

PRZEGŁĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY

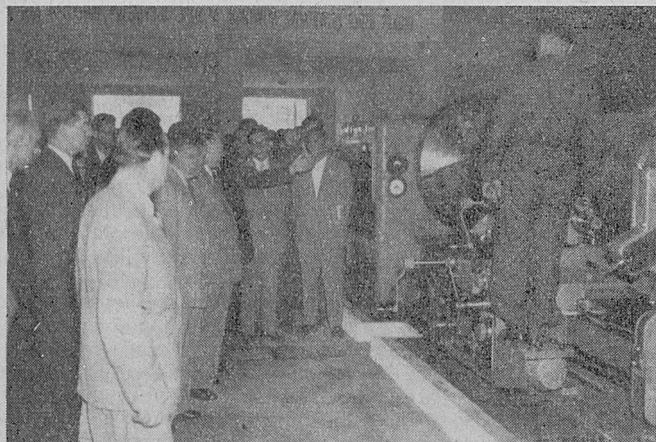
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

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

ADMINISTRACJA: WARSZAWA, MICKIEWICZA 18, TEL. 330-111

XXIV Międzynarodowe Targi Poznańskie

Tegoroczne Międzynarodowe Targi Poznańskie, trwające od 3 do 24 lipca, wzbudziły olbrzymie zainteresowanie w świecie. Można śmiało powiedzieć, że stały się one przeglądem możliwości produkcyjnych państw obozu pokoju oraz ważnym punktem handlu pomiędzy Wschodem a Zachodem. O znaczeniu XXIV Międzynarodowych Targów Po-



I Sekretarz KC PZPR, tow. Bolesław Bierut na XXIV M. T. P.

znańskich i wzroście zainteresowania nimi ze strony wystawców zagranicznych świadczy udział w Targach 250 firm z 16 krajów (poza krajami rynku socjalistycznego), gdy na Targach w r. 1950 brało udział 65 firm z 10 krajów.

Dzięki Targom Poznańskim znakomicie ułatwiony został dalszy rozwój wszechstronnej współpracy gospodarczej między narodami. Toteż wynikiem XXIV Międzynarodowych Targów Poznańskich są liczne transakcje handlowe zawarte pomiędzy przedstawicielami wystawców. Biorące udział w Targach, Związek Radziecki, Chińska Republika Ludowa, Bułgarska Republika Ludowa, Albańska Republika Ludowa, Czechosłowacja, Rumunia, Niemiecka Republika Demokratyczna, Węgry, Wietnam oraz wystawcy z Austrii, Belgii, Brazylii, Danii, Finlandii, Francji, Grecji, Holandii, Izraela, Luksemburga, Niemieckiej Republiki Federalnej, Szwajcarii, Szwecji, Wielkiej Brytanii i Włoch zaprezentowali setki tysięcy ciekawych eksponatów.

25-hektarowa powierzchnia Targów Poznańskich wykorzystana została do tego stopnia, że nie można było nawet uwzględnić w pełni potrzeb wszystkich wystawców.

Zewnętrznie XXIV Międzynarodowe Targi Poznańskie czyniły duże wrażenie. Ciekawa architektura pawilonów, mnóstwo najróżnorodniejszych maszyn ustawionych na terenach otwartych, miasteczko kiernaszowe — wszystko razem usytuowane niezmiernie estetycznie i wygodnie dla zwiedzających.

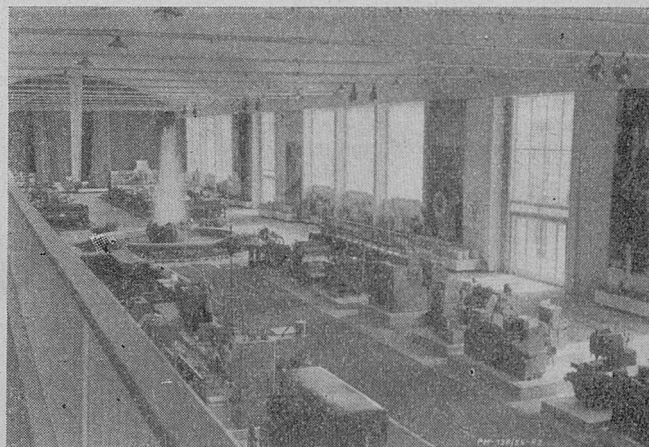
Główna część eksponatów targowych umieściła się w kilkudziesięciu halach i pawilonach, w których znajdowały się stoiska ponad 1000 wystawców krajowych oraz wystawców zagranicznych z dwudziestu kilku krajów.

Głównym wystawcą na XXIV Międzynarodowych Targach Poznańskich była oczywiście Polska, demonstrująca szczególnie wszechstronnie i bogato swój przemysł ciężki, chluba naszych osiągnięć gospodarczych w okresie dziesięciolecia.

W olbrzymiej hali przemysłu ciężkiego, na parterze umieszczono liczne obrabiarki, kompletną fabrykę włókienniczą oraz wyroby naszego hutnictwa. Wśród obrabiarek szczególnie dużą uwagę zwracają: olbrzymia szlifierka do walców hutniczych — SHA-90, wielka strugarka ramowa HDC-160, karuzelówka KCE, ciężka tokarka TCA-125. Zainteresowaniem wystawców zagranicznych cieszą się produkowane przez ZISPO — automat tokarski AJ-25, tokarka-kopiarka TGA-18, szybkobieżna tokarka produkcyjna TPC-24, automat tokarski BP-U7 i ostatnia nasza nowość w dziedzinie obrabiarek — automat BP-U12 z Bydgoskiej Fabryki Maszyn.

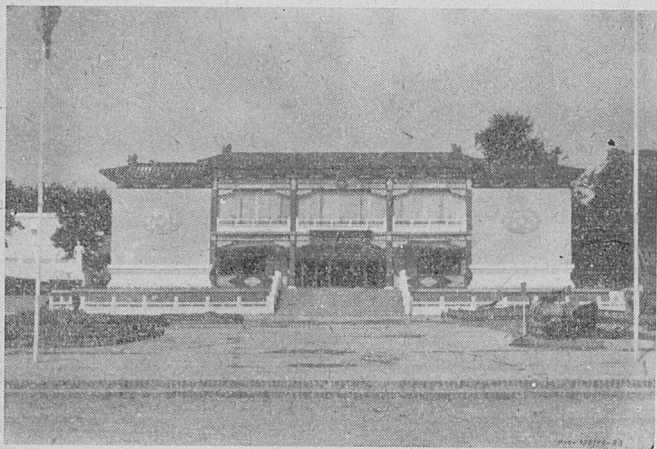
W tej samej hali, na piętrze, na kilkunastu stoiskach pokazane zostały wyroby masowe przemysłu metalowego i elektrotechnicznego, aparatura pomiarowa, narzędzia do obróbki metali i drewna, narzędzia chirurgiczne, sprzęt medyczny, artykuły gospodarstwa domowego i wiele, wiele innych.

Napisy i plansze na ścianach hali tłumaczą i uzupełniają ekspozycję maszyn i wyrobów. Nie wszystkie bowiem nowe maszyny zostały wystawione na Targach. O rozwoju naszego przemysłu informuje m. in. napis, że „w 1949 roku nasz przemysł maszynowy zatrudniał 6 tysięcy, a w roku 1954 — 29 tysięcy inżynierów i techników.



Stoisko obrabiarek w Pawilonie Radzieckim

Liczne i różnorodne były eksponaty przemysłu ciężkiego. Wystawiliśmy wiele maszyn i urządzeń przemysłowych, których produkcja została rozpoczęta dopiero w Polsce Ludowej. Na Targach Poznańskich wyroby te mogliśmy już zaoferować do wymiany międzynarodowej. Są to przede wszystkim obrabiarki precyzyjne, statki, samochody, kompletne urządzenia jak cukrownie, chłodnie, stacje transformatorowo-rozdzielcze, sprzęt precyzyjno-optyczny, medyczny, barwniki itp.



Pawilon Chińskiej Republiki Ludowej

Pokazano na wystawie również skomplikowane urządzenia wiertnicze, maszyny górnicze, budowlane i rolnicze, urządzenia teletechniczne i wielkie maszyny papiernicze.

Przemysł motoryzacyjny przedstawił znane już szeroko za granicą 3,5-tonowe samochody „Star 20”, ciężarowe samochody „Lublin”, osobowe „Warszawa”, autobusy „Star 52” oraz wiele sprzętu samochodowego jak samochody gaśnicze, pożarnicze, beczkowozowy, motopompy — wszystko na podwoziu samochodu „Star 20”. Poza tym wystawiono ciągniki oraz samochody samowyladowcze, przyczepy, ciągniki „Ursus C45” i różne rodzaje silników. Dużym zainteresowaniem cieszą się u zwiedzających nowy motocykl polski WFM-06 oraz różne odmiany rowerów, od wyścigowych z przekładnią przerzutową, poczynsz do dzieciennych włącznie.

Okazale prezentował się nasz tabor kolejowy: lokomotywa elektryczna 2-E do przewozu ciężkich pociągów, trójwagony zespół elektryczny, tzw. trójeźon, używany w ruchu podmiejskim węzła warszawskiego, parowóz Ty-51 z 4-osiowym tendrem, wagon 2-osiowy o nośności 20 ton, cysterna, parowozowy wąskotorowy, wagony osobowe i sypialne i in.

Prawdziwą ozdobą Targów jest pawilon górnictwa, stanowiący wraz z otaczającym go terenem jak gdyby wycinek z naszego zagłębia węglowego. Pokazano tam kompletnie wyposażony fragment kopalni węgla oraz kilkadziesiąt rodzajów maszyn i urządzeń górniczych. Między innymi: wrębiarkę elektryczną, ładowarkę do kamienia, różne rodzaje przenośników, wentylatory kopalniane, kompletną kopalnię na podstację prostownikową. Na terenach otwartych zwracają uwagę trzy zespoły wiertnicze dla górnictwa naftowego.

Najmłodszy z naszych przemysłów — przemysł okrętowy — zbudowany w Polsce Ludowej od podstaw, zaprezentował ogromny już dorobek i swoje możliwości eksportowe. Obok kutrów stalowych 17 m i 24 m długości wystawiono węglowiec parowy 5000 tdw oraz drobnicowiec motorowy 10 000 tdw. Oprócz tego można było zobaczyć znaczną ilość wyposażenia okrętowego, m. in. windy ładunkowe i tralowe, maszyny sterowe, pompy, dmuchawy oraz szereg innych ciekawych elementów głównych mechanizmów okrętowych,

których wielkość nie pozwoliła na wystawienie ich w całości.

Równie ciekawie zaprezentował się nasz przemysł chemiczny, przedstawiając w sumie ponad 500 nowych artykułów eksportowych i codziennego użytku.

Przemysł lekki wystąpił z olbrzymią ilością swoich wyrobów. W stoiskach zajmujących ok. 6000 m² rozłożono tysiące wyrobów przemysłu włókienniczego, skórzanego, odzieżowego, mineralnego i in.

Na wszystkich stoiskach wystawców krajowych bogato wykorzystano sposobność dla plastycznego przedstawienia — poprzez napisy, wykresy, zdjęcia i modele — danych statystycznych, które głoszą, że poziom naszej produkcji przemysłowej jest prawie pięciokrotnie wyższy niż w roku 1938; pod względem zaś uprzemysłowienia zajmujemy piąte miejsce w Europie.

Wystawcy zagraniczni zajęli na XXIV Międzynarodowych Targach Poznańskich około 50% ogólnej powierzchni wystawowej. Największą i najciekawszą ekspozycją w dziale wystawców zagranicznych był udział Związku Radzieckiego i Chińskiej Republiki Ludowej, która występuje na Targach Poznańskich po raz pierwszy.

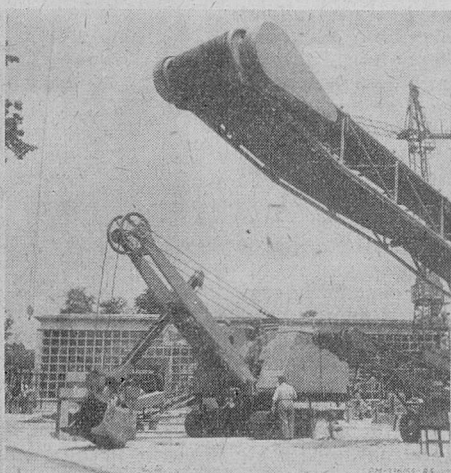
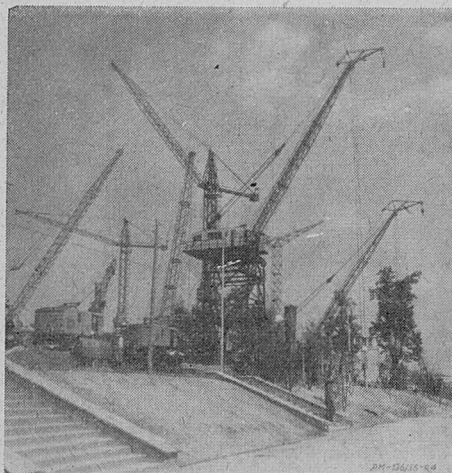
Związek Radziecki wystawił eksponaty ze wszystkich gałęzi przemysłu. W olbrzymiej hali pawilonu radzieckiego, na parterze, zgromadzono najnowsze modele obrabiarek, maszyn i urządzeń dla górnictwa — kombajny węglowe, wrębiarki, młoty pneumatyczne itp. Obok maszyn rozłożone są wyroby przemysłu elektrotechnicznego, precyzyjne przyrządy i przybory optyczne, aparaty pomiarowe. W drugiej części hali zaprezentowano maszyny włókienniczo-tekstilne, przedziałnicze, mniejsze maszyny rolnicze i in.

Po bokach pawilonu wystawione zostały narzędzia teletechniczne, obok nich przyrządy do badania metali, a wśród nich aparat do wykrywania błędów w odlawach przy pomocy promieniotwórczych izotopów kobaltu.

Najbardziej bogatą grupę — w dziale maszyn — stanowią maszyny rolnicze wystawione głównie na przestrzeni otwartej przed pawilonem: kombajny zbożowe — olbrzymie, kombajny buraczane i kukurydziane, ciągniki na gasienicach oraz wiele innych maszyn do prac polnych. Dzięki temu, że wszystkie maszyny eksponowane były w ruchu, łatwo można było zrozumieć zasadę, na której oparto ich działanie. Ten dział cieszył się dużym powodzeniem u naszych konstruktorów maszyn rolniczych oraz u rolników.

Bardzo bogato reprezentowane były także wyroby przemysłu radzieckiego, jak maszyny do budowy dróg, olbrzymie dźwigi przemysłowe, żurawie oraz szereg nowych typów samochodów, m. in. ciężarówka 25 ton i osobowe ZIM-y. Piękne dywany, futra, instrumenty muzyczne, radioodbiorniki, kryształy, tkaniny, wyroby artystyczne z kości, drewna, kryształu, porcelany i złota, koronki i wyroby przemysłu spożywczego, rowery, motocykle i książki uzupełniały wspaniały dorobek Związku Radzieckiego przedstawiony tylko w „miniaturze” na Targach Poznańskich.

Chińska Republika Ludowa wystawiła około 3100 eksponatów na obszarze 5000 m². W dziale przemysłu ciężkiego wystawiono obok wyrobów ze stali, metale nieżelazne jak wolfram, antymon, cyn, miedź, surowce mineralne i niemetaliczne, artykuły chemiczne i inne. Z wyrobów przemysłu maszynowego podziwialiśmy różnego rodzaju obrabiarki, ma-



Eksponaty polskiego przemysłu maszyn budowlanych



Wnętrze pawillonu N. R. D.

te silniki wysokoprężne do napędu pomp oraz na użytek elektrowni i zakładów, silniki elektryczne i prądnice, transformatory i inne urządzenia i przyrządy. Największe ekspozyty w postaci potężnego dźwigu budowlanego 6T, kombajnu węglowego, wiertarek do drażnienia tunelów, potężne pompy i różne rodzaje maszyn rolniczych wystawiono na przestrzeni otwartej. Najbardziej efektowne ekspozyty zgromadzono w działach przemysłu lekkiego i wytwórczości artystycznej.

Wszystkie te ekspozyty świadczą o olbrzymim wzroście chińskiej produkcji przemysłowej. Dają one możliwość zorientowania się zwiedzających w tych przemianach, które w ostatnich latach ogarnęły ten 600-milionowy naród. Ekspozyty dowodzą niezbicie, że potęga przemysłowa Chin Ludowych rośnie w niebywałym tempie.

Z krajów demokracji ludowej bardzo licznie zaprezentowane zostały maszyny wszelkiego rodzaju w stoiskach Czechosłowacji, Niemieckiej Republiki Demokratycznej, Węgier i Bułgarii. Wietnamska Republika ludowa wystawiła głównie produkty rolne oraz szlachetne gatunki drewna.

Przemysły motoryzacyjne NRD, CSR, Węgier, Rumunii i Albanii przedstawiły oferowane na eksport samochody, motocykle oraz tabor kolejowy (NRD). Z wielkim zainteresowaniem oglądaliśmy bogaty asortyment aparatury elektrycznej, elektronowej i pomiarowej przedstawionej przez Węgierską Republikę Demokratyczną.

Niesposób nawet choćby ogólnikowo omówić wszystkie ciekawe i warte zobaczenia ekspozyty zaprezentowane przez państwa rynku socjalistycznego. Różnorodność, ilość, jakość oraz oryginalność konstrukcji pokazanych maszyn i urządzeń dają niezbite świadectwo o pomyślnym rozwoju przemysłowym tych państw.

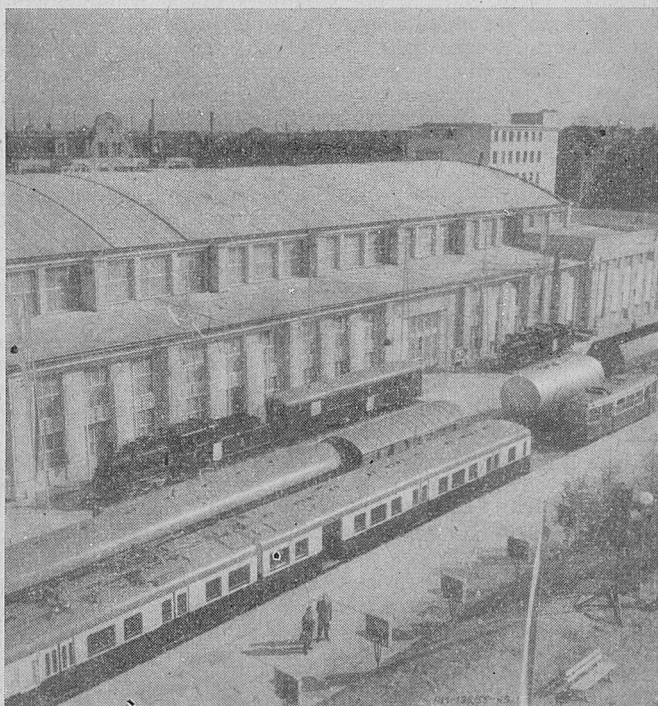
Wystawcy z krajów zachodnich przedstawili: firmy francuskie — w ilości 53 — reprezentują przemysł ciężki, samochody, silniki elektryczne, motocykle, rowery, przemysł gumowy, chemiczny oraz w dużym stopniu przemysł lekki. Podobnie wystąpiły 44 firmy belgijskie, 40 firm z Niemieckiej Republiki Federalnej, 13 firm z Włoch, z Wielkiej Brytanii i inne.



Stoisko przemysłu motoryzacyjnego N. R. D.

Korzyści, jakie osiągnęliśmy z XXIV Międzynarodowych Targów Poznańskich w dziedzinie handlowej, są oczywiste. Po pierwsze mieliśmy możliwość nawiązania nowych stosunków handlowych oraz zacieśnienia stosunków już utrzymywanych w zakresie eksportu i importu. Drugą grupą korzyści z Targów jest możliwość lepszego zaspokajania potrzeb społeczeństwa oraz zapewnienie dostaw surowca dla przemysłu dzięki transakcjom, które na Targach zostały zawarte. Targi Poznańskie były jak gdyby poparciem dla rozmów handlowych, zestawieniem możliwości eksportowych i potrzeb importowych.

Trzecią grupą korzyści jest pobudzenie inicjatywy twórczej ludzi, których pracą powstają wyroby wystawiane na Targach. Na Targach Poznańskich bowiem mogliśmy porównać nasze wyroby z wyrobami innych krajów pod względem ich nowoczesności, jakości i estetyki. Takie porównanie pozwala stwierdzić czy postęp techniczny rozwija się u nas prawidłowo. Na podstawie XXIV Międzynarodowych Targów Poznańskich można z całą pewnością stwierdzić, że w wielu wyrobach naszego przemysłu nie ustępujemy wyrobom zagranicznym, a często nawet nasze wyroby przewyższają je nowoczesnością i jakością. Stwierdzenie to będzie



Tabor kolejowy polskiej produkcji

bodźcem do dalszego podniesienia asortymentu i jakości produkcji przemysłowej. To z kolei zapewni dla naszych wyrobów rynki zagraniczne, a tym samym przyczyni się do dalszego rozwoju gospodarczego kraju.



Polski przemysł motoryzacyjny

Badanie ruchu maszyny metodą doświadczalno-rachunkową

531:621

Kand. n. techn. inż. MIECZYŚLAW DAMASIEWICZ
AGH — Kraków

Jednym z zagadnień dynamiki maszyn jest wyznaczanie tzw. oporów użytecznych, wynikających z procesu technologicznego, dla którego maszyna została zbudowana. Niestacjonarność tych procesów, często nieznajomość ich mechaniki, zależność od bardzo wielu czynników powodują trudności wyznaczania oporów użytecznych na drodze rachunkowej. Niewiele prostszym zagadnieniem okazuje się sporządzanie charakterystyki mechanicznej maszyny oraz wyznaczanie jej oporów własnych. Nieznajomość charakterystyki, a więc i nieznajomość zmian prędkości człona napędzającego maszyny roboczej zarówno podczas biegu nieustalonego, jak i ustalonego uniemożliwia z kolei uchwycenie zmian obciążeń dynamicznych poszczególnych członów wchodzących w skład mechanizmów maszyny.

Zadaniem niniejszego artykułu jest omówienie toku badania ruchu maszyny na drodze doświadczalno-rachunkowej. W tym celu omówiono najpierw równanie dynamiczne ruchu maszyny.

Dynamiczny model maszyny

W wielu rozważaniach dotyczących mechaniki maszyn wygodnie jest posłużyć się prostym modelem, który stanowi jeden tylko człon o odpowiedniej masie z odpowiednio przyłożonymi do niego siłami. Ze względu na to, że wielkości kinematyczne poszczególnych członów maszyny wyrażamy zwykle jako funkcje prędkości człona napędzającego, do którego są przyłożone siły napędzające lub moment obrotowy, dlatego celowe jest obrać jako model maszyny jej człon napędzający.

W rozważaniach trzeba wtedy przyłożyć do niego taką masę, która by zastąpiła masy poszczególnych części maszyny, oraz taką siłę, która by zastąpiła siły przyłożone do poszczególnych części maszyny (siły ciężkości, opory użyteczne, opory szkodliwe). Taką masę nazywamy masą zredukowaną maszyny na jej człon napędzający, siłę zaś — siłą zredukowaną.

Człon napędzający, jako pojedyncze ciało o masie równej masie zredukowanej z przyłożoną doń siłą zredukowaną porusza się wtedy pod działaniem siły lub momentu napędzającego w taki sam sposób, jakby się poruszał będąc dołączony do maszyny.

Masa zredukowana zastępuje bowiem odłączone od człona napędzającego masy pozostałych części maszyny (zawierając oczywiście i jego masę własną), zaś siła zredukowana zastępuje oddziaływanie na człon napędzający odłączonych od niego części.

Tak pomyślany teoretycznie model będzie wówczas dynamicznie równoważny maszynie rzeczywistej, jeżeli jego energia kinetyczna będzie równa sumie energii kinetycznych poszczególnych członów maszyny, a więc krótko — energii kinetycznej maszyny.

Moment bezwładności maszyny zredukowany na jej wał napędzający

W ruchu płaskim ciała sztywnego, który można uważać za ruch wypadkowy, wynikły ze złożenia ruchu postępowego z prędkością środka masy i ruchu obrotowego naokoło osi prostopadłej do płaszczyzny ruchu i przechodzącej przez środek masy, energia kinetyczna, jak wiadomo z mechaniki ogólnej, wyraża się tak:

$$E = \frac{1}{2} m v_s^2 + \frac{1}{2} I_s \omega_s^2 \quad [1]$$

gdzie: m — masa ciała, v_s — prędkość środka masy, I_s — moment bezwładności względem osi prostopadłej w środku masy do płaszczyzny prowadzącej, ω_s — prędkość kątowa obrotu składowego względem tej samej osi.

W szczególnym przypadku ruchu płaskiego, jakim jest ruch postępowy (płaski) będzie oczywiście $\omega_s = 0$, i wówczas

$$E = \frac{1}{2} m v_s^2$$

Również energię kinetyczną ciała wykonującego ruch obrotowy, który jest także szczególnym przypadkiem ruchu

płaskiego, można przedstawić wzorem [1]. Wtedy bowiem $\omega_s = \omega$, gdzie ω oznacza prędkość kątową naokoło osi obrotu 0, zaś $v_s = \omega OS$ (rys. 1),

A zatem:

$$E = \frac{1}{2} m \omega^2 OS^2 + \frac{1}{2} I_s \omega^2 = \frac{1}{2} (m OS^2 + I_s) \omega^2$$

Ponieważ zaś

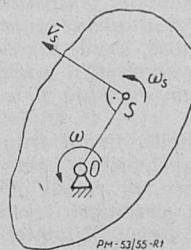
$$I_s + m OS^2 = I \text{ (wzór Huygensa), gdzie } I -$$

oznacza moment bezwładności względem osi obrotu, więc ostatecznie

$$E = \frac{1}{2} I \omega^2$$

Energia kinetyczna maszyny, równa sumie energii kinetycznych poszczególnych jej członów, w przypadku n ruchomych członów wyrazi się następująco:

$$E = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{i=n} (m_i v_{si}^2 + I_{si} \omega_{si}^2) \quad [2]$$



Rys. 1.

Człon napędzający zwykle wykonuje ruch obrotowy. Jeżeli I_z oznacza moment bezwładności zredukowanej masy względem osi obrotu człona napędzającego, zaś ω jego prędkość kątową obrotu naokoło tej osi, wtedy energia kinetyczna modelu dynamicznego maszyny

$$E = \frac{1}{2} I_z \omega^2 \quad [3]$$

Mnożąc i dzieląc prawą stronę wyrażenia [2] przez ω^2 i porównując [2] i [3] otrzymamy wyrażenie momentu bezwładności maszyny, zredukowanego na oś obrotu człona napędzającego w takiej postaci:

$$I_z = \sum_{i=1}^{i=n} \left[m_i \left(\frac{v_{si}}{\omega} \right)^2 + I_{si} \left(\frac{\omega_{si}}{\omega} \right)^2 \right] \quad [4]$$

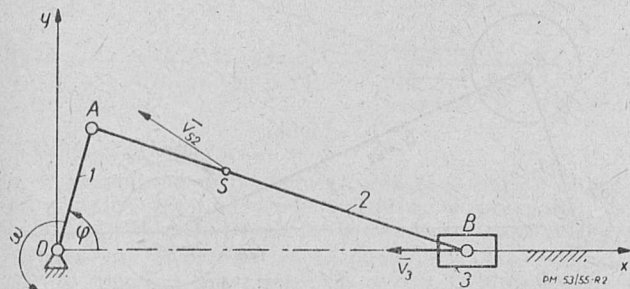
Jak wynika ze wzoru [4] $I_z = \text{const.}$ w przypadku, gdy poszczególne człony maszyny, albo tylko niektóre z nich, wykonują ruchy postępowe i obrotowe, co oczywiście ma miejsce jedynie w bardzo prostych urządzeniach. Gdy jednak przynajmniej jeden człon porusza się ruchem płaskim, wtedy I_z jest zmienny. Zwykle ω , ω_{si} oraz v_{si} wyraża się jako funkcje położenia człona napędzającego, które określamy przy pomocy kąta φ , jaki on tworzy z jedną z osi prostokątnego układu odniesienia (rys. 2). Wtedy zredukowany moment bezwładności jest funkcją położenia, a więc:

$$I_z = I(\varphi)$$

I tak np. dla mechanizmu korbowego (rys. 2) moment bezwładności zredukowany na oś obrotu korby wyniesie:

$$I_z = I_1 + m_2 \left(\frac{v_{s2}}{\omega} \right)^2 + I_{s2} \left(\frac{\omega_{s2}}{\omega} \right)^2 + m_3 \left(\frac{v_3}{\omega} \right)^2; \quad [5]$$

gdzie: I_1 — moment bezwładności korby względem jej osi obrotu.

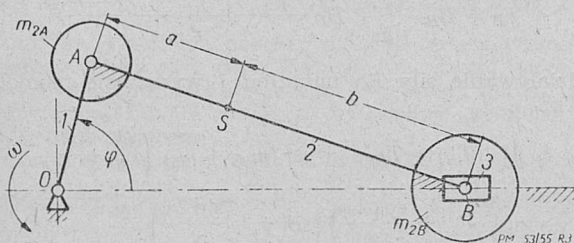


Rys. 2.

Ponieważ wyrażenie prędkości v_{s2} jako funkcji φ jest bardzo skomplikowane, wygodniej jest masę korbowału przedstawić przy pomocy dwóch mas m_{2A} i m_{2B} sztywnie związanych z prostą AB, których środki mas leżą odpowiednio w punktach A i B, oraz o tak dobranych ramionach bezwładności, aby masy zastępcze były dynamicznie równoważne masie rzeczywistego korbowału (rys. 3). To zaś wymaga, aby ich suma była równa masie korbowału, aby ich środek masy leżał w punkcie S (środek masy korbowału) oraz, aby moment bezwładności układu obu mas zastępczych względem osi prostopadłej w S do płaszczyzny ruchu był równy momentowi bezwładności korbowału. A zatem muszą być spełnione następujące warunki:

$$\left. \begin{aligned} m_{2A} + m_{2B} &= m_2; \\ m_{2A} \cdot a &= m_{2B} \cdot b; \\ m_{2A} \cdot k_1^2 + m_{2A} \cdot a^2 + m_{2B} \cdot k_2^2 + m_{2B} \cdot b^2 &= I_{s2} \end{aligned} \right\} \quad [6]$$

gdzie: k_1 i k_2 — ramiona bezwładności masy m_{2A} i m_{2B} sztywnie związanych z AB — względem osi prostopadłej do płaszczyzny rysunku w punkcie A i B.



Rys. 3.

Na podstawie trzeciego równania [6] łatwo się przekonać, że jeżeli dobierzemy $k_1 = k_2 = k_z$ i przez k oznaczymy ramiona bezwładności korbowału, a więc wobec $I_{s2} = m_2 k^2$, będzie:

$$k_z^2 = k^2 - ab$$

Taki układ zastępczy, jakkolwiek wydaje się nieco sztuczny dla $k^2 < ab$, nie tylko jest zgodny z układem statycznie rzeczywistym, ale daje ten sam obraz dynamiczny, której to własności nie posiada często stosowany przez praktyków układ zastępczy dwóch mas skupionych w punktach A i B. Przy takim ujęciu wyrażenie zredukowanego momentu bezwładności nie zawiera już wyrazu v_{s2} i ma postać:

$$I_z = (m_{2A} r^2 + I_1) + (m_{2B} + m_3) \left(\frac{v_3}{\omega} \right)^2 + m_2 k_z^2 \left(\frac{\omega_{s2}}{\omega} \right)^2 \quad [7]$$

gdzie: $r = OA$ oznacza promień korby.

Jak z kinematyki mechanizmu korbowego wiadomo

$$v_3 = -r\omega \left(\sin \varphi + \frac{\sin 2\varphi}{2\lambda} \right); \quad [8]$$

(wzór nie całkiem jest ścisły, jednak dostatecznie dla praktyki przybliżony)

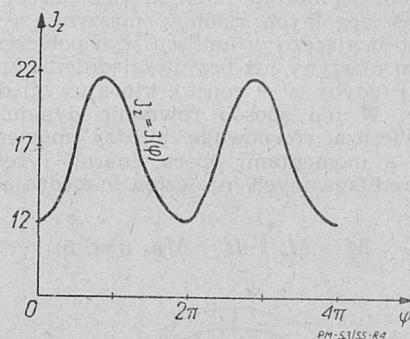
$$\omega_{s2} = \frac{\cos \varphi}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \varphi}}; \quad [9]$$

przy czym $\lambda = \frac{1}{r}$, gdzie $1 = AB$ oznacza długość korbowału.

Moment bezwładności mechanizmu korbowego zredukowany na oś obrotu korby jest więc funkcją φ :

$$I_z + (m_{2A} r^2 + I_1) + (m_{2B} + m_3) \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\sin 2\varphi}{2\lambda} \right) r^2 + m_2 k_z^2 \frac{\cos^2 \varphi}{\lambda^2 - \sin^2 \varphi} = I(\varphi) \quad [10]$$

Wykres sporządzony na podstawie wzoru [10] przedstawiany jest na rys. 4 dla następujących danych: $m_3 = 42 \text{ kGm}^{-1} \text{ sek}^2$, $m_2 = 38 \text{ kGm}^{-1} \text{ sek}^2$, $a = 0,5 \text{ m}$, $l = 1,6 \text{ m}$, $r = 0,4 \text{ m}$, $I_1 = 8 \text{ kGm sek}^2$, $I_{s2} = 16 \text{ kGm sek}^2$.



Rys. 4.

Dla bardziej skomplikowanych mechanizmów często trudno jest wyrazić $I_z = I(\varphi)$, wtedy można oczywiście — wykonując dla szeregu położeń mechanizmu plany prędkości — obliczyć I_z dla tych położeń, wstawiając do wzoru [4] wartości odpowiednich prędkości znalezione z planów. Łącząc zaś końce tak otrzymanych rzędnych można już przedstawić $I_z = I(\varphi)$ wykreślić.

Równanie dynamiczne ruchu maszyny

Energia kinetyczna zastępczego układu, którym jest ciało o zmiennym momencie bezwładności $I_z = I(\varphi)$ i które wykonuje ruch obrotowy, wyraża się zależnością:

$$E = \frac{1}{2} I_z \varphi'^2$$

gdzie: $\varphi' = \frac{d\varphi}{dt}$ oznacza prędkość kątową obrotu.

Równanie dynamiczne ruchu maszyny najprościej otrzymuje się z drugiej postaci równań różniczkowych Lagrange'a.

Ogólna postać równania Lagrange'a dla układu o jednym stopniu swobody przedstawia się, jak wiadomo z mechaniki teoretycznej, następująco:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \varphi'} \right) - \frac{\partial E}{\partial \varphi} + \frac{\partial V}{\partial \varphi} = Q,$$

gdzie: φ — współrzędna uogólniona, V — energia potencjalna, Q — siła uogólniona.

Wyraz $\frac{\partial V}{\partial \varphi}$ pojawia się wówczas, gdy na mechanizm działają siły posiadające potencjał, a więc siły ciężkości, siły sprężystości członów itp. W większości przypadków

wpływ tych sił na ruch jest nieznaczny w porównaniu z innymi siłami. Dlatego w dalszych rozważaniach założymy $\frac{\partial V}{\partial \varphi} = 0$.

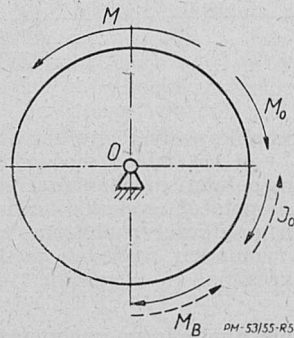
Ponieważ $\frac{\partial E}{\partial \varphi} = \frac{1}{2} \frac{dI_z}{d\varphi} \varphi'^2$; $\frac{\partial E}{\partial \varphi'} = I_z \varphi'$ oraz $\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \varphi'} \right) = I_z \varphi'' + \frac{dI_z}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} \varphi' = I_z \varphi'' + \frac{dI_z}{d\varphi} \varphi'^2$, więc równanie ruchu maszyny ostatecznie przyjmie postać:

$$I_z \varphi'' + \frac{1}{2} \frac{dI_z}{d\varphi} \varphi'^2 = M - M_0, \quad [11]$$

gdzie: $\varphi'' = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$ oznacza przyspieszenie kątowe, zaś $M - M_0 = Q$, przy czym M — oznacza moment obrotowy przyłożony, a M_0 — moment oporów (użytecznych i szkodliwych) zredukowanych na człon napędzający.

Jeżeli oznaczymy przyspieszenie kątowe przez $\varepsilon = \varphi''$, wówczas pierwszy wyraz w wzoru [11] $I_z \varepsilon$ przedstawia moment inercji człona napędzającego wynikający ze zmian jego prędkości kątowej. Drugi wyraz $M_B = \frac{1}{2} \frac{dI_z}{d\varphi} \omega^2$ — jeżeli $\omega = \varphi'$ oznacza prędkość kątową — przedstawia moment względem osi obrotu reakcji, pochodzącej od sił bezwładności poszczególnych członów maszyny, a przyłożonej do członu napędzającego w miejscu jego połączenia z następnym członem maszyny już bez uwzględnienia zmiany prędkości kątowej (gdyby $\omega = \text{const.}$), którą uwzględnił już wyraz pierwszy. W ten sposób równanie dynamiczne ruchu maszyny stwierdza równowagę między momentem napędzającym M a momentami oporu, inercji i reakcji dynamicznych zredukowanych na człon napędzający (zasada d'Alemberta):

$$M = M_0 + I\varepsilon + M_B; \text{ (rys. 5)}$$



Rys. 5.

Pokażemy teraz na przykładzie mechanizmu korbowego, że wykres $M_B = \frac{1}{2} \frac{dI_z}{d\varphi} \omega^2$ istotnie przedstawia oddziaływanie na człon napędzający pozostałych członów mechanizmu, a więc korbowodu i wodzika, gdy $\omega = \text{const.}$ Otóż na podstawie równania [10] mamy:

$$\frac{1}{2} \frac{dI_z}{d\varphi} \omega^2 = (m_{2B} + m_3) \left(\sin \varphi + \frac{\sin 2\varphi}{2\lambda} \right) \left(\cos \varphi + \frac{\cos 2\varphi}{\lambda} \right) r^2 \omega^2 + m_2 k_z^2 \frac{\sin \varphi \cos^3 \varphi - \cos \varphi \sin \varphi (\lambda^2 - \sin^2 \varphi)}{(\lambda^2 - \sin^2 \varphi)^2} \omega^2 \quad [12]$$

Wyznamy teraz siły bezwładności mas m_{2A} i m_{2B} . Obie masy poruszają się ruchami płaskimi. Ruch płaski masy m_{2B} rozpatrzmy jako ruch złożony z ruchu postępowego z przyspieszeniem $\bar{a}_B$ punktu B równym przyspieszeniu człona 3 ($\bar{a}_B = \bar{a}_3$), oraz z obrotu naokoło osi prostopadłej do płaszczyzny ruchu w punkcie B, w którym leży środek masy m_{2B} .

Łączna siła bezwładności dla ruchu postępowego masy m_{2B} i masy m_3 (rys. 6) będzie:

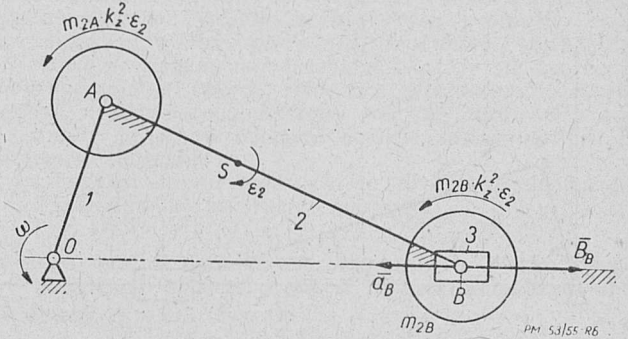
$$B_B = (m_{2B} + m_3) a_3.$$

Ponieważ

$$a^3 = \frac{dv_3}{dt} = \frac{dv_3}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dv_3}{d\varphi} \omega = r \omega^2 \left(\cos \varphi + \frac{\cos 2\varphi}{\lambda} \right),$$

a więc

$$B_B = (m_{2B} + m_3) r \omega^2 \left(\cos \varphi + \frac{\cos 2\varphi}{\lambda} \right). \quad [13]$$



Rys. 6.

Dla $\omega = \text{const.}$ punkt A, w którym znajduje się środek masy m_{2A} posiada tylko przyspieszenie dośrodkowe, a więc i siła bezwładności w ruchu postępowym masy m_{2A} ma kierunek OA i dlatego jej moment względem osi obrotu jest równy zero. Jeśli więc chodzi o siły bezwładności w ruchach postępowych obu mas zastępczych, to moment względem osi obrotu daje jedynie siła $\bar{B}_B$ zredukowana do punktu A prostopadła do OA.

Otóż moc siły B_B przyłożonej w punkcie B o prędkości v_3 jest przeniesiona do punktu A. Tam daje ją siła styczna $\bar{T}_B$ (rys. 7).

Moc chwilowa siły $\bar{B}_B$ ze względu na to, że kąt jaki tworzy siła z przesunięciem jest równy zero, wynosi: $B_B \cdot v_3$, zaś moc chwilowa siły $\bar{T}_B$ będzie równa $T_B \cdot v_A$.

Ponieważ w równaniu ruchu [11] uwzględniono moment oporów osobnym wyrazem M_0 , więc przy redukcji siły B_B drugi raz strat nie uwzględniamy, a zatem

$$B_B \cdot v_3 = T_B \cdot v_A$$

Stąd:

$$T_B = B_B \frac{v_3}{v_A} = B_B \frac{r \omega \left(\sin \varphi + \frac{\sin 2\varphi}{\lambda} \right)}{r \omega}$$

Oddziaływanie siły $\bar{B}_B$ na człon 1 wyrazi się momentem siły T_B :

$$M_o(T_B) = T_B r = r^2 \omega^2 (m_{2B} + m_3) \left(\cos \varphi + \frac{\cos 2\varphi}{\lambda} \right) \left(\sin \varphi + \frac{\sin 2\varphi}{\lambda} \right) \quad [14]$$

Pozostaje teraz wyznaczyć siły bezwładności ruchu obrotowego mas m_{2A} i m_{2B} . Przyspieszenia kątowe ich obrotów są równe przyspieszeniu kątowemu ε_2 obrotu człona 2 naokoło osi prostopadłej w S do płaszczyzny ruchu. Ponieważ moment bezwładności masy m_{2A} względem osi obrotu składowego wynosi $m_{2A} k_z^2$, więc siły bezwładności tego obrotu dają moment inercji: $m_{2A} k_z^2 \varepsilon_2$ lub $m_{2B} k_z^2 \varepsilon_2$ dla masy m_{2B} (rys. 6).

Suma obu momentów inercji przyłożonych do zastępczego układu przedstawiającego człon 2, wynosi

$$M_b = (m_{2A} + m_{2B}) k_z^2 \varepsilon_2 = m_2 k_z^2 \varepsilon_2 \quad [15]$$

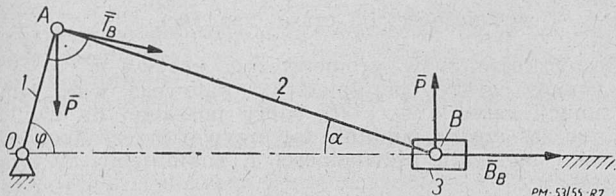
Przyłożmy do człona 2 parę sił ($\bar{P}, \bar{P}$) o momencie M_b tak, aby siły pary były przyłożone w punktach A i B i posiadały kierunek prostopadły do osi OB (rys. 7).

Ramię tej pary jest $AB \cos \alpha = l \cos \alpha$. Z trójkąta OAB łatwo wynika, że

$$\cos \alpha = \frac{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \varphi}}{\lambda}$$

Wielkość liczbowa sił $\bar{P}$ znajdziemy więc ze wzoru:

$$P = \frac{M_b \lambda}{l \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \varphi}} = \frac{M_b}{r \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \varphi}} \tag{16}$$



Rys. 7.

Siła $\bar{P}$ przyłożona w punkcie B wywołuje nacisk człon 3 na prowadnicę albo na gładź cylindra, w przypadku gdy człon 3 jest tłokiem. Reakcja prowadnicy równoważy tę siłę. Druga siła $\bar{P}$ przyłożona w punkcie A daje względem osi obrotu moment przyłożony do człon 1. Wobec tego, że ramię tej siły wynosi $AO \cos \varphi = r \cos \varphi$, moment ten przedstawia się tak:

$$M_o(\bar{P}) = Pr \cos \varphi = \frac{M_b \cos \varphi}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \varphi}} = \frac{m_2 k_z^2 \cos \varphi}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \varphi}} \cdot \epsilon_2 \tag{17}$$

Przyspieszenie kątowe ϵ_2 znajdziemy różniczkując równanie [9] względem czasu:

$$\begin{aligned} \epsilon_2 &= \frac{d\omega_{s2}}{dt} = \frac{d\omega_{s2}}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\omega_{s2}}{d\varphi} = \\ &= \omega^2 \frac{\sin \varphi \cos^3 \varphi - \sin \varphi (\lambda^2 - \sin^2 \varphi)}{(\lambda^2 - \sin^2 \varphi) \cdot \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \varphi}} \end{aligned} \tag{18}$$

Podstawiając [18] do [17] otrzymamy:

$$M_o(\bar{P}) = m^2 k_z^2 \omega^2 \frac{\sin \varphi \cos^3 \varphi - \sin \varphi \cos \varphi (\lambda^2 - \sin^2 \varphi)}{(\lambda^2 - \sin^2 \varphi)^2} \tag{19}$$

Dodając teraz stronami [14] i [19] i porównując z [12] widzimy, że istotnie jest:

$$M_o(\bar{T}_B) + M_o(\bar{P}) = \frac{1}{2} \frac{dI_z}{d\varphi} \omega^2$$

Moment $M_B = \frac{1}{2} \frac{dI_z}{d\varphi} \omega^2$, jak wynika z [12], a także z wykresu na rys. 4 zmienia podczas jednego obrotu człon napędzającego cztery razy znak. Raz więc ma zwrot przeciwny niż zwrot momentu napędzającego M i wtedy stawia opór, raz znów, gdy M i M_B mają zwroty zgodne „pomaga” momentowi napędzającemu.

Równanie dynamiczne ruchu maszyny [11] w szczególnym przypadku gdy $I_z = \text{const.}$ wobec $\frac{dI_z}{d\varphi} = 0$, przybiera postać:

$$I_z \varphi'' = M - M_o \tag{20}$$

Równanie [20] jest równaniem ruchu maszyn wirnikowych lub maszyn, których wszystkie części wykonują ruchy obrotowe lub obrotowe i postępowe. Jeżeli ruch ustalony jest ruchem jednostajnym, to wobec $\omega = \text{const.}$, $\epsilon = \varphi'' = 0$, i wtedy równanie [20] przybiera postać $M = M_o$, a więc stwierdza równowagę momentu napędzającego i zredukowanego momentu oporu.

Dla maszyny, której przynajmniej jedna część wykonuje ruch płaski, i zaopatrzonej w koło zamachowe o momencie bezwładności względem osi obrotów $I_k = \text{const.}$, równanie [11], wobec

$$\begin{aligned} \frac{d(I_k + I_z)}{d\varphi} &= \frac{dI_z}{d\varphi}, \text{ przybierze postać:} \\ (I_k + I_z) \epsilon + \frac{1}{2} \frac{dI_z}{d\varphi} \omega^2 &= M - M_o \end{aligned} \tag{21}$$

Jeżeli np. w położeniach określonych kątami φ_1 i φ_2 prędkość kątowa człon napędzającego osiąga ekstrema, a więc $\omega_{\max}$ lub $\omega_{\min}$, to wobec $\epsilon = 0$, równanie [21] przedstawi się następująco:

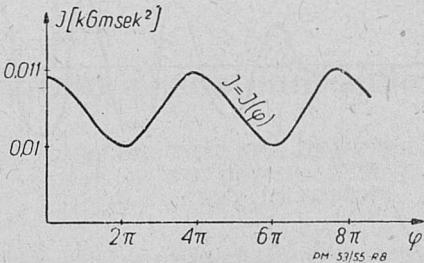
$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{2} \frac{dI_z}{d\varphi} \omega_{\max}^2 &= M_1 - M_{o1} \\ \frac{1}{2} \frac{dI_z}{d\varphi} \omega_{\min}^2 &= M_2 - M_{o2} \end{aligned} \right\} \tag{22}$$

Wtedy oczywiście momenty $M_1 - M_{o1}$ oraz $M_2 - M_{o2}$ są równe odpowiednio momentom M_{B1} w położeniu φ_1 i M_{B2} w położeniu φ_2 odpowiadającym ruchowi maszyny ze stałą prędkością $\omega_{\max}$ lub $\omega_{\min}$.

Badanie ruchu maszyny przy pomocy dynamicznego równania ruchu

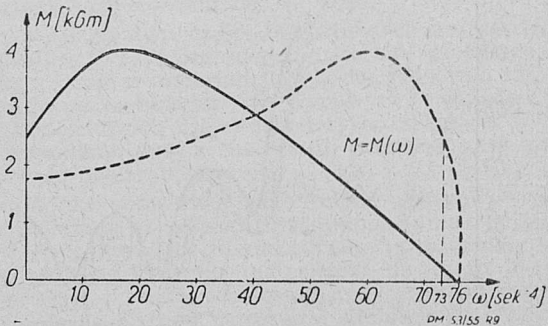
Przypuśćmy, że dysponujemy urządzeniem, które dla ruchu obrotowego ciała pozwala wyznaczyć jego prędkość kątową jako funkcję czasu. Aby wyznaczyć moment oporów szkodliwych maszyny, czyli sumę momentów sił tarcia zredukowanych na człon napędzający, łączymy człon napędzający badanej maszyny z silnikiem elektrycznym w sposób sztywny, np. przez przekładnię zębatą, lecz nie za pomocą sprzęgła ciernego, aby wykluczyć poślizg.

Uruchamiając agregat wyznaczamy prędkość kątową wału silnika jako funkcję czasu. Aby uzyskać wyraźne wahania prędkości w czasie biegu ustalonego spowodowane przede wszystkim zmiennością momentu M_B , należy — niezależnie od obszerności zmian tego momentu — tak dobrać charakterystykę mechaniczną silnika, aby w zakresie zmienności momentu zapewnić dogodną zmianę prędkości kątowej. Z tego względu do badań nadają się silniki asynchroniczne pierścieniowe z włączonym w obwód wirnika odpowiednio dużym oporem.



Rys. 8.

Tok postępowania opiszemy na przykładzie badania maszyny, dla której wykres zredukowanego na wał silnika momentu bezwładności wraz z momentem bezwładności wirnika silnika w funkcji położenia przedstawia rys. 8. Okresowość momentu odpowiadająca dwóm obrotom wału silnika spowodowana jest przełożeniem $i = \frac{1}{4}$ między wałem maszyny a wałem silnika.



Rys. 9.

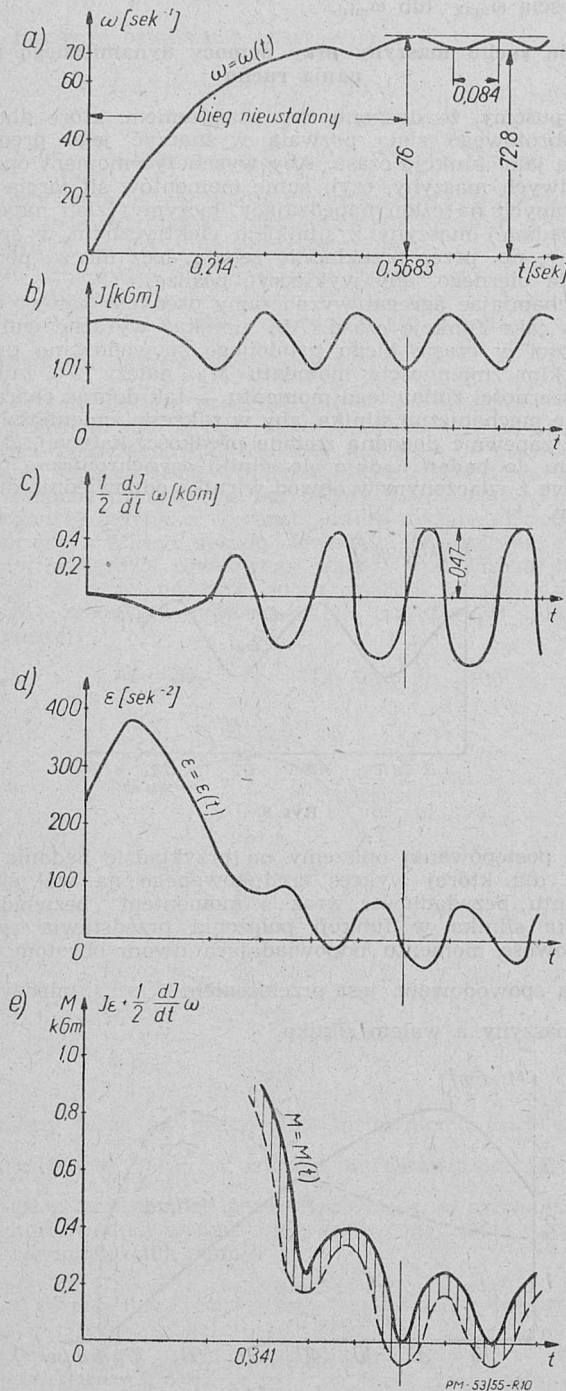
Na rys. 9 pokazano złagodzoną charakterystykę silnika o mocy $N = 1,85 \text{ kW}$, $n = 700 \text{ obr/min}$, $GD^2 = 0,35 \text{ kGm}^2$ (linia ciągła — charakterystyka złagodzona, linia przerywana — charakterystyka normalna).

Wykres prędkości kątowej wału silnika otrzymany drogą pomiaru przedstawia rys. 10a. Z wykresu 10a nie trudno zbudować wykres drogi kątowej wału silnika w zależności od czasu $\varphi = \varphi(t)$ (rys. 11). Zresztą można go wprost zbudować nie korzystając z wykresu $\omega = \omega(t)$, jeżeli do rejestracji prędkości kątowej użyto tachografu optycznego, o którym będzie mowa niżej. Na podstawie wykresów $I =$

$= I(\varphi)$ oraz $\varphi = \varphi(t)$ budujemy teraz wykres $I = I(t)$ pokazany na rys. 10b.

Dla rozwiązania postawionego zadania, tj. dla wyznaczenia oporów tarcia maszyny, posłużymy się teraz dynamicznym równaniem ruchu, którego wobec $M_o = M_T$ tak się przedstawi:

$$I_z \varepsilon + \frac{1}{2} \frac{dI_z}{d\varphi} \omega^2 = M - M_T \quad [23]$$



Rys. 10.

Wygodniej jednak będzie napisać je w nieco innej formie, a mianowicie wobec:

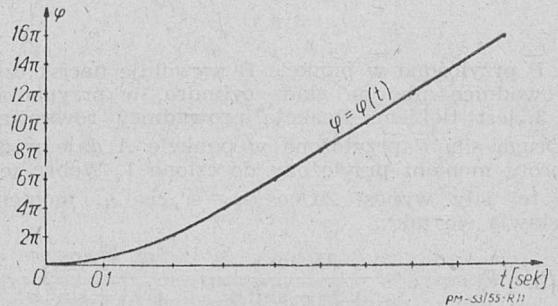
$$\frac{1}{2} \frac{dI}{d\varphi} \omega^2 = \frac{1}{2} \frac{dI}{d\varphi} \omega^2 \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{dt}{d\varphi} = \frac{1}{2} \frac{dI}{dt} \omega^2 \frac{1}{\omega} = \frac{1}{2} \frac{dI}{dt} \omega,$$

można je przekształcić:

$$I \varepsilon + \frac{1}{2} \frac{dI}{dt} \omega = M - M_T \quad [24]$$

Różniczkując geometrycznie krzywą $I = I(t)$ otrzymamy krzywą $\frac{dI}{dt}$, a mnożąc rzędne przez połowę wartości odpowiedniej prędkości kątowej dostaniemy ostatecznie wykres $\frac{1}{2} \frac{dI}{dt} \omega$ w zależności od czasu (rys. 10c).

Różniczkując znów geometrycznie krzywą $\omega = \omega(t)$, otrzymamy wykres przyspieszenia kątowego wału silnika w funkcji czasu $\varepsilon = \varepsilon(t)$, który pokazano na rys. 10d. Mnożąc zaś rzędne punktów tej krzywej przez odpowiednie wartości momentu bezwładności I , znajdujemy krzywą $I\varepsilon$ w funkcji t .



Rys. 11.

Na rys. 10 i 11 odcinki zaznaczone na osi czasu oznaczają przedziały czasu odpowiadające jednemu obrotowi wału silnika.

Z wykresu $M = M(\omega)$ na rys. 9 i na podstawie wykresu $\omega = \omega(t)$ na rys. 10a łatwo zbudować wykres zmienności momentu silnika w zależności od czasu podczas ruchu agregatu, czyli wykres $M = M(t)$. Wykres ten przedstawia krzywa ciągła na rys. 10a.

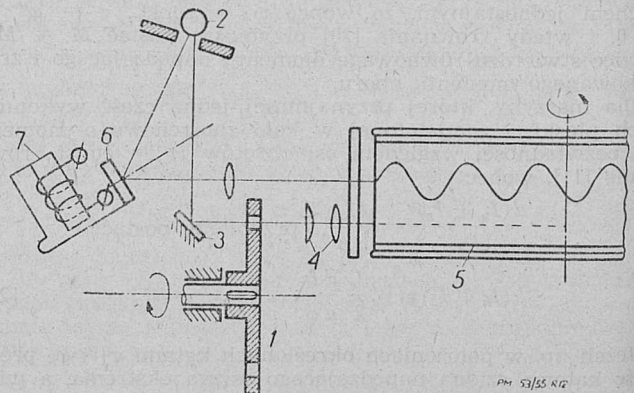
W ten sposób znane są już — w zależności od czasu — wszystkie wyrazy równania [24] z wyjątkiem wyrazów M_T . Moment zredukowanych na wał silnika sił tarcia w zależności od czasu, znajdziemy więc teraz z równania:

$$M_T = M - \left(I \varepsilon + \frac{1}{2} \frac{dI}{dt} \omega \right). \quad [25]$$

Na rys. 10e wykres: $\left(I \varepsilon + \frac{1}{2} \frac{dI}{dt} \omega \right)$ w funkcji t przedstawiono linią przerywaną. Różnice rzędnych obu krzywych dają odpowiednie wielkości M_T (rys. 10e).

Analogicznie postępując, jednak przy użyciu innego odpowiednio mocniejszego silnika, można wyznaczyć opory użytkowe, dla pokonywania których maszyna została zbudowana.

Jeśli idzie o urządzenia służące do zapisu prędkości kątowej w funkcji czasu, do najbardziej znanych należy urządzenie złożone z prądniczki tachometrycznej i oscylografu. Bardzo wygodny dla przeprowadzania badań omawianych wyżej wielkości mechanicznych i zarazem dokładny oraz prosty w budowie jest na ogół u nas nie znany przyrząd konstrukcji Czuwikowa, zwany tachografem optycznym. Tachograf ten łatwo można wykonać systemem gospodarczym.



Rys. 12.

Schemat tachografu pokazano na rys. 12. Na wał maszyny lub silnika nałożona jest lekka tarcza 1 z nawierconymi w równych odległościach na pewnym obwodzie otworkami. Promień biegnący ze źródeł światła 2 pada na zwierciadło 3 i odbity od niego przechodzi przez przelatujący prostopadle do jego toru otworek tarczy, padając po przejściu przez obiektyw 4 na błonę filmową napiętą na obracającym się z odpowiednio dobraną stałą prędkością kątową bębnie 5.

Jednocześnie stale pada na błonę, omijając krążek, drugi promień odbity od zwierciadła 6. Zwierciadło 6 jest umocowane na sprężystej wygiętej taśmie wprawianej w drgania (o okresie $T = \frac{1}{50}$ sek) przez elektromagnes 7 dołączony do sieci prądu zmiennego. Promień świetlny odbity od zwierciadła 6 zmienia więc kąt padania dając na błonie sinusoidę czasową.

Po wywołaniu i utrwaleniu błony znajdują się na niej punkty rozmieszczone w nierównych odległościach, jeżeli prędkość kątowa obrotu jest zmienna, lub też w równych odległościach w przypadku ruchu ze stałą prędkością kątową. Odległości między tymi punktami są proporcjonalne do czasu, w którym wał obrócił się o kąt odpowiadający łukowi między dwoma sąsiednimi otworkami tarczy. Odległości między zdjętymi na błonie punktami są odwrotnie proporcjonalne do prędkości kątowych.

Z tych odległości, posługując się krzywą czasową, łatwo sporządzić wykres $\omega = \omega(t)$. Wykres będzie oczywiście tym dokładniejszy, im mniejsze są odległości między punktami na tarczy.

Dla krótkotrwałych przebiegów wystarcza błona o długości równej obwodowi bębna 5. Dla dłuższych trwających badań należy ją przewijać z jednego bębna na drugi.

Ze względu na czas naświetlania, zwłaszcza w przypadku badań maszyn wysokoobrotowych, otwórki na tarczy należy nawiercać na obwodzie koła o niewielkiej średnicy.

Charakterystykę mechaniczną silnika elektrycznego (rys. 9) można wprawdzie zbudować na drodze teoretycznej na podstawie danych silnika, ale ze względu na to, że zwłaszcza dla silników małej mocy dane te nie są zwykle zbyt dokładne, lepiej jest sporządzić ją doświadczalnie. Szczególnie dla krótkotrwałych okresów rozbiegu silnika ($0,1 \div 0,2$ sek) doskonale nadaje się tachograf optyczny.

Czas rozbiegu można zresztą dla wygody przedłużyć zwiększając moment bezwładności przez nałożenie na wał silnika koła zamachowego.

Po wykonaniu przy pomocy tachografu wykresu $\omega = \omega(t)$, na drodze geometrycznego różniczkowania znajdziemy wykres $\varepsilon = \varepsilon(t)$.

Z obu zaś tych wykresów sporządzamy trzeci, a mianowicie wykres przyspieszenia kątowego funkcji prędkości kątowej $\varepsilon = \varepsilon(\omega)$. Ostatni wykres wobec tego, że moment bezwładności wirnika silnika elektrycznego jest stały, przedstawia już w odpowiedniej skali charakterystykę mechaniczną silnika.

LITERATURA

- I. I. Artobolewskij — Teoria mechanizmów i maszyn (1955).
- Biezeno-Grammel — Technische Dynamik (1939).
- B. A. Zinowiew i A. T. Czuwukow — Dynamiczeskoje isledowanije maszin opticeskim tachografom A. T. Czuwukowa. Trudy seminarja po teoriji maszin i miechanizmov. Tom X, zeszyt 38 (1950).

Zastosowanie materiałów zastępczych do wyrobu przekładni ślimakowych

621.833.382/383:669.131.89

Mgr inż. TADEUSZ DEMETER (cz. I i III)
Mgr inż. ANTONI GOŁUCH (cz. II)
Mgr inż. JERZY RAJTOR (cz. I, II i III)

W artykule opisano sposoby badania własności ruchowych i doboru materiałów zastępczych do wyrobu przekładni ślimakowych (cz. I). Przeprowadzono analizę zastosowania żeliwa sferoidalnego (cz. II) oraz stopów cynkowych (cz. III) na podstawie własnych wyników badawczych laboratoryjnych oraz prób zastosowania w przemyśle*).

Cz. I. Sposoby badań przekładni ślimakowych i materiałów na nie

Przekładnie ślimakowe znalazły mimo małej sprawności szerokie zastosowanie w przemyśle. Ze względu na zwartą budowę nie wymagają one dużo miejsca nawet przy bardzo wysokich przeniesieniach do $i = 120$.

Zastosowanie na wieniec ślimacznicy klasycznego materiału wysokosprawnego, jakim jest brąz, powoduje nieproporcjonalnie wysoki wzrost kosztu materiału w stosunku do kosztu całej przekładni, szczególnie niekorzystny przy większych przekładniach. Na przykład przekładnia ślimakowa o wymiarach gabarytowych $600 \times 350 \times 600$ mm i ogólnym ciężarze 350 kg kosztuje 3700 zł. Brązowy odlew wienca ślimacznicy nie obrobiony waży 80 kg i kosztuje 1200 zł, czyli koszt samego tylko odlewu wienca wynosi 1/3 kosztu całej przekładni. Poza tym brąz jest materiałem deficytowym.

Zagadnienie zastąpienia drogiego i deficytowego brązu tanim materiałem rodzimym jest pilną i ważną sprawą dla naszej gospodarki narodowej.

W celu prawidłowego doboru materiału zastępczego na wieniec ślimacznicy należy uwzględnić charakter pracy przekładni ślimakowej i własności ruchowe materiału.

1. Charakter pracy przekładni ślimakowej

Przekładnia ślimakowa należy do grupy napędów zębatych tzw. „ślizgowych”, gdyż pracują one na zasadzie śruby ruchowej wzgl. klina ruchowego przy dużym poślizgu wzdłuż

osi zęba. W napędach zębatych ślizgowych osi kół są wchrowate, jak to ma miejsce w przekładni ślimakowej.

Błędem byłoby zaliczać przekładnię ślimakową do napędów zębatych „tocznych”. Osie kół bowiem napędu zębatego tocznego przecinają się lub są równoległe, dzięki czemu zęby w czasie wzajemnej współpracy przetaczają się z małym poślizgiem, poprzecznym do osi zęba.

Przy poślizgu dwu części maszynowych najczęściej jeden z elementów wykonany jest z materiału gładkiego bardzo twardego, drugi z materiału łatwo docierającego się, jednak odpornego na szybkie zużycie. Typowym przykładem współpracy takich dwóch części jest łożysko ślizgowe, w którym czop wykonany jest z materiału twardego, zaś panewka z materiału docierającego się.

Przekładnia ślimakowa jako napęd „ślizgowy” podobna jest w działaniu do łożyska ślizgowego. Ślimak możemy porównać z czopem, zaś ślimacznice — z panewką łożyska. Przeprowadzone badania materiałów na części łożyskowe dają wstępne i cenne wskazówki przy doborze materiałów zastępczych do wyrobu przekładni ślimakowych. Wskazówki te mają charakter tylko orientacyjny, gdyż należy sobie zdawać sprawę z tego, że istnieją różnice w pracy łożyska i napędu ślimakowego, a mianowicie:

— w łożysku współpracują dwie powierzchnie walcowe przystające, zaś w przekładni ślimakowej stykają się w pracy w zasadzie dwie wypukłe powierzchnie;

— w napędzie ślimakowym prócz poślizgu występuje przetaczanie się powierzchni współpracujących, czego nie stwierdzamy przy ruchu czopa względem panewki;

— warunki smarowania są odmienne, co wpływa na istotę tarcia płynnego, przypuszczalnie ujemnie w przypadku przekładni ślimakowej.

*) W zeszycie niniejszym podane są pierwsze dwie części, cz. III podana zostanie w zeszycie następnym.

2. Wskaźniki własności ruchowych materiału

Dla oceny nowych lub zastępczych materiałów przydatnych do wyrobu kół ślimakowych największe znaczenie ma badanie własności ruchowych stosowanego materiału ze względu na małą sprawność, jaką cechuje te przekładnie. Wytrzymałość doraźna stosowanego materiału na ślimacznicy nie ma znaczenia decydującego, gdyż przeważnie pracuje równocześnie kilka zębów.

Od materiału żąda się wysokiej sprawności i długiej trwałości. Sprawność uzależniona jest od oporów tarcia przy poślizgu zębów, zaś trwałość zależy w głównej mierze od ścieralności materiału.

Własności ruchowe materiału zależą także:

— od gładkości powierzchni współpracujących; trące się powierzchnie nie bywają nigdy idealnie gładkie i niezależnie od tego z jaką starannością byłyby obrabiane, wykazują zawsze pewne nierówności;

— od twardości; należy jednak stwierdzić, że różne materiały mające prawie jednakową twardość zużywają się różnie;

— od prędkości poślizgu, nacisku jednostkowego i temperatury; wymienione w ostatnim punkcie wskaźniki własności ruchowych są najbardziej istotne dla danego materiału.

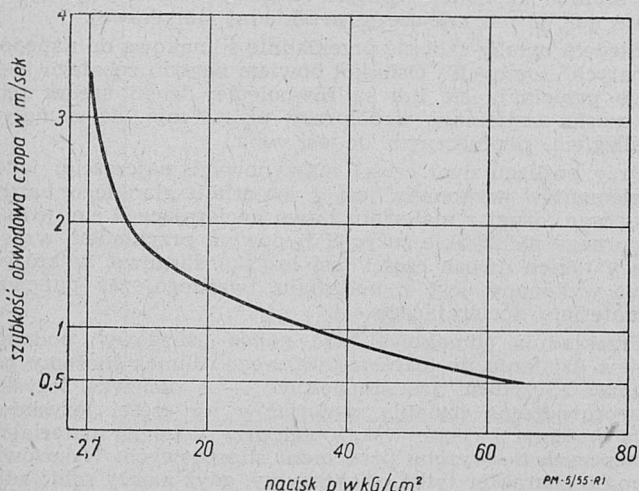
Ponieważ wyznaczanie wymienionych wskaźników w laboratorium Katedry Elementów Maszyn przeprowadza się od dłuższego czasu na maszynach do badania materiałów łożyskowych, oparto się przy wstępnym orientacyjnym określeniu przydatności danego materiału na ślimacznicy na wynikach prób otrzymanych na maszynie wahadłowej¹⁾. Wynikiem badań materiału pod względem ruchowym są krzywe graniczne określające zakres stosowalności materiału na panewki łożyska w zależności od nacisku jednostkowego p i szybkości obwodowej czopa v przy założeniu, że temperatura czopa ustala się poniżej granicznej, która została przyjęta w wysokości 60°C (rys. 1).

Po takim zbadaniu własności ruchowych materiału przystępuje do badania laboratoryjnego próbnej przekładni ślimakowej; w razie otrzymania dodatniego wyniku wytwórnia buduje próbną serię przeznaczoną do eksploatacji w przemyśle.

Wyniki pracy próbnej serii są podstawą do wprowadzenia materiału zastępczego.

3. Sposób badania

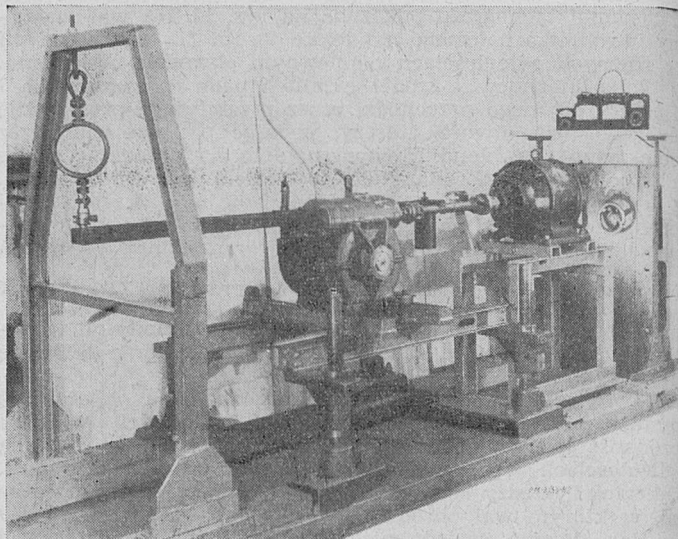
Badanie laboratoryjne przekładni ślimakowych przeprowadza się metodą hamowania (rys. 2)¹⁾. Obecnie buduje się stanowisko do badania przekładni ślimakowych metodą mocy zamkniętej²⁾ — metoda ta jest dokładniejsza oraz korzystniejsza pod względem kosztów eksploatacyjnych (rys. 3).



Rys. 1. Krzywa graniczna p_v brązu cynowego.

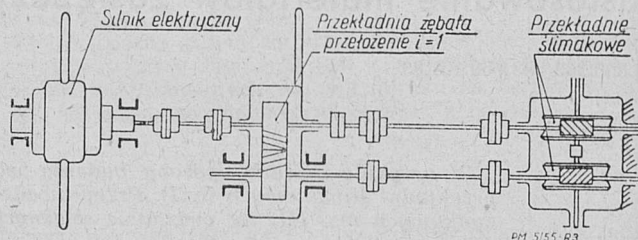
¹⁾ Opis metody podany jest w artykule: A. Dziama i Z. Lawrowski „Badanie materiałów łożyskowych na przyrządzie wahadłowym”. — Przegląd Mechaniczny nr 1, 1955 r.

²⁾ Metoda mocy zamkniętej polega na połączeniu równoległym dwóch przekładni zębatych dwoma wałkami. Na jednym z wałków wywołuje się wstępne napięcie skręcające. Z chwilą puszczenia w ruch danego mechanizmu powstaje w obwodzie zamkniętym — utworzonym przez wymienione przekładnie i wałki — krążenie mocy. Moc silnika zużywa się jedynie na pokonanie oporów tarcia. Artykuł na temat badań metodą mocy zamkniętej ukaże się w najbliższym czasie w „Przeglądzie Mechanicznym”.



Rys. 2. Stanowisko do badania przekładni ślimakowych metodą hamowania.

Wyznaczenie bezwzględnej wartości wskaźników ruchowych jest utrudnione przy badaniu przekładni ślimakowej ze względu na wpływ różnych czynników. W celu wyeliminowania wpływu tych czynników bada się przekładnię w tych samych warunkach pracy, stosując różne materiały na ślimak i ślimacznice. Otrzymuje się w ten sposób wyniki porównywalne, na podstawie których można ocenić przydatność materiału zastępczego.



Rys. 3. Stanowisko do badania przekładni ślimakowych metodą mocy zamkniętej.

Do badań użyto przekładnię ślimakową stosowaną w przemyśle o następującej charakterystyce:

- przełożenie 1 : 55,
- moc pobierana $N_1 = 3,3 \text{ KM}$,
- obroty ślimaka $n_1 = 1450 \text{ obr/min}$,
- moduł $m = 5 \text{ mm}$,
- ilość zwojów ślimaka $z_1 = 1$,
- kąta nachylenia linii śrubowej ślimaka $\gamma = 4^\circ 4'$,
- kąt przyproru $\alpha = 15^\circ$.

Badaną przekładnię ślimakową cechuje mała sprawność charakterystyczna dla wszystkich przekładni samohamownych.

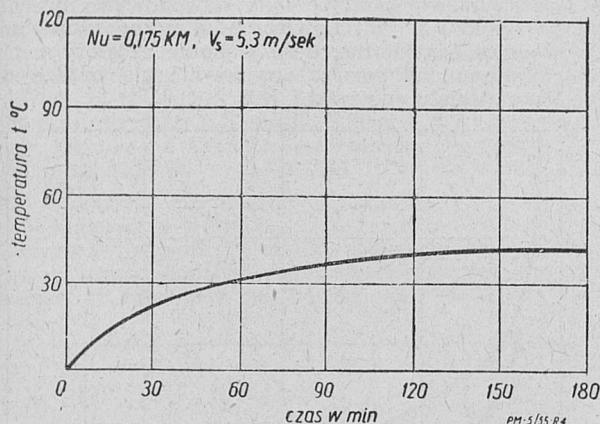
Wstępne dotarcie przeprowadza się przy szybkości poślizgu $v_s = 5 \text{ m/sek}$ przez 8 godzin biegiem luzem, a przez następne 8 godzin pod obciążeniem mocy użytecznej: $N_u = 0,175 \text{ KM}$.

Próby są wykonywane z założeniem ustalenia się równowagi cieplnej, tzn. ilość ciepła wytwarzanego przez tarcie elementów trących powinna się równać ilości ciepła odprowadzanego na zewnątrz. Odczyt temperatury odbywa się w pewnych odstępach czasu zależnie od obciążenia (rys. 4). Jeżeli kilka odczytów wykazuje, że temperatura się nie zmienia, uważa się, że nastąpiło ustalenie się równowagi cieplnej. W przypadkach niepewnych przeprowadza się kontrolę ustalania się temperatury — zmniejszenie obrotów ślimaka wywołuje natychmiastowe obniżenie się temperatury. W stanie równowagi cieplnej można stwierdzić również wpływ zmian temperatury otoczenia na temperaturę wewnątrz przekładni.

Temperaturę przelicza się z uwzględnieniem temperatury odniesienia 20°C według równania

$$t = (t_1 - t_2) + 20^\circ\text{C}$$

gdzie: t — temperatura przeliczona,
 t_1 — temperatura smaru,
 t_2 — temperatura otoczenia.

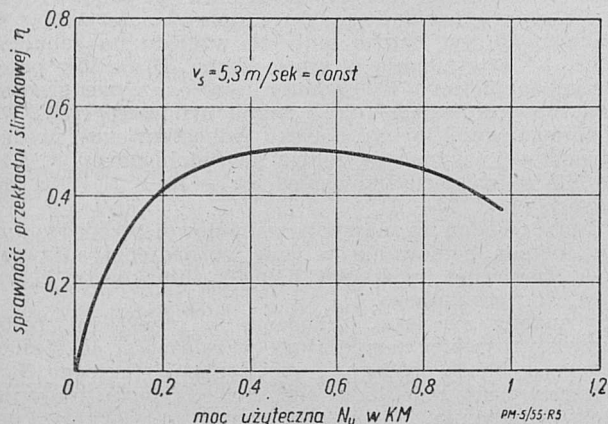


Rys. 4. Krzywa ustalenia się temperatury wewnątrz przekładni.

W celu wyznaczenia sprawności mierzy się moc silnika elektrycznego N_s i moc na wale ślimacznicy tzw. moc użyteczną N_u . Sprawność całkowita przekładni równa się:

$$\eta = \frac{N_u}{N_s}$$

Próby sprawności przeprowadza się dla różnych obciążeń przy $v_s = \text{const.}$ i oznacza się krzywą sprawności w funkcji obciążenia (rys. 5).



Rys. 5. Krzywa sprawności przekładni ślimakowej jako funkcja obciążenia.

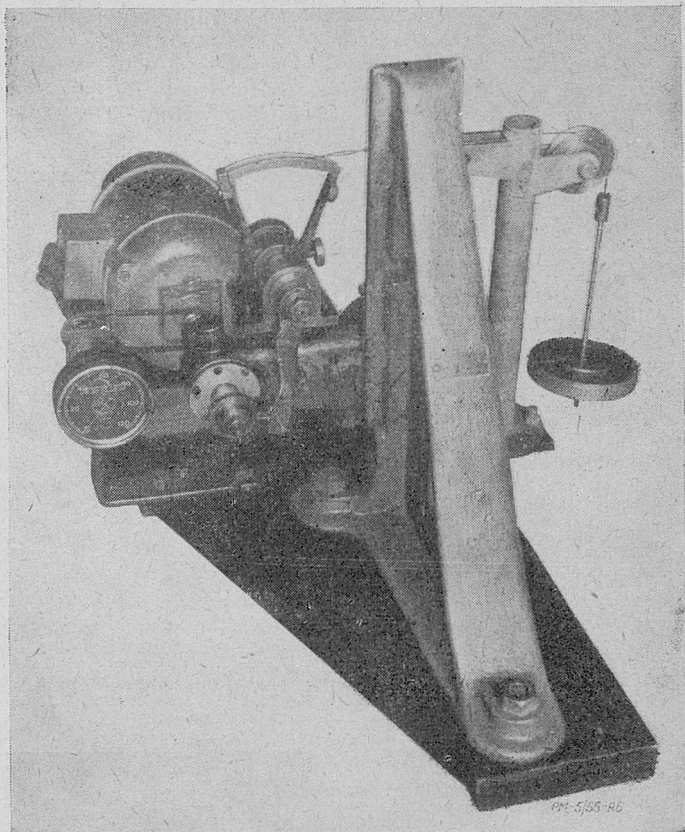
Badania własności ruchowych uzupełnia się badaniem ścieralności materiału, która jest wskaźnikiem trwałości przekładni. Badanie przeprowadza się na specjalnej maszynie (rys. 6), w której elementem ścierającym jest krążek stalowy hartowany o twardości $H_B = 700 \text{ kg/mm}^2$, zaś próbka materiału ścieranego jest dociskana do krążka. Wyniki badań ujmuje się krzywymi przedstawiającymi ubytek objętości w zależności od bezwzględnej ilości obrotów dla różnych stałych nacisków (rys. 7).

Pomiar zużycia ślimaka i wieńca ślimacznicy w zasadzie nie został przeprowadzony ze względu na mały stopień zużycia w stosunku do czasu.

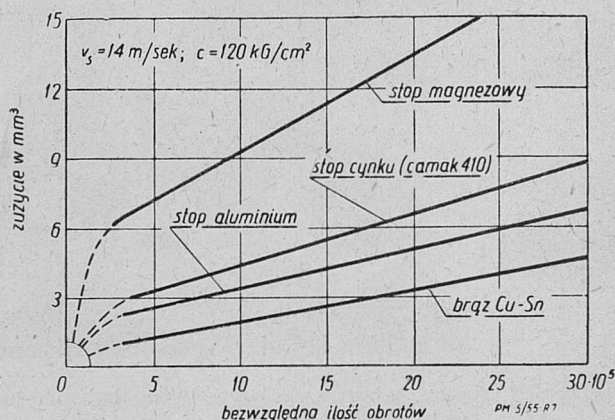
Cz. II. Zastosowanie żeliwa sferoidalnego w przekładniach ślimakowych

1. Żeliwo sferoidalne jako materiał zastępczy

We współczesnej literaturze technicznej znajdują się wzmianki o zastosowaniu żeliwa sferoidalnego jako materiału zastępczego w budowie maszyn na takie części, jak korpusy pras hydraulicznych, korpusy sprężarek, wirniki pomp, wałki, koła zębate, ślimaki, a nawet ślimacznice.



Rys. 6. Maszyna krążkowa do badania ścieralności.



Rys. 7. Wykres zużycia materiałów w zależności od obrotów bezwzględnych przy stałym nacisku.

Opierając się na tych publikacjach zakłady wytwórcze przekładni ślimakowych, poszukując na ślimacznice tańszego i dobrego materiału, który by zastąpił brąz, zwróciły uwagę na żeliwo sferoidalne, które w tym czasie było w kraju przedmiotem szerokiego zainteresowania. Ogólnie uważano bowiem, że żeliwo sferoidalne powinno być dobrym materiałem na ślimacznice, ponieważ ma ono pierwszorzędne własności mechaniczne w porównaniu z brązem; odznacza się również stosunkowo dobrą odpornością na ścieranie i dobrą obrabialnością. Własności ruchowe żeliwa sferoidalnego, zresztą wtedy pod tym względem jeszcze w kraju nie zbadanego, nie były brane pod uwagę.

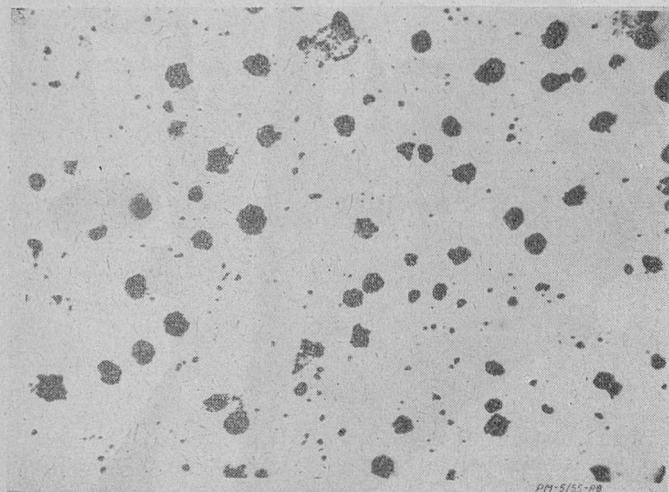
1. Wyniki laboratoryjne badań własności ruchowych żeliwa sferoidalnego¹⁾

W celu ustalenia własności ruchowych żeliwa sferoidalnego przeprowadzono badania: a) na maszynie wahadłowej i b) metodą hamowania.

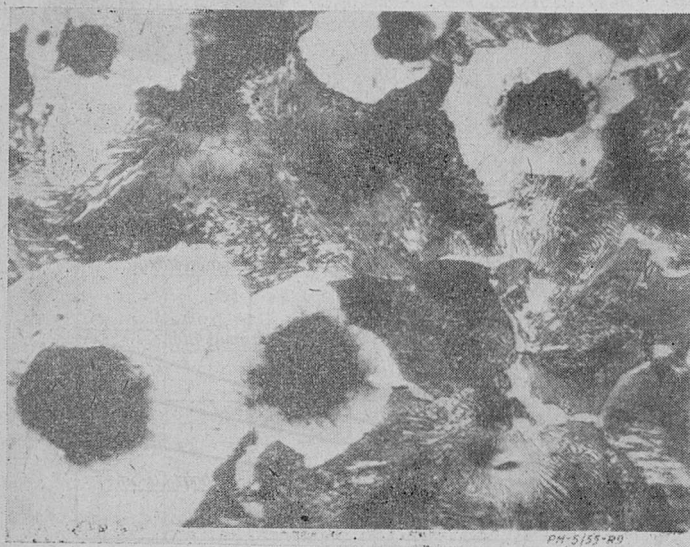
¹⁾ Badania przeprowadzono w Laboratorium Katedry Elementów Maszyn Politechniki Wrocławskiej.

a) Do badań na maszynie wahadłowej dostarczono panewki z żeliwa sferoidalnego o składzie chemicznym: C_{og} — 2,95, Si — 3,70, Mn — 0,47, P — 0,18, S — 0,01.

Własności mechaniczne były następujące: R_g — 92,3 kG/mm², f — 10,0 mm, R_r — 53,8 kG/mm², H_B — 270, a_4 — 0,2‰.



Rys. 8. Struktura żeliwa sferoidalnego w stanie nietrawionym, powiększenie 100 X.



Rys. 9. Żeliwo sferoidalne po trawieniu 3% alkoh. HNO₃, powiększenie 250 X.

Struktura żeliwa sferoidalnego przedstawiona jest na rysunku 8 i 9. Czop wykonany ze stali węglowej, hartowany w wodzie miał twardość $H_B = 650$, czyli był dużo twardszy od ślimaka badanego, wykonanego z materiału 045 bez obróbki cieplnej o twardości $H_B = 178$. Czop był szlifowany w przeciwieństwie do dostarczonego ślimaka, który posiadał gładkość otrzymaną na tokarni. W celu umożliwienia porównania wykonanie czopa i panewki powinno być zbliżone do wykonania ślimaka i ślimacznicy; w naszym przypadku próby przeprowadzono w warunkach korzystniejszych w porównaniu z pracą przekładni ślimakowej.

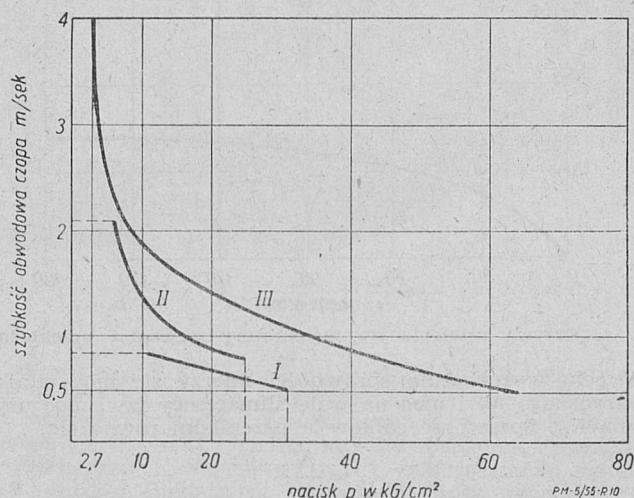
W czasie docierania wstępnego panewki nie występowały na ogół zaburzenia cieplne, przy czym docieranie panewek przeprowadzono przy prędkości obwodowej 0,25 m/sek i nacisku jednostkowym 10 kG/cm².

Po wstępnym dotarciu panewek przeprowadzono właściwe badanie własności ruchowych.

Panewki badano w zakresie prędkości obwodowych od 0,25 m/sek. Obciążając łożysko stopniowo przy danej prędkości starano się doprowadzić temperaturę czopa do 60°C jako temperatury granicznej dopuszczalnej dla normalnej pracy łożyska.

Niestety, w żadnej z prób, przy żadnej prędkości obwodowej nie udało się ustalić temperatury w pobliżu 60°C.

Po przekroczeniu pewnego granicznego obciążenia przy danej prędkości obwodowej temperatura łożyska nagle wzrastała, a łożysko wykazywało tendencję zacierania się. W czasie badań nastąpiło przy $v = 0,84$ m/sek i $p = 20$ kG/cm² zatarcie łożyska. Oznakami zatarcia w czasie ruchu był bardzo duży moment tarcia oraz znaczne skoki temperatury. Po zdemontowaniu panewki stwierdzono, że powierzchnie nośne panewki pokryte były obwodowymi bruzdami głębokości około 0,3 mm. Powierzchnie nośne czopa miały rysy obwodowe oraz liczne, dość głębokie zadziory o przekroju trójkątnym. W smarze znajdowało się bardzo dużo cząsteczek materiału panewki.



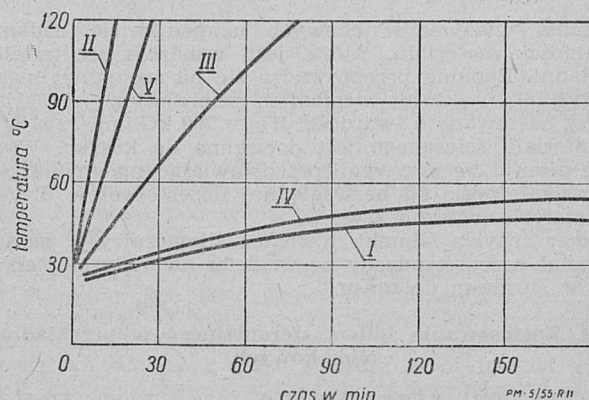
Rys. 10. Krzywe graniczne materiałów łożyskowych. I — żeliwa sferoidalnego, II — żeliwa modyfikowanego, III — brązu cynowego.

Na rys. 10 przedstawiono krzywe graniczne określające zakres stosowności różnych materiałów na panewki łożyskowe. Z wykresu widać, że zakres stosowności żeliwa sferoidalnego (I) jest bardzo mały ze względu na zaburzenia cieplne, jakie występują w czasie ruchu. Dla celów porównawczych naniesiono na rysunku jeszcze krzywe graniczne żeliwa modyfikowanego (II) i brązu cynowego (III). Wartość porównawcza, iloczyn nacisku jednostkowego i prędkości obwodowej wynosi dla żeliwa sferoidalnego $pv = 8,4 \div 15$, dla żeliwa modyfikowanego $pv = 10 \div 21$ i dla brązu cynowego $pv = 10 \div 32$.

b) Oprócz badań na maszynie wahadłowej przeprowadzono próby metodą hamowania w celu wyznaczenia sprawności i mocy granicznej przekładni z kołem ślimakowym z brązu i z żeliwa sferoidalnego.

Aby ustalić zjawiska zachodzące w przekładni, badano rzeczywisty przebieg temperatury w zależności od stosunku obrotów (szybkości poślizgu) i obciążenia użytecznego N_u .

W czasie pracy przekładni ślimakowej z brązu nie występowały zaburzenia cieplne. Temperatura wewnątrz przekładni wzrastała spokojnie i ustaliła się w czasie około 2 godzin na wysokości 45°C (rys. 11 krzywa I).

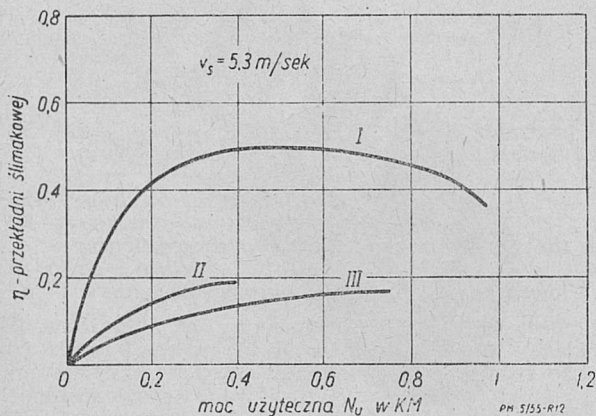


Rys. 11. Krzywe ustalenia się temperatury przekładni ślimakowych. I — ślimak stalowy, ślimacznica z brązu, $N_u = 0,175$ KM; $v_s = 5,3$ m/sek; II — ślimak stalowy, ślimacznica z żeliwa sferoidalnego, $N_u = 0,175$ KM; $v_s = 5,3$ m/sek; III — stal — żeliwo sferoidalne, $N_u = 0,07$ KM; $v_s = 5,3$ m/sek; IV — stal — żeliwo sferoidalne, $N_u = 0,0575$ KM; $v_s = 1,7$ m/sek; V — ślimak i ślimacznica z żeliwa sferoidalnego, $N_u = 0,175$ KM; $v_s = 5,3$ m/sek.

W czasie pracy przekładni ślimakowej z żeliwa sferoidalnego występowały niepożądane zaburzenia cieplne i już po 10 minutach termometr wykazywał temperaturę około 90°C, a sam ślimak miał temperaturę przeszło 100°C (rys. 11 krzywa II).

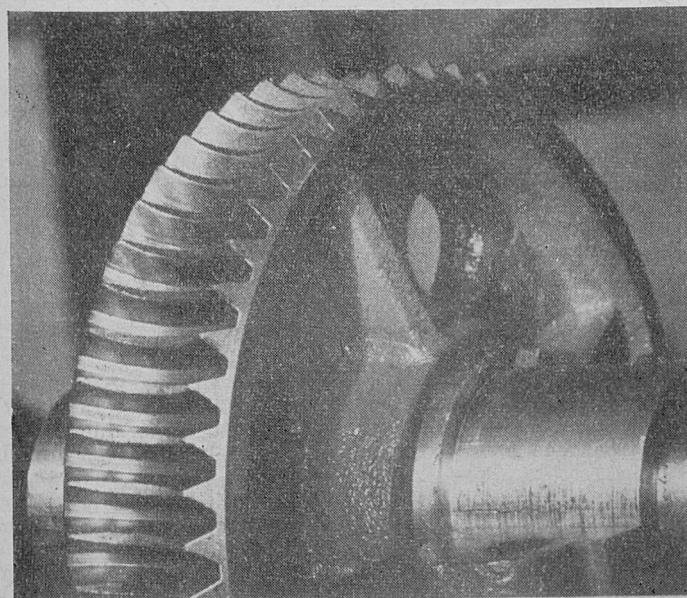
Wykonano kilka badań zmieniając szybkość poślizgu v_s (obroty) i obciążenie użyteczne N_u w celu uzyskania ustalenia się temperatury. Wyniki były ciągle ujemne. Wyniki pomiarowe przy $v_s = 5,3$ m/sek oraz $N_u = 0,07$ KM przedstawia krzywa III. Temperatura maleje ze spadkiem obciążenia i ze spadkiem szybkości poślizgu. Dopiero prawie przy biegu luzem $N_u = 0,0575$ KM i przy anormalnie niskiej prędkości poślizgu $v_s = 1,7$ m/sek (krzywa IV) przebieg temperatury grzania się ślimaka jest zbliżony do przebiegu krzywej I (brąz-stal, $N_u = 0,175$ KM, $v_s = 5,3$ m/sek).

Na podstawie przytoczonych wyników stwierdzono, że przy jednakowych warunkach smarowania i pracy otrzymuje się krzywą temperatury żeliwa sferoidalnego zbliżoną do krzywej brązu dopiero przy równoczesnym trzykrotnym zmniejszeniu tak mocy, jak i liczby obrotów.

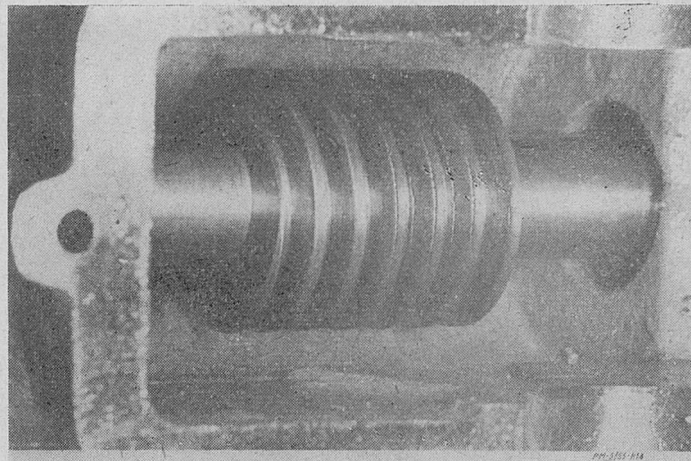


Rys. 12. Krzywe sprawności przekładni ślimakowych; I — ślimak stalowy, ślimacznica z brązu; II — ślimak stalowy, ślimacznica z żeliwa sferoidalnego; III — ślimak i ślimacznica z żeliwa sferoidalnego.

Sprawność skrzynki przekładniowej z brązu przedstawia krzywa I (rys. 12). Maksymalna sprawność występuje przy $N_u = 0,5$ KM i wynosi 50%. Przebieg sprawności przekładni ślimakowej z żeliwa sferoidalnego przedstawia krzywa II wykresu. Pomiar przerwano przy $N_u = 0,5$ KM, gdyż ze skrzynki zaczynały się wydobywać opary smaru. Termometr pokazywał temperaturę około 100°C. Mimo kilku przeprowadzonych prób nie udało się przekroczyć obciążenia $N_u =$



Rys. 13. Koło ślimakowe z żeliwa sferoidalnego po zakończeniu badań.



Rys. 14. Ślimak stalowy ze śladami zatarcia po ok. 8-godzinnej współpracy ze ślimaczną z żeliwa sferoidalnego.

$= 0,5$ KM. Sprawność dla tego obciążenia wynosiła około 19%, a więc była 2,6 raza mniejsza od sprawności przekładni z kołem ślimakowym z brązu.

Co się tyczy charakteru pracy, to przekładnia z żeliwa sferoidalnego w porównaniu do skrzynki brązowej odznaczała się niespokojnym biegiem, zwłaszcza przy większym obciążeniu.

Po zakończeniu badań stwierdzono, że:

— w przekładni z brązu powierzchnie pracujące były dość dobrze dotarte;

— koło ślimakowe z żeliwa sferoidalnego wykazało nie-duże wygniecenie powierzchni pracującej objawiające się w nieznacznym odsadzeniu zarysu; sama powierzchnia była jednak gładka (rys. 13);

— ślimak miał na całej powierzchni pracującej dość głębokie bruzdy, zadziory i ślady wydzierania się cząsteczek materiału, co wskazuje na zatarcie i nadmierny wzrost temperatury (rys. 14).

Wobec ujemnych wyników przeprowadzono dodatkowe badania przekładni ze ślimakiem z żeliwa sferoidalnego i ślimaczną również z żeliwa sferoidalnego. Wyniki badań były jeszcze gorsze od wyników badań przekładni w zestawieniu: ślimak stalowy a ślimacznica z żeliwa sferoidalnego (porównaj rys. 11 krzywa V i rys. 12 krzywa III).

2. Próby zastosowania żeliwa sferoidalnego w przemyśle

Niezależnie od prób laboratoryjnych przeprowadzanych przez Katedrę Elementów Maszyn Politechniki Wrocławskiej niektóre krajowe zakłady wytwórcze wykonały we własnym zakresie próby zastosowania żeliwa sferoidalnego na koła ślimakowe.

Przekładnie te przeznaczone dla przemysłu pracowały u poszczególnych użytkowników i były w czasie pracy obserwowane oraz badane.

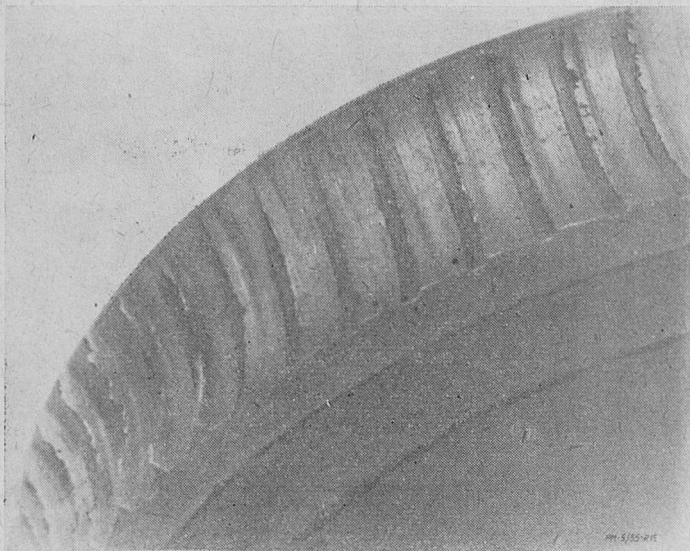
W jednym z zakładów przeprowadzono próbę wbudowania przekładni ślimakowej ze ślimaczną z żeliwa sferoidalnego do wyciągu towarowego. Ślimak wykonany ze stali 055 jednozwojowy o module 3 mm był napędzany przez sprzęgło elastyczne silnikiem elektrycznym o mocy 2,3 KW i 950 obr/min.

Koło ślimakowe napędzało bęben linowy o średnicy 220 mm; średnica liny wynosiła 10 mm; ciężar użyteczny 100 kG.

Przekładnia ślimakowa była samohamowna. Powierzchnie pracujące ślimaka i ślimacznicy nie były szlifowane, tym niemniej były gładkie.

Wyciąg służy do transportu modeli drewnianych do magazynu na pierwsze piętro i jest w ciągu dnia najwyżej 20 razy w ruchu po 3 minuty.

Po włączeniu silnika nie obciążona klatka posuwała się z trudem. Z przekładni po kilkunastu sekundach zaczęły się wydobywać opary oleju. Po zdemontowaniu stwierdzono na



Rys. 15. Slimacznica z żeliwa sferoidalnego po 8-godzinnej współpracy ze ślimakiem stalowym utwardzonym.

zwojach ślimaka, po stronie pracującej, ślady wyraźnego zatarcia, zaś powierzchnie ślimacznicy pozostały gładkie.

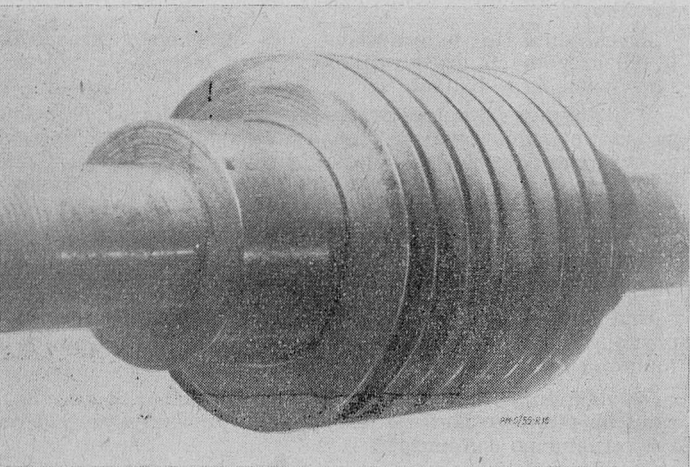
Wykonano nowy ślimak, którego zwoje utwardzono. Przekładnia ze ślimakiem utwardzonym nagrzewała się w dalszym ciągu raptownie do wysokiej temperatury. Po jednej minucie pracy nie można było dotknąć ręką obudowy przekładni.

Z uwagi na krótkotrwałe i rzadkie okresy pracy wyciągu zaryzykowano pozostawienie przekładni w ruchu do czasu wykonania nowej przekładni.

Po 8 dniach zdemontowano przekładnię. Koło ślimakowe z żeliwa sferoidalnego okazało się całkowicie zniszczone (rys. 15). Ślimak miał natomiast na powierzchni pracującej minimalne ślady zatarcia (rys. 16).

Wykonano nową przekładnię z kołem ślimakowym z żeliwa maszynowego o module 3,5 mm i ze ślimakiem hartowanym o zwiększonym kącie nachylenia zwojów. Przekładnia ta pracuje już 7 miesięcy bez zarzutu.

W tym samym zakładzie przeprowadzono próbę zastosowania żeliwa sferoidalnego na łożyska ślizgowe frezarki poziomej. Szybkość obwodowa czopa wynosiła w zależności od rodzaju frezowania 0,04 do 1 m/sek. Już przy uruchomieniu frezarki łożyska tak się nagrzewały, że trzeba je było usunąć i wykonać nowe z brązu.

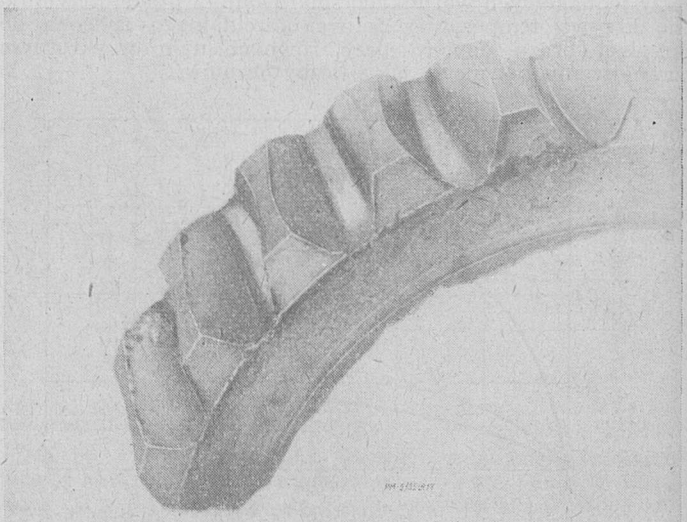


Rys. 16. Slimak stalowy utwardzany ($H_B = 364$) po 8-godzinnej współpracy ze ślimacznica z żeliwa sferoidalnego.

Próbie zastosowania żeliwa sferoidalnego do przekładni pracującej w ciężkich warunkach wykonano również w jednej z hut krajowych. Wbudowano koło ślimakowe z żeliwa sferoidalnego do mechanizmu obrotowego łyżki wsadzarki do pieców martenowskich.

Już w ruchu stwierdzono, że mechanizm obrotowy ze ślimacznica z żeliwa sferoidalnego źle pracuje, gdyż zachodziły wypadki, że łyżki w piecu nie można było obrócić.

Po 5 dniach pracy zdemontowano koło ślimakowe i stwierdzono, że zęby koła ślimakowego zostały niemal zupełnie zdarte. W smarze stwierdzono dużą ilość cząsteczek zdartego żeliwa. Zanieczyszczenie smaru tymi cząsteczkami spowodowało zatarcie innych współpracujących elementów, co pociągnęło za sobą dużą przerwę w ruchu. Rysunek 17



Rys. 17. Wycinek koła ślimakowego z żeliwa sferoidalnego po 2-godzinnej pracy w mechanizmie obrotu łyżki wsadzarki.

przedstawia wycinek koła ślimacznicy po dwugodzinnej pracy; na zębach widać nadmierne zużycie. Twardość tego żeliwa sferoidalnego wynosiła $H_B = 275$.

4. Wnioski

Na podstawie wyników naszych prób laboratoryjnych oraz prób doświadczalnych w przemyśle należy stwierdzić, że żeliwo sferoidalne nie nadaje się na elementy maszynowe pracujące z dużym poślizgiem z powodu złych własności ruchowych.

Przekonywająco mówi o tym porównanie wyników badań i prób z warunkami pracy. Normalny zakres szybkości poślizgu w przekładniach ślimakowych waha się od 0,5 do 10 m/sek; przy badaniu żeliwa sferoidalnego uzyskano graniczną szybkość poślizgu zaledwie 0,8 m/sek przy nacisku 20 kG/cm², przy czym w żaden sposób nie udało się osiągnąć szybkości poślizgu 10 m/sek.

W normalnych warunkach pracy zniszczenie powierzchni trących koła ślimakowego zazwyczaj występuje gwałtownie, a mianowicie temperatura nagle wzrasta, wyrwanie cząsteczek materiału jest głębokie i wyrwane cząsteczki są powodem szybkiego zniszczenia.

Według naszej opinii nie należy wprowadzać żeliwa sferoidalnego na panewki łożyskowe i koła ślimakowe. Elementy te powinny być wykonywane z materiału docieralnego jednak opornego na szybkie zużycie i o małym współczynniku tarcia.

Współczynnik tarcia żeliwa sferoidalnego wynosi bez smaru 0,45 do 0,5 zaś ze smarem 0,05 do 0,058, czyli jest około 3 razy większy od analogicznego współczynnika brązu.

Żeliwo sferoidalne, które swoimi właściwościami zbliża się do stali, nadawać się będzie raczej na koła zębata, ślimaki, ale nie na koła ślimakowe.

(c.d.n.)

Anormalne pasowania

621.753.21

Mgr inż. ROMAN BŁOCKI
WSM — Andrychów

Znormalizowany układ pasowań jest powszechnie stosowany w budowie maszyn, ze względu na ogromne korzyści jakie przynosi przy remoncie i produkcji maszyn oraz sprawdzianów i narzędzi.

Pozornie wydaje się, że wykraczanie poza ramy znormalizowanego układu pasowań nie powinno mieć miejsca. W praktyce okazuje się jednak niekiedy, że jest celowe zastosowanie anormalnego pasowania.

Poniżej omówione są przykłady zastosowania pasowań anormalnych przy konstrukcji silnika wysoko-
prężnego S80. Z przykładów wynika, że zastosowanie pasowań anormalnych może być w niektórych przy-
padkach celowe i daje konkretne korzyści.

Istnieją przypadki, w których czop okrągły bez klina, włożony do otworu musi przenieść dość znaczny moment obrotowy za pomocą siły tarcia wywołanej wciskiem. Okazuje się często, że stosowanie nawet zapewniających największy wcisk znormalizowanych pasowań włączanych jest niewystarczające dla przeniesienia potrzebnego momentu obrotowego.

Największy moment obrotowy M_{max} przenoszony przez pasowanie włączane można obliczyć z wzoru:

$$M_{max} = T \frac{d}{2} = p d \pi l \mu \frac{d}{2} = \frac{1}{2} p d^2 \pi l \mu,$$

gdzie: T — siła tarcia równa w przybliżeniu końcowej sile przy zaprasowywaniu względnie początkowej przy wyprasowywaniu,

d — średnica czopa i otworu,

l — użyteczna długość czopa i otworu,

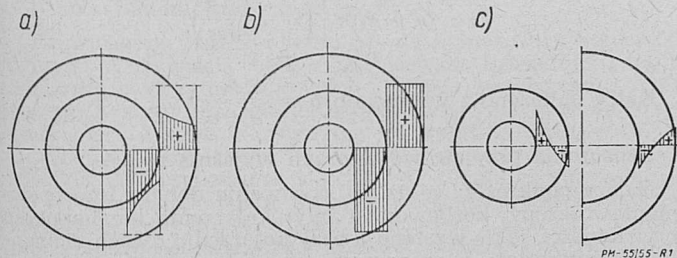
μ — współczynnik wzajemnego tarcia materiału czopa i otworu,

p — średni jednostkowy nacisk czopa na otwór.

Jeżeli założymy, że współczynnik tarcia jest stały, zaś wymiary czopa i otworu są określone względami konstrukcyjnymi, wówczas wielkość momentu będzie zależna od nacisku jednostkowego.

Nacisk jednostkowy zależy od wielkości wcisku (tj. różnicy wymiarów czopa i otworu), sprężystości materiału i od wymiarów i kształtu oraz od grubości ścian czopa i otworu. Przy jednakowym pasowaniu i jednakowej średnicy nominalnej, np. $\varnothing 50$ H8/s7, uzyskamy większy nacisk jednostkowy czop jest pełny, niż gdy czop jest wiercony. Również otrzymuje się większy nacisk jednostkowy, gdy czop jest włożony do otworu wykonanego w masywnej płycie, a nie w cienkościennej rurze.

Zakładamy, że wymiary i kształt czopa i otworu oraz grubości ich ścian są podyktowane względami konstrukcyjnymi, a więc jedyną wielkością, którą można zmieniać, jest wielkość wcisku. Powiększanie wielkości wcisku przy materiałach ciągliwych prowadzi do odkształceń trwałych, a przy materiałach kruchych zaś, np. przy żeliwie może spowodować pęknięcia.



Rys. 1. a) — Stan naprężeń przy normalnym pasowaniu włączanym (odkształcenia sprężyste). Linia przerywana oznacza granicę plastyczności; b) — stan naprężeń przy anormalnym pasowaniu włączanym (odkształcenia plastyczne); c) — stan naprężeń spowodowany odkształceniem plastycznym po rozmontowaniu anormalnego pasowania włączanego.

Odkształcenie plastyczne powoduje, że wcisk początkowy zmniejsza się wskutek powiększenia się średnicy otworu względnie zmniejszenia się średnicy czopa. Otwory i czopy odkształcone plastycznie dają możliwość uzyskania większych nacisków jednostkowych, ponieważ przez zgniot następuje wzrost wytrzymałości, ponadto przez odkształcenie plastyczne otworu, wywołane wciśnięciem czopa, wytwarza się bardziej równomierny stan naprężeń, co wyjaśnia rys. 1.

Praktycznie w celu zwiększenia nacisku jednostkowego można wstępnie przetłoczyć (przekalibrować) otwór na

większą średnicę za pomocą specjalnie do tego celu wykonanego, hartowanego trzpienia (rys. 2) lub kilku trzpieni o stopniowo zwiększającej się średnicy kalibrującej.



Rys. 2. Trzpień do wstępnego przetłaczania otworu.

Po przetłoczeniu otworu należy do niego wcisnąć czop, stosując odpowiednio zwiększony nacisk. Operację przetłaczania otworu można wykonać również bezpośrednio za pomocą czopa. Wymaga to jednak znacznie większej siły przy włączaniu, ponadto czop może mieć zakończenie stożkowe tylko o małej zbieżności, co zmniejsza użyteczną długość czopa.

Stosowanie anormalnych pasowań włączanych daje następujące korzyści:

- 1) zwiększa maksymalny moment obrotowy przenoszony przez pasowanie;
- 2) pozwala na stosowanie szerszych tolerancji wykonania otworu i czopa;
- 3) umożliwia stosowanie mniej gładkich powierzchni otworu i czopa, gdyż przy kalibrowaniu następuje dodatkowe wygładzenie powierzchni (otrzymuje się często powierzchnię jak po operacji polerowania);
- 4) w szerszym stopniu zachowuje zasadę wymienności części.

Wady anormalnych pasowań włączanych są następujące:

- 1) niemożność stosowania w odniesieniu do materiałów kruchych (np. żeliwo);
- 2) konieczność użycia większej siły przy włączaniu,
- 3) deformacja części włączanych pod wpływem dużego wcisku.

Aby uniknąć odkształceń obrabianych płaszczyzn względnie otworów znajdujących się w pobliżu mocno włączanego czopa, należy obróbkę tych płaszczyzn względnie otworów przeprowadzić po włożeniu czopa.

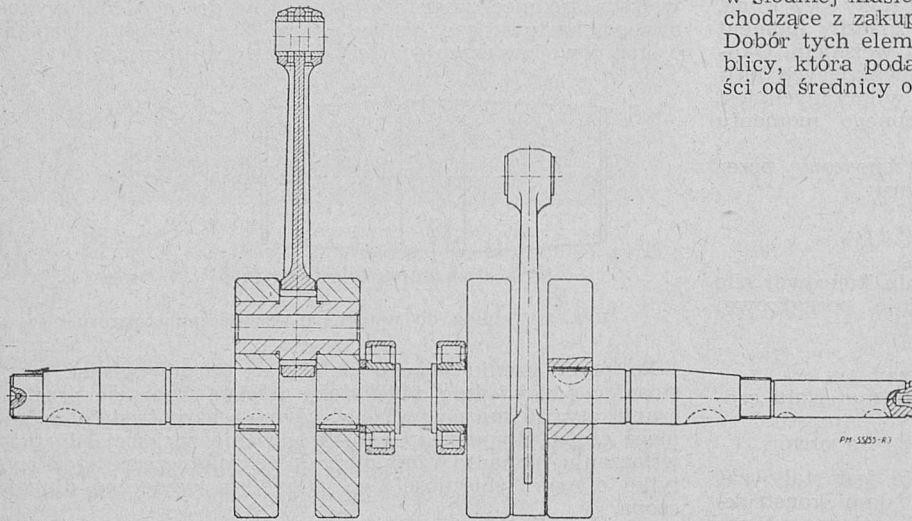
W praktyce opisany sposób stosowania anormalnych pasowań włączanych został wykorzystany przez autora przy wykonywaniu silnika spalinowego S80. Dwucylindrowy, dwusuwowy silnik S80 o mocy 28 KM i obrotach 3000 na minutę ma wał korbowy składany z elementów łączonych ze sobą na wcisk (rys. 3).

Czopy korbowe, cementowane i hartowane, są włączane do przeciwcieżarów ze stali 0055KT90 i przenoszą moment obrotowy wyłącznie siłą tarcia. Czopy główne również włączane do przeciwcieżarów są zabezpieczone wpustami.

Przy włączaniu czopów przewidziano początkowo jednakowe pasowanie dla wszystkich czopów $\varnothing 30$ S7/j6 (pasowanie j stosowano ze względu na montowane na czopach głównych łożyska toczne). Pasowanie $\varnothing 30$ S7/j6 daje wcisk $0,023 \pm 0,055$ mm i odpowiada w przybliżeniu pod względem wcisku najciśniejszemu włączanemu pasowaniu przy tej samej średnicy nominalnej wg obecnie stosowanego układu pasowania $\varnothing 30$ -A/Gr (wcisk $0,016 \pm 0,062$). Pasowanie $\varnothing 30$ S7/j6 okazało się jednak za słabe do przeniesienia potrzebnego momentu obrotowego, ponieważ wał wykonany w tolerancjach przepisanych pasowaniem uległ skróceniu podczas prób silnika za pomocą hamulca wodnego. Poniawianie prób prowadziło do jednakowego rezultatu: wał za

każdym razem skręcał się w miejscu zaciśnięcia czopa korbowego w przeciwcieżarze.

W celu powiększenia wielkości wcisku przeprowadzono badania, podczas których dokonano pomiarów: odkształceń trwałych czopa i otworu, wielkości sił potrzebnych do zaprasowania i wyprasowania czopa z otworu oraz statycznego momentu obrotowego potrzebnego do przekręcania czopa zaprasowanego w otworze. W wyniku tych badań stwierdzono, że największy moment przenoszony był zależny od wcisku rzeczywistego i wytrzymałości materiału; przy pasowaniu $\varnothing 30\text{ S7/j6}$ wynosił on do 40 kGm, przy czym końcowa siła wtłaczania wynosiła do 3000 kG. Odkształceń trwałych nie stwierdzono. Powierzchnia otworu była bardzo słabo wygładzona.



Rys. 3. Wał korbowy silnika S80.

Przy pasowaniu anormalnym — czop wykonany jak poprzednio $\varnothing 30\text{ j6}$, zaś otwór $\varnothing 29,7\text{ H8}$ (wcisk ok. 0,3 mm) — uzyskano: $M_{\max} = 140\text{ kGm}$, siłę zaprasowującą do 20 000 kG, odkształcenie trwałe otworu do 0,2 mm oraz lustrzane wygładzenie otworu (poprzednio toczonego). Uzyskane wyniki znalazły zastosowanie przy wykonywaniu wałów silnika S80.

Poza osiągnięta w ten sposób główną korzyścią, tj. otrzymaniem odpowiednio mocnego wału, uzyskano również zmniejszenie kosztów wytwarzania przez zmniejszenie wymaganej dokładności obróbki (usunięto operację szlifowania otworu).

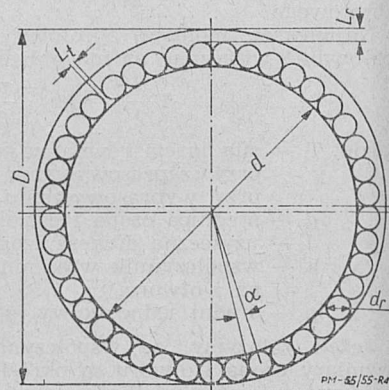
Jedyną trudnością z jaką spotkano się przy wykonywaniu wału silnika S80 były odkształcenia drugiego otworu w przeciwcieżarze po wprasowaniu czopa korbowego. Ponieważ obróbka tego otworu po zmontowaniu czopa korbowego była utrudniona, zamiast czopa korbowego zastosowano krótkie trzpienie wtłaczane do otworu na czop korbowy. Trzpienie te o średnicy równej średnicy czopa korbowego były wciskane tylko na czas obróbki otworu na czop główny.

Opisane wyżej praktyczne zastosowanie anormalnego pasowania wtłaczanego jest przykładem zwiększania wcisku ponad normę przy zachowaniu normalnych dokładności wykonania (klas dokładności). Istnieją jednak inne przypadki, przy których okazuje się, że wielkość pożądanego luzu względnie wcisku da się ująć pasowaniem znormalizowanym, lecz osiągnięcie wymaganej małej tolerancji luzu jest często trudne do uzyskania przy zastosowaniu znormalizowanych klas dokładności.

Tego rodzaju przypadek występuje również we wspomnianym powyżej wale korbowym silnika S80. Korbówód w tym silniku jest ułożyskowany na czopie korbowym w łożysku igiełkowym. Luz średnicowy w takim łożysku powinien być równy najniższemu luzowi w pasowaniu obrotowym zwykłym. Osiągnięcie luzu w przepisanej wielkości jest możliwe przez zastosowanie bardzo wysokiej klasy dokładności lub przez dobór czopa i korbowodu drogą wyboru z dużej liczby grup. Pierwszy sposób zapewnia wprawdzie wymienną część, lecz jest bardzo kosztowny; drugi — znacznie tańszy — został wykorzystany przy produkcji silników S80.

Sprawa wymienności indywidualnej korbówodów lub czopów korbowych nie ma przy remontach w ogóle znaczenia, ponieważ czop i korbówód zużywają się równocześnie uzyskując kształt owalny i wymiana jednego z elementów bez przeszlifowania drugiego nie miałaby celu. Remont wałów korbowych odbywa się przez wymianę korbowodu, czopa korbowego i igiełek względnie korbówód przeszlifowuje się dobierając do niego czop i igły. Ten ostatni sposób wprawdzie nie wymaga wymiany korbowodu, lecz w przypadku dużego zużycia korbowodu następuje trudności przy uzyskaniu właściwego luzu obwodowego.

Opierając się na założeniach, że korbówód, czop korbowy i igiełki stanowią zespół wymienny, stworzona została metoda doboru tych trzech elementów. Korbówód wykonuje się w siódmej klasie dokładności, zaś czop w szóstej, igiełki pochodzące z zakupu selekcyjonowane są z dokładnością co 1 μ . Dobór tych elementów odbywa się według odpowiedniej tablicy, która podaje wielkość średnicy czopa w μ w zależności od średnicy otworu w korbowodzie również w μ . Pociąga



Rys. 4. Schemat łożyska igiełkowego.

to za sobą konieczność pomiaru średnicy czopa i otworu w korbowodzie ze znaczną dokładnością ($\pm 0,001\text{ mm}$) oraz utworzenie odpowiedniej liczby grup czopów i korbówodów.

Kojarzenie pasowań przez dobór czopa, korbowodu i igiełki według tablicy zapewnia teoretycznie wymagany luz z dokładnością do 0,001 mm, jednak ze względu na niedokładności pomiaru, luzy uzyskane mają tolerancję wynoszącą kilka μ . Tablica doboru korbówodów, czopów i igiełki została sporządzona przy założeniu luzu średnicowego: $L_p = 0,030\text{ mm}$, oraz luzu obwodowego: $L_t = 0,3 \div 0,7\text{ mm}$. Wielkości luzów obliczono ze wzorów:

$$L_r = D - d - 2r$$

$$L_t = (d + d_r) \pi \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot i \cdot \alpha}{360}\right)$$

$$\text{Kąt } \alpha \text{ obliczono z wzoru: } \sin \alpha = \frac{d_r}{d + d_r}$$

Oznaczenia przyjęte we wzorach wyjaśnia rys. 4.

Należy podkreślić, że dzięki stosowaniu doboru trzech elementów (czopy, korbowody i igły) kojarzenie nie napotyka na trudności, jakie występują przy kojarzeniu dwóch elementów. Praktycznie z czopem o danym wymiarze może być skojarzonych kilkanaście różnych wymiarów korbówodów przez dobór odpowiednich igieł, ponieważ różnią się one wymiarami o kilkanaście mikronów i zostały podzielone na odpowiednią liczbę grup. Ten rodzaj pasowania jest w zasadzie indywidualny, ponieważ elementy współpracujące nie są zmienne, mimo że są one wykonane według znormalizowanego układu pasowań (czop $\varnothing 33,4\text{ h7}$, korbówód $\varnothing 39,4\text{ H7}$).

Korzyścią tego sposobu jest możliwość uzyskania bardzo wąskiej tolerancji luzu przy stosunkowo luźnej tolerancji elementów współpracujących, zaś wadą jego jest, że nadaje się tylko w przypadku kojarzenia trzech elementów, których wymiary wpływają na wielkość luzu, oraz tam, gdzie zużycie powoduje wymianę zespołu, a nie oddzielnych elementów.

Szczególne warunki projektowania hutniczego taboru wagonowego

Mgr inż. MIECZYŚLAW RADWAN
AGH — Kraków

Na terenie hut, zwłaszcza ilościowych, obok wagonów, będących własnością PKP i przeznaczonych do użytku publicznego, spotyka się wagony będące własnością huty, lecz dopuszczone do obrotu po szlakach PKP, oraz wagony specjalne przeznaczone wyłącznie do obrotu wewnętrznego w hucie. Wagony będące własnością PKP, a także wagony będące własnością huty z dopuszczeniem do ruchu po torach PKP, są budowane według przepisów ustalonych przez Ministerstwo Kolei.

Budowę wagonów specjalnych hutniczych można by oprzeć na przepisach kolejowych, gdyby nie specyficzne warunki obrotu i pracy taboru wagonowego. Tu przepisy kolejowe nie zawsze wystarczają, a wiele jest zbytecznych. Stąd zaistniała konieczność zastanowienia się nad tym, jak powinny wyglądać przepisy, według których należy budować tabor hutniczy.

Podstawą wyjściową do projektowania taboru wagonowego hutniczego są i będą zawsze przede wszystkim wymagania technologii hutniczej.

Dynamika rozwoju przemysłu hutniczego, zwłaszcza w zakresie hutnictwa stali, wyraziła się w tendencji budowy jednostek o wielkich zdolnościach produkcyjnych: wielkich pieców o objętości powyżej 1000 m³ i produkcji dziennej powyżej 1000 t na dobę, pieców stalowniczych o pojemności 350 t i wyżej, walcarek-zgniataczy o zdolności produkcyjnej powyżej 1,5 miliona ton rocznie itd. Ta okoliczność zaś ze swej strony wywarła piętno na budowie urządzeń pomocniczych i usługowych, a więc taboru hutniczego służącego do transportu międzyoperacyjnego.

Tendencja budowy jednostek taboru kolejowego o zwiększonej ładowności i pojemności daje się zauważyć dawno. Wagony czteroosiowe o ładowności 55 ÷ 60 ton dawno już w praktyce kolei użytku publicznego uzasadniły swoją celowość. Pozwoliło to na zmniejszenie wydatków inwestycyjnych o 19 ÷ 20%. Przez zastosowanie sprzęgów samoczynnych, zmniejszenie oporów jazdy w porównaniu z wagonami dwuosiowymi i wzmocnienie mocy elementu trakcji ciężar pociągu brutto zwiększył się o 60 ÷ 70%.

Na kolejach użytku publicznego tylko dla pewnych specjalnych celów budowane są jednostki o większej ładowności. Natomiast w hutnictwie tendencja operowania zwiększonymi jednostkami taboru wagonowego występuje z dużo większą wyrazistością i powoduje często konieczność wychodzenia poza obowiązujące na kolejach parametry.

Ładowność wagonu lub nośność wagonu jest związana pewnymi warunkami współzależności z innymi parametrami:

- 1) z tarą czyli ciężarem własnym wagonu,
- 2) obowiązującą skrajnią taboru i skrajnią budowli,
- 3) naciskiem zestawu kołowego na szynę (tzw. nacisk na oś),
- 4) obciążeniem użytecznym toru.

Tara wagonu jest wynikiem pewnych spekulacji konstrukcyjnych. Oczywiście będzie ona zawsze uzasadniona obliczeniami wytrzymałościowymi. Dzięki zastosowaniu stali wyższej jakości oraz lekkich stopów udało się w wielu przypadkach stworzyć konstrukcję o wybitnie zmniejszonym ciężarze własnym rzędu 20 ÷ 25% nośności, a w pewnych specjalnych przypadkach nawet niżej. Hutnicy przywiązują do tej sprawy mniejszą wagę niż organy państwowej sieci kolejowej, gdyż tu są wielkie odległości i przewóz zbędnej tary pokazuje odbija się na kosztach eksploatacji. Natomiast w hutnictwie warunki pracy są tego rodzaju, że pewność i niezawodność ruchu jest czynnikiem decydującym. Technologia żąda ciężkiego i pewnego w użyciu taboru.

Obowiązująca na kolejach użytku publicznego skrajnia taboru, a związana z nią skrajnia budowli, pozostanie na pewien jeszcze czas niezaatakowana, jakkolwiek już dziś są odchyłki i wyłomy. Dla tendencji, o których będzie dalej mowa, obecna skrajnia jest niewystarczająca. Na odcinkach, które nie mają połączenia z siecią torów kolejowych ruchu międzyoddziałowego, skrajnie dobiera się według potrzeb. Natomiast skrajnia dla sieci kolejowej wewnętrznej utrzymuje się według wersji kolejowej z tym tylko, że stosuje się promienie daleko mniejsze niż na szlakach PKP.

Miedzy nośnością (ok. 1,05 ładowności), tarą i naciskiem zestawu kołowego na szynę istnieje następująca współzależność:

$$\frac{Q + T}{n} \leq 20,5 \text{ ton według dotychczasowych przepisów PKP,}$$

gdzie: Q — nośność wagonu,
 T — tara wagonu,
 n — ilość osi w wagonie.

Wskaźnik ten w praktyce hutniczej został znacznie przekroczony. Według projektu normatywu resortowego, dla wozów z kadzią do przewozu płynnej surówki wskaźnik ten wynosi ok. 40,0 ton, a nie jest to najwyższe możliwe obciążenie; są wykonania podobnych kadzi o nacisku zestawu na szynę ponad 50 t. Oczywiście tor, a przede wszystkim konstrukcje mostów w tych przypadkach muszą być wzmocnione.

Miedzy tarą brutto (tara + nośność) i długością wagonu istnieje następująca współzależność:

$$\frac{Q + T}{L} \leq 3,8 \text{ t/mb, względnie } 5,6 \text{ t/mb, wzgl. } 8,0 \text{ t/mb.}$$

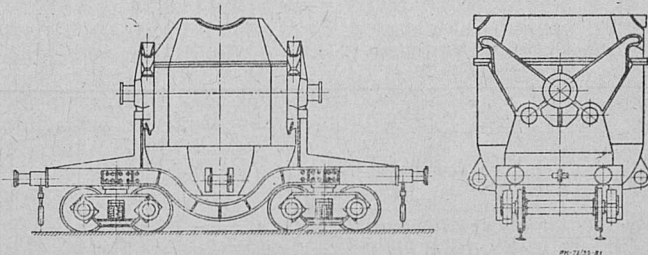
Ostatnio na liniach wzmocnionych dopuszczono ostatnią wielkość, tj. 8,0 ton na metr bieżący toru. Dla pewnej kategorii wozów hutniczych wielkość ta znacznie została przekroczona i sięga prawie 25 t/mb.

Ograniczenie długości wozów hutniczych oraz wielki nacisk na tor wywołane są wymogami technologii. Wielkopieczownicy żądają, by wóz kadziowy dla odwozu płynnej surówki miał najwyższą możliwą pojemność (odp. ładowność) przy zachowaniu pewnej ustalonej długości wozu, odpowiadającej modułowi rozłożenia rynien spustowych przy wielkim piecu. Ponieważ najczęściej spotykamy rozłożenie rynien w odległości 8,2 m, a więc konstruktor ma do dyspozycji ten tylko wymiar przy zachowaniu warunku skrajni taboru. Wymiar ten liczony między osiami sprzęgu przyjęły wytwórnie radzieckie (Krasnoje Sormowo, Uralmaszawod) oraz niektórzy zagraniczni wytwórcy (Bamag, Pollok). Tablica I ilustruje projekt normy resortowej (rys. 1).

TABLICA I. Wozy kadziowe surówkowe

Przeznaczenie: odwóz płynnej surówki spod wielkich pieców do mieszalnika przy stalowni lub do maszyn rozlewniczej

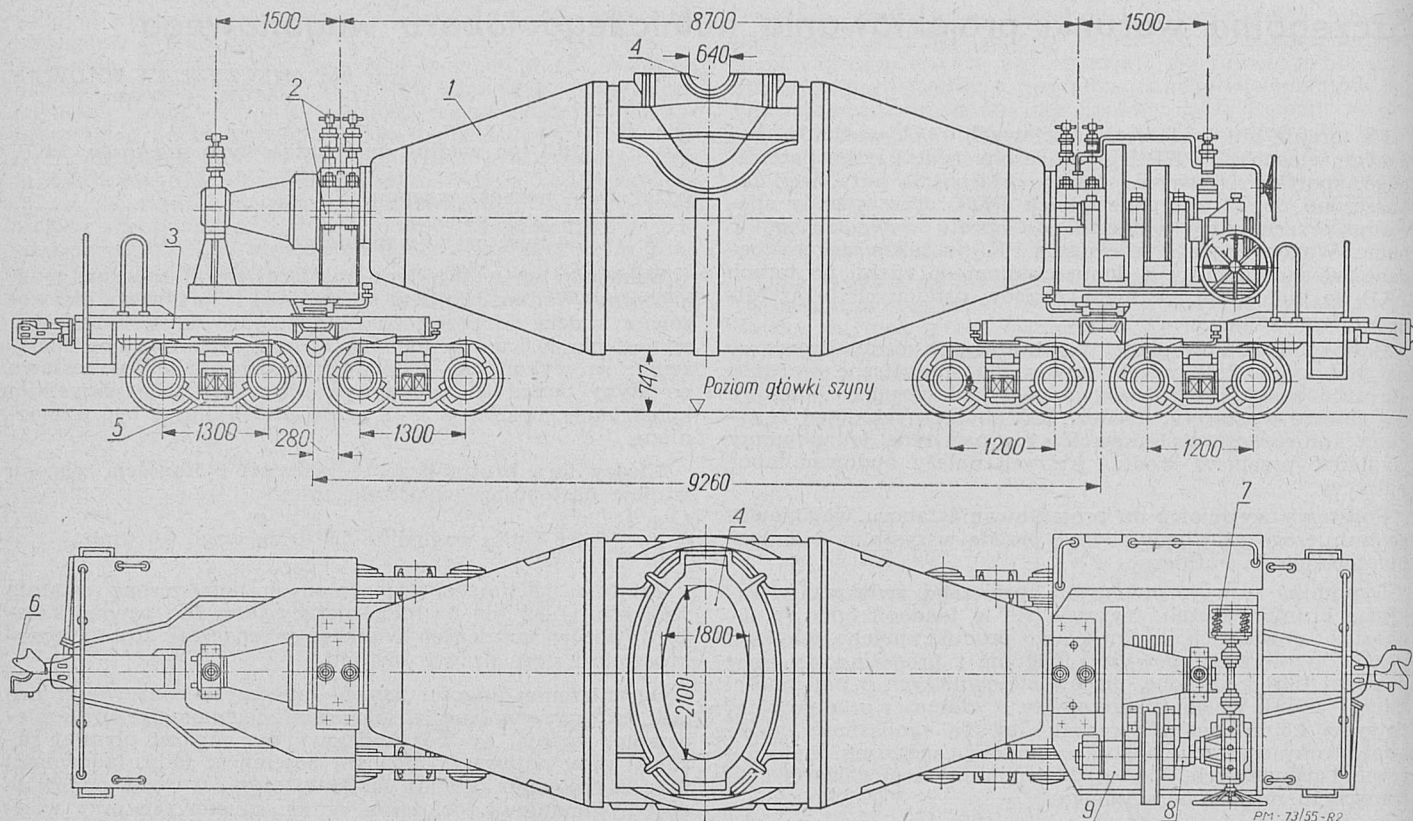
Cechy	Typ			
	40 t	60 t	80 t	100 t
Ładowność, t	40	60	80	100
Tara, t	32	36	46	53
Długość wozu, m	7,7	7,7	8,1	8,2
Nacisk zestawu, t/oś	19	25	33,3	38,3
Obciążenie toru, t/mb	10	13	18,5	18,5
Promień łuku, m	60	60	60	60



Rys. 1. Wóz kadziowy surówkowy.

Obok stosowanych najczęściej wozów kadziowych do odwozu płynnej surówki o osi pionowej, są często w użyciu wozy typu „mieszalnikowego” o osi głównej poziomej. Pewne cechy konstrukcji podaje tablica II i rys. 2.

Dla odwozu płynnego żużla do zakładu przeróbki dalszej lub na zwał przyhutniczy stosowane są wozy kadziowe odrębnej konstrukcji. Cechą charakterystyczną tych wozów jest to, że przeważnie posiadają zabudowane na wozie urzą-



Rys. 2. Wóz kadziowy mieszalnikowy

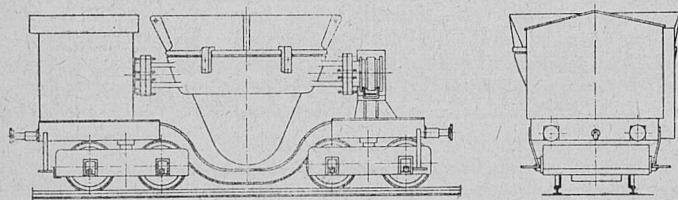
TABLICA II. Wozy kadziowe surówkowe mieszalnikowe

Nazwa wytwórni	Nominalna ładowność t	Tara brutto t	Obciążenie toru t/mb	Nacisk zestawu t/oś	Ilość osi
Uralmaszstawod	175–200	328	12,2	41,0	8
Pollok	160–185	306	11,7	38,3	8
Tredwell	275–345	610	14,2	50,8	12
Koppers	120–130	215	8,7	27,0	8

zenia do przechylania kadzi w odróżnieniu od wozów odwożących surówkę, które takiego urządzenia nie posiadają i inaczej są opróżniane (tabl. III, rys. 3).

TABLICA III. Wozy kadziowe żużlowe wielkopieczowe
Przeznaczenie: odwóz płynnego żużla spod wielkich pieców

Cechy	T y p	
	11 m³	16 m³
Pojemność kadzi rzecz., m³	10	15
Ładowność kadzi ca, t	40	60
Tara, t	50	65
Nacisk zestawu, t/oś	22,5	31
Obciążenie toru, t/mb	11	14
Promień łuku, m	60	66



Rys. 3. Wóz kadziowy żużlowy wielkopieczowy.

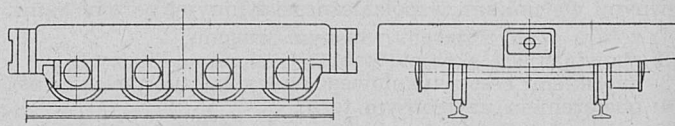
Podobne żądania jak wielkopieczownicy stawiają stalownicy. Wozy odlewnicze, na których dokonuje się rozlanie stali we wlewnice, muszą być możliwie krótkie, o wielkiej nośności i przechodzić przez najmniejsze łuki (tabl. IV, rys. 4).

Jak wskazują podane tablice, konstruktorzy posuwają się w swoich opracowaniach dość daleko, by zadośćuczynić wy-

TABLICA IV. Wozy odlewnicze

Zastosowanie: rozlewanie stali do wlewnic ustawionych na wozach odlewniczych w hali lejniczej stalowni

Nazwa typu	Wóz odlewniczy		
	30 t	70 t	120 t
Cechy główne			
Nośność, t	32	74	126
Ładowność, t	30	70	120
CieŜar własny, t	10	13	23
Nacisk zestawu, t/oś	20	21	36
Obciążenie toru, t/mb	11	23	22
Promień łuku, m	45	45–60	60



Rys. 4. Wóz odlewniczy 70 ton.

maganiom technologów. Dotychczas jedynym poważnym hamulcem, powstrzymującym inicjatywę konstruktorów i technologów przy podwyższaniu tych parametrów, była skrajna trudność na tor nie wywołuje w praktyce większych trudności wobec stosunkowo małej szybkości przetoków na hutach nie przekraczającej 7 km/godz.

W obliczeniach wytrzymałościowych poszczególnych elementów taboru formalne przepisy kolei użytku publicznego podają szereg warunków technicznych, z którymi konstruktor obowiązuje jest się liczyć. Dotyczy one przede wszystkim wskaźników dynamicznych, a więc: oddziaływania sił odśrodkowych przy przechodzeniu przez krzywe łuków, uderzenia przy sprzęganiu wagonów i nagłym hamowaniu, oddziaływanie wiatru, nieuchronnych szarpań sprzęgu itp. Ponieważ dokładne uchwycenie wielkości oddziaływania dynamicznego z konieczności prowadzi do umownych uproszczeń, często zdarza się, że zostają one generalnie ujmowane jednym wskaźnikiem dynamicznym. Najistotniejszym warunkiem wpływającym na obliczenie ości jest żądanie przeliczenia elementów tej ości na siły ściskające poprzez zderzaki w wysokości 40 ton na zderzak oraz dla sprzęgów najnowszych 65 ton siły pociągowej.

OPRACOWANY PRZEZ OŚRODKI DOKUMENTACJI
INSTYTUTU OBRABIAREK I OBRÓBKİ SKRAWANIEM
INSTYTUTU OBRÓBKİ PLASTYCZNEJ
I INSTYTUTU ORGANIZACJI PRZEMYSŁU MASZYNOWEGO

Dodatek do miesięcznika „Przegląd Mechaniczny”

ROCZNIK 6

WARSZAWA — SIERPIEŃ 1955

NR 8

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

OŚRODEK DOKUMENTACJI OBRABIAREK I OBRÓBKİ SKRAWANIEM

- 96* 621.952.5/8 18
Zjuzjukin G. W.: **Głowica wytaczarska do dokładnej obróbki głębokich otworów małej średnicy.** „Rastocznaia gołowka dla czistowoj obrabotki głubokich otwierstij małowo diametra”. Stanki i Instrum. t. 25, Nr 3, marz. 54, s. 35; A4, 0,5 str., 1 rys. — Rysunek głowiczki wytaczarskiej i geometria ostrza do dokładnej obróbki głębokich otworów o małej średnicy. Wytaczadło ma długość 1300 mm, wykonane jest ze stali 45 i 50 obrobionej termicznie do twardości 40 i 45 HRC. Głowiczką tą można obrabiać otwory o głębokości do 750 mm. Przedmiot obrabiany wykonuje ruch obrotowy a głowica ruch oscylacyjny wzdłuż osi wytaczadła.
- 97* 621.914:669.018.25 18
Pechaty K.: **Nowa konstrukcja głowicy frezarskiej z węglkami spiekanyymi.** „Nová konstroulice frézovací hlvy se slinutým karbidem”. Stroj. Výroba. t. 3, Nr 1, styc. 55, s. 4; A4, 2,5 str., 5 fot., 5 rys., 2 tabl. — Nowa konstrukcja głowicy frezarskiej z nożami — z płytkami z węglków spiekanych pozwalająca na obróbkę zwiększoną głębokością skrawania i zwiększonymi posuwami bez niebezpieczeństwa powstawania drgań. Osiągnięto to dzięki konstrukcji umożliwiającej bardzo dokładne ustawianie noży w głowicy. Wyposażenie głowicy stanowi komplet przyrządów umożliwiających szybko i dokładną kontrolę ustawienia oraz specjalna docieraczka do noży, pracująca po zamocowaniu noży w głowicy.
- 98* 621.9.025.4/5:669.018.25 18
Zacepa A. A.: **Oprawki do mechanicznego mocowania płytek ceramicznych.** „Dierżawki dla mechaniceskogo zakriepienia minieratokeramiceskich platinow”. Stanki i Instrum. t. 25, Nr 9, wrzes. 54, s. 32; A4, 0,5 str., 4 rys. — Rysunki konstrukcyjne dwóch oprawek nożowych do mechanicznego mocowania płytek ze spieków ceramicznych.
- 99* 621.923.6:621.95 18
Schulz E.: **Doświadczenia nad wiertłami zaostrzonymi pod kątem wierzchołkowym 180° oraz z ostrzem prowadzącym.** „Erfahrungen mit Zentrierausschliffbohrern”. Fertigungstechn. t. 2, Nr 9, wrzes. 52, s. 262; A4, 1,5 str., 3 rys., 3 tabl., 2 poz. bibl. — Wyniki badań przeprowadzonych przy badaniu wiertła o pryzmatycznym zakończeniu w miejscu ścina oraz kącie wierzchołkowym równym $170 \div 180^\circ$. Długość pryzmatycznego końca w zależności od średnicy i głębokości wiercenia. Tablica warunków skrawania różnych gatunków stali i czasy maszynowe. Brak danych o okresie trwałości ostrza wiertła nowej konstrukcji.
- 100* 621.833.7.05 18
Wigura G. T., Silwestrow W. D.: **Zamiana kompensatorów diamentowych na kompensatory ze spiekanych węglków metali.** „Zamiana almaznych kompensatorow twierdosplawnym”. Stanki i Instrum. t. 25, Nr 3, marz. 54, s. 30, A4, 1 str., 3 rys. — Wyniki badań przeprowadzonych nad stwierdzeniem przydatności stosowania na kompensatory przy szlifierkach do kół zębatach płytek ze spiekanych węglków metali typu wolframowo-kobaltowych zamiast kompensatorów diamentowych. Sposób zamocowania płytki i jej regulacji. Stwierdzono, że można stosować płytki ze spieków na kompensatory przy szlifowaniu kół zębatach w pierwszej klasie dokładności.
- 101* 621.791.2 18
Regirer E. I.: **Przyrząd do pomiaru bicia.** „Pribor dla izmierenija bijenja”. Stanki i Instrum. t. 25, Nr 8, sier. 54, s. 15; A4, 1,5 str., 1 fot., 3 rys. — Rysunki oraz zasada pracy przyrządu do pomiaru bicia. Przyrządem możemy mierzyć bicie wszelkich brył obrotowych.
- 102* 621-791.2:621.833.7.05 18
Filetlenko G. N.: **Uniwersalny przyrząd do kontroli kół zębatach o małym module.** „Uniwersalnyj pribor dla kontrolja miełkomodulnych zubczatnych koles”. Stanki i Instrum. t. 25, Nr 12, grud. 54, s. 20; A4, 1 str., 2 fot., 1 rys. — Rysunek oraz zasada działania i sposób eksploatacji przyrządu do pomiaru kół zębatach o małym module. Dokładność pomiaru wynosi 0,01 mm. Charakterystyka techniczna przyrządu.
- 103* 621.94 18
Szturm L. T.: **Zmniejszenie objętości metalu tokarek.** „Umienśnienie mietalioemkości tokarnych stankow”. Stanki i Instrum. t. 25, Nr 9, wrzes. 54, s. 1; A4, 6 str., 4 fot., 7 rys., 7 tabl. — Analiza ciężaru (objętości stali) poszczególnych elementów tokarek o wzniosie kłków 200 mm i długości między kłkami 1000 mm. Poważne różnice w ciężarze poszczególnych elementów oraz różnice ciężaru przypadającego na 1 kW mocy silnika obrabiarki. W wyniku doświadczeń zakładu Czerwony Proletariusz stwierdzono, że ciężar poszczególnych obrabiarek można zmniejszyć poprzez: a) stosowanie kucia w matrycach zamkniętych oraz tłocznictwa, b) stosowanie nowych form konstrukcji, c) odlewanie pod ciśnieniem, d) racjonalny dobór materiału i stosowanie materiałów zastępczych, e) racjonalne rozplanowanie wykrojów z blachy, f) stosowanie materiałów zastępczych zamiast metali kolorowych.
- 104* 621.9. 18
Martyszkin A. E.: **Niewyważalność w obrabiarkach.** „Nieurawnowieszennoś w stankach”. Stanki i Instrum. t. 26, Nr 1, styc. 55, s. 15; A4, 3 str., 1 fot., 9 wyk., 1 tabl. — Rozważania teoretyczne oraz wyniki badań przeprowadzonych nad określeniem wpływu niewyważalności (różnic w ciężarach poszczególnych elementów obracających się w obrabiarence) na jakość obrabianych powierzchni oraz na żywotność obrabiarek. W wyniku badań i rozważań teoretycznych wyprowadzono wzory na obliczanie dopuszczalnych wielkości niewyważenia elementów obrabiarek.
- 105* 621.752.2 18
Kobrinskij A. E.: **Zasada działania i krótka teoria tłumika drgań konstrukcji D. I. Ryżkowa.** „Princip diejstwija i kratkaja teorija wibrogasitiela konstrukcji D. I. Ryżkowa”. Wiest. Maszynostr. t. 34, Nr 9, wrzes. 54, s. 41; A4, 3,5 str., 1 rys., 2 wyk., 9 poz. bibl. — Zasada działania sprężynowych tłumików drgań oraz podstawy teoretyczne pracy tłumika drgań konstrukcji D. I. Ryżkowa. Na podstawie przykładu wykazano słuszność rozważań teoretycznych, obliczając wielkość amplitudy, którą może tłumić dany tłumik.
- 106* 620.178.3 18
Kłuszin M. I., Ryżkow D. I.: **Tłumienie drgań obrabianych elementów poprzez zaszlifowanie na nożu ścina tłumiącego.** „Gaszenje wibracji obrabatywajennoj dietalij putiem zatoczki na riezce wibrogasjaszczzej faski”. Wiestn. Maszynostr. t. 34, Nr 9, wrzes. 54, s. 37; A4, 4 str., 4 rys., 4 wyk. — Wyniki badań przeprowadzonych nad ustaleniem szerokości i kąta ścina w zależności od rodzaju materiału, warunków skrawania i geometrii ostrza zapewniającego tłumienie drgań podczas skrawania. W wyniku badań stwierdzono, że przy istnieniu ścina siły skrawania wzrastają monotonicznie ze wzrostem prędkości, natomiast wyraźnego wzrostu mocy przy normalnym zużyciu noża nie zaobserwowano.

- 107* 621-229.315 18
Modlin B. D.: **Modernizacja mechanizmów posuwu pręta w obrabiarkach.** „Modernizacja mechanizmów podaczi prutka w stankach”. *Stanki i Instrum.* t. 25, Nr 9, wrzes. 54, s. 14; A4, 3,5 str., 5 rys., 2 wykr., 1 poz. bibl. — Rysunki oraz opis przeprowadzonej modernizacji urządzenia do podawania i mocowania prętów w rewolwerówkach i półautomatach. Zasada pracy oraz zalety urządzenia pneumatycznego do mocowania prętów.
- 108* 621-229.323.4 18
Trjasunow P. G., Pankow A. S.: **Mechanizm zacisku niekalibrowanego pręta.** „Miechanizm dla zażima niekalibrowanego prutka”. *Stanki i Instrum.* t. 25, Nr 9, wrzes. 54, s. 12; A4, 2 str., 2 rys., 2 wykr. — Wady stosowanych dotychczas na rewolwerówkach i półautomatach zacisków pręta. Rysunek oraz zasada pracy i eksploatacji nowego urządzenia modelu poddającego i mocującego materiał prętowy na obrabiarce. Zaletą tego mechanizmu jest to, że umożliwia on pewne mocowanie prętów nawet przy wahanach średnicy do 3 mm.
- 109* 621.229.323.2 18
Pronikow A. S., Dalskij A. M.: **Zdolność do pracy szczękowych mechanizmów zaciskowych (mocujących).** „Rabotospobnost cangowych zażimnych miechanizmow”. *Stanki i Instrum.* t. 26, Nr 1, stycz. 55, s. 12; A4, 3 str., 6 rys., 6 wykr. — Wyniki badań przeprowadzanych nad określeniem zdolności do pracy zaciskowych mechanizmów szczękowych. W wyniku badań stwierdzono, że lepsze wyniki uzyskuje się przy nieparzystej liczbie szczęk, o stożku równym stożkowi we wrzecionie, przy czym długość szczęk powinna wynosić 1,5 średnicy mocowanego pręta.
- 110* 621.9 18
Wierchołat M. E., Szamienkow W. I.: **Schemat napędu elektrycznego posuwu ciężkich obrabiarek.** „Schemat elektrycznego priwoda podaczi tjażelych stankow”. *Stanki i Instrum.* t. 25, Nr 9, wrzes. 54, s. 10; A4, 1,7 str., 2 rys., 2 wykr., 4 poz. bibl. — Schemat sterowania bezstopniowego posuwu stosowanego w obrabiarkach ciężkich, pozwalającego na regulację posuwu w dużym zakresie.
- 111* 621.836: 621.744.343 18
Zimmerli R.: **Jak należy stosować nylon w przedmiotach, które winny być odporne na zużycie.** „Comment utiliser le nylon pour les pièces devant résister à l'usure?”. *Mach. Outil Franc.* t. 19, Nr 86, marz. 54, s. 139; 2 B5, 0,75 str., 2 fot. — W wielu wypadkach nylon z powodzeniem używa się do wyrobu elementów maszynowych, narażonych na silne zużywanie się na skutek tarcia. Obecnie zastępuje się metalowe krzywki sterownicze w automatach krzywkami z nylonu. Wykonuje się już obecnie matryce dla produkcji przedmiotów aluminiowych, przy czym odpada potrzeba pudrowania i przedmioty wychodzą zupełnie czyste. W jednym przypadku oparcia nylonowe w luncie do centrowania wałów korbowych miały trwałość jedenastokrotną w porównaniu do metalowych. Wytrzymałość nylonu na wycieranie się jest około dziesięć razy większa od wytrzymałości metali.
- 112* 621.836 18
Enims: **Zastosowanie mas plastycznych na prowadnice obrabiarek ciężkich.** „Primienienije plastmass dla naprawlajuszczich tjażelych stankow”. *Stanki i Instrum.* t. 25, Nr 8, sierp. 54, s. 39; A4, 1 str. — Podano notatkę z pracy przeprowadzonej przez ENIMS nad określeniem celowości stosowania wykładzin z mas plastycznych typu tekstolitu itp. na prowadnice obrabiarek ciężkich. Badania przeprowadzono na 50 obrabiarkach różnych typów. W wyniku badań stwierdzono przydatność takich wykładzin, gdyż zwiększają one żywotność obrabiarek oraz ułatwiają technologię remontu, który sprowadza się do wymiany wykładzin z masy plastycznej, w związku z tym, że w drugiej części bez wykładziny nie zaobserwowano w okresie trzech lat pracy na dwie zmiany zużycia prowadnic.
- 113* 621.941.28 18
Borisienko I. W. i inni: **Okrągłe prowadnice z mas plastycznych w karuzelówkach.** „Krugłowyje naprawlajuszczije iz plastmassy w karusielnych stankach”. *Stanki i Instrum.* t. 26, Nr 1, stycz. 55, s. 5; A4, 3,5 str., 1 fot., 1 rys., 2 wykr., 3 tabl. — Wyniki badań przeprowadzonych nad okre-
- reśleniem możliwości stosowania okrągłych prowadnic z tekstolitu na karuzelówkach dwustojakowych. W wyniku badań stwierdzono nie tylko przydatność stosowania tekstolitu, lecz także szereg jego zalet, mianowicie: pozwala on na zwiększenie szybkości, jest odporniejszy na zużycie i wygodniejszy w eksploatacji oraz zwiększa sprawność obrabiarki. Wykonuje się jako prowadnice płaskie wykonane z segmentów.
- 114* 621.916 18
Frezarka FWP 355 firmy Jerwag. „Jerwag FWP 355 milling machine”. *Machinist (London)*, t. 98, Nr 9, luty 54, s. 376; A4, 0,75 str., 1 fot. — Frezarka zaopatrzona jest w urządzenie umożliwiający nastawienie pewnego cyklu obróbczego, całkowicie zautomatyzowanego. Taśma metalowa o odpowiednio rozmieszczonych otworach steruje poszczególnymi ruchami maszyny. Cały szereg trzpieni dotykowych, umieszczonych w skrzynce sterowniczej w miarę przesuwania się taśmy, wchodzi do otworów i uruchamia w ten sposób wyłączniki sterujące sprzęgła elektromagnetyczne. Otwory na taśmę wykonuje się tylko jeden raz przy pierwszym wykonaniu danego cyklu obróbczego, wszystkie następne operacje zostają powtórzone przez taśmę. Charakterystyczną cechą jest wyeliminowanie luzu w posuwie stołu przez zastosowanie dwóch śrub lewo i prawo-skrętnych. Ilość stopni obrotów wynosi $12 \div 24$, od 18 do 1900 obr/min. Moc głównego silnika wynosi 7,5 kW, moc silnika do posuwów 1,5 kW.
- 115* 621.95.8 18
Pietrow I. N.: **Półautomat do rozwiercania współosiowych otworów.** „Póławtomat dla rozwiertywania soosnych otwierstij”. *Stanki i Instrum.* t. 25, Nr 9, wrzes. 54, s. 25; A4, 0,7 str., 3 rys. — Schemat oraz zasada działania i sposób eksploatacji półautomatu oraz sposób mocowania przedmiotu. Półautomat przeznaczony do rozwiercania jednoczesnego otworu w przedniej osi traktora D-54.
- 116* 667.7.033.2/036:621.9 18
Komarowa T. A.: **Ulepszenie jakości lakierowania obrabiarek.** „Ułuczszenie kaczestwa okraski stankow”. *Stanki i Instrum.* t. 25, Nr 11, list. 54, s. 23; A4, 5 str., 4 rys., 3 tabl. — Ważność zagadnienia jakości pokrycia powierzchni lakierowanych obrabiarek. Technologia prac związanych z lakierowaniem obrabiarek zależy od rodzaju materiału oraz narzędzia dla danej operacji i rodzaju lakierowanego elementu. Warunki, jakim powinny odpowiadać przedmioty poddawane lakierowaniu oraz wymagania stawiane lakierom. Rysunki oraz zasada działania urządzeń do mechanicznego oczyszczania i lakierowania.
- 117* 621.9 18
Władziewskij A. P., Jakobson M. O.: **Udoskonalenie remontu obrabiarek do metali.** „Sowierszenstwowanija riemonta mie-tałorieżuszczich stankow”. *Stanki i Instrum.* t. 25, Nr 10, paźdz. 54, s. 3; A4, 3,5 str., 2 wykr., 3 tabl., 7 poz. bibl. — Dokończenie artykułu ze *Stanki i Instrument* Nr 10, 1954 r. Sposób ustalenia cyklów remontu oraz określenia stopnia złożoności. Tablica zawierająca wzory na obliczanie stopnia złożoności dla różnych typów obrabiarek, wartości współczynników oraz wytyczne co do kierunku dalszego udoskonalenia remontów ich planowania i technologii.
- 118* 621-791.2:621.836 18
Starienkij S. A.: **Przyrządy stosowane przy remontach tokarek.** „Prisposoblenija dla riemonta tokarnych stankow”. *Wiestn. Maszinostr.* t. 33, Nr 11, list. 53, s. 103; A4, 1 str., 1 fot., 1 rys. — Rysunek, zasada działania i sposób eksploatacji przyrządu służącego do sprawdzania równoległości i zużycia prowadnic oraz do określania właściwego położenia śruby pociągowej, wałka pociągowego, ich bicia oraz równoległości do osi prowadnic. Opis przyrządu do sprawdzania ślimaka włączającego zamek suportu.
- 119* 621.986: 18
Asnies A. M. oraz inni: **Rolkowanie czopów wałków zamiast polerowania.** „Nakatka szejek wałow wmiesto polirowki”. *Stanki i Instrum.* t. 25, Nr 12, grud. 54, s. 26; A4, 1 str., 1 fot., 1 rys., 1 tabl. — Wyniki badań przeprowadzonych nad zastosowaniem rolkowania zamiast polerowania. Na podstawie badań wytypowano optymalne parametry rolkowania dla stali o twardości 180 ÷ 290 Hb. Stali o wyższej twardości nie rolkuje się. Wprowadzenie rolkowania zamiast polerowania daje 30% oszczędności czasu obróbki.

120* 621.922 18
 Jerochin A. A., Sokownina A. M.: **Honowanie ściernicami o spoiwie organicznym**. „Chomingowanie bruskami na organiczeskiej swjazkie”. *Stanki i Instrum.* t. 25, Nr 11, list. 54, s. 21; A4, 2 str. 1 rys., 4 tabl. — Wady ściernic o spoiwie ceramicznym, stosowanych dotychczas do honowania. Wyniki badań przeprowadzonych przy honowaniu ściernicami o spoiwie organicznym. Zalety tych ściernic oraz zalecane warunki honowania.

121* 621.914:621.833.7.05 18
O wynikach uzyskanych przy szybkościowym frezowaniu kół zębatych „Results obtained by high speed hobbing“.

OŚRODEK DOKUMENTACJI OBRÓBKİ PLASTYCZNEJ

34 621.97.07 57
 Kühne H. J.: **Jednolite podstawy oceny wyników badań w zakresie obróbki plastycznej**. „Einheitliche Grundlagen zur Auswertung von Forschungsergebnissen in der spanlosen Formung”. *Technik*, t. 9, Nr 3 i 4, marz./kw. 54, s. 143 i 225; A4, 13 str., 7 str., 16 wykr., 1 tabl., 60 poz. bibl. — Na podstawie omówionych zasad teorii przeróbki plastycznej metali autor wskazał na wagę zagadnienia ujednolicenia metod badawczych i metod przedstawiania wyników pomiarów sił, mocy i pracy występujących w procesach przeróbki plastycznej. Ważnym etapem w pracy ujednolicenia metod jest unormowanie oznaczania warunku plastyczności i kryterium wytrzymałościowego. Przedstawione wywody zastosowano do konkretnych przypadków wyciskania, spęczania i ciągnięcia drutu.

35 539.379.4:539.389.2:669 57
 Schreckenbach M.: **Opór na ścinanie i umocnienie metali**. „Gleitwiderstand und Verfestigung von Metallen”. *Technik*, t. 9, Nr 4/6, kw./czerw. 54, s. 213 i 333; A4, 17 str., 109 poz. bibl. — Istniejące teorie plastycznych odkształceń metali pozostawiają ciągle jeszcze wiele zagadnień i zjawisk niewyjaśnionych. Wielki krok naprzód w tym zakresie dokonała teoria dyslokacji, wyjaśniająca w sposób logiczny różnice istniejące między wytrzymałością teoretyczną tworzyw, a ich wytrzymałością techniczną. Teoria dyslokacji została zastosowana do wyjaśnienia mechanizmu poślizgu i umocowania ciał stałych oraz szeregu zjawisk fizycznych, jak pełzanie, starzenie itp. Niezależnie od powodzenia teorii dyslokacji opracowanie teorii odkształceń plastycznych napotyka stale na wiele trudności. Artykuł stanowi szczegółowy przegląd literatury (głównie niemieckiej) oraz omówienie fizyki odkształceń plastycznych metali i zjawisk związanych.

36* 621.983.43 57
 Gurewicz S. E., Filatow S. A.: **Hydrauliczne wytłaczanie cienkościennej butli**. „Gidrawliczeskoje gofirovanie tonkostiennych bałlonow”. *Awtom. Prom.*, Nr 9, wrzes. 54, s. 27; A4, 3 str., 1 fot., 9 rys. — Artykuł omawia technologię wykonania cienkościennej mieszki sprężystych (falistych) metodą hydraulicznego wytłaczania. Mieszki te znajdują zastosowanie m. in. jako elementy regulujące w termostatach.

37* 621.944.9:621.771.72:621.946 57
 Nussbaum A. I.: **Spłaszczanie drutu — Przegląd współczesnej teorii i praktyki**. „Wire flattening — An appraisal of today's theory and practice”. *Wire A. W. Prod.*, t. 29, Nr 9, wrzes. 54, s. 961; A4, 5,5 str., 8 fot., 1 rys. — Opis konstrukcji i działania walcarek specjalnych przeznaczonych do spłaszczania drutu. Walcarki te pracują z dokładnością wymiarową do 0,001 cala i mogą spłaszczać druty z różnych metali. Zależnie od rodzaju produktu końcowego spłaszcza się drut na jednej lub dwóch walcarkach w układzie tandem. Część pierwszą artykułu zawierającą teorię spłaszczania drutu opublikowano w poprzednim numerze.

Machinery. t. 84, Nr 2164, maj 54, s. 946; A4, 0,5 str. — Poprzez zastosowanie podwyższonych szybkości przy frezowaniu kół zębatych uzyskano znaczne oszczędności w czasie obróbki. Przy niezmiennym posuwie, ale przy wzroście szybkości skrawania z 80 na 275 stóp na minutę uzyskano zmniejszenie czasu z 16 na 4,5 minuty; w innym zaś wypadku zredukowano czas obróbki z 8,2 na 2,12 min. przez wzrost szybkości z 117 na 196 stóp na minutę i powiększenie posuwu z 0,04 na 0,10". Szybkościowa frezarka firmy Michigan Tool pozwala na uzyskanie prędkości ponad 1000 obr./min., przy czym uzyskana gładkość odpowiada gładkości powierzchni zębów wiórkowanych.

38* 669.71-415:621.983.1 57
 Hinxman H.: **Formowanie blach aluminiowych. Cz. 8**. „The forming of a aluminium sheet. Pt. 8.” *Sheet Metal Ind.* t. 31, Nr 330, paźdz. 54, s. 837; B5, 4,5 str., 11 fot. — W dalszym ciągu obszernej pracy omówiono ręczne formowanie blach aluminiowych (wyklepywanie, wyginanie i cięcie). Jako przykłady zastosowań wskazano pokrycia karoseryjne oraz zbiorniki.

39* 621.946.15 57
 Lueg W., Treptow K. H.: **Wpływ smaru na siłę ciągnięcia stalowych prętów**. „Der Einfluss der Schmierstoffe auf die Ziehkraft beim Ziehen von Stabstahl”. *Stahl u. Eisen*, t. 74, Nr 21, paźdz. 54, s. 1334; A4, 8,5 str., 2 fot., 12 wykr., 4 mikrogr., 4 tabl., 12 poz. bibl. — Współczesny rozwój techniki smarowania przy wyrobie drutu. W ramach przeprowadzonych badań wykonano próbę ciągnięcia z całym szeregiem smarów i powłok podkładowych. Określono wpływ smarowania olejami i tłuszczami, silnikowymi i spolimerizowanymi węglowodorami oraz wpływ różnych warstewek podkładowych na siłę ciągnięcia drutów ze stali węglowej i nierdzewnej. Porównano własności fizyczne i chemiczne różnych smarów (m. in. także smarów stałych jak dwusiarczek molibdenu, grafit, talk) oraz ich przydatność przemysłową przy ciągnięciu drutów.

40* 621.946.15:621.794.422.5 57
 Leland J. F.: **Powłoki fosforanowe przy ciągnięciu na zimno drutów stalowych**. „Phosphate coatings in the cold drawing of steel wire”. *Wire A. W. Prod.*, t. 29, Nr 12, grud. 54, s. 1440; A4, 4,5 str., 4 rys., 1 wykr., 2 poz. bibl. (patenty) — Artykuł daje sprawozdanie z doświadczeń z prac laboratoryjnych i przemysłowych nad zastosowaniem fosforowania przed ciągnięciem drutów ze stali nierdzewnej i węglowej. Określono wpływ powłoczki fosforanowej (bondowanej) na warunki ciągnięcia, omówiono najlepsze smary i kształty ciągadeł stosowane do ciągnięcia drutów fosforanowych oraz wskazano korzyści osiągnięte dzięki zastosowaniu fosforowania.

41* 621.946.152 57
 Frost H. F.: **Mydła do ciągnięcia drutu**. „Soaps for wire drawing”. *Wire Ind.*, t. 21, Nr 252, grud. 54, s. 1199; A4, 4 str., 2 fot. — Przegląd najnowszych teorii i praktyki smarowania przy ciągnięciu drutów stalowych i żelaznych. Szczegółowo omówiono wpływ smarowania na tarcie i wyciąganie się ciągadeł oraz przyklepanie cząstek metalu ciągadła na powierzchni drutu i drutu na powierzchni ciągadła, a także wpływ własności smarów i różnych podkładów (fosforanowanie, wapno) i napelnaczy (grafit, MoS₂, boraks, talk). Duży wpływ na warunki tarcia wywiera stan powierzchni drutu (sposób usunięcia zgorzeliny, wytrawianie). Do ciągnięcia drutów stalowych — twardych proponowany jest smar na bazie mydła sodowego lub wapniowego, w postaci sproszkowanej; do ciągnięcia drutów żelaznych — mydła płynne.

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

*16 658.5:629.4/.6.002 IOPM

Selifonow W. J.: **Z doświadczeń polepszenia wykorzystania powierzchni i urządzeń produkcyjnych.** „Pyt ułuczszczenia i spolzowania proizwodstwiennych płoszczadiej i oborudowania”. Awtom. Trakt. Promysl. Nr 9, wrzes. 54, s. 1; A4, 4,5 str., 8 rys., 8 poz. bibl. — Na przykładzie pracy zakładów ZIS wskazano na szereg przedsięwzięć techniczno-organizacyjnych, które umożliwiają lepsze wykorzystanie powierzchni i urządzeń produkcyjnych: 1) wprowadzenie bardziej wydajnych obrabiarek półautomatycznych i urządzeń automatycznych, 2) systematyczna analiza linii potokowych i organizacji stanowisk roboczych, 3) wprowadzenie wysokowydajnych metod obróbki i mechanizacja oprzyrządowania (np. pneumatyczne uchwyty). Rozważania swoje autor popiera przykładami i wskaźnikami.

*17 658.5:621.753 IOPM

Nosek H.: **Planowanie produkcji narzędzi.** „Planovani wyroby naradi”. Podnik Organ., Nr 10, paźdz. 54, s. 383; A4, 7 str., 14 rys. — Podano schemat struktury organizacyjnej narzędziowni oraz opis wzorcowych formularzy dotyczących planu produkcji, kart ewidencyjnych, kart przewodnich, kart kalkulacyjnych itp. Omówiono zagadnienie ustalania terminów rozpoczęcia produkcji.

*18 658.512 IOPM

Desch W.: **Operatywne planowanie wewnątrzzakładowe.** (Metoda polepszenia organizacji produkcji i pracy) „Die operative innerbetriebliche Planung (Methode zur besseren Organisation der Produktion und der Arbeit)”. Wirtschaft, Nr 13, marz. 55, s. 10; A2, 0,5 str. — Omówiono system operatywnego planowania wewnątrzzakładowego w zagadnieniach opracowywania planów kwartalnych, miesięcznych, dekadowo-dobowych i zmianowych. Podano sposoby uproszczenia operatywnego planowania wewnątrzzakładowego przez sprecyzowanie wskaźników planu kwartalnego, ograniczenie ilości wskaźników planu miesięcznego, uproszczenie metody opracowywania planów miesięcznych, ustalenie dokładnych terminów wykonania poszczególnych części, elementów i zespołów w ramach wydziału itp.

19 658.514:621 IOPM

Vopicke E.: **Cele, zasady, struktura organizacyjna i podstawy służby dyspozytorskiej w zakładach przemysłu maszynowego.** „Ukoly zasady, organizacisn struktura a predpoklady dispecerskie służby na strojirenskych podnicich”. Podnik. Organ., Nr 8, sierp. 54, s. 293; A4, 3,5 str. — W artykule omówiono zadania i rolę służby dyspozytorskiej w operatywnym kierowaniu produkcją, główne zasady działania służby dyspozytorskiej w przemyśle maszynowym: operatywność, centralizację, ciągłość pracy, powiązanie służby dyspozytorskiej z planowaniem operatywnym, ewidencję służby dyspozytorskiej powiązaną z ewidencją planowania operatywnego; scharakteryzowano strukturę organizacyjną i podstawowe warunki właściwego funkcjonowania służby dyspozytorskiej.

20 621.004.17 IOPM

Chrimljan S., Karapatjan A.: **Zagadnienia określania i wykorzystania zdolności produkcyjnych (Na połączonej naradzie Inst. Ekon. AN ZSRR, Inst. Ekon. AN Gr. SRR, Sekcji Ekon. AN Azerb. SRR i Sekcji Ekon. AN Orm. SRR).** „Woprosy opriedielenija i ispolzowanija proizvodstwiennych moszcznostiej (Na obiediniennom sowieszczanii Inst. Ekon. AN SSSR, Inst. Ekon. AN Gr. SSR, sekt; ekon. AN Azerb. SSR i sekt. ekon. AN Arm. SSR)”. Wopr. Ekon., Nr 1, stycz. 55, s. 151;

A4, 3 str. — Sprawozdanie z narady w sprawie określania i obliczania zdolności produkcyjnych, zawierające omówienie poszczególnych referatów i wystąpień oraz uchwalonych wniosków. Podano określenie zdolności produkcyjnej: zdolność produkcyjna jest obiektywną kategorią techniczno-ekonomiczną, określoną nie tylko na podstawie poziomu rozwoju sił wytwórczych, ale i na podstawie istniejących stosunków produkcji; powinna ona odzwierciedlać maksymalne możliwości przedsiębiorstwa w dziedzinie produkcji przy pomocy posiadanych urządzeń i na istniejących powierzchniach produkcyjnych.

21 658.1/5:621 IOPM

Stepan J.: **Perspektywiczny plan zakładu.** „Vyhledovy plan podniku”. Podnik. Organ., Nr 6, czerw. 54, s. 218; A4, 3,5 str. — Autor omówił znaczenie długookresowych planów zakładów i zasadnicze błędy popełniane dotychczas przy opracowywaniu planów perspektywicznych. Celem poprawy metod opracowywania tych planów należy: zapewnić udział zakładu przy przygotowaniu planu długookresowego; sporządzić produkcyjno-techniczny paszport zakładowy; opracować normy techniczno-ekonomiczne i profil produkcyjny zakładu; ustalić generalne założenia rozbudowy i przebudowy zakładu; zapewnić współpracę pomiędzy produkcją i zbytem. Skrytykowano oderwanie zakładów naukowych i naukowobadawczych od produkcji. Wskazano, że harmonogram przebiegu produkcji należy opracowywać w powiązaniu z planem zaopatrzenia materiałowo-technicznego.

*22 658.15:658.7:629.114.4/.6.006.3 IOPM

Uwarow R. T.: **Rozrachunek gospodarczy w komórkach zaopatrzenia Fabryki Samochodów im. Mołotowa w Gorki.** „Chozrasczot w organach snabżenija Gorkowskowo awtozawoda imieni Mołotowa”. Awtom. i Traktor. Promysl. Nr 11, list. 54 r., s. 1, A4, 3 str., 1 tab. — Na przykładzie pracy Fabryki Samochodów im. Mołotowa w Gorki omówiono doświadczenia i wyniki pracy działu zaopatrzenia na zasadach rozrachunku gospodarczego (w ciągu 5 lat pracy na rozrachunku gospodarczym dział zaopatrzenia zaoszczędził 40 mln rubli i przyspieszył dwukrotnie obieg środków obrotowych). Podstawowe wskaźniki, jakimi operuje dział zaopatrzenia, oraz system kontroli zadań przekazanych do poszczególnych ogniw podległych działowi. Autor podaje konkretne przykłady i kierunki pracy działu prowadzące do uzyskania oszczędności i ułatwiającej walkę z marnotrawstwem. Zwraca uwagę na współpracę z działami technicznymi w zakresie norm zużycia materiałów i ich kontroli.

*23 658.562.002.54 IOPM

Hobbs I. H.: **Kontrola — podstawą wzrostu produkcji.** „Inspection Essential to High Production” Mass Production, Nr 1, stycz. 55, s. 14; A4, 7½ str., 2 tabl., 5 foto. — Autor wskazuje na ważność kontroli technicznej, szczególnie dla szybkiej eliminacji braków i naprawy źle działających części maszyn. Zaleca sprawdzanie jakości wyrobów w różnych etapach produkcji. Produkcję wykonywaną przez automaty wystarczy — zdaniem autora — sprawdzać wrywkowo. Pozostałą produkcję należy kontrolować w całości. Problem 100% kontroli rozwiązuje stosowanie nowoczesnych (np. półautomatycznych lub automatycznych) metod kontroli. Autor formułuje funkcje kontroli technicznej: zwiększanie wydajności do granic dobrego i ekonomicznego wykonania produkcji; kontrola przestrzegania warunków technicznych; zapobieganie złej produkcji. Omówiono różne rodzaje urządzeń kontrolnych: mechaniczne, elektryczne, pneumatyczne, optyczne.

Wydaje się, że w warunkach pracy specjalnego taboru hutniczego warunki te mogą być złagodzone:

a) składy pociągów są stosunkowo niewielkie, np. pociąg wozów z płynną surówką nawet przy piecach bardzo dużych (ponad 1000 ton dziennej produkcji) posiada tarę brutto $350 \div 400$ ton;

b) szybkość jazdy nie przekracza 7 km/godz, a przejazd po łukach i krzywych odbywa się z jeszcze mniejszą szybkością;

c) siły występujące przy nagłym hamowaniu są stosunkowo nieduże;

d) oddziaływanie siły odśrodkowej nawet przy przechodzeniu po małych łukach bez przechyłki zbudowanych (co się w hutach często zdarza), a obliczenie według wzoru

$$P = \frac{Q + P}{g \cdot R} \left(\frac{v}{3,6} \right)^2 \text{ kG}$$

dla $v = 5$ km/godz i $R = 100$ m wynosi ok. 3,3% sił pionowych od ciężarów brutto, gdy na kolejach przy $v = 50$ km/godz i $R = 200$ m stanowi ok. 10%.

e) oddziaływanie wiatru wobec obszaru dość gęsto zabudowanego i stosunkowo małej powierzchni bocznej taboru hutniczego przy dużej jego tarze brutto ma mniejsze znaczenie niż dla taboru normalnego na otwartych przestrzeniach.

Pomimo to pozostanie ważnym zagadnieniem właściwie pomyślane resorowanie wozu. Tu konstruktorzy nie wypracowali jednolitego poglądu. Ogólnie przyjęto, że miarą tego warunku jest strzałka ugięcia resoru czy sprężyny w wyniku działania sił części odresorowanych i wyraża się wielkością strzałki ugięcia pod jednostkowym ciężarem, a więc:

$$f_e = \frac{f}{Q_r} \text{ w tym } f - \text{założona strzałka ugięcia resoru,}$$

względnie kompletu sprężyn resorowych, a Q_r — ciężar części odresorowanej wozu, — f_e — miara ogólnej elastyczności.

W dwuosioowych wozach użytku publicznego wielkość ta jest rzędu 2 mm na tonę, w wózkach skrotnych typu *Diamonda* wynosi 0,45 $\div$ 0,60 mm/t. W wozach typowo hutniczych można zejść znacznie niżej. Uważam miarę 0,20 $\div$ 0,25 mm/t dla wozów kadiowych i wozów lejniczych za dostateczną.

Natomiast przy projektowaniu taboru hutniczego należy się liczyć z dodatkowymi zjawiskami nie występującymi w warunkach kolei użytku publicznego. Wchodzi tu w grę:

1) stopień przeciążalności,

2) wpływ temperatury masy przewożonej względnie środowiska, w którym tabor pracuje.

O ile pojemność skrzyni, pudła czy kadzi w sposób naturalny nie ogranicza maksymalnej ładowności, nągminnie spotykamy się w praktyce hutniczej ze zjawiskiem znaczenia przeciążenia taboru. Do tego dochodzi często niezbyt ostrożne ładowanie.

Odróżniamy wpływ temperatury na tabor jako wpływ rozżarzonego ciała na ścianki naczyń, w którym się znajduje oraz jako wpływ promieniowania czy środowiska o podwyższonej temperaturze.

W pierwszym przypadku będą to kadzie do przewozu płynnego żużla, wozy do gaszenia koksu oraz wozy do studzenia i przewozu gorącego spieku (aglomeratów). Kadzie do przewozu płynnej surówki są z reguły wyłożone materiałem ogniotrwałym o grubości ok. 250 mm, a więc tu działanie temperatury jest zmniejszone. Kadzie zaś do przewozu płynnego żużla pracują podobnie jak wlewnice stalowniane, wykonane z odlewu żeliwnego bądź staliwnego. Kadź taką z reguły osadzamy w pierścieniu dopuszczającym swobodne rozszerzanie się. Duże ilości ciepła wypromieniowane na części podwozia wywołują tam zjawisko mało pożądane: nagrzewania się zestawów kołowych i maźnic itp. Zanotowano przypadki luzowania się obrotów na kołach pod wpływem podwyższonej nadmiernie temperatury i stąd powstało żądanie praktyków hutniczych wykonywania kół z odlewu razem z obrotami.

W ustrojach wagonowych, które posiadają swobodę rozszerzania się, wpływ temperatury poza zmianami strukturalnymi ewentualnie występującymi w oddzielnych elementach, nie wywołuje większych powikłań. Gorzej jest w ustrojach sztywnie związanych, w których tej swobody brak. Wtedy zachodzą poważne powikłania. Do ostatnich czasów problemem był właściwy w konstrukcji wóz do studzenia i przewozu gorącego spieku. Stosowano w tym celu wozy samowyladowcze o małej pojemności pudła, lecz o rozwiniętej powierzchni studzenia. Zasadniczo skrzynia wozu była sztywno zmcowana z podwoziem. Zachodziło zjawisko nie-

równomiernego rozłożenia temperatur w ustroju, a to z kolei wywoływało zjawisko paczania się bądź całych ścian skrzyni bądź poszczególnych prętów i elementów. Wóz taki musiał być często odstawiany do naprawy.

Zjawisko wybaczenia się łatwe jest do wyjaśnienia, gdy się przeprowadzi elementarne obliczenia.

Pręt przy temperaturze $t^\circ\text{C}$ w stosunku do otoczenia wydłuża się o $l = L \cdot t \cdot \beta$ mm. Przy $L = 1000$ mm, $t^\circ = 200^\circ\text{C}$ i $\beta = 0,00014$ wypada $l = 2,8$ mm. Gdy punkty zamocowania końców pręta nie pozwalają na swobodę wydłużania się, powstają przy tej różnicy temperatur naprężenia przekraczające wytrzymałość doraźną tworzywa. Występowanie takiej temperatury jest najzupełniej prawdopodobne. Obecnie przeprowadza się szczegółowe badania nad rozłożeniem temperatury w podobnych wozach.

Ostatnio są w próbnej eksploatacji wozy do studzenia i przewozu gorącego spieku produkcji radzieckiej. Zastosowano tu wyłożenie ścianek z oddzielnych płytek w postaci żaluzji pozwalających na energiczne przewietrzanie masy przewożonej oraz silne promieniowanie ciepła. Pozostawiono tu jednak szkielet skrzyni o wybitnie przesztywnionym układzie.

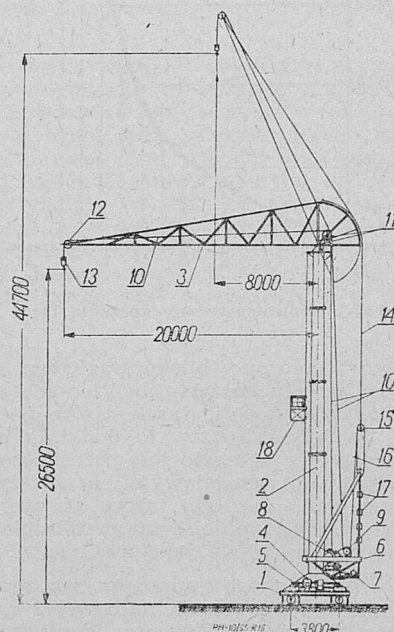
W nowoczesnych hutach o pełnym cyklu metalurgicznym i o zdolności produkcyjnej w granicach 1,5 $\div$ 2,0 milionów ton stali rocznie spotykamy własny park inwentarowy o 100 do 1300 jednostek wagonowych. Ilość zaś odmian, tak co do przeznaczenia, jak i co do ładowności, przekracza znacznie trzydzieści. Będą tu nie tylko przedstawiciele, o których mówiliśmy już wyżej, ale cały szereg specjalnych platform, wagonów samowyladowczych o własnym napędzie, a także normalnych trakcyjnych, krótkich i długich, wagonów termosów, cystern itp. Już to samo wyliczenie wskazuje, że normalizacja typów i wielkości jest wskazana, a także przepisy o ich projektowaniu są konieczne.

LITERATURA

1. Dr inż. Adolf Langrod — Podstawy budowy wagonów. Skrypt, Kraków, 1950 r.
2. K. Pasternak — Wagony towarowe i ich naprawa. Warszawa, 1951 r.
3. E. Mazanek — Metalurgia surówki. Stalinogród, 1954 r.
4. E. N. Nikolskij — Teoria i rachunek wagonów. Maszgiz, 1947 r.
5. M. W. Winokurov — Wagony. Moskwa, 1950 r.
6. S. R. Dadyko, J. J. Dralczyk, C. Z. Szerling — Wagonostrojenie. Maszgiz, 1950 r.
7. W. K. Gruzynow — Mechanicznojskoje oborudowanie domiennych cechów, Maszgiz, 1950 r.

Uzupełnienie

W zeszycie 6/55 w art. inż. E. Komara pt. „Nowe węgierskie dźwigi budowlane” zamieszczono na str. 191 rys. 15 na którym brak jest opisów podanych w tekście artykułu. Poniżej zamieszczamy wymieniony rysunek z opisami.



Rys. 15

Sprzęgła podatne

621.825.7.

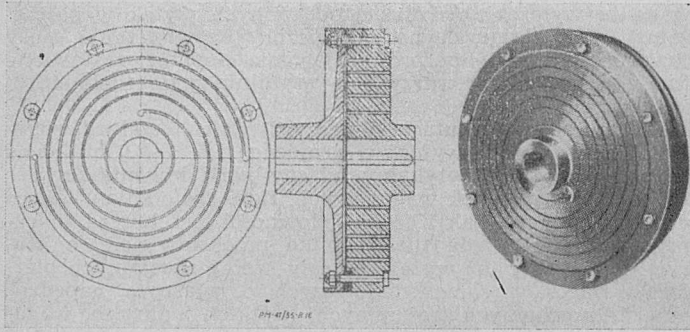
dokończenie z nr 7/55

Mgr inż. ANTONI GOŁUCH
BIALSKIE ŻAKŁ. URZ. TECHN.

Sprzęgła metalowe

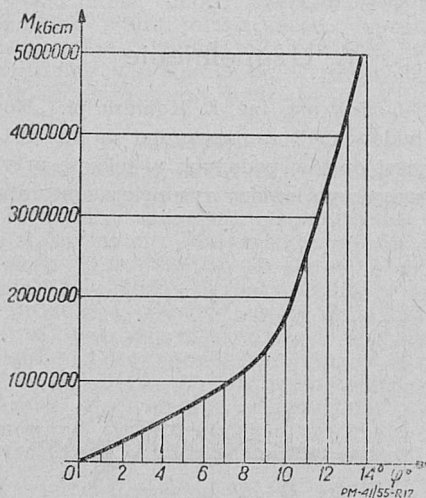
Sprzęgła metalowe można podzielić na sprzęgła ze sprężynami łącznikowymi: a) skręcanymi, b) zginanymi, rozciągającymi i ściskającymi.

a) W sprzęgłach ze sprężynami skręcanymi łącznikami elastycznymi są sprężyny skręcane — patrz rys. 11 a do d. Sprzęgła te odznaczają się bardzo prostą budową.



Rys. 16. Sprzęgło sprężynowe typu „Markus”.

Na rys. 16 przedstawiono zwartą konstrukcję sprzęgła ze sprężyną spiralną; kąt skręcenia tej sprężyny jest bardzo duży, dochodzący do 50° . Jest to sprzęgło *Markusa*, budowane kiedyś przez fabrykę maszyn Rheindland. Wykres charakterystyczny $M = f(\varphi)$ — sprzęgła *Markusa* przedstawiono na rys. 17. Z wykresu widzimy, że jest ono zdolne do przenoszenia dużych momentów skręcających rzędu 5000000 kGcm, przy czym kąt skręcenia jest również duży ($\varphi \approx 12^\circ$), co świadczy o tym, że sprzęgło to posiada dobrą podatność.



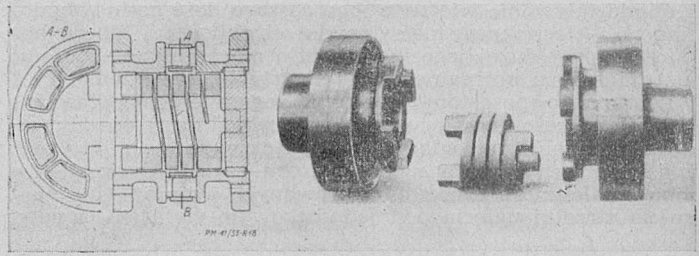
Rys. 17. Wykres charakterystyczny sprzęgła typu „Markus”.

Zwoje sprężyny położone blisko względem siebie ($\alpha = 2$ mm, rys. 16) przy większych obciążeniach zaczynają do siebie przylegać, co wywołuje tarcie, które pochłania nadwyżki energii i wpływa przez to dodatnio na tłumienie drgań. Jeżeli omawiane sprzęgło jest przeznaczone do pracy z dużymi prędkościami obwodowymi, to sprężyna spiralna jest zwykle wykonana z pełnej tarczy stalowej, natomiast dla przypadków pracy z mniejszymi prędkościami obwodowymi sprężyna wykonuje się jako zwijane.

Konstrukcja omawianego sprzęgła jest raczej udana i prawdopodobnie byłoby ono co najmniej 2 razy mniejsze od naszego sprzęgła typu ELK9, przy identycznych warunkach pracy. Niestety, wykonanie wąskich rowków spiralnych w pełnej tarczy stalowej, w naszych warunkach

warsztatowych jest tak trudne, że na razie jest ono nie do przyjęcia.

W przemyśle chętnie stosuje się sprzęgła podatne, pracujące z 6 stopniami swobody, tzn. umożliwiające współpracę wałów, które są nachylone względem siebie pod kątem δ , przesunięte mimośrodowo o wartość a , przemieszczone poosiowo (b) lub przekręcane o kąt φ . Odchyłki we współosiowości łączonych wałów są często minimalne, ale przeważnie nieuniknione, zwłaszcza przy montażu ciężkich agregatów. Sprzęgło typu *Markusa* jest w płaszczyznach przechodzących przez oś sprzęgła zbyt sztywne i raczej nie dopuszcza do pracy błędnie ułożonych wałów I i II.



Rys. 18. Sprzęgło stalowe ze sprężyną śrubową.

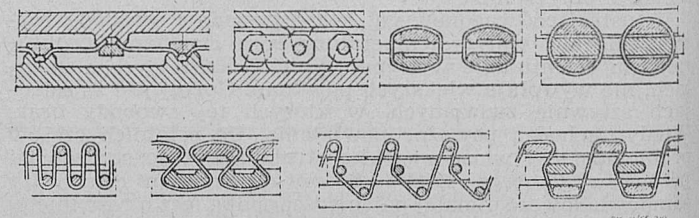
Na rys. 18 pokazano sprzęgło ze sprężyną śrubową. W czasie pracy sprężyna ta jest zginana. Jest ona w tym przypadku wykonana z tulei stalowej, przy czym warto podkreślić, że wykonanie takiej sprężyny nawet w małych warsztatach nie przedstawia większej trudności. Sposób w jaki sprężyna łączy przeciwległe tarcze sprzęgła, jest wyraźnie zaznaczony na rys. 18. Zderzaki tarcz sprzęgła obłożono skórą; stanowią one pewnego rodzaju zabezpieczenie przed przecięciem sprężyny, a w przypadku kiedy sprężyna ulegnie złamaniu, przejmują przenoszenie momentu kręcającego na siebie, nie dopuszczając w ten sposób do przerw w pracy zespołu przynajmniej w okresie jak najbardziej niepożądanym.

W praktyce są spotykane czasem wypadki łączenia słabiej długich wałów. W przybliżeniu można je potraktować jako pewnego rodzaju sprężyny skręcane. Moglibyśmy więc w takim przypadku sprzęgło podatne o odpowiedniej stałej C kGcm (na radian) zastąpić wałkiem stalowym o do-

wolnej średnicy d cm i o długości $l = \frac{79500 d^4}{C}$ cm.

Jeśli uwzględnimy fakt, że każde sprzęgło podatne pracuje z pewnymi stratami energii, to jego wyeliminowanie w wypadku przytoczonym będzie korzystne. Nie wolno jednak tej możliwości przeceniać przede wszystkim dlatego, że ze względów wytrzymałościowych dopuszczalny kąt skręcenia np. wału pędzanego na długości jednego metra wynosi zaledwie $\frac{1}{4}^\circ$.

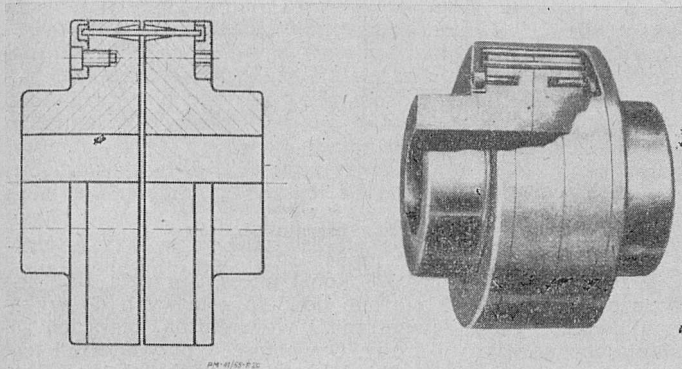
b) W sprzęgłach ze sprężynami zginanymi, rozciągającymi i ściskającymi łącznikami są sprężyny stalowe pracujące na zginanie, rozciąganie lub ściskanie (patrz rys. 11 e do i). Najrozsądniejsze sposoby zastosowania w sprzęgłach takich sprężyn przedstawiono na rys. 10. Nie wyczerpują one wszystkich możliwych rozwiązań, które są stosowane w praktyce.



Rys. 19. Rodzaje łączników sprężystych pracujących na rozciąganie.

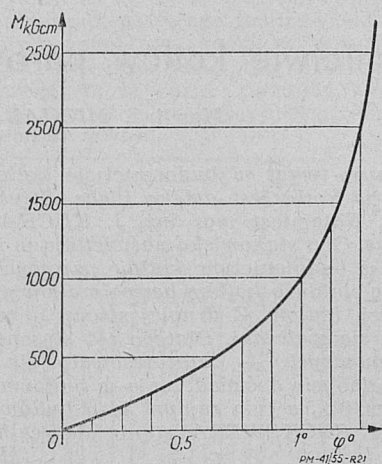
Na sprężyny ściskane, rozciągane i ścinane stosowane są przeważnie materiały organiczne (guma, skóra), które — jak wiadomo — charakteryzuje mały moduł sprężystości E . O sprzęgłach z takimi sprężynami była już mowa poprzednio. Niektóre rozwiązania konstrukcyjne łączników sprężystych pracujących na rozciąganie, pokazano schematycznie na rys. 19.

Sprężyny zginane, których kształty mogą być najróżnorodniejsze (rys. 10) są przeważnie bardzo proste do wykonania i łatwe do zamontowania w sprzęgle.



Rys. 20. Sprzęgło stalowe ze sprężynami przeciekowymi.

Na rys. 20 przedstawiono jedno z bardzo prostych rozwiązań konstrukcyjnych sprzęgła, ze sprężynami w kształcie prętów stalowych o przekroju okrągłym lub prostokątnym. Z charakterystyki tego sprzęgła widzimy, że jest ono mało podatne ($\varphi \leq 1,5^\circ$) i może być przeznaczone dla niezbyt dużych momentów skręcających $M_s \leq 2000 \text{ kGcm}$ (patrz rys. 21). Sprzęgło to posiada charakterystykę krzywoliniową. Jakkolwiek budowa omawianego sprzęgła jest prosta, to jednak jego wykonanie jest trudne, w szczególności jeśli chodzi o wykonanie dużej ilości otworów na pręty sprężynujące. Otwory te — jak widzimy z rysunku — są małe i w dodatku od wewnętrznej strony rozwiercane stożkowo. Jest to konieczne, gdyż pręty mają być zginane a nie ścinane, co niewątpliwie zaistniałoby przy otworach cylindrycznych.

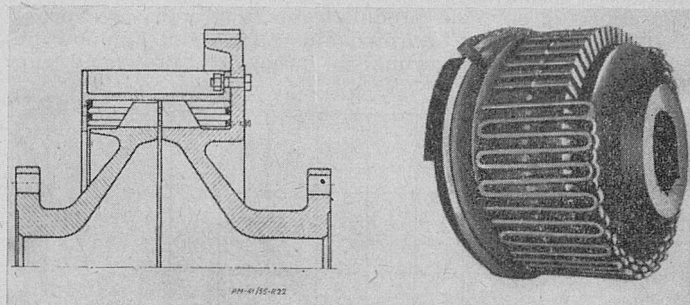


Rys. 21. Wykres charakterystyczny sprzęgła stalowego — przeciekowego.

Podobną konstrukcją do wyżej omówionego sprzęgła jest sprzęgło typu Bibby (rys. 22). Łącznikiem sprężynującym jest tutaj wężykowata sprężyna stalowa, której poszczególne człony są wcisnięte w rowki tarcz sprzęgła. W czasie pracy sprzęgła sprężyna jest zginana, przy czym objętość tej sprężyny jest w sposób korzystny wyzyskana.

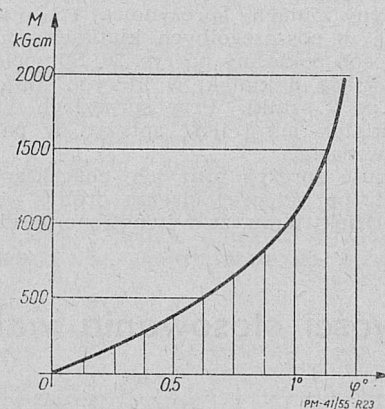
Jak widać z charakterystyki sprzęgła Bibby (rys. 23) kąt skręcenia $\varphi \leq 1,2^\circ$ jest nieduży, a zatem podatność jego jest mała. Natomiast dużą zaletą jest jego krzywoliniowa charakterystyka. Sprzęgła takie cieszą się w praktyce uznaniem, co jest zrozumiałe, gdyż są dużo lepsze od sprzęgieł gumowych, np. ELK, które w przemyśle są powszechnie

stosowane. Mimo to sprzęgła Bibby są stosunkowo rzadko spotykane, w dużej mierze dlatego, że są w wykonaniu niezwykle pracochłonne.



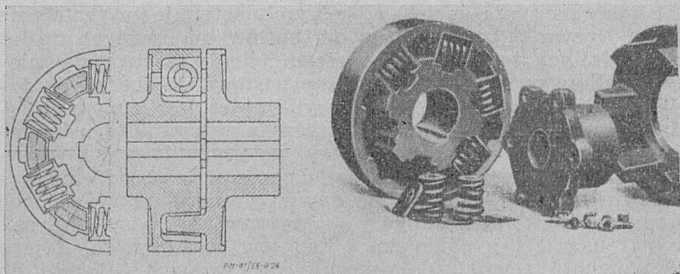
Rys. 22. Sprzęgło stalowe typu „Bibby”.

Oryginalną, aczkolwiek nie nową, jest konstrukcja sprzęgła sprężynowego, zilustrowanego na rys. 24. Łącznikami elastycznymi są tu sprężyny śrubowe. Z uwagi na to, że przy względnym przekręceniu tarcz sprzęgła płaszczyzny, w których przylegają końcówki sprężyn, nie są równoległe, dla większych kątów skręcenia należy przewidzieć specjalne przeguby względnie prowadzenia, które schematycznie pokazano na rys. 10. Komplikuje to budowę sprzęgła i podraża jego wykonanie. Z rys. 25 widzimy, że charakterystyka tego sprzęgła jest prostoliniowa, tzn. stosunek sił P do ugięcia $s: C = P/s = \text{const}$, a więc inaczej niż w sprzęgła Bibby i Mana. Poza tym omawiane sprzęgło posiada dobrą podatność ($\varphi \leq 6^\circ$). Niestety, z warsztatowego punktu widzenia jest raczej kłopotliwe do wykonania.



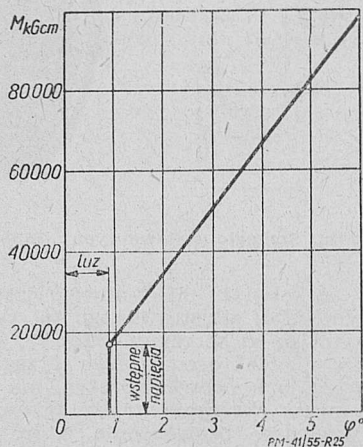
Rys. 23. Wykres charakterystyczny sprzęgła typu „Bibby”.

Omówione wyżej bardziej charakterystyczne konstrukcje sprzęgieł podatnych nie wyczerpują oczywiście wszystkich możliwości. Zresztą nie chodzi tylko o to, aby zapoznać się z różnymi rodzajami tych sprzęgieł i ich charakterystykami; zamierzenie jest inne. Chodzi o to, aby naszych konstruktorów i racjonalizatorów zachęcić do opracowania nowego typu sprzęgła podatnego, pewnego w działaniu i w ruchu, żywotnego, lekkiego, łatwego do montażu i demontażu, prostego i taniego w wykonaniu. Przytoczone przykłady praktycznego zastosowania różnych sprzęgieł ze sprężynami stalowymi mają sugerować pójście w kierunku tych ostatnich.



Rys. 24. Sprzęgło stalowe ze sprężynami śrubowymi (Penig).

Sprzęgło podatne nowego typu niekoniecznie musi być wzorowane ściśle na konstrukcjach wyżej omówionych, należy się jednak spodziewać, że łącznikami będą sprężyny stalowe. Przemawia za tym fakt (jak już wspominaliśmy na początku), że sprzęgła produkowane za granicą (ze sprężynami stalowymi) w porównaniu z naszymi (gumowymi) przy identycznych warunkach pracy są prawie 2 razy mniejsze.



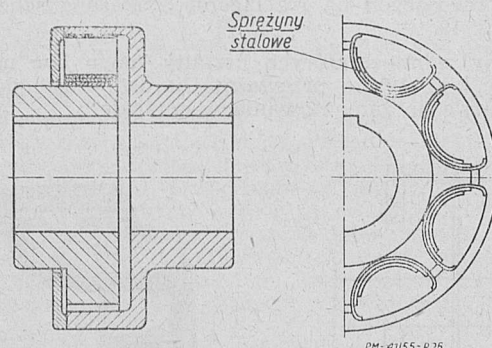
Rys. 25. Wykres charakterystyczny sprzęgła „Penig”.

Zakład nasz, biorąc pod uwagę dużą prostotę i łatwość wykonania sprzęgła ze sprężynami jako łącznikami podatnymi, zdecydował się wykonać prototyp i przeprowadzić z nim odpowiednie badania i próby. W tym celu zwrócono uwagę na sprzęgło, które nazwano EL (rys. 26). Łącznikami są tutaj sprężyny z blachy sprężynowej PS₁ o kształcie podkowy, ułożone w poszczególnych kłatkach sprzęgła w pakietach, w sposób pokazany na rys. 26. Sprzęgło EL2 mniejszego typu posiada 8 klatek, w których ułożono sprężyny w pakietach po 2 sztuki. Przy sprzęgłach większych zarówno ilość klatek jak i ilość sprężyn w pakiecie będzie odpowiednio wzrastać.

Dokładną ilość sprężyn oraz ich charakterystyki będzie można określić po przeprowadzeniu prób z poszczególnymi prototypami. Dzięki temu, że wewnętrzne sprężyny są coraz

krótsze, będą one włączane do pracy kolejno, co w rezultacie da krzywoliniową charakterystykę sprzęgła.

Tarcie poszczególnych sprężyn i przeciskanie się smaru w czasie pracy sprzęgła, będzie w pewnym stopniu tłumić drgania.



Rys. 26. Sprzęgło EL.

Przedstawiona na rys. 26 konstrukcja sprzęgła EL2 jest bardzo prosta, składa się ono bowiem z łatwych do wykonania części: część zewnętrzną i wewnętrzną, pierścień zasilający, sprężyny i śruby. O wartości i przydatności tego sprzęgła zadecydują wyniki dokładnych prób i badań. Niemniej jednak już teraz można powiedzieć, porównując sprzęgło sprężynowe EL2 ze sprzęgłem gumowym ELK2, że EL2 będzie:

- lżejsze (EL2 — 12 kg — ELK2 — 24 kg),
- bardziej elastyczne ($EL2 \cong 4^\circ$ ELK2 $\cong 1^\circ$),
- mniej pracochłonne ($\sim 30\%$),
- żywniejsze.

Przypuszczamy, że konstruktorzy nasi udoskonala ten typ sprzęgła, względnie zaprojektują inne, lepsze sprzęgło sprężynowe, które zastąpi dotychczas stosowane przestarzałe sprzęgła gumowe typu ELK2.

LITERATURA

- Mechanik — Poradnik Techniczny — tom II, cz. 4, wyd. 3, zeszyt 6 i 7, str. 535.
Dr inż. W. Moszyński — Wykład Elementów Maszyn.
Dr inż. G. Altmann — Zeitschrift V. D. I., 1936 r., str. 245.

O celowości stosowania walczaków w budownictwie kotłów parowych

621.131.41.001

Mgr inż. MICHAŁ SUCKEWER
Instytut Techniki Ciepłej

Dyskusja, jaką zamieszczamy poniżej, porusza bardzo ciekawy temat w budownictwie kotłowym. Stanowisko mgr inż. M. SUCKEWERA co do celowości walczaka w kotle jest daleko idące. Streścić je można w słowach: „walczak jest niepotrzebny, a więc wyrzucić go”. Natomiast mgr inż. J. KUCHARSKI uważa, że eliminowanie walczaka w konstrukcji kottajest ryzykowne. Oba stanowiska naświetlają w pewnym stopniu tendencje, jakie przejawiają się ostatnio w tym zakresie w budownictwie kotłów parowych.

Faktem jest, że w Związku Radzieckim zbudowano i buduje się dużo kotłów bezwalczakowych przepływowych; istnieje tam nawet specjalne biuro konstrukcyjne tych kotłów. Z drugiej strony w większości nowych kotłów konstruowanych i budowanych wciąż stosuje się walczaki. Dlatego też słuszne byłoby, aby sprawą — na razie chociaż kotłów bezwalczakowych przepływowych — zainteresowały się odpowiednie czynniki. Podjęcie pewnych prac w tym kierunku umożliwiłoby zdobycie doświadczenia w budownictwie kotłów bezwalczakowych przepływowych, odpowiednich separatorów itp., a tym samym idea budowy wysokowydajnych kotłów bezwalczakowych, rzucona przez mgr inż. M. SUCKEWERA, stanie się realna.

REDAKCJA

Jak nazwa wskazuje, kocioł parowy należy sobie wyobrazić jako naczynie-kocioł, w którym następuje wytwarzanie pary. Nazwa ta była słuszną dla kotłów budowanych do lat dwudziestych tego wieku, od tego jednak czasu budownictwo kotłów poczyniło tak znaczne postępy, że obecnie budowany kocioł parowy o dużej wydajności jest dużym urządzeniem przemysłowym, zaopatrzonym w rozmaite urządzenia pomocnicze jak: wentylatory, pompy, młyny paliwowe, podajniki itp., a z dawnego kotła pozostał w urządzeniu kotłowym walczak, pomimo że dawno przestał odgrywać rolę naczynia, w którym odbywa się wytwarzanie pary. Walczak został usunięty z paleniska i kanałów spalinowych, a jego powierzchnia zewnętrzna obecnie nie wykorzystuje się do wytwarzania pary. Jednak, pomimo dużych trudności przy wykonywaniu i dużych kosztów wytwarzania oraz montażu,

walczak jest nadal stosowany w budownictwie kotłowym.

W normalnych urządzeniach kotłowych walczak spełnia następujące zadania:

- 1) separatora do oddzielania pary od wody z mieszanki parowodnej powstałej na powierzchniach odparowujących,
- 2) urządzenia zapewniającego stałe natężenie zasilania ekranów w wodę w okresach czasu: od chwili zmiany poboru pary do czasu zmiany wydatku pomp zasilających,
- 3) przyjęcia i rozdziału na ekrany świeżej wody zasilającej, wstępującej do urządzenia z podgrzewacza.

Zachodzi pytanie, czy walczak spełnia sprawnie te zadania i czy wobec tego jest usprawiedliwione jego stosowanie. ad 1. Oddzielanie pary od wody w walczaku odbywa się w sposób jakby „statyczny”; z nieruchomego zwierciadła wo-

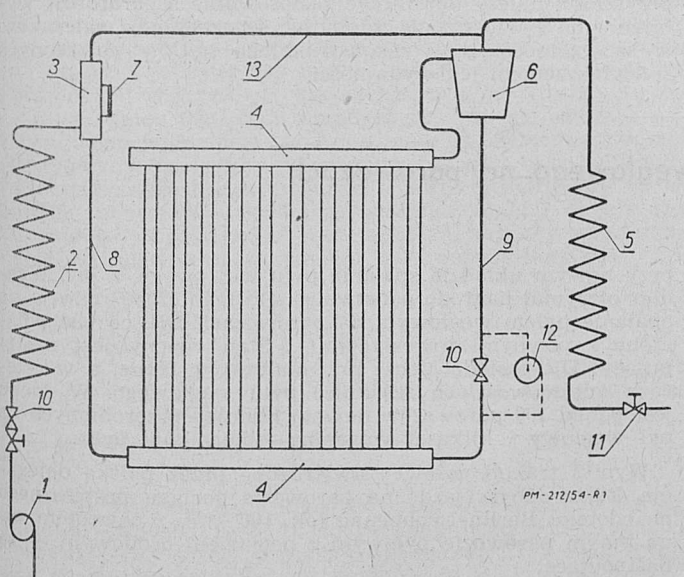
dy w walczaku odrywają się pęcherzyki pary, przepływające następnie do przestrzeni parowej. Ten system separacji wymaga stosunkowo dużego zwierciadła wody, czyli dużych wymiarów walczaka, a z drugiej strony nie zapewnia otrzymania suchej pary nasyconej, szczególnie przy dużych obciążeniach. W celu polepszenia warunków separacji pary, wewnątrz walczaka buduje się specjalne urządzenia, ułatwiające wytrącanie kropelek wody z mieszanki parowodnej. Dla dalszej separacji pary stosuje się dodatkowe cyklony, umieszczone w walczaku, które wytrącają kropelki wody z pary na drodze jej przepływu do przegrzewacza.

Z tego jasno wynika, że ta „statyczna” separacja pary w walczaku obecnie już konstruktorów nie zadowala i są poszukiwane nowe, intensywniejsze metody wytrącania wody z mieszanki parowodnej. Należy sądzić, że bardziej zmówzone oddzielenie pary od wody można będzie uzyskać dzięki „dynamicznej” separacji pary, tj. w urządzeniach mechanicznych, w których np. przez zawirowanie strumienia, względnie przez kilkakrotną zmianę kierunku i szybkości przepływu mieszanki, nastąpi oddzielenie kropelek wody od pary.

Dotychczas wytwórnie kotłów parowych nie poświęcały temu zagadnieniu dostatecznej uwagi i do separacji pary wyłącznie stosowano walczak. Opracowanie konstrukcji dynamicznego, zwartego i efektywnego separatora pary, umożliwi zrezygnowanie z walczaka, jako z urządzenia do separacji pary.

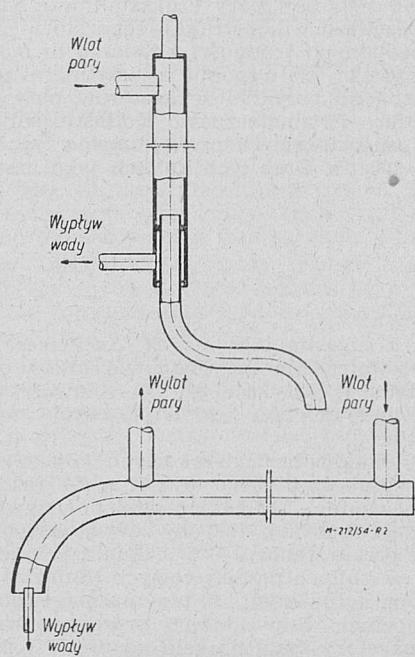
ad 2. Czy drugie zadanie, tj. przejmowanie chwilowych raptownych zmian ilości i poziomu wody kotłowej, spowodowanych zmienioną wydajnością — do czasu naregulowania wydatku pomp zasilających — walczak spełnia zadowalająco? W nowoczesnych urządzeniach kotłowych pojemność wodna ekranów i komór zbiorczych jest około 5 ÷ 8 razy większa od objętości wodnej walczaka, całkowita zaś pojemność wodna dużych nowoczesnych opromienianych kotłów wynosi około 0,3 ÷ 0,5-godzinowej wydajności kotła. Innymi słowy zawartość wody w walczaku może zabezpieczyć zasilanie ekranów wodą w okresie 3 ÷ 5 minut. Nowoczesna automatyka kotłowa umożliwia natomiast dostosowanie wydajności pomp do wydajności kotła i poziomu wody w przeciągu kilkunastu sekund. Z tego wynika, że w przypadku zastosowania automatyzacji zasilania — a nowoczesne kotły o dużej wydajności bezwzględnie powinny posiadać automatyczne zasilanie w świeżą wodę — pojemność wodna walczaków jest praktycznie kilkakrotnie za duża.

Bardziej wskazane wydaje się zrezygnowanie z walczaka jako urządzenia zabezpieczającego zasilanie ekranów w wodę i raczej należy zaopatrzyć kocioł w pewną i sprawnie działającą automatykę oraz jeden lub kilka małych zbiorników wyrównujących, w razie potrzeby, ubytek wody w ekranach oraz w części konwekcyjnej urządzenia.



Rys. 1. Schemat kotła bezwalczakowego z cyrkulacją naturalną wzgl. obiegową: 1 — pompa zasilająca, 2 — podgrzewacz wody, 3 — zbiornik buforowy, 4 — komory zbiorcze i ekrany, 5 — przegrzewacz pary, 6 — separator pary, 7 — wskaźnik poziomu wody, 8 — rury zasilające ekrany, 9 — rury opadowe, 10 — zawór zwrotny, 11 — główny zawór parowy, 12 — pompa obiegowa, 13 — rurociąg wyrównawczy ciśnienia.

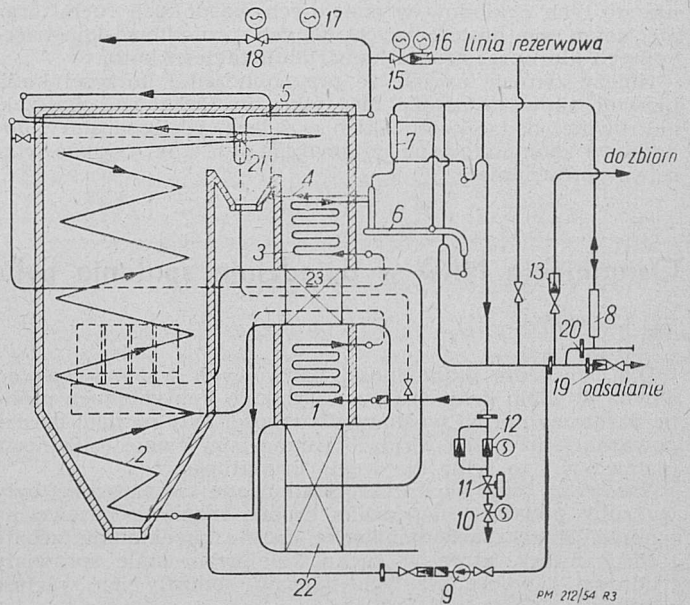
Przykład kotłów przepływowych udowodnił możliwość budowy kotłów bezwalczakowych i nadążanie regulacji wydatku pomp zasilających do zmian wydajności kotła. Nie ma więc obiektywnych przeszkód, które by uniemożliwiały również budowę kotłów bezwalczakowych z naturalnym lub przymusowym obiegiem wody.



Rys. 2. Separator pary.

ad 3. Przyjęcie świeżej wody zasilającej i równomierny rozdział jej na ekrany, w obecnym stanie budownictwa kotłów nie przedstawia zasadniczych trudności, czy to za pomocą dysz La Monta, względnie też specjalnego urządzenia szczelinowego zamontowanego w komorach zbiorczych.

Rozwiązanie zagadnienia bezwalczakowych kotłów z naturalnym lub przymusowym obiegiem wody jest więc możliwe przy zastosowaniu skutecznego i pewnego w działaniu separatora pary. Rys. 1 podaje schemat rozwiązania układu kotła bezwalczakowego z naturalnym obiegiem wody.



Rys. 3. Schemat kotła typu 53SP 200/32: 1 — podgrzewacz wody, 2 — opromieniany podgrzewacz wody oraz kocioł, 3 — część konwekcyjna kotła, 4 — przegrzewacz pary 1. stopnia, 5 — przegrzewacz pary 2. stopnia, 6 — poziomy separator, 7 — pionowy separator, 8 — zbiornik buforowy, 9 — pompa obiegowa, 10 — zawór odcinający, 11 — regulator różnicowy, 12 i 13 — zawory regulacyjne, 14 — zawór zwrotny, 15 — zawór odcinający, 16 — zawór dla wiążący, 17 — zawór bezpieczeństwa, 18 — zasuwa parowa, 19 — zawór regulacyjny, 20 — dysza nadmiarowa, 21 — rurka termosygnałowa, 22 — podgrzewacz powietrza 1. stopnia, 23 — podgrzewacz powietrza 2. stopnia

W przypadku obiegu przymusowego na rurze opadowej 9 zamiast zaworu 10 umieszcza się pompę obiegową 12 (linia kreskowa na rys. 1). Poziom wody w rurze opadowej jest utrzymywany na stałej wysokości przez automat regulacyjny. W przypadku zastosowania rury opadowej w postaci pionowej komory zbiorczej (downcomer) można jej górną część przeznaczyć do separacji pary i ukształtować jako cyklon-separator. Opracowanie konstrukcji separatora nie powinno narażać specjalnych trudności i zadanie to mogą rozwiązać biura konstrukcyjne wspólnie z instytutami naukowymi.

Na rys. 2 podano przykład separatorów pary zastosowanych przez Biuro Priamotocznowo Kotłostrojenija w ZSRR przy kotłach separatorowych prof. Ramzina typ 53SP 200/32 o wydajności 200 t/h. Przy tych kotłach jako urządzenie za-

bezpieczające zasilanie ekranów w wodę zastosowano tzw. „skarbonki”*) w postaci 6 rur o średnicy 377/353 i pojemności 900 litrów.

Rys. 3 podaje schemat budowy tego kotła, który może być zastosowany również do kotłów z przymusowym obiegiem wody (La Mont).

Z powyższych rozważań wynika, że należy zrezygnować z dotychczas stosowanych wielkości walczaków w budownictwie kotłów parowych zarówno ze względu na trudności ich wykonania, jak i duże zużycie materiałów, i zastąpić je sprawnie działającym automatem zasilania, separatorem pary pracującym na zasadzie dynamicznej oraz stosunkowo małym zbiorniczkiem wyrównawczym.

Mgr inż. JAROSŁAW KUCHARSKI

C. B. K. Kotł. — Tarnowskie Góry

W związku z sugestią mgr inż. M. Suckewera, że należy zrezygnować z walczaków przy budowie kotłów o dużej wydajności, podaną w artykule pt. „O celowości stosowania walczaków w budownictwie kotłów parowych”, nasuwają się pewne obiekcje.

Zagadnienie kotłów bezwalczakowych koncentruje się na konstrukcji wysokosprawnego cyklonu do rozdziału mieszanek parowo-wodnej. Od takich cyklonów wymagana jest duża skuteczność separacji, tak aby zawartość wody w parze nasyconej nie przekraczała $4 \div 5\%$. Analogia z separatorami cyklonowymi w kotłach przepływowych (Ramzin) dla kotłów z wielokrotnym, naturalnym lub przymusowym obiegiem wody jest niemożliwa. Przy kotłach przepływowych cyklony względnie separatory mają na celu usunięcie z pary resztek wody. Czyli stosując separator o stosunkowo niskiej sprawności 50% można zawartość wody w parze obniżyć z ok. 10% do 5% , co już jest wystarczające.

Inaczej wygląda sprawa przy separacji mieszanek parowo-wodnej w kotłach z wielokrotnym obiegiem, gdzie zawartość pary w mieszanke jest rzędu 10% . Chcąc uzyskać w parze maksimum 5% wilgoci, należy zastosować separator ze sprawnością $95 \div 96\%$, co już jest wysokim wymaganiem w stosunku do separatorów.

Z powyższego wynika, że pomysł kotła bezwalczakowego pozostanie tylko idea, jeżeli nie zostaną rozwiązane zagadnienia wysokosprawnych cyklonów do separacji pary ze sprawnością rzędu $95 \div 97\%$, a przede wszystkim zachowanie się tych cyklonów w zmiennych warunkach ruchu oraz nie ustali się dostatecznych danych projektowo-konstrukcyjnych dla opracowania konstrukcji takiego kotła.

Należy zwrócić uwagę, że przy obliczeniu korzyści kotła bezwalczakowego należy nie tylko wyeliminować walczak, ale również dodać koszt takich urządzeń, jak separatory, dodatkowa skomplikowana automatyka itd., aby uzyskać właściwe porównanie.

Dający się zaobserwować kierunek budowy kotłów w ZSRR i USA polega na zmniejszeniu wielkości, a tym samym obniżeniu ciężarów i kosztów walczaków przez podwyższenie zdolności separacyjnej walczaka kotłowego wbudowując do jego wnętrza tanie i lekkie urządzenie separacyjne. Porównanie z tak skonstruowanym kotłem walczakowym zapewne da inne cyfry porównawcze, mniej korzystne dla ciężkich cyklonów kotła bezwalczakowego.

Poza tym wydaje się, że należałoby podnieść dla kotłów bezwalczakowych wymagania odnośnie wody zasilającej i tym samym zwiększyć koszt i ciężar stacji przygotowania tej wody.

Chciałbym jeszcze zwrócić uwagę na niezaprzeczalne zalety ruchowe kotłów walczakowych, które przyczyniły się do tego, że pomimo pewnych atrakcyjnych cech kotłów przepływowych, kotły walczakowe utrzymały swe dominujące stanowisko, ustępując jedynie tam, gdzie ich zastosowanie jest niemożliwe (bardzo wysokie ciśnienia).

Jako bezsprzeczną zaletę kotłów walczakowych uważać należy wprowadzenie często niedużych, ale pomimo to wystarczająco pojemności wodnej, która w krytycznych sytuacjach ruchowych pozostawia obsłudze chociaż kilka minut na wykonanie czynności zabezpieczających kocioł przed uszkodzeniem.

W świetle powyższego uważam, że opieranie konstrukcji kotła tylko na urządzeniach separacyjnych z eliminacją walczaków jest zbyt ryzykowne, słuszne natomiast jest stosowanie urządzeń separacyjnych w przypadku przeciążenia przestrzeni separującej w walczakach.

Z tego względu wydaje się, że w chwili obecnej i bliższej przyszłości należy ograniczyć zastosowanie separatorów wyłącznie do powiększenia zdolności separacyjnej walczaków, w szczególności przy rekonstrukcjach kotłów połączonych ze zwiększeniem ich wydajności.

Osiągnięcia NRD w dziedzinie spalania pyłu węglowego na parowozach

621.13:662.87(43—11)

Dla uzyskania oszczędności paliwowych wykonywano od dawna w wielu krajach i na wszystkich kontynentach próbną parowozów na pył węglowy. Trudności były na ogół bardzo poważne i już przed wojną oceniano pozytywnie osiągnięcia niemieckie i to tylko dla węgla brunatnego.

Parowozy były bardzo skomplikowane: zaopatrzone były w śruby podające, napędzane osobną maszyną parową na tendrze, miały turbodmuchawę, liczne przekładnie zębate i mechanizmy, które w ruchu kolejowym stałe sprawiały trudności i wobec ciągłych napraw obniżały ich wartość użytkową.

Po wojnie, wobec braku węgla kamiennego, NRD znalazła się w ciężkiej sytuacji, jak opalać parowozy zbudowane dla węgla kamiennego.

Wystąpił wówczas z inicjatywą inż. Wendler, aby przebudować według własnej nowej propozycji jeden z parowozów przedwojennych na pył węglowy.

W roku 1949 dzienniki NRD zasygnalizowały o poważnym osiągnięciu Reichsbahn i o efektywnych jazdach próbnych

przy nowym układzie spalania pyłu węglowego, a inż. Wendler otrzymał nagrodę państwową. Od tego czasu rozwija się opalanie pyłem węglowym na parowozach DR, co jest połączone z pewnymi inwestycjami. Stan obecny jest następujący: DR posiada stację przemiatową w Halle, a w czterech miejscowościach składnice pyłu węglowego. W ruchu jest ponad 100 parowozów dawnej budowy przerobionych na pył węglowy i kilkaset wagonów—zbiorników pyłu.

Wyniki traktacji pyłowej stwierdzone przez polską delegację, która odbyła jazdę na parowozie pociągu pośpiesznego na odcinku Berlin-Luebbenau (ok. 100 km), z powrotem zaś na innym parowozie pyłowym z pociągiem osobowym — są następujące:

- jasny, biały ogień w palenisku, którym palacz z łatwością operuje pomimo dowolnych przerw,
- spalanie bezdymne; w razie zaciemnienia się spalin

*) ros. „kopiłka” — skarbonka.

z komina palacz przywraca bezdymność przestawieniem dźwigni,

- brak iskier z komina i popiołu z paleniska,
- czysta zupełnie trakcja i higieniczne warunki dla obsługi otoczenia,
- brak cofania się ognia z paleniska i kopcenia w budce.

Te rewelacyjne wyniki otrzymano następującymi środkami:

— zamiast spalania przy pewnym nadciśnieniu wprowadzono układ spalania ssący. Usunięto skomplikowane urządzenia, jak śruby podające i turbodmuchawę. Wzmocniono ciąg w dymnicy. Popielnik został przebudowany na komorę ogniową paleniska, a ściany jego zostały wyłożone cegłą ogniotrwałą. Palenisko zostało połączone z tendrem dwoma dużymi przewodami, na pewnym odcinku gumowymi, którymi zasysane jest powietrze. Do tych przewodów dostarczany jest — dozowany prostym mechanizmem ręcznym — pył węglowy do hermetycznie zamkniętego zbiornika tendra, gdzie znajduje się zapas pyłu pod nadciśnieniem (0,5 atn). W ten sposób przewodami trafia do paleniska gotowa mieszanka, która dzięki odpowiednim łopatkom końcowej partii przewodu, tzw. „palnika”, otrzymuje przy wejściu do komory ogniowej ruch wirowy. Brak w palenisku jakiegokolwiek wtórnego powietrza. W palenisku następuje spalanie przy niskim współczynniku nadmiaru powietrza i wysokiej temperaturze. Według pomiarów sprawność kotła jest niezależna od obciążenia i wynosi ok. 78% dla obciążenia powierzchni ogrzewalnych od $25 \div 65 \text{ kg/m}^2$. Oszczędność paliwa stwierdzono w porównaniu z parowozami rusztowymi od $25 \div 30\%$ węgla. Pył stosowany dziś w parowozach DR nie jest tak precyzyjny jak na pierwotnych parowozach przedwojennych i gorszy niż wymagany dziś w kotłowniach pyłowych stałych.

Wartość opałowa stosowanego przez DR węgla brunatnego wynosi $4800 \div 4900 \text{ kcal/kg}$. Bez trudności stosowano również pył węgla kamiennego o wyższej wartości opałowej, niższym udziale części lotnych, popiołu i wody, który jest

Liczba oczek na 1 cm^2	Przesyp	
	Poprzednio	Obecnie
4900	100%	40-16,3
900	100%	88,37-80,6

od węgla brunatnego znacznie bezpieczniejszy w przechowaniu. Zresztą dotąd, wg zapewnień, wypadków eksplozji w NRD nie zanotowano.

Do zabiegów palacza, obok obsługiwanego dmuchawki, wlotu powietrza i pyłu, dorzucania do paleniska kilku cegiełek brykietów przy dłuższych postojach (ponad 20 minut), należy również przedmuchiwanie w ruchu rur ogniowych powietrzem od osadów popiołu (raz na około 4 godziny).

Parowozy DR na długie trasy uzupełniają zapasy pyłu węglowego; np. parowóz 171052 pośpieszny z pociągiem ponad 460 t ma zapas pyłu 12 t, który mu starczy na 500 km. Napełnianie pyłem trwa 25 minut.

System opalania pyłem wprowadził następujące uproszczenia budowy: brak w parowozie dotychczasowego popielnika, rusztu z wszystkimi częściami wymagającymi wymiany i brak w dymnicy odiskierników. Surowe paliwo, z którego otrzymywany jest pył, jest pod względem wartości opałowej i jakości — mierne. Uchodziło ono za nie do użytku do parowozów, natomiast poddane przemiałowi, przechowywane, przesyłane i dostarczane jest na miejsce spalania w sposób szczelny i gwarantujący trwałe własności paliwowe.

Oprócz zastosowań trakcyjnych nasuwa się wniosek, aby układ ssący spalania pyłu, który przy małej — w stosunku do obciążenia — objętości paleniska parowozowego daje takie wyniki, znalazł również zastosowanie i w kotłowniach pyłowych stałych.

Mgr inż. Wiktor Wystouch

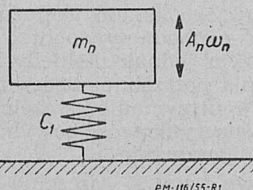
Przegląd prasy technicznej

Przyczynek do podstawowych problemów konstrukcji maszyn wstrząsowych

Dr inż. Sonntag G. v. — Beitrag zu grundsätzlichen Konstruktionsfragen von Schwingmaschinen (str. 3,5, rys. 5) — Konstruktion, nr 1/55, str. 13.

Istnieje wiele typów maszyn charakteryzujących się tym, że ich główny ruch roboczy jest drganiem wymuszonym elementu roboczego sprężystie podpartego lub zawieszzonego i pobudzonego do drgań wzbudzeniem o częstotliwości zbliżonej do częstotliwości własnej. Do maszyn takich zaliczymy rozmaite przenośniki wstrząsowe, sita ruchome, stoły vibracyjne itp.

Konstruktor tego typu urządzeń spotyka się często z następującym problemem: dana jest masa m_n elementu roboczego maszyny (np. rynny potrzęsowej lub sita) oraz amplituda A_n koniecznego ruchu tej masy, a także częstotliwość ω_p jej drgań roboczych. Jak dobrać schemat układu drgającego, w którego skład wchodzi masa robocza, aby siły wywierane przez urządzenie na fundament były możliwie małe?

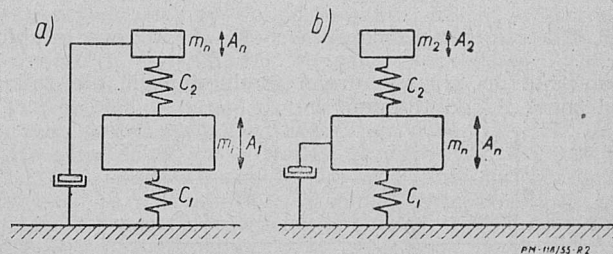


Rys. 1. Schemat układu o jednym stopniu swobody.

Jeżeli maszyna jest skonstruowana jako układ o jednym stopniu swobody (rys. 1), to przyjęte wielkości wyjściowe określają sztywność sprężystego podparcia C_1 , a stąd wynika wielkość amplitudy siły fundamentowej $P = A_n C_1$.

Chcąc zmniejszyć wielkość dynamicznych oddziaływań na fundament stosuje się układy o 2 stopniach swobody (rys. 2). W układzie 2a masa robocza jest sprężystie podparta na większej z reguły masie ramy fundamentowej, a ta dopiero za pośrednictwem możliwie miękkich sprężyn spoczywa na fundamencie. W układzie 2b masa robocza sprężystie pod-

parta bezpośrednio na fundamencie jest zaopatrzona w dynamiczną „przeciwwagę” o masie m_2 . W obu układach może być uwzględniony wpływ tłumienia drgań masy roboczej względem fundamentu.



Rys. 2. Układy o 2 stopniach swobody.

Dla oszacowania własności układu można pominąć wpływ sprężyn C_1 na zbliżoną do częstotliwości roboczej częstotliwość własną (gdyż $C_1 \ll C_2$), która wobec tego wynosi

$$\omega_n \approx \sqrt{\frac{C_2(m_1 + m_n)}{m_1 \cdot m_n}} \text{ sek}^{-1}; \quad [1]$$

wpływ tłumienia na tę częstotliwość może być dla celów niniejszych rozważań pominięty.

Z przyjętych uproszczeń wynika w dalszym ciągu, że

$$\frac{A_1}{A_n} = \frac{m_n}{m_1} \quad [2]$$

Sprężyny podpierające ramę fundamentową powinny być możliwie miękkie, jednak na skutek występujących ograniczeń konstrukcyjnych możemy przyjąć, że ich sztywność jest proporcjonalna do masy całego układu:

$$C_1 = K(m_1 + m_n) = \frac{K}{g}(G_1 + G_n) = \frac{K}{g} G_o \quad [3]$$

Stąd amplituda siły fundamentowej

$$P = A_1 C_1 = \frac{K}{g} A_n \cdot \frac{G_n G_o}{G_o - G_n} \quad [4]$$

lub

$$\frac{P}{G_n} = \frac{K}{g} A_n \frac{\frac{G_o}{G_n}}{\frac{G_o}{G_n} - 1} \quad [5a]$$

Ostatni wzór daje już bezpośrednio zależność względnej amplitudy siły fundamentowej (przypadającej na jednostkę ciężaru masy roboczej) od stosunku ciężaru układu do ciężaru masy roboczej dla układu 2a.

Analogicznie dla układu 2b otrzymujemy zależność

$$\frac{P}{G_n} = \frac{K}{g} A_n \frac{G_o}{G_n} \quad [5b]$$

Wzory 5a i 5b przedstawia wykres (rys. 3), z którego wynika, że większa z obu mas powinna być zawsze oparta na fundamencie oraz że układ 2b daje rozwiązanie korzystniejsze pod względem ciężaru całkowitego przy tym samym oddziaływaniu na fundament, jednakże wielkie amplitudy drgań masy m_2 układu 2b, zwłaszcza dla małych stosunków G_o/G_n ograniczają stosowalność tego układu.

Wpływ tłumienia masy roboczej na dynamiczne oddziaływanie na fundament w układzie 2b jest pomijalny. W układzie 2a w wypadku, gdy wzbudzenie działa tylko na masę roboczą (np. wzbudzenie siłą odśrodkową), również można zaniedbać wpływ sił tłumienia masy roboczej na fundament. Jedynie w wypadku wzbudzenia oddziałującego w przeciwnych kierunkach równocześnie na obie masy układ 2a wykazuje znaczną czułość na wielkość występujących tłumień. W tym ostatnim przypadku krzywa na wykresie (rys. 3) przesunie się w obszar zakreskowany.

Jeśli, jak często bywa, częstość wzbudzenia odpowiadająca częstości roboczej obierzemy

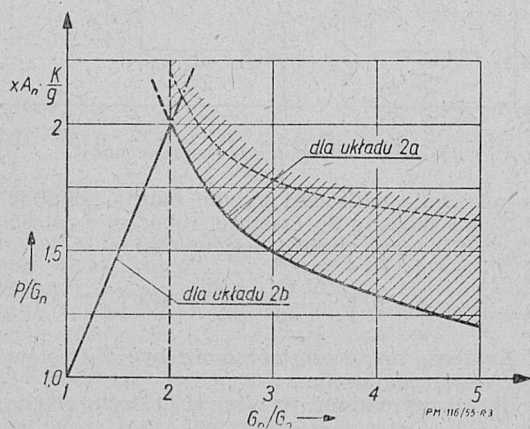
$$\omega_r = \sqrt{\frac{C_2}{m_1}}$$

to jest znacznie poniżej częstości własnej określonej wzorem [1], to uzyskamy niezależność amplitudy masy roboczej A_n od wielkości tłumienia i wtedy dla tłumienia $\frac{r}{C_2} =$

$= 0,2$ (r — współczynnik tłumienia proporcjonalnego do wychyleń) otrzymamy dla układu 2a krzywą punktową na

rys. 3. Dla częstości roboczej $\omega_p = \sqrt{\frac{C_2}{m_n}}$ krzywa ta zbliży

się znacznie do krzywej drgań nietłumionych, ale zniknie niezależność A_n od tłumień.



Rys. 3.

Wykres na rys. 3 pozwala konstruktorowi na odbiór odpowiedniego dla danej maszyny kompromisu pomiędzy ciężarem maszyny G_o , oddziaływaniem dynamicznym na fundament P oraz największą występującą w maszynie amplitudą drgań. Wobec danej w założeniu amplitudy drgań masy roboczej ograniczenie konstrukcyjne mogą stanowić tylko większe od niej amplitudy drgań, a zatem amplitudy masy m_2 w układzie 2b.

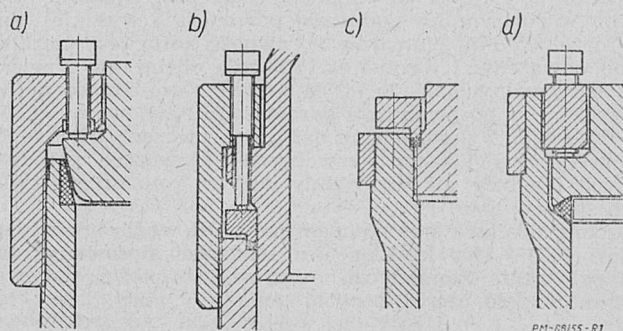
A. P.

Złącza szczelno-mocne w nowoczesnych instalacjach przemysłowych

Prof. dr J. Boehm — Über Konstruktionen an Hochdruckgefäßen für verfahrenstechnische Operationen, 7,0 str., 16 rys., 16 rys. — Schweizerische Technische Zeitung, nr 41 i 42/54, str. 665 i 681.

Projektowanie złącza szczelno-mocnego prawie z reguły sprowadza się albo do opracowania sposobu zamknięcia otworu przy użyciu płyty, albo do rozwiązania połączenia dwóch otworów z pozostawieniem wolnego przełotu. Nowoczesne retorty, piece czy reaktory są to najczęściej jednoczłonowe cylindry bez szwu, przy czym właściwy walczak zaopatrzone jest po obu stronach w odejmowane pokrywy. Wszelkie króćce, włazy, okienka kontrolne i inne wykonuje się raczej w denkach naczyń wysokociśnieniowych, co znakomicie upraszcza technologię wytwarzania najcięższych części aparatury.

Wśród bardziej rozpowszechnionych sposobów zamykania okrągłych otworów za pomocą odejmowalnej pokrywy, biorąc pod uwagę system mocowania płyty, wyróżnić można trzy zasadnicze typy rozwiązań konstrukcyjnych: ślepej nakrętki lub wkrętu, kryzy oraz ryglowanej głowicy.



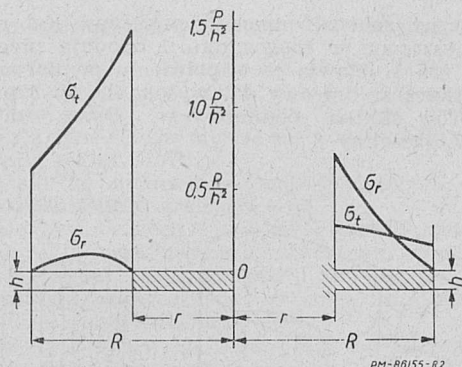
Rys. 1. Złącza szczelno-mocne z nakrętką zaślepiającą lub z wkrętem: a) — ciśnienie robocze 200 kg/cm², temperatura pracy 250°C, ϕ otworu = 400 mm; b) — ciśnienie robocze 800 kg/cm², temperatura pracy 300°C, ϕ otworu = 300 mm; c) — ϕ otworu = 800 mm; d) — ϕ otworu = 500 mm.

Złącza szczelno-mocne z nakrętką zaślepiającą lub wkrętem odznaczają się zwartą budową i łatwością rozbierania. Rozkład naprężeń wewnętrznych oraz przebieg linii sił jest na ogół dość korzystny, zwłaszcza gdy gwint nośny znajduje się na zewnętrznej ścianie cylindra. Należy dołożyć wszelkich starań, by układ uszczelniający pracował niezależnie od elementów przenoszących obciążenia mechaniczne. Rozwiązanie konstrukcyjne powinno zapewniać możliwość doszczelniania złącza, bez potrzeby luzowania lub dociągnięcia części związanych gwintem nośnym (rys. 1). Nakrętki zaślepiające i wkręty stosowane są do zamykania otworów o średnicach poniżej 500 do 600 mm. Ograniczenie to wynika głównie z trudności technologicznych wykonania i zbyt dużego ciężaru większych nakrętek zaślepiających lub wkrętów.

Najczęściej stosowane są różnorodne odmiany złączy szczelno-mocnych z kryzą, których wspólną cechą jest przenoszenie obciążeń mechanicznych przez śruby złączne, mocujące pokrywę przesłaniającą otwór w ścianie naczyń wysokociśnieniowego. Zalety takiego układu to duża łatwość projektowania i dość znaczna swoboda w doborze kształtu geometrycznego części, przy czym jednak niekiedy zaznacza się brak miejsca dla ułożenia potrzebnej ilości śrub. Natomiast sprawa zapewnienia i utrzymania szczelności pomiędzy współpracującymi spoczynkowo powierzchniami przedstawia się o wiele mniej korzystnie.

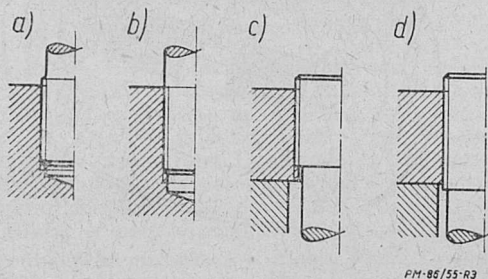
Obliczenie wytrzymałościowe złącza szczelno-mocnego z kryzą powinno być oparte na wnikliwej i drobiazgowej analizie występujących w układzie sił i momentów. Ponieważ osiągnięcie żądanej szczelności zależy głównie od dostatecznej sztywności pokrywy i kryzy, szczególną rolę odgrywają momenty zginające te części. Zaleca się obliczać wypadkowe momenty zginające metodą superpozycji — dopiero po dokładnym ustaleniu składowych momentów zginających, pochodzących od sił rozciągających śruby złączne i sił sprężystości ściśniętej uszczelki oraz od sił wywołanych wpływem ciśnienia roboczego w naczyniu. Na uwagę zasługują różnice co do wielkości i rozkładu naprężeń

w luźnych kryzach opierających się o obrzeże otworu oraz w kryzach stanowiących jedną całość ze ścianką naczyń (rys. 2).



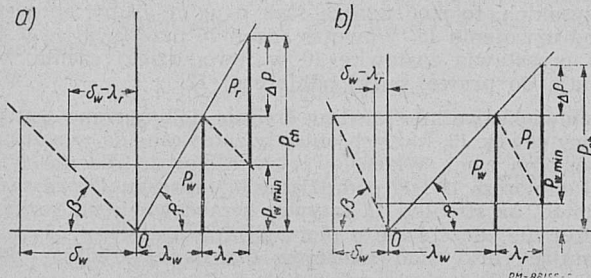
Rys. 2. Rozkład naprężeń w kryzie; a) — kryza luźna, b) — kryza tworząca jedną całość z obrzeżem otworu; σ_r — naprężenia promienne; σ_t — naprężenia styczne.

Przy projektowaniu śrub złącznych i nakrętek dla złącza szczelno-mocnego z kryzą należy wykorzystywać każdą możliwość odciążenia pracujących zwojów gwintu nośnego. Badanie zwykłej nakrętki o 6 zwojach wykazuje, że pierwszy zwoj gwintu przenosi około 34%, drugi około 23%, trzeci 16%, a następne kolejno 11,9 i 7% całkowitego obciążenia. Próby wytrzymałościowe znormalizowanych śrub złącznych dowodzą, że 65% przypadków to urywanie się śruby na ostatnim zwoju pracującym, 20% to zerwanie się w miejscu wyjścia gwintu, a jedynie około 15% śrub urywa się na przejściu pomiędzy trzpieniem a łbem.



Rys. 3. Możliwości odciążania gwintu nośnego; a) — śruba odciążona, b) — śruba nieodciążona (wykonanie zwykłe), c) — nakrętka odciążona, d) — nakrętka nieodciążona (wykonanie zwykłe).

Powyższe nasuwa szereg ważnych wniosków. Obciążenie poszczególnych zwojów pracującego odcinka gwintu nośnego powinno być możliwe równomierne. Osiąga się to przez odpowiednie rozwiązanie konstrukcyjne (rys. 3) lub stosowne wykonanie nakrętki (przetaczając otwór w niej na stożek). Gwint na trzpieniu śruby należy odsadzić tak, by niebezpieczny przekrój znalazł się w szyjce, poza gwintem nośnym śruby. Krzywizna na przejściu od szyjki do łba musi być wykonana w sposób wykluczający niebezpieczeństwo miejscowego spiętrzenia się naprężeń wewnętrznych lub groźbę działania karbu.



Rys. 4. Obciążenie śruby podatnej w złączu szczelno-mocnym z kryzą; a) — śruba o sztywnym trzpieniu (wysoki wskaźnik sprężystości), b) — śruba o elastycznym trzpieniu (niski wskaźnik sprężystości) — układ uprzywilejowany, P_w — obciążenie wstępne śruby podatnej, P_r — obciążenie robocze (ciśnienie pracy instalacji), P_{ch} — chwilowe obciążenie całkowite trzpienia śruby, P_{wmin} — najmniejsze obciążenie wstępne, niezbędne dla utrzymania szczelności złącza, λ_r — wydłużenie trzpienia śruby — robocze, λ_w — wydłużenie trzpienia śruby wstępne, ΔP — przyrost obciążenia.

Śruby złączne w złączach szczelno-mocnych z kryzą trzeba konstruować jako śruby podatne, pracujące z określonym obciążeniem wstępnym. Zmiany wielkości naprężeń rozciągających w trzpieniu śruby powinny być jak najmniejsze. Wartość złącza charakteryzują wskaźniki sprężystości poszczególnych jego części, obrazujące stosunek siły rozciągającej lub ściskającej do wywoływanego przez nią odkształcenia liniowego części. O łatwości utrzymania szczelności decyduje stosunek wskaźników sprężystości śruby podatnej i dociskanych części złącza, który powinien być jak największy. Tym samym wskaźnik sprężystości dla śruby podatnej powinien być możliwie niewielki. Odwrotnie — wypadkowy wskaźnik sprężystości w układzie kryza-uszczelka-pokrywa musi być jak największy. Złącze zachowuje szczelność, jeżeli przy pełnym ciśnieniu roboczym w instalacji wstępne naprężenie w śrubach podatnych przewyższa jeszcze o około 30% wymaganą dla utrzymania szczelności siłę nacisku na wkładkę uszczelniającą (wielkość V_{min} na rys. 4).

Do zamykania bardzo dużych otworów w naczyniach wysokociśnieniowych służą rozmaite złącza z ryglowaną głowicą, przy czym potrzebny dla utrzymania szczelności nacisk na wkładkę uszczelniającą zapewnia ciśnienie robocze instalacji.

Mgr inż. W. Leśniak

Ochrona przed azotowaniem przez pokrycie szkłem wodnym

I. W. Katok i W. M. Truchmanowa — Pakrycie żytkim stiełkom kak zaszczyta ot azotirowanija. Wiestnik Maszynostrojenija nr 2/55, str. 70.

Najczęściej w praktyce stosowany sposób ochrony przed azotowaniem powierzchni przedmiotów azotowanych częściowo, przez pokrywanie ich cyną lub pastami zawierającymi cynę, jest nieekonomiczny ponieważ powoduje stratę deficytowego materiału. Inne metody ochrony przed azotowaniem, jak dwuwarstwowe pokrywanie miedzią i cynkiem, miedzią i niklem lub niklem i chromem, są skomplikowane, pracochłonne i nie dają tak dobrej ochrony jak cynowanie.

W r. 1951 wprowadzono w radzieckich zakładach budowy silników spalinowych ochronę zewnętrznych powierzchni tulei cylindrowych, poddawanych azotowaniu, przez pokrycie szkłem wodnym.

Wprowadzenie tej zmodernizowanej technologii do produkcji nie wymaga dużych nakładów inwestycyjnych. Potrzebne urządzenie składa się z wanny do odtuszczania elektrolitycznego, wanny do pokrywania szkłem wodnym oraz suszarki elektrycznej. Proces technologiczny wymaga, w porównaniu z poprzednimi metodami, mniejszej ilości operacji technologicznych i transportowych.

Przygotowanie przedmiotów do pokrywania warstwą ochronną polega na ich odtuszczeniu w kąpeli elektrolitycznej o składzie 35 g/l — NaOH, 20 g/l — Na_2CO_3 i 20 g/l — Na_3PO_4 , o temperaturze $75^\circ \div 95^\circ\text{C}$ przy natężeniu prądu $500 \div 900 \text{ A}$, w czasie $10 \div 20 \text{ min}$. Podczas zabiegu należy przedmioty zanurzone w wannie obracać o 90° w celu równomiernego odtuszczenia.

Po odtuszczeniu przedmioty przemycia się gorącą wodą bieżącą ($60 \div 80^\circ\text{C}$) i suszy na powietrzu, a powierzchnie podlegające azotowaniu dodatkowo przeciera się czystą szmatką nasyoną nieetylowaną benzyną.

Pokrycie szkłem wodnym odbywa się przez zanurzenie przedmiotów (powierzchnie azotowane zakryte) umieszczonych w specjalnym przyrządzie do wanny ze szkłem wodnym i odpowiednie poruszanie nimi, aby uzyskać równomierne pokrycie i usunąć pęcherze powietrza.

Używane do ochrony przed azotowaniem szkło wodne powinno być bezwzględnie czyste oraz mieć ciężar właściwy $1,45 \div 1,52 \text{ g/cm}^3$ i skład chemiczny następujący: 67,5 ÷ 73,5% SiO_2 , 31,5 ÷ 25,5% Na_2O , nie więcej niż 0,6% Fe_2O_3 + Al_2O_3 , 0,4% CaO i 0,14% S .

Przedmioty po pokryciu szkłem wodnym suszy się wstępnie na powietrzu, a następnie w suszarce — najpierw w ciągu 1 godz. w temperaturze 100°C , a potem przez 1 godz. w temperaturze 120°C , albo też przez 2 godz. w temperaturze $90 \div 100^\circ\text{C}$. Doświadczenia wykazały, że podwyższanie temperatury i zmniejszanie czasu suszenia powoduje spływanie szkła wodnego podczas zabiegu azotowania. Jakość pokrycia szkłem wodnym należy skontrolować i ewentualne braki usunąć.

Azotowanie odbywa się w normalny sposób: I stopień — temperatura $505^{\circ}\text{C} \pm 10^{\circ}$ — czas $10 \div 12$ godz; II stopień — temperatura $530^{\circ} \pm 15^{\circ}$ — czas $45 \div 35$ godz; głębokość warstwy azotowanej $0,5 \div 0,7$ mm. Po azotowaniu przedmioty, nie wykazujące wad powierzchni azotowanej, oczyszcza się z warstwy ochronnej przez kąpiel w gorącej wodzie (temperatura $70 \div 100^{\circ}\text{C}$) w czasie ok. 30 minut i usunięcie strumieniem sprężonego powietrza białego proszku pozostałego po rozpuszczeniu spieczonego szkła wodnego.

Mgr inż. Zbigniew Jakubowski

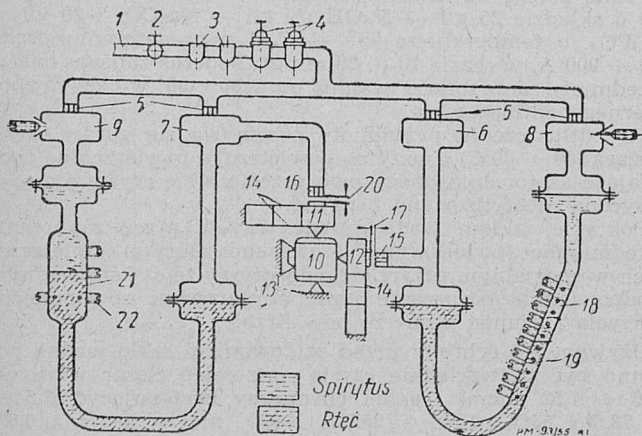
Elektro-pneumatyczny automat do sortowania wałków cylindrycznych

J. M. Jarowski — Elektropneumatyczny awtomat dla rassortirówki cylindrycznych rolków, 2,5 str., 4 rys. — Stanki i Instrument, nr 12/54, str. 17.

Automat K-2 (konstrukcji Jarowskiego i Kowalenki) służy do sortowania wałków jednocześnie w zależności od wysokości i średnicy. Pod względem wysokości wałki zostają podzielone na 2 grupy, o przedziałach wymiarowych wynoszących 8μ , według wielkości i średnicy zaś na 8 grup o przedziałach wymiarowych 2μ . Wałki, których wymiary nie mieszczą się w obszarze tolerancji, sortowane są oddzielnie.

Schemat pneumatyczny układu automatu pokazany jest na rys. 1. Sprężone powietrze o ciśnieniu 3-4,5 atn doprowadzone jest przewodem 1 poprzez zawór 2, oczyszczacz 3 i reduktory 4, z których pierwszy obniża ciśnienie do 1,5 atn, drugi do 1 atn. Ta wysokość ciśnienia utrzymywana jest przez cały czas pracy automatu.

W celu zwiększenia dokładności pracy zastosowano różnicowy pneumatyczny system pomiarów. Powietrze o zredukowanym ciśnieniu przepływa przez dysze 5 do komory ciśnienia pomiarowego średnic 6, do komory ciśnienia pomiarowego wysokości 7, do komory przeciwcisnienia pomiarowego średnic 8 i do komory przeciwcisnienia pomiarowego wysokości 9. Mierzony wałek 10 jest przyciskany za pomocą dwóch dociskaczy 11 i 12 (ustawionych względem siebie pod prostym kątem) do powierzchni oporowych stolika pomiarowego 13. Dociskacze zamocowane są na dwóch płaskich sprężynach 14. Naprzeciwko dociskaczy ustawione są dysze pomiarowe średnic 15 i pomiarowe wysokości 16. W zależności od wielkości średnicy wałka szczelina 17 między końcówką dyszy i powierzchnią dociskacza zwiększa się lub zmniejsza, a w związku z tym w komorze 6 ustala się zależne od niej ciśnienie. Zmiana ciśnienia powoduje, że poziom rtęci w zbiorniku 18 zmienia swoje położenie zakrywając pewną ilość styków 19.

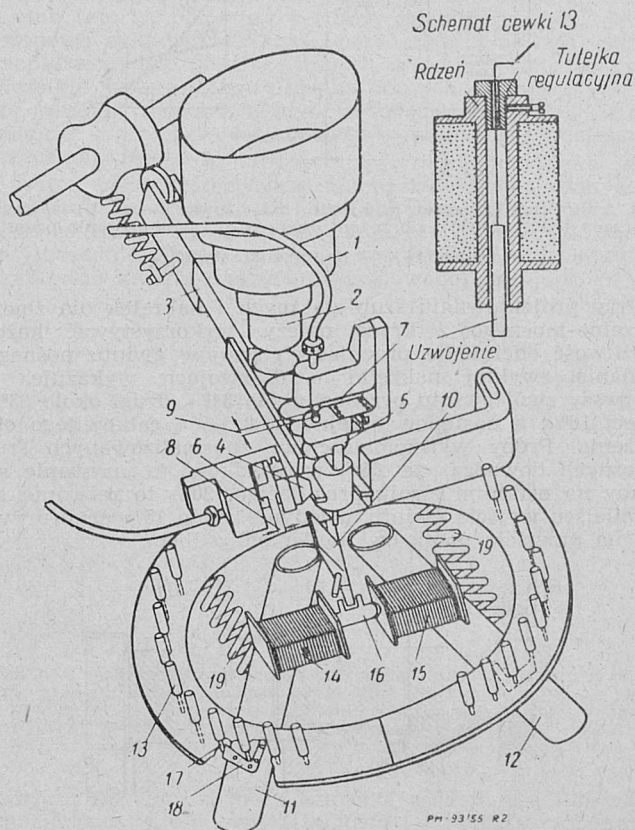


Rys. 1. Spirytus. Rtęć.

Podobnie pod wpływem różnic wysokości wałków zmienia się wielkość szczeliny 20, wskutek czego w komorze 7 zmienia się ciśnienie i rtęć w zbiorniku 21 zakrywa różną ilość styków 22. Włączenie tej czy innej ilości styków wpływa na położenie rurek odbiorczych, które po dokonanych pomiarze kierują wałki do właściwych przedziałów.

W wyniku sortowania wałki zostają podzielone na 23 grupy, z których 16 nadaje się do użytku, 7 zaś zostaje zabrakowanych.

Mechaniczny schemat aparatu pokazany jest na rys. 2. Wałki umieszczone w magazynku 1 opadają przez rurę 2, popychacz zaś 3 ustawia je w położeniu pomiarowym, przy czym dociskacz średnicowy 4 i wysokościowy 5 przyciskają je do oporów stolika pomiarowego. Dysze oznaczone są przez 6 i 7, szczeliny 8 i 9.



Rys. 2. Schemat cewki 13.

Sprawdzone wałki kierowane są do jednego z 23 przedziałów zależnie od położenia zastawki wysokościowej 10 i rurek odbiorczych 11 i 12. Położenia te zmieniają się pod wpływem włączania cewek 13 i uzwojeń 14 i 15.

Zastawka 10 działa w następujący sposób. Przed rozpoczęciem sortowania specjalny przerywacz zamyka obwód uzwojenia 14, wskutek czego rdzeń 16 przesuwa się w lewo i obraca zastawkę 10 w prawo. Jeśli sprawdzany wałek należy do grupy niskich, to zastawka nie zmienia swego położenia i wałek następnym ruchem popychacza 3 zostaje skierowany do lewej rurki odbiorczej 11. Jeśli zaś wałek należy do wysokich, to rtęć włącza styk drugiej grupy, zamykając obwód uzwojenia 15. Wówczas rdzeń 16 przesuwa się w prawo i przestawia zastawkę 10 w lewo, dzięki czemu wałki wpadają do prawej rurki odbiorczej 12.

Sortowanie wałków według średnic dokonywane jest przy pomocy cewek 13, których obwody zamykane są w zależności od poziomu rtęci. Włączone cewki wciągają rdzeń 17, zaś rurki odbiorcze 11 i 12 pod działaniem sprężyn 19 przesuwa się dotąd, aż strzałka 18 sztywno wmontowana na rurce odbiorczej nie zaczepi się o pierwszy nie uniesiony rdzeń, zatrzymując rurkę nad właściwą dla danej średnicy wałka przegrodą.

Automat opisanego typu wypróbowany został w zakładach produkcyjnych. Sprawdza on 1800 wałków na godzinę i odznacza się dużą stałością regulacji. Zastosowanie tych automatów może być rozszerzone na wyroby innego rodzaju masowej produkcji, gdzie chodzi o dokładną kontrolę średnic i wysokości.

St. H.

Wiadomości SIMP

Przewidywana zmiana statutu NOT i statutu SIMP

Do porządku obrad Walnego Zjazdu delegatów NOT, który odbędzie się pod koniec br., ma być wniesiona sprawa zmiany statutu NOT i ramowego statutu stowarzyszeń. W związku z tym będzie musiał ulec odpowiednim korektynom również statut SIMP.

Wydaje się, że zmianom — między innymi — powinny ulec przepisy statutu traktujące o:

a) kołach zakładowych — w myśl zasad: „koło zakładowe podstawowym ogniwem organizacyjnym stowarzyszenia” oraz „jeden zakład — jedno koło”,

b) branżowości stowarzyszeń — co w statutach powinno być wyraźnie sprecyzowane,

c) terenowych ogniwach NOT i ich współpracy z terenowymi ogniwami stowarzyszeń,

d) komisjach i sekcjach, których zadania nie są w statutach dostatecznie wyraźnie rozgraniczone, a formy organizacyjne nie sprecyzowane.

Niewątpliwie poza powyższymi sprawami oddziały i koła zakładowe wysuną również inne wnioski, zmierzające do usunięcia trudności, wynikających w ich pracy, a powodowane przez przepisy dotychczasowych statutu.

Z uwagi na to, że sprawa zmiany statutu NOT i stowarzyszeń ma poważne znaczenie dla dalszego usprawnienia pracy stowarzyszeń i ich ogniw, zwracamy się do członków naszego stowarzyszenia o przygotowanie już teraz odpowiednich wniosków, tak by sprawa zmian statutowych nie zaskoczyła nas, a proponowane przez SIMP-owców zmiany były dobrze przemyślane i uzasadnione.

Działalność Komisji Usprawnień Zawodowych w I półroczu 1955r.

W I półroczu br. Komisja Uspr. Zawod. działająca przy Zarządzie Gł. SIMP otrzymała do załatwienia 86 spraw kandydatów do egzaminu na tyt. inżyniera na podstawie Ustawy z 28.1.48 r. W podanej liczbie było 10 spraw, które już poprzednio rozpatrzono i załatwiono odmownie, a które na skutek odwołania się petentów do Podkomisji Odwoławczej Głównej Komisji NOT do spraw tytułu inżyniera wróciły do SIMP w celu wydania ostatecznej decyzji.

Na 12 odbytych zebraniach Komisja Uspr. Zawod. potwierdziła praktykę 56 petentów. Akta każdego z nich zostały z wnioskiem o dopuszczenie do egzaminu na tyt. inżyniera przesłane do jednej z 4 politechnik, w Warszawie, Gliwicach, Gdańsku i Wrocławiu. O wyborze politechniki dla petenta zgodnie ze zleceniem Min. Szkolnictwa Wyższego decydowała bliskość miejsca zamieszkania kandydata.

Ponieważ zdarzają się jeszcze przypadki, że kandydaci ubiegający się o dopuszczenie do egzaminu na tytuł inżyniera przysyłają podania wprost do Zarządu Gł. SIMP, należy przypomnieć, że podania te powinny być kierowane przez właściwe oddziały terenowe. Oddziały dokonują wstępnego przeglądu załączonych do podania dokumentów i innych dowodów, udzielają kandydatom rad i wskazówek co do konieczności niezbędnych uzupełnień lub sprostowań, dołączają na specjalnym formularzu swoją opinię o sprawie i odsyłają do Zarządu Gł. SIMP. Ten tryb postępowania zapewnia petentom pomoc, a zarazem przyspiesza załatwienie ich sprawy.

Prace przygotowawcze do Miesiąca Pogłębiania Przyjaźni Polsko-Radzieckiej

W roku bieżącym Miesiąc Pogłębiania Przyjaźni Polsko-Radzieckiej został ustalony na okres od dnia 9 września do 9 października.

Jeszcze przed uzyskaniem szczegółowych wytycznych do organizowania związanej z tym pracy odczytowej SIMP zarówno Zarząd Gł., jak też oddziały i koła zakładowe przystąpiły do wstępnych prac organizacyjnych. Polegały one na nawiązaniu kontaktu i współpracy z miejscowymi komórkami Towarzystwa Przyjaźni Polsko-Radzieckiej, Związku Zawodowego Metalowców, radami zakładowymi, klubami techniki i racjonalizacji oraz kierownikami zakładów pracy. Celem współpracy było przede wszystkim osiągnięcie należytego poziomu propagandowego i organizacyjnego dla przygotowywanej akcji odczytowej, zapewnienie wysokiej

frekwencji na odczytach i wszelkich imprezach, wywołanie żywego zainteresowania słuchaczy, a także dokonanie właściwego doboru tematyki odczytów, które w miarę możliwości powinny być związane z produkcją zakładów pracy danego terenu.

Zarząd Gł. SIMP podjął przygotowanie następujących referatów:

1. Osiągnięcia nauki radzieckiej w dziedzinie obróbki plastycznej.
2. Produkcja obrabiarek zespołowych w ZSRR.
3. Zastosowanie izotopów promieniotwórczych do badania zużycia maszyn i narzędzi.
4. Zastosowanie izotopów radioaktywnych w przemyśle.
5. Układ pasowania ISA a układ pasowania GOST.
6. Chromowanie dyfuzyjne.
7. Doświadczenia radzieckie w dziedzinie szkolenia robotników w zakresie produkcji.
8. Nowoczesne maszyny rolnicze produkcji ZSRR.
9. Atomowy napęd okrętów.
10. Osiągnięcia nauki rosyjskiej i radzieckiej w dziedzinie spawalnictwa.
11. Metodyka pomiarów naprężeń w elementach konstrukcyjnych.
12. Technologia procesu produkcyjnego książki w ZSRR a u nas.

Narada referentów odczytowo-szkoleniowych oddziałów terenowych SIMP

W dniu 3 czerwca br. w Warszawie, w Domu Technika odbyła się jednodniowa narada referentów odczytowo-szkoleniowych wszystkich oddziałów terenowych SIMP.

Od paru już lat Zarząd Gł. SIMP organizuje co pół roku narady referentów odczytowo-szkoleniowych wszystkich oddziałów terenowych. Narady te umożliwiają utrzymywanie bezpośredniego kontaktu członków Zarządu Gł., Komisji Odczytowej oraz Komisji Szkoleniowej z kolegami, którzy organizują i prowadzą działalność rzeczową SIMP na odcinku odczytowo-szkoleniowym w poszczególnych okręgach kraju.

W naradzie wzięli udział przedstawiciele 23 najliczniejszych oddziałów SIMP, Zarządu Gł., Komisji Szkoleniowej i Komisji Odczytowej.

Na treść narady złożyły się 2 sprawozdania zbiorcze: kol. Latour zreferował rozwój akcji odczytowej SIMP w okresie pierwszych 4 miesięcy br., kol. Kamiński omówił rozwój akcji kursowej w I kw. br. Referenci przedstawili dotychczasowe osiągnięcia, zestawiając je zarówno z planami pracy na rok bieżący, jak i z wynikami działalności w r. 1954, wymienili powstające trudności oraz zaproponowali szereg środków zaradczych, których zastosowanie powinno wpłynąć na należyty rozwój pracy organizatorów akcji.

Ożywiona i rzeczowa dyskusja wysunęła szereg postulatów zarówno odnośnie akcji odczytowej, jak też szkoleniowej.

Dotyczą one:

1. w zakresie akcji odczytowej:
 - a) potrzeby istnienia w każdym kole zakładowym własnego referenta odczytowego,
 - b) konieczności urządzania okresowych narad roboczych tych referentów,
 - c) podstawy do przygotowywania planów akcji odczytowej,
 - d) treści referatów zamawianych przez oddziały SIMP.
2. w zakresie akcji kursowej:
 - a) zasad planowania i organizowania kursów szkoleniowych,
 - b) potrzeby urządzania kursów na poziomie najwyższym (dla inżynierów).
 - c) zacieśnienia współpracy z wyższymi uczelniami technicznymi, Ponadto omówiono na naradzie:
 - a) rolę Biuletynu Informacyjnego SIMP i
 - b) rozpoczynającej się akcji odnośnie walki o postęp techniczny i obniżkę kosztów własnych produkcji.

Wyliczone tu postulaty znalazły szerokie omówienie w Nr 8 „Mechanika” z roku bieżącego.

Bibliografia

1. Brach, E. Chojnacki, A. Wójcikowski — URZĄDZENIA DO TRANSPORTU BLISKIEGO (WYKAZ I CHARAKTERYSTYKI TECHNICZNE). Format A4, stron 335, liczne rysunki i tablice. PWT, Warszawa, 1954. Cena zł 53.—

Książkę tworzą dwie części o różnym ujęciu. Pierwsza z nich obejmuje klasyfikację oraz charakterystyki i typowe zastosowania środków transportu bliskiego, jak również i dane do obliczania wydajności i wymaganej mocy napędu. Po za tym część ta nasświetla wytyczne do planowania transportu bliskiego i wewnętrznego. Druga część zawiera wykaz i charakterystyki techniczne dźwigni i przenośników i stanowi rodzaj katalogu urządzeń transportu bliskiego.

Przeznaczenie wydawnictwa jest zdefiniowane w pierwszej części w następujący sposób: „...Celem niniejszej pracy jest: 1 — przedstawienie wielkich możliwości, jakie dają różnorodne środki transportu dla mechanizacji pracy, 2 — ułatwienie projektantom i inżynierom ruchu doboru najbardziej właściwych środków transportu, potrzebnych do wykonywania określonych zadań, 3 — wskazanie konstruktorom możliwości w opracowywaniu nowych bardziej wydajnych urządzeń, 4 — rozszerzenie podstaw do prac naukowych, a zwłaszcza normalizacyjnych przez ustalenie właściwej klasyfikacji, nomenklatury i podstawowych wielkości”. Nasuwa się więc pytanie, w jakim stopniu udało się Autorom wydawnictwa osiągnąć ich zamierzenia.

W zakresie przedstawienia wielkich możliwości, jakie dają różnorodne środki transportu dla mechanizacji pracy, wydawnictwo spełnia swoje zadanie, gdyż zawiera wyczerpujące i uporządkowane omówienie środków transportu bliskiego i podaje ich typowe zastosowania.

Nie można niestety tego powiedzieć w odniesieniu do zamierzenia ułatwiania projektantom i inżynierom ruchu doboru najbardziej właściwych środków transportu. Wobec anonimowości tablic zawierających charakterystyki poszczególnych środków transportu ani projektant, ani inżynier ruchu nie wie czy dobrany przez niego na podstawie wydawnictwa środek transportu jest osiągalny czy też nie. W wydawnictwie nie zaakcentowano, które z omówionych środków transportu i o jakich charakterystykach technicznych są produkowane w Polsce lub krajach zaprzyjaźnionych, co sprawia, że podane informacje nie posiadają wartości praktycznej. Z tego powodu konieczne jest możliwie szybkie uzupełnienie wydawnictwa dodatkowym katalogiem obejmującym produkcję krajową i osiągalną produkcję zagraniczną.

Dział obejmujący obliczanie wydajności, zapotrzebowanie mocy napędu i wytyczne do planowania transportu, jakkolwiek potraktowany w zarysie, jest bardzo cenny, gdyż umożliwia zdobycie orientacji w odniesieniu do całokształtu kosztów związanych z użyciem tego czy innego środka transportu w zadanych warunkach. Dział ten w następnym wydaniu zasługuje na rozszerzenie, szczególnie w części ułatwiającej przeprowadzanie krytycznej analizy porównawczej mającej na celu wybór najwłaściwszego środka transportu.

W zakresie wskazania konstruktorom możliwości w opracowywaniu nowych bardziej wydajnych urządzeń, Autorzy, poza zgromadzeniem w jednym miejscu charakterystyk środków transportu produkowanych przez najrozmaitsze wytwórnie, nie wskazali ani przewidywanych kierunków rozwojowych, ani też konieczności wypełnienia tych czy innych luk w obecnej produkcji środków transportu bliskiego.

W odniesieniu wreszcie do twierdzenia Autorów, że jednym z celów wydawnictwa jest rozszerzenie podstaw do prac naukowych, a zwłaszcza normalizacyjnych przez ustalenie właściwej klasyfikacji, nomenklatury i podstawowych wielkości, niesposób powstrzymać się od następujących uwag. Klasyfikacja przyjęta przez Autorów nie wykazuje zasadniczych różnic w stosunku do opublikowanej w Poradniku Technicznym „Mechanik”. Nie chodzi więc tu o ustalenie, lecz o ugruntowanie i w pewnych przypadkach o rozszerzenie przyjętej w swoim czasie klasyfikacji. Jakkolwiek praca opiera się na pierwszej polskiej publikacji, tj. „Wykazie maszyn i urządzeń do transportu bliskiego”, opracowanej przez prof. Bracha, to jednak źle się stało, że Autorzy nie docenili ogromnego wkładu mgr inż. A. Rachalskiego w utworzenie używanego obecnie systemu klasyfikacyjnego i pominęli milczeniem Jego nazwisko. Przy rozszerzaniu systemu klasyfikacyjnego nie ustrzeżono się przed omyłką zaliczając torowe wyciągi pochyłe do grupy kolejek szynowo-ciężnych wahadłowych.

Odnosnie rozszerzenia podstaw do prac naukowych należy wyrazić wątpliwość, aby zbiór charakterystyk dobranych bez wskazania wytwórców mógł oddać usługi przy pracach o charakterze naukowym. W odniesieniu do zagadnień normalizacyjnych wydawnictwo ułatwia zdobycie szerszego poglądu na rozległą i bogatą dziedzinę

środków transportu bliskiego, ale nie ułatwia takich prac z powodu braku wyjaśnień, które z zamieszczonych charakterystyk opierają się na normach, a które na katalogowych danych wytwórców.

Jakkolwiek pomiędzy zamierzeniami Autorów a realizacją tych zamierzeń istnieje duża rozbieżność, wydawnictwo można uznać za udane. „Urządzenia do transportu bliskiego” nie mają odpowiedników w literaturze technicznej i przez to stwarzają pozycję wyjątkową i cenną w świetle potrzeb gospodarki narodowej. Brak odpowiedników, a więc i brak spostrzeżeń krytycznych odnoszących się do takich wydawnictw usprawiedliwia niedociągnięcia Autorów. Inicjatywa wydania takiej książki jest cenna. Książka przyczyni się do szerokiego rozpowszechnienia podstawowych wiadomości o środkach transportu bliskiego i zmniejszy w ten sposób liczbę niewłaściwych rozwiązań, spotykanych niestety jeszcze bardzo często, oraz ugruntuje wśród pracowników przemysłu obowiązujące obecnie w tej dziedzinie mianownictwo. W obecnej formie „Urządzenia do transportu bliskiego” mogą również stanowić pewną pomoc dla konstruktorów przygodnie projektujących dźwignice lub przenośniki, orientując ich zgrubnie w stosowanych rozwiązaniach.

Państwowym Wydawnictwom Technicznym słusznie należą się słowa uznania za bardzo staranne przygotowanie materiału ilustracyjnego, na który złożyły się różne fotografie katalogowe o rozmaitej czytelności znacznie utrudniające uzyskanie tak dobrej szaty graficznej, jaką może poszczycić się omawiane wydawnictwo. Staranność i troska o układ graficzny książki przejawia się również w użyciu paginacji i w przemyślanym urzeczywistnieniu katalogowej części wydawnictwa posiadającej świetną przejrzystość.

Prof. dr inż. A. Piątkiewicz

Mgr inż. Kazimierz Bosiacki, mgr inż. Zdzisław Marciniak, inż. Feliks Seyna — ZARYS TŁOCZNICTWA. Format B5, stron 327 rys. 422, tablic 50. PWT, Warszawa, 1955. Cena zł 20.—

Brak obszerniejszego podręcznika tłocznictwa w piśmiennictwie polskim był — mimo dostępności licznych i wartościowych podręczników radzieckich — bardzo dotkliwy. Ukazanie się „Zarysu tłocznictwa” zapełnia przynajmniej częściowo tę lukę, przyjęto je więc z niewątpliwym zadowoleniem.

„Zarys tłocznictwa” opracowano w chwili bardzo pilnych potrzeb podręcznika do nauczania tłocznictwa w średnich szkołach technicznych, obszerniejszego i stojącego na nieco wyższym poziomie podręcznika dla studentów wyższych szkół technicznych oraz „Tłocznictwa” przeznaczonego dla praktyków, zatrudnionych w biurach technologicznych i konstrukcyjnych. Autorzy starali się te potrzeby zaspokoić w sposób kompromisowy, biorąc pod uwagę przede wszystkim decyzję CUSZu, zatwierdzającą książkę jako podręcznik zastępczy dla wydziałów obróbki plastycznej technikum mechanicznych.

Z punktu widzenia potrzeb praktyków tłoczni, podręcznik posiada charakter zbyt encyklopedyczny i ogólny. Dla potrzeb nauczania w szkolnictwie wyższym zbyt mało uwagi poświęca teorii tłocznictwa. Jako podręcznik dla technikum mechanicznego natomiast jest on zbyt obszerny. Dobór materiału i treść książki może więc w trzech głównych grupach odbiorców wzbudzić pewne zastrzeżenia, podyktowane on jednak został określonymi warunkami na krajowym rynku wydawniczym i dlatego tymi zastrzeżeniami nie można w całości obciążać Autorów.

Treść książki dzieli się na pięć rozdziałów uszeregowanych po prawnie, zgodnie z metodą najczęściej przyjętą w podobnych pracach.

Rozdział I — W i a d o m o ś c i w s t ę p n e — omawia podstawowe wiadomości z dziedziny tłocznictwa, gatunki, własności i metody badania tłoczliwości blach tłocznych oraz teoretyczne podstawy procesów obróbki plastycznej. Rozdział II — P r o c e s y t ł o c z e n i a — zawiera szczegółowe omówienie procesów cięcia, gięcia, ciągnięcia, prasowania na zimno i wyciskania, wyoblania, profilowania, obciągania oraz tłoczenia złożonego. Rozdział III — T ł o c z n i k i — podaje klasyfikację oraz podstawy konstruowania tłoczników. Ponadto omawia on pomocnicze czynności przy tłoczeniu części tłoczników, tłoczniaki dla produkcji małoseryjnej i karoseryjne oraz metody wykonywania i gospodarkę tłocznikami. Rozdział IV — P r a s y — przedstawia klasyfikację, ogólne charakterystyki i opisy poszczególnych typów pras do tłoczenia na zimno. Ostatni rozdział V — P r z e b i e g p r o c e s u t e c h n o l o g i c z n e g o — omawia mechanizację i automatyzację procesów tłoczenia na zimno, zasady projektowania procesów technologicznych oraz technikę ochrony pracy i urządzenia ochronne w tłoczni.

Wyłożony materiał jest obszerny, na ogół dosyć zwarty i ilustrowany licznymi rysunkami. Jedynie zagadnienia wytrzymałościowych obliczeń tłoczników oraz technicznego normowania pracy (ważne zwłaszcza dla uczniów technikum) potraktowano — naszym zdaniem — zbyt pobieżnie. Podobnie nieco zbyt mało uwagi

poświęcono konstrukcji tłoczników karoseryjnych (przytoczono tylko jeden przykład rysunkowy). Zupełnie pominięto technikę udarowego wytłaczania blach pod młotem spadowym, mimo że ta metoda zdobywa sobie w produkcji małoosyryjnej coraz więcej zastosowań. Szkoda także, że nie poświęcono zupełnie uwagi wytłaczaniu materiałów niemetalowych (o ich cięciu znaleźć można wzmiankę na str. 41).

Nie uniknięto w książce pewnych drobnych błędów. Niektóre z nich wynikają z niedostatecznej koordynacji pracy Autorów. Świadczy o tym np. stosowanie niejednakowych oznaczeń: na str. 32 przez k oznaczono granicę plastyczności, na str. 222 — k oznacza wytrzymałość na ścinanie, na str. 44 natomiast, wytrzymałość na ścinanie określa symbol R_L ; grubości blachy oznacza się w jednym miejscu symbolem g , w innym — s .

W kilku miejscach można zauważyć stosowanie niewłaściwego słownictwa i niejasne sformułowanie pojęć. Np. na str. 15, w. 23 od dołu, oraz na str. 20, w. 11 od góry, należało zamiast „linie poslizgu” użyć terminu „linie (pasma) płynięcia (plastyczności)”, któremu opowiada dawniej używany termin „linie Lüdersa”, ros. figury tiekucześci, niem. Fließfiguren, ang. stretcher strains. Na str. 28, w. 12 od dołu, zdanie „Ten zespół zmian (własności w wyniku odkształcenia plastycznego na zimno — przyp. nasz) nazywamy zgniotem” jest niejasne. Należało raczej napisać: Ten zespół zmian jest charakterystyczny dla metalu w stanie zgniotu. Na str. 29, w. 21 od góry — zdanie „Dla uniknięcia tego niebezpieczeństwa zaleca się stosowanie wyżarzania normalizującego, wynoszącego dla blach węglowych około 950°C” winno brzmieć: Dla uniknięcia tego niebezpieczeństwa zaleca się stosowanie wyżarzania normalizującego, prowadzonego w przypadku blach ze stali węglowej w temperaturze około 950°C. Zamiast określenia „wytłocznik” należy raczej stosować słowo „wytłaczak” (patrz str. 166, w. 17 od góry oraz str. 232, rys. 322), stosowane zresztą konsekwentnie w innych rozdziałach. Na str. 212, w. 16 od dołu — twierdzenie Autora nie jest zupełnie słuszne, bowiem poduszki gumowe wykonuje się często z gatunków gumy odpornych na działanie olejów.

Szereg błędów zawierają przytoczone wzory i obliczenia. I tak np. we wzorze [6] na str. 43, określającym siłę potrzebną do wyciągnięcia przy pomocy gumy, $P = F \cdot p_c$, F nie oznacza, jak podano, powierzchni materiału wyjściowego w cm^2 , lecz czynną powierzchnię poduszki gumowej. O ciśnieniu panującym w gumie, przy przyjętym nacisku jednostkowym p_c , potrzebnym do wycięcia blachy, nie decyduje jej powierzchnia, lecz powierzchnia poduszki. Na str. 49, w. 9 od góry, nie podano wartości współczynnika k_1 i nie wyjaśniono, jaką postać przyjmie wzór przy użyciu współczynnika k_2 . Na str. 52 należało, naszym zdaniem, przytoczyć również wzory empiryczne określające luzy dla zachodzących w praktyce przypadków wykrawania blach o grubości powyżej 5 mm. Na str. 71 podano jedynie wzór na obliczenie maksymalnych sił gięcia w kształt litery V, pomijając wzory dla gięcia w kształcie U. Na str. 84 stosuje się niejednolite jednostki: raz mm, raz cm. Dla ułatwienia rachunku wskazane jest, o ile to możliwe, zachowanie jednakowych jednostek.

Dobór materiału ilustracyjnego jest na ogół poprawny, jednak i tutaj nie uniknięto pewnych błędów. Np. rys. 291 przedstawia cztery przykłady wykrojników z prowadzeniem płytowym (wg objaśnienia), wśród których jedynie dwa odpowiadają w pełni objaśnieniu. Dwa pozostałe zaopatrzone są w płyty nie prowadzone; płyty takie nie spełniają zadania płyt prowadzących, lecz jedynie służą jako płyty zgarniające. Rys. 341 nie odpowiada schematowi na rys. 340a (patrz objaśnienie w tekście na str. 248, w. 16 od dołu).

Pełny wykaz dostrzeżonych błędów przekazano redakcji „Przeglądu Mech.”.

Ogólnie należy stwierdzić, że książka jest opracowana raczej starannie i stanowi cenną pozycję w naszych wydawnictwach technicznych. Jej opracowanie typograficzne nie wzbudza zastrzeżeń.

A. Turno, B. Kwaśniewski

Mgr inż. Włodzimierz Mermon (Profesor Politechniki Gdańskiej) — PRACA NA WIERTARKO-FREZARKACH. Format B5, stron 127, rys. 241, tablic 16. PWT, Warszawa, 1955. Cena zł 11.—

W krótkiej, zwięzłej pracy przedstawia Autor budowę wiertarko-frezarek i metody ich eksploatacji. Całość podzielona jest na wstęp i dziewięć rozdziałów. Książka jest bogato ilustrowana rysunkami, co znakomicie ułatwia zrozumienie treści, skracając tekst i czyni książkę przejrzystą i łatwo czytelną.

Książka ta przeznaczona jest dla mistrzów i techników warsztatowców zatrudnionych w przemyśle maszynowym i zawiera dużo ciekawego materiału technicznego, starannie zebranego i celowo uporządkowanego. Nie widać w niej jednak wnikliwej pracy redaktorów, którzy nie docenili znaczenia czystości języka w pracy

technicznej, nie zwrócili uwagi na subtelne odcienie znaczeniowe niektórych wyrazów lub użycie powszechnie już stosowanych terminów.

Musimy się domagać, aby piękno naszego języka było przedmiotem troski nie tylko w literaturze powieściowej, ale i w książkach technicznych. Dla przykładu podam kilka uwag.

Opisując na str. 9 dwa zasadnicze typy wiertarko-frezarek, Autor unika nazw „wiertarko-frezarka ze stołem” i „płytowa” zgodnie z normą PN/M-02780.

Sformułowanie na stronie 19: „Głównym zadaniem obróbkowym wiertarko-frezarek jest dokładne wytaczanie otworów współosiowych, których osie znajdują się w dokładnych odstępach” — jest nieściśle. Otwory współosiowe nie mogą być w odstępach. Zatem słowo „współosiowych” należy zastąpić tutaj wyrażeniem „o osiach równoległych”, a słowo „odstępach” — słowem „odległościach”.

Wątpliwa jest dyskusja, czy wytaczadło jest narzędziem (str. 19, wiersz 14 od dołu i str. 63, wiersz 11) — traktujemy je zazwyczaj jako oprawkę do narzędzia.

Potoczna nazwa „koszyków” (rys. 32 części O i O₁) rezerwujemy zwykle dla separatorów utrzymujących i rozdzielających elementy toczne łożysk, Autor natomiast używa jej zamiast „opraw łożysk” lub „pokryw”.

Pojęcia baz i ich definicje należałoby uzgodnić z istniejącymi źródłami. Wprawdzie zarówno u nas, jak i w literaturze radzieckiej brak jest jeszcze jednolitych definicji i podziału baz, ale dobrze byłoby jednak nie wprowadzać większego chaosu i zamieszania. I tu właśnie pożądana byłaby bardziej wnikliwa pomoc redakcji.

Opisując obróbkę przedmiotu wg rys. 72 (str. 40, wiersz 32) powinno być: „wymiar mniejszy” zamiast „wymiar cieńszy”.

Termin „dziesiętny” (str. 50, wiersz 9) odnosi się do systemu miar; dla części rezerwujemy termin „dziesiąta część”. W opisie rys. 91 użyto wyrazu „pryzmat” na określenie bryły wklęsłej. Nazwę tę stosuje się w optyce dla brył wypukłych, w budowie przyrządów bryła wklęsła nazywa się „pryzmą”.

Termin „wygubienie luzu” pomiędzy nakrętką i śrubą pociągową (str. 58, wiersz 6 od dołu) może brzmieć bardziej po polsku, ale jest nowy i ogólnie niezrozumiały. Należało w nawiasie co najmniej podać znany powszechnie termin „kasowanie luzu”. W języku naszym przyjął się termin mikromierz, Autor zaś używa nazwy niespolszczonej „mikrometr”.

Autor niepotrzebnie decyduje się na niektóre stwierdzenia. Np. mówi: o ustawieniu wytaczarek stwierdza, że zabetonowanie łoża w postaci wyglądu powoduje skrzywienie stałe i błąd nie jest możliwy do usunięcia (str. 16). W praktyce okazuje się, że łoża są dostatecznie wiotkie i przez odpowiednie podklinowanie i przykręcenie ich można usuwać krzywizny lub narzucać kształty, co jest wygodne np. dla remontu prowadnic.

W rozdziale I p. 4 Autor wprowadza podział remontów tylko na dwie kategorie: remonty drobne, zwane okresowymi, i remonty główne (kapitałne). Szkoda, że redakcja nie uzgodniła tutaj podziału i nomenklatury zgodnie z istniejącymi w tej sprawie przepisami i instrukcjami, wprowadzonymi już od paru lat w praktyce planowych remontów.

Pisząc o obróbce płaszczyzn i otworów, Autor stwierdza, że przedmiot należałoby wyjąć z przyrządu wytaczarskiego dla dokonania obróbki płaszczyzn głowicą frezarską (str. 19, wiersz 11 od dołu). Z rysunku 18 wynika, że przedmiot, podany jako przykład, ma wymiary gabarytowe około 1000 mm. Dla takich przedmiotów, zwłaszcza przy małej produkcji, korzystnie jest budować przyrządy z odejmowanymi ścianami, w których spoczywają tuleje prowadzące wytaczadła, gdyż łatwiej i taniej jest zmieniać narzędzia i nastawy wytaczarki aniżeli kilkakrotnie ustawiać i mocować ciężki przedmiot obrabiany.

Mówiąc o technologiczności rozwiązań konstrukcyjnych, Autor stwierdza, że wygodniej jest obrabiać zespół współosiowych otworów o jednakowej średnicy (str. 22, wiersz 6 od dołu). Można by się z tym zgodzić w przypadku produkcji jednostkowej. Przy produkcji seryjnej pierwszeństwo należy oddać układowi otworów ustopniowanych, tj. ułożonych według kolejności wielkości średnic, ze średnicą największą od strony wrzeciennika wytaczarki.

Przykład nietechnologiczności podany na rys. 33 powinien wywołać jako logiczne następstwo drugie rozwiązanie przyrządu z podwójnym prowadzeniem wytaczadła, ale z obydwoma podporami przed przedmiotem.

Na rys. 57 w górnym rysunku pokazano nakielek nieopiętany (forma A) zamiast dać taki sam jak na dolnym rysunku.

W świetle dzisiejszego stanu nauki o skrawaniu, rozdziały traktujące o doborze parametrów ostrzy i skrawania wypadły słabo. Nawet decydując się na daleko idące uproszczenia w postaci podania tabel średnich parametrów, należało omówić zagadnienie

okresu trwania ostrza i to koniecznie w zależności od wielkości dopuszczalnego stopienia ostrza. Istniejące źródła dopuszczają w tabelach podstawowych zużycie, którego na wytaczarkach z uwagi na przeprowadzoną tu obróbkę wykańczającą dopuścić w ogóle nie można. Popularyzacja tych danych i granic ich stosowności jest wśród naszych techników i warsztatowców zupełnie niedostateczna, a to prowadzi do grubych błędów w kalkulacji i do nadmiernego zużycia narzędzi.

Mówiąc o gładkości powierzchni (str. 66 i 67), należało chociaż wspomnieć o nowym projekcie PKN klasyfikacji gładkości. Powoływanie się tylko na starsze dane w dzisiejszym stanie rzeczy trzeba uważać za niewystarczające. Aż dziwne, że zarówno opiniodawca jak i redaktorzy nie zwrócili na ten szczegół uwagi.

Pierwsze zdanie w rozdziale o ustawieniu wytaczadeł (str. 54) błędnie odniesiono tylko do pierwszego otworu. Mówiąc o ustawianiu osi wrzeciona w osi obrabianego otworu, należało dodać z podkreśleniem, że po zaciśnięciu wrzeciennika na prowadnicach kolumny trzeba ustawić raz jeszcze sprawdzić, gdyż zaciskanie to powoduje zmiany jego położenia.

Dyskusji może podlegać użyta w pracy nomenklatura różnych rodzajów obróbki skrawaniem, jak np. obróbka zgrubna, wykańczająca wstępna i wykańczająca (str. 56, wiersz 10 od dołu).

Podana na rys. 103 tolerancja rozstawienia osi otworów dla wałów kół zębatych powinna mieć tylko odchyłki dodatnie.

Ostatnia uwaga w rozdziale 4 (str. 73) jest chyba niesłusznie odniesiona tylko do jednego typu sprawdzianu. Sprawdzianami z reguły nie sprawdzamy w czasie obróbki.

Autor używa dwóch nazw: głowice frezarskie i głowice frezowe (str. 27, 89); pierwsza jest częściej stosowana i wydaje się właściwsza.

Rys. 172 podaje niewłaściwy sposób obróbki. Podobnie jak wspornik frezarki wspornikowej, tak i wrzeciennik wytaczarki powinien być zablokowany na prowadnicach kolumny, a więc frezowanie powinno się odbywać, o ile tylko jest to możliwe, przy ruchu poprzecznym stołu.

Rysunki 173 i 174 wskazują obróbkę tej samej powierzchni kolejno partiami przy użyciu dwóch różnych narzędzi — takie rozwiązanie nie jest szczęśliwe. Obróbka wykańczająca powinna być przeprowadzona jednym narzędziem choćby ono było mniej wydajne.

We wstępie do rozdziału VI (str. 92) należało mówić ogólnie o nacinaniu gwintów na wytaczarce nie ograniczając się do gwintów stożkowych.

Podając graniczną wartość tolerancji możliwej do osiągnięcia należy poprzestać na wymienieniu jednej tylko wartości — na str. 106 (wiersz 6 od dołu) wystarczy wartość 0,005.

Ustawienie wrzeciona wg rys. 213 właściwiej byłoby wykonać przy użyciu płytki ustawczej jako sprawdzian luzu „na czucie”.

Na rys. 217 należy wyraźnie wrysować rozpatrywany trójkąt, bo to znakomicie ułatwi zrozumienie użytych dalej wzorów.

Str. 10 (wiersz 9) ustalanie wielkości wybiegów należy podać dokładniej. Miano przy v powinno być m/min, a nie mm. Nowsze źródła nie zalecają dobierać szybkości planowania wg średniej średnicy planowanego pierścienia. Tu właściwiej byłoby podać dane z poradnika technika normowania. W dalszym ciągu warto by wyjaśnić, jak należy postępować, gdy szybkość wybrana z tabeli nie pokrywa się z wynikającą z istniejących obrotów obrabiarki.

Str. 120 ustęp drugi (wiersz 12 od dołu) zdanie powinno brzmieć: „Własność powyższa jest jedną z zalet tego urządzenia...”

W opisie rys. 229 należałoby wyraźnie powiedzieć, że tuleja rozprężna jest cienkościenna, ale całkowita — nie rozcięta. Dla masy „zaciskającej” mamy nazwę „masa plastyczna”. Śruba R w tym układzie nie jest elementem regulującym, a spełnia rolę zaworu odpowietrzającego, potrzebnego przy wypełnianiu masą plastyczną przestrzeni przeznaczonej dla niej. Śrubę tę wkreca się po całkowitym wypełnieniu tej przestrzeni masą.

Z rysunków 231 i 232 nie widać różnicy w układzie napędu i nie widać potrzeby użycia naprężacza pasa.

Str. 106 (wiersz 6 od dołu) winno być „rozstawienia” zamiast „wstawienia”.

Spora ilość wymienionych wyżej niewłaściwych sformułowań, wyrażań, niedomówień i nie dość ścisły związek pracy z nowszymi osiągnięciami nauki upoważnia do postawienia zarzutu o braku wnikliwej współpracy redakcji z Autorem. Zauważone braki należałoby usunąć w następnym wydaniu tej wartościowej i ciekawej z uwagi na temat i zebrany materiał pracy.

Mgr inż. Jan Gruchalski
CBKO — Pruszków

Książka pt. „Elektroerozyjna obróbka metali” inż. K. Albińskiego (Instytut Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem) omawia zagadnienia z dziedziny elektroiskrowej, anodowo-mechanicznej i oporowej obróbki metali.

Zagadnienie elektroerozyjnej obróbki datuje się w Polsce od 1950 r., kiedy to rozpoczęto pracę na ten temat w instytutach i przemyśle. Od tego czasu pojawia się w tym zakresie coraz bogatsza literatura, omawiająca coraz szczegółowiej te zagadnienia.

Oprócz wielu książek i artykułów w języku rosyjskim wyszły do tego czasu dwa tłumaczenia, a mianowicie książki W. B. Baranowa i Perfilowa pt. „Elektroerozyjna obróbka metali”, PWT, 1951, oraz broszurki o ostrzałce anodowo-mechanicznej Lebediewa.

W tych warunkach od książki wydanej w grudniu 1954 r. czytelnik spodziewał się przede wszystkim szczegółowego zebrania najciekawszego materiału opublikowanego w dotychczasowej literaturze, materiału sprawdzonego względnie rozszerzonego lub przystosowanego badaniami własnymi do warunków krajowych.

Autor poszedł jednak po innej drodze. Dał mianowicie garść wiadomości z każdej dziedziny obróbki elektroerozyjnej w formie pobieżnego sprawozdania z prac prowadzonych w Instytucie Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem. To jednak nie usprawiedliwia Autora, który podaje jedynie wiadomości zaczerpnięte niemal wyłącznie z literatury z roku 1951 i trochę z roku 1952, jakkolwiek uzupełnione własnymi badaniami.

Książka sprawia z jednej strony wrażenie, że Autor ograniczony małą jej objętością, stara się w sposób najbardziej zwięzły podać zaplanowany materiał; wynikają wskutek tego przeskoki myślowe i dość trudny styl. Z drugiej jednak strony raz nieuzasadniona rozrzutność miejsca, jak np. zamieszczanie rysunków wyrażających niemal to samo (rys. 24a i 24b, rys. 43 i 44, tablica 3 i 9) lub podawanie mało atrakcyjnego materiału, jak np. stożka do mocowania elektrod (rys. 16) jako jedynego szczegółu konstrukcyjnego drążarki elektroiskrowej.

Autor bardzo małą wagę przywiązuje do doboru źródeł prądu w procesach elektroerozyjnych — poświęca temu zagadnieniu jedynie 18 wierszy druku i nie nie dającą tablicę nr 10. Tymczasem przez dobór odpowiedniego źródła zasilania można o kilkadziesiąt procent zwiększyć wydajność obróbki i sprawa ta zasługuje na szersze omówienie.

Niezrozumiałe jest poświęcenie całej strony 59 na prosty schemat elektryczny.

Wątpliwości nasuwa również omawianie szlifowania elektroiskrowego, któremu poświęcony jest rys. 48 i dwie tablice 15 i 16 oraz tekst, na końcu którego Autor konkluduje, że ten rodzaj obróbki z powodu wielu wad nie znajduje zastosowania w przemyśle.

Nie uzasadnione jest również rozwodzenie się na str. 74 do 76 nad eksperymentalną ostrzałką, skoro została opracowana ostrzałka NKA. Ta ostatnia została potraktowana zdawkowo w kilku zdaniach nie popartych ciekawymi przekrojami maszyny; jedynie jej schemat elektryczny przedstawiony jest wystarczająco, choć może nie należało mu poświęcić aż całej strony.

Rys. 62 przedstawia ostrzałkę Lebediewa. Słusznie pokazano tu tę udaną ostrzałkę, która wywarła poważny wpływ na konstrukcję ostrzałki NKA, jednakże dziwne jest omówienie tu prototypu, a nie modelu ulepszanego (patrz fig. 69, 70, 71 i 72 książki „Rabota na anodno-mechaniceskich zatoczek stankach”, MASZGIZ, 1952 r.).

Podrozdział „Przecinanie sposobem termoelektrolitycznym” jest najslabszy z całej pracy. Omawiane zagadnienia podane są w takim skrócie, że czytelnik wyniesie zeń niewielkie korzyści. Wkradły się tu również błędy zasadnicze, jak np. rys. 68 (regulator solenoidowy). Układ ten spowodowałby albo natychmiastowe zwarcie elektrody roboczej z obrabianym materiałem, albo zdźwignia została by wprowadzona w niskoczęstotliwy ruch wahadłowy uniemożliwiający obróbkę.

Wspominając często o kaolinowym elektrolicie, Autor powinien podać jego skład procentowy.

Autor nie poświęca ani jednego wiersza szlifowaniu anodowo-mechanicznemu oraz jego szczególnym zastosowaniom na szlifierkach do kulek łożysk kulkowych (obszerny artykuł w Iron Age z 1952 r. powołujący się na źródła radzieckie) oraz nie daje zupełnie odpowiedzi na szereg problemów związanych z wprowadzeniem metod elektroerozyjnych do przemysłu.

Reasumując należy stwierdzić, że pracę mgr inż. K. Albińskiego należy traktować jedynie jako sprawozdanie z prac nad elektroerozją Instytutu Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem. Sprawozdanie to może być przydatne dla placówek naukowo-badawczych zajmujących się powyższymi zagadnieniami.

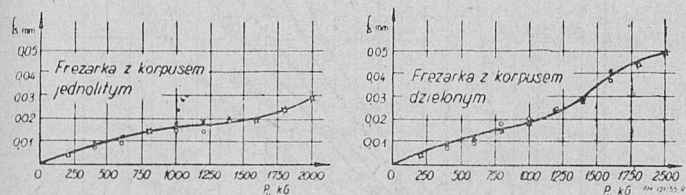
Inż. Janusz Dobrowolski

Badania porównawcze frezarek 2 FXA z korpusem jednolitym i dzielonym

Na zlecenie C.Z.P.O. zostały przeprowadzone przez zespół pracowników zakładów Konstrukcji Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem badania porównawcze frezarek poziomych 2 FXA z korpusem jednolitym i dzielonym u podstawy i łączonym śrubami.

Celem badań było stwierdzenie, w jakim stopniu podział korpusu wpływa na zdolności produkcyjne frezarki.

W ramach badań przeprowadzono: pomiary dokładności geometrycznej, pomiary sztywności, drgań, próby dokładności obróbki (próby pracy) oraz pomiary sprawności.



Rys. 1. Wykres odkształceń korpusu frezarki jednolitej i dzielonej; o — obciążenie; x — odciążenie.

Rozstrzygające znaczenie dla wyprowadzenia ostatecznych wniosków posiadały badania sztywności, zwłaszcza korpusu, drgań oraz próby dokładności obróbki.

Badania sztywności umownej frezarki oraz ich zespołów przeprowadzono metodą opracowaną w IOOS przy dwu i jednoskładowym obciążeniu. W wyniku badań stwierdzono, że sztywność umowna frezarki z korpusem dzielonym jest nieznacznie mniejsza (8 — 10%) od sztywności frezarki z korpusem jednolitym.

Przyczyn różnicy nie można upatrywać tylko w podziale korpusu, Świadczy o tym pomiar sztywności giętnej samego

korpusu. Na rys. 1 przedstawione są wykresy odkształceń korpusu dzielonego i niedzielnego, mierzone na wysokości wrzeciona, pod działaniem siły pionowej S w rozszerzonym znacznie zakresie od 0 do 2000 kG. Odkształcenia f_s były mierzone w kierunku równoległym do osi trzpienia frezarskiego.

Ponieważ w normalnych warunkach obciążenie siły S na kadłub rzadko może przekroczyć 1000 kG, można uważać, że w zakresie praktycznie występujących sił skrawania nie ma istotnych różnic w sztywności kadłuba. Większe natomiast różnice występują przy nadmiernym, nie przewidywanym przez konstruktora, zakresie obciążeń.

W związku z tym można stwierdzić, że zmniejszenie sztywności frezarki z dzielonym kadłubem w normalnym zakresie obciążeń wynikało nie z powodu mniejszej sztywności kadłuba, a było spowodowane gorszym wykonaniem całej frezarki. Potwierdziły to badania dokładności geometrycznej i pomiary sprawności frezarek.

Badania drgań oraz próby dokładności obróbki potwierdziły, że różnice między obiema frezarkami są nieznaczne, tak iż leżą w granicach rozrzutu punktów pomiarowych.

Obszerne i kompleksowe badania pozwalają stwierdzić, że z punktu widzenia właściwości eksploatacyjnych, budowa frezarek z korpusem dzielonym jest zupełnie dopuszczalna. Wydaje się jednak, że na ostateczną decyzję w tym zakresie, powinna mieć wpływ analiza technologiczności konstrukcji i analiza kosztów produkcji.

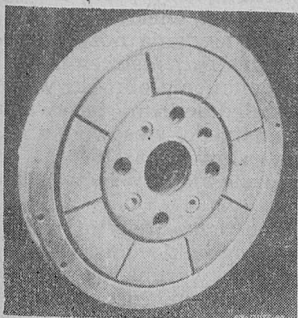
Dodatkowym wynikiem przeprowadzonych badań są wnioski odnośnie dokonania niektórych zmian w budowie i zakresie zastosowania frezarek 2 FX, które wpłyną korzystnie dla podniesienia sprawności i wydajności tych obrabiarek.

doc. mgr inż. Jan Kaczmarek

Tarcze ścierno-metalowe do szlifowania sposobem cieplno-elektrolitycznym

Przeprowadzone w IOOS w roku 1952*) próby wstępne szlifowania płytek z węglików spiekanych sposobem cieplno-elektrolitycznym tarczami ściernymi na spoiwie metalowym dały obiecujące wyniki, a jednocześnie wykazały konieczność dalszych prób.

Do prób przeprowadzonych w 1954 r. wytypował IOOS tarcze o spoiwie żelaznym i aluminiowym, przy użyciu jako materiału ściernego karborundu i korundu, o ziarnistościach 40, 80 i 120. Stosunki wagowe materiału ściernego do spoiwa metalowego wynosiły 1:1, 1:2 i 1:3. Ponieważ wykonanie tarcz o średnicy zewnętrznej 200 mm natrafiało na trudności, wprowadzono tarcze składane z ośmiu segmentów mocowanych w uchwycie. Segmenty zostały wykonane przez Instytut Metali Nieżelaznych w Gliwicach.



Rys. 2. Uchwyt tarczowy z segmentami metalowo-ściernymi

Szlifowanie płytek ze spiekanych węglików oraz noży z płytkami z węglików spiekanych przeprowadzono na ostrzarze OU-2, przystosowanej do cieplno-elektrolitycznego szlifowania. Badania przeprowadzono przy następujących warunkach: napięcie 20 V, gęstość prądu roboczego 40 A/cm², szybkość obrotowa 14 — 18 m/sek., docisk powierzchniowy

8 — 10 kG/cm². Elektrolitem było szkło wodne o module 3,2 i ciężarze właściwym 1,32 — 1,36 kG/dcm².

Uzyskano bardzo dobrą gładkość szlifowanych pow. płytek z węglików spiekanych. Średnia wysokość chropowatości wynosiła 0,15μ co odpowiada 12 klasie gładkości powierzchni.

Największa wydajność szlifowania na tarczach ścierno-metalowych przy jakiej uzyskuje się wyżej podaną gładkość wynosi 30 ÷ 40 mm³/min., co stanowi około 50% wydajności zgrubnego szlifowania sposobem termoelektrolitycznym na tarczach stalowych. W tym drugim wypadku średnia wysokość chropowatości w zakresie obróbki dokładnej wynosi 3 ÷ 4μ (8 klasa gładkości). Wyniki te wykazują, że szlifowanie cieplno-elektrolityczne na tarczach ścierno-metalowych jest wysokowydajnym szlifowaniem wykończającym.

Z przebadanych tarcz korundowych i karborundowych, największą wydajność uzyskuje się na tarczach o spoiwie żelaznym, których stosunek wynosił 1:3, a ziarnistość materiału ściernego 120; gładkość obrabianej powierzchni, jak stwierdzono, nie zależy natomiast od ilości spoiwa metalowego i od ziarnistości materiału ściernego.

Jak widzimy, cechy charakterystyczne oraz korzyści wynikające ze stosowania tarcz ścierno-metalowych występują wyraźnie w zestawieniu z wynikami szlifowania cieplno-elektrolitycznego na tarczach stalowych.

Siatka pęknięć podpowierzchniowych w pierwszej odmianie występuje bardzo rzadko (około 5% ogólnej ilości płytek) podczas gdy w drugiej stwierdza się ją znacznie częściej (nawet do 30% zaszlifowanych płytek z węglików spiekanych). Zużycie tarcz ścierno-metalowych jest mniejsze około 5 — 10% od zużycia tarcz stalowych.

Szlifowanie cieplno-elektrolityczne na tarczach ścierno-metalowych można stosować do obróbki płytek z węglików spiekanych, do ostrzenia noży z płytkami ze spiekanych węglików, wysokowydajnego docierania, szlifowania stopów twardych trudno obrabialnych.

mgr inż. W. Kogut

*) Biuletyn nr 2 z 1953 r.

Z badań nad obniżeniem oporu skrawania glinu pod wpływem aktywnych cieczy chłodząco-smarujących

W I kwartale br. ukończono pierwszy etap badań nad własnościami nowych cieczy chłodząco-smarujących do obróbki skrawaniem, oznaczających się specyficznym wpływem na proces obróbki metali plastycznych.

Podczas gdy dotychczas używane emulsje i roztwory działały chłodząco i smarująco, nie biorąc bezpośredniego udziału w samym procesie formowania wióra — to aktywne cieście chłodząco-smarujące przez obniżenie twardości metali działają skrawająco, gdyż obniżają pracę właściwą potrzebną do wywiercenia jednostki objętości metalu.

Proces obniżenia twardości przebiega w obecności substancji powierzchniowo-aktywnych, tworzących na powierzchni metali cienką błonkę adsorbcyjną, wnikałą w głąb istniejących w każdym ciecie krystalicznym klinowatych mikroszczelin i działających tam rozsadzająco w sposób zupełnie mechaniczny.

Oceny aktywności cieczy chłodząco-smarujących dokonano wg metodyki ustalonej przez Pietrowa i Pletenewą. Według tej metody ocenę aktywności cieczy przeprowadza się na podstawie wielkości pracy, potrzebnej do wywiercenia jednostki objętości metalu w obecności cieczy bardziej lub mniej aktywnej.

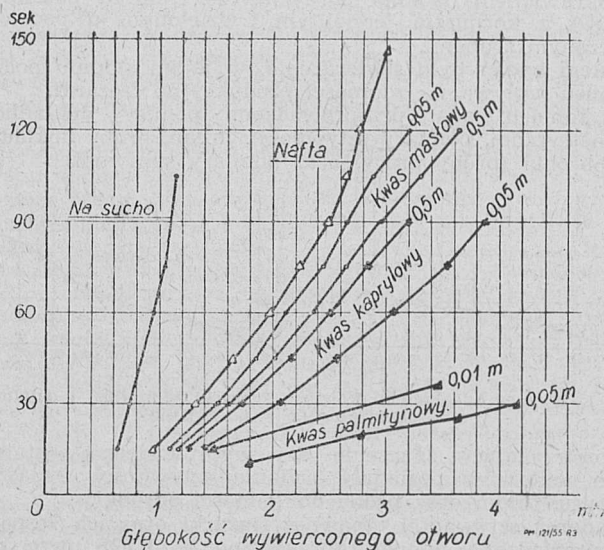
Opierając się na twierdzeniu Szreiner, że adsorbcyjny efekt tym silniej ułatwia obróbkę twardego ciała, im większa jest praca wiercenia jednostki objętości metalu, jako narzędzia skrawającego dla badania obniżenia oporu skrawania półtwardego glinu hutniczego w obecności aktywnych cieczy chłodząco-smarujących użyto wiertła piórowego o ujemnych kątach natarcia. Stosowanie wiercenia było w naszym przypadku bardzo korzystne ze względu na możliwość porównania ze sobą przebiegu skrawania w środowisku cieczy o różnej aktywności. Przy wierceniach stosowano roztwory w nafcie kwasów: masłowego, kaprylowego i palmitynowego o stężeniach 0,05; 0,5 i 1 mol/l, przy zachowaniu stałych parametrów mechanicznych: 500 obr/min. i osiowym obciążeniu 10 kG na wiertło. Chłodzono i smarowano strumieniem cieczy aktywnej o temperaturze otoczenia.

Wyniki pomiarów przedstawiono na rys. 3 w postaci zależności funkcyjnej $\tau = f(h)$; gdzie: τ = czas wiercenia w sek., h = głębokość wiercenia w mm.

Oznaczenia liczbowe obok krzywych wykresu oznaczają stężenia molarne kwasów w nafcie. Z powyższych krzywych jasno wynika wpływ składnika aktywnego w roztworze cieczy chłodząco smarującej na obniżenie wartości pracy wiercenia. Decydującą rolę odgrywa tutaj długość łańcucha węglowego danego kwasu, przy czym im łańcuch jest dłuższy, tym aktywność jest większa. Okoliczność ta jest bardzo korzystna dla zastosowania tych kwasów w praktyce. Kwasy

o dłuższym łańcuchu węglowym są w przeciwieństwie do kwasów o krótkich łańcuchach pozbawione drażliwego zapachu i — co ważniejsze — charakteru kwaśnego. Ma to również duże znaczenie dla bezpieczeństwa i higieny pacy.

Procentowe obniżenie pracy skrawania glinu dla jednakowych głębokości obliczono względem pracy wiercenia przy użyciu czystej nafty. Najaktywniejszą cieczą okazał się 0,5 m kwas palmitynowy, przy użyciu którego otrzymano 84% obniżenia pracy.



Rys. 3. Zależność czasu wiercenia glinu od długości wiercenia w obecności roztworów kwasów w nafcie.

Ze względów ekonomicznych godny uwagi jest również 0,01 m roztwór kwasu palmitynowego obniżający pracę wiercenia glinu o 79%.

Na podstawie przeprowadzonych badań nie da się ustalić zależności matematycznej obniżenia pracy skrawania od stężenia. Zgodnie z teorią badaczy radzieckich (Rebinder i współpracownicy) obniżenie to musi być w znacznym stopniu uzależnione od mikrostruktury skrawanego materiału.

Przewiduje się kontynuowanie tych prac zarówno w kierunku zastosowania nowych cieczy do obróbki metali plastycznych i stopów tych metali, jak też przeprowadzenie szerszych badań o typie technologicznym.

mgr Petrys Tibor

Szkolenie pracowników przemysłu

Realizując plan w zakresie szkolenia pracowników przemysłu i upowszechnienia postępu technicznego w zakresie technologii budowy maszyn — Instytut zorganizował w okresie od lutego do końca kwietnia 6 jednodniowych kursów z zakresu:

- obróbki elektroerozyjnej,
- nowych rozwiązań konstrukcyjnych i nowych materiałów w budowie ostrzy skrawających,
- wysokowydajnego ostrzenia ściernego noży tokarskich i do głowic frezowych,
- skrawania dużymi posuwami.

Wykłady i seminaria odbyły na kursach zapoznają wyczerpująco słuchaczy:

- W kursie pierwszym: ze sposobami i zakresem zastosowania obróbki elektro-erozyjnej, podstawowymi urządzeniami do obróbki elektro-erozyjnej oraz z efektami techniczno-ekonomicznymi, jakie przynosi zastosowanie tej nowej metody.
- W kursie drugim: z nowymi materiałami narzędziowymi, jak spiekane tlenki metali, stale szybko tnące odlewane, stale szybko tnące napawane, z konstrukcją narzędzi; omówiono nowe kształty nakładek i wkładek z węglików

spiekanych i stali szybko tnącej na noże, geometrię ostrzy, noże oprawkowe, łamacze i zwijacze wiórów itd.

- W kursie trzecim zapoznano słuchaczy z metodą wysokowydajnego ostrzenia noży, docierania noży pastą z węglikiem boru, ostrzeniem rozwiertaków, wiertel i kontrolą narzędzi oraz urządzeniem do ustawiania noży w głowicach frezowych po ich indywidualnym ostrzeniu.

- W kursie czwartym omówiono zagadnienie obróbki wysokowydajnej ze szczególnym uwzględnieniem skrawania dużymi posuwami, zakres racjonalnego stosowania dużych posuwów, dobór warunków skrawania itd.

W ramach każdego kursu odbyły się pokazy i ćwiczenia w laboratoriach.

Uczestnicy kursu otrzymali wydane przez Instytut w formie skryptów materiały takie jak: rysunki konstrukcyjne nowych typów narzędzi, tablice doboru warunków skrawania, opisy metod obróbki elektro-erozyjnej, instrukcje ostrzenia narzędzi, które to materiały będą mogli wykorzystać w swoich zakładach pracy.

Ogółem w dotychczas odbytych kursach wzięło udział 101 osób z 15 zakładów przemysłowych.

Rita Brzezowska

Zastosowanie do metalizacji natryskowej gazu „płynnego“ w zastępstwie acetylenu

1. Wstęp

Jakkolwiek w chwili obecnej metalizacja natryskowa jest niemal zawsze opłacalna, to jednak ma pewne słabe strony, które hamują szerszy jej rozwój i nie pozwalają na jeszcze większe podniesienie jej rentowności. Jedną z głównych przyczyn jest koszt i deficytowość gazów technicznych w tym głównie acetylenu stosowanego dotychczas powszechnie do natryskiwania.

Z tego powodu Zakład Metalizacji Natryskowej przeprowadził prace laboratoryjne mające na celu wyeliminowanie acetylenu z procesu metalizowania i zastąpienie go gazem, nie tylko łatwiej dostępnym, ale i tańszym. Założeniem poszukiwań było nie wprowadzenie poważniejszych zmian konstrukcyjnych do używanego obecnie w kraju pistoletu metalizacyjnego typu GPM-L2, przewidzianego zasadniczo do natryskiwania przy użyciu acetylenu. Po zapoznaniu się z możliwościami produkcji krajowej postanowiono zastosować do metalizacji wysokokaloryczny gaz, znajdujący się w sprzedaży pod nazwą „gazu płynnego“, a stanowiący mieszaninę propanu, butanu i izobutanu.

2. Wiadomości ogólne o gazie płynnym

Gaz płynny jest mieszaniną trzech węglowodorów nasyconych: propanu, butanu i izobutanu, zawierającą przeciętnie

propanu	około	25%
butanu	„	40%
izobutanu	„	30%

niewielkie ilości etanu (ok. 3%) oraz pontanów (poniżej 1%). Wskutek tego, że skład ten nie jest składem stałym, własności gazu zależnie od procentowego udziału poszczególnych składników zmieniają się w pewnych granicach.

Gaz płynny przechowuje się w zamkniętych zbiornikach, przewozi w cysternach, zaś użytkownikom dostarcza w butlach stalowych.

3. Urządzenia do pobierania gazu

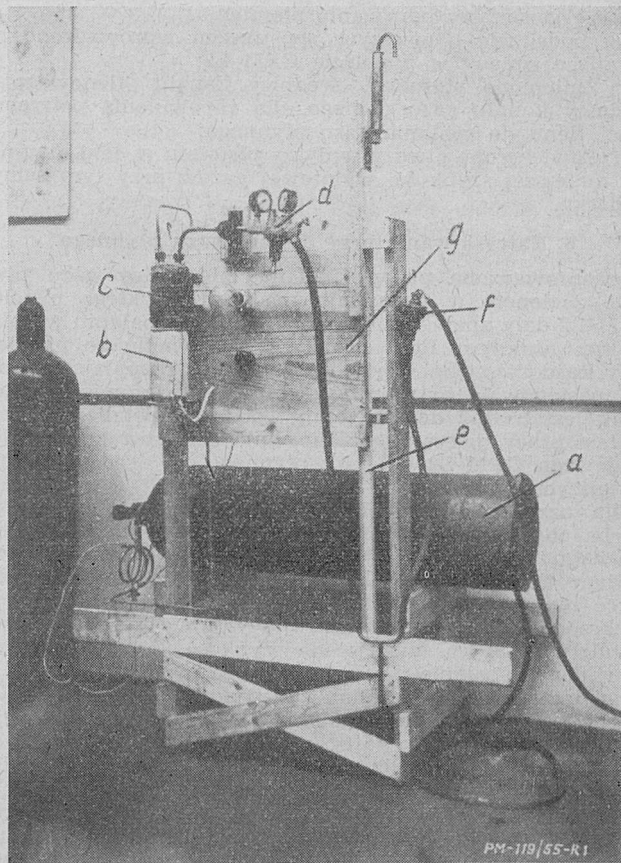
Do prób wzięto płynny gaz, dostarczony z bieżącej produkcji przez Centralę Produktów Naftowych. Różnice w wartości poszczególnych składników dochodziły do 3%, co jednak wywoływało jedynie nieznaczne zmiany ciężaru właściwego, punktu rosy i prężności pary gazu. Jedynie wartość opałowa uległa zmianom, które dochodziły do 1000 kcal/kg. Założeniem pracy było zastosowanie tego gazu do pistoletu metalizacyjnego GPM-L2 produkcji krajowej i użycie drutów, stosowanych obecnie do natryskiwania przy użyciu acetylenu.

Gaz pobierano z leżącej butli przy pomocy urządzenia podanego na rys. 1. Gaz w postaci ciekłej z butli (a), pod działaniem panującego w niej ciśnienia około 6 atm. przechodzi do parownika (c), którego dolną część obejmuje grzejnik elektryczny (b). Ciepło dostarczane przez grzejnik służy do odparowania cieczy. W górnej części parownika gromadzą się pary gazu płynnego, a następnie po zredukowaniu ciśnienia w reduktorze (d) (zwykły acetylenowy reduktor spawalniczy) przechodzą do manometru rtęciowego (e). Manometr ten składa się z trzech części: zbiorniczka rtęci, szklanej rurki manometrycznej oraz zbiornika na rtęć w górnej części manometru. Manometr poza normalnym zadaniem wskazywania ciśnienia (oprócz manometru na reduktorze) służy jednocześnie jako bezpiecznik rtęciowy w przypadku nagłego wzrostu ciśnienia. Do tego właśnie celu zastosowano zbiornik na rtęć, do którego może się przelać rtęć, wyrzucona uderzeniem gazu przy nagłym wzroście ciśnienia.

Ze względu na doświadczalny charakter urządzenia zastosowano dodatkowo bezpiecznik suchy (f), zabezpieczający przed uderzeniem płomienia do tyłu. Tlen pobierano z butli, jak przy zwykłym procesie metalizacyjnym.

4. Aparatura i urządzenia pomocnicze

Dla ustalenia parametrów natrysku przy użyciu gazu płynnego, jako gazu palnego, niezbędna była znajomość ciśnienia tego gazu oraz ciśnienia tlenu i powietrza podczas metalizowania. Dla ustalenia strony ekonomicznej procesu oraz porównania go pod tym względem z metalizowaniem przy użyciu acetylenu, konieczna była znajomość zużycia gazów. Ciśnienia zmierzono przy pomocy manometrów rtęciowych, z których manometr do pomiaru ciśnienia gazu palnego włączono między reduktor a pistolet w opisane już urządzenie, zaś manometr do pomiaru ciśnienia tlenu włączono do reduktora na miejsce manometru roboczego reduktora.



Rys. 1. Ogólny widok laboratoryjnego urządzenia do czerpania gazu płynnego dla potrzeb metalizacji natryskowej: a. butla z gazem, b. grzejnik elektryczny, c. parownik, d. reduktor, e. manometr rtęciowy, f. suchy bezpiecznik, g. przenośny stojak.

Przy użyciu manometrów rtęciowych z łatwością uzyskiwano dokładność wskazań 0,01 atm, co znacznie przekracza potrzeby praktyki. W warunkach przemysłowych bowiem, do których ma być dostosowana opracowana metoda, musi wystarczyć dokładność 0,05 atm a często nawet 0,1 atm.

Ciśnienie powietrza, jako mniej ważne w tym przypadku, mierzono z dokładnością do 0,1 atm, przy pomocy manometru zegarowego, umieszczonego na reduktorze powietrznym.

Zużycie gazu palnego i tlenu ustalono przy pomocy przepływomierza, składającego się z dwóch rurek do pomiaru oddzielnie przepływu tlenu oraz gazu palnego. Każda z rurek posiadała otwór stożkowy. Wewnątrz rurki umieszczona była kulka, wypychana przez przepływający gaz ku górze, podobnie jak w zwykłym rotametrze.

5. Próby wstępne spalania „gazu płynnego“

W celu praktycznego zapoznania się z procesem spalania gazu płynnego oraz nabrania odpowiedniej swobody operowania nim, przeprowadzono próby spalania w zwykłym palniku spawalniczym przeznaczonym do płomienia acetylenowo-tlenowego. W wyniku szeregu wariantów, polegających na stosowaniu różnej wielkości końcówek spawalniczych z różnymi rodzajami iniektorów oraz różnych ciśnień roboczych gazów stwierdzono, że:

1. płomień ma dużą tendencję do odrywania się od końcówki palnika;

2. ciśnienie robocze tlenu należy, przy użyciu gazu płynnego, stosować znacznie wyższe (np. przy końcówce nr 3 — około 8 atn, gdy przy acetylenie około 0,5 atn);

3. jądro płomienia jest znacznie dłuższe i większe niż dla analogicznych warunków spalania acetyleny;

4. czas nagrzewania próbki stalowej w porównaniu do czasu grzania (przy spawaniu) płomieniem acetylenowo-tlenowym jest mniej więcej dwukrotnie dłuższy.

Dla zmniejszenia szybkości wypływu gazu powiększonego czynny przekrój wylotu końcówki palnika spawalniczego, stosując w miejsce normalnej końcówki wielootworową.

W wyniku powyższej zmiany uzyskano znacznie lepsze wymieszanie gazu płynnego z tlenem, przez co otrzymano płomień spokojniejszy o wyższej temperaturze (mniejsza szybkość wypływu), pozwalający stosować wyższe ciśnienie robocze gazów bez odrywania płomienia.

Na podstawie powyższych spostrzeżeń wprowadzono następujące zmiany w pistolecie GPM-L2:

1. Zmieniono stosunek średnicy kanału tlenowego do średnicy kanału gazu palnego, dla zapewnienia potrzebnej ilości tlenu do spalania gazu płynnego;

2. Powiększono otwory w dyszy pistoletu w celu otrzymania mniejszej szybkości wylotowej gazów przy tym samym wydatku.

6. Natryskiwanie przy użyciu „gazu płynnego“

Przeprowadzone próby spalania mieszaniny gazu płynnego z tlenem w normalnym palniku zwykłego pistoletu GPM-L2 dały analogiczne wyniki jak przy spalaniu w palniku spawalniczym. Przy czym w zastosowaniu do pistoletu, przy każdorazowym włączeniu powietrza rozpylającego metal, następowało natychmiastowe gaszenie płomienia, który i tak jest trudny do utrzymania podczas metalizacji. Założeniem pracy, jak wspomniano, było dostosowanie pistoletu krajowego GPM-L2 do gazu płynnego na drodze jak najmniejszych przeróbek.

Dla uzyskania całkowitego spalania gazu płynnego potrzeba objętościowo około 3 razy więcej tlenu niż dla całkowitego spalania acetyleny. Wobec tego otwór doprowadzający tlen powiększono, pozostawiając niezmienną średnicę otworu doprowadzającego gaz palny, poza tym powiększono sumaryczny przekrój wylotowy gazów w dyszy pistoletu przez co zmniejszono szybkość gazów i uzyskano prawidłowe spalanie gazu płynnego w pistolecie.

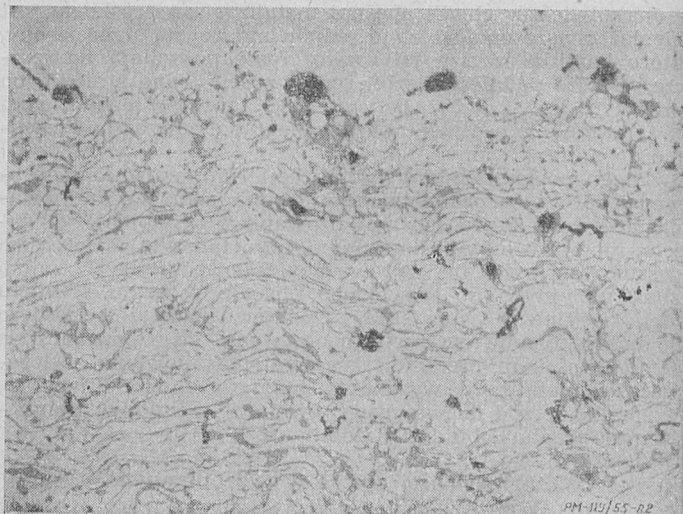
Po przeprowadzeniu zmian konstrukcyjnych pistoletu oraz dokonaniu szeregu prób spalania odparowanego gazu płynnego wykonano próby natryskiwania, które przeprowadzono w pierwszym rzędzie dla metali łatwiej topliwych. Napotkało przy tym szereg trudności, które szczególnie dawały się we znaki w okresie zapalania pistoletu. W wyniku szeregu prób stwierdzono, że zapalanie pistoletu należy wykonywać bardzo wolno, otwierając zawór stożkowy ostrożnie i powoli, gdyż w przeciwnym razie występuje odrywanie się płomienia i gaśnięcie pistoletu. Przeprowadzone próby metalizowania cynkiem przy zastosowaniu gazu płynnego wykazały, prócz wyżej wymienionych trudności przy zapalaniu, dużą czułość płomienia na wszelkie nawet bardzo małe wielkości zmiany ciśnienia roboczych gazów zasilających. Przy metalizowaniu stalami zapalanie pistoletu jest jeszcze trudniejsze ze względu na wyższe stosowane ciśnienia robocze gazów. Jednak po zapaleniu pistoletu sam proces przebiega względnie spokojnie i prawidłowo, bez widocznych różnic w stosunku do metalizowania przy użyciu acetyleny.

Ogólnie w samym procesie metalizowania, przy pomocy gazu płynnego, nie można dostrzec widocznych różnic w stosunku do metalizowania acetyleny. Sprawa zapalania jest w obecnej chwili kwestią otwartą i należy się spodziewać jej całkowitego opanowania.

7. Charakter otrzymanej warstwy

Warstwa natryskiwana przy użyciu gazu płynnego nie różni się zasadniczo wyglądem powierzchni od warstwy otrzymanej przy użyciu acetyleny. Stopień rozpylenia osiąga się taki sam jak przy acetylenie.

Struktura natryskania warstwy stalowej stali nisko i wysokowęglowej wykazuje prawidłowe rozdrobnienie oraz niewielką ilość tlenków i to zarówno tlenków powstających podczas topienia metalu w pistolecie, jak i tlenków tworzących się na powierzchni cząsteczek podczas ich lotu w powietrzu. Wiązanie poszczególnych cząsteczek między sobą jest ściśle podobnie jak wiązanie warstwy natryskanej z powierzchnią podłoża (podstawy).



Rys. 2. Mikrostruktura warstwy stali węglowej o zawartości 0,8% C natryskanej przy użyciu gazu płynnego nietrawione, pow. 133 x.

Materiał natryskany	Ciśnienie robocze gazu płynnego atn	Ciśnienie robocze tlenu atn	Ciśnienie robocze powietrza rozpylającego atn	Wydatek		Zużycie drutu kg/godz.
				gazu płynnego litr/godz.	tlenu litr/godz.	
Mosiądz	0,7	0,95	3,8	346	1970	1,64
Al	0,7	0,95	3,8	346	1970	2,3
Cu	0,7	0,95	3,4	346	1970	2,53
Zn	0,7	0,95	3,8	346	1970	4,85
Stal 010	0,8	1,15	4,2	304	2420	1,50
Stal 045	0,85	1,15	4,2	288	2520	1,26
Stal 080	0,8	1,125	4,2	475	2500	2,46

Średnica drutu nie miała zasadniczego wpływu na przebieg procesu. Strukturę otrzymaną ze stali o zawartości 0,8% C warstwy przedstawia rys. 2. Zarówno stopień rozdrobnienia metalu jak i stopień jego utlenienia jest całkowicie zadowalający i wykazuje podobieństwo do warstw natryskanych przy użyciu acetyleny. Również metale kolorowe wykazują strukturę warstwy podobną do struktury warstw z tych metali otrzymywanych przy użyciu acetyleny, a w niektórych przypadkach dają nawet wyniki lepsze. Przykładem warstwy o budowie tej samej jakości może być mosiądz, natomiast warstwa miedzi natryskana przy użyciu gazu płynnego wykazuje mniejszy stopień utlenienia oraz lepsze powiązanie wzajemne cząsteczek.

8. Orientacyjne dane natryskiwania

Podczas prób natryskiwania przy użyciu gazu płynnego ustalono również orientacyjne dane natryskiwania. Dokładniejsze dane warsztatowe mogą być ustalone dopiero przy znacznie większej ilości prób półprzemysłowych i przy całkowitym opanowaniu techniki natryskiwania przy użyciu gazu płynnego (zapalanie pistoletu).

Dane ustalone na podstawie prób laboratoryjnych podano w tablicy. Wartości ciśnień ustalone zostały na podstawie wskazań manometrów rtęciowych, zaś wydatek na podstawie wskazań przepływomierza.

Po zakończeniu prób półprzemysłowych dokładne wyniki badań zostaną ogłoszone w „Pracach Instytutów Mechaniki“

Tadeusz Drażkiewicz
Jerzy Kłazyński