mu_s \cdot \frac{Q_s}{Q} + \mu_p \cdot \frac{Q_p}{Q} \quad [8]$$

jeżeli przez Q_s i Q_p oznaczmy składowe ciężaru Q kieliszka, przypadające na oba punkty podparcia (rys. 14). Ponieważ środek ciężkości kieliszka leży na jego osi, a więc wydatnie ponad płaszczyznę rysownicy, pochylenie jej wpływa na zmianę rozkładu Q na składowe Q_s i Q_p oraz na zmianę μ_z . W sposób oczywisty widać to np. stąd, iż jeżeli tylko czasza oklejona

¹⁵⁾ Nazwa ta jest tu właściwsza od nazwy tarcia spoczynkowego; zresztą odpowiadają one pojęciom różnym.

¹⁶⁾ W każdym razie przesunięcia te są tak małe w porównaniu z tymi, jakie zachodzą przy wyłącznym ślizganiu, iż przyjęcie — w pierwszym przybliżeniu — że współczynnik tarcia szczipnego nie ulega zmianie w wyniku toczenia się ciała po podłożu, zachowując wartość współczynnika tarcia spoczynkowego μ , jak to uczyniono na str. 8 i 9 „Przeglądu Mechanicznego” z 1950 r., nie pacy zbytnio ogólnego obrazu zjawiska.

jest papierem, warunki ześlizgiwania się kieliszka toczonego się po pochylej rysownicy są odmienne, zależnie od tego, czy czasza jest umieszczona niżej od podstawy, czy też przeciwnie.¹⁷⁾



Rys. 14

Rys. 15a przedstawia drewnianą szpulę, najlepiej nadającą się do przeprowadzenia doświadczeń na pochylej rysownicy. Pierścienie toczone p mogą być wykonane z rozmaitych materiałów, jak drewno, metal, szkło, guma, skóra itd. Również powierzchnię rysownicy można przykryć papierem, szkłem, blachą itd.

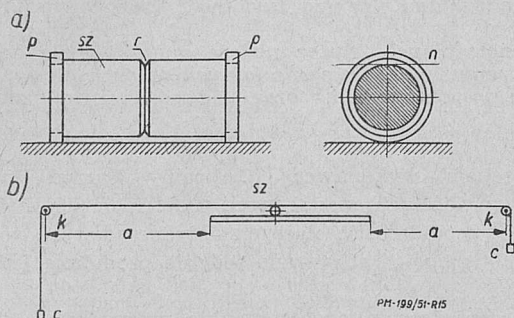
¹⁷⁾ Należy rozróżnić więc dwa przypadki: I — gdy część (p) toczonego się przedmiotu o większym współczynniku tarcia μ_p względem podłoża (u nas czasza oklejona papierem) — zajmuje niższe położenie od części s o mniejszym współczynniku tarcia μ_s (u nas — nieoklejona podstawa), oraz II — przypadek przeciwny. Poza tym należy rozróżnić trzy obszary kąta wzniosu podłoża: a) — gdy $\tan \gamma \leq \mu_s$, b) — gdy $\tan \gamma > \mu_s$, lecz mniejsze od granicznej wartości $\tan \gamma_{max}$ — przy której zachodzi swobodne ślizganie się przedmiotu bez toczenia, oraz c) — gdy $\tan \gamma \geq \tan \gamma_{max}$. Pierwsze rozróżnienie jest ważne ze względu na odległości $c_p = h_p \pm r \tan \gamma$ i $c_s = h_s \pm r \tan \gamma$ punktów zaczepienia obydwóch reakcji R_p, R_s podłoża od punktu F (rys. 14); górne znaki odpowiadają pierwszemu przypadkowi, dolne — drugiemu.

Jeżeli $\tan \gamma \leq \mu_s$, kąty ϵ_s i ϵ_p odchylenia reakcji od normalnych do podłoża wynoszą $\epsilon_p = \epsilon_s = \gamma$; są one więc równoległe do ciężaru Q i odwrotnie proporcjonalne do odległości c_p i c_s . To samo dotyczy ich składowych normalnych i stycznych; różnica współczynników tarcia μ_p i μ_s nie wywołuje tu więc jeszcze zmian w kierunkach i wielkościach reakcji. Jeżeli jednak przyjmujemy, iż poprzeczne ześlizgnięcia toczonego się ciała przy kątach $\tan \gamma < \mu$ są tym większe, im mniejszy jest współczynnik tarcia μ i im bliższy jest on granicznej wartości $\tan \gamma$, (przy której nastąpiłoby już swobodne ślizganie się niezależnie od toczenia), to i tu stwierdzimy wpływ kąta pochylenia na warunki ruchu przedmiotu i zależność [8] należy uważać za uzasadnioną, przy czym

$$Q_s = \frac{c_p}{H} Q \quad \text{i} \quad Q_p = \frac{c_s}{H} Q.$$

Na granicy swobodnego ślizgania (rys. 14) obie reakcje odchyłone są od kierunku normalnych o kąty tarcia $\epsilon_p =$

Można też uniknąć konieczności wahania rysownicą dla nadania ruchu szpuli, zaopatrując ją w położony w środku długości rowek r dla pomieszczenia nici n opasującej szpulę oraz przerzuconej przez dwa zdala umieszczone krążki k i obciążonej na końcu maleńkimi ciężarkami c . Odległości a tych krążków od rysow-



Rys. 15

nicy muszą być dostatecznie duże, by poprzeczne przesuwanie się szpuli nie wywoływało znaczącego odchylenia kierunku nici. Wywierając lekki nacisk na ciężarkę wywołujemy toczenie się szpuli w jednym i w drugim kierunku.

Do pomiaru kąta wzniosu podłoża można wziąć czułą poziomnicę kątową, a do pomiaru przesunięć szpuli — dokładny głębokościomierz przystawiony do górnej krawędzi rysownicy. Położenie wyjściowe najlepiej jest oznaczyć prostą linią narysowaną wprost na rysownicy w pobliżu jednego jej brzegu — w kierunku największego spadku. Promieniowa kreska na powierzchni czołowej szpuli ułatwi prawidłowe jej ustawienie i pozwoli sprawdzić czy — podczas toczenia się jej w obydwie strony — nie zaszło jej obwodowe ślizganie. W ten sposób doświadczenie może być przeprowadzone w nader urozmaiconych warunkach, przy zachowaniu bardzo dużej dokładności.

Jakkolwiek przypadki *tarcia anizotropowych ciał statycznych* spotyka się stosunkowo rzadko w budownictwie maszynowym, zjawiska sztucznej anizotropii są dość

$= \arctg \mu_p$ oraz $\rho_s = \arctg \mu_s$ i przecinają się w punkcie S leżącym na linii działania ciężaru Q . Pozwala to ułożyć trzy zależności: $R_p \cos \rho_p + R_s \cos \rho_s = Q \cos \gamma$, $R_p \sin \rho_p + R_s \sin \rho_s = Q \sin \gamma$ oraz $R_p \cdot e_p = R_s \cdot e_s$, albo $R_p c_p \cos \rho_p = R_s c_s \cos \rho_s$. Rozwijając to i eliminując, możemy wyznaczyć zastępczy współczynnik tarcia $\mu_z = \tg \gamma_{max}$ i obie reakcje:

$$\mu_z = \frac{c_s \tg \rho_p + c_p \tg \rho_s}{h} \quad [9]$$

$$\text{oraz } R_p = \frac{Q c_s \cos \gamma}{h \cos \rho_p} \quad \text{ i } \quad R_s = \frac{Q c_p \cos \gamma}{h \cos \rho_s} \quad [10]$$

W pośrednim obszarze kątów $\gamma > \rho_s$ lecz $< \gamma_{max}$ reakcja R_s będzie odchylna od normalnej o kąt ρ_s ; wzory [9] i [10] są nadal ważne po zastąpieniu w nich e_p przez e_p . Jak widzimy, przyjęcie różnych wartości μ_p i μ_s poważnie, i to zupełnie niepotrzebnie, wikła całe zagadnienie. Należy więc bezwarunkowo stosować układy o jednakowych współczynnikach tarcia μ .

częste; do niej bowiem zaliczamy wszystkie przypadki *tarcia toczno-ślizgowego*, omawiane w wymienionych wyżej pracach. Bliższe ilościowe badanie tarcia anizotropowego, ślizgowego i toczno-ślizgowego, stwarza wdzięczne pole dla doświadczeń, które, jak widzieliśmy, mogą być przeprowadzone przy pomocy niezwykle prostych środków.

Na zakończenie dodajmy jeszcze parę ubocznych uwag dotyczących p. 15-ego wspomnianej już pracy prof. Hubera pt. „Opory tarcia i ich rola w niektórych zagadnieniach kolejnictwa”¹⁸⁾.

1. Trudno przypuszczać, by anizotropowość powierzchni szyn i obręczy kół miała jakiegokolwiek większe znaczenie w omawianych tam zjawiskach. Początkowe kierunkowe nierówności tych powierzchni ulegają tak szybkiemu i brutalnemu „zmaglowaniu”, przy czym zużywanie się szyn i zwłaszcza obręczy jest tak znaczne, że wszelka anizotropowość, jeżeli nawet mogłaby mieć początkowo jakieś znaczenie, musi szybko zniknąć. Dlatego niezawodnie nie brano jej nigdzie pod uwagę.

2) Słowa „wskazówkom zegara” w w. 5 od dołu str. 307 należałoby zastąpić słowami „ruchowi wagonu po szynach”. Jeżeli bowiem zmienimy kierunek krzywizny toru (lub ruchu wagonu), to zjawisko całe odwróci się.

3) Użycie słowa „wagonu” w tej poprawce jest ważne, gdyż cały przebieg zjawiska, opisany przez prof. Hubera w p. 15 na str. 307, dotyczy tylko wagonu, a nie parowozu. W tym ostatnim przypadku, zakładając iż właśnie na krzywiznie toru parowóz rozwija tym większą siłę pociagową, musimy wykluczyć możliwość ślizgania „wprzód” na zewnętrznych kołach zestawów czynnych, przerzucając całe ślizganie z prędkością $v' = 2b/R \cdot v$ ¹⁹⁾ na koła wewnętrzne. Gdybyśmy wyobrazili sobie, iż jeden z wagonów jest ruchomą elektrownią zasobnikową o dostatecznie dużej mocy, napędzaną w czasie ruchu pociągu przez zestaw kołowy, to i tu należałoby wykluczyć ślizganie na jednym z jego kół, tym razem jednak na kole wewnętrznym. Ta ostatnia uwaga nie ma praktycznego znaczenia i dodaliśmy ją jedynie dla całości obrazu myślowego.

Zaznaczamy jeszcze, iż wzory na prędkość ślizgania się kół na krzywiznach toru nie są słuszne; w rzeczywistości bowiem prędkości te są wydatnie zmniejszone, ponieważ powierzchnia robocza obręczy jest stożkowa; na łagodnych łukach i przy b. dużych prędkościach ruchu (a więc przy stosunkowo znacznych siłach odśrodkowych), prędkości ślizgania mogłyby nie tylko całkowicie zniknąć, lecz nawet zmienić kierunek, gdyby zewnętrzne koło obrzeżem dotykało szyny, tocząc się swą największą skuteczną średnicą, wydatnie większą od skutecznej średnicy wewnętrznego koła zestawu.

¹⁸⁾ „Archiwum Mechaniki Stosowanej” r. 1949, str. 307.

¹⁹⁾ W zależności tej b i R są rozstawieniem szyn i średnim promieniem ich krzywizny; v jest prędkością parowozu.

Normalizacja wózków suwnicowych

Prof. inż. ROMAN SOBOLSKI

Artykuł omawia zasady krajowej normalizacji wózków suwnicowych hakowych, z elektromagnesem i chwytakowych o udźwigu od 5 t do 125 t. Traktując wózki suwnicowe jako artykuł pierwszej potrzeby przemysłowej, Autor omawia wady dawnych konstrukcji krajowych, oraz podaje kryteria jakim odpowiadać powinna współczesna konstrukcja wózka suwnicowego, jego zespołów i części. Podany jest szczegółowy projekt już w pełni konstrukcyjnie i warsztatowo zrealizowanej krajowej normalizacji wózków suwnicowych, które posiadać będą, zgodnie z obecnymi tendencjami większą żywotność i większe szybkości robocze w stosunku do dotychczas dostarczanych.

Analizując znaczne oszczędności w ciężarze wózków normalnych, Autor podaje wytyczne dla zadań jakie zamierzona normalizacja stawia przemysłowi krajowemu w zakresie specjalnych nowych elementów i zespołów dźwignic, które przynoszą dalsze uproszczenia w konstrukcji, oraz dalszy wzrost jakości wózków.

I. WSTĘP

Suwnica jest podstawową maszyną dźwigową każdego większego, a często małego przedsiębiorstwa przemysłowego. Głównymi użytkownikami suwnic są wszystkie kluczowe przemysły krajowe, gdyż są one najbardziej masowym środkiem mechanizacji dróg transportowych w przedsiębiorstwach przemysłowych.

Każda suwnica składa się z jeżdżącego po nadziemnym torze mostu, oraz wózka jeżdżącego po tym moście w zakresie jego rozpiętości. Czasem na moście pracuje dwa, a w przypadkach specjalnych i więcej wózków, jeżdżących po torach ułożonych na unoszących belkach mostu. Belek unoszących może być jedna, dwie, trzy lub cztery, zależnie od typów i ilości wózków. Na moście ustawiony jest zwykle jeden mechanizm tj. mechanizm jazdy mostu. Pozostałe mechanizmy znajdują się na wózku. Mechanizmy suwnic mogą mieć napęd tylko ręczny, lub wyłącznie silnikowy, od silnika elektrycznego, bądź też napęd mieszany ręczno-silnikowy.

W zależności od typu wózka rozróżniamy:

a) suwnice specjalne jak: wsadowe, kleszczowe, do bloków, łapowe, odlewnicze, do podnoszenia parowozów itp.;

b) suwnice z wózkiem jedno lub dwuhakowym, oraz suwnice z elektromagnesem i chwytakowe.

Przemysł użytkuje w głównej mierze suwnice z jednym wózkiem jedno lub dwuhakowym, a także suwnice z wózkiem wyposażonym w elektromagnes, i wreszcie wózki z chwytakiem, lub z chwytakiem i elektromagnesem. Wózki jeżdżą po mostach o dwu belkach unoszących, przy czym napęd wszystkich mechanizmów odbywa się od silników elektrycznych. Ten rodzaj suwnic hakowych, chwytakowych i z elektromagnesem nazywać będziemy suwnicami normalnymi.

II. POTRZEBA I CEL NORMALIZACJI SUWNIC

Jedną z zasadniczych podstaw rozwoju wszelkich gałęzi przemysłu narodowego jest szeroko zakrojona mechanizacja procesów wytwórczych. Suwnice hakowe, z elektromagnesem i chwytakowe są podstawowym narzędziem tej mechanizacji. Przeciętnie na każde 100 milionów złotych inwestycji — koszt zainwestowanych suwnic normalnych wynosi 5 do 6 milionów złotych. Potaniecie produkcji suwnic, oraz maksymalne zwiększenie żywotności i pewności ruchu tych urządzeń są zatem pierwszym celem zamierzonej ich normalizacji.

Wobec dużego zapotrzebowania na suwnice w kraju, oraz dużych możliwości eksportowych (gdy tylko konstrukcja suwnic odpowiadać będzie współczesnym

potrzebom) wykonawca (Centralny Zarząd Budowy Maszyn Ciężkich) stanął przed problemem ich mało seryjnej produkcji. W naszych dotychczasowych warunkach krajowych stosowano jedynie produkcję jednostkową.

Doświadczenia eksploatacyjne wykazały, że jakość suwnic normalnych wykonywanych przez nasze zakłady do wojny i niejednokrotnie po wojnie nie odpowiadała wzrastającym potrzebom coraz intensywniejszego ich ruchu. Na skutek nieodpowiedniej konstrukcji oddzielnych zespołów, niskiej jakości mechanicznej i cieplnej obróbki części, wobec trudnego montażu, oraz braku zamienności części ulegających użyciu, produkowane według starych wzorów suwnice wymagają bardzo częstych remontów. Indywidualny, jednostkowy charakter produkcji suwnic, konstrukcyjnie bardzo od siebie różniących się, przy niedostatecznym technologicznym wyposażeniu fabryk dźwigowych, stosujących procesy dalekie od używanych w produkcji seryjnej hamuje racjonalną budowę suwnic, tak w zakresie ich ilości jak i jakości. Z tych przyczyn koszty eksploatacji dostarczonych suwnic są bardzo wysokie, wymagają one bowiem ciągłego doglądu i zapobiegawczych napraw.

Ilość pracowników oddziałów remontowych, koniecznych dla utrzymania suwnic w ruchu, w stosunku do ogólnej ilości zatrudnionych, zwłaszcza w dużych zakładach, osiąga niepokojące cyfry. Spowodowane to jest nie tylko nieodpowiednią konstrukcją i jakością wykonania suwnic, lecz również dużą pracochłonnością robót naprawczych i dużymi niedociągnięciami w organizacji tych prac, szczególnie jeśli się zważy ogromną różnorodność parku suwnicowego.

Należy tu z naciskiem podkreślić, że oceną wartości suwnicy, jak zresztą każdego innego urządzenia maszynowego jest nie tylko koszt własny, ale może najważniejszą miarą ich jakości jest koszt eksploatacji. Z podanych faktów potrzeba i cel normalizacji suwnic normalnych są jasne.

III. PRZYGOTOWAWCZE PRACE NORMALIZACYJNE I ZASADY NORMALIZACJI SUWNIC

Pracę normalizacyjną podjęły początkowo niezależnie, potem wspólnie, a wreszcie znowu niezależnie dwa krajowe biura konstrukcyjne: Oddział Dźwigowy Biura Projektowania Urządzeń Hutniczych oraz Oddział Normalizacji Centralnego Biura Konstrukcji Maszynowych, które jest projektodawcą przeważającej ilości suwnic dostarczanych przemysłowi krajowemu. W głównych założeniach projektowych prace te nie różnią

się od siebie, dlatego w dalszym ciągu omówimy wytyczne normalizacji suwnic według CBKM. Źródłem w określaniu zasad normalizacji suwnic były:

a) metody i kryteria do oceny dźwigni, a suwnic w szczególności, ustalone znacznie przed wojną przez prof. Stanisława Łukasiewicza seniora dźwigowców polskich i obecnego prof. Politechniki Gdańskiej, oraz

b) postulaty konstruktorów radzieckich wysunięte w czasie przeprowadzonej w ZSRR normalizacji urządzeń dźwigowych.

Te metody, kryteria i postulaty dadzą się ująć ogólnie w następujących punktach:

1) konstrukcja każdej dźwigni i poszczególnych jej zespołów winna być prosta z wyraźnym pominięciem złożonych, statycznie niewyznaczalnych układów obliczeniowych.

Prostota konstrukcji i układów obliczeniowych pozwala szybko i dokładnie obliczyć części i zespoły, bez obawy wpływów ubocznych (jak np. obniżenia się jednej z podporów wałów wspartych na trzech podporach, zmian temperatury otoczenia itp.). Osiąga się przez to maksymalne bezpieczeństwo w ruchu i obsłudze, oraz zapewnia niezawodną i długotrwałą eksploatację dźwigni przy pełnym jej wykorzystaniu.

2) Mechanizmy dźwigni składać się winny z oddzielnych łatwowymagających, powszechnie stosowanych tzw. u p o w s z e c h n i o n y c h z e s p o ł ó w, łączonych z sobą elementami podatnymi.

Przyjęcie tej zasady zmierza do znacznego ułatwienia i przyspieszenia montażu i remontu, zwiększenia serii wykonywanych zespołów i części, przy znacznym uproszczeniu procesów technologicznych, skrócenia czasu produkcji przez jednoczesne wykonywanie oddzielnych zespołów, wreszcie pozwala badać i usprawniać każdy zespół oddzielnie niezależnie od drugiego.

3) Rozwiązanie konstrukcyjne tak oddzielnych części, jak i zespołów, należy w pełni dostosować do technicznych możliwości zakładów przewidzianych do ich wykonania, przy czym zakłady te musi się możliwie uniezależnić od poddostawców.

Stosowanie tylko normalnych rodzajów obróbki, oraz najszersze wyzyskanie tych samych części w różnych zespołach i maksymalne zmniejszenie asortymentu stosowanych materiałów, przy jednoczesnym celowo i należyście obmyślanym procesie technologicznym oto dalsze postulaty w budowie dźwigni. Oprócz tego trzeba uwzględnić wszelkie konieczne zabiegi technologiczne, które zapewnią minimum używalności części i jednocześnie rozważyć łatwość montażu zespołu w fabryce oraz na miejscu pracy, przewidując dogodną ich przesyłkę środkami lokomocji.

4) Konstrukcyjnie stosować należy takie złożenia i rozwiązania, które zapewnią wysokie współczynniki sprawności części, zespołów i mechanizmów, aby zużycie mocy zmniejszyć do minimum.

Prawidłowy wybór i najlepsze wyzyskanie materiałów konstrukcyjnych powinno się uzyskać przez skrupulatną analizę wytrzymałości postaciowej części i przez celowe ich ukształtowanie, przy uzasadnionym wyborze naprężeń dopuszczalnych i współczynników obliczeniowych. Analiza sposobu naprawy i konserwacji, przewidywanie łatwego dostępu do wszystkich części wymagających nastawienia, wymiany i smarowania jest koniecznym warunkiem prawidłowej pracy dźwigni.

W konstrukcjach poleca się w pełni realizować zasadę p o w s z e c h n o ś c i i d e i k o n s t r u k c y j n y c h, polegającą na przeszczepianiu prawidłowo rozwiązywanych układów z innych dziedzin budowy maszyn.

IV. BŁĘDY I WADY KONSTRUKCJI DOTYCHCZASOWYCH

Chcąc specjalnie uwidocznić zalety proponowanych konstrukcji suwnic normalnych uczynimy to najlepiej na tle porównania z dotychczasowym ich wykonaniem.

S z y b k o ś c i r o b o c z e stosowane w dotychczas wykonywanych suwnicach, a więc szybkości

podnoszenia, suwnic hakowych i z elektromagnesem, oraz szybkości jazdy wózków tych suwnic, nie odpowiadają wzrastającej intensywności procesów produkcyjnych. Tak np. szybkości podnoszenia suwnic hakowych i z elektromagnesem nie przekraczały zwykle 8 m/min, a szybkości jazdy wózków nie stosowano wyższych aniżeli 20 m/min.

Trzeba stwierdzić, że do niedawna, a często jeszcze obecnie, konstruktorzy urządzeń dźwigowych i suwnic, pozostają, tak w zakresie stosowanych szybkości roboczych, jak i wielu szczegółów konstrukcyjnych, pod wpływem niemieckiej szkoły konstruowania, której metody wykazują szereg poważnych wad. Omówimy to na przykładzie suwnic na drodze analizy poszczególnych ich zespołów.

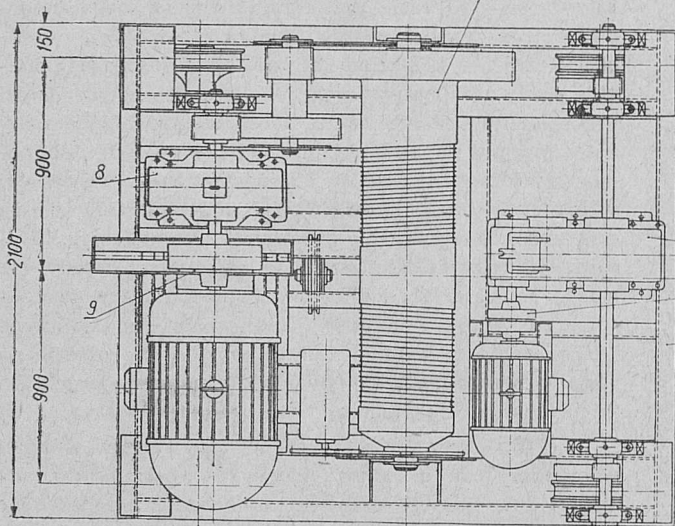
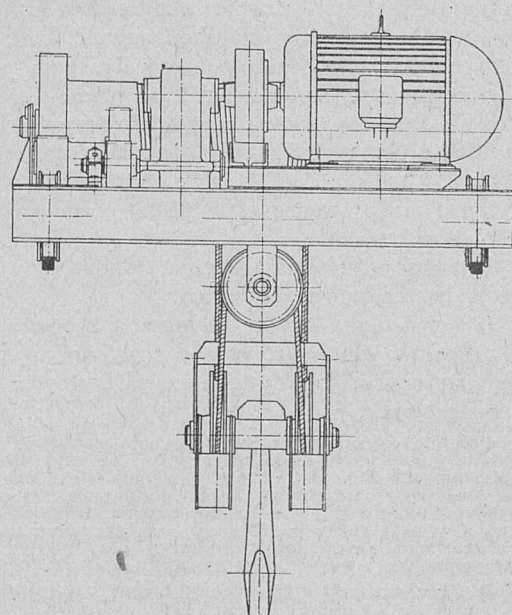
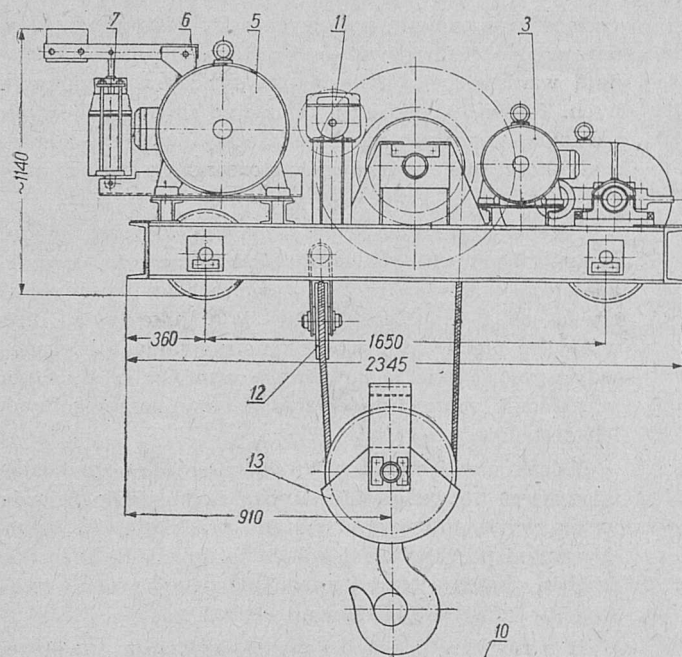
Wózek suwnicowy konstrukcji niemieckiej przedstawiony jest na rys. 1. Mechanizm podnoszenia i jazdy wózka wykonano tu z otwartymi przekładniami cylindrycznymi przy bębnie i kołach jezdnych. Koła jezdne i bęben obracają się na osiach nieruchomo zamocowanych w konstrukcji stalowej wózka.

R a m y w ó z k ó w nie wykazują należytej sztywności. W czasie pracy rama wózka ulega deformacjom, w rezultacie czego zanika prawidłowa współpraca części, a kół zębatych w szczególności, gdyż ulegają one szybkiemu zużyciu. Miejsca ustawienia części mechanizmów na ramie nie są obrobione. Mechanizmy ustawione są na podkładkach wyrównawczych, za pomocą których uzyskuje się dostawienie elementów współpracujących. Montaż takich mechanizmów muszą wykonywać wysoko-kwalifikowani rzemieślnicy. Wymaga to dużej ilości czasu, jednak nawet wtedy nie osiąga się należytej i długotrwałej współpracy elementów. Mechanizmy składają się z części montowanych bezpośrednio na ramie. Brak tu wyraźnego rozbicia na zespoły montażowe, co powoduje zasadnicze trudności w produkcji i eksploatacji.

P o d p o r y w a ł ó w wykonywane w głównej mierze w formie łożysk ślizgowych, posiadają znane wady: duże zużycie smarów, konieczność zwiększonego nadzoru, szybkie zużywanie się panewek, zwiększone zużycie kół zębatych z powodu zmiany odległości międzyosiowych, a w konsekwencji nieprawidłowa współpraca zębów i częste naprawy.

W konstrukcjach typu niemieckiego następuje nadmiernie szybkie zużycie kół zębatych z powodu niedokładnego ustawienia osi i wałów tych kół, które przy szybkościach obwodowych mniejszych niż 1,5 m/sek, wykonuje się z reguły jako odkryte i bez stosowania obróbki cieplnej. Zużycie powiększa się wskutek opadania na koła pyłu, oraz złego ich smarowania, a także z powodu małej twardości stosowanego materiału ($H_B = 140 \div 170$), najczęściej staliwa.

W eksploatacji i w produkcji konstrukcje te nie odpowiadają potrzebom przemysłu krajowego. Towarzyszą im bowiem długie przestoje, częste i kosztowne naprawy. Wysokie koszty robót remontowych tłumaczy się nie tylko wadliwą konstrukcją, oraz ogromną różnorodnością rozwiązań, ale i tym, że oddziały remontowe fabryk eksploatujących suwnice zmuszone są same zajmować się wykonaniem całego szeregu części zapasowych przy zupełnym braku organizacji napraw i seryjnej produkcji części zamiennych.



Rys. 1. Wózek suwnicowy, $Q = 15$ t konstrukcji niemieckiej, 1 — rama wózka, 2 — skrzynka przekładniowa, 3 — silnik jazdy, 4 — sprzęgło, 5 — silnik podnoszenia, 6 — hamulec, 7 — skrzynka przekładniowa, 8 — zwalniak, 9 — sprzęgło, 10 — wyłącznik krańcowy, 11 — bęben l nowy, 12 — krążek wyrównawczy, 13 — zbiornik.

Ponieważ konstrukcja wózków dotychczasowych nie składała się z oddzielnych, niezależnych zespołów, dlatego wszelkie naprawy wykonywano bezpośrednio na wózku, zamiast w przystosowanym do tego warsztacie naprawczym.

Analiza żywotności poszczególnych części wózków suwnic konstrukcji niemieckich ujawniła, że najkrócej pracują następujące elementy tych wózków:

1) łożyska ślizgowe, gdyż wymagają remontu, lub zmiany po $2 \div 9$ miesiącach pracy;

2) koła zębate (głównie napędzające), ponieważ zużywają się i wymagają zmiany w okresie $6 \div 18$ miesięcy;

3) hamulce szczękowe z długo-skokowym elektromagnetycznym zwalniakiem, zwierane za pomocą ciężarka, należą do najgorzej pracujących elementów. Niedostateczna sztywność systemu dźwigniowego hamulca, duża ilość przegubów, szybko zużywa-

jących się w pracy pod wpływem uderzenia ciężarka w momencie zakończenia ruchu opadania, mała szybkość reagowania hamulca spowodowana niedostateczną szybkością unoszenia kotwicy zwalniaka, duże drogi jakie muszą przebyć elementy dźwigniowe hamulca w okresie jego naciskania, powodują szybkie zużycie dźwigni hamulcowych, które muszą być naprawiane lub wymieniane po $8 \div 16$ miesiącach;

4) tarcze hamulcowe wykonane z żeliwa bądź ze staliwa o twardości $H_B = 140 \div 160$, skutkiem szybkiego zużywania się ich powierzchni ciernych, trzeba zastępować nowymi po $10 \div 20$ miesiącach pracy;

5) sprzęgła elastyczne ze skórzanymi, albo gumowymi nasadkami na

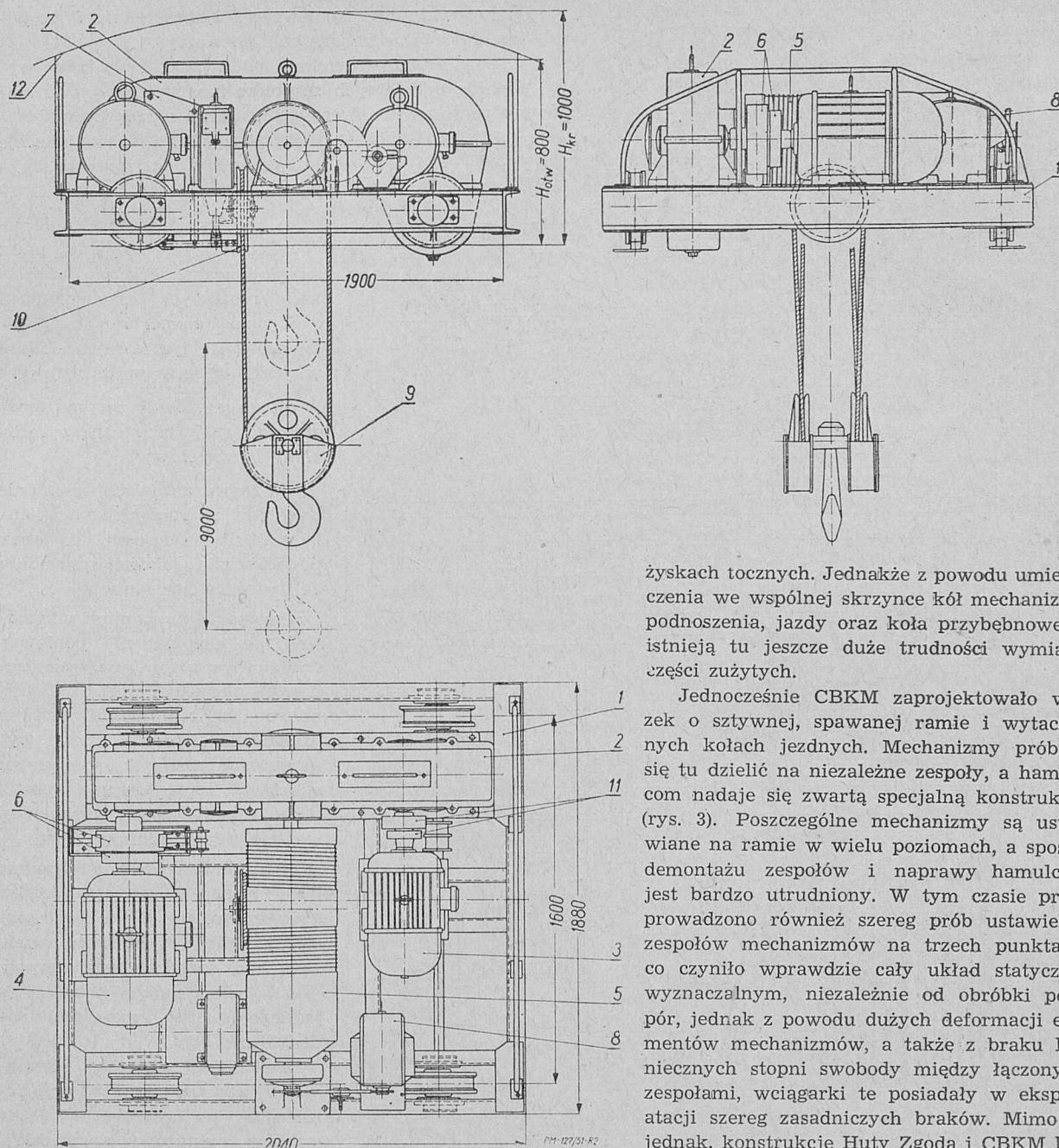
sworzniach łączących, są też wadliwym zespołem konstrukcyjnym, gdyż wspomniane nasadki musi się wymieniać w okresach $1 \div 2$ miesięcy;

6) liny wykonane z drutu o jednakowej średnicy nie trwają dłużej niż $3 \div 8$ miesięcy, ponieważ materiał z którego drut jest wykonany odznacza się niejednorodnością struktury i posiada małą wytrzymałość na rozciąganie (120 kG/mm^2);

7) podobnie małą żywotność wykazują analogiczne elementy zastosowane w mechanizmie jazdy mostu oraz w mechanizmie jazdy wózków (patrz dalej).

Zasadniczymi niedomaganiem mechanizmów jazdy wózków jest szybkie zużywanie się odkrytych przekładni zębatych i sworzni sprzęgieł elastycznych, oraz niedogodność wymiany części, szczególnie kół jezdnych, które w większości przypadków montowano na nieruchomych osiach (rys. 1).

Koła zębate przy kołach jezdnych napędzane są przez koła zębate osadzone na końcach długiego wału, ułożyskowanego raz w skrzynce przekładniowej, a drugi raz na swych końcach w łożyskach wspartych na ramie wózka. Deformacje tego wału w momencie rozru-



Rys. 2. Wózek suwnicowy $Q = 5$ t konstrukcji Huty Zgoda; 1 — rama wózka, 2 — skrzynka przekładniowa, 3 — silnik jazdy, 4 — silnik podnoszenia, 5 — bęben linowy, 6 — sprzęgło z tarczą hamulcową, 7 — hamulec szeregowy, 8 — wyłącznik krańcowy, 9 — zblocze, 10 — krążek wyrównawczy, 11 — sprzęgło z tarczą hamulcową, 12 — budka ochronna.

chu i hamowania, dochodzące nawet do 4 mm, powodowały szybkie roztrzęsienie skrzynki i naruszały wytrzymałość połączenia wału z ramą. Wpływało to bardzo ujemnie na szczelność skrzynki oraz na współpracę kół zębatych.

V. PRÓBY ULEPSZENIA KONSTRUKCJI WÓZKÓW SUWNICOWYCH

Krajowe Biura Konstrukcyjne od 1945 r. eksperymentowały nad nową racjonalną formą wózka suwnicowego, który nie posiadałby podanych wad.

Pierwszą konstrukcją był wózek Huty Zgoda (rys. 2), w którym zastosowano zamknięte skrzynki przekładniowe, a wszystkie wały zostały ułożyskowane na łoż-

yskach tocznych. Jednakże z powodu umieszczenia we wspólnej skrzynce kół mechanizmu podnoszenia, jazdy oraz koła przybębnowego, istnieją tu jeszcze duże trudności wymiany części zużytych.

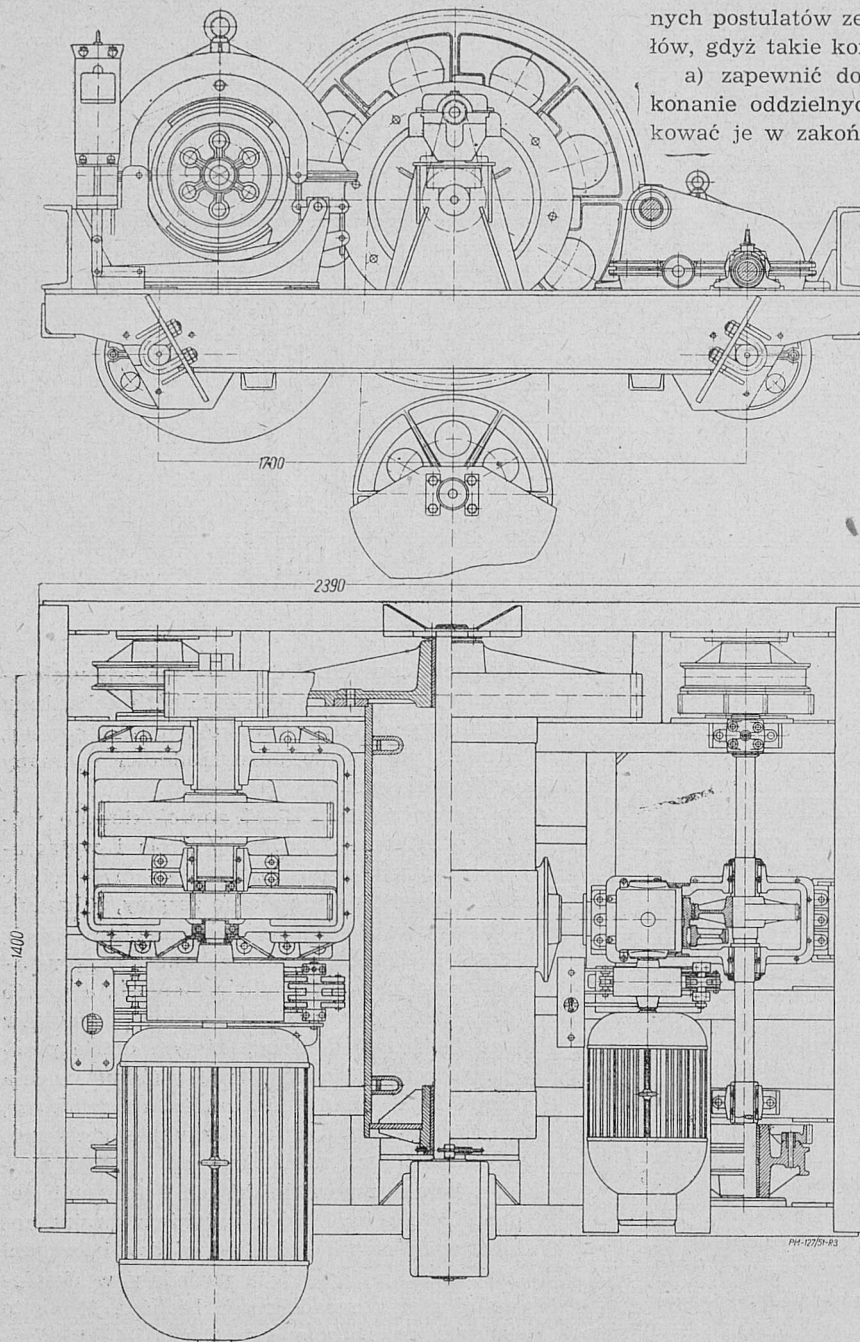
Jednocześnie CBKM zaprojektowało wózek o sztywnej, spawanej ramie i wytaczanych kołach jezdnym. Mechanizmy próbuje się tu dzielić na niezależne zespoły, a hamulcom nadaje się zwartą specjalną konstrukcję (rys. 3). Poszczególne mechanizmy są ustawiane na ramie w wielu poziomach, a sposób demontażu zespołów i naprawy hamulców jest bardzo utrudniony. W tym czasie przeprowadzono również szereg prób ustawienia zespołów mechanizmów na trzech punktach, co czyniło wprowadzić cały układ statycznie wyznaczalnym, niezależnie od obróbki podpór, jednak z powodu dużych deformacji elementów mechanizmów, a także z braku koniecznych stopni swobody między łączonymi zespołami, wciągarki te posiadały w eksploatacji szereg zasadniczych braków. Mimo to jednak, konstrukcje Huty Zgoda i CBKM były krokiem naprzód w dążeniu do zwiększenia żywotności pracy wózków.

VI. WYTYCZNE NORMALIZACJI POLSKICH WÓZKÓW SUWNICOWYCH

W początkach roku 1947 zespół konstruktorów Bioprohut, Huty Zgoda i CBKM, na podstawie podanych wyżej metod i kryteriów do oceny dźwignic, opracował zasadnicze, podstawowe, szczegółowe postulaty jakim powinna odpowiadać konstrukcja poskich normalnych wózków suwnicowych. Najważniejsze spośród tych postulatów są następujące:

1. wózki suwnicowe powinny cechować konstrukcją zespołową, złożoną ze znormalizowanych upowszechnionych zespołów, stosowanych powszechnie w budowie mechanizmów dźwigowych. Dałoby to najlepsze efekty w produkcji i eksploatacji.

Konstrukcja każdej maszyny wtedy może być nazwana zespołową, jeżeli składa się z oddziel-



Rys. 3. Wózek suwnicowy $Q = 15$ t pierwotnej konstrukcji CBKM.

nych, zupełnie niezależnych zespołów konstrukcyjnych, połączonych z sobą za pomocą łatwych do zdemontowania części. W maszynach dźwigowych takimi zespołami są: sprzęgła, hamulce, skrzynie przekładniowe, bębny, zawiesia hakowe, oraz koła jezdne z łożyskami. Jeżeli zespoły danej maszyny dają się zastosować również w różnych innych maszynach podobnego typu, to mówimy, że wymienione zespoły posiadają cechy zespołów upowszechnionych.

Konstrukcja maszyny może mieć charakter konstrukcji zespołowej mimo, że jej zespoły nie posiadają cech zespołów upowszechnionych, a z drugiej strony maszyna może być złożona z zespołów upowszechnionych, ale może nie posiadać charakteru konstrukcji zespołowej. Ustalono, że w konstrukcji polskich wózków suwnicowych będą wyzyskane zalety obu wspomnianych

postulatów zespołowości i upowszechnienia zespołów, gdyż takie konstrukcje pozwalają:

a) zapewnić doskonale pod względem jakości wykonanie oddzielnych zespołów mechanizmów i produkować je w zakończonej formie na skład;

b) przeprowadzić specjalizację fabrycznych oddziałów produkcyjnych;

c) zwiększyć zastosowanie upowszechnionych zespołów przez wbudowywanie ich we wszystkich możliwych mechanizmach dźwigowo-transportowych, przyczyniając się tym samym do powiększenia serii produkcyjnych;

d) zorganizować seryjną produkcję wszystkich upowszechnionych zespołów;

e) zagwarantować wykonanie zrzeszone w różnych specjalizujących się fabrykach, co obok powiększenia jakości spowoduje dalszy wzrost produkcji;

f) uzyskać maksimum udogodnień w eksploatacji, ponieważ zamiana zespołu uszkodzonego nowym zespołem, może być wykonana w minimalnie krótkim czasie, a naprawa może być przeprowadzona w specjalnym oddziale remontowym; postój urządzenia będzie przy tym skrócony do minimum;

g) zmniejszyć maksymalnie park części zapasowych, gdyż upowszechniony zespół zapasowy stosuje się w budowie wielu suwnic i urządzeń dźwigowych;

h) udoskonalać konstrukcję jednego zespołu niezależnie od drugiego.

2. Zasadnicze formy rozwiązania konstrukcyjnego mechanizmów podnoszenia i jazdy wózków suwnicowych, niezależnie od ich udźwignięcia, winny być do siebie geometrycznie podobne

i różnić się jedna od drugiej tylko wymiarami obrysu. Nowe typy lub udźwigi wózków należy tworzyć przez różne układy i odmienne łączenie tych samych zespołów.

układy i odmienne łączenie tych samych zespołów.

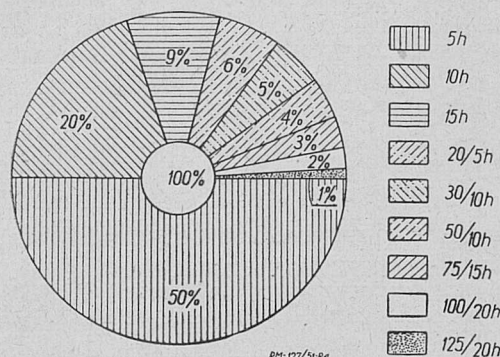
Analiza kinematycznych i konstrukcyjnych układów wykonywanych w kraju wózków suwnicowych ujawniła celowość rozbicia wszystkich wózków suwnicowych o udźwignięcie od 5 ÷ 125 ton na cztery grupy — każda oparta na tzw. modelu podstawowym. Model podstawowy każdej grupy powinien przy tym spełniać następujące warunki:

a) produkcja modelu podstawowego musi być największa w porównaniu z produkcją dowolnego modelu pochodnego w zakresie ustalonej grupy wózków,

b) konstrukcja modelu podstawowego winna dopuszczać stworzenie dowolnego modelu pochodnego przy minimalnej ilości nowych części, czy zespołów;

c) charakterystyka techniczna i wykonanie konstrukcyjne modelu podstawowego winno w pełni odpowiadać wszystkim współczesnym wymaganiom przemysłu;

d) wybór modelu podstawowego musi być dokonany pod kątem widzenia zachowania minimum sumy ciężarów wszystkich produkowanych modeli, należących do danej grupy wózków; na ciężar produkowanych typów pochodnych wpływa bowiem w znacznym stopniu waga modelu podstawowego.



Rys. 4. Średnie procentowe zapotrzebowanie wózków hakowych w odniesieniu do ilości sztuk.

3. Statystyka zapotrzebowania na suwnice według ich udźwignów prowadzona przed wojną i w okresie powojennym wykazała (rys. 4), że w odniesieniu do produkowanych sztuk suwnic ok. 50% ogólnego zapotrzebowania to suwnice o udźwigu 5 t

35% tworzą suwnice o udźwigu 10 ÷ 20 t

9% to suwnice o udźwigu 30 ÷ 50 t i wreszcie

6% zapotrzebowania tworzą suwnice o udźwigu 75 ÷ 125 t.

Zestawienie to ujawnia, że seryjna produkcja suwnic o udźwigu do 20 t, których zapotrzebowanie wyraża się cyfrą 85% ogólnej produkcji jest głównym zadaniem budownictwa suwnicowego. Znaczne zapotrzebowanie na suwnice o udźwigu 5 t nakazuje wydzielenie wózków o udźwigu 5 t do samodzielnej grupy wózków.

Analiza zapotrzebowania wykazała także, że nie ma dostatecznie uzasadnionej konieczności budowy suwnic o udźwigu 40 lub 60 t i że we wszystkich przypadkach można je zastąpić suwnicami o udźwigu 30, 50 bądź 75 t.

4. Ponieważ wymiary upowszechnionych zespołów mechanizmu podnoszenia określa przede wszystkim siła działająca w linie, dlatego największe zastosowanie jednakowego rodzaju części i zespołów tego mechanizmu związane jest z maksymalnym wyzyskaniem lin jednakowego wymiaru dla mechanizmów o różnych udźwigach. Da się to uzyskać stosując różne co do ilości lin układy podwieszenia ciężarów.

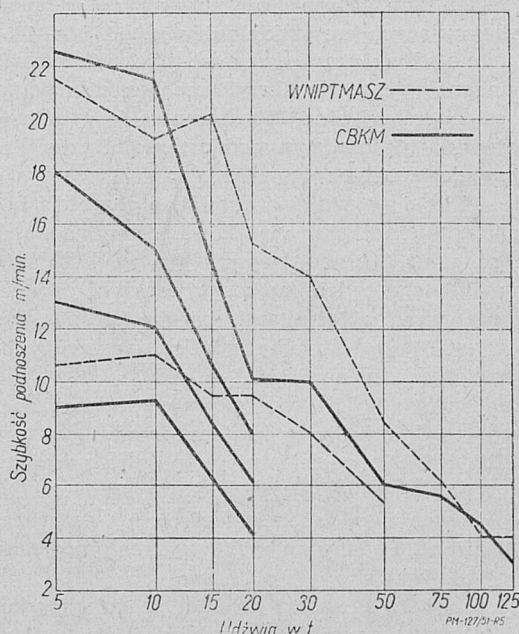
We wszystkich mechanizmach podnoszenia, w których zastosujemy linę jednakowego typu i wymiaru, użyjemy tych samych bębnow i krążków linowych.

Podobnie skrzynie przekładniowe mechanizmów podnoszenia, które stosuje się w modelach podstawowych,

zastosujemy w modelach pochodnych, bez żadnych zmian konstrukcyjnych. Wyjątek stanowić będą zabudowane w nią koła zębate dla zapewnienia koniecznych szybkości podnoszenia. Skrzynie przekładniowe jednego typu uzyskają szerokie powszechne zastosowanie nie tylko w napędzie głównego mechanizmu podnoszenia, ale i pomocniczego mechanizmu podnoszenia, oraz mechanizmu jazdy wózka i mostu.

Gdy zawiesimy różne ciężary, stosując liny o tym samym wymiarze, lecz zmieniając każdorazowo ich ilość i pozostawiając w przybliżeniu stałe napięcia w poszczególnych pasmach linowych, to moment na bębnie, na który nawijać się będą stałe tylko dwa pasma pozostanie ten sam, mimo zmiany ciężaru unoszonego. Wtedy też wymiary hamulców i sprzęgieł dla modelu podstawowego i jego pochodnych zachowamy te same, pod warunkiem, że stosowane przełożenia nie będą się znacznie różnić. Wyjątek stanowić będzie tylko połówka sprzęgła nasadzona na wał silnika, ponieważ wycoczenie w piaście zmienia się zależnie od średnicy wałka silnika. W ten sposób w mechanizmach podnoszenia dla 4-ch grup wózków suwnicowych normalnych (hakowych, chwytakowych i z elektromagnesem) zastosujemy tylko cztery rodzaje lin, cztery bębny, trzy skrzynie przekładniowe kół zębatach i jedną parę kół zębatach odkrytych, oraz trzy hamulce.

5. Konstrukcyjne wymiary mechanizmów jazdy wózków suwnicowych, złożonych z silnika, pionowo ustawionej skrzyni przekładniowej tego samego typu co w mechanizmie podnoszenia, łożysk, sprzęgieł i kół jezdnych, określa się w głównej mierze średnicą kół jezdnych.



Rys. 5. Wykres szybkości podnoszenia hakowych wózków suwnicowych WNIPTMASZ oraz CBKM.

Ponieważ ciężar wózków w zakresie wszystkich odmian danej grupy waha się w bardzo małych granicach, dlatego wpływa on w nieznacznym stopniu na konstrukcję mechanizmu jazdy wózków danej grupy. Ustalono zatem, że w zakresie jednej grupy wózków, mechanizm jazdy pozostanie w zasadzie ten sam i będzie mógł być wbudowany w dowolny wózek tej samej

Produkcja narzędzi ze stali szybko tnącej

Mgr inż. ANDRZEJ JÓZEFIK

W artykule omówione zostały różne zagadnienia z ekonomizacji produkcji narzędzi. Przedstawiono zarówno opanowane już przemysłowe sposoby ekonomizacji, jak również metody, będące jeszcze w stadium opracowywania laboratoryjnego (narzędzia odlewane, zalewane, whartowywanie ostrzy itp.). Do metod opanowanych przemysłowo należy stosowanie stali szybko tnących niskostopowych, konstrukcje narzędzi łączonych mechanicznie, narzędzia zgrzewane i lutozgrzewane, narzędzia z ostrzami ścinowymi. Wymienione metody winny być w jaknajszerszej mierze stosowane w naszym przemyśle narzędziowym.

1. Cel i zakres ekonomizacji produkcji narzędzi

Wśród czynników wpływających na ekonomizację produkcji narzędzi zasadnicze znaczenie posiada obniżenie kosztów wytwarzania narzędzi, w szczególności ograniczenie zużycia drogich materiałów narzędziowych: stali szybko tnących i spiekanych węglików metali. Koszty narzędziowe są bowiem czynnikiem ograniczającym możliwość stosowania wysokich warunków skrawania, głównie szybkości skrawania.

Rozpatrzmy wpływ poszczególnych elementów kosztów narzędziowych na szybkość skrawania, poddając analizie wzór na ekonomiczną szybkość skrawania v_e . Szybkość skrawania nazywamy ekonomiczną wtedy, gdy uzyskujemy produkcję przy najniższych kosztach.

$$v_e = \frac{c_v}{g^x p^y} \sqrt[s]{\frac{H_M}{(s-1)H_R}} \quad [1]$$

gdzie: c_v — stała ujmująca wpływ czynników niewidocznych osobno w tym wzorze (wpływ kształtu i materiału narzędzia, materiału obrabianego itp.); g — głębokość skrawania, p — posuw, x i y — stałe dla danego materiału i narzędzia oraz zakresu posuwu, s — współczynnik charakteryzujący wrażliwość okresu trwałości ostrza od zmiany szybkości skrawania, H_M — stała kosztów, malejących ze wzrostem szybkości skrawania (koszty obciążające czas maszynowy), H_R — stała kosztów rosnących ze wzrostem szybkości skrawania

$$H_R = K_o \cdot t_{zn} + \left(\frac{K_{nm}}{i} + K_{sz} \right) 60 \quad [1a]$$

przy czym oznaczono: $K_o \cdot t_{zn}$ — koszty obciążające czas zamiany narzędzia (K_o — koszty ogólne i obrabiarkowe, t_{zn} — czas zamiany narzędzia), K_{nm} — koszt nabycia narzędzia, K_{sz} — koszty szlifowania, przypadające na 1 zaostrenie, i — ilość zaszlifowań.

Zmniejszenie kosztów nabycia narzędzia oraz kosztów jego regeneracji (ostrzenie) — pozwala na powiększenie wartości ekonomicznej szybkości skrawania.

Wpływ narzędzia na ekonomię wytwarzania wyraża się nie tylko w kosztach nabycia i regeneracji narzędzia, lecz również w kosztach odpowiedniej jego eksploatacji. Wymienimy tu dwa czynniki:

- 1 — częstotliwość wymiany stępionego narzędzia, zależna od okresu trwałości ostrza,
- 2 — czas tracony na ustawienie i zamocowanie, oraz wymianę stępionego narzędzia.

Własności skrawające ostrza warunkują w sposób zasadniczy możliwość podwyższania szybkości skrawania. Przy szybkościach zbyt wysokich okresy trwałości ostrza spadają gwałtownie, rośnie częstotliwość wymiany stępionego ostrza, — produkcja staje się nieekonomiczna, a nawet, po przekroczeniu tzw. szybkości największej wydajności¹⁾, wydajność produkcji spada. Właściwości skrawające narzędzia ujęte są w stałych c_v i s wzoru [1].

Następny czynnik narzędziowy, mający wpływ na wydajność procesu skrawania, to czasy pomocnicze, traczone na wymianę stępionego ostrza (czynnik $K_o \cdot t_{zn}$). Istnieją pewne możliwości zmniejszenia czasów pomocniczych przez stosowanie np. noży oprawkowych wieloostrzowych.

Ekonomizacja produkcji narzędzi obejmować powinna następujące czynniki:

- 1) koszty wytwarzania narzędzi, głównie
 - a) zużycie materiałów narzędziowych,
 - b) koszty robocizny,
- 2) koszty regeneracji (ostrzenia),
- 3) koszty wymiany stępionego ostrza,
- 4) czynnik wydajnościowy, charakteryzujący własności skrawające ostrza.

Istnieje cały szereg metod produkcyjnych pozwalających na obniżenie poszczególnych kosztów narzędziowych, materiałowych, bądź też kosztów robocizny.

2. Kryteria ekonomizacji produkcji narzędzi

Zasadniczym kryterium doboru gatunku materiału narzędziowego, konstrukcji narzędzia i metody produkcyjnej jest uzyskanie minimum kosztu jednostkowego przy pracy badanym narzędziem. Obok czynników ekonomicznych decydować może również konieczność ograniczenia zużycia importowanych surowców, wówczas pojawia się potrzeba przyjęcia kryterium minimalnych kosztów materiałowych, które polega na użyciu do wytwarzania danego narzędzia takiego gatunku i takiej ilości stali szybko tnącej, aby zużycie importowanych składników stopowych było jak najniższe. Przy takim ujęciu zagadnienia świadomie dopuszczać musimy niejednokrotnie do pewnego obniżenia wydajności narzędzia. Jako przykład posłużyć mogą narzędzia z ostrzami napawanymi elektrodami ze stali szybko tnącej.

3. Stale szybko tnące niskostopowe

W chwili obecnej huty polskie produkują następujące gatunki stali szybko tnących (tablica I): stale wy-

¹⁾ Szybkością najwyższej wydajności nazywamy szybkość, przy której uzyskujemy najwyższą wydajność produkcji.

TABLICA I. Skład chemiczny polskich stali szybko tnących w %

Stal	Marka stali	C	Cr	W	Mo	V	Co
wysokostopowa	SK5	0,70 ÷ 0,80	4,0 ÷ 4,5	17,0 ÷ 19,0	0,5 ÷ 0,8	1,2 ÷ 1,6	5,0 ÷ 6,0
	SW18	0,70 ÷ 0,80	4,0 ÷ 4,5	17,0 ÷ 19,0	0,5 ÷ 0,8	1,0 ÷ 1,4	—
	SW15	0,85 ÷ 0,95	4,0 ÷ 4,5	14,0 ÷ 16,0	0,5 ÷ 0,8	1,8 ÷ 2,2	—
niskostopowa	SW9	0,80 ÷ 0,88	4,0 ÷ 4,5	8,0 ÷ 9,5	—	1,8 ÷ 2,2	—
	SV3	0,95 ÷ 1,05	3,5 ÷ 4,0	2,0 ÷ 2,5	2,0 ÷ 2,5	2,5 ÷ 3,0	—
	SL5	0,75 ÷ 0,85	4,0 ÷ 4,5	5,5 ÷ 6,5	5,0 ÷ 5,5	1,5 ÷ 2,0	—

Poza tym najwyżej 0,40 Mn, 0,35 Si, 0,03 P, 0,03 S.

sokostopowe SK5, SW18 i SW15, oraz stale niskostopowe: SW9, SV3 i SL5. Dzięki obniżeniu zawartości wolframu i kobaltu stale szybko tnące niskostopowe są stosunkowo tanie (tablica II).

TABLICA II. Ceny sprzedaży (wrzesień 1951) różnych gatunków stali szybko tnących o przekroju 16 × 25 mm

Stal	Marka stali	Cena sprzedaży 1 kg w złotych	Stosunek procentowy w odniesieniu do ceny SW18
wysokostopowa	SK5	50,38	119,15
	SW18	42,28	100
	SW15	39,68	93,69
niskostopowa	SW9	27,78	65,67
	SV3	18,88	44,57
	SL5	25,66	60,80

Badania wydajności narzędzi ze stali szybko tnących niskostopowych wykazały dobrą jakość tych stali, pod warunkiem prawidłowo przeprowadzonej obróbki cieplnej. Wadą stali niskostopowych jest trudniejsza w przeprowadzeniu obróbki cieplnej narzędzi, gdyż niższe temperatury hartowania i odpuszczania, oraz węższy zakres dopuszczalnych temperatur, stwarzają pewne trudności w prawidłowym hartowaniu i wymagają dobrych urządzeń i aparatury pomiarowej, przede wszystkim zaś staranności i uwagi personelu przeprowadzającego obróbkę.

Hartowanie narzędzi ze stali szybko tnącej odbywa się przez trzystopniowe ogrzewanie w atmosferze ochronnej, a mianowicie:

- podgrzewanie wstępne w piecu komorowym o temperaturze 550 ÷ 600°C,
- ogrzewanie wtórne w piecu komorowym o temperaturze 800 ÷ 850°C,
- ogrzewanie do hartowania do temperatury podanej w tablicy III,

TABLICA III. Warunki hartowania stali szybko tnących (wg „Maszynostrojenia” t. 7, str. 489)

Marka stali	Temperatura hartowania dla noży w °C	Temperatura hartowania dla narzędzi wielostronowych w °C
SK5	1280 ÷ 1320	1250 ÷ 1300
SW18	1260 ÷ 1300	1230 ÷ 1280
SW15	1250 ÷ 1290	1220 ÷ 1270
SW9	1240 ÷ 1280	1210 ÷ 1250
SV3	1220 ÷ 1250	1190 ÷ 1220
SL5	1240 ÷ 1270	1200 ÷ 1230

- studzenie po hartowaniu — w oleju do temperatury 150 ÷ 200°C, a następnie na powietrzu,
- odpuszczanie wg warunków podanych w tablicy IV.

Czasy stopniowych podgrzewań w odpowiednich temperaturach zależą od rodzaju i wielkości narzędzia. Orientacyjne dane zawiera tablica V.

TABLICA IV. Warunki odpuszczania stali szybko tnących

Marka stali	Temperatura odpuszczania °C
SK 5	570 ÷ 610
SW18	560 ÷ 600
SW15	560 ÷ 600
SW9	550 ÷ 590
SV3	520 ÷ 550
SL5	540 ÷ 580

Czas odpuszczania: 60 min. Ilość odpuszczeń: 3

Ogrzewanie do hartowania i odpuszczania odbywać się powinno w piecu elektrodowym w kąpeli solnej (BaCl₂ z dodatkiem 4 do 5% Na₂B₄C₇).

TABLICA V. Orientacyjne czasy podgrzewania w minutach (wg „Maszynostrojenia” t. 7, str. 489)

Rodzaj narzędzi	Ogrzewanie wstępne 550 ÷ 600°C w piecu komorowym	Ogrzewanie wtórne 800 ÷ 850°C w piecu komorowym	Ogrzewanie do temperatury hartowania w kąpeli solnej
noże	—	$t=B$	$t=0,12B$
gwintowniki rozwier-taki, wiertła, przecią-gacze	$t=(2 \div 2,5)D$	$t=(0,8 \div 1,1)D$	$t=(0,1 \div 0,15)D$
frezy rozwier-taki nasadza-ne, pogłębiacze nasadza-ne w których $\frac{D-d}{2} < h$	$t=(2 \div 2,5) \frac{D-d}{2}$	$t=(0,8 \div 1,1) \frac{D-d}{2}$	$t=(0,1 \div 0,15) \frac{D-d}{2}$
frezy tarczowe, walcowe w których $\frac{D-d}{2} > h$	$t=(2 \div 2,5)h$	$t=(0,8 \div 1,1)h$	$t=(0,1 \div 0,15)h$

D — średnica zewnętrzna w mm
 h — szerokość lub długość w mm
 d — średnica otworu w mm
 B — szerokość trzonka w mm

Własności skrawające stali szybko tnących niskostopowych przy toczeniu, w porównaniu ze stałą podstawową SW18, zestawiono w tablicy VI. Jako miernik własności skrawającej przyjmuje się godzinową szybkość skrawania v_{60} .

TABLICA VI. Współczynniki poprawcze godzinowej szybkości skrawania, v_{60} , różnych gatunków stali szybko tnących

Marka stali	SW18	SW9	SV3	SL5
Rodzaj obróbki				
Stale konstrukcyjne				
obróbka zgrubna	1,0	1,0	0,9	1,0
obróbka dokładna	1,0	0,85 ÷ 1,0*	0,95	0,95 ÷ 1,2*
Żeliwa				
obróbka zgrubna	1,0	1,1	0,95	1,05
obróbka dokładna	1,0	1,1	1,0	1,1
*) — niższe wartości dla stali miękkich				

Stal szybko tnąca SW9 uznana została za podstawową stal szybko tnącą niskostopową do wyrobu narzędzi skrawających. Narzędziownie przyfabryczne powinny więc zasadniczo stosować stal SW9; w wyjątkowych przypadkach dopuszcza się stosowanie stali SK5 i SW18, a mianowicie: gatunek SK5 — do wykonania drobnych narzędzi o wysokiej wydajności, noży *Fellowsa*, noży profilowych, narzędzi do automatów itp.

Gatunek SW18 — na narzędzia do obróbki kół zębatych, noży profilowych do automatów, noży krążkowych itp. Natomiast fabryki narzędzi powinny, obok stali SW9, w szerokiej mierze stosować gatunki SV3 i SL5.

Gatunek SV3 — zalecany na noże, wiertła i piły tarczowe.

Gatunek SL5 — na wiertła kręte, noże, rozwiertaki.

4. Ekonomiczne bezpośrednie metody produkcyjne narzędzi

Na rys. 1 przedstawiono podział bezpośrednich metod¹⁾ produkcyjnych narzędzi jednolitych i bimetalicznych²⁾.

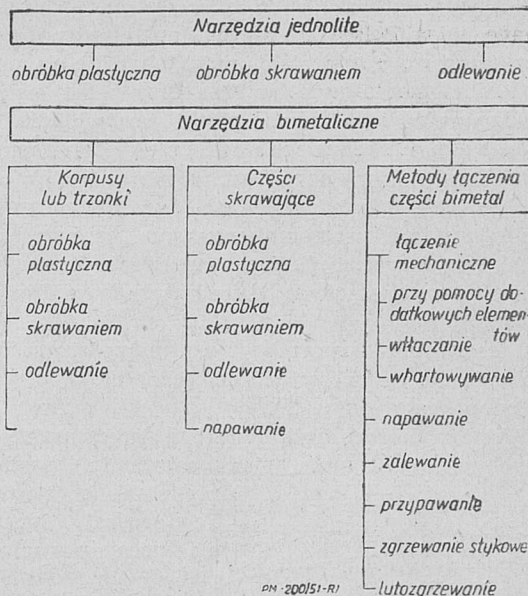
W rozdziale tym omówione zostaną następujące bezpośrednie metody produkcyjne:

- 1) połączenia mechaniczne części bimetalicznych narzędzi,
- 2) sposoby spawalnicze,
- 3) sposoby odlewnicze.

Obok tych metod na uwagę zasługuje również obróbka plastyczna — metoda pozwalająca na poważne oszczędzenie materiału narzędziowego i kosztów robocizny. Przykładem zastosowania tej metody może być produkcja wiertel krętych przez skręcanie. Drogą odkuwania w matrycach produkować można trzonki noży, oprawki i korpusy narzędziowe.

¹⁾ Pod pojęciem bezpośrednia metoda produkcyjna rozumiemy metody służące do zgrubnego wykonania i ukształtowania narzędzia. Bezpośrednią metodą produkcyjną będzie więc odlewanie narzędzi. Napawanie stałą szybko tnącą w połączeniu z obróbką skrawaniem stanowią również bezpośrednie metody produkcyjne. W pojęciu tym nie mieszczą się natomiast metody, służące do „uszlachetnienia” narzędzia, do polepszenia jego własności skrawających, jak np. elektropolowanie, chromowanie, cjanowanie itp.

²⁾ Pod nazwą narzędzia jednolite rozumiemy narzędzie wykonane całkowicie z jednego materiału. Korpus narzędzia czy trzonek, jak również części skrawające wykonane są ze stali szybko tnącej kutej lub lanej. Narzędzia bimetaliczne posiadają ostrza wykonane ze stali szybko tnącej lub lanej, względnie napawanej elektrodami, korpusy zaś ze stali węglowej, staliwa lub żeliwa.

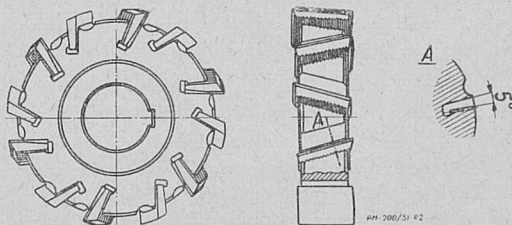


Rys. 1. Podział bezpośrednich metod produkcyjnych narzędzi.

a. Połączenia mechaniczne

Ten rodzaj połączeń stosowany jest od dawna w konstrukcji narzędzi skrawających. Zaletą połączeń mechanicznych jest oszczędność na stali szybko tnącej, oraz możliwość łatwej regeneracji narzędzia (połączenia rozłączne). Oszczędności materiałowe uzyskujemy dzięki temu, że ze stali szybko tnącej wykonuje się tylko część skrawającą (płytki lub nożyki), natomiast korpus narzędzia wykonany jest ze stali konstrukcyjnej. Do połączeń mechanicznych zaliczamy wprasowywanie oraz whartowywanie.

W narzędziach wielostronowych mniejszych wymiarów, w których przestrzeń międzyzębna nie pozwala na pomieszczenie śrub, czy kołków, płytki ze stali szybko tnącej obrobione cieplnie zostają w t ł a c z a n e. Właczanie może zachodzić poosiowo (frezy walcowe o zębach prostych) gdy kierunek właczania jest równoległy do osi narzędzia, oraz promieniowo (frez tarczowy rys. 2), gdy ostrza wciskane są w kierunku promieniowym.

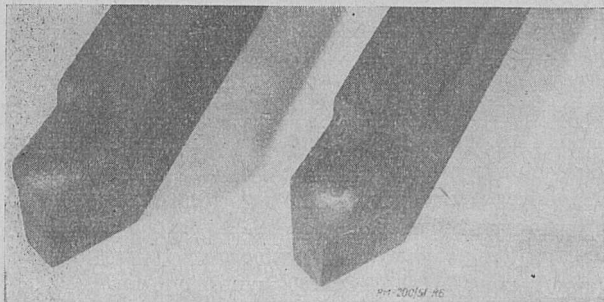


Rys. 2. Frez tarczowy trzystronny na przemian skośny z nożami właczanymi.

Do zabiegu w h a r t o w y w a n i a, płytki jeszcze nie obrobione cieplnie umieszcza się w korpusie i całe narzędzie poddaje się procesowi hartowania oraz odpuszczania. Połączenie uzyskuje się dzięki zmianom objętościowym, jakie następują przy przemianie austenitu na martenzyt w czasie procesu hartowania i odpuszczania.

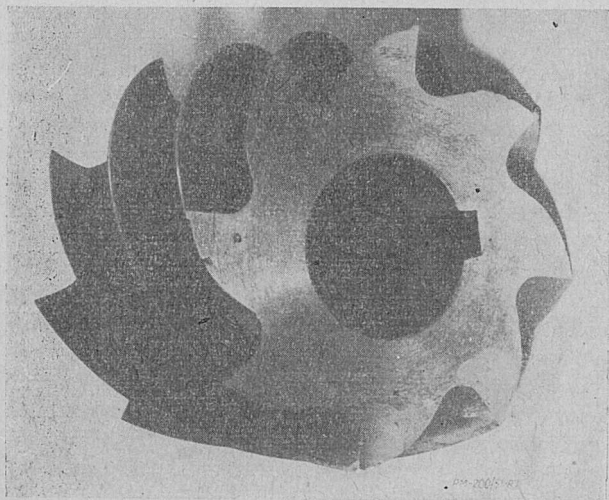
W narzędziach bimetalicznych o częściach łączonych mechanicznie ostrza mogą być wykonane z l a n e j s t a l i s z y b k o t n ą c e j. Uzyskujemy wtedy dodatkową korzyść w postaci lepszych właściwości skrawających ostrza. Narzędzia składane produ-

64



Rys. 6. Noże tokarskie NNZa 16×25 mm z ostrzami napawanymi stalą szybko tnącą.

cej określa ilość zaostreń freza. Kształtki dla frezów walcowych o uzębieniu śrubowym posiadają gniazda wyfrezowane śrubowo, o tym samym skoku co uzębienie freza. Celem usprawnienia i potanienia operacji napawania frezów tarczowych, bądź wąskich frezów walcowych, wykonuje się wspólne kształtki, tzn. jedną kształtkę dla kilku frezów. Po napawaniu i wyżarzeniu, — napawana kształtka zostaje pocięta na sztuki (na frezy odpowiedniej szerokości). Trzon-



Rys. 7. Frez walcowy NFWa 100×100 mm z ostrzami napawanymi stalą szybko tnącą.

ki noży tokarskich o większym przekroju, oraz kształtki frezów zostają podgrzewane do napawania do temperatury $400^{\circ} \div 500^{\circ}\text{C}$. Kształtki frezów napawa się w specjalnym przyrządzie pozwalającym na obracanie freza i kolejne napawanie ostrzy (rys. 8). Napięcie prądu: 25 do 35 V. Natężenie prądu: wg tablicy VII.

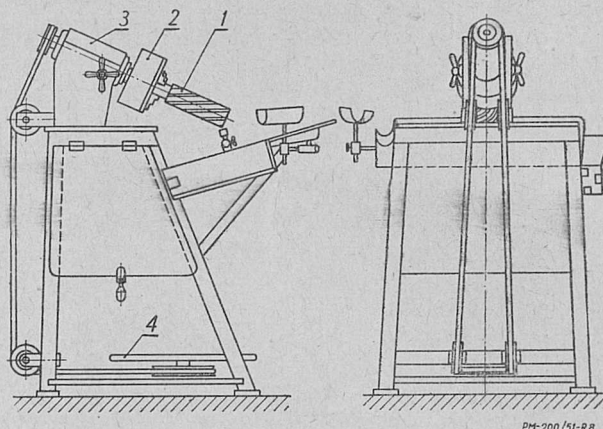
TABLICA VII. Natężenie prądu przy napawaniu w A

Warstwa	Średnica elektrody w mm		
	3,25	4	5
pierwsza	95 ÷ 110	115 ÷ 130	150 ÷ 170
druga	85 ÷ 100	105 ÷ 120	140 ÷ 160

Bezpośrednio po ukończonym napawaniu, kształtki poddaje się wyżarzeniu zmniejszającemu w następujących warunkach:

- podgrzewanie do temperatury $870^{\circ} \div 890^{\circ}\text{C}$ w piecu o temp. początkowej $400 \div 500^{\circ}\text{C}$, z normalną szybkością (ok. 4,5 godz.);
- przetrzymanie w temp. $870 \div 890^{\circ}\text{C}$ w ciągu 3 godz.;
- ochłodzenie do temp. $750 \div 760^{\circ}\text{C}$ w ciągu 5 godz. z szybkością 30° na godz.;

- przetrzymanie w temp. $750 \div 760^{\circ}\text{C}$ w ciągu 2 godz.;
- ochłodzenie do $600 \div 550^{\circ}\text{C}$ z szybkością 20° na godzinę.



Rys. 8. Urządzenie do napawania frezów. Kształtka 1 mocowana jest w uchwycie 2, na wrzecionie 3; napęd wrzeciona przy pomocy koła 4.

Kształtka napawana jest bardzo wrażliwa na szybkość nagrzewania oraz studzenia i przy zwiększeniu tej szybkości, względnie włożenia zimnej kształtki do pieca o wyższej temperaturze, powstają pęknięcia w warstwie napawanej. Po przeprowadzeniu wstępnej obróbki mechanicznej, narzędzie poddaje się hartowaniu i odpuszczeniu według warunków jak dla stali szybko tnącej SW18¹⁾.



Rys. 9. Powierzchnia natarcia ostrza napawanego po szlifowaniu (×20).

b) Jakość narzędzi napawanych²⁾. Narzędzia napawane elektrodami ESW18 posiadają, w obecnym stadium opanowania techniki napawania, następujące cechy:

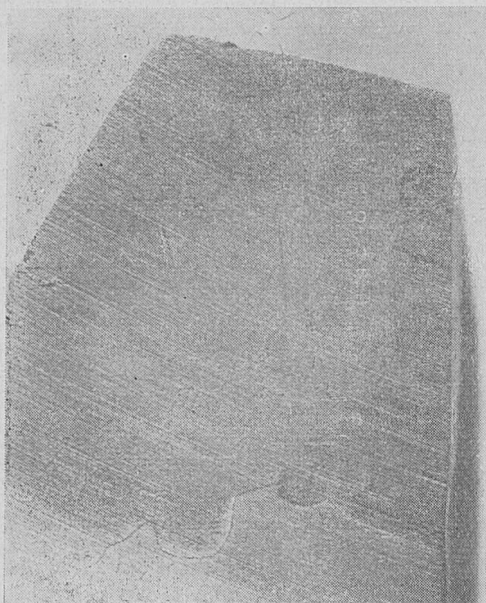
1) w stopiwi występują pęcherze gazowe, tworzące znaczną porowatość tworzywa ostrza, występują pęknięcia, zażużlenia (rys. 9, 10, 11). Celem wykrycia wymienionych wad spawalniczych narzędzia poddane zostały zabiegowi trawienia elektrolitycznego³⁾.

2) Właściwości skrawające ostrza przy obróbce zgrubnej są niższe od właściwości ostrzy wykonywanych ze stali szybko tnącej kutej. Np. przy toczeniu stali węglowej ($R_r = 49,7 \text{ kg/mm}^2$) szybkością $v = 56 \text{ m/min}$ przekrojem $F = 3 \times 0,52 \text{ mm}^2$ trwałość ostrza napawanego wynosiła 25 min podczas gdy ostrza wykonanego ze stali kutej SW9 — 60 min.

1) Zainteresowanych techniką napawania narzędzi stalą szybko tnącą odsyłam do artykułu inż. W. Czyrskiego „Produkcja narzędzi tnących napawanych stalą szybko tnącą”, Mechanik, nr 1 i 3, 1951 r., oraz do broszurki F. F. Smirnowa „Elektrodugowaja naplawka reżuszczoego instrumenta”, Masz-giz, 1948.

2) Wg badań autora.

3) Skład elektrolitu: 45% H_3PO_4 , 40% H_2SO_4 , 15% H_2O . Warunki trawienia: natężenie prądu $I = 5,5 \text{ A}$, napięcie prądu $U = 5 \text{ V}$, gęstość prądu $\delta = 27 \text{ A/dcm}^2$, temperatura kąpieli $t = 50^{\circ}\text{C}$, czas przetrzymania w kąpieli $\tau = 10 \text{ min}$.



Rys. 10. Powierzchnia natarcia ostrza napawanego, poddanego zabiegowi trawienia elektrolitycznego. ()

Narzędzia napawane mogą być użyte do skrawania średniოდokładnego. Ze względu na dużą porowatość, która może zniekształcić krawędź tnącą i obniżyć dokładność kształtu ostrza, noże napawane nie mogą być



Rys. 11. Pomocnicza powierzchnia przyłożona ostrza z rys. 10 poddanego zabiegowi trawienia elektrolitycznego (x20).

użyte do obróbki dokładnej, a więc tam gdzie celem obróbki jest uzyskanie wysokiej gładkości powierzchni obrobionej. Z tych samych powodów metoda napawania nie może być stosowana do produkcji noży kształtowych. Porowatość, pęknięcia, zażuzlenia w większym stopniu jeszcze występują w stopiach napawanych wielowarstwowo. Przy obróbce zgrubnej noże napawane elektrodami ESW18 wykazały niższą wydajność o 21% od stali SW9. Wyniki przeprowadzonych badań wskazują, iż metoda napawania elektrodami nie powinna być stosowana do produkcji noży tokarskich, strugarskich, czy dłutowniczych. Istnieją bowiem inne metody nie posiadające wad metody napawania, a również ekonomiczne z punktu widzenia rozchodu stali szybko tnącej (lutozgrzewanie oraz konstrukcje noży oprawkowych).

Metoda napawania elektrodami ESW18 byłaby metodą szczególnie ekonomiczną przy produkcji narzędzi

wielostrzowych ze względu na wielokrotnie mniejsze zużycie stali szybko tnącej.

Np. dla wyprodukowania jednego freza walcowego NFWa 100 × 100 mm zużywa się 9 szt. elektrod o $\varnothing$ 4 mm i 18 szt. elektrod $\varnothing$ 5 mm, co razem daje rozchód stali szybko tnącej przeliczonej na ciężar drutu rdzeniowego w wysokości 1,67 kg. Waga gotowego freza wykonanego całkowicie ze stali szybko tnącej: 4,05 kg. Waga natomiast materiału koniecznego do wyprodukowania freza NFWa 100 × 100 wynosi 8,45 kg.

Ten aspekt minimalnych kosztów materiałowych jest czynnikiem przemawiającym za zastosowaniem metody napawania jako metody produkcyjnej do narzędzi wielostrzowych, godzimy się przy tym świadomie na obniżoną w pewnych warunkach pracy ich wydajność. Metoda napawania stalą szybko tnącą winna być zresztą szeroko zastosowana w narzędziowniach przyfabrycznych do regeneracji uszkodzonych narzędzi oraz do jednostkowej produkcji na własne potrzeby narzędzi specjalnych.

2) Inne metody spawalnicze

a) Zgrzewanie stykowe stosuje się zasadniczo do narzędzi trzpieniowych, jak wiertła, frezy palcowe, gwintowniki, noże tokarskie o małym przekroju trzonka itp. Noże tokarskie o większym przekroju trzonka należy wykonywać wyłącznie na drodze lutozgrzewania płytek. Chwyty tych narzędzi wykonuje się ze stali węglowej konstrukcyjnej. Metodą zgrzewania wykonane być mogą również frezy tarczowe, w których płytki, wzgl. segmenty zgrzewane są do korpusu.

b) Przypawanie polega na przypawaniu płytki ze stali szybko tnącej do korpusu freza, lub trzonka noża przy pomocy dodatkowej napiny z elektrod austenitycznych 24.18. Metoda ta znajduje zastosowanie do regeneracji narzędzi uszkodzonych.

c) Lutozgrzewanie powinno być szeroko stosowane do produkcji noży tokarskich o średnich i dużych przekrojach trzonka. Płytkę ze stali szybko tnącej zostaje przypawana do trzonka przy pomocy proszku spawalniczego i przez wywarcie odpowiedniego docisku. Do metody lutozgrzewania stosowane są najrozmaitsze rodzaje proszków. Do stali szybko tnącej SW18, SW15 lub SW9 używane są proszki o następującym składzie chemicznym:

1) żelazomangan	75÷80%	2) żelazomangan	35÷40%
boraks	25÷20%	żelazokrzem	35÷40%
		boraks	30÷20%

Do napawania płytek ze stali szybko tnącej niskotopowej gatunku SV3 lub SL5 stosuje się proszki z dodatkiem miedzi, która obniża temperaturę topnienia proszku.

3) żelazomangan	60÷65%	4) miedź	70÷75%
miedź	15÷20%	nikiel	10÷15%
boraks	25÷20%	boraks	20÷15%

Przy proszkach o wysokiej temperaturze topliwości należy dążyć do łączenia procesu nagrzewania do zgrzania, z nagrzewaniem do hartowania w temperaturze hartowania. Po wyjęciu z pieca nóż zostaje zgrzany pod prasą, i równocześnie oziębiony strumieniem sprężonego powietrza. Dobór racjonalnych wymiarów płytek ze stali szybko tnącej do lutozgrzewania przeprowadza się w sposób analogiczny jak podano w zeszyście 1/52 „Przeglądu Mechanicznego“ str. 12. (c.d.n.)

Wpływ tłoczyska jednostronnego na szybkość tłoka w napędach hydraulicznych obrabiarek

Mgr inż. ANDRZEJ ZIELIŃSKI

Artykuł omawia wpływ tłoczyska jednostronnego na stosunek szybkości tłoka w napędach hydraulicznych, przy regulacji prędkości przez zmianę wydajności pompy oraz przez dławienie. Analiza rachunkowa różnych sposobów umieszczenia dławika (na wlocie wylocie z cylindra oraz na odgałęzieniu) wykazuje, że umieszczenie dławika na wlocie umożliwia osiągnięcie mniejszej różnicy szybkości tłoka w obu kierunkach niż przy sposobach pozostałych. W końcu artykułu podane są możliwości uzyskania, przy tłoczysku jednostronnym, szybkości tłoka jednakowych w obu kierunkach.

Tłoki służące do uzyskania ruchu posuwisto-zwrotnego w napędach hydraulicznych mogą posiadać tłoczysko dwustronne lub jednostronne. Tłoczysko zawsze powoduje zmniejszenie czynnej powierzchni tłoka, przy czym średnica jego wywiera wpływ na szybkość tłoka przy tej samej ilości oleju, dostarczonego w jednostce czasu.

Tłoczysko dwustronne zmniejsza czynną powierzchnię tłoka jednakowo po obu stronach tłoka, a więc nie powoduje różnicy szybkości w obu kierunkach, natomiast tłoczysko jednostronne zawsze taką różnicę musi spowodować, jeżeli inne warunki pracy pozostają bez zmiany. Wpływ ten w pewnych przypadkach jest korzystny i wówczas celowo wykonywa się tłoczyska jednostronne o większej średnicy niż wymagają tego względy wytrzymałościowe, np. mechanizmy posuwu frezarek, tokarek, wiertarek, lub ruchu roboczego i jałowego przeciągarek, gdzie chodzi o powolny ruch w jednym kierunku i szybki powrót w przeciwnym.

Inaczej rzecz wygląda w szlifierkach gdzie często, dla uproszczenia i skrócenia budowy, wykonywa się tłoczysko jednostronne, tymczasem ruchy powinny posiadać jednakową szybkość w obu kierunkach.

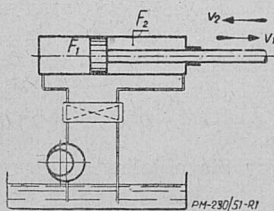
Jeżeli opór przesuwania będzie stały, to przy ruchu w stronę tłoczyska będzie inny rozkład ciśnień po stronie roboczej i nieroboczej niż przy ruchu w kierunku przeciwnym, wskutek czego sposób regulacji prędkości ma wybitny wpływ na stosunek szybkości tłoka w obu kierunkach.

Przy regulacji przez zmianę wydajności pompy można wpływ zmiany ciśnienia (w niewielkich granicach) na wydajność pompy pominąć i wówczas stosunek szybkości przy jakimś określonym nastawieniu pompy wynosi (rys. 1):

$$\alpha = \frac{v_1}{v_2} = \frac{F_2}{F_1}$$

czyli szybkości są odwrotnie proporcjonalne do czynnych powierzchni tłoka.

Przy regulacji prędkości przez dławienie sprawa się komplikuje i wpływ tłoczyska zależy od wielu czynników, przy czym może on być większy niż przy regulacji wydajnością pompy, jak również mniejszy, a w pewnych specyficznych warunkach może zanikać.



Rys. 1

Czynniki mające wpływ na oddziaływanie jednostronnego tłoczyska są następujące:

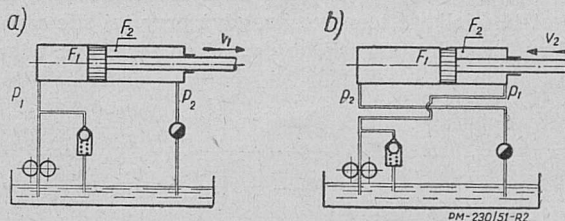
- 1) stosunek czynnych powierzchni tłoka $\frac{F_1}{F_2}$,
- 2) charakterystyka dławika,
- 3) położenie dławika w obiegu hydraulicznym,
- 4) stopień wykorzystania ciśnienia względnie wydajności pompy,
- 5) opory przepływu w przewodach, które dla uproszczenia pominiemy.

Charakterystykę dławika wyraża funkcja $Q=f(\Delta p)$, gdzie Q jest ilością oleju przepływającą przez dławik w jednostce czasu, a Δp spadkiem ciśnienia na dławiku. Funkcja ta ma postać $Q = k(\Delta p)^n$, gdzie k i n są stałymi, przy czym k zależy od wielkości, otwarcia i rodzaju dławika oraz od właściwości oleju, a n dla różnych typów dławików waha się między skrajnymi teoretycznymi granicami $0,5 \div 1$. Dalsze obliczenia przeprowadzimy dla tych skrajnych wielkości pamiętając że dławik rzeczywisty będzie miał jakąś wartość pośrednią.

Dławik może być umieszczony na wlocie do cylindra, lub na odgałęzieniu. Dla każdego z tych przypadków przeprowadzimy oddzielny rachunek:

1. Dławik na wylocie

Przyjmimy w przybliżeniu, że zawór przelewowy ustala stałe ciśnienie p niezależnie od ilości oleju jaki



Rys. 2

przez niego przepływa. Z równowagi tłoka przy ruchu w prawo (rys. 2a) otrzymamy:

$$p_1 \cdot F_1 = p_2 \cdot F_2 + R; \quad p_2 = \frac{p_1 F_1 - R}{F_2}$$

Przy dławiku o charakterystyce $Q = k(\Delta p)$ otrzymamy

$$Q = k \cdot p_2 = \frac{k p_1 F_1 - k R}{F_2}$$

Szybkość tłoka w prawo wynosi:

$$v_1 = \frac{Q}{F_2} = \frac{k p_1 F_1 - k R}{F_2^2}$$

Podobnie dla ruchu w lewo (rys. 2b):

$$p_2 = \frac{p_1 F_2 - R}{F_1}; v_2 = \frac{k p_1 F_2 - k R}{F_1^2}$$

Oznaczając stosunek szybkości w prawo do szybkości w lewo przez α otrzymamy:

$$\alpha = \frac{v_1}{v_2} = \frac{p_1 F_1 - R}{p_1 F_2 - R} \cdot \frac{F_2^2}{F_1^2}$$

Z wyrażenia tego widzimy, że α zależy nie tylko od $\frac{F_1}{F_2}$ ale również od ciśnienia p_1 , które jest maksymalnym ciśnieniem w obiegu ustalonym przez zawór przelewowy, oraz od wielkości oporu R który przyjęliśmy za stałą. Przy biegu jałowym (gdy $R = 0$):

$$\alpha = \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^3;$$

przy wzroście R , α rośnie i gdy R zbliża się do wartości $R = p_1 F_2$, α dąży do nieskończoności.

Widzimy więc, że nawet w najlepszym razie gdy $R = 0$, α jest proporcjonalne do $\left(\frac{F_1}{F_2} \right)^3$, a więc jest znacznie większe niż przy regulacji wydajnością pompy, gdzie $\alpha = \frac{F_1}{F_2}$. Prócz tego widzimy, że aby otrzymać α mniejsze od jakiegoś założonego α_{max} nie może R przekroczyć pewnej wielkości:

$$\alpha = \frac{p_1 F_1 - R}{p_1 F_2 - R} \cdot \frac{F_2^2}{F_1^2} < \alpha_{max};$$

czyli:

$$R < p_1 \frac{\alpha_{max} F_2^3 - F_1^3}{\alpha_{max} F_2^2 - F_1^2} = p_1 F_2 \frac{\alpha_{max} - \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^3}{\alpha_{max} - \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2}$$

$p_1 F_2 = R_{max}$ jest największą teoretycznie możliwą siłą; jest to wielkość teoretyczna, gdyż przy tej sile szybkość ruchu w lewo musiałaby spaść do zera. Tak więc:

$$R < R_{max} \frac{\alpha_{max} - \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^3}{\alpha_{max} - \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2}$$

Powyższe rozumowanie jest słuszne pod warunkiem, że szybkość uwarunkowana jest przepustowością dławika, a więc istnieje zawsze pewien nadmiar oleju doprowadzany przez zawór przelewowy, czyli wydajność pompy wynosi:

$$Q_p > v_1 \cdot F_1$$

$$Q_p > \frac{(p_1 F_1 - R) \cdot k \cdot F_1}{F_2^2}$$

Wielkościowo zilustruje powyższe zależności następujący przykład: Tłok ma średnicę 56 mm, tłoczek

22 mm, wówczas $\frac{F_1}{F_2} = 1,18$. Aby stosunek szybkości w obu kierunkach nie przekroczył $\alpha_{max} = 2$, musi być $R < 0,59 R_{max}$, a uzyskanie $\alpha < \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2 = 1,64$ jest w ogóle niemożliwe.

Widzimy więc, że musi istnieć nadmiar nie tylko objętości, ale także ciśnienia, co oczywiście dodatkowo pochłania moc i powoduje grzanie oleju.

W przypadku dławika z charakterystyką $Q = k \sqrt{\Delta p}$, sytuacja jest nieco korzystniejsza i postępując analogicznie jak poprzednio otrzymamy:

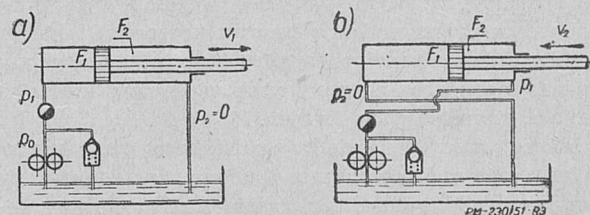
$$\alpha = \sqrt{\frac{p_1 F_1 - R}{p_1 F_2 - R}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_1}{F_2} \right)^3}$$

Przy biegu jałowym $\alpha = \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2$, a przy wzroście R podobnie jak poprzednio α rośnie do nieskończoności, gdy R dąży do $R_{max} = p_1 F_2$.

Przykład liczbowy daje: przy $\alpha_{max} = 2$, $R < 0,79 R_{max}$ a przy $\alpha = 1,5$, $R < 0,36 R_{max}$, najmniejsze możliwe $\alpha = 1,39$. Umieszczenie dławika na wlocie zmienia sprawę radykalnie.

2. Dławik na wlocie (rys. 3ab)

Teraz po stronie nieroboczej ciśnienie $p_2 = 0$, a po stronie roboczej ciśnienie p_1 jest mniejsze niż ustalono



Rys. 3

ne zaworem przelewowym $p_0 = const$. Na dławiku mamy spadek ciśnienia $p_0 - p_1$. Rozumując podobnie jak przy dławiku na wylocie otrzymamy (dla ruchu w stronę tłocznika):

$$p_1 = \frac{R}{F_2}$$

Przy charakterystyce dławika $Q = k \Delta p$

$$Q = k (p_0 - p_1)$$

$$v_1 = \frac{Q}{F_1} = \frac{k \left(p_0 - \frac{R}{F_2} \right)}{F_1} = \frac{(p_0 F_1 - R) k}{F_1^2};$$

a dla ruchu w przeciwną stronę:

$$v_2 = \frac{k \left(p_0 - \frac{R}{F_2} \right)}{F_2} = \frac{(p_0 F_2 - R) k}{F_2^2}$$

Stosunek szybkości

$$\alpha = \frac{v_1}{v_2} = \frac{p_0 F_1 - R}{p_0 F_2 - R} \cdot \frac{F_2^2}{F_1^2}$$

Przy biegu jałowym otrzymamy:

$$\alpha = \frac{F_2}{F_1};$$

przy wzroście R podobnie jak poprzednio α rośnie, dążąc do nieskończoności gdy R dąży do $R_{max} = p_0 F_2$.

Stosunek $\frac{F_2}{F_1}$ jest mniejszy od jedności, a więc dla

jakiś pośredniej wartości $R = R_0$ będzie $\alpha = 1$. Dochodzimy więc do pozornie paradoksalnego wniosku, że jednostronne tłoczyisko w tych warunkach nie ma wpływu na szybkość tłoka. Przy wartościach $R < R_0$ mamy $v_1 < v_2$, co wydaje się samo przez się zrozumiałym, natomiast gdy $R > R_0$ mamy $\alpha > 1$ czyli $v_1 > v_2$, co znowu wydaje się paradoksalnym, gdyż doprowadzając dawkowany olej tak samo ustawionym dławikiem na większą powierzchnię tłoka, otrzymujemy większą szybkość niż doprowadzając na mniejszą powierzchnię tłoka.

Tłumaczy się to tym, że wprowadzić musimy doprowadzić więcej oleju na większą powierzchnię tłoka F_1 , ale za to może on mieć mniejsze ciśnienie p_1 , a tym samym stwarza się większy spadek ciśnienia na dławiku $p_0 - p_1$ i dławik przepuszcza więcej oleju, mimo że jego szczeliny nie zmieniamy. W zależności od tego, który z tych dwóch czynników przeważa otrzymujemy $\alpha < 1$ lub $\alpha > 1$.

Obliczymy teraz w jakich warunkach otrzymamy $\alpha = 1$, czyli $s z y b k o s c i j e d n a k o w e w o b u k i e r u n k a c h$:

$$\alpha = \frac{p_0 F_1 - R}{p_0 F_2 - R} \cdot \frac{F_2^2}{F_1^2} = 1; \quad R = \frac{p_0 F_1 F_2}{F_1 + F_2};$$

a ponieważ F_2 niewiele różni się od F_1 (zwykle w szlifierkach $1,1 < \frac{F_1}{F_2} < 1,2$) możemy w przybliżeniu napisać:

$$R = 0,5 p_0 F_2 = 0,5 F_{max}$$

Jeżeli więc opór utrzymamy dwa razy mniejszy niż największy możliwy przy danym p_0 , to możemy się spodziewać jednakowych szybkości w obie strony.

Podobnie jak poprzednio znajdziemy dla jakich wielkości R uzyskamy $\alpha < \alpha_{max}$:

$$\alpha = \frac{p_0 F_1 - R}{p_0 F_2 - R} \cdot \frac{F_2^2}{F_1^2} < \alpha_{max}$$

$$R < p_0 F_2 \frac{\alpha_{max} \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2 - \frac{F_1}{F_2}}{\alpha_{max} \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2 - 1} = R_{max} \frac{F_1}{F_2} \cdot \frac{\alpha_{max} \frac{F_1}{F_2} - 1}{\alpha_{max} \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2 - 1}$$

Ten sam przykład liczbowy da w wyniku: przy $\alpha_{max} = 2$, $R < 0,9 R_{max}$; przy $\alpha_{max} = 1,5$, $R < 0,83 R_{max}$; przy $\alpha = 1$, $R = 0,59 R_{max}$.

Podobnie dla dławika o charakterystyce $Q = k\sqrt{\Delta p}$ otrzymamy:

$$\alpha = \sqrt{\frac{p_0 F_1 - R}{p_0 F_2 - R} \cdot \frac{F_1}{F_2} \cdot \frac{F_2^2}{F_1^2}}$$

Przy biegu jałowym $\alpha = \frac{F_2}{F_1}$, gdy R rośnie wzrasta również α osiągając wartość $\alpha = 1$, gdy

$$R = p_0 \frac{F_1 F_2 (F_1 + F_2)}{F_1^2 + F_1 F_2 + F_2^2} \approx \frac{2}{3} R_{max}, \quad \text{a gdy } R$$

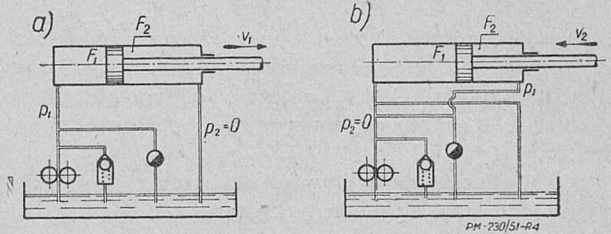
dąży do R_{max} , α dąży do nieskończoności.

Przykład liczbowy daje wyniki: przy $\alpha_{max} = 2$, $R < 0,96 R_{max}$, przy $\alpha_{max} = 1,1$, $R < 0,81 R_{max}$, przy

$\alpha = 1$, $R = 0,71 R_{max}$. Widzimy więc, że ze względu na wpływ jednostronnego tłoczyiska, umieszczenie dławika na wlocie jest znacznie korzystniejsze.

3. Dławik na odgałęzieniu (rys. 4ab)

W tym przypadku ciśnienie p_1 nie jest ustalone jednoznacznie przez zawór przelewowy, który spełnia tylko rolę bezpiecznika, lecz zależy od oporu R . Z tego względu właściwiej będzie zamiast porównywać opór R z maksymalnym możliwym oporem R_{max} , określać szybkość v w porównaniu z maksymalną możliwą szybkością v_{max} .



Rys. 4

Maksymalną szybkość uzyskamy przy dławiku zupełnie zamkniętym, wynosi ona:

$$v_{max} = \frac{Q}{F_1}$$

Po stronie nieroboczej ciśnienie $p_2 = 0$.

Dla dławika o charakterystyce $Q = k\Delta p$, przy ruchu w kierunku tłoczyiska:

$$v_1 = \frac{Q_1}{F_1} = \frac{Q - k \cdot p_1}{F_1} = \frac{Q - k \frac{R}{F_1}}{F_1}$$

Dla ruchu w przeciwną stronę:

$$v_2 = \frac{Q - k \frac{R}{F_2}}{F_2} = \frac{Q - (Q - v_1 F_1) \frac{F_1}{F_2}}{F_2} = \frac{F_1}{F_2} \left[v_{max} - (v_{max} - v_1) \frac{F_1}{F_2} \right]$$

Stosunek szybkości:

$$\alpha = \frac{v_1}{v_2} = \frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{v_1}{v_{max} - (v_{max} - v_1) \frac{F_1}{F_2}}$$

Podobnie jak poprzednio znajdujemy warunek, dla jakiego α będzie mniejszy od jakiegoś założonego α_{max} :

$$\alpha = \frac{F_2}{F_1} \frac{v_1}{v_{max} - (v_{max} - v_1) \frac{F_1}{F_2}} < \alpha_{max}$$

$$v_1 < \alpha_{max} \frac{F_1}{F_2} \left(v_{max} - v_{max} \frac{F_1}{F_2} + v_1 \frac{F_1}{F_2} \right)$$

$$v_1 \left[1 - \alpha_{max} \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2 \right] < v_{max} \alpha_{max} \frac{F_1}{F_2} \left(1 - \frac{F_1}{F_2} \right)$$

Zakładając, że $\alpha_{max} \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2 > 1$ czyli $\alpha_{max} > \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2$ otrzymamy:

$$v_1 > v_{max} \cdot \alpha_{max} \frac{F_1}{F_2} \cdot \frac{\frac{F_1}{F_2} - 1}{\alpha_{max} \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2 - 1}$$

W przypadku szczególnym, gdy $\alpha=1$ znajdujemy:

$$v_1 = v_{\max} \frac{F_1}{F_2} \cdot \frac{1}{\frac{F_1}{F_2} + 1} = v_{\max} \frac{F_1}{F_1 + F_2} \approx \frac{1}{2} v_{\max}$$

Gdy v_1 rośnie do $v_{\max}$ to α maleje do minimalnej war-

tości $\alpha_{\min} = \frac{F_2}{F_1}$ czyli warunek $\alpha_{\max} > \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2$ zostaje zawsze zachowany.

Gdy v_1 maleje do $v_{\min} = v_{\max} \left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right)^2$, to α rośnie do nieskończoności. Widzimy więc, że podobnie jak przy dławiku na wlocie tłoczysko może mieć różny wpływ na szybkość tłoka, zależnie od wielkości tej szybkości w stosunku do maksymalnej możliwej szybkości.

Opór R chociaż ma wpływ na szybkość v_1 i v_2 , nie wpływa jednak na stosunek tych szybkości.

Przykład liczbowy da wyniki następujące: przy

$\alpha_{\max}=2$, $v_1 > 0,24 v_{\max}$; przy $\alpha_{\max}=1,5$, $v_1 > 0,29 \cdot v_{\max}$; a przy $\alpha = 1$, $v_1 = 0,55 v_{\max}$.

Dla dławika o charakterystyce $Q = k\sqrt{\Delta p}$, rozumując podobnie otrzymamy:

$$v_{\max} = \frac{Q}{F_1}$$

$$\alpha = \frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{v_1}{v_{\max} - (v_{\max} - v_1) \sqrt{\frac{F_1}{F_2}}}$$

$$v_1 > v_{\max} \cdot \alpha_{\max} \frac{F_1}{F_2} \frac{\sqrt{\frac{F_1}{F_2}} - 1}{\alpha_{\max} \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^{3/2} - 1}$$

jeśli $\alpha_{\max} > \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^{3/2}$

Aby stosunek $\alpha = 1$, musi być

$$v_1 = v_{\max} \frac{F_1}{F_1 + \sqrt{F_1 \cdot F_2} + F_2} \approx \frac{1}{3} v_{\max}$$

gdy v_1 rośnie do $v_{\max}$, to α maleje do $\frac{F_2}{F_1}$;

gdy v_1 maleje do $v_{\max} \left(1 - \sqrt{\frac{F_2}{F_1}}\right)$, to α rośnie do nieskończoności.

Przykład liczbowy daje wyniki: przy $\alpha_{\max} = 2$, $v_1 > 0,14 v_{\max}$; przy $\alpha_{\max} = 1,5$, $v_1 > 0,17 v_{\max}$; a przy $\alpha = 1$, $v_1 = 0,37 v_{\max}$.

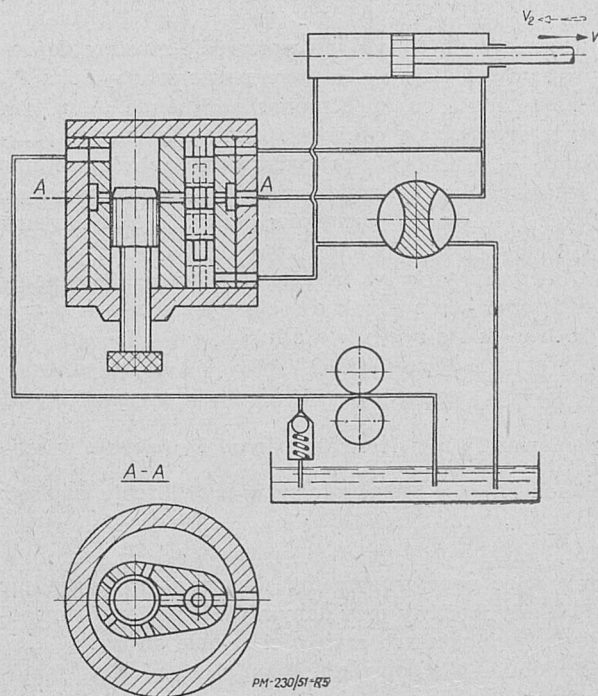
Z powyższych wzorów i liczb widzimy, że zastosowanie dławika na odgałęzieniu, przy tłoczysku jednostronnym, możliwe jest tylko przy niewielkiej rozpiętości szybkości.

Wnioski

Reasumując powyższe stwierdzić trzeba, że dławik umieszczony na wlocie, chociaż posiada cenną zaletę stwarzania przeciwcisnienia,

co dodatnio wpływa na spokojny bieg elementu napędzanego i z tego względu najchętniej jest stosowany przy tłoczysku dwustronnym. W przypadku tłoczyska jednostronnego ustępuje dławikowi umieszczonemu na wlocie, który zapewnia mniejszą różnicę szybkości w obu kierunkach.

Dławik umieszczony na odgałęzieniu mimo, że pod względem energetycznym jest najkorzystniejszy (ponieważ pompa pracuje tylko na takie ciśnienie, jakie jest w danej chwili konieczne), a co do różnicy szybkości w obu kierunkach zbliżony jest do dławika na wlocie, posiada jednak ograniczone zastosowanie na skutek wąskiego zakresu szybkości.



Rys. 5

Istnieją urządzenia mierzące do uzyskania jednakowej szybkości w obu kierunkach mimo jednostronnego tłoczyska, np. urządzenie przedstawione na rys. 5. Olej przepływa tutaj przez przekrój dławika inny (5 otworków) przy ruchu w prawo, a inny przy ruchu w lewo (4 otworki). Stosunek tych przekrojów równy jest stosunkowi czynnych powierzchni tłoka (w tym wypadku 4/5). Zamykanie jednego otworka odbywa się dodatkowym tłoczkiem, który zmienia swe położenie w chwili zmiany kierunku ruchu tłoka, jak to wynika ze schematu połączeń. Urządzenie to skuteczne jest tylko w pewnych specyficznych warunkach obciążenia względnie szybkości, w innych zaś warunkach korzyść jest problematyczna, a nawet staje się szkodliwa, jak to widać ze wzorów przytoczonych dla dławika na wlocie lub na odgałęzieniu.

Zastosowanie regulatorów szybkości, czyli dławików w połączeniu z zaworami ustalającymi stałą różnicę ciśnień przed i za dławikiem, daje wyniki jak przy regulacji wydajnością pompy, niezależnie od położenia dławika na wlocie, wylocie lub na odgałęzieniu.

Pełne wyrównania szybkości, przy regulacji dławieniem, dać może dopiero połączenie regulatora szybkości z urządzeniem poprzednio opisanym.

O dokładności interferencyjnej metody technicznej pomiaru płytek wzorcowych¹⁾

Mgr STANISŁAW BĄK

Artykuł zawiera analizę błędów interferencyjnej metody technicznej pomiaru płytek wzorcowych. Punktem wyjścia jest ogólny wzór dla wyniku pomiaru. Analiza obejmuje błędy: wzorca normalnego kontrolnego, odczytania, długości fali światła oraz wpływu temperatury na dokładność pomiaru.

Interferencyjna metoda techniczna, jak wiadomo, służy w zakładach przemysłowych do pomiaru porównawczego płytek wzorcowych przy pomocy płytek wzorcowych podstawowych, jako wzorców normalnych.

Wyniki pomiaru wyznacza się wzorem:

$$L = L_w + p \cdot \frac{\lambda}{2} \quad [1]$$

gdzie: L — wymiar płytki mierzonej, L_w — wymiar płytki wzorcowej podstawowej, p — różnica liczby prążków, liczona od krawędzi klinów (przesunięcie prążków), $\frac{\lambda}{2}$ — długość połowy fali światła użytego

do pomiaru.

Uwzględniając błędy wielkości występujących w równaniu [1], oraz wpływ temperatury, dokładność pomiaru płytek wzorcowych interferencyjną metodą techniczną charakteryzować można następującą zależnością²⁾:

$$|\Delta L| = |\Delta L_w| + \frac{\lambda}{2} \cdot |\Delta p| + \frac{p}{2} \cdot |\Delta \lambda| + (|\Delta t_1| + 11,5 \cdot |\Delta t_2|) \cdot 10^{-6} \cdot L \quad [2]$$

gdzie: ΔL — granice błędu pomiaru płytki wzorcowej, ΔL_w — granice, w jakich zawiera się błąd płytki wzorcowej normalnej kontrolnej, Δp — granice błędu związanego z odczytaniem p przesunięcia prążków, $\Delta \lambda$ — granice, w jakich zawiera się błąd długości fali światła użytego do pomiaru, Δt_1 — granice błędu związanego z odchyleniem temperatury pomiaru od temperatury odniesienia (20°), Δt_2 — granice błędu związanego z różnicą temperatur porównywanych płytek wzorcowych.

Poszczególne składniki wzoru [2] charakteryzują wpływy błędów składowych na błąd wyniku pomiaru.

1. Błąd wzorca normalnego kontrolnego

Składnik pierwszy wzoru [2] charakteryzuje granice, w jakich zawierać się winien błąd użytych do pomiaru płytek wzorcowych jako normalnych kontrolnych.

Przy założeniu użycia płytek wzorcowych klasy I, zgodnie z przepisami obowiązującymi w miernictwie (POM, poz. 5, 162/1):

$$|\Delta L_w| = 0,04\mu + 10^{-6} \cdot L \quad [3]$$

względnie w przypadku użycia płytek wzorcowych klasy II jako podstawowych:

$$|\Delta L_w| = 0,08\mu + 2 \cdot 10^{-6} \cdot L \quad [4]$$

¹⁾ Opis metody jest zamieszczony w artykule pt. „Interferencyjna metoda techniczna pomiaru płytek wzorcowych”. Przegląd Mechaniczny rok 1950, zeszyt 10–11, str. 328–333.

²⁾ Wzór [2] wyprowadzony jest przy założeniu, że błąd dopuszczalny pomiaru jest sumą dopuszczalnych błędów składowych.

2. Błąd odczytania

Składnik drugi wzoru [2] uwzględnia wpływ błędu związanego z odczytaniem przesunięcia p prążków.

Dokładność odczytania przesunięcia p jest zależna od:

- 1) zręczności pomiarowca,
- 2) prostoliniowości i równoległości prążków liczonych na obydwu płytkach wzorcowych.

Ewentualne lokalne odchylenia od płaskości interferencyjnej płytki szklanej podstawowej nie wchodzi tu w rachubę ze względu na określoną przepisami POM, poz. 3, 162/1 definicję wymiaru L płytki wzorcowej, dla którego podstawą odniesienia jest płaszczyzna płytki interferencyjnej bez uwzględnienia jej błędów pod warunkiem, że błędy te zgodnie z wyżej wymienionymi przepisami nie przekraczają $0,08\mu$ na długości około 60 mm. Wymagania te spełniają płytki interferencyjne klasy I według normy PN/M-54602. Ponadto wymagane jest oczywiście prawidłowe przyzwarcie mierzonych płytek wzorcowych do płaszczyzny interferencyjnej płytki szklanej podstawowej (bez prążków i odcieni barwnych).

W warunkach przeciętnych należy przyjąć, że dokładność odczytania przesunięcia p prążków wynosi:

$$\Delta p = \pm 0,1 \quad [5]$$

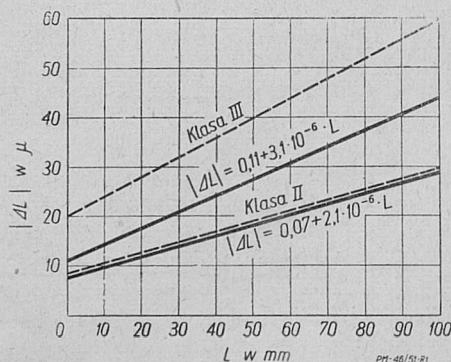
3. Błąd długości fali światła

Składniki: $\frac{p}{2} \cdot |\Delta \lambda|$ wzoru [2] można pominąć wobec

wysokiej dokładności wyznaczania długości λ , oraz małej różnicy wymiarów porównywanych płytek wzorcowych (różnica ta nie przekracza $\pm 2\mu$).

4. Błąd składnika temperaturowego

Ostatni składnik wzoru [2] wyraża wpływ błędów dopuszczalnych do temperatury na dokładność pomiaru.



Rys. 1

Zgodnie z przepisami POM, poz. 5,162/1 z uwagi na użycie do pomiaru płytek wzorcowych klasy I względnie II należy przyjąć:

$$\Delta t_1 = \pm 0,5^\circ\text{C}; \quad \Delta t_2 = \pm 0,05^\circ\text{C} \quad [6]$$

Po uwzględnieniu wartości według wzorów od [3] do [6] wzór [2] otrzymuje postać:

$$|\Delta L| = 0,07\mu + 2,1 \cdot 10^{-6} \cdot L \quad [7]$$

w przypadku użycia płytek wzorcowych klasy I jako podstawowych względnie:

$$|\Delta L| = 0,11\mu + 3,1 \cdot 10^{-6} \cdot L \quad [8]$$

w przypadku użycia płytek wzorcowych klasy II jako podstawowych.

W interpretacji geometrycznej są to proste. Na wykresie rys. 1 przedstawiono je liniami ciągłymi.

Dla celów porównawczych podano na wykresie dodatkowo (liniami przerywanymi) proste, charakteryzujące wymagane przepisami POM, poz. 5,162/1 dokładności płytek wzorcowych klas II i III.

Jak informuje wykres, interferencyjna metoda techniczna jest właściwa dla pomiaru płytek wzorcowych klasy II przy użyciu płytek wzorcowych klasy I, jako wzorców normalnych.

Miedziowo-ołowiowe stopy łożyskowe (dokończenie)

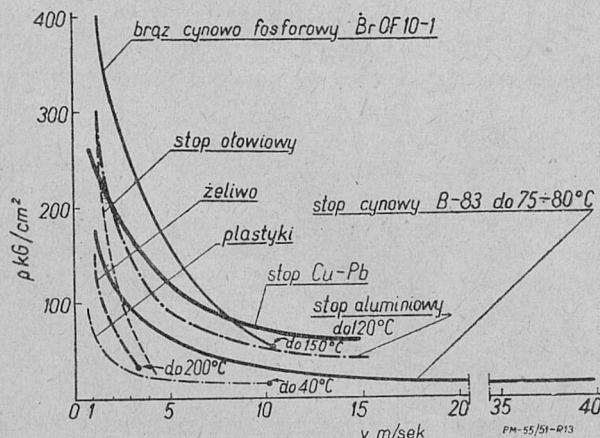
Mgr inż. STANISŁAW GĘBALSKI

III. EKSPLOATACYJNE CHEMICZNO-FIZYCZNE WŁASNOŚCI STOPOW

Zarówno podwójne stopy miedź-ołów jak i brązy ołowiowe odznaczają się specyficznymi własnościami, których powodów należy szukać czasem w przewodach cech miedziowego podłoża, a czasem w decydującej roli jaką odgrywa ołów. Tak np. miedź zapewnia mechaniczną wytrzymałość i odporność zmęczeniową, zaś ołów odporność na zatarcie i skłonność do korozji.

Jakość materiału łożyskowego określać zwykle: dopuszczalny nacisk powierzchniowy, twardość stopu w funkcji temperatury, wytrzymałość zmęczeniową, odporność na korozję, przewodnictwo i rozszerzalność cieplna, odporność na zatarcie, oraz zdolność dostosowania kształtu i pochłaniania zanieczyszczeń.

Zależnie od przeznaczenia łożyska i warunków jego pracy, a nawet specyficznych możliwości produkcyjnych, głównym celem do którego się dąży mogą być poszczególne przytoczone własności. Tak samo jest w przypadku stopów Cu-Pb. Ogólnie biorąc brązy ołowiowe i podwójne stopy Cu-Pb wyróżniają się przede wszystkim wysoką wytrzymałością i odpornością na zatarcie i zdolnością przenoszenia dużych nacisków przy znacznych szybkościach poślizgu.



Rys. 13. Krzywe dopuszczalnych wielkości $p \cdot v$ dla poszczególnych materiałów łożyskowych.

Jako zasadniczą cechę określającą jakość materiału można przyjąć wartość iloczynu dopuszczalnego nacisku powierzchniowego p w kg/mm^2 przez szybkość poślizgu v w m/sec .

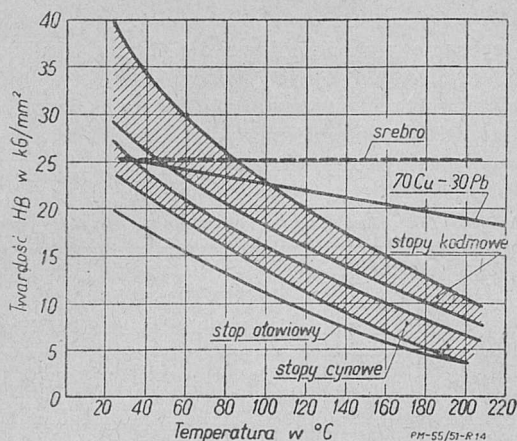
Iloczyn $p \cdot v$ dla stopów miedź-ołów może w pewnych warunkach osiągnąć wartości rzędu 1000 i wyżej. Wiele dokładnych badań wykazało znaczną wyższość pod tym względem stopów Cu-Pb nad cynowymi i ołowowymi materiałami łożyskowymi, nie mówiąc już o łożyskach z mas plastycznych czy żeliw. Rys. 13 podaje krzywe dopuszczalnych wielkości $p \cdot v$ dla poszczególnych materiałów łożyskowych wyprowadzone przez A. K. Zajcewa.

TABLICA I. Dopuszczalne naciski jednostkowe stosowane w silnikach samochodowych i lotniczych

Typ silnika i oznaczenia stopu łożyskowego	Dopuszczalny nacisk jednostkowy w kg/cm^2	Uwagi
Silniki samochodów osobowych: CuPb35	115	
Napędy pomocnicze: generatory, sprzężarki wysokoobrotowe, małe motorki: CuPb pokrywane	175	przy szybkości v do 10 m/sec
Silniki samochodów ciężarowych i autobusów: CuPb35	105	
Brąz ołowiowy pokrywany	130	
CuPb pokrywane	175	
Silniki wysokoprężne: CuPb28Ag	130	
CuPb pokrywane	175	
Brąz ołowiowy pokrywany	130	
Silniki lotnicze CuPb28Ag	250	

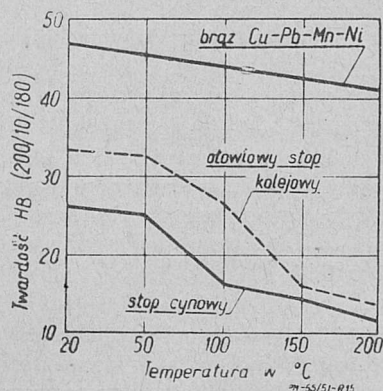
Tablica I podaje dopuszczalne naciski jednostkowe stosowane w silnikach samochodowych i lotniczych wyposażonych w panewki Cu-Pb.

Przy wysokich obciążeniach i małych szybkościach charakterystyka stopu Cu-Pb zbliża się do stopów kadmowych i aluminiowych, od których wyróżnia go jednak pewna cecha dodatnia. Cechą tą jest to, że w miarę wzrostu szybkości poślizgu, Cu-Pb nie traci tak szybko swoich zdolności przenoszenia dużych nacisków, jak to ma miejsce u innych stopów. Główną przyczyną tego zachowania się jest duża odporność stopu na wysokie temperatury rzędu nawet 200°C . Jak wiemy takie temperatury mogą wywierać się sporadycznie w silnikach lotniczych (np. w locie nurkowym).



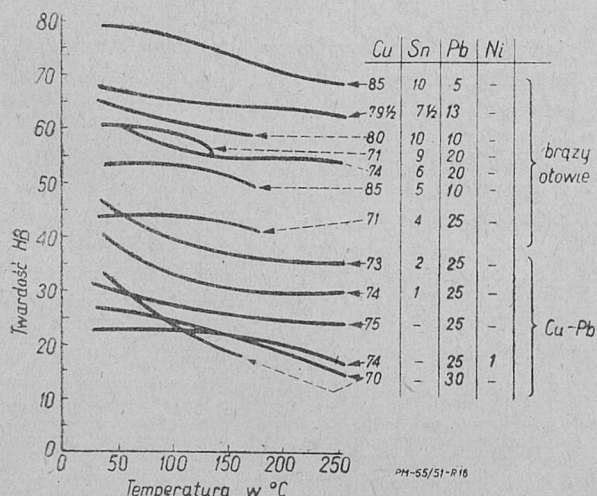
Rys. 14. Krzywe twardości stopów łożyskowych przy podwyższonych temperaturach.

Sledząc krzywe twardości stopów przy podwyższonych temperaturach (rys. 14 i 15) można zauważyć, że twardość stopów przy 100°C spada do ok. 60% twardości jaką posiadają one przy 20°C. Bardzo mały spadek twardości przy wzrastaniu temperatury wykazuje brąz ołowiony i jedynie srebro przewyższa go pod tym względem. Szczególnie wyraźnie występuje tu wyższość Cu-Pb nad stopami na osnowie cyny i ołowiu.



Rys. 15. Krzywe twardości stopów łożyskowych przy podwyższonych temperaturach.

Zakres twardości stopów miedziowo-ołowiowych jest bardzo duży (rys. 16). Przy omawianiu twardości należy zawsze pamiętać, że w stopach tych pomiar twardości jest w dużej mierze funkcją odpo-

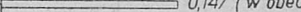
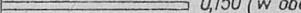


Rys. 16. Twardość stopów Cu-Pb zależnie od składu chemicznego i temperatury.

wiedniego rozproszenia ołowiu i grubości wstwy. Spotykać więc można stopy o tym samym składzie chemicznym różniące się nawet znacznie pod względem twardości (patrz Cu-Pb-30 na rys. 16).

Podwójne stopy Cu-Pb posiadają twardości rzędu od około 30 H_B przy 30%Pb oraz ok. 45 ÷ 50 H_B przy 10%Pb. Brązy ołowiane specjalne dzięki obecności trzecich składników posiadają znacznie wyższą twardość dochodzącą do 80 H_B . Są to twardości duże w porównaniu do twardości stopów o osnowie cynowej czy ołowianej.

Stopień zużycia i własności ciernie stopów miedziowo-ołowiowych są, jak u wszystkich zresztą stopów łożyskowych, czynnikiem istotnym. Łożyska, prowadnice, tuleje itp. wymagają od stopu małego zużycia i dobrych własności ciernych

		Współczynnik tarcia μ		Zużycie w mm
		0,01 0,02 0,03 0,04 0,05	0,10 0,15 0,20 0,25 0,30	
Stop kadmowy		0,008 wytarcie wału (wg średnicy)		
		0,079 (w obecności smaru)		
		0,00425 starcie łożyska		
Stop ołowiowy		0,0045 wytarcie wału (wg średnicy)		
		0,115 (w obecności smaru)		
		0,250 (na sucho)		
Stop cynowy		0,0062 wytarcie wału (wg średnicy)		
		0,147 (w obecności smaru)		
		0,225 (na sucho)		
Stop Cu-Pb		0,00152 wytarcie wału (wg średnicy)		
		0,150 (w obecności smaru)		
		0,165 (na sucho)		
		0,0035 wytarcie łożyska		

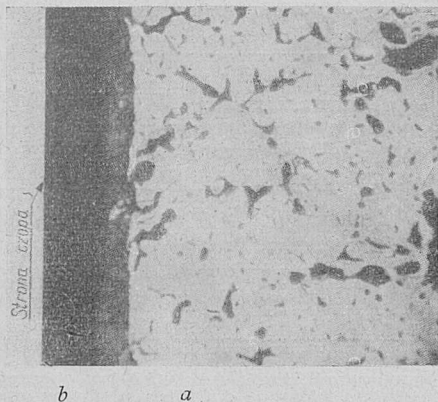
Rys. 17. Współczynnik tarcia (na sucho i w obecności smaru) oraz zużycie wału i łożyska dla różnych stopów łożyskowych.

Współczynnik tarcia μ (rys. 17) stopów Cu-Pb w obecności smaru zbliżony jest do współczynników tarcia stopów na osnowie cynowej. Natomiast współczynnik tarcia na sucho jest znacznie mniejszy od współczynników tarcia stopów cynowych i ołowianych (rys. 17). Fakt ten niekiedy badacze tłumaczą tym, że kiedy w łożyskach wylanych Cu-Pb zostaje zakłócony chwilowo obieg smaru to wtedy ołów dąży, wskutek lokalnego wzrostu temperatury, do wydostania się na powierzchnię i utworzenia cienkiej błonki. Ta cienka błonka pracuje podobnie jak drobne ilości smaru, zmniejsza tarcie pomiędzy powierzchniami i chroni przez pewien czas przed zatarciem. Potwierdzają tę hipotezę przykłady wzięte z praktyki. Na rys. 18 pokazana jest fotografia panewki wylanej Cu-Pb w początkowym stanie zacierania się. Widoczny jest ciemny nalot wyciekłego na powierzchnię ołowiu. Że tak jest istotnie podaje nam mikrostruktura stopu (rys. 19) wyraźnie wykazująca wystąpienie ochronnej warstwy ołowianej. Ta własność stopu Cu-Pb nie zabezpiecza całkowicie przed zatarciem, gdyż nierówno wypocona warstwa ołowiu zostaje przy dłuższym ruchu zerwana, lecz



Rys. 18. Panewka wylana stopem Cu-Pb w początkowym stanie zacierania się.

tym niemniej jest cenną własnością przy docieraniu się silnika, oraz w przypadkach chwilowych przerw w cyrkulacji smaru, bądź w chwili rozruchu maszyny po dłuższym przestoju, kiedy to zawsze mamy przez pewien czas tarcie suche. W przypadku zatarcia wypocony ołów może przeszkodzić oblepieniu się miedzi na czopie i zapobiec dalszej groźniejszej awarii.



Rys. 19. Występowanie ochronnej warstwy ołowiu na zacierającej się panewce ($\times 175$).
a — stop Cu-Pb, b — wyciekły ołów

Zwiększone w porównaniu do innych twardość oraz bardzo słabe zdolności do docierania się powodują to, że stopy Cu-Pb wywołują stosunkowo znaczne wytarcie czopów z nimi współpracujących. Zagadnienie wycierania czopa jest bardzo ważne, a czasami nawet decydujące.

Wycieranie się czopa związane jest ściśle ze stanem jego powierzchni i powierzchni panewki z nim współpracującej. Kwestia stanu powierzchni pracującej metalu łożyskowego szczególnie nabiera dużego znaczenia przy jego znacznej twardości. Stopy cyny i ołowiu mają większe zdolności dotarcia się i dopasowania do czopa w czasie pracy. Braki na tym polu trzeba w stopach Cu-Pb nadrobić lepszym wykończeniem powierzchni. Stan powierzchni panewki i czopa jest dla łożysk Cu-Pb decydująco ważny. Aby zapobiec porysowaniu, wycieraniu i zatarciu, koniecznym jest uciec się do gładszych, a coraz częściej twardszych czopów⁷⁾ i gładszych powierzchni panewek aniżeli takich jakie się stosuje przy

stopach Sn czy Pb. Zgodnie z tym obecnie stosuje się jako operacje wykończeniowe dla łożysk silnikowych wykonanych z podwójnych stopów Cu-Pb: wytaczanie diamentem, przeciąganie, a dla brązów: wytaczanie, wytaczanie diamentem i nakładanie, doszlifowanie, docieranie, polerowanie zgmiotowe.

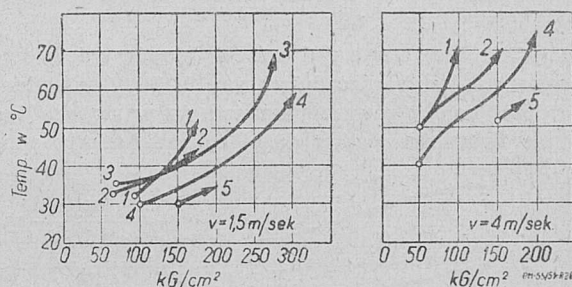
TABLICA II. Operacje wykończeniowe czopów wałów

Typ silnika	Materiał panewki	Materiał wału	Operacja wykończeniowa wału	Wartości $h_{\text{skuteczne}}$ w μ calach	Twardość pow. czopa H_{RC}
Silnik wysokoprężny	Cu-Pb	SAE 1055	polerowanie	—	50 ÷ 55
Silnik gazowy	Cu-Pb	—	docieranie	10 ÷ 20	45
Silnik wysokoprężny	Cu-Pb	SAE 1045	docieranie	15 ÷ 25	50

Tablica II podaje odpowiednie operacje wykończeniowe dla wałów współpracujących z Cu-Pb. Ogólnie biorąc, przy podwójnych stopach Cu-Pb i przy brązach, czopy szybkobieżnych łożysk silnikowych, poddanych wysokim obciążeniom, posiadają wykończenie powierzchni o skutecznej⁸⁾ wartości h schodzącej poniżej 10 μ cali ($10 \div 2$ mikrocali) przy powierzchniowym utwardzeniu czopa dochodzącym do $H_{RC} = 65$. Wartości skuteczne wykończenia panewek zostały w silnikach zmniejszone z $400 \div 100$ do 10 μ cali i niżej.

Bardzo gładkie wykończenie czopa i panewki, wywołane własnością nadzwyczaj trudnego docierania się stopów miedzi-ołowiowych przynosi korzyść w postaci możliwości podniesienia dopuszczalnych nacisków (patrz tablica I).

Przewodność cieplna stopów Cu-Pb jest bardzo dobra. Pod tym względem stopy te ustępują tylko srebru. W porównaniu do stopów cynowych posiadają ponad czterokrotnie, a w porównaniu do łożysk z mas plastycznych ponad dwustokrotnie — większą przewodność cieplną. Rys. 20 podaje charakterystyczne krzywe wzrostu temperatury łożyska przy wzroście jego obciążenia bez zmiany szybkości po-



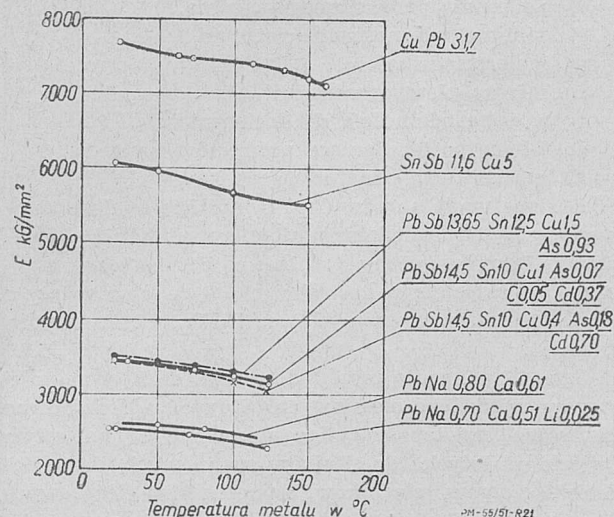
Rys. 20. Zależność wzrostu temperatury łożyska od wzrostu obciążenia bez zmiany szybkości poślizgu: 1 — stop ołowiowy, 2 — SnCu10Sb10, 3 — SnSo35Cu35, 4 — brąz karo, 5 — CuPb25Sn3.

zysk z mas plastycznych ponad dwustokrotnie — większą przewodność cieplną. Rys. 20 podaje charakterystyczne krzywe wzrostu temperatury łożyska przy wzroście jego obciążenia bez zmiany szybkości po-

⁷⁾ Do podwójnych stopów Cu-Pb o 25% Pb stosowano często czopy nieutwardzone. Jednakże czopy powinny być bądź to hartowane powierzchniowo, bądź też nawęglane lub azotowane (tablica III). Powszechne użycie miękkich czopów ma miejsce dopiero przy spiekach o 40 i 50% Pb.

⁸⁾ Wartość skuteczna h = pierwiastek kwadratowy średniej kwadratów pomiarów różnych poziomów między szczytami wypukłości i dnami zagłębień.

ślizgu. Widać tu jak duża przewodność cieplna CuPb25Sn3 powoduje przy tych samych warunkach pracy najmniejsze zagrzewanie łożyska.



Rys. 21. Wielkość modułu sprężystości E — stopów łożyskowych w zależności od składu i temperatury stopu.

Omawiane przez nas stopy posiadają w y s o k i m o d u ł s p ręż y s t o ś c i, większy niż stopy na osnowie cyny i ołowiu (rys. 21). Niski moduł sprężystości materiału łożyskowego pozwala na sprężyste odkształcenie przy maskymalnym „obliczonym” obciążeniu i pozwala, bez trwałego wykrzywienia powierzchni panewki, dostosować się jej do czopa jeżeli ten ostatni wygina się sprężysto, lecz znacznie lepsza niż w łożyskach srebrnych czy aluminium, równa mniej więcej zdolności pochłaniania stopów kadmowych.

Z d o l n o ś ć p o c h ł a n i a n i a z a n i e c z y s z c z e ń pochodzących ze smarów lub produktów wycierania łożyska i czopa jest w miedziowo-olowiowych stopach słaba, gorsza niż w wysoko-cynowych i wysoko-olowiowych, lecz znacznie lepsza niż w łożyskach srebrnych czy aluminium, równa mniej więcej zdolności pochłaniania stopów kadmowych.

Obok wyżej przytoczonych własności bardzo ważną, a nawet decydującą cechą jest w y t r z y m a ł o ś ć n a z mę c z e n i e, czyli zdolność materiału łożyskowego do przeciwstawiania się pękaniu przy powtarzających się naprężeniach. Wg badań Wunderwood'a stopy na osnowie cyny lub ołowiu posiadają mniej więcej jednakową wytrzymałość na zmęczenie. W porównaniu do nich stopy Cu-Pb odznaczają się blisko pięciokrotnie większą wytrzymałością na zmęczenie, podczas gdy stopy kadmowe są tylko trzykrotnie trwalsze niż od stopów Sn i stopów Pb. Jedynie srebro- i aluminiumowe stopy łożyskowe przewyższają je pod tym względem przy czym srebro, najbardziej odporne na zmęczenie ze wszystkich znanych obecnie stopów łożyskowych, jest dziesięciokrotnie trwalsze od „białych metali”.

Wysoka odporność na zmęczenie jest b. dodatnią cechą, szczególnie w dziedzinie łożysk silników spaliny-
nowych. Na podstawie uszkodzeń silników spaliny-

wych znanych z praktyki, amerykańskie, biorąc pod uwagę wszystkie czynniki i określając ich wpływ sumaryczny na prawidłowe działanie łożyska na 100%, samej wytrzymałości na zmęczenie przepisują 60% tego wpływu. Wytrzymałość zmęczeniowa rośnie w miarę ścienniania warstwy Cu-Pb wylewanej na stalową wkładkę.

Stosowane grubości wylewanych warstw stopu są różne w zależności od przeznaczenia łożyska i stopnia opanowania technologii produkcji przez wytwórcę. Panewki kolejowe wylewane są warstwą o grubości ok. 5 ÷ 7 mm. W silnikach spalinowych grubość warstwy Cu-Pb na stali waha się przeważnie od ok. 4 mm do 0,3 mm, przy czym najcieniej nakładane są panewki lotnicze.

Jak już wspomniano zadawalniające połączenie stopu Cu-Pb ze stalowym podłożem jest trudne i bardzo kłopotliwe do otrzymania. Stosowane warstwy pośrednie z Zn lub Sn nie dały spodziewanych wyników. Wydaje się, że na tym polu lepsze rezultaty można by otrzymać stosując międzywarstwowo Ni lub Cu.

R o d z a j r o z p r o s z e n i a o ł o w i u w miedzi wywiera znaczny wpływ na własności stopu. Ułożenie kuliste ołowiu zwiększa odporność na zmęczenie stopu. Ułożenie typu włóknistego polepsza własności ślizgowe osłabiając nieco odporność na zmęczenie. Nie można twierdzić, że skrajne rozproszenie ołowiu jest pożądane, raczej należy sądzić, że zbytnie rozproszenie jest z punktu widzenia pracy łożyska niekorzystne. W normalnych warunkach produkcyjnych takich obaw nie ma i przeciwnie, jak wiemy, zwalczamy nadmierną segregację.

Korozja stopów miedziowo-olowiowych

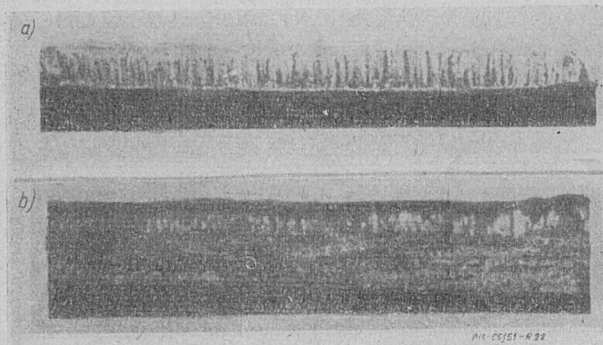
Stopy miedziowo-olowiowe należą do najłatwiej korodujących stopów łożyskowych. W porównaniu do stopów cynowych, stopów glinu czy czystego srebra blisko czterokrotnie łatwiej ulegają korozji i mogą być postawione w jednym rzędzie ze stopami kadmowymi. Doświadczenie wykazało, że w warunkach zwykłej pracy silnika czyli przy dużych naciskach i przy smarowaniu zwykłymi smarami handlowymi, stop Cu-Pb ulega korozji. Korozja objawia się w tej postaci, że ołów pod wpływem kwasów organicznych smaru i paliwa zmydla się i podlega wymyciu z osnowy miedzianej⁹⁾.

W zależności od gatunku i samego stopu pojawia się korozja typu lokalnego i korozja równomierna.

K o r o z j a l o k a l n a prowadzi do bardziej intensywnego procesu w poszczególnych miejscach, dając w wyniku wykruszanie się stopu. Miedź wokół takiego centrum korozji utlenia się tworząc kruchy tlenek i wypada z wkładki. Przeprowadzone analizy chemiczne wokół takiej kawerny wykazały spadek ołowiu do rzędu 2 ÷ 3% przy jednoczesnym wykryciu związanego tlenu w ilości 4%. Korozja tego typu przebiega b. szybko.

K o r o z j a r ó w n o m i e r n a charakteryzuje się wolniejszym wymywaniem ołowiu. Ubytek ołowiu jest jednakowy na całej płaszczyźnie pracującej. Jak wygląda w przełomie zdrowa i skorodowana

⁹⁾ Powszechnie znana odporność Pb polega na tworzeniu się ochronnej warstewki na jego powierzchni i na zahamowaniu wskutek niej dalszego procesu. W przypadku pracy łożyska Cu-Pb warstewka taka podlega ciągłemu ścieraniu i nie chroni łożyska.



Rys. 22. a) — przekrój zdrowej panewki, b) — przekrój panewki skorodowanej.

warstwa pokazuje rys. 22. Rys. 23 przedstawia wygląd skorodowanych panewek po 200 godzinach pracy.

Stwierdzono, że smary w których jest pewna ilość składników pochodzenia organicznego wpływają wskutek swej kwasowości bardzo szkodliwie, przy czym nawet niewielkie ilości domieszek wprowadzane często w celu powiększenia właściwości smarowniczych odbijają się niekorzystnie.



Rys. 23. Wygląd skorodowanych panewek po 200 godzinach pracy.

Do smarowania stopów Cu-Pb należy używać smarów mineralnych wysokiej klasy, które w czasie pracy nie ulegają skwaśnieniu. W celu zapobieżenia kwaśnieniu smaru stosuje się czynniki redukujące, przeszkadzające utlenianiu, takie jak np. tryfenylofosfit lub trybutylofosfit.

Ostatnio w celu polepszenia własności, oraz w celu ochrony od korozji stosuje się powleknięcie powierzchni panewki z Cu-Pb, lub brązu-ołowiowego specjalnymi pokryciami. Pokrycie jest to cienka warstewka (ok. 0,001 do 0,005 cala) ze stopu wysokocynowego, cyny, miedzi lub ołowiu. Wytrzymałość łożyska jest tylko zlekka zmniejszona, a miękkie pokrycie pozwala na osadzanie się zanieczyszczeń i dostosowanie się łożyska do oczopa, a poza tym chroni w dużym stopniu Cu-Pb przed korodowaniem.

IV. PRZEMYSŁOWE ZASTOSOWANIE BRĄZÓW OŁOWIOWYCH I PODWÓJNYCH STOPÓW Cu-Pb

Na zasadzie dokonanego przeglądu omawiającego specjalne cechy produkcyjne stopów i łożysk, oraz podającego główne własności techniczne Cu-Pb możemy powiedzieć w skrócie, że stopy te odznaczają się:

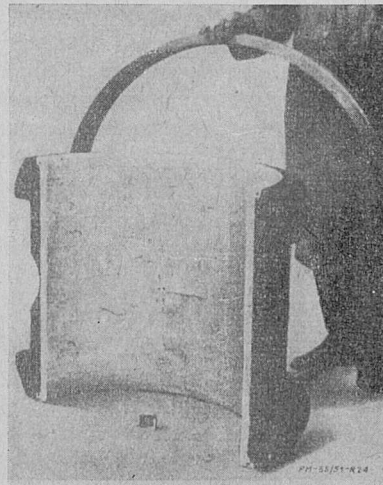
- a) skomplikowaną, trudną, kosztowną i niebezpieczną dla zdrowia technologią produkcji,
- b) b. dużymi dopuszczalnymi naciskami przy dużych szybkościach poślizgu,

- c) bardzo dużą wytrzymałością zmęczeniową,
- d) małym spadkiem wytrzymałości w podwyższonych temperaturach,
- e) doskonałą przewodnością cieplną,
- f) dobrymi własnościami ciernymi,
- g) małą ścieralnością,
- h) mierną plastycznością,
- i) b. słabą zdolnością do docierania się,
- j) słabym pochłanianiem produktów wytarcia,
- k) bardzo dużą podatnością do korozji.

Główne wady stopów Cu-Pb możliwe są do opanowania przy odpowiednim poziomie produkcji i eksploatacji. Natomiast cechy dodatnie są bezpośrednią przyczyną powszechnego zastosowania tych stopów przez kraje przodujące przemysłowo (ZSRR, USA, Anglię, Niemcy).

Rys. 24 pokazuje przykładowo zakres stosowalności stopów miedziowo-ołowiowych. Stopy Cu-Pb zarówno podwójne czy też specjalne stosowane są na całym świecie na łożyska do silników spalinowych, do samolotów, czołgów, ciągników, samochodów ciężarowych i osobowych. Stosuje się je w kolejnictwie na łożyska do parowozów, wagonów towarowych i pasażerskich oraz w budowie obrabiarek na łożyska wrzecionowe i tuleje łożyskowe.

Wybitny rozwój lotnictwa spowodował w łożyskach silników znaczny wzrost nacisków powierzchniowych i szybkości poślizgu. Temu wzrostowi iloczynu $p \cdot v$ i postępującemu za tym wzrostowi temperatury nie mógł sprostać stop wysoko-cynowy ustępując tu całkowicie stopom miedź-olów o zawartości 30% Pb i pewnych dodatkach srebra względnie niklu.



Rys. 24. Zakres stosowalności stopów łożyskowych miedziowo - ołowiowych.

Obecnie największe i najszybsze samoloty posiadające silniki tłokowe wyposażone są w panewki wykonane stopami Cu-Pb względnie srebrem.

Rozwój przemysłu samochodowego, a szczególnie szybkoobrotowych dieseli, zwiększył także zapotrzebowanie na stopy łożyskowe o dużym $p \cdot v$. Obecnie brązy ołowiowe oraz podwójne stopy Cu-Pb używane są przez wiele fabryk do dieselskich silników samochodowych i ciągników, a nawet i samochodowych silników benzynowych. Kilka przykładów takich zastosowań podaje tablica III.

TABLICA III. Przykłady zastosowania stopów Cu-Pb w przemyśle samochodowym

L. p.	Typ i rodzaj silnika spalinowego	Fabryka produkująca	Państwo	Materiał używany na				Czopy wałów korbowych		
				Łożyska korbowodowe		Łożyska główne		Skład chemiczny stopu Cu—Pb	Twardość czopa H_B	Obróbka powierzchniowa czopa
				Górna połowa	Dolna połowa	Górna połowa	Dolna połowa			
1	DX—1 diesel (samochód)	Herkules	USA	Podwójny stop Cu—Pb na stalowych wkładkach				Cu Pb 40	270	brak
2	3 cylindrowy diesel	General Motors	„	„	„	„	„	„	70—80 H_s	hartowana powierzch.
3	6 cylindrowy diesel	„	„	„	„	„	„	„	61—62 R_c	„
4	DC—6 diesel (samochód)	Tornikroft	Anglia	Brąz ołowiowy na stalowych wkładkach		Stop wysokocynowy na stalowych wkładkach			227	brak
5	D—120 diesel	Kemper	Niemcy	Wkładki z brązu ołowiowego				CuPb20Ni6Sn3Zn1	1000	azotowanie
6	D—10—B diesel	„	„	„ „ „ „				CuPb20Ni6Sn3Zn2	565	cementowanie
7	diesel	Hanomag	„	Wkładki z brązu ołowiowego	Wkładki z brązu zalane stopem ołowiowym	Wkładki z brązu ołowiowego		CuPb22Ni6Sn3 Zn2 CuPb16Ni8Sn3		
8	LO—4 diesel (samochód)	Buessing	„	Podwójny stop Cu—Pb na stalowych wkładkach		Wkładki z brązu zalane stopem cynowym			442—524	hartowanie powierzch.
9	BLD diesel	Zaurer	Szwajcaria	Wkładki z brązu ołowiowego		Łożyska rolkowe		CuPb20Sn6Ni1,5	595	cementowanie
10	OML—67 diesel	Lang	Węgry	Wkładki z brązu ołowiowego	Wkładki z brązu zalane stopem wysokocynowym		Wkładki z brązu ołowiowego	CuPb15Sn4Ni1,5		
11	V—12 benzyn. (samochód osobowy)	Lincoln	USA	Podwójny stop Cu—Pb na stalowych wkładkach						
12	V—8 benzyn. (samochód os.)	Ford	„	Podwójny stop Cu—Pb na stalowych wkładkach				CuPb35Ni1,5		
13	benzynowy (osobowy)	Ford	„	Brąz ołowiowy na stalowych wkładkach				CuPb35Ag5		
14	Volkswagen (benzynowy osobowy)		Niemcy	Podwójny stop Cu—Pb na stalowych wkładkach				CuPb20÷23		

Poza samolotami, samochodami i ciągnikami szereg państw używa stopu Cu-Pb jako materiału łożyskowego do czołgów. Tak np. niemieckie czołgi typu „Pantera” wyposażone były w łożyska wylane Cu-Pb.

Pod koniec wojny kiedy niemiecka produkcja łożysk została faktycznie zahamowana, Niemcy zastępowali rolki i kulki w łożyskach warstwą Cu-Pb¹⁰⁾. Brak łożysk tocznych spowodował też stosowanie Cu-Pb na łożyska silników elektrycznych, wentylatorów itp.

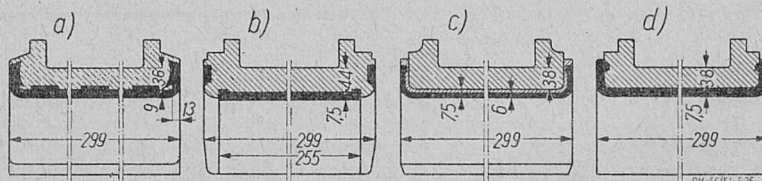
Obok istotnych przyczyn spowodowanych wymogami pracy łożyska, czy też koniecznością zastępowania łożysk tocznych, istnieją też i przyczyny natury ekonomicznej sprzyjające rozwojowi Cu-Pb. Wysoka deficytowość cyny nasunęła możliwość zastosowania w wielu wypadkach stopów miedziowo-ołowiowych.

Doskonałym tego przykładem jest ewolucja panewki niemieckiego parowozu (rys. 25) przeprowadzona z punktu widzenia oszczędności deficytowych materiałów. Punktem wyjściowym była kombinacja korpusu spizowego z grubą warstwą stopu wysokocynowego: etapem końcowym — korpus stalowy wylany stopem Cu-Pb-30.

¹⁰⁾ Dokonywano tego przy zachowaniu poprzednich wymiarów pierścieni, przy czym wlewaniu podlegał pierścień zewnętrzny. Powierzchnia ślizgowa stopu była półkolistego kształtu.

Ostatnimi czasy istniejąca tendencja nadmiernego różnicowania składów chemicznych stopów Cu-Pb została zahamowana. Ilość i własności stopów powszechnie używanych odzwierciedla tablica IV, podająca główne stopy miedziowo-ołowiowe stosowane przez ZSRR.

W przypadku kiedy obok wzrostu wymagań idą



Rys. 25. Ewolucja panewki kolejowego zestawu kołowego z punktu widzenia oszczędności deficytowych materiałów: a) — korpus panewki ze spizu Rg9 wylany grubą warstwą stopu WM30; b) — korpus panewki ze spizu Rg9 wylany cienką warstwą stopu WM30; c) — korpus panewki ze stali St37 wylany spizem Rg5, który z kolei jest wylany cienką warstwą WM30; d) — korpus panewki ze stali St37 wylany Cu-Pb-30.

w parze trudności materiałowe, stopy Cu-Pb mogą zająć bardzo poważne miejsce w gospodarce kraju. Wydaje się, że poza wysokiej klasy własnościami tych stopów najważniejszym będzie fakt, że stopy Cu-Pb mogą być stopami beczynowymi.

Jako najniebezpieczniejsze, najbardziej przeszkadzające ogólnemu wprowadzeniu do przemysłu należałoby podać 3 następujące cechy stopów Cu-Pb:

a) trudną, kosztowną i skomplikowaną produkcję,

TABLICA IV. Brązy ołowiowe stosowane w ZSRR

Oznaczenie	Skład chemiczny w %				Ciężar właściwy g/cm ³	Sposób odlewania	Własności mechaniczne		Główne zastosowanie
	Pb	Sn	Ni	Cu			kG/mm ²	σ ₀ /σ _b	
БрОС-5-25	23-27	4-6	—	reszta	9,5	w piasek w kokile	12 14	4 6	tulejki; łożyska tulejowe ciężkich typów parowozów
БрОС-8-12	11-13	7-9	—	„	—	w kokile	15	3	łożyska ciężkich typów wałcarek na zimno
БрОСН-10-2-3	2-3,25	9-11	3,4	„	8,6	—	25	5	różne typy tulei
БрОС-10-10	6-11	8-10	—	„	8,8	—	20	5	„
БрСН-60-2	60	—	<2	„	—	—	—	—	pięścienie dławikowe
БрС-30	28-31	—	—	„	9,7	—	6	4	zalewanie wkładek łożysk głównych i korbowodowych silników samochodowych

b) złe własności antykorozyjne, co przy niezbyt wysokiej jakości smarów może być niebezpieczne,

c) wysoką zawartość miedzi w stopie, która ze względu na nasze warunki surowcowe jest u nas materiałem deficytowym.

Ogólnie biorąc należy sądzić, że w okresie Planu 6-cio letniego, planu wielkiej rozbudowy przemysłu motoryzacyjnego i maszynowego szerokie zastosowanie stopów Cu-Pb będzie musiało być wzięte pod uwagę, i że te cenne stopy, podnosząc z jednej strony jakość maszyn, a z drugiej zaoszczędzając gospodarce krajowej dewiz, zajmą należne im miejsce w przemyśle.

Literatura

- Amerykańska Technika i Przemysłowność — „Kratki Obzor Nowostiej Techniki“ 1946 r. Nr 9.
 Basset H. M. — „Bearing Metals and Alloys“ Londyn 1937 r.
 Blanc G. — L'industrie Allemande des coussinets en cupro-plomb Fonderie Nr 23 1947 r.
 British Intelligence Objectives Sub-Committee — German Non-Ferrous (copper-base) — Foundry Industry Final Report Nr 296 Londyn.
 Chruszczow M. M. — Ustalość Babbitow. Moskwa 1943.
 Chruszczow M. M., Gold B. W., Maurach A. A. — Materiały dietale awtomobilej i traktorow. Moskwa 1948.
 Gębalski St. — Zagadnienie zespolenia stopu CuPb30 ze stalowym podłożem. Prace Badawcze GIM, Nr 1 (3) 1951 r.
 Hansen M. — Struktury Binarnych Spławow tom I (przełożenie z niemieckiego) Moskwa 1941 r.

- Herman R. H. — Casting Diesel Engine Bearings. Foundry May 1950 r.
 Hellisell G. P. — Properties of Cast Lead-Tin Bronzes A. S. M. Metals Handbook 1948 r.
 Holligan P. T. — Bearing Metals — Modern Developments for the High-Speed Diesel Engine — Metal Industry, tom 70 Nr 21, 22, 23, 1947 r.
 Honeycombe — Copper-Lead Alloys. American Foundryman Nr 4, 1948 r.
 Hoefinghoff W. — Erfahrungen der Deutschen Reichsbahn mit Heimstoffen. V. D. I. tom 84, Nr 27, 1940 r.
 Ilin A. J. — Powyszenie Iznosostojkosti Bronz. Trenie i Iznos w Maszinach tom I, Moskwa 1947 r.
 Kistner O. E., Rieznikow W. S. — Swincowistye Bronzy. Maszynostrojenije tom 4, 1947 r.
 Korsakow W. S. — Maszina dla zaliwki stalnoj lenty. Maszynostrojenije tom 7, 1948 r.
 Kritzer G. — „Ueber Verbundguss, insbesondere auf Basis Stahl-Kupferlegierungen“. Die Giesserei, kwiecień, 1943 r.
 Kuehnel R. — Werkstoffe für Gleitlager Berlin 1939 r.
 Nurk G. M., Werner E. E. — Metody ocenki korozii podszipnikow swincowistoj bronzy. Trenie i Iznos w Maszinach, tom I, 1947 r.
 Okromieszko N. W. — Lit'e. Kowka, Termiczeskaja Obrabotka. Oborongiz, Moskwa 1947 r.
 Plain Sleeve Bearings. Product Engineering, październik 1948 r.
 Smiragin A. P., Sspagin A. J. — Ołowianistye bronzy, babity, pripoi i ich zamieniteli, Moskwa 1949 r.
 Turkin W. D., Rumiancew M. W. — Struktura i swojstwa cwietych metalow i spławow. Moskwa 1947 r.
 Woskrieszskij N. N. — Zaliwka podszipnikow swincowistoj bronzoj. Maszynostrojenije tom 7, 1947 r.
 Valter J. — „Brązy ołowiowe jako stop łożyskowy“. Hutnik Nr 3-4, 1947 r.
 Zajcew A. K. — Osnowy uczenija o trenii, iznosie i smaskie maszin. Tom I i II. Moskwa 1947 r.

Osiągnięcia przemysłu NRD w okresie planu 2 letniego (1950-51)

Uspołeczniiony przemysł maszynowy NRD, stanowiący odrębną jednostkę organizacyjną obejmuje swym programem produkcyjnym:

1. urządzenia do wytwarzania pary oraz ich wyposażenie,
2. turbiny parowe i tłokowe maszyny parowe,
3. inne silniki: turbiny wodne i silniki spalinowe,
4. maszyny robocze: pompy, sprężarki i wentylatory.

We wszystkich wymienionych grupach ostatni rok przyniósł postęp zasługujący na rozpowszechnienie.

1. Urządzenia do wytwarzania pary

Ośrodek zainteresowań technicznych w ramach planu 5-letniego NRD stanowi budowa nowych wielkich instalacji kotłowych jak również ogólne ulepszenie gospodarki ciepłej.

Na szczególną uwagę zasługuje budowany dla elektrowni im. Dymitrowa w Lipsku kocioł o komorze paleniskowej całkowicie opromieniowanej o wydajności 125 t/h, opalany pyłem węglowym.

W kotle tym górne i dolne kolektory ekranów na ścianach czołowej i bocznych połączone są między sobą rurami opadowymi. Dzięki temu powstaje wewnętrzny obieg wody między górnymi i dolnymi kolektorami, gdyż nieodparowana woda odpływa z powrotem rurami opadowymi; w ostatecznym wyniku osiąga się istotne zmniejszenie obciążenia cieplnego walczaków.

Postępy w dziedzinie dodatkowych powierzchni ogrzewanych reprezentują: lekka konstrukcja podgrzewaczy powietrza i znormalizowane żebrówce rury podgrzewaczy wody. Na wyróżnienie zasługuje także nowy rodzaj rur do podgrzewacza wody na wysokie ciśnienie. Składa się on z żeliwnego płaszcza i z wtopionej w odlew rury stalowej jako rdzenia. Wykonanie takie umożliwia użycie chemicznie odpornego żeliwa do podgrzewacza wody zasilającej, nawet przy ciśnieniach przy jakich dotychczas używano tylko podgrzewaczy z rur stalowych, znacznie mniej odpornych na korozję. Przykładem korzystnego wyzyskania ciepła jest kocioł opalany gazami odlotowymi, przeznaczony

dla stalowni Brandenburg. Kocioł ten, z przymusowym obiegiem wody, zaopatrzony w pompy: zasilającą i obiegową, wytwarza na 1 godz. 6 t pary o parametrach: 12 atn/350°C. Jeśli kotły tego rodzaju mają być zastosowane do wyzyskania ciepła gazów chemicznych aktywnych, np. zawierających SO_2 (w pralni), koniecznym jest wykonanie całej powierzchni ogrzewanej z chemicznie odpornego a niezbyt kosztownego tworzywa. Dla tych celów zbudowano ostatnio rury grzejne z płaszczami żeliwnymi, rozpowszechniające się coraz bardziej. Za nader ważną i istotną część nowoczesnych instalacji parotwórczych należy uważać urządzenia do przygotowania (zmiękczania) wody, których produkcję rozpoczęto w NRD w roku 1950. Konstrukcja ta pochwaля się może wzorem nowoczesnej instalacji, przedstawiającej pomysłowe zespolenie zmiekczenia środkami strącającymi i ciepłego odgazowania. Głównymi zespołami tej instalacji są regulacja pływakowa wody surowej, rozdzielacz wody, podgrzewacz kaskadowy, dwa zbiorniki do klarowania (z mieszałem), trzy filtry żwirowe, dwa zmiekczałniki i jeden odgazowywacz.

2. Turbiny parowe i tłokowe maszyny parowe

Budowa wielkich turbin parowych w NRD znajduje się jeszcze na etapie uruchamiania. Największy dotychczas typ nie przekracza 12 000 kW. Turbiny średniej mocy reprezentuje kilkuwieńcowy typ *Curtis'a* o mocy 3200 kW przy 6000 obr/min. Poważne rozmiary tak co do ilości, jak i asortymentu osiągnęła produkcja małych turbin do celów pomocniczych, np. o mocy 900 KM, 200 KM, 70 KM, 5 kW i 0,5 kW — do napędu pomp wirnikowych i prądnic. Budowa parowych maszyn tłokowych doznała poważnego ożywienia w sensie ilościowym i jakościowym pod wpływem znacznego zapotrzebowania dla budownictwa okrętowego. Do napędu mechanizmów okrętowych i maszyn pomocniczych skonstruowano i wykonano w ostatnich paru latach szereg lekkich modeli stojących, w wykonaniu spawanym. Tak np. wymienić można małą jednocylin-drową maszynę o budowie całkowicie zamkniętej, o mocy 45 KM przy 750 obr/min, sprzężoną z wentylatorem okrętowym. Wzór większy, bliźniaczy, o mocy 200 KM przy 750 obr/min służy m. in. do napędu prądnicy prądu stałego, o mocy 120 kW; w tym charakterze nadaje się do agregatów okrętowych. Obie te maszyny mogą być wykonane bądź jako przeciwpężne, bądź z kondensacją i przeznaczone są na parę o parametrach: 18 atn/350°C; w wykonaniu wzmocnionym dopuszczają zastosowanie pary o parametrach do 24 atn/350°C.

Przy wyborze obrotów dla tych nowych konstrukcji świadomie zrezygnowano z wartości nadmiernych, by osiągnąć wysoką pewność ruchową i niezbyt wysokie wymagania w stosunku do obsługi; z tych też względów zastosowano sterowanie suwakami tłoczkowymi.

Interesującą nową konstrukcją dla budowy statków są parowe windy ładunkowe o udźwigu 3,5 i 8 t. Wszystkie te typy napędzane są dwiema jednocylin-drowymi maszynami parowymi ze sterowaniem suwakami płaskimi. Rozrząd stawidłem, nastawionym ręcznie, dopuszcza rozległą regulację obrotów oraz szybkości liny, jak również zmianę kierunku obrotów. Wreszcie należy wymienić jednolitą serię pionowych maszyn parowych budowy półzamkniętej, przeznaczonych do napędu mniejszych statków, zwłaszcza rzecznych, i to zarówno śrubowców (napęd bezpośredni), jak i kołowców (napęd przez przekładnię). Dużą rozpiętość mocy tej serii osiąga się przez zmianę liczby obrotów, napełnienia oraz parametrów pary, i to w dość rozległych granicach.

3. Turbiny wodne i silniki spalinowe — wysokopiężne

Postęp budowy turbin wodnych w NRD nacechowany jest rozszerzeniem programu budowy turbin *Francisa* i przystąpieniem do wyrobu turbin śmigłowych.

Pierwsza z serii turbin *Kaplana* jest turbina o mocy 72 KM, pracująca na spadzie 1,5 m; dalsze turbiny tego systemu zaczynają wchodzić do produkcji. Wykonano też po raz pierwszy sprzęgło hydrauliczne,

przenoszące 300 KM przy 3000 obr/min. Sprzęgło to przedstawia połączenie koła turbinowego (od strony napędu) z wirnikiem pompy odśrodkowej, umożliwiające elastyczne i łatwo wyłączalne sprzężenie. Sprzęgło to nadaje się do okrętowych i trakcyjnych silników spalinowych, jak również do wielu innych celów.

Postęp w dziedzinie silników wysokopiężnych reprezentują dwa typy silników okrętowych: 8-cylindrowy czterosuw 920 KM/320 obr/min i 4-cylindrowy czterosuw 200 KM/400 obr/min. W obu przypadkach chodzi o wypróbowane wykonanie fabryki w Görlitz (d. „Wumag”).

Spośród silników małych na wzmiankę jako nowość zasługuje 3-cylindrowy silnik 4-surowy o mocy 36 KM przy 1000 obr/min, przeznaczony głównie do napędu prądnic okrętowych, dający się jednak zastosować i do innych celów. Dwa nieco dawniejsze wzory, a mianowicie LD 130 (10 KM) i RA 42 (24 KM) zostały przystosowane do łodzi jako napęd główny przy zastosowaniu sprzęgła nawrotnego. Pozwala ono na wbudowanie przekładni redukcyjnej o dowolnym stosunku przeniesienia, co umożliwia w każdym przypadku zapewnienie śrubie napędowej najkorzystniejszej dla niej liczby obrotów.

4. Pompy, sprężarki i wentylatory

Produkcja pomp w NRD nacechowana jest znacznym postępem również w zakresie typizacji oraz uporzędkowania programu produkcyjnego; wyraża się to m. in. w ustaleniu nowej, dobrze stopniowanej serii typów i wielkości.

Na wyróżnienie zasługują spośród pomp wirowych: pionowa pompa śmigłowa na 4000 m³/h i duża pozioma jednostopniowa o dużym ciśnieniu na 1000 m³/h, stanowiące konstrukcję zupełnie nowe. Z innych nowości wymienić należy pompę wirową do cieczy gęstych, nową pompę do kwasów i pompę samozasysającą; wykonanie tych wzorów zamknęło istniejącą dotychczas lukę w produkcji pomp NRD.

Znaczenie i rozwój budowy sprężarek tłokowych w NRD podkreśla wielka bliźniacza sprężarka obiegową do gazów (360 m³/h, 285/320 atn), sprzężona z silnikiem o mocy 1200 KM, jak również wchodząca niebawem do produkcji wielka 6-stopniowa sprężarka na 10 000 m³/h przy 325 atn. Sprężarki te są ważnymi elementami wielkiego przemysłu chemicznego (synteza amoniaku i paliw płynnych) i kryją w sobie jeszcze wielkie możliwości rozwojowe.

Jako dalsze nowości w budowie sprężarek tłokowych wymienić można nowe konstrukcje sprężarek, chłodzonych powietrzem: typ 301 (2-cylindrowa jednostopniowa) jako typ przewoźny z napędem elektrycznym i typ 311 (2-cylindrowa dwustopniowa) jako typ stały. Typ 301 wykonywany bywa również z chłodzeniem wodnym i z napędem od silnika wysopiężnego. Wydajność pompy wynosi 240 m³/h przy 6 atn; jako napęd służy wspomniany już wyżej silnik o mocy 36 KM przy 1000 obr/min.

W dziedzinie sprężarek wirowych nowością jest sprężarka dwustopniowa na 1000 m³/h i 7 atn, zaś szereg sprężarek o tłokach obrotowych wzbogacił się w ostatnim roku nowymi typami, sięgając do wydajności 1600 m³/h przy 0,5 atn; poważnym ulepszeniem uległ typ, skonstruowany specjalnie jako dmuchawa pługająca do silników wysokopiężnych.

Znaczne postępy w budowie osiowych wentylatorów ssących osiągnięto m. in. dzięki modelowi (w skali 1 : 2) instalacji w Klingenberg. Model ten posłużył m. in. do badań nad wydajnością i przyczynił się do sformułowania podstaw dla opracowania nowych kształtów kół łopatkowych o szczególnie ekonomicznej pracy, przy obciążeniach częściowych i możliwie najmniejszym zużyciu.

Można ogólnie stwierdzić, że nowe konstrukcje uspołecznionego przemysłu maszynowego NRD stanowią wymowny dowód rozwoju nie tylko myśli konstruktorskiej, ale i całej gospodarki narodowej NRD w drugim roku planu 2-letniego i u progu planu 6-letniego naszego zachodniego sąsiada, co stanowi m. in. poważne wzmocnienie sił pokoju w Europie i w świecie.

Mgr inż. Jerzy Sawiczewski

Przegląd prasy technicznej

MECHANIZM DO ROZWIĄZYWANIA RÓWNAŃ KWADRATOWYCH

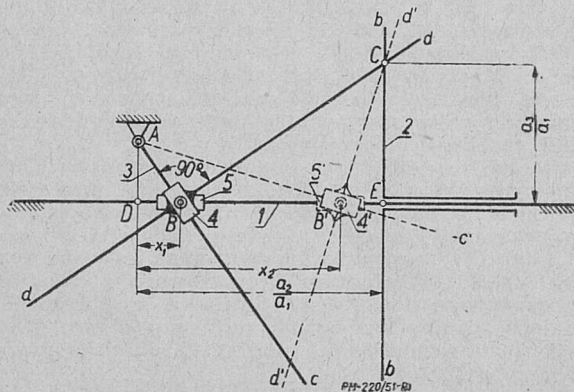
Mechanizm przeznaczony jest do rozwiązywania równań kwadratowych, podanych w formie:

$$a_1x^2 + a_2x + a_3 = 0 \quad [1]$$

Mechanizm (patrz rys. 1) składa się z nieruchomej prowadnicy 1, po której może przesuwаться element 2 z poprzeczką b-b, tworzącą z prowadnicą 1 kąt prosty. Drażek 3 obraca się naokoło osi A; wzdłuż jego osi przesuwają się wodzik 4, z którym jest sztywnie złączona poprzeczka d-d, tworząca z osią Ac kąt prosty. Wodzik 4 tworzy parę obrotową z wodzikiem 5, który może przesuwаться po prowadnicy 1.

W celu rozwiązania równania należy na skali, sztywnie związanej z prowadnicą 1, odłożyć na prawo lub na lewo od punktu D, odcinek DE, wynoszący $\frac{a_2}{a_1}$,

przy czym element 2 zamocowuje się sztywnie na prowadnicy 1 tak, aby poprzeczka b-b przechodziła przez punkt E. Następnie przesuwają się wodzik 5 po prowadnicy 1 do chwili, gdy poprzeczka d-d odcinie na skali, sztywnie połączonej z elementem 2, odcinek EC, wynoszący $\frac{a_3}{a_1}$. Wówczas odcinek DB liczbowo będzie równy jednemu z pierwiastków równania [1], np. pierwiastkowi x_1 . Celem określenia drugiego pierwiastka równania, ustawiamy mechanizm w położeniu, w którym wodzik 5 ustawi się w położeniu 5', a poprzeczka d-d w położeniu d'-d'. Wówczas odcinek DB' liczbowo będzie określał pierwiastek x_2 równania.



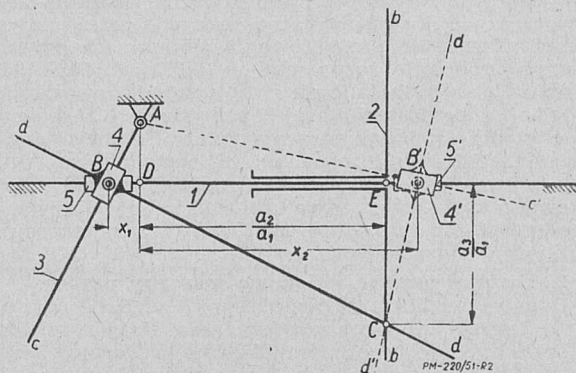
Rys. 1

Przy posługiwaniu się podanym mechanizmem należy uwzględnić następujące warunki, dotyczące znaków współczynników a_1, a_2, a_3 , równania [1].

Niech współczynnik a_1 będzie zawsze liczbą dodatnią. Jeżeli współczynnik a_3 będzie również liczbą dodatnią, to stosunek $\frac{a_3}{a_1}$, równy odcinkowi EC, należy odczytywać na skali, należącej do elementu 2, od punktu E do góry. Jeżeli współczynnik a_3 będzie liczbą ujemną, to stosunek $\frac{a_3}{a_1}$, równy odcinkowi EC, należy odczytywać od punktu E w dół.

Odpowiednio odcinki DB i DB' rozmieszczone na prawo od punktu D, będą miały znak minus, tj. pierwiastki x_1 i x_2 będą ujemne. Odcinki DB i DB', rozmieszczone na lewo od punktu D, będą miały znak plus, tj. pierwiastki x_1 i x_2 będą dodatnie.

Przypadek, gdy znaki współczynników a_1 i a_3 są jednakowe jest uwidoczniony na rys. 1. Pierwiastki x_1 i x_2 mają wtedy znak minus. Przypadek, gdy współczynniki te mają znaki różne, uwidoczniony jest na rys. 2. Pierwiastek x_1 ma znak minus, a pierwiastek x_2 znak plus.



Rys. 2

Słuszność tego mechanizmu może być udowodniona na podstawie rys. 1; z podobieństwa trójkątów ABD i BCE oraz AB'D i B'CE przy założeniu AD = 1 (stała mechanizmu), otrzymamy po przeróbkach że

$$x_1 + x_2 = \frac{a_2}{a_1} \text{ oraz } x_1 \cdot x_2 = \frac{a_3}{a_1} \quad . \text{ Stąd wynika, że}$$

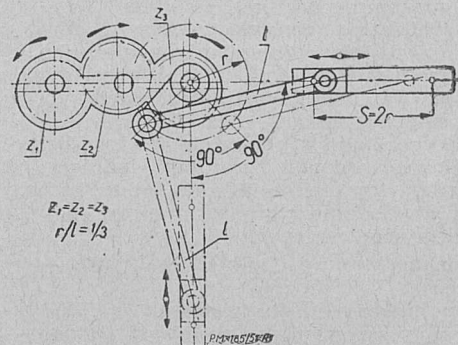
celem określenia pierwiastków równania wystarczy ustawić mechanizm tylko w jednym z uwidocznionych na rys. 1 lub rys. 2 położeniu. Np. po ustawieniu mechanizmu w położeniu, uwidocznionym na rys. 1 lub rys. 2 otrzymamy odcinek DB, który będzie pierwiastkiem x_1 i odcinek BE, który będzie pierwiastkiem x_2 .

(Dokłady Akademii Nauk ZSRR, tom LXXX, nr 4, str. 549)

Mieczysław Wąż

ZASTOSOWANIE KÓŁ ZĘBATYCH MIMOŚRODOWYCH DO UZYSKANIA ZMIENNYCH PRĘDKOŚCI KĄTOWYCH

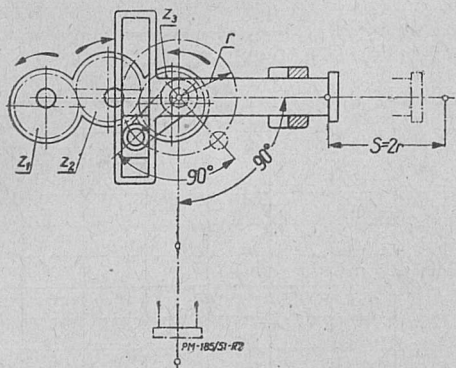
Rozwiązanie niektórych zagadnień kinematycznych, jak: otrzymanie szybkiego ruchu powrotnego, zwolnienie lub przyspieszenie ruchu przy końcu skoku, itp., wymaga często stosowania dość skomplikowanych mechanizmów. Użycie w takich przypadkach układu kół zębatach mimośrodkowych pozwala na stosunkowo proste rozwiązania konstrukcyjne, same zaś koła są łatwe do wykonania, w przeciwieństwie do takich specjalnych elementów, jak koła zębata eliptyczne itp.



Rys. 1. Mechanizm korbowy z układem kół mimośrodkowych.

Dla prostych mechanizmów nadaje się dobrze układ korbowy (rys. 1) lub jarzmowy (rys. 2) w połączeniu z przekładnią mimośrodkową. Układy te dają prawie

identyczne wyniki jak złożone mechanizmy ze specjalnymi kołami zębatymi, wymagają zaś tylko dodatkowo 2 lub 3 kół mimośrodowych. Poniżej omówione są prawie wyłącznie zastosowania mechanizmu korbowego (rys. 1).

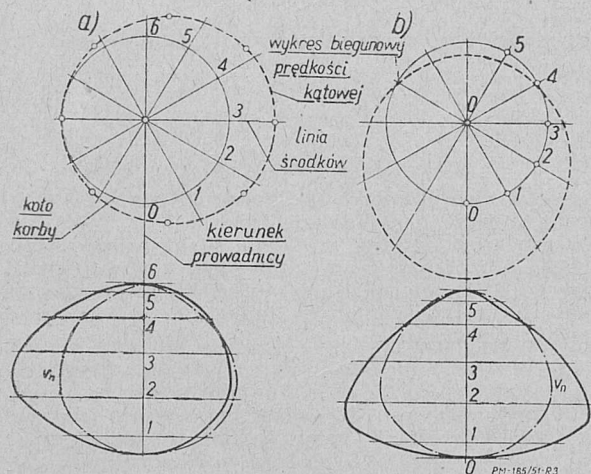


Rys. 2. Mechanizm jarzmowy z układem kół mimośrodowych.

Przy projektowaniu mechanizmów do zmiany ruchu obrotowego na posuwisto-zwrotny można wpływać na przebieg tego ostatniego dwoma sposobami:

1) zmieniając kierunek prowadnicy suwaka w stosunku do prostej, przechodzącej przez środki wałków kół zębatych mimośrodowych (ściślej: w stosunku do płaszczyzny, przeprowadzonej przez osie obrotu tych kół);

2) zmieniając kąt zaklinowania korby w stosunku do mimośrodowego koła zębatego, osadzonego na jej wałku. Dla dowolnego położenia mechanizmu, zmiana kąta zaklinowania korby np. o 90° daje ten sam efekt co zmiana kierunku położenia prowadnicy suwaka o ten sam kąt, odłożony w tym samym zwrocie (por. rys. 1 i 2).



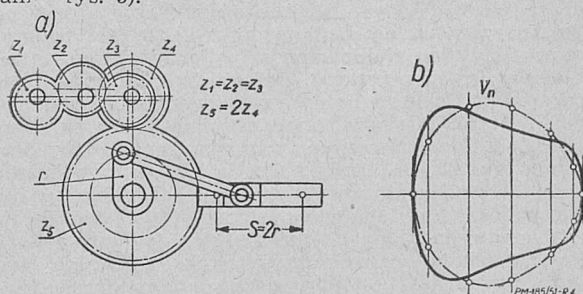
Rys. 3. Wykresy prędkości suwaka układu kół mimośrodowych; a — układ 2 kół o mimośrodkowości $E = e/R = 0,1$, dla którego maksymalna prędkość ruchu powrotnego jest równa 1,5 prędkości obwodowej korby, prędkość zaś ruchu naprzód wykazuje jedynie nieznaczne odchylenie od prędkości korby; b — układ 3 kół o mimośrodkowości 0,1, przy czym oś prowadnicy pokrywa się z linią środków kół.

Zastosowanie tych dwóch sposobów może wyglądać tak, iż najpierw przez dobór odpowiedniego położenia prowadnicy suwaka otrzymuje się żądany rozkład prędkości, następnie zaś przeprowadza się dokładną regulację ostateczną, zmieniając położenie korby na wałku.

Ponieważ wykres prędkości układu kół mimośrodowych jest symetryczny względem prostej, przechodzącej przez środki tych kół, prowadnica suwaka winna być prostopadła do tej prostej, jeżeli chcemy otrzymać wolny ruch naprzód i szybki ruch powrotny (rys. 3a). Jeśli natomiast kierunek prowadnicy pokrywa się z prostą środków, to jak widać z wykresu (rys. 3b), otrzymujemy dla ruchu w obie strony taki sam rozkład prędkości. Na każdym z wykresów podany jest również rozkład prędkości v_n suwaka, odpowiadający

jednostajnemu ruchowi obrotowemu korby o stałej długości.

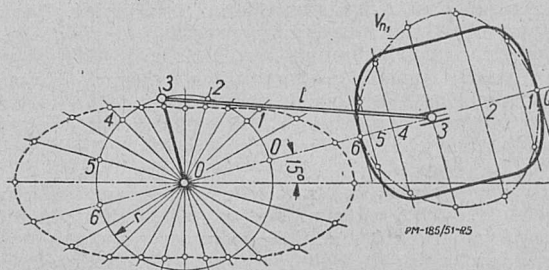
W praktyce często okazuje się potrzebny mechanizm, dający w przybliżeniu stałą prędkość suwaka w obu kierunkach ruchu. Taki rozkład prędkości można otrzymać, stosując dodatkową przekładnię zwalniającą (1:2) między układem kół mimośrodowych i kołem korby (rys. 4a). W wyniku tego cykl prędkości, odpowiadający poprzednio obrotowi korby od 0° do 180° , przypada teraz na przedział od 0° do 90° . Rys. 4b przedstawia wykres prędkości dla tego mechanizmu przy prowadnicy suwaka równoległej do linii środków kół mimośrodowych. Wskutek skończonej długości korbowa $\left(\frac{r}{l} = \frac{1}{3}\right)$ wykres jest niesymetryczny, lecz przez małą zmianę położenia prowadnicy lub równoważne obrotowanie korby można uzyskać prawie całkowite wyrównanie (rys. 5).



Rys. 4. Mechanizm korbowy z układem kół mimośrodowych i przekładnią zwalniającą 1:2.

Mechanizm taki został skonstruowany w postaci zwartej przekładni zębatej, zawierającej układ 3 kół mimośrodowych, i przekładnię zwalniającą 1:2. Prowadnica suwaka jest przestawna, przy czym teoretycznie określony kąt jej ustawienia wynosi 15° , napęd od silnika elektrycznego o mocy poniżej 1 KM i obrotach $n = 2000$ obr/min za pośrednictwem pasa skózanego. Wirujące części mechanizmu nie są zrównoważone; jednak praktycznie stwierdzono, że przy prędkościach korby poniżej 100 skoków/min nie powstają w układzie nadmierne drgania.

Dla uzyskania ruchu posuwisto-zwrotnego o stałej prędkości można zastosować różnego rodzaju mechanizmy, które jednak ze względu na skomplikowaną budowę znalazły niewielkie zastosowanie. Do tego celu można użyć którykolwiek z prostych mechanizmów (np. korbowy lub jarzmowy), żadaną zaś jednostajność ru-



Rys. 5

chu otrzyma się przez włączenie odpowiedniej prostej przekładni między źródło napędu i korbę. W porównaniu do innych mechanizmów, dających podobne wyniki (np. przekładnie z kołami zębatymi eliptycznymi), mimośrodowe przekładnie zębate posiadają szereg zalet, z których jedną z ważniejszych jest ich taniaść. (Machinery, sierpień 2, 1951 r., str. 207).

J. St. Kowalski

ZWIĄZKI KRZEMOORGANICZNE PODSTAWĄ NOWEJ GAŁĘZI PRZEMYSŁU

Związki krzemooorganiczne stanowią nową grupę syntetycznych ciał o swoistym pochodzeniu i nieoczekiwanych właściwościach. Jako surowiec służy bezwodnik krzemu, z którego otrzymać się dają zarówno

przezroczyste ciecze zbliżone właściwościami do olei, jak też smary o konsystencji wazeliny, ciała o elastyczności zbliżonej do kauczuku i przeróżne sztuczne tworzywa, od lakierów poczynając i na twardych masach skończywszy. Stąd pochodzi możliwość stosowania ich do przeróżnych celów; używa się ich w postaci niepalnych cieczy do przekładni hydraulicznych, jako olei do łożysk samosmarownych, do uszczelnień odpornych na wysokie temperatury oraz do izolacji przewodów elektrycznych pracujących w wysokich temperaturach itd.

Związki krzemooorganiczne będące ostatnim osiągnięciem techniki na polu sztucznych tworzyw, produkowane są dotychczas jedynie w niewielkich ilościach a cena ich jako funkcja produkcji jest bardzo wygórowana.

Związki krzemooorganiczne różnią się zasadniczo od wszelkich dotychczas znanych syntetycznych żywic. O ile bowiem budowa tych ostatnich, oparta jest na klasycznej cząsteczce węglowodorowej, o tyle związki krzemooorganiczne zbudowane są w formie łańcuchowej z atomów krzemu i tlenu, połączonych ze sobą bądź bezpośrednio, bądź za pomocą cząsteczek węglowodorowych. Jest to, jak łatwo zauważyć, pierwsze skrzyżowanie się ciał organicznych i nieorganicznych na płaszczyźnie sztucznych żywic. Dzięki temu powiązaniu związków krzemooorganicznych posiadają cechy kwarcu lub szkła, podczas gdy łańcuchy węglowodorowe nadają im zalety ciał organicznych (sprężystość). Główną jednak cechą związków krzemooorganicznych, poza ich chemiczną trwałością, jest ich wysoka odporność na działanie temperatury, podczas gdy czysto organiczne ciała są trwałe zaledwie w niewielkich granicach temperatur. Granice stosowalności związków krzemooorganicznych wynoszą — 73° do 482°C. Związki krzemooorganiczne posiadają poza tym dobre własności izolacyjne, są odporne na działanie kwasów i chemikaliów, nie pochłaniają wody i dobrze się trzymają szkła.

Związki krzemooorganiczne stanowią pomost między ciałami organicznymi i nieorganicznymi jak azbest, szkło i mika i otwierają zupełnie nową gałąź chemii. W ulepszonej formie posiadają podobne własności jak sztuczna żywica, sztuczny kauczuk, wytwory przemysłu naftowego, czy inne ciała organiczne; mogą też częściowo być porównane z żywicami fenolowymi. Faktycznie związki krzemooorganiczne utrwalone termicznie są największą nowością od czasu wynalezienia bakelitu i bezsprzecznie przypadnie im w udziale poważna rola do spełnienia na obszarze całego przemysłu. Przyszłość wielkiego i rozbudowanego przemysłu leży w samej naturze związków krzemooorganicznych, których skład można wprost nieograniczenie zmieniać. Rozwój ten przy niektórych związkach może być powolny na skutek trudności technologicznych, jednak nie jest wykluczone, że zostanie niezadługo wynaleziony związek o przezroczystości szkła i niespotykanej dotąd wytrzymałości, guma o nieznanym dotychczas własnościach lub olej przewyższający cechami wszystkie obecnie nam znane.

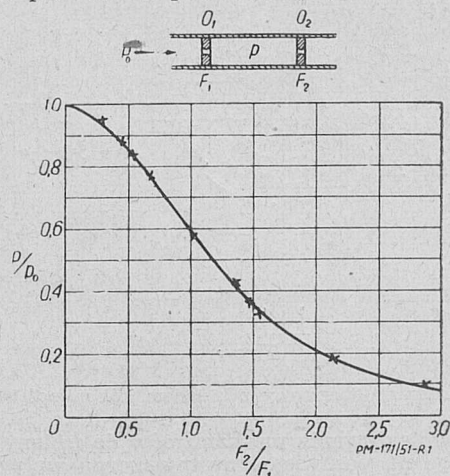
Dotychczas zbadano zaledwie 2000 związków krzemooorganicznych i można przypuszczać, że już za kilka lat poznamy niektóre z nich po przewyżczeniu trudności produkcyjnych. Będą one stanowiły bez wątpienia główne tworzywa przyszłości.

(Maschinenbau und Wärmewirtschaft) inż. E. Augustyniak

CZUJNIK PNEUMATYCZNY O WYSOKIM PRZEŁOŻENIU (CZUŁOŚCI)

Czujniki pneumatyczne zdobywają sobie coraz szersze zastosowanie zarówno na warsztacie, jak i w izbach pomiarowych. Nadają się one szczególnie do sprawdzania otworów i odznaczają się na ogół dużym przełożeniem wskazań, mimo stosunkowo prostej konstrukcji. Należy tu jednak zwrócić uwagę, iż w tego rodzaju czujnikach zwiększanie przełożenia odbywa się kosztem szybkości reakcji przyrządu, co czasem stanowi może cechę bardzo niepożądaną, a nawet niedopuszczalną (np. sprawdzanie przedmiotów w ruchu). Opisany czujnik ma kojarzyć wysokie przełożenie z dużą szybkością reakcji i odznacza się zwartą i mocną budową.

Rozważmy pokrótce zasadę działania czujnika tego rodzaju oraz czynniki wpływające na jego charakterystykę. Podstawowym zjawiskiem jest przepływ powietrza przez układ, przedstawiony schematycznie na rys. 1. Doprowadzane powietrze sprężone o stałym ciś-



Rys. 1. Krzywa charakterystyczna czujnika pneumatycznego.

nieniu p_0 przechodzi kolejno przez 2 zwężki O_1 i O_2 (przekroje odpowiednio F_1 i F_2), uchodząc do atmosfery. Ciśnienie między zwężkami oznaczmy przez p . Wykres na rys. 1 przedstawia zależność między stosunkami $\left(\frac{p}{p_0}\right)$ i $\left(\frac{F_2}{F_1}\right)$ otrzymaną doświadczalnie przy średnicy zwężki $O_1 \approx 0,84$ mm i $p_0 \approx 1,05$ kG/cm². Kształt krzywej odpowiada dokładnie równaniu:

$$\left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2 = \frac{p_0}{p} - \frac{p}{p_0}$$

otrzymanemu na drodze teoretycznej. Dla wartości stosunku $\frac{p}{p_0} = 0,4 \div 0,9$ krzywa charakterystyczna niewiele odbiega od linii prostej o równaniu:

$$\frac{p}{p_0} = 1,10 - 0,50 \frac{F_2}{F_1}$$

a więc w tych granicach (i dla stałych wartości p_0 i F_1) można uważać p za funkcję liniową F_2 .

Jeżeli teraz zmiany przekroju efektywnego zwężki O_2 będą proporcjonalne do zmian jakiegoś wymiaru liniowego A , to miarą tych ostatnich będą wahania ciśnienia p , którego zmiany w funkcji F_2 można przedstawić równaniem:

$$\frac{dp}{dF_2} = -0,50 \frac{p_0}{F_1}$$

Pochodna ta jest, jak widać, największa dla najmniejszej wartości F_1 (przy ustalonym p_0). Największa wartość stosunku $\frac{F_2}{F_1}$, przypadająca jeszcze na odciunku prostoliniowym krzywej charakterystycznej, wynosi 1,40 i odpowiada $\frac{p}{p_0} = 0,4$. Stąd dla uzyskania max. przełożenia należy dobrać wartość F_1 , spełniającą równanie:

$$F_1 = \frac{F_{2max}}{1,40} = 0,7 F_{2max};$$

gdzie F_{2max} oznacza największą wartość efektywnego przekroju zwężki O_2 .

Ogólne przełożenie przyrządu, opartego na opisanej zasadzie, zależeć będzie oczywiście również od przełożenia urządzenia, mierzącego ciśnienie p . Urządzenie to winno w miarę możliwości posiadać liniową charakterystykę w stosunku do p , oraz — wobec warunku

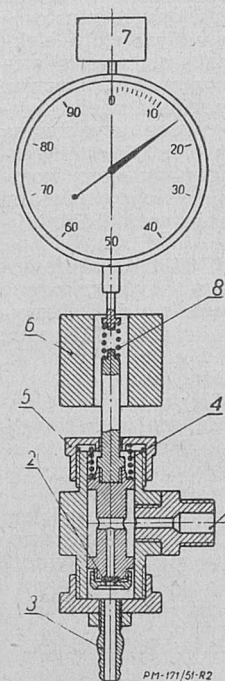
$0,4 < \frac{p}{p_0} < 0,9$ — możliwość regulacji położenia zerowego, tak aby zero skali odpowiadało ciśnieniu

$p = 0,4 p_0$. Wtedy właśnie wskazania przyrządu będą funkcją liniową wielkości A .

Szybkość reakcji przyrządu zależy od wielu czynników, z których najważniejsze to: 1) wielkość p ; 2) wielkość przekroju F_1 pierwszej zwężki; 3) objętość V przestrzeni między zwężkami. Szybkość reakcji wzrasta ze wzrostem p lub F_1 , oraz ze spadkiem V , natomiast celem uzyskania dużej czułości, wartość F_1 powinna być mała. Jak więc widać, przy określaniu optymalnego wymiaru zwężki 0_1 względu dużego przełożenia i szybkiej reakcji są sobie przeciwstawne. Z chwilą, gdy F_1 jest określone przez warunek żądanej dokładności, powiększanie szybkości reakcji może się odbywać drogą zmniejszania V i powiększania p_0 w granicach praktycznie dopuszczalnych.

Opis przyrządu

Zasadniczą częścią przyrządu (rys. 2) jest podwójny tłok pasowany szczelnie w cylindrze $\varnothing 1/8''$ (12,7 mm). Sprężone powietrze o ciśnieniu, utrzymywanym przy pomocy regulatora na stałym poziomie jest doprowadzane przez otwór 1 i przechodzi przez kanały w tłoku i otworek w blaszanej przeponie 2 do dolnej części cylindra, i dalej do końcówki mierniczej przez przewód giętki, dołączony do obsady 3. Wymienne przepony 2, o otworkach różnej średnicy, pozwalają na zmianę przełożenia przyrządu. Tłok dociskany jest sprężyną 4, której nacisk można regulować za pomocą nakrętki 5. Pozwala to na regulację położenia zerowego i uzyskanie tego, że tłok poruszy się ze swego najniższego położenia dopiero wtedy, gdy ciśnienie panujące pod nim (p) osiągnie wartość $0,4 p_0$. Dalszy wzrost p będzie powodował przesunięcie tłoka w górę, aż do położenia w którym ciśnienie pod tłokiem będzie odpowiadało wartości wynikającej z krzywej charakterystycznej dla przekroju F_2 . W ten sposób pomiar ciśnienia odpowiadającego przekrojowi F_2 można zastąpić przez pomiar przesunięcia tłoka.



Rys. 2. Przekrój czujnika.

Przy pomiarach przesunięć jakiejś powierzchni (np. sprawdzanie wymiarów zewnętrznych) stosuje się jako końcówkę mierniczą zwykłą dyszę (rys. 3a), przy czym efektywny przekrój wypływu powietrza F_2 określony jest przez odległość wylotu dyszy od powierzchni przedmiotu. Doświadczenia wykazały, iż przesunięcia tłoka są proporcjonalne do przesunięć powierzchni przedmiotu w stosunku do wylotu dyszy, oczywiście tylko w granicach, odpowiadających zmianom p od $0,4 p_0$ do $0,9 p_0$.

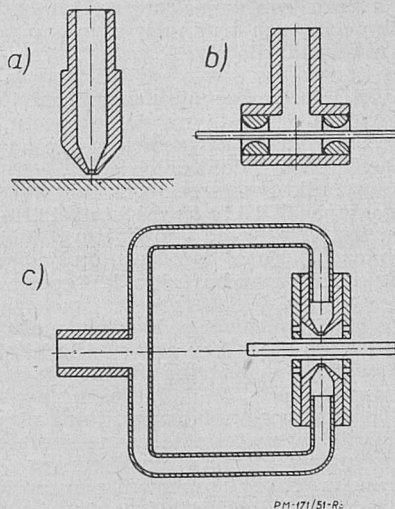
Przez dobór odpowiedniej sprężyny 4 oraz wielkości otworka przegrody 2 można uzyskać bez trudności przełożenie 1000 : 1 między przesunięciami. Ruchy tłoka rejestruje czujnik zegarowy (rys. 2) o wartości działki elementarnej $0,001''$ (cala). Wobec średnicy tarczy czujnika = $2''$, przełożenie jego wynosi ok. 60 : 1, a więc przełożenie całkowite czujnika osiąga wartość 60 000 : 1. Uwzględniając przełożenie w części pneumatycznej przyrządu (1000 : 1), otrzymamy, iż działka elementarna czujnika odpowiada przesunięciu powierzchni przedmiotu o $0,000001''$ ($0,0254 \mu$).

Celem usunięcia wpływu tarcia spoczynkowego między tłokiem i cylindrem, wprowadzono tłoczysko z miękkiej stali do wnętrza solenoidu 6, zasilanego prądem pulsującym. Układ ten daje stałą vibrację części ruchomych przyrządu, o niewielkiej amplitudzie (ok. $0,001''$), z częstotliwością sieci, co uniemożliwia zacięcie się tłoka w którymkolwiek położeniu. Zastosowanie prądu pulsującego tłumaczy się zmniejszeniem wy-

dzielania ciepła w cewce, a więc możliwością nadania jej małych rozmiarów.

W celu ochrony mechanizmu czujnika zegarowego przed nadmiernymi drganiami przewidziano proste urządzenie tłumiące w postaci ciężaru 7 (rys. 2) oraz małej sprężyny ściskanej 8 między trzpieniem czujnika i tłoczyskiem.

Czujnik pneumatyczny wzorcuje się za pomocą interferometru, a więc przy użyciu fal świetlnych jako jednostki długości. Stosuje się do tego zwykłą dyszę (rys. 3a), która w tym przypadku służy do mierzenia przesunięć ruchomej płytki szklanej interferometru.



Rys. 3. Niektóre typy końcówek mierniczych.

Oprócz wspomnianej zwykłej dyszy (rys. 3a) istnieje specjalny układ do sprawdzania powierzchni przekroju poprzecznego przędzy lub drutu (rys. 3b). Końcówka ta posiada 1 kanał dopływowy dla powietrza i 2 ujścia przez zwężki. Przy właściwie zwymiarowanych zwężkach ukośne ułożenie badanego drutu w głowicy nie wywiera dostrzegalnego wpływu na wskazania. Do sprawdzenia grubości stosuje się jeszcze inny rodzaj końcówki (rys. 3c), w której całkowity przekrój wypływu powietrza jest sumą przekrojów szczelin między obu równoległe połączonymi dyszami i materiałem sprawdzanym. Dzięki temu układowi wskazania czujnika są w pewnych granicach niezależne od położenia materiału między wylotami dysz.

Wyżej wyłożona teoria opiera się na założeniu, iż współczynnik zwężenia (kontrakcji) dyszy dla powietrza uchodzącego z niej jest stały. Jest to ściśle dopóty, dopóki powierzchnia materiału nie zbliży się zbyt blisko do otworu jednej z dysz, gdyż wtedy współczynnik kontrakcji tej dyszy zmaleje, powodując zmniejszenie efektywnego przekroju wylotu powietrza. W wyniku tego czujnik wykaże pozorny wzrost grubości materiału. Aby zapobiec temu zjawisku, przewidziano przy każdej dyszy pierścień ochronny (patrz rys. 3c), wystający nieco przed wylotem dyszy. Jeśli nawet materiał sprawdzany dotknie czoła owego pierścienia, to powietrze z dyszy ma nadal ujście przez otwory w obwodzie pierścienia. Pierścień służy ponadto jako mechaniczna ochrona wylotu dyszy.

Szybkość reakcji przyrządu jest duża nawet przy największym przełożeniu, ponadto zaś nie występuje tu zupełne zjawisko histerezy, będące źródłem błędów w niektórych innych przyrządach mierniczych.

Ponieważ wskazania czujnika zależą od wielkości ciśnienia roboczego p_0 , więc winno być ono utrzymywane na stałym poziomie.

Z tego względu zaleca się ograniczenie wahań ciśnienia powietrza zasilającego, doprowadzanego do regulatora ciśnienia. Dla uzyskania maksymalnej dokładności okazało się konieczne, aby wahania te zawierały się najwyżej w granicach ok. $0,35 \text{ kg/cm}^2$.

J. St. Kowalski

(wg art. pt. „A Pneumatic Comparator of high Sensitivity“, Machinery 1916).

KWARCOWE PŁYTKI WZORCOWE¹⁾

Dokładność stalowych przymiarów końcowych (płytek wzorcowych) ulega pewnym zmianom w miarę używania na skutek normalnego zużycia i zmian strukturalnych. Płytki wzorcowe z dwóch rodzajów stali, nawet o jednakowych właściwościach, ale różnego pochodzenia, wykazują odmienne zachowanie. Dla pomiarów bezwzględnych płytek wzorcowych większość przedsiębiorstw nie posiada odpowiednich przyrządów mierniczych z powodu wysokiego ich kosztu, pomiary porównawcze zaś często nie są odpowiednie. Sprawdzanie następcze w instytutach metrologicznych jest kosztowne a poza tym związane ze stratą czasu.

Dla uniknięcia tych trudności czyniono poszukiwania innego materiału dla płytek wzorcowych. K w a r c i s z k ł o k w a r c o w e dzięki ich wysokiej stałości, długości i innym cennym właściwościom okazały się szczególnie przydatnymi do tego celu. Po wielu próbach uzyskano szkło kwarcowe wolne od naprężeń, które wykazało szereg doniosłych zalet.

1. Współczynnik rozszerzalności liniowej dla szkła kwarcowego wynosi $0,5 \cdot 10^{-6}$, zaś stali $12 \cdot 10^{-6}$. Współczynnik ten jest zależny od temperatury w bardzo szerokich granicach, poza tym jest on jednakowy we wszystkich kierunkach, bo szkło kwarcowe jest bezpostaciowe.

2. Przymiary końcowe z kwarcu mogą stanowić w z o r z e c p o d s t a w o w y dla każdego laboratorium nawet bez urządzenia klimatyzacyjnego i mogą być wytwarzane o dokładności najwyższej klasy zarówno dla wymiaru środkowego, jak i płaskorównoległości. Również w warsztacie kwarcowe płytki wzorcowe są korzystne, gdyż czynią zbędnym dokonywanie pomiarów w osobnej pracowni pomiarowej, której temperaturę przedmioty sprawdzane musiałyby dopiero przyjąć.

3. Szkło kwarcowe jest odporne na działanie chemiczne jak potu rąk i in., wskutek czego odpada konieczność pokrywania ich tłuszczem i odfuszczenie, jak to praktykuje się przy płytkach stalowych.

4. Płytki kwarcowe są przezroczyste, dzięki czemu po nasunięciu można przez obserwację prążków interferencyjnych od razu poznać, czy na powierzchniach mierniczych znajdują się ślady brudu. Płytki kwarcowe są odporne na wstrząsy i uderzenia, nie odkształcają się i nie zmieniają się pod względem dokładności, chyba, że ulegną złamaniu przy upadku. Płytki stalowe przy tym samym stopniu użycia znacznie szybciej zmniejszają swoją dokładność. Uszkodzenie powierzchni mierniczych przez zadrażnienie lub porysowanie wpływa ujemnie na dokładność płytek stalowych. Tego rodzaju uszkodzenie nie ma znaczenia, bo najwyżej odpryskuje przy tym odrobina kwarcu, pozostawiając drobne lokalne wgłębienie.

Wymienione zalety, zwłaszcza wysoka stałość umożliwiają wykonanie płytek wzorcowych do długości jednego metra. Najmniejsza długość dla przymiarów kwarcowych wynosi 0,5 mm. Błąd daje się ograniczyć — nawet dla największych długości do 0,05 μ .

(Feinwerktechnik nr 10-11/50 r.)

I. O.

NOWE SZLIFIERKI DO PŁASZCZYZN

W ostatnich latach przemysł radziecki opracował nowe szlifierki do płaszczyzn, zarówno o wysokiej dokładności jak i typu ciężkiego.

Do pierwszych należą:

a. Szlifierka do płaszczyzn mod. 3740 z wrzecionem poziomym i z okrągłym stołem elektromagnetycznym²⁾. Ostatnio szlifierki tego rodzaju budowano wzorując się na strugarce poprzecznej. Tarczę szlifierską umieszczano w suwaku o ruchu posuwisto-zwrotnym, natomiast stół obracał się na przestawnej podstawie. Zagłębianie tarczy uzyskiwano przez przestawianie

¹⁾ W Niemczech odbyła się Konferencja na temat różnych zagadnień mechaniki precyzyjnej i pomiarów. Wśród szeregu referatów z zakresu pomiarów warsztatowych dr. H. Guenther przedstawił obecny stan możliwości zastosowania szkła kwarcowego do wykonywania płytek wzorcowych.

²⁾ Główny konstruktor G. M. Kriestiesnikow. Konstrukcja tych szlifierek została przedstawiona w książce I. A. Rabanowicza pt. „Szlifowanie płaszczyzn i szlifierki do płaszczyzn” — Maszgiz, 1950.

podstawy w kierunku pionowym. Zasadniczą wadą takiej konstrukcji jest stosunkowo szybka utrata dokładności z powodu zużycia prowadnic na stojaku od strony stołu oraz niedostateczna sztywność połączenia podstawy stołu ze stojakiem szlifierki. W nowej konstrukcji głowica z wrzecionem posiada tylko przesuw pionowy dla ustawiania i zagłębiania tarczy szlifierskiej, natomiast ruch posuwisto-zwrotny oraz ruch obrotowy wykonuje stół. Poprawia to znakomicie warunki pracy prowadnic i umożliwia sztywną budowę mechanizmów, zapewniając osiągnięcie wysokiej dokładności i gładkości obrabianych płaszczyzn. Dokładność płaszczyzn i równoległości przy obróbce na nowej szlifierce osiąga 0,003—0,004 mm.

b. Pionowy dwuwrzecionowy automat do szlifowania płaszczyzn mod. 3317³⁾. Podstawową cechą charakterystyczną tego automatu stanowi to, że nieposiada on stołu do mocowania przedmiotów. Automat pracuje na zasadzie dwustronnego szlifowania bezkłowego, płaszczyznami czołowymi tarcz szlifierskich o osiach pionowych, względem siebie przestawionych. Zastosowana zasada szlifowania wyklucza wpływ stołu elektromagnetycznego, dzięki czemu osiąga się wysoki stopień płaskości i równoległości szlifowanych płaszczyzn. Automat mod. 3317 odznacza się szczególnie wielką wydajnością, ok. 10-krotnie przewyższającą uzyskiwaną na szlifierkach z suwakiem i stołem elektromagnetycznym. Wyposażony w automatyczne urządzenie, kompensujące zużywanie się tarcz szlifierskich, omawiany automat nadaje się w zupełności do włączania do automatycznych linii obróbki.

c. Szlifierka do płaszczyzn mod. 3544 do szlifowania prowadnic łoż. Na szlifierce mogą być wykonane prowadnice różnych maszyn o stosunkowo dużych wymiarach (długość: do 4000 mm, szerokość: do 1150 mm, wysokość: do 1200 mm).

Do szlifierek cięższego typu należą:

a. Szlifierka karuzelowa mod. 375⁴⁾ ze stołem elektromagnetycznym o średnicy 1500 mm: największa wysokość szlifowania wynosi 600 mm. Możliwości technologiczne szlifierki dają się z łatwością rozszerzyć przez zastosowanie nowych odmian zespołów.

b. Szlifierka do płaszczyzn mod. 3724⁵⁾ ze stołem prostokątnym o wymiarach 400×2000 mm. Podstawową cechą szlifierki stanowi znaczna moc i sztywność konstrukcji.

(Stanki i Instrument nr 1/50).

M. W.

DOKŁADNE ODKUWANIE ŁOPATEK TURBIN GAZOWYCH

Przy dokładnym odkuwaniu łopatek turbin gazowych utrzymywane są tolerancje, które dotychczas uważano za nieosiągalne: tolerancja grubości $\pm 0,125$ mm, tolerancja kątów $\pm 1/2^\circ$, tolerancja kształtu $\pm 0,08$ mm. Odkuwki te, posiadając dobre własności wytrzymałościowe są blisko 10 razy droższe niż odkuwki zwykle tego samego rodzaju. Biorąc jednak pod uwagę dodatkową obróbkę skrawaniem, koszty produkcji obu metod są w przybliżeniu jednakowe.

Celem zaoszczędzenia drogiego materiału foremki do kucia wykonane są z wkładkami ze stali 0,35 C; 0,30 Mn; 1,0 Si; 5,0 Cr; 0,4 Va; 1,25 W; 1,5 Mo. Wkładki te po wykonaniu zostają utwardzone do 51 ÷ 55 HRC. Kształty robocze wkładek wykonane są z dużą dokładnością. Do sprawdzania kształtu stosuje się szablonny sprawdzane uprzednio na drodze optycznej z rysunkami wykonanymi w skali 20:1.

Przy zwykłym kuciu, w jednym foremniku można wykonać ok. 3500 łopatek, natomiast przy kuciu dokładnym, przeciętnie 300—400 sztuk. Kucie dokładne wymaga oprócz tego dużej ilości operacji. Na początku można kuć jedynie lekkimi uderzeniami, wzmacniając je wraz ze zmniejszającą się grubością łopatek.

Pocięte kawałki zostają najpierw podgrzane do ok. 1040÷1160°C w atmosferze redukującej. Dzięki temu zapobiega się zendrowaniu oraz korozji międzykrystalicznej, do której stopy żaroodporne są szczególnie

³⁾ Główny konstruktor A. M. Saksin.

⁴⁾ Główny konstruktor I. A. Rabinowicz.

⁵⁾ Główny konstruktor M. W. Kalinkow, patrz „Stanki i Instrument” nr 1/50.

skłonne. Po pierwszym kuciu, łopatki zostają ogradowane, piaskowane i poddane szlifowaniu. Po ogrzaniu do poprzedniej temperatury następuje powtórne kucie, przy pewnej ustalonej ilości uderzeń. Po ponownym ogradowaniu, piaskowaniu, szlifowaniu i polerowaniu łopatki podgrzewa się jeszcze raz do końca ostatecznego, po którym zostają wyżarzane przez 2 godz. przy 1160°C i chłodzone w oleju bądź wodzie. Łopatki są jeszcze miękkie co umożliwia ich odpowiednie prostowanie, po czym następuje odpuszczenie ich w temperaturze 700÷750°C w ciągu 20 do 24 godz. i następnie ochłodzenie na powietrzu. Osiągnięta twardość wynosi 20÷32 HRC.

Wszystkie łopatki poddawane są dokładnej kontroli gładkości powierzchni i dokładności, gdyż po polerowaniu niepoddawane są żadnej dodatkowej obróbce. Do badania dokładności kształtu stosuje się specjalnie skonstruowane sprawdziany. Również używa się specjalnej samoczynnie działającej maszyny mierniczej, która obwodząc końcówkami mierniczymi łopatkę, kreśli równocześnie jej profil na kalce nałożonej na płytę szklaną. Narysowany profil jest następnie sprawdzony projekcyjnie z profilem wzorcowym.

(Machinery nr 11/1949)

W. K.

Bibliografia

Kand. techn. nauk. M. Ansjerow — PRZYRZĄDY I UCHWYTY DO TOKAREK I SZLIFIEREK — PWT Warszawa 1951. Z rosyjskiego tłumaczył mgr inż. Marian Wakalski. Format B5, str. 207, rys. 237.

Postępujący bez przerwy rozwój konstrukcji uchwytów i przyrządów obróbkowych wymaga coraz dokładniejszego naświetlania od strony specjalnej literatury technicznej. Obok dotychczasowych prac obejmujących zazwyczaj całość zagadnień dotyczących konstrukcji uchwytów i przyrządów poczynają ukazywać się również obszerne podręczniki monograficzne, których opracowanie dotyczy wyłącznie tylko pewnego zakresu obróbki. Praca M. Ansjerowa, jak wskazano w tytule, zajmuje się konstrukcją i zastosowaniem uchwytów i przyrządów do robót tokarskich i szlifierskich. Grupa powyższych urządzeń, jedna z najbardziej licznych i obszernych, została opracowana przez autora ze znaczną sumiennością i znowem przedmiot.

Treść podręcznika podano w 6 rozdziałach. W rozdz. I zamieszczono naświetlenie roli uchwytów szczegółowych. Rozpoczynając od opisu osadzania uchwytów na obrabiarce omówiono w dalszym ciągu konstrukcję uchwytów dwu i trzyszczekowych, uchwytów pneumatycznych, elektrycznych oraz czteroszczekowych z niezależnym przedstawianiem szczęk.

Rozdział II poświęcono w całości zastosowaniu uchwytów szczegółowych. Omówiono kolejno: obliczenia sił zaciskających, centrowanie i jego dokładność, chwytanie przedmiotów za powierzchnie surowe, przykłady rozwiązań specjalnych oraz chwytanie przedmiotów cienkościennych. Pełne wprowadzenie praktyczne uchwytów szczegółowych, bardzo ważne w każdej wytwórni maszyn, zostało poparte licznymi przykładami celowych zastosowań.

W rozdz. III omówiono wyposażenie obrabiarek do obróbki wałków. W szczególności naświetlono rolę kłów, zabieraków i lunet.

W rozdz. IV. opisano konstrukcję i zastosowanie trzpieni tokarskich stałych i rozprężnych oraz tulei rozprężnych w zastosowaniu do chwytania prętów i innych przedmiotów. W celu ułatwienia konstrukcji podano liczne wzory obliczeniowe dotyczące elementów rozprężnych i występujących sił zaciskania.

Rozdz. V poświęcono dziedzinie rozwiązań specjalnych. Omówiono konstrukcję i zastosowanie trzpieni z elementami rozsuwanymi, uchwytów samozaciskających, uchwytów sprężystych z wałeczkami (konstrukcji Stiebera), uchwytów z mocowaniem hydraulicznym, oraz uchwytów do obróbki dużych tulei. Rozdział zawiera gruntowne naświetlenie sprawy obliczeń, co jest wyjątkowo ważne w przytoczonych organizmach uchwytowych.

Rozdz. VI wykorzystano do podania konstrukcji uchwytów i przyrządów służących do obróbki różnych nietypowo ukształtowanych przedmiotów. Rozdział ten zawiera opisy uchwytów do pierścieni i tarcz, w rozwiązańach czysto mechanicznych, magnetycznych i próżniowych, uchwytów specjalnie przeznaczonych do toczenia mimośrodowego, do wałów korbowych, do przedmiotów gwintowanych, do obróbki kół zębatych, wreszcie opisy uchwytów z mocowaniem dźwigniowym.

Biorąc pod uwagę znaczenie ostatnio wymienionych urządzeń i zastosowań należy stwierdzić ich niedostatecznie obszerne potraktowanie w porównaniu do poprzednio zamieszczonej treści. Nie umieszczono np. wzorów służących do obliczania wałków chwytowych do kół zębatych, zupełnie pominięto uchwyt i przyrządy z zakresu budowy maszyn ciężkich oraz nie wykorzystano dostatecznie wielkiego pola przykładów zastosowania w tej dziedzinie. Brak powyższy należy, rzecz jasna, przyjąć jako wadę prawidłowo, poza tym, zharmonizowanej treści podręcznika.

Biorąc pod uwagę całość pracy należy uznać jej wielką wartość użytkową w zakresie szkolenia konstruktorów uchwytów, jako też w zakresie bezpośredniego stosowania w konstrukcji.

Przekład na ogół staranny uwzględnia prawidłowe słownictwo polskie. Pewne zastrzeżenie wzbudza termin „Wielomiejscowe trzpienie i uchwyt” przytoczony na str. 167. Nie jest wiadome czy przydawka „wielomiejscowe” dotyczy w tym przypadku obróbki większej liczby przedmiotów, czy też innej właściwości.

Postać zewnętrzna książki staranna, rysunki jasne i wyraźne. Papier, druk jako też układ nie nastroczają zastrzeżeń.

Prof. W. Mermon

Prof. J. Puński — PODSTAWY TECHNICZNEGO NORMOWANIA PRACY W PRZEMYSŁE BUDOWY MASZYN — (tłumaczyli inż. Dawid Jung i inż. Zenon Ciągala). Format A5, str. 219, tablic 54, rys. 27. PWT, Warszawa 1951.

Praca prof. Puńskiego ma charakter podręcznika dla wydziałów mechanicznych szkół średnich i wyższych. Składa się ona z następujących rozdziałów:

1. Przedmiot i zadania technicznego normowania pracy,
2. Zasadnicze wytyczne metodologiczne,
3. Metody normowania pracy,
4. Pomiary zużycia czasu na miejscu pracy,
5. Normatywy czasu dla analityczno-obliczeniowej normowania pracy,
6. Techniczne normowanie w produkcji potokowej.

Po przeanalizowaniu warunków pracy w ustroju kapitalistycznym i socjalistycznym, autor objaśnia rolę i znaczenie technicznego normowania pracy. Omawia on historycznie przejście z norm statystycznych na techniczne i określa znaczenie tych norm dla prawidłowej organizacji pracy, sprawiedliwej płacy, planowania wewnątrz-zakładowego oraz ustalania kosztów własnych produkcji. Wytyczne metodologiczne opiera na doświadczeniu przemysłu ZSRR, który w dziedzinie normowania pracy wysunął się na czoło przemysłowych krajów świata. Punktem wyjścia jest robotnik na miejscu pracy w okresie zmiany roboczej — co jest bazą technicznego normowania, której szczegółowym studium poświęcono wiele miejsca. Analityczna klasyfikacja zużycia czasu, schemat technicznej normy czasu, podział procesu technologicznego to konieczne wiadomości z którymi czytelnik musi się zaznajomić gruntownie przed przystąpieniem do rozwiązania metod normowania pracy. W książce podane są suma-

ryczne i analityczno-obliczeniowe metody normowania z wskazaniem zakresu ich stosowalności. Dużo uwagi poświęcono pracy na kilku obrabiarkach, dając nie tylko wskazówki co do normowania, lecz wprowadzając również w samo zagadnienie organizacji stanowisk pracy wieloobrobiarkowej.

Autor zajmuje się obszernie techniką pomiarów, która jest narzędziem w pracy technika normowania pracy; — od właściwego opanowania techniki zależy prawidłowe ustalanie norm. Chronometraż i fotografia dnia roboczego to dwie zasadnicze metody pomiaru zużycia czasu, z których pierwsza służy do ustalania normatywów czasu pomocniczego, maszynowo-ręcznego, druga zaś do wyłownienia strat czasu i ustalenia normatywów czasu obsługi miejsca pracy, czasu przerw na odpoczynek oraz potrzeby fizjologiczne. Przy pomocy tych metod opracowuje się tablice normatywne, które służą do ustalania norm pracy. Książkę kończy rozdział o normowaniu pracy w produkcji potokowej. Rozdział ten, dający podstawowe wiadomości teoretyczne o organizowaniu produkcji potokowej ma dużą wartość w okresie Planu 6-letniego, w którym produkcja tego typu ma być szeroko wprowadzona do naszego przemysłu budowy maszyn.

Książka ta jest bardzo dobrym podręcznikiem metody technicznego normowania i powinna być wykorzystana nie tylko w uczelniach, lecz również w całym przemyśle. Powinna stać się ona podstawą dla opracowania podręczników w tych branżach.

W Polsce, normowanie pracy zaczęło się przestawiać na właściwą metodę naukową (techniczne normowanie pracy) już w 1945 r. Wprowadzenie nowej metody przybierało różne nasilenie w różnych branżach i w rozmaity sposób było przenoszone do praktyki i nauczania. Na licznych zjazdach dyskutowano nad tą metodą i przedstawiano jej przewagę nad metodą REFA. Obecnie okres walki już minął i na ogół wszyscy przyjęli metodę radziecką. Pozostała jednak niesystematyzowana nomenklatura, która powoduje duże trudności. Nawet książki wydane przez PWT zawierają różne określenia np.: u Puńskiego „fotografia dnia roboczego“, u Tobczenowa „zobrazowanie czasu pracy“.

W tym stanie rzeczy, praca tłumaczy była bardzo trudna i trzeba przyznać, że wykonali ją dobrze. Należy zwrócić uwagę tylko na kilka określeń:

1. Norma wyrobu — jest niewłaściwym tłumaczeniem „norma wyrobotki“, powinno być „norma produkcji“.

2. Kooperacja — tłumaczona jest jako „roztawienie robotników“ podczas gdy terminem właściwym jest „współdziałanie robotników“.

3. Określenie „obsługa wielowarsztatowa“ jest dosłownym tłumaczeniem „mnogostanocznio obsłużiwanie“; sama praca na obrabiarkach nie da się określić jako obsługa obrabiarki: słowo „obsługa“ oznacza jakąś pracę pomocniczą dotyczącą samej obrabiarki np. zmianę biegów, uruchomienie, smarowanie itp. Określenie „praca na obrabiarkach“ jest szersze i obejmuje także obsługę. Nazwa „warsztat“ określa pomieszczenie, w którym wykonuje się obróbkę, oznacza również stół roboczy, np. warsztat stolarski, a jako określenie maszyny używana jest tylko w przemyśle tkackim. W danym przypadku należy użyć określenia „praca na kilku obrabiarkach“.

4. Chronogramy operacji (str. 63) — powinno być harmonogramy operacji, gdyż tak właśnie nazywa się wykres czynności w funkcji czasu.

Inne usterki tłumaczenia są drobne i nie wpływają na wartość pracy.

Dr inż. Zygmunt Zbichorski.

Jerzy Drażkiewicz — ARYTMETYKA TOLERANCJI I JEJ ZASTOSOWANIE PRZY PLANOWANIU OBRÓBKII SKRAWANIEM — Format A5, str. 64, rys. 55, PWT, Warszawa 1951.

Książka ma charakter poradnika dla techników i wykwalifikowanych rzemieślników. Jest bardzo celowa i odda duże usługi, gdyż częściowo wypełnia lukę między naukowymi wydaniami z tej dziedziny, a praktyką warsztatową. Omawia ona temat, który mo-

że uchodzić za bardzo prosty i znany. W rzeczywistości daje ona proste arytmetyczne podstawy tolerowania, jak również prawidłowego rozplanowania obróbki elementów stolerowanych, przy czym autor słusznie omawia zagadnienia techniczne niezbyt skomplikowane, lecz najczęściej spotykane.

Przechodząc do szczegółowego omówienia książki, nasuwa się spostrzeżenie, że ujęcie § 1 w rozdziale I nie jest zupełnie właściwe. Autor podaje w nim zasady rysunku technicznego i tolerancji, a więc zagadnień szczegółowo rozpracowanych w Polskich Normach, na które niestety nigdzie się nie powołuje; nie podane są również przyjęte układy tolerancji i pasowań. Dział ten natomiast, jako wprowadzenie do dalszej tematyki, powinien być niejako wyjaśnieniem praktycznego stosowania odnośnych norm, co wydaje się tym bardziej konieczne, że autor przeznaczając książkę dla pracowników zatrudnionych w produkcji wielkoseryjnej — a więc takiej, gdzie normalizacja powinna odgrywać podstawową rolę, a tolerowanie opierać się na ustalonych układach.

Autor wprowadza także określenia, często poparte definicjami, przy czym podaje je w formie, która może u czytelnika wyrobić przekonanie, że są to określenia ogólnie obowiązujące. Np. „Wymiar zamykający“, „łańcuch wymiarowy“, „wymiar nastawczy“ itp. Nie wchodzić w słuszność tych określeń pod względem merytorycznym, i pozostawiając ich ustalenie odpowiednim czynnikom, należałoby podawać je jako określenia przyjęte przez autora na podstawie spotykanego zastosowania. Tak również powinny być potraktowane wprowadzone przez autora oznaczenia (symbole) powyższych określeń wymiarowych. W oznaczeniach tych budzi zastrzeżenie celowość wprowadzania podwójnego symbolu S dla wymiarów tolerowanych, które, jak autor nazywa „należy sprawdzić“. Prawidłowe bowiem tolerowanie wymiarów nakazuje każdy wymiar, ważny z punktu widzenia konstrukcji, czy działania mechanizmu określić odchyłkami od wielkości nominalnej. Odchyłki te to tolerancje wykonawcze (w granicach odchyłek pasowania, o ile takie zachodzą). Każdy więc wymiar tolerowany powinien być sprawdzony i sama tolerancja określa go, bez dodatkowego symbolu, jako wymiar, który musi być w sposób pośredni lub bezpośredni sprawdzony. Wprowadzenie zaś dodatkowego symbolu S może sugerować, że mogą istnieć wymiary tolerowane, które nie muszą być sprawdzone — co nie jest słuszne.

Nie można się także zgodzić z twierdzeniem autora, że „jeżeli wymiar ma zasadnicze znaczenie dla działania mechanizmu, sprawdza go sam odbiorca“ (str. 34). Czy odbiorca np. sprawdza dokładność wykonania części samochodu, maszyny do szycia, łożyska kulowego itd? (nie mówię naturalnie o odbiorze wojskowym, jako specjalnym). W planie obróbki powinno być zatem pominięte, jako zupełnie obojętne, zagadnienie, czy dana część będzie odbierana przez odbiorcę czy też nie. Stąd też wniosek, że symbol SO jest nie celowy i nie pedagogiczny.

To samo dotyczy narzędzia. Jeżeli ma ono wykonać wymiar stolerowany, to może być wskazane oznaczenie go symbolem np. N dla podkreślenia, że wymiar przedmiotu ma być uzyskany na gotowo z narzędzia o odpowiednio wykonanym (z tolerancją i odchyłką od wymiaru nominalnego) wymiarze. Będzie to wskaźnikiem do przygotowania takiego narzędzia, oraz do okresowego sprawdzenia jego wymiarów w czasie pracy. To samo dotyczy tzw. przez autora „wymiaru uchwytyowego“, którego definicja niestety nie jest jasna i nie może być zrozumiała dla czytelnika, zwłaszcza, że nie jest zilustrowana odpowiednim rysunkiem uchwytu.

Mówiąc o wymiarach nietolerowanych (str. 35) autor podaje, że dokładność ich wykonania jest określona specjalnymi normami. Niestety właśnie jest odwrotnie: są normy pasowań i tolerancji lecz nie ma norm odchyłek dopuszczalnych wymiarów nietolerowanych. Poszczególne większe zakłady mają dla poszczególnych rodzajów obróbki przepisy wewnętrzne, niestety nieuzgodnione i często bardzo różniące się między sobą.

Książka nie porusza również obróbki skrawającej bardziej dokładnej, jak szlifowanie, docieranie itd. Je-

zeli autor pominął to celowo, należałoby to zaznaczyć w tytule, a przynajmniej w przedmowie. Jeżeli to nie jest przewidziane w najbliższym planie wydawniczym — to należałoby to wprowadzić, ażeby dać pewną całość tematyki.

Nasuwa się także uwaga, że brak jest w książce przykładów na przedmioty, wykonywane w tolerancjach kątowych, które trafiają się dość powszechnie i nasuwają konstruktorom duże trudności. Z tym wiązało by się także zagadnienie gwintów.

Na zakończenie parę uwag co do strony wydawniczej. Książka niestety ma wielką ilość błędów drukarskich, w połowie może objętych erratą. Niekorzystnie także wpływają na sposób czytania przesunięcia rysunków daleko od tekstu związanego, a często na drugą stronę.

Również nieprzyjemne są dla czytelnika miejsca w tekście gdzie jest tak napisane: $tj. ag = 0,173''$ (str. 49) lub „w trójkącie $abc.ac = ab \sin 40^\circ = \dots$ “. Takich niedociągnięć należy w wydawnictwach technicznych stanowczo unikać.

Zastrzeżenia wzbudza również stosowanie małej litery d na określenie różnicy dwóch średnic, oznaczonych przez D_{max} i D_{min} , oraz małej litery r dla analitycznej różnicy dwóch promieni (str. 53 i następne).

inż. A. Szklarzewicz.

Książki nadesłane

Józef Kubaszewski — ZACZEŁO SIĘ NA NABRZEU ARSENAŁ — Biblioteka morskiego Współzawodnictwa i Racjonalizatorstwa — Format A5, str. 27, rys. 6. Wydawnictwa Morskie 1951.

DOBÓR KÓŁ ZMIANOWYCH — Pomocnicze tablice liczbowe — praca zbiorowa — Format B6, str. 206, rys. 1, tablic 3, PWT, Warszawa 1951. Cena zł 13.40.

Książka stanowi pomoc przy doborze kół zmianowych dla obrabiarek specjalnych. Zawiera ona w tablicy pierwszej 12 000 ułamków zwyczajnych i odpowiedników w postaci ułamków dziesiętnych z dokładnością do 8 miejsc; w tablicy drugiej podano czynniki proste na jakie rozłożyć można liczby od 4 do 10 123.

Książka zawiera ponadto objaśnienia i przykłady korzystania z tablic; przeznaczona jest dla rzemieślników i techników warsztatowych.

Mgr inż. Józef Pilarczyk — KURS SPAWANIA ELEKTRYCZNEGO W PYTANIACH I ODPOWIEDZIACH — Format B6, str. 123, rys. 62. PWT, Warszawa 1951. Cena zł 7.—.

Praca ta zawiera zbiór pytań i odpowiedzi z zakresu podstawowych wiadomości wymaganych przy spawaniu elektrycznym. Jest ona przeznaczona dla uczestników kursów spawania elektrycznego, uczniów szkół technicznych, techników i spawaczy.

Instytut Techniki Budowlanej — INSTRUKCJA O PROWADZENIU ROBÓT MUROWANYCH ZIMĄ — wyd. III — Format A5, str. 27, tablic 5. PWT, Warszawa 1951. Cena zł 1.40.

Instytut Techniki Budowlanej — INSTRUKCJA WYKONYWANIU ROBÓT BUDOWLANYCH W CIEPLAKACH — wyd. III — Format A5, str. 19, tablic 5. PWT, Warszawa 1951. Cena zł 1.10.

Mgr inż. Zygmunt Dobrowolski — Główny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej — KAŻDY MOŻE I POWINIEN KORZYSTAĆ Z DOKUMENTACJI NAUKOWO-TECHNICZNEJ — Format A5, str. 62, rys. 13. PWT, Warszawa 1951. Cena zł 3.—.

Broszura przeznaczona jest dla wszystkich interesujących się postępowaniem techniki niezależnie od poziomu wykształcenia lub specjalności czytelnika. Racjonalizatorzy, robotnicy, technicy, mistrzowie oraz inżynierowie z zakładów przemysłowych i biur konstrukcyjnych, z przedsiębiorstw i urzędów znajdują w broszurze potrzebne im informacje, dotyczące istoty i przeznaczenia dokumentacji naukowo-technicznej oraz wskazówki jak należy z tej dokumentacji korzystać.

Główny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej — WYKŁAD Z DOKUMENTACJI NAUKOWO-TECHNICZNEJ. Praca zbiorowa. — Format A5, str. 144, rys. 21. PWT, Warszawa 1951. Cena zł 11.—.

Praca jest pionierską próbą przedstawienia teorii, metodyki i praktyki zagadnień dokumentacji naukowo-technicznej. Przeznaczona jest zarówno dla opracowujących, jak dla użytkowników dokumentację i może być również wykorzystana do kształcenia kadr dokumne-

Inż. Bolesław Sperski i inż. Ludwik Obidowicz — PORADNIK KOKSOCHEMIKA — tom II, zeszyt 1 — Format A5, str. 300, rys. 130, tablic 60. PWT, Katowice 1951. Cena zł 45.—.

Praca obejmuje zbiór wiadomości teoretycznych i praktycznych z zakresu koksownictwa, gazownictwa, półkoksowania, zgazowania paliw stałych, reakcyjności paliw stałych, przerobu surowej smoły i surowego benzolu, materiałów ogniotrwałych oraz podaje wytyczne do projektowania najważniejszych aparatów i urządzeń koksowniczych. Ponadto dział ogólny zawiera szereg przeważnie tabelarycznie ujętych najważniejszych danych cyfrowych i wiadomości potrzebnych koksochemikom, a dział informacyjny — przewodnik po polskiej literaturze koksochemicznej.

Oprócz opisów procesów technologicznych praca podaje dużo praktycznych wskazówek prowadzenia ruchu zakładów. Książka ze względu na sposób ujęcia i treść może służyć jako podręcznik zarówno dla inżynierów i techników ruchowych jak i dla studiujących chemiczną przeróbkę węgla w szkołach technicznych, a nawet dla naukowców.

Prof. mgr inż. Wacław Lesiecki — TRANSPORT KOPALNIANY. Część I. Odstawa urobku — Format B5, str. 718, rys. 833, tablic 71. PWT, Katowice Cena zł 130.—.

Książka opisuje urządzenia odstawy urobku w kopalniach ze szczególnym uwzględnieniem kopalń węgla, zawiera obliczenia tych urządzeń, informuje o zasadzie ich działania i zastosowaniu w różnych warunkach kopalnianych. Poza tym zestawia ich usterki, wyjaśnia przyczyny powstania tychże oraz podaje sposoby ich usuwania.

Książka przeznaczona jest do użytku inżynierów ruchu oraz uczniów wyższych szkół górniczych.

W. Własow — LAMPY ELEKTRONOWE — tłumaczył z rosyjskiego prof. dr inż. Janusz Groszkowski — Format B5, str. 584, rys. 455, tablic 38. PWT, Warszawa 1951. Cena zł 78.—.

Książka obejmuje całość zagadnień dotyczących lamp elektronowych wysokopróżniowych i gazowanych (jonowych) stosowanych zarówno w radiotechnice jak i w wielu innych dziedzinach techniki. Omówiona została w niej budowa, teoria i działanie oraz zasada prawidłowego wykorzystywania lamp elektronowych, łącznie z lampami specjalnymi na mikrofałę (klistrony, magnetrony) oraz elektronowymi przyrządami promieniowymi i fotoelektrycznymi (oscylloskopy, lampy telewizyjne, fotoelementy). Książka jest przeznaczona dla inżynierów oraz studentów wyższych szkół technicznych; mogą z niej korzystać technicy i słuchacze szkół technicznych.

Adam Tadeusz Troskoleński — HYDROMECHANIKA TECHNICZNA. Tom I; Hydromechanika racjonalna — Format B5, str. 352, rys. 90. PWT, Warszawa 1951. Cena zł 40.—.

Książka stanowi pierwszy tom 3-tomowego dzieła pt. „Hydromechanika techniczna“ obejmujący hydrostatykę, dynamikę cieczy doskonałej i dynamikę cieczy rzeczywistych. Książka przeznaczona jest dla inżynierów-mechaników, konstruktorów przyrządów i maszyn wodnych oraz dla inżynierów-hydrotechników, projektujących zakłady o sile wodnej i inne budowle wodne. Książka może oddać usługi pracownikom instytutów naukowo-badawczych i studentom wyższych szkół technicznych.

Kronika

KURS PLANOWANIA WEWNĄTRZ ZAKŁADOWEGO

Komisja Szkoleniowa SIMP zorganizowała we własnym Ośrodku Szkoleniowym w Warszawie przy ul. Mickiewicza 9, kurs z dziedziny planowania wewnątrz zakładowego. Powyższy kurs należy potraktować jako próbę postawienia tego tak aktualnego zagadnienia w akcji szkoleniowej. Przyznać należy że wykłady nie stanowiły pełnej zemkniętej całości z powodu zbyt małej ilości godzin wykładowych jak i ogólnego ujmowania tematu.

Na program kursu złożyły się następujące wykłady:

1. Planowanie ekonomiczne i planowanie wewnątrz zakładowe — *dr inż. Z. Zbichorski*;
2. Planowanie produkcji w kuźni — *inż. Z. Wasiu-nyk*;
3. Planowanie produkcji w odlewni — *inż. St. Komorowski*;
4. Planowanie produkcji w oddziale obróbki mechanicznej indywidualnej i małoseryjnej — *inż. J. Porejko*;
5. Planowanie produkcji w oddziale obróbki mechanicznej wielkoseryjnej i masowej — *inż. J. Tuszyński*;
6. Planowanie montażu obrabiarek — *inż. S. Grochalski*;
7. Praca dyspozytora — *inż. J. Bursche*;
8. Wpływ planowania wewnątrz zakładowego na długości cyklu produkcyjnego — *dr inż. Z. Zbichorski*.

Wśród uczestników kursu było około 20% inżynierów i 50% techników. Poziom kursu średni.

Na przyszłość wysuwają się następujące wnioski:

1. Ilość wykładów i ćwiczeń obliczona winna być na 120 godz.
2. Kurs powinien być całodzienny i połączony z ćwiczeniami praktycznymi.
3. Wykładany materiał powinien być ujęty w skrypty.

Komisja szkoleniowa SIMP przystąpiła do opracowania tak projektowanego kursu planowania wewnątrz zakładowego, który odbędzie się w I kwartale 1952 r. S. G.

MIKROSKOP POLSKIEJ PRODUKCJI

Załoga Polskich Zakładów Optycznych w Warszawie realizując jedno ze swych zobowiązań podjętych dla uczczenia 10 rocznicy powstania Polskiej Partii Robotniczej, wykonała prototyp nowoczesnego mikroskopu M-440. Projekt mikroskopu opracował *inż. Jerzy Kun-keł*.

Nowy typ mikroskopu, dzięki uproszczeniu konstrukcji, daje oszczędność w produkcji ok. 360 tys. zł

rocznie, w stosunku do produkcji dawnego typu. Ponadto uproszczenia konstrukcyjne pozwolą również na poważne oszczędności w zużyciu materiałów.

Mikroskop M-440 przystosowany do nasadek dwu- i jednookularowych, powiększa ponad 2 tys. razy. Pierwszą serię tego typu mikroskopów wypuszczą Polskie Zakłady Optyczne jeszcze w b. r.

GABINET TECHNICZNY

W dniu 3 stycznia Warszawska Rada Związków Zawodowych i Okręgowa Rada Związków Zawodowych przy współudziale komisji społecznej dla współpracy naukowców z robotnikami otworzyły Gabinet Techniczny. Gabinet ten mieści się w gmachu WRZZ przy ul. Nowy Jazd 1.

Zadaniem nowootwartego gabinetu jest koordynowanie pracy i pomoc klubom racjonalizatorów, popularyzacja ich osiągnięć, prowadzenie kursów i wymiany doświadczeń, organizowanie pokazów i wystaw. Ponadto zadaniem gabinetu będzie współpraca z poradnią dla racjonalizatorów przy Politechnice Warszawskiej oraz organizowanie spotkań z przedstawicielami nauki i techniki.

NOWOCZESNA FABRYKA MASZYN ŻNIWNYCH

W Starołęce pod Poznaniem powstaje nowy obiekt przemysłowy Planu 6-letniego: nowoczesna fabryka maszyn żniwnych. Prace wstępne przy budowie fabryki rozpoczęto w końcu III kwartału ub. r. W chwili obecnej wykonywane są roboty fundamentowe.

Nowy obiekt przemysłowy zbudowany będzie na podstawie dokumentacji technicznej opracowanej przez inżynierów radzieckich. Fabryka maszyn żniwnych zostanie wyposażona w najnowocześniejsze agregaty i urządzenia, których dostarczy nam w przeważającej ilości Związek Radziecki.

SAMOCHÓD OSOBOWY M-20 „WARSZAWA“

Cztery pierwsze polskie samochody osobowe M-20 „Warszawa“ przebyły pomyślnie próby techniczne w terenie. 10-dniowa jazda próbna, na trasie 2000 kilometrów, obejmowała tereny płaskie i góryste. Samochody przejechały całą trasę bez defektu wykazując wysoki poziom sprawności silnika oraz wszystkich urządzeń. Samochód zużywał średnio na całej trasie 12,8 l benzyny na 100 km, a na terenach górzyszych 13,5 l.

66 MILIONÓW OSZCZĘDNOŚCI

W ciągu pierwszych 10 miesięcy 1951 r., załogi zakładów przemysłu ciężkiego zgłosiły ponad 18 tysięcy projektów racjonalizatorskich. Zastosowane pomysły dadzą przemysłowi w ciągu roku około 66 milionów złotych oszczędności.

UWAGA! Siedziba redakcji „Przeglądu Mechanicznego“ znajduje się obecnie przy ul. Czackiego 3/5, Dom Technika IV p., pokój 19 A. Tel. 8-95-10, wewn. 48

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

PRZEGLĄD BIBLIOGRAFICZNY MECHANIKI

OPRACOWANY PRZEZ OŚRODKI DOKUMENTACJI
GŁÓWNEGO INSTYTUTU MECHANIKI

DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „PRZEGLĄD MECHANICZNY”

ROCZNIK 3

WARSZAWA, LUTY 1952

NR 2

OŚRODEK DOKUMENTACJI KONSTRUKCJI MECHANICZNYCH

C — MASZyny I SPRZĘT BUDOWLANy

C7 — Maszyny do robót w zaprawie i robót wykańczających

1 C7 69.658.542:658.51:690.025 B3—2.52

Atajew S. S. **Nowe ujęcie organizacyjne robót wykańczających.** „Nowaja forma organizacii otdielocznykh rabot”. Stroit. promyszl', Moskwa, mies., t. 29, nr 4, kwiec. 51, s. 24, A4, 2,5 str., 3 fot. — Przykład nowego ujęcia organizacji robót wykończeniowych budynków mieszkalnych przez scalenie brygad specjalistów poszczególnych robót. Charakterystyka techniczna specjalnego wyposażenia, odśrodkowego miotacza zaprawy, pompy do zaprawy, składanych rusztowań z rur itd. Wykazano celowość organizacji przez wzrost wydajności, polepszenia jakości i terminowości prac.

2 C7 691.53:691.55:693.6 B3—2.52

Iwjanskij G. B., Nejman Ja. M., Ruffiel N. A. **Mechaniczne przepompowywanie zapraw gipsowo-wapiennych bez stosowania opóźniaczy.** „Pieriekacziwanie priamotocznykh rastworonososami mechanicheskawo deistwija izwiestkowo-gipsowykh rastworów bez zaniedlitiolej schwatywanja”. Stroit. promyszl', Moskwa, mies., t. 29, nr 5, maj 51, s. 8, A4, 2,5 str., 3 rys., 1 tab. — Dotychczasowe metody prac z zaprawą gipsowo-wapienną. Stosowanie opóźniaczy. Aparaty natryskowe. Prace badawcze WNIOMS. Właściwości zapraw gipsowo-wapiennych, poddanych ponownemu przemieszaniu. Wpływ zawartości gipsu na szybkość wiązania zapraw. Zachowanie się zapraw gipsowo-wapiennych podczas mechanicznego przepompowywania. Zestawienie wyników doświadczeń. Wnioski.

3 C7 621.929:693 B3—2.52

Iwjanskij G. B., Nejman Ja. M., Ruffiel N. A. **Mieszarka do zapraw o ruchu ciągłym z bębnowo-skrabakowym zasilaczem.** „Rastworomieszalka nieprierywnawo deistwija s barabanno-skriebkowym pitatiem”. Mechaniz. Stroit., Moskwa, mies., t. 8, nr 5, maj 51, s. 25, A4, 2 str., 1 fot., 3 rys. — Opis mieszarki do zapraw o ruchu ciągłym z bębnowo-skrabakowym zasilaczem, skonstruowanej przez autorów w związku z pracami nad zespołową mechanizacją robót w zaprawie Centralnego Laboratorium WNIOMS. Charakterystyka techniczna, wymiary gabarytowe, wskaźniki wydajności oraz rysunki mieszarki.

C8 — Maszyny do budowy i utrzymania nawierzchni drogowych

4 C8 625.7:625.8:625.700.25 B3—2.52

Fiodorow W. T. **Rozwój budownictwa maszyn drogowych.** „Razwitiye dorozhnowo maszynostrojienja”. Mechaniz. Stroit., Moskwa, mies., t. 8, nr 6, czerw. 51, s. 20, A4, 4 str., 8 fot. — Mechanizacja budownictwa drogowego. Rozbudowa, modernizacja i specjalizacja fabryk. Centralizacja prac badawczych i konstrukcyjnych. Unowocześnienie konstrukcji i zwiększenie wydajności maszyn. Maszyny do robót ziemnych, do nawierzchni drogowych oraz do konserwacji i remontu dróg. Rejonowe stacje maszynowe. Maszyny do robót melioracyjnych. Dalsze perspektywy rozwojowe.

5 C81 656.225:624:625.42 B3—2.52

Abramson Ch. I. **Stosowanie pojemników przy obetonowywaniu rdzenia tunelu.** „Kontejnierzaczka nagnieta-

nja za obdiełku tunniela”. Mechaniz. Stroit., Moskwa, mies., t. 8, nr 5, maj 51, s. 23, A4, 2 str., 6 rys. — Omówienie sposobu wypełniania betonem przestrzeni, przez wtłaczanie betonu pod ciśnieniem. Opis sprzętu używanego do tego celu, a zwłaszcza konstrukcji pojemników, z których następuje przetłaczanie betonu. Schematy instalacji.

6 C81 622.24:621.316 B3—2.52

Kuczinskij B. A. **Maszyna wiertnicza BI-7.** „Burowaja maszina BI-7”. Mechaniz. Stroit., Moskwa, mies., t. 8, nr 5, maj 51, s. 28, A4, 0,5 str., 1 tab. — Opis maszyny wiertniczej, zmontowanej na ciągnikach gąsiennicowych, do wiercenia otworów o średnicy 0,4—1,7 m na głębokość 1,7—2,2 m w gruntach I—III kategorii dla linii łączności i sieci elektrycznych. Charakterystyka techniczna i wskaźniki wydajności dla maszyn wiertniczych, produkowanych przez fabrykę Sietmasz w Charkowie.

J — MASZyny ROLNICZE

7 J 631.3:658.5:658.561 B3—2.52

Majat A. S. **Produkcja potokowa maszyn rolniczych.** „Proizwodstwo sielskochozjajstwiennykh maszyn pieriwoditsia na potok”. Mechaniz. trudoj i tiaż. rabot., Moskwa, mies., t. 5, nr 6, czerw. 51, s. 44, A4, 5 str., 8 fot. — Reorganizacja fabryki maszyn rolniczych. Zwiększenie produkcji i wydajności, zmniejszenie robocizny i kosztów wyrobu. Reorganizacja odlewni żeliwa. Mechanizacja formowania i transportu. Potokowa organizacja ciągarń. Przebieg obróbki drewna. Montaż potokowy na przenośnikach. Półautomaty montażowe podzespołów.

K — MASZyny I URZĄDZENIA PRZEMYSŁU CIĘŻKIEGO

K1 — Maszyny i urządzenia dla przemysłu górniczego

8 K1 622.331:658.27 B3—2.52

Bausin A. F. **Osiągnięcia i perspektywy przemysłu torfowego.** „Dostizienja i pierspektiwy torfianoj promyszlennosti Min. Elektrostancij”. Mechanizacja 1950 r. Charakterystyka i normy wydobywania maszyn trudoj i tiaż. rabot., Moskwa, mies., t. 5, nr 4, kwiec. 51, s. 8, A4, 5 str., 6 fot. — Wydobywanie torfu metodami frezowania, czerpania i hydromechanizacji. Zespoły maszyn do frezowania. Pneumatyczny kombajn P.U.M. Nowe pompy do torfu. Racjonalizacja rozlewisk. Zmechanizowanie przekładania torfociągów. Przepompowywanie hydrotorfu. Mechanizacja przeładunku i ekspedycji. Perspektywy rozwojowe. Polepszenie jakości torfu. Całkowite wykorzystanie torfowisk. Chemiczna przeróbka torfu.

9 K1 662.81:622.331:658.27:658.54 B3—2.52

Chaługa A. K., Wiebier R. Ja. **Wzorowa brykietniarnia torfu Tootsi.** „Torfobrikietnoje priedpriatje Tootsi pieriwypolnijo zadanie piatiletniewo plana”. Mechaniz. trudoj i tiaż. rabot., Moskwa, mies., t. 5, nr 4, kwiec. 51, s. 12, A4, 3 str., 1 fot., 1 rys., 3 tab. — Opis wzorowej brykietniarni torfu Tootsi w Est. S.R.R. Osiągnięcia produkcyjne w pięcioletce 1946—1950 r. Wydobywanie torfu metodą frezowania. Porównanie maszyn typu FTK i MPF-4. Charakterystyka i normy wydobywania maszyn FTK. Elektryfikacja transportu. Brykietniarnia. Normy wydajności. Zamierzenia inwestycyjne i organizacyjne. Całkowita mechanizacja.

K — MASZYNY I URZĄDZ. PRZEM. CIĘŻKIEGO c. d.

10 KI 622.331:658.27 B3—2.52
 Diużyn W. I. **Zespół maszyn do wydobycia torfu metodą frezowania.** „Rabota kompleksa maszin po dobyczy friezarnowo torfa“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 3, marz. 51, s. 39, A4, 4 str., 4 rys., 5 tab. — Zespół maszyn do wydobycia torfu metodą frezowania stosownie do projektu WNIITP: 2 frezarki bębnowe FD-4; 3 spulchniarki WMF-2, 1 ugniataрка wałkowa WMF-2, 2 równiarko-zbierarki UMPF-4 i 1 lub 2 maszyny do układania torfu OF-3. Podano wyniki doświadczalnej eksploatacji torfowisk w Jarosławskim w latach 1949—1950. Doświadczenia te pozwoliły na skorygowanie dotychczasowych norm wydajności i ustalenie ilościowego stosunku maszyn, stanowiących zharmonizowany zespół.

11 KI B3—2.52
 621.869:622.34:622.333:656.225.658.54:658.58

Iwaczenco N. K. **Likwidacja ręcznego przeładunku w żdanowskim porcie.** „W Żdanowskim porcie na pogru-zoczno-razgruzocznych robotach likwidirujetsia rucznoj trud“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 6, czerw. 51, s. 41, A4, 3 str., 4 fot., 2 tab. — Przeładunek rudy manganowej żurawiami chwytakowymi. Osiągnięcia racjonalizatorów. Przeładunek węgla w pojemnikach za pomocą żurawi gąsienicowych. Konserwacja i remont profilaktyczny urządzeń przeładunkowych. Przenośniki dla węgla z urządzeniem zasilającym typu „frezarskiego“. Chronometraż czynności przeładunkowych i ustalenie najlepszych przebiegów pracy.

12 KI 622.23/223 B3—2.52

Jefriemow G. A. **Maszyna do bielienia wyrobisk górniczych.** „Nowaja maszyna dla pobielki gornych wyrobok“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 4, kwiec. 51, s. 48, A4, 0,5 str., 1 fot. — Opis prototypu maszyny do bielienia metodą opryskiwania wyrobisk górniczych, wykonanego przez Kijowski Instytut Gipropogoromizstroj Ministerstwa Przemysłu Węglowego. Charakterystyka techniczna, wymiary gabarytowe i wydajność.

13 KI 622.233:622.27 B3—2.52

Jegurnow G. P. **Ulepszanie technologii i mechanizacji odkrywkowego wydobycia węgla.** „Puti uluczszenia tiechnologii i miechanizacji ugolnych razriezow“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 5, maj 51, s. 20, A4, 3,5 str., 4 rys., 1 tab. — Rozwój odkrywkowego wydobycia węgla w ZSRR. Zwiększenie stopnia mechanizacji robót odkrywkowych. Tabor maszynowy: koparki, przenośniki, transport kolejowy, samochodowy i elektryczny. Zmechanizowane przekładnie torów kolejowych. Schematy organizacji robót odkrywkowych. Polepszenie wskaźników wydajności. Wzbogacanie węgla. Dalsze perspektywy rozwojowe.

14 KI 662.81:622.331:658.27:658.561 B3—2.52

Kunickij W. P. **Zamierzenia przemysłu torfowego B.S.S.R.** „Blizajszije zadaczi torfialnoj promyszlenosti B.S.S.R.“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 4, kwiec. 51, s. 15, A4, 1,5 str., 2 tab. — Omówienie wydajności i stopnia mechanizacji osiągniętych przy eksploatacji torfowisk B.S.S.R. w roku 1950. Prace badawcze Instytutu Torfu Akademii Nauk B.S.S.R. Postępy mechanizacji. Budowa brykietarni. Zamierzenia inwestycyjne i organizacyjne.

15 KI 622.233:658.54:658.561 B3—2.52

Martynienko A. T., Entiel A. W. **Kombajny „Donbas“ w szybach kuźnieckiego zagłębia węglowego.** „Kombajny „Donbas“ na szachtach Kuznieckawo bassejna“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 4, kwiec. 51, s. 35, A4, 4 str., 2 rys., 3 tab. — Doświadczenie poszczególnych zespołów roboczych. Zmiany konstrukcji wrębniaka. Zwiększenie mocy silnika ładowarki. Ustalenie właściwych harmonogramów oraz norm wydajności. Realizacja rytmicznej

pracy „cykl na dobę“. Wzrost wskaźników wydajności. Możliwości dalszego postępu w świetle chronometrażu. Specjalizacja brygad. Łączenie specjalności.

16 KI 622.233:622.333:658:561 B3—2.52

Matonin P. K. **Zespołowa mechanizacja i praca cykliczna w kopalni węgla nr 31. w Karagandzie.** „Kompleksnaja miechanizacja dobyczy ugla i ciklicznaja rabota na szachtie nr 31 Karagandy“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 3, marz. 51, s. 32, A4, 3 str. 2 fot., 3 rys., 2 tab. — Dwa kierunki mechanizacji kombajnami lub maszynami wykonującymi poszczególne operacje. Omówienie i ocena posiadanych maszyn. Pomysły racjonalizatorskie. Organizacja i elektryfikacja transportu. Zwiększenie wydajności pracy. Dalsze zamierzenia. Zespołowa mechanizacja i wprowadzenie cyklicznej pracy.

17 KI 622.331:658.27 B3—2.52

Semienskiej J. P., Sokołow A. A. **Maszyna do warstwowego wydobywania torfu — typ MPDK.** „Maszyna dla poslojnoj dobyczy kuskowowo torfa-MPDK“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 3, marz. 51, s. 43, A4, 2 str., 1 fot., 3 rys. — Opis doświadczalnej maszyny do wydobywania torfu na małych i częściowo średnich torfowiskach. Maszyna po ścięciu górnej warstwy gruntu, wydobywa torf za pomocą frezowania, przerabia go w śrubowym gniotowniku i układa uformowany torf w postaci wstęgi. Pracuje ona z ciągnikiem ST3-NATI. Podano szczegółowy opis techniczny, schematy konstrukcji, a także normy wydajności.

18 KI 622.331:658.27 B3—2.52

Sinicy N. A. **Zespołowa mechanizacja eksploatacji torfowisk.** „O pieriewodzie torfopriedpriatij na kompleksnuju miechanizaciju“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 4, kwiec. 51, s. 5, A4, 3 str. — Upowszechnienie postępowych metod frezowania, czerpania i hydromechanizacji. Zespoły maszyn do frezowania torfu. Mechanizacja robót pomocniczych i transportowych. Program prac konstrukcyjnych i badawczych. Doskonalenie technologii wydobycia. Przeróbka torfu. Brykietowanie. Mechaniczne suszenie. Urządzenia laboratoryjne i kontrole.

19 KI 622.331:621.869:621.34:658 B3—2.52

Spieranskij A. A., Andrzejewskij A. M. **Wzrost technicznego wyposażenia torfowisk w Orichowie.** „Nieprierywno rastiot tiechniczeskaja wooruzennost' Orichowskowo torfopriedpriatja“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 6, czerw. 51, s. 28, A4, 3 str., 4 fot. — Wydobycie torfu metodą hydrauliczną (hydrotorf). Pompy do wydobycia i przepompowywania torfu na dowolną odległość. Zmechanizowanie przekładania rur torfociągu. Mechanizacja formowania i suszenia. Transport i przeładunek torfu. Maszyna do przekładania torów kolejek. Prace przygotowawcze i pomocnicze na torfowiskach. Elektryfikacja urządzeń. Powtórna eksploatacja dawnych wyrobisk.

20 KI 622.233:658.561 B3—2.52

Tiszczenko N. A., Luboszczinskij D. M. **Zespołowa mechanizacja wydobycia węgla.** „Primienienie kompleksnoj miechanizacji dobyczy ugla“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 5, maj 51, s. 17, A4, 2 str., 2 rys., 2 tab. — Opis zastosowania zespołowej mechanizacji wydobycia węgla w szybach kombinatu Karagandaugol. Wyszczególniono maszyny i urządzenia oraz metody pracy, a także wykazano konieczność adaptacji wrębniaków. Podano dane, dotyczące zwiększenia wskaźników wydajności oraz polepszenia cykli w pracy. Przytoczono program zamierzonej mechanizacji robót przygotowawczych.

21 KI 622.233:658.561 B3—2.52

Wychodcew N. M. **Praca kombajna węglowego PK-2M.** „Kombajn PK-2M na szachtie nr 33“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 5, maj 51, s. 19, A4, 1 str., 2 tab. — Zastosowanie kom-

K — MASZyny I URZĄDZ. PRZEM. CIĘŻKIEGO c. d.

bajnu węglowego PK-2M do prowadzenia chodników węglowych, wykonanego przez Fabrykę Budowy Maszyn w Kopi. Harmonogram pracy, obsada, metody wydobywania oraz osiągnięte wskaźniki wydajności.

22 K1 622.331:658.27/28 B3—2.52

Doskonalenie metod wydobywania torfu. „Sowierszenstwowat' processy dobyczy torfa“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 4, kwiec. 51, s. 17, A4, 2 str. — Wyniki Wszechzwiązkowej Narady Pracowników Przemysłu Torfowego, poświęconej zagadnieniom eksploatacji torfowisk. Działalność badawcza WNIITP. Projektowanie nowych maszyn. Program prac konstrukcyjnych. Dążenie do całkowitej mechanizacji. Racjonalizacja czynności pomocniczych, transportu i załadunku. Drenowanie. Karczowanie. Perspektywy chemicznej i cieplnej przeróbki oraz gazyfikacji torfu.

23 K1:L3 33:690.025:622.333:624.132:658.561 B3—2.52

Wjatkin A. Je. **Stalinowski program mechanizacji pracy.** „Stalinskaja programma miechanizacji truda“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 6, czerw. 51, s. 5, A4, 5 str. — Mechanizacja najcięższych prac: przemysłu leśnego, budownictwa, kopalnictwa, transportu, czarnej metalurgii. Wzrost produkcji maszyn. Zwiększenie wydajności pracy. Osiągnięcia dwóch pięciolatek przedwojennych. Przemysł w okresie wojennym. Zadania pięcioletki powojennej. Zwiększenie zasięgu mechanizacji i jej środki. Działalność wybitnych techników i stachanowców. Zespołowa mechanizacja. Automatyzacja przebiegów produkcyjnych. Elektryfikacja. Powszechny wzrost kwalifikacji personelu. Wielkie budowle komunizmu.

K2 — Maszyny i urządzenia dla przemysłu hutniczego

24 K2 658.28:658.5:658.51 B3—2.52

Fomienko N. M. **W walce o całkowite wyzyskanie wyposażenia technicznego huty im. F. Dzierżyńskiego.** „Zawod nastojcziiwo borietisia za boleje pełnoje ispolzowanie oborudowanija“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 6, czerw. 51, s. 34, A4, 3 str., 4 fot. — Przedterminowe wykonanie pierwszej powojennej pięcioletki. Wskaźniki techniczne wykonania planu. Wyniki stosowania pomysłów racjonalizatorskich. Przykłady mechanizacji oddziałów hutniczych: załadunek pieców wielkich i martenowskich, remonty pieców martenowskich, automatyzacja sterowania pieców. Automatyzacja transportu półfabrykatów w walcowni stali. Mechanizacja przeładunku i transportu wewnętrznego huty. Stosowanie pojemników. Osiągnięte efekty. Zamierzenia dalszej mechanizacji.

25 K2 621.869:669:621.867 B3—2.52

Kasjanow S. F. **Zespołowa mechanizacja robót przeładunkowych w Kuźnieckim Hutniczym Kombinacie im. Stalina.** „Kompleksnaja miechanizacja pogruzoczno-razgruczonych robot na kuznieckom metalurgiczeskom kombinacie im. Stalina“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 5, maj 51, s. 34, A4, 5 str., 4 fot. 1 rys. — Przewoźny opróżniacz wagonów „Kuzbass“. Zgarniacze do wyładunku rudy żelaznej i kamienia wapiennego. Mechanizacja wewnętrznego transportu sypkich materiałów. Mechanizacja gospodarki drewnem i węglem. Przeładunek żeliwa. Załadunek magnezytu. Mechanizacja wywozu i topienia śniegu. Racjonalizacja ważenia i sortowania wagonów. Efekty oszczędnościowe i zmniejszenie robocizny.

K3 — Maszyny i urządzenia dla przemysłu metalowego

26 K3 621.791:693.554 B3—2.52

Kriuczukow A. I. **Mechanizacja montażu konstrukcji metalowych.** „Miechanizacja sborki metaliczeskich konstrukcij“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 4, kwiec. 51, s. 46, A4, 1,5 str., 1 rys. — Opis śrubowo-zaciskowego przyrządu

spawalniczego do węzłów konstrukcji budynków wysokościowych, wykonanego przez Zakłady Dniepropietrowskie im. Mołotowa. Przyrząd jest uniwersalny i pozwala na spawanie węzłów w układzie litery H, o dowolnych wymiarach elementów. Podano zwymiarowany rysunek i charakterystykę przyrządu.

27 K3 621.436 B3—2.52

Pulmanow N. W. **Diesel T—112.** „Diezel T—112“. *Miechaniz. stroit.*, Moskwa, mies., t. 8, nr 4, kwiec. 51, s. 12, 2,5 str., 3 rys., 1 tab. — Opis silnika spalinowego czterotaktowego dwucylindrowego Diesela typ T—112, o mocy 32 KM przy 1200 obr/min., wykonanego przez Andizańską fabrykę Ministerstwa Budownictwa Maszyn Budowlanych i Drogowych podług projektu laboratorium energetyki Strojdomaszu. Silnik przeznaczony jest do napędu maszyn budowlanych i drogowych. Podano rysunki silnika w przekroju, szczegółową charakterystykę techniczną i wymiary gabarytowe, jak również tablice porównawcze wskaźników technicznych, w zestawieniu z innymi silnikami tego typu.

L — MASZyny I URZĄDZENIA PRZEMYSŁU LEKKIEGO

L3 — Maszyny i urządzenia dla przemysłu drzewnego i leśnictwa

28 L3 634.982.5:658.28.658.54 B3—2.52

Abramow S. A. **Zwózka dłużyc ciągnikami po oblodzonych drogach.** „Wywózka lesa w chłystach po traktor-nym ledianym dorogam“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 4, kwiec. 51, s. 39, A4, 2,5 str., 4 fot., 1 rys. — Opis zastosowanego przez brygadę naukowców Północnego Oddziału ONIIME pod kierownictwem A. M. Szabaszewa, załadunku i zwózki dłużyc w zmechanizowanej porębie Pukszena trustu Dwinolles. Omówiono metody pracy i niezbędny sprzęt. Podano osiągnięte wskaźniki wydajności, a także wnioski na przyszłość.

29 L3 634.982:658.28 B3—2.52

Babickij G. M. **Zespołowa mechanizacja przemysłu leśnego przy wywozie drewna samochodami.** „Kompleksnaja miechanizacja lesozagotowok pri awtomobilnoj wywozkie“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 3, marz. 51, s. 19, A4, 4 str., 2 rys., 3 tab. — Opis wzorowej organizacji punktu leśnego trustu Lenles, zrationalizowanego i zmechanizowanego w porozumieniu z Akademią Techniki Leśnej im. Kirowa. Podano wykaz wyposażenia mechanicznego punktu i metody jego użytkowania. Przytoczono przykład planowania potokowej organizacji eksploatacji działki leśnej z przebiegiem operacyjnym i normami wydajności.

30 L3 634.982:634.982.5:658.561 B3—2.52

Dolinin P. I. **Samochodowa zwózka drzew z nieobciętymi koronami.** „Wywózka na awtomobilach dieriew-jew s nieobrublennymi kronami“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 3, marz. 51, s. 23, A4, 1,5 str., 3 fot., 1 tab. — Zwózka drzew z nieobciętymi koronami — istotną cechą nowej technologii eksploatacji drewna metodą potokową. Praca na porębie na trzy zmiany. Zwózka w nocy przy sztucznym świetle. Metody załadunku i zwózki. Przebieg operacyjny potoku. Wyposażenie maszynowe. Wskaźniki wydajności.

31 L3 634.982.54:621.86 B3—2.52

Jakowlew G. D. **Zastosowanie wciągarok i ciągników przy spławie drewna luzem.** „Primienienje lebiódok i traktorow na molewom spławie lesa“. *Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 3, marz. 51, s. 24, A4, 3,5 str., 3 rys., 1 tab. — Spław luzem jako podstawa transportu wodnego drewna. Pracochłonność tego systemu. Trudności z powodu braku dostatecznej regulacji rzek. Tworzenie się zatorów. Prace CNIILes'u i Ministerstwa Przemysłu Leśnego ZSRR nad mechanizacją rozładunku zatorów. Przykła-

L - MASZYNY I URZĄDZ. PRZEM. LEKKIEGO c. d.37 L3

634.98.002.5:634.982.5

B3—2.52

dy zastosowania normalnych wciągarek i ciągników do tych prac.

32	L3	634.9:658.27/28:658.561:658.3	B3—2.52
----	----	-------------------------------	---------

Kalinow F. M. **Zespołowa mechanizacja przemysłowego gospodarstwa leśnego.** „Suszongierskij lespromchoz zawiera szajet kompleksnuju miechanizaciju lesozagotowok“. Miechaniz. trudoj. i tiaz. rabot, szpalta 10

Z. 801 Przegląd Bibliograf. Mech. 27.10 J. Maksam m 4 Moskwa, mies., t. 5, nr 6, czerw. 51, s. 37, A4, 4 str., 3 fot., 2 rys., 6 tab. — Wyposażenie maszynowe. Wykonanie planu mechanizacji. Wskaźniki zmechanizowania pracy. Wzrost wydajności. Zmniejszenie pracy ręcznej. Unowocześnienie metod pracy. Produkcja potokowa. Ulepszenia technologiczne. Udoskonalenia środków transportu. Bazy remontowe i profilaktyczny remont urządzeń. Zagadnienie kadr. Osiągnięcia przodowników pracy.

33 L3 634.982.5:629.114.2/3:621.314 B3—2.52

Muziukin W. S. **Elektro-ciągnik do zwózki drewna.** „Elektriczeskij trielewochnyj traktor“. *Miechaniztrudoj i tiaz. rabot.* Moskwa, mies. t. 5, nr 5, maj 51, s. 27, A4, 2,5 str., 4 fot., 1 rys., 2 tabl. — Badania prototypów elektro-ciągników do zwózki drewna, wykonanych przez Uralski Oddział CNIIME typ ETT—T, wzorowanych na uprzednio używanych ciągnikach KT—12. Opis techniczny, charakterystyka i wymiary gabarytowe, wyposażenie elektryczne i schemat przewoźnej podstawy transformatorowej zmontowanej na przyczepie samochodowej. Warunki zwózki i osiągnięte wyniki.

34	L3	634.982:658.28:658.54	B3—2.52
----	----	-----------------------	---------

Wanikiewicz Ł. N., Miezín A. Ch., Riabow A. S. **Praca na dwie zmiany na zmechanizowanej porębie.** „Dwuchsmennaja rabota na kompleksno mechanizirovannom lesopunktie”. *Mechaniz. trudoj. i tiaz. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 4, kwiec. 51, s. 41, A4, 2 str., 2 fot., 1 tab. — Opis organizacji i metody pracy, zastosowanych na zmechanizowanej eksploatacji drewna przez trust Gorktranles w lasach lewego brzegu Wołgi. Przy zespołowej mechanizacji zastosowano pracę potokową na dwie zmiany, przy czym na drugiej zmianie praca odbywała się przy sztucznym świetle. Podano wskaźniki wzrostu wydajności i obniżenia maszyn.

35 L3 634.928:658.28:658.561 B3—2.52

Uprzemysłowienie produkcji drewna. „Ułuczszit” ispolzowanie techniki lesozagotowok“. Mechanizacija trudoj i tiaz rabot, Moskwa, mies., t. 5, nr 3, marz. 51, s. 3, A4, 2 str. — Wzrost zapotrzebowania drewna w socjalistycznym budownictwie. Mechanizacija. Nowe maszyny. Potokowość produkcji. Eliminacja pracy ręcznej. Wzrost wydajności. Zwiększenie zmianowości — praca w lesie na dwie i trzy zmiany. Lepsze wykorzystanie urządzeń mechanicznych. Współzawodnictwo pracy. Osiągnięcia stachanowców.

36 L3 621.855:634.982.5 B3—2.52

Mieszkałło W. M.: **Zwłóczenie drewna liną okrężną w terenie górskim.** „Trielowka lese biezkoniecznym w gornych usłowjach”. Mech. trudoj. Rabot. Moskwa, mies., t. 5, Nr 9, wrześ. 51, s. 39; A4, 3,5 str., 4 fot., 1 rys. — Instalacja do zwłóczenia drewna ze stromych zalesionych stoków w Syberji, składająca się z liny okrężnej napędzanej przez wciągarkę silnikową. Wciągarki do podciągania dłużyc na trasę liny napędzane są od tej samej liny.

Saltykow M. : **Nowa technologia eksploatacja lasów.** „Nowaja technologia lesozagatowok“. Mech. trudoj. Rabot. Moskwa, mies., t. 5, Nr. 8, sierp. 51, s. 29; A4, 3,5 str., 4 rys. — Możliwość zwiększenia wydajności przez podniesienie mechanizacji. Ładowarki samochodowe na gąsienicach. Maszyny do obcinania gałęzi. Urządzenia do transportu dłużyc oraz do sa-Prz Mechaniczny M 9 6 2 52 Treum zestaw — 10 moczynnego sortowania.

38 L3:A22 621.863:634.982.5 B3—2.52

Orieszkin B. S., Surikow W. P.: **Urządzenie do ładowania dłużyc.** „Agriegat dla pagruzki chłystów“. Mech. trudoj. Rabot, Moskwa, mies. t. 5, Nr 8, sierp. 51, s. 32; A4, 1,5 str., 2 rys. — Urządzenie stałe do ładowania dłużyc do wagonów, składające się z wciągarki dwubębnowej, wózka na linie i uchwytywół z hakami. Przebieg operacji załadunku i chronometraż.

M — MASZyny I APARATURA DLA PRZEMYSŁU CHEMICZNEGO I SPOŻYWCZEGO

39	M	675.02:675.05	B3—2.52
----	---	---------------	---------

Morgulis Ju. Ja., Fridman B. I.: **Mechanizacja produkcji w zakładach garbarskich im. Telmana.** „Mechanizacja przemysłstwa na kozewiennom zawodie im. Tielmana“. Mech. trudoj. Rabot, Moskwa, mies., t. 5, Nr 8, sierp. 51, s. 43; A4,4 str., 5 fot., 1 rys. — Modernizacja przeróbki skór w ZSRR. Niedostateczna nych. Operacja suszenia skór. Nowe suszarki. Dalsza mechanizacja przy doskonałości metod technologiczno-mechanizacja robót wykończeniowych i przeładunku skór przy garbowaniu. Urządzenia zabezpieczające. Wentylacja pomieszczeń roboczych. Efekty ekonomiczne.

N — KONSTRUKCJE ŻELAZNE I INNE

40 N 621.395:621.315 B3—2.52

Narkirjer D. I. **Maszyna do układania kabla telefonicznego typu S—272.** „Kompleksnaja kabielnaja maszyna S—272“. *Miechaniz. stroit.*, Moskwa, mies. t. 8, nr 4, kwiec. 51, s. 9, A4, 2,5 str., 2 fot., 6 rys. — Opis maszyny do wykonywania zespołu czynności związanych z przeciąganiem przez podziemną kanalizację kabli telefonicznych, łącznie z odpompowywaniem ścieków i wód podskórnych, a także z wentylowaniem studzienek. Maszyna została wykonana przez Moskiewskie Zakłady Budowy Maszyn Drogowych podług projektu WNIIS-Strojodormaszu. Całość urządzeń zmontowano na podwoziu ZIS—150. Podano szczegółową charakterystykę techniczną ze schematem konstrukcji i rysunkami ważniejszych zespołów, metody pracy i wskaźniki wydajności.

41 N:A4 624.012:690.025:658.561 B3—2.52

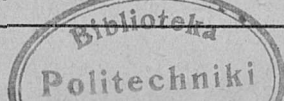
Aleksiejew A. P. **Przykład montażu konstrukcji szkieletowej budynku elektrowni cieplnej.** „Opyt montaża metaliczeskawo karkasa gławnowo zdania tiepłowej elektrostancji“. *Miechaniz. trudoj. i tiaż. rabot*, Moskwa, mies., t. 5, nr 3, marz. 51, s. 35, A4, 4 str., 3 fot., 1 rys. — Montaż głównego budynku elektrowni cieplnej, wykonanego jako konstrukcja szkieletowa z wypełnieniem ścian cegłą. Wymiary i techniczne wskaźniki budowli. Dążenie do oszczędności i przyspieszenia terminu wykonania montażu. Zastąpienie żurawia wieżowego żurawiem gasienicowym. Opis metod montażu. Pomysły racjonalizatorskie. Osiągnięte wyniki.

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

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

Cena karty dokumentacyjnej w prenumeracie wynosi 10 groszy.

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



„DOM KSIĄŻKI“

Przedsiębiorstwo Państwowe

BIURO IMPORTU
I EKSPORTU

WARSZAWA, NOWY ŚWIAT 70/72

Adres telegraficzny: DEKABIMEX



„MAISON DU LIVRE“

Entreprise d'Etat

BUREAU D'IMPORTATION
ET D'EXPORTATION

WARSZAWA, NOWY ŚWIAT 70/72

Adresse telegraphique: DEKABIMEX

Biuro Importu i Eksportu „Domu Książki“ podaje do wiadomości, że w ostatnim czasie nadeszły ze Związku Radzieckiego nowości w języku rosyjskim z dziedziny mechaniki.

Wśród książek, które zainteresują napewno szerokie rzesze fachowców, znajdują się między innymi następujące tytuły:

ALEKSIEJEW, BORCOW, GALCOW i dr. — Techniczskie normowanie w maszynostrojeniu	5.—
ARTOBOLEWSKIJ — Mechanizmy T. 1—2. Posobije dla inżynierów, konstruktorów i izobrietatelej	20.—
AFANASJEW, KALININ, MARJIN — Osnowy stroitielnoj mechaniki	7.—
BIELJAJEW — Soprotiwlenije matieriałow	10.—
BEREZIN, FINKELSZTEJN — Podjomno-transportnyje masziny	8.80
DOBROWOLSKIJ — Dietali maszin	10.—
JEWNIEWICZ — Gruzopodjomnyje i transportirujuszczije mechanizmy	5.—
LWOWSKIJ — Sprawocznoje rukowodstwo miechanikam	16.—
LESOCHIN — Dopuski i techniczskie izmierienija	6.—
Nowoje w technologii gidromaszynostrojenija	3.60

Wszelkich informacji dotyczących książek radzieckich w języku rosyjskim udzielają księgarnie „Domu Książki“ z wydawnictwami importowanymi istniejące w każdym mieście wojewódzkim i w większych miastach powiatowych, oraz BIURO IMPORTU I EKSPORTU „DOMU KSIĄŻKI“ Warszawa, ul. Nowy Świat 50, które wysła na zamówienie pełne działowe spisy tematyczne.

Komunikat NOT

Podajemy do wiadomości wszystkich Kolegów, że legitymacje członków stowarzyszeń technicznych NOT na rok 1952 są do odebrania w Oddziałach Stowarzyszeń.

Jednocześnie komunikujemy, że począwszy od 1. I. 1952 r. wprowadzony został nowy system kwitowania składek członkowskich przez wklejanie do legitymacji odpowiednich znaczków.

Koledzy którzy dotychczas nie odebrali nowych legitymacji proszeni są o zgłaszanie się do swych Oddziałów terenowych.

Do naszych czytelników

Opłacanie prenumeraty zleconej u listonoszy lub w placówkach pocztowych jest najtańszym i najpraktyczniejszym sposobem regularnego otrzymywania „Przeglądu Mechanicznego“.

Przy dokonywaniu wpłaty, która wynosi w prenumeracie zleconej kwartalnie zł. 27, półrocznie zł. 54, rocznie zł. 108.—, nie trzeba wypełniać blankietu i nie ponosi się dodatkowych kosztów przesyłki pieniędzy.

„Przegląd Mechaniczny“ jest doręczany przez listonosza do mieszkań czytelników.

Urzędy pocztowe i listonosze przyjmują wpłaty na prenumeratę zleconą: na II kwartał 1952 r. do 15 marca; na III kwartał do 15 czerwca; na IV kwartał do 15 września.

Opłacanie prenumeraty do końca roku zapewni regularne otrzymywanie „Przeglądu Mechanicznego“.

Powyższe dotyczy tylko prenumeraty normalnej, a nie ulgowej.

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE

Książki z zakresu mechaniki, metaloznawstwa i dziedzin pokrewnych wydane w 1951 roku

- ANSJEROW M.: Uchwyty i przyrządy do tokarek i szlifierek do okrągłego szlifowania, tłum. z ros. M. Wakalski, str. 207, zł 50.—
- AZAROW A.: Automatyzacja obróbki na tokarkach, tłum. z ros. K. Ukielski, str. 122, zł 15.—
- BLĄZEWSKI S.: Wytrzymałość materiałów, str. 331, zł 28.—
- Budowa maszyn. Projektowanie zakładów przemysłowych. Poradnik encyklopedyczny (praca zbiorowa), tłum. zbiorowe z ros. 14 tomu „Maszynostrojenia” z wydania Maszgiz, str. 534, zł 195.—
- DASKOWSKI Ł.: Atlas przyrządów i uchwytów do obróbki skrawaniem, tłum. z ros. W. Mermon, str. 171, zł 39.—
- Dobór kół zmianowych. Pomocnicze tablice liczbowe (praca zbiorowa), tłum. z niem. E. Zieleniewski, str. 206, zł 13.50
- GOSZTOWTT L.: Uszczelnienia, str. 230, zł 22.—
- GULIAJEW G.: Organizacja stanowiska roboczego w fabrykach budowy maszyn, tłum. z ros. H. Kallischer, str. 118, zł 10.—
- HOARE W. E.: Cynkowanie na gorąco, tłum. z ang. K. Tarnowski, str. 152, zł 15.—
- JASNOGORODSKI I.: Ogrzewanie metali i stopów w elektrolizie, tłum. z ros. W. Chitruk, str. 124, zł 20.50
- KIEFFER R., HOTOP W.: Metalurgia proszków i materiały spiekane, tłum. z niem. W. Rutkowski, str. 448, zł 65.—
- LEWIS W. R.: Lutowanie miękkie, tłum. z ang. K. Tarnowski, str. 128, zł 10.50
- ŁAPIŃSKI J.: Metalizacja natryskowa, część I — Urządzenie i organizacja warsztatu, str. 60, zł 7.—, część II — Wykonanie, str. 120, zł 18.—
- MAKAREWICZ B., MICHEJEW W., TICHWIŃSKI W.: Regeneracja narzędzi skrawających, tłum. z ros. W. Ostrowski, str. 186, zł 34.—
- MIĄGKOW W.: Tolerancje i pasowania obowiązujące w ZSRR, tłum. z ros. R. Baranowicz, str. 204, zł 37.—
- MIRACKI J.: Przeciąganie, str. 118, zł 18.—
- MOSZYŃSKI W.: Wykład elementów maszyn, część I — Połączenia, wyd. II, str. 440, zł 32.—, część II — Łożyskowanie, wyd. II, str. 328, zł 30.—, część III — Napędy, wyd. II, str. 342, zł 28.—
- PALMGREN A.: Łożyska toczne, tłum. z ang. J. Bałbiński, str. 238, zł 26.—
- PEŁCZYŃSKI T., SYPNIEWSKI R.: Metaloznawstwo, wyd. II, str. 196, zł 7.—
- Poradnik techniczny — Mechanik (dzieło zbiorowe pod naczelną red. A. T. Troskoleńskiego), tom I, część 2, wyd. III, 1950 — zeszyty 7—8, 9—10, 11
tom I, część 2, wyd. III, 1951 — zeszyty 12, 13, 14, 15
tom II, część 4, wyd. III, 1951 — zeszyt 1
tom IV, część 3, wyd. III, 1951 — zeszyt 1
Cena pojedynczego zeszytu zł 9.—, podwójnego zł 18.—
- PUFAL Z.: Spawanie miedzi, mosiądzu i brązu, str. 90, zł 10.—
- PUNSKI J.: Podstawy technicznego normowania pracy w przemyśle budowy maszyn, tłum. z ros. D. Jung i Z. Ciagała, str. 219, zł 13.—
- ROMANOWSKI W.: Tłoczenie wielotaktowe, tłum. z ros. S. Grzymałowski, str. 108, zł 23.—
- SCHNEIDER M.: Ciągnięcie stali, str. 224, zł 35.
- SZUPP B.: Podręcznik spawania acetylenowego, wyd. II, str. 341, zł 22.
- SZYMBORSKI W.: Materiały wysokoogniotrwałe, str. 130, zł 26.—
- TROSKOLAŃSKI A. T.: Hydromechanika techniczna, tom I — Hydromechanika racjonalna, str. 352, zł 40.—
- WINOGRADOW L.: Podstawowe wiadomości dla ustawiaczy tłoczników, tłum. z ros. R. Baranowicz, str. 60, zł 7.50
- WŁADZIJEWSKI A., JAKOBSON M.: Ustawianie, użytkowanie i naprawa obrabiarek do metali, tłum. z ros. A. Czechowicz, str. 216, zł 18.—

R ó ż n e

- DOBROWOLSKI Z.: Każdy może i powinien korzystać z dokumentacji naukowo-technicznej, str. 61, zł 3.—
- NIEBRÓJ S.: Rażenia elektryczne, str. 123, zł 16.50
- Oszczędna gospodarka węglem (praca zbiorowa), str. 339, zł 38.—
- PIETKIEWICZ K., LULINIECKI A.: Poradnik mistrza, tłum. z ros. S. Albrycht, str. 94, zł 12.20
- SZARGUT J.: Racjonalne spalanie węgla, str. 28, zł 2.—
- Wykłady z dokumentacji naukowo-technicznej (praca zbiorowa pod red. T. Zamoyskiego), str. 144, zł 11.—

Do nabycia w księgarniach technicznych Domu Książki

Komunikat

Celem upowszechnienia czasopisma „Przegląd Mechaniczny”, poświęconego zagadnieniom przemysłu metalowego, Redakcja i Administracja czasopisma postanowiły przeznaczyć pewną ograniczoną ilość posiadanych remanentów na rozprowadzenie po specjalnych ulgowych cenach. Zamierzeniem tej akcji jest, aby z ulgowej ceny skorzystali przy zamówieniach zbiorowych przede wszystkim członkowie Klubów Racjonalizacji, świetlice, uczniowie Szkół Zawodowych i studenci Wyższych Uczelni, oraz pracownicy Instytucji Państwowych i Organizacji Społecznych.

Zamówienia indywidualne będą przyjmowane tylko na podstawie złożonego zaświadczenia, że dana Instytucja czy Organizacja nie składa zamówienia zbiorowego.

Zastosowano następujące zniżki:

Rok wydania	Rodzaj kompletu numery	Zniżkowa cena kompletu w zł.
1950	7 ÷ 12	17,30
1951	9 ÷ 12	4.80

Do powyższych cen dolicza się porto.

Zamówienia należy kierować na adres: Administracja Czasopism Technicznych NOT, W-wa, ul. Czackiego 3/5, Wydział Upowszechnienia i Współpracy z „Ruchem”. Na podstawie zamówienia Administracja wystawi rachunek i prześle blankiet PKO celem dokonania wpłaty, po nadejściu której przekaze zamówione komplety.

Redakcja i Administracja