

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. 330111

Zagadnienie kosztów w pracy technologa w przemyśle budowy maszyn

621.7:657.472

Mgr inż. ZBIGNIEW LUTOSŁAWSKI

Personel inżynieryjno-techniczny zbyt mało czasu poświęca zagadnieniu kosztów. W niniejszym artykule Autor przeprowadza próbę przedstawienia danych do analizy kosztów dla zakładu produkcji małoseryjnej w formie wykresów, jako bardziej przejrzystej dla techników, rozpatrując szczegółowo czynniki, na które ma wpływ technolog. Analizując możliwości oszczędności materiałowych, Autor podkreśla trzy czynniki: gospodarkę materiałową, dyscyplinę dokumentacji oraz kontrolę ilościowego zużycia.

Dalej przeprowadzona jest analiza robocizny produkcyjnej w wydziałach obróbki mechanicznej i ręcznej, konstrukcji stalowej i odlewni dla wykazania poważnej możliwości zmniejszenia pracochłonności przez u technologicznie konstrukcji i właściwie opracowaną technologię. Specjalnie podkreślone jest znaczenie technologii robót ręcznych, których ilość kilkakrotnie przekracza godziny obróbki mechanicznej. Dla zobrazowania różnorodności opracowań technologicznych w różnych zakładach zestawione są wyniki ankiet dotyczących technologii i kalkulacji modelu, odlewu i obróbki mechanicznej. Wnioski końcowe określają najpilniejsze zadania w tej dziedzinie.

A. Założenia ogólne

Wysiłek załóg dokonany w ostatnim czasie dla uzyskania znanych nam rezultatów piątego roku planu 6-letniego zaabsorbował tak poważnie personel inżynieryjno-techniczny zakładów, że niestety nie znajdował on dość czasu na właściwą analizę kosztów. Jest to niewątpliwie błąd kierownictwa zakładów, który obecnie trzeba naprawić.

Zadania postawione przed przemysłem przez II Zjazd Partii są wyraźne. Wicepremier Minc stwierdził, że akcja oszczędności na kosztach jest warunkiem rozwoju gospodarki socjalistycznej. Obniżka kosztów własnych w gospodarce socjalistycznej jest zasadniczym źródłem wzrostu dochodu naszych przedsiębiorstw, źródłem, z którego gospodarka narodowa czerpie środki finansowe niezbędne dla dalszego rozwoju. „Dla każdego powinno być jasne” — mówił wicepremier — „że każda złotówka nie oddana do budżetu Państwa ze względu na nieobniżenie we właściwym rozmiarze kosztów własnych, zniża realne dochody ludności pracującej”.

Kto więc nie walczy należyście o obniżkę kosztów własnych, ten faktycznie przeciwdziała podniesieniu stopy życiowej mas pracujących. Ostatnio przeprowadzone w zakładach konferencje partyjno-ekonomiczne zrobiły pierwszy krok w tej walce — ale to dopiero początek akcji. Personel inżynieryjno-techniczny, pochłonięty produkcją, odsunął się od problemu kosztów, pozostawiając je głównym księgowym.

Główni księgowi zestawiali koszty, otrzymywali nawet wyjaśnienia z wydziałów, dotyczące różnic tzw. przekroczeń, ale były one raczej formalne i niestety słabo odzwierciedlające stan faktyczny w zakładzie.

Dane o kosztach nie docierały do pionu technicznego — zresztą pion techniczny nie miał czasu na ich analizę. Księgowy i ekonomista nie mieli wspólnego języka z pionem technicznym. Rzadko który z działów głównego księgowego analizuje z głównym technologiem stosunek zużytej robocizny do planowej kalkulacji oraz ilościowo stosunek zużytego materiału do normy.

Tłumaczenie np., że norm nie ma — jest nieistotne, gdyż każde zlecenie w zakładzie posiada wykaz części z wyszczególnionym materiałem, który może służyć za bazę porównawczą w analizie zużytego materiału. Nawet bowiem zła norma jest lepsza od żadnej i brakiem jej nie można tłumaczyć nieanalizowania kosztów.

Działy głównego księgowego zestawiają dla produkcji porównywalnej wzory P-27, ale służą one przede wszystkim dla Głównego Urzędu Statystycznego, bo kierownictwo zakładów z nich nie korzysta, a pion techniczny w zakładach i w Centralnych Zarządach rzadko otrzymują wnioski z tych — w zasadzie słusznych, aczkolwiek może niezbyt właściwie ułożonych druków.

W zakładach nie mamy dotychczas powiązania cyfr, którymi dysponuje główny księgowy, z planem technicznym. Zdarzało się, że suma wyników ekonomicznych planu technicznego zakładów była niższa, aniżeli wykazane przez działy głównych księgowych oszczędności tylko na kilkudziesięciu wyrobach produkcji porównywalnej, wartość których w stosunku do produkcji towarowej zakładów wynosi niewielki procent. A przecież wszystkie oszczędności, wykazane przez głównych księgowych, stanowią rezultat różnych przedsięwzięć planu technicznego i powinny znaleźć swe miejsce w sprawozdaniu o jego wykonaniu. Niestety pion techniczny, mając poważne osiągnięcia, nie wiedział jak ciekawymi danymi dysponują główni księgowi.

Ten stan rzeczy wymaga radykalnej zmiany. W pierwszym rzędzie chodzi o zainteresowanie kosztami pionu głównych inżynierów, aby dać im materiał myślowy i pobudzić do wymagania od swego personelu analizy cyfr kosztów. Dla ułatwienia im tego zadania koszty produkcji zestawione zostały w nieco innym układzie, aniżeli dotychczas stosowany przez głównych księgowych. Układ ten jest bardziej przejrzysty dla technika, może zachęcić do analizy i posłużyć jako materiał dyskusyjny.

B. Układ kosztów

Całość kosztów produkcji została podzielona na składniki zasadnicze kosztów produkcyjnych i nakładowych.

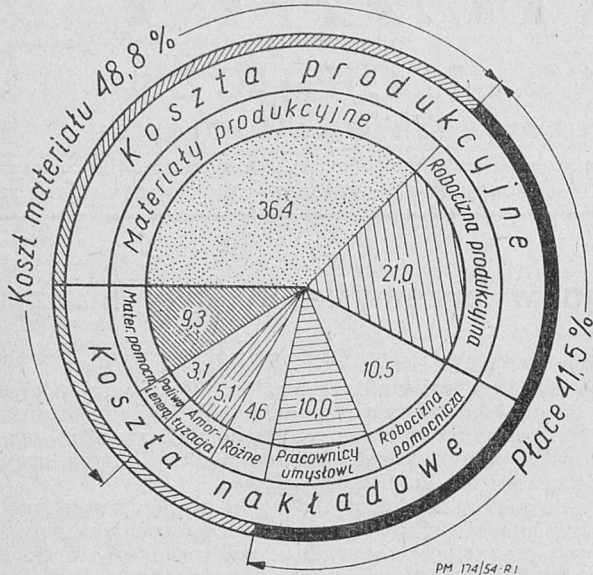
Koszty produkcyjne podzielono z kolei na koszty materiałowe i robocizny; koszty nakładowe i ogólne na koszty materiałów pomocniczych, paliwa i energii, robocizny pomocniczej, płacy pracowników umysłowych, amortyzacji i kosztów specjalnych, obejmujących fundusz bezosobowy itp.¹⁾ Dane zestawiono w postaci wycinków powierzchni koła, którego cała powierzchnia wynosi 100% kosztu produkcji, a wy-

¹⁾ Podobne zestawienie dla różnych gałęzi przemysłu zostało dokonane przez autora p. Przegląd Organizacji z 1949 r. Nr 9 „Źródła oszczędności w zakładzie przemysłowym”.

cinki są proporcjonalne do udziału procentowego poszczególnych składników. Za 100% przyjęto sumę kosztów produkcji towarowej zakładu.

Na rys. 1 przedstawiony jest przykład takiego podziału kosztów dla zakładu przemysłu maszynowego o produkcji jednostkowej i drobnoseryjnej.

Z tego zestawienia widać, że technolog, który ma bezpośredni wpływ na materiał i robociznę produkcyjną odpowiada za $36,4 + 21,0 = 57,4\%$ kosztów. Niewątpliwie praca jego wpływa również częściowo i na koszty pośrednie, gdyż

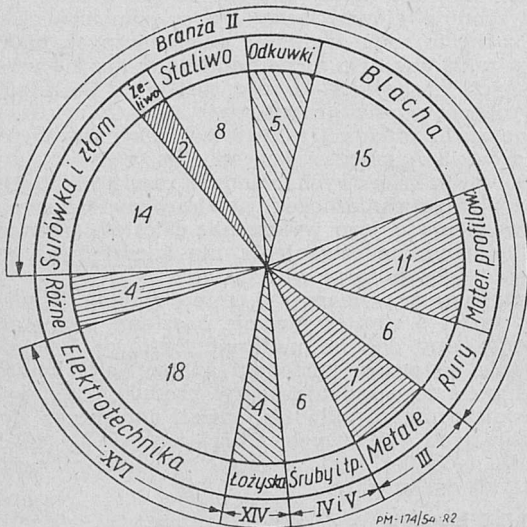


Rys. 1. Przykład podziału kosztów produkcji

od technologa zależy przeznaczenie roboty na tę lub inną maszynę, która może być w użyciu droższa lub tańsza, może zużywać więcej lub mniej prądu, smaru, droższe lub tańsze narzędzie itp. — ale te sprawy nie będą tu rozpatrywane.

C. Materiały produkcyjne

Z rys. 1 wynika, że wartość materiałów produkcyjnych w danym zakładzie stanowi $36,4\%$ ogółu kosztów produkcji.



Rys. 2. Przykład podziału kosztu materiału produkcyjnego wg branż i rodzajów

Na rys. 2 zestawiono podział tej wartości na poszczególne branże i rodzaje materiałów.

W zestawieniu na rys. 2 zwracają uwagę — o ile chodzi o gospodarkę w zakładzie — dwie cyfry: surówka i złom 14% oraz materiały hutnicze $15 + 11 + 6 = 32\%$. Z tej ostatniej liczby — 6% stanowią materiały prętowe, które w większości idą do obróbki mechanicznej łącznie z częścią rur i blach. Reszta w ilości około 24% stanowi materiał wyjściowy dla robót konstrukcyjno-kotlarsko-blacharskich.

Co do obu tych wielkości musimy przyznać, że przy jednostkowej produkcji zużycie nie zawsze jest regulowane przez szczegółowo obliczoną normę techniczną lub przejściową, materiałową, a raczej przez sposób opracowania technologii i gospodarkę materiałową.

Zagadnienie oszczędności materiałów produkcyjnych było w ostatnich czasach tak szeroko omawiane, czy to w resorcie przemysłu maszynowego, czy na konferencji, zorganizowanej przez SIMP w październiku ub. r. w Warszawie, że nie będziemy się dłużej zatrzymywać nad oszczędnością materiałów w konstrukcji.

Rozpatrzymy pokrótce tylko trzy problemy, które specjalnie należy podkreślić. Są to:

- 1) gospodarka materiałowa,
- 2) dyscyplina dokumentacji materiałowej oraz
- 3) kontrola ilościowa zużycia materiałów.

1. Gospodarka materiałowa

Stan gospodarki materiałowej stanowi jeszcze źródło poważnych strat w zakładzie.

Nie rozpatrujemy tu nieterminowości dostaw materiałowych, które mają fatalny wpływ na koszty produkcji, ponieważ do sprawy tej powrócimy przy rozważaniu problemu kosztów dodatkowych robocizny produkcyjnej. W pierwszym rzędzie zwrócimy uwagę na sprawy czysto warsztatowe, jak: właściwe przygotowanie materiału, tj. cięcie w magazynie i to na wymiar tolerowany, aby nie było potrzebne wykonywanie tej operacji po raz wtóry na warsztacie; dostawę materiału przez magazyn do wydziałów produkcyjnych, gospodarkę odpadkami oraz — co jest sprawą zasadniczą — wspólny język technologów i służby zaopatrzenia. Wspólny ten język konieczny jest dla wykorzystania wszelkich ponadnormatywnych zapasów materiałowych. Technolog i planista muszą mieć zaufanie do terminów podawanych przez zaopatrzenie; wtedy nie będą hamulcem w akcji upłynniania remanentów.

Pion techniczny, nie mając zaufania do terminowości dostaw zewnętrznych, dla zapewnienia wykonawstwa planu dąży do stworzenia sobie rezerwy w materiałach, które jak twierdzi „może się przydadzą”. Doświadczenie uczy, że takie rezerwy były wielokrotnie ratunkiem dla zakładów. Oczywiście warunkiem kardynalnym, koniecznym dla stworzenia tego zaufania, to stałość programów produkcyjnych i właściwe ustalenie przez pion techniczny danych do planu zaopatrzenia. Różne pilne zlecenia, dla których materiał nie został w terminie zamówiony, przy opóźnionej w ogóle dokumentacji, stanowią dużą troskę służb planowania i zaopatrzenia, zmuszając je do uzasadnionej ostrożności przy zwalnianiu materiału do upłynnienia.

2. Dyscyplina materiałowa

Ściśle związana z gospodarką materiałową jest sprawa dyscypliny materiałowej. Bez utrzymania dyscypliny w tym względzie nie możemy mówić o uporządkowaniu gospodarki.

Dział produkcji albo technologiczny wypisuje kwity materiałowe, w których podaje zgodnie z normą zużycia wymiar materiału do pobrania z magazynu. Magazyn, nie posiadając niekiedy u siebie obcinarki, tj. pił lub palników do cięcia, nie jest w możności przygotowania właściwego wymiaru materiału. Wydaje więc materiał o wymiarze składowym, polecając brygadzie transportowej zwrócenie nadmiaru. Na kwicie magazyn wpisuje wagę materiału wydane — niekiedy nawet nie poprawiając wymiarów.

Rachuba materiałowa, wyceniając materiał, słusznie bierze za podstawę wydaną wagę materiału i obciąża zlecenie wartością całego wydanego materiału, często nie troszcząc się o to, czy warsztat zwrócił pobrany nadmiar. Warsztat nie zwraca przeważnie obcinaków i nadmiarów, tłumacząc, że materiał został rozchodowany, a odpady zużyte się do następnej pozycji lub zlecenia. Świadczy to o niedostatecznym poczuciu dyscypliny materiałowej.

Dziwne jest, że inaczej traktuje się pobranie z kasy przedsiębiorstwa pieniędzy, aniżeli pobranie materiału, za który z tej samej kasy zapłacono. Ośmieszyla się taki pracownik, który zaproponowałby kasjerowi mającemu wypłacić 8 złotych, a nie posiadającemu drobnych poprawienie asygnaty i wypłacenie banknotu 10-złotowego z obietnicą zwrócenia kiedyś różnicy.

Do podjęcia z kasy tych 8 złotych trzeba było uzyskać kilka podpisów; ci, którzy cyfrują asygnatę, sprawdzają czy istotnie należy wypłacić pieniądze oraz jak należy je zakładować.

Nikom nie przyjdzie na myśl zaproponowanie kasjerowi przerobienia kwoty wypisanej na asygnacie. A przecież kwit materiałowy jest taką samą asygnatą na pieniądze przedsiębiorstwa. Upoważniony pracownik winien podpisać i ostemplować kwit — bez tego stempla materiału wydać nie wolno.

Jest zadziwiające, jak mało pracownicy zdają sobie sprawę z tego, że z punktu widzenia kosztów nie ma żadnej różnicy czy pracownik podjął gotówkę, czy też materiał, za który przedsiębiorstwo zapłaciło. Personel techniczny musi wiedzieć, jakimi wartościami dysponuje. Bardzo pomocne pod tym względem jest np. wywieszenie na warsztacie przy pożyczalni narzędzi dużych tablic z połamanyimi narzędziami, z podaniem ich wartości. Niewatpliwie niejeden pracownik porówna te wartości do swoich zarobków — i zastanowi się nad tym, ile pracy ludzkiej tkwi w wykonaniu danego narzędzia łącznie z materiałem oraz nad koniecznością jej oszczędzania.

Podobną akcję można by uruchomić w sprawie materiału produkcyjnego.

Wartość robocizny produkcyjnej wynosi przeciętnie około $15 \div 30\%$, zaś materiału $40 \div 50\%$ kosztów produkcji. Wielu wysoko wykwalifikowanych pracowników pracuje nad tym, aby oszczędnie gospodarować robocizną i ewentualnie o kilka procent ją obniżyć. Zbyt mało ludzi na zakładzie dba o obniżenie kosztów materiałowych. Nawet pobieżny rzut oka wykazuje jak wielka jest dysproporcja ilości pracowników analizujących koszty materiałowe i koszty robocizny do realnie możliwych osiągnięć oszczędnościowych.

Często kierownictwo, nie zdając sobie sprawy z ważności tej pracy i odpowiedzialności jaka na tych pracownikach ciąży, korzysta z nich doraźnie do ratowania zagrożonych odcinków innych działów przy akcji szturmowej wykonania planu.

A przecież możemy stwierdzić, że dziś łatwiej jest jeszcze obniżyć o 10% wartość materiału zużytego do produkcji aniżeli o 40% wartość robocizny. Obie te cyfry mają bowiem w kosztach, uwzględniając narzuty, ten sam wpływ.

3. Kontrola ilościowa zużycia materiału
Trzeci punkt problemu materiałowego, to kontrola ilościowego zużycia materiału, przeprowadzana w dziale głównego księgowego.

Norma, która nie jest kontrolowana, nie spełnia swego zadania. Można to powiedzieć o normie materiałowej, która ustalana jest szczegółowo ilościowo, a kontrolowana jest globalnie w wartości. Działy głównego księgowego odczuwają brak personelu, więc właściwe postawienie tego problemu jest sprawą pilną.

Kontrola zużycia materiału winna być potrójna:

a) przez dział głównego technologa (względnie produkcji), który jedynie jest upoważniony do wypisywania kwitów materiałowych według uzgodnionych z normą zużycia materiału kart technologiczno-kalkulacyjnych;

b) przez magazyn, któremu wolno wydawać materiał na produkcję tylko na podstawie kwitów, wystawionych przez dział głównego technologa (względnie produkcji) i w ilościach, określonych na tych kwitach;

c) przez dział głównego księgowego, który powołany jest do kontroli czy dział magazynów istotnie utrzymał dyscyplinę i wydał żadaną ilość materiału, a poza tym dla stwierdzenia, ile materiału zostało wydane dodatkowo na karty braków i dodatkowe.

Ta trzecia kontrola jest istotna. Daje ona obraz ilościowego i wartościowego zużycia i bardzo ciekawy materiał analityczny, dotyczący np. wskaźników wykorzystania, plusowych tolerancji wagowych materiałów hutniczych i odlewów itp.

Bez ścisłej analizy ilościowej i wartościowej zużycia materiałów, stanowiących $40 \div 50\%$ wartości zlecenia nie może zakład odpowiadać za utrzymanie i obniżkę kosztów materiałowych.

D. Robocizna produkcyjna

Udział procentowy robocizny bezpośredniej w koszcie produkcji wynosi zgodnie z rys. 1 — 21% .

Koszt robocizny ustala szczegółowo technolog i technik normowania, przepisując przez jakie procesy technologiczne przejść ma dana część, ile czasu potrzeba na wykonanie poszczególnych operacji oraz jakie kwalifikacje winien posiadać wykonawca.

W ten sposób ustalona zostaje wartość robocizny na każdej operację i część — wartość składająca się z ilości potrzebnych godzin oraz stawki za godzinę.

W ustaleniu ilości godzin technolog jednak nie ma wolnej ręki. Oczywiście kieruje się technicznymi normami czasów — ale suma robocizny, którą wyznaczył na wykonanie danej roboty, nie może być większa od sumy, przewidzianej w kalkulacji wstępnej.

To jest sprawą zasadniczą. Czas wykonywania produkcji za wszelką cenę mamy już za sobą. Plany zestawiamy według cen i w tych cenach muszą mieścić się koszty oraz pozostawać ponadto planowa akumulacja. Obowiązuje to nawet przy jednostkowej produkcji, tym bardziej jeżeli mamy przejść w liczeniu planów produkcji do cen fabrycznych. Dział zbytu, otwierając numer zlecenia, winien podać do działu głównego technologa sumę złotych i godzin, przewidzianych na wykonanie zlecenia według kalkulacji wstępnej. Za utrzymanie tej sumy odpowiada główny technolog.

Ponieważ nie ma produkcji bez braków i kosztów dodatkowych, czas podany przez technologa winien być odpowiednio mniejszy, aby stworzyć rezerwę na te koszty. Technolog więc jest limitowany sumą ogólną i winien kontrolować stale, czy podana ilość godzin mieści się w preliminarzu.

Technolog jest hamulcem, który nie pozwala na dowolne dzielenie kart i dodawanie czasów przygotowawczo-zakończeniowych, które są zawsze dla zakładu stracone, nie może się godzić na materiały zastępcze, które powodują podwyżkę kosztów wykonania, lub dodatkowe koszty z powodu zbyt dużych nadmiarów na obróbkę itp. Technologowi nie wolno przyjmować od odbiorcy dodatkowych zmian zakresu dostawy, powodujących koszty. Ta sprawa musi być uzgodniona z odbiorcą przez dział zbytu i zapłata za te roboty ustalona. Oczywiście względy produkcyjne niekiedy wymagają pewnych kosztów dodatkowych, ale wtedy technolog winien uzyskać zgodę kierownictwa zakładu, biorącego na siebie odpowiedzialność za określone karty dodatkowe na dane zamówienia.

1. Technologiczność konstrukcji jako zasadniczy element obniżki pracochłonności

Technolog nie może bezkrytycznie przyjmować do wykonania każdej otrzymanej konstrukcji. Obowiązany jest on sprawdzić jej technologiczność, czy dana konstrukcja odpowiada najtańszemu sposobowi, jaki można zastosować przy jej wykonaniu na warsztacie. Stół technologia jest bowiem ostatnim miejscem, gdzie całość konstrukcji jest rozpatrywana przed przystąpieniem do wykonania. Niestety zbyt późne dostarczenie dokumentacji rysunkowej nie zawsze pozwala na wykonanie tej pracy, związanej często z koniecznością przeróbki rysunków konstrukcyjnych.

Musimy stwierdzić, że jakość rysunków konstrukcyjnych pod względem technologicznym częstokroć pozostawia wiele do życzenia, co ma poważny wpływ na koszt wykonania.

Ciekawe dane na temat metody u technologicznego konstrukcji w przemyśle radzieckim podaje *Lerinman* w książce „Technologiczność Konstrukcji w Maszynostrojeniu“, która zresztą zawiera i szereg innych ciekawych danych.

Zakłady Uralmaszu, produkujące zakłady w Związku Radzieckim, początkowo przesyłały swych konstruktorów na warsztatach i tak przenosiły doświadczenia warsztatu na deski rysunkowe. Odnosi się to do lat 1933 ÷ 35. Po tym okresie stworzono biuro technologiczne w dziale konstrukcyjnym, które po zakończeniu konstrukcji analizowało jej całość pod względem technologicznym. Biuro to opracowywało też przebieg operacji dla zasadniczych pozycji oraz najważniejsze przyrządy.

Po kilku latach sposób ten okazał się niepraktyczny, gdyż zbyt dużo rysunków trzeba było przerabiać.

Zmiana konstrukcji poszczególnych części pociągała za sobą nieraz konieczność daleko idących przeróbek, czego należało uniknąć. Postanowiono więc analizę technologiczną przeprowadzić w czasie konstruowania. Biuro technologiczne zreorganizowano i szereg starszych technologów stał się stałymi konsultantami konstruktorów. I znowu po kilku latach metoda okazała się niepraktyczna.

Technolodzy zatrudnieni stale w biurze konstrukcyjnym oderwali się od produkcji — nie nadążali za postępem technicznym warsztatów wytwórczych. Technolodzy biur konstrukcyjnych stali się zaporą między konstruktorem a warsztatami. System ten więc znowu zmieniono w ten sposób, że konsultacje nad zasadniczymi problemami technologicznymi konstrukcji przeprowadza główny technolog

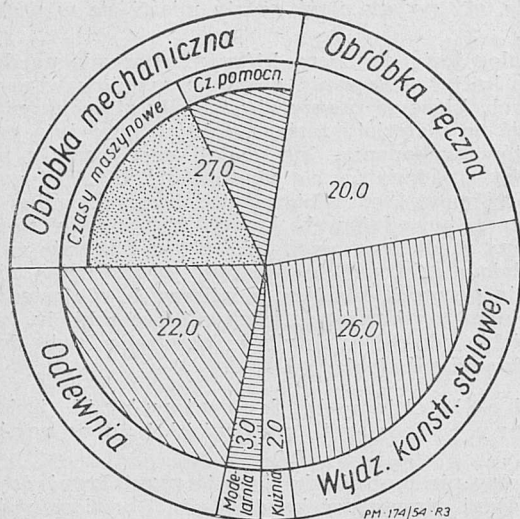
i główny metalurg zakładu, którzy są odpowiedzialni za późniejsze wykonanie danego wyrobu.

Bardzo podobne doświadczenie mamy i w naszych centralnych biurach, gdzie poziom u technologicznienia — z powodu braku wytrawnych, znających warsztaty konstruktorów i oderwania się biur od bieżących doświadczeń warsztatowych — jest jeszcze niski.

Znane są wypadki, kiedy po przeanalizowaniu pod względem technologicznym rysunków wyrobu już produkowanego, okazała się konieczna całkowita zmiana konstrukcji.

Jeżeli zakład ma jeszcze pewne trudności w u technologicznieniu własnych konstrukcji, to jakoś wykonania pod względem technologicznym konstrukcji obcych pozostawia wiele do życzenia. Zakłady otrzymują dokumentację z różnych resortów tak z biur centralnych jak i przyzakładowych. I tu indywidualność konstruktorów i inwestorów ma niestety szerokie pole do popisu. Rezultatem tego jest:

rozmaitość rozwiązań konstrukcyjnych tych samych urządzeń, brak ograniczeń w stosowaniu typowości części



Rys. 3. Przykład podziału robocizny produkcyjnej.

normalnych i typowych, tworzenie własnych rozwiązań konstrukcyjnych mimo istnienia podobnych w innych biurach, brak uzgodnienia profilów z programem walcowania hutnictwa, stosowanie łożysk tocznych, których nie można uzyskać, lub silników i aparatury elektrycznej nie wyrabianej, brak znajomości technologii odlewnictwa i spawalnictwa itd. itd.

Tak dostarczana dokumentacja stwarza ogromne trudności na warsztatach i wpływa poważnie na wzrost kosztów wykonania.

2. Podział robocizny produkcyjnej

21% kosztu wytwarzania stanowi robocizna produkcyjna. Kwota ta obejmuje już 15,5% narzutu na świadczenia. Koszt robocizny decyduje o koszcie wykonania. Na powyższe 21% kosztu składa się robocizna zużyta do wykonania wyrobu we wszystkich wydziałach produkcyjnych.

Złotówka wydana na robociznę w wydziale mechanicznym jednakowo obciąża produkcję, jak złotówka wydana w modelarni czy w wydziale konstrukcji stalowej. Toteż zakład musi dbać o najwyższe wykorzystanie pracy we wszystkich wydziałach.

Oczywiście koszty wydziałowe nie są jednakowe. W wydziale obróbki musimy pokryć poważne koszty amortyzacji maszyn, koszt narzędzi, remontów, prądu, smarów itp., które przy robotach ręcznych są mniejsze. Toteż na obróbkę mechaniczną musimy zwrócić szczególną uwagę, jako pociągającą za sobą wysokie koszty, tym bardziej że stanowi ona przeważnie wąski przekrój możliwości produkcyjnych zakładu, a przez to decyduje o wielkości produkcji. Ale dbając o dobre wykorzystanie parku maszynowego nie można zapominać o innych wydziałach i o tym, że wskaźniki wydajności zakładu liczone są na ogólną ilość zatrudnionych pracowników grupy przemysłowej i że roboty wykonywane we wszystkich wydziałach muszą być z tej samej kasy przedsiębiorstwa zapłacone. Przykład podziału robocizny produkcyjnej na zakładzie zestawiono na rys. 3. Poszczególne rodzaje robocizny rozpatrzmy kolejno.

a) Obróbka mechaniczna

Koszt obróbki mechanicznej stanowi w przykładzie z rys. 3 27% ogółu kosztu robocizny bezpośredniej.

Jak wiemy skrócenie czasu maszynowego wykonania na wydziale mechanicznym jest ciągle jeszcze możliwe, ale jest ono ograniczone możliwościami obrabiarek. Znacznie większe możliwości skrócenia czasu posiada pracownik w ekonomicznym wykorzystaniu czasów przygotowawczo-zakończeniowych oraz ręcznych.

Na wysokość tych czasów wielki wpływ ma organizacja warsztatu oraz sam wykonawca. Czas ten przy produkcji jednostkowej i małoseryjnej jest wysoki — wpływ jego obniża się przy zwiększającej serii i pracochłonności obróbki części oraz lepszej organizacji warsztatu. Czas ten wynosi niekiedy do 70% — przeciętna jego wysokość wynosi przy produkcji małoseryjnej w naszych warunkach ok. 30%.

Te 30% należy poddać bardzo ściślej analizie. W rękę technologa, planisty i kierownictwa wydziału są duże możliwości obniżki przez usprawnienie gospodarki narzędziowej, transportu i organizacji. Prace w tym względzie są robione, ale do zrobienia pozostaje jeszcze bardzo dużo.

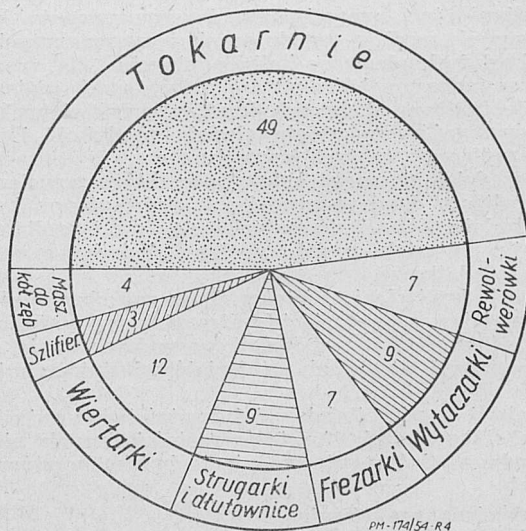
Należy przede wszystkim dążyć do zwiększenia serii przez typizację i normalizację oraz wprowadzenie metod produkcji seryjnej do produkcji małoseryjnej i jednostkowej.

Faktyczny czas maszynowy, o który bijemy się w pierwszym rzędzie przy opracowaniu technologicznym, stanowi w zależności od produkcji około 17%. Dla obniżki tych 17% pracuje poważna większość naszych technologów i mamy w tym względzie coraz poważniejsze rezultaty. Ale cały wysiłek technologów dla osiągnięcia minimalnego czasu maszynowego będzie zmarnowany, o ile koledzy z innych działów nie zrobią równego wysiłku i nie dopilnują zasadniczych spraw jak: dostawy na czas materiału, właściwych nadmiarów na obróbkę, zmniejszenia ilości braków w odlewach itp.

W praktyce warsztatowej nie docenia się roli wielu drobnych spraw — które pociągają za sobą dodatkowe koszty. Analiza tych kosztów w dziale technologicznym daje kierownictwu bardzo ciekawy i pouczający materiał.

Analizę czasów maszynowych, jako tych, które najbardziej interesują i bolą kierownictwo, zakłady przeprowadzają mniej lub więcej dokładnie. Mimo to stan na zakładach pozostawia jeszcze dużo do życzenia.

Na rys. 4 podany jest podział godzin obróbki mechanicznej na poszczególne rodzaje obrabiarek. Podział ten jest charakterystyczny tym, że wykazuje jeszcze zbyt duży procent tokarek, a mało maszyn wysokosprawnych. Słabe opracowanie technologiczne nie gwarantuje nam jeszcze dzisiaj



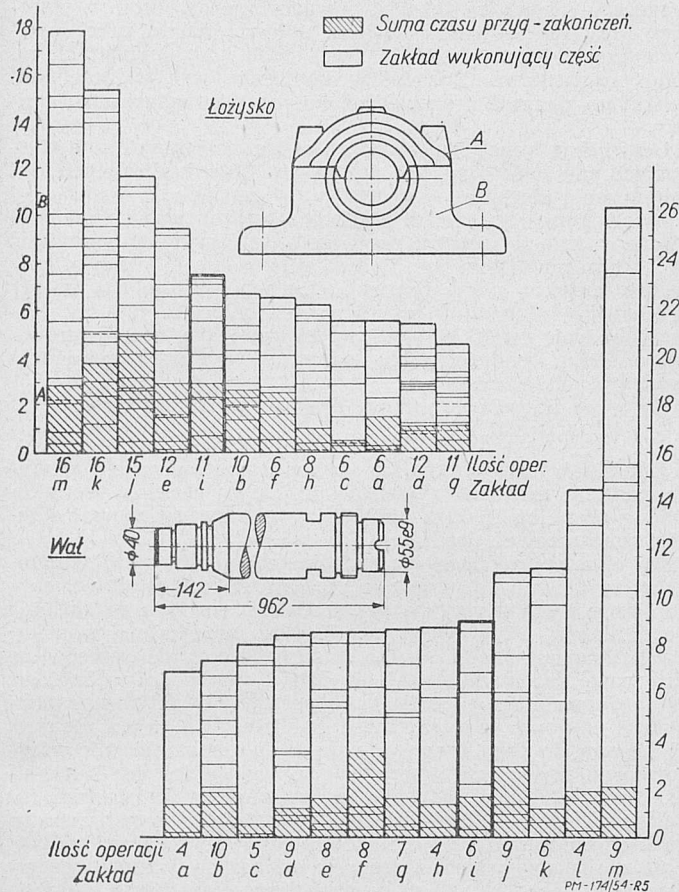
Rys. 4. Przykład podziału robocizny maszynowej

pracy np. na rewolwerówkach przy użyciu wielu narzędzi — w dużej mierze pracują one jako tokarki.

Według doświadczeń przodujących zakładów praca na rewolwerówkach jest opłacalna już przy 20 ÷ 30 sztukach, ostatnio źródła radzieckie podają, że przy dobrze dobranych asortymentach części, które nie wymagają zmiany oprzyrządowania, rewolwerówka winna ekonomicznie pracować na-

wet przy seriach 10 sztuk. Na to konieczne jest jednak bogate wyposażenie maszyn w pomoce normalne.

Jak dalece różni jest poziom opracowań technologicznych na zakładach widać z rys. 5. Zestawiono tu czasy z podziałem na operacje wykonania łożyska oczkowego i wałka w opracowaniu działów technologicznych różnych zakładów.



Rys. 5. Zestawienie porównawcze opracowań technologicznych.

Różnice w ilości zaprojektowanych operacji 6 ÷ 15 oraz różnice w czasach przy jednakowych założeniach produkcyjnych, dochodzące do 300% są wymownym tego dowodem.

b) Obróbka ręczna

Resztę robót poza obróbką mechaniczną — stanowią w większości roboty ręczne. Z wykresu widać trzy zasadnicze dziedziny tych robót: roboty ręczne ślusarsko-montażowe — roboty konstrukcyjne — roboty odlewnicze.

Jeżeli chodzi o roboty ślusarskie i montażowe, to trzeba stwierdzić, że kalkulacja ich oparta jest jeszcze na bardzo prymitywnych założeniach. Zdarzają się wypadki, że czas ustala się po wykonaniu roboty lub wyznacza się czas globalny np. 100 godzin na montaż całej maszyny, który — tak twierdzi technolog — jest szczegółowo wyliczony, ale warsztatowi podany w globalnej sumie.

Czas jest podawany łącznie przeważnie dlatego, że technolog nie panuje dostatecznie nad technologią robót ręcznych, i że wydziały nie zawsze organizacyjnie są na tym poziomie, aby zabezpieczyć właściwe przygotowanie. Przecież nierzadko monter rozpoczyna robotę bez kompletu części. Powszechnie obserwujemy brak rytmiczności przy montażu. Na początku miesiąca nie ma roboty a dopiero około 20 zaczyna się szturm na wykonanie planu.

Ileż to razy monter musi czekać na części — sam chodzić po nie do wydziału mechanicznego albo pilnikiem dopiłować nie pasujące części, wykonane na warsztacie w tolerancji H7! Ileż to razy dopiero na montażu wychodzą błędy konstrukcyjne itp. Jednak czasy podawane przez technologa mają przeważnie dostateczne rezerwy na te straty pozwalające jeszcze na wyrobienie 150 ÷ 200 procentowe.

Na jednej z odpraw głównych inżynierów w dyskusji wszyscy byli zgodni, że można obniżyć czas montażu o 30% jeżeli przed rozpoczęciem pracy przygotowane będą wszystkie części. To jest ważne stwierdzenie. Uporządkowawszy organizację zakładu i zaopatrzenie, możemy zwiększyć wy-

dajność całego zakładu o 6% przy samym montażu. Jest to więc stawka, którą wywalczyć muszą zakłady pracą organizacyjną.

Stawka ta jest znacznie wyższa, gdyż niewątpliwie drogą polepszenia organizacji przez zwiększenie seryjności i oprzyrządowania, zmniejszenie czasów przygotowawczo-zakończeniowych i ręcznych w obróbie mechanicznej, uzyskamy jeszcze dodatkowe procenty oszczędności.

A przecież wydział montażowy mógłby dalej jeszcze obniżyć czasy robocze, gdyby tolerancje rysunków podane były właściwie — a co najważniejsze, żeby były one utrzymane przez warsztat mechaniczny — żeby móc wyeliminować z pracy na montażu nie tylko pilnik, ale i skrobak.

Stosunek robót maszynowych do ręcznych musi być poważnie zwiększony; jest to konieczne dla podniesienia jakości i obniżenia ceny.

Technolog musi opracować dokładny harmonogram montażu, co powinno być już wstępnie zrobione przez konstruktora, przez właściwy podział maszyn na zespoły i odpowiednią numerację rysunków. Technolog musi dać warsztatowi dokładną technologię montażu i przez zreorganizowanie systemu pracy poważnie zwiększyć wydajność wydziałów z metra kwadratowego powierzchni warsztatowej.

c) Wydziały konstrukcyjne i kotlarskie aparatury

Z rys. 3 wynika, że dalsze 26% robocizny produkcyjnej, tj. praktycznie tyle samo, co w warsztatach mechanicznych, mamy w warsztatach konstrukcyjnych i kotlarskich.

Jest to procent bardzo poważny — nie doceniany przez kierownictwo zakładów. Już tak się ułożyło, że wszyscy interesują się przede wszystkim warsztatem mechanicznym — mniej konstrukcyjnym, a najmniej odlewniczym.

Wyniki ekonomiczne tego stanu rzeczy kształtują się odpowiednio. Opracowanie robót konstrukcyjnych jest przeważnie bardzo prymitywne. Już same rysunki konstrukcyjne są niewłaściwe. Konstrukcja jest często nietechnologiczna. Rysunki w większości nie określają rodzaju spoiny, gatunku elektrody oraz nie uwzględniają spoin i elektrod w wykazie części. Ciekawe byłoby stwierdzenie, w ilu biurach konstrukcyjnych zatrudnieni są inżynierowie spawalnicy, albo ilu konstruktorów w biurach przeszło przez szkolenie spawalnicze. Sądzę, że takie przeszkolenie praktyczne poprawiłoby poważnie technologiczność konstrukcji.

Na robociznę wydziałów konstrukcyjnych składają się różne zawody: traserzy 6%, ślusarze montażowi 50%, obsługa maszyn 12%, spawacze 17%, niciarze 3%, różni (cięcie, kucie, rurk.) 12%.

Z powyższych robót najdokładniej daje się kalkulować roboty spawalnicze, o ile spawy są właściwie oznaczone oraz częściowo obsługa maszyn, o ile chodzi o wiertarki, i strugarki. Reszta godzin, a specjalnie 50% godzin ślusarzy — zbudowaczy, monterów, ustawiaczy itp. — choć są kalkulowane, nie wynikają z kalkulacji opartej o podłoże naukowe.

Nie ma żadnej wątpliwości, że robota ta jest prosta, ale niestety zbyt dużo spraw pozostawia technolog do decyzji samego warsztatu. A trzeba stwierdzić, że właściwe opracowanie technologii jest konieczne i ze względu na duży procent robót ręcznych może dać duże wyniki oszczędnościowe. Poza polepszeniem jakości wykonania, uzyskamy jeszcze podstawę dla planowania. Właściwa technologia może poważnie wpłynąć na usprawnienie planowania, a to usprawnienie na zmniejszenie tonażu materiałów, zalegających nieraz przez długi okres nasze wydziały konstrukcji stalowych.

Osobnym zagadnieniem na wydziale konstrukcyjnym jest zła gospodarka elektrodami. Wobec niespecyfikowania elektrod przez konstruktorów, elektrody nie są ujęte normą zużycia materiałów. Całe planowanie zużycia i zapotrzebowania opiera się na wyczuciu mistrza, a do konstrukcji używa się takich elektrod, jakie znajdują się w magazynie, przeważnie kurantowych EP 52-28P lub E 50-30P, mimo że w wielu wypadkach można by zastosować elektrody innych gatunków o 30% tańszych.

Kwity materiałowe wobec braku specyfikacji elektrod w wykazie części są z konieczności wystawiane przez mistrza na warsztacie, przez co obciążenie zleceń jest całkowicie dowolne i niekontrolowane.

Jak problem robót konstrukcyjno-kotlarskich jest jeszcze mało rozumiany świadczy fakt, że żadna z katedr technologicznych ani Polska Akademia Nauk nie mają tych zagadnień w programie swych prac. A podkreślić jeszcze raz należy, że udział robocizny produkcyjnej w tych wydziałach bywa równy wydziałom mechanicznym.

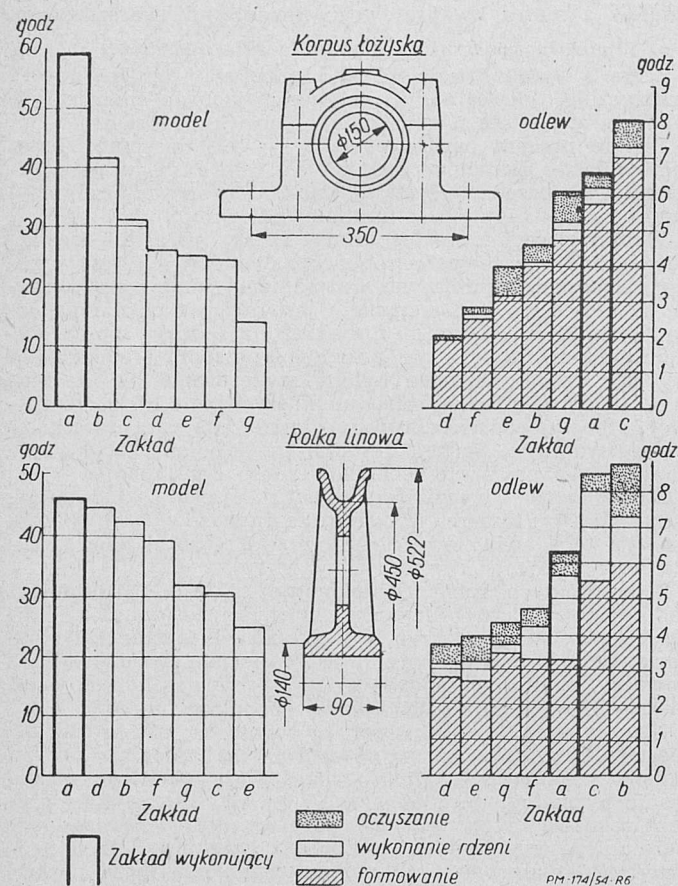
d) Odlewnie

Następną zasadniczą grupą robocizny produkcyjnej to robocizna odlewni. I tak się składa, że wartość jej odpowiada znowu 25%, czyli praktycznie jest równa poprzednim grupom.

Ta dziedzina opracowań mimo wielkiego znaczenia odlewu jako wąskiego przekroju i jako przyczyny wielu strat na warsztacie mechanicznym (około 3% braków wraca z warsztatu mechanicznego, w którym zużyto wiele godzin roboczych zanim ustalono, że odlew jest brakowy) nie jest właściwie przepracowana.

Na rys. 6 zestawione zostały opracowania technologiczne szeregu odlewni dla odlewu łożyska oczkowego i koła linowego. I tak jak przy obróbce mechanicznej, różnice tu są bardzo poważne. Świadczą one o niedostatecznej kulturze opracowań technologicznych.

Charakterystyczny jest wyższy koszt modeli w dobrych odlewniach — modele są lepsze — ale jak słusznie było wielokrotnie podkreślane, nieliczne tylko odlewnie w dziale głównego metalurga ustalają sposób lania i sposób wykonania modeli.



Rys. 6. Zestawienie porównawcze opracowania technologicznego modelu i odlewu w różnych zakładach (wyk. jednostkowe).

Szczegółowa technologia w odlewni i modelarni pozostawiona jeszcze bywa robotnikowi, który ma do pomocy swego mistrza. Oczywiście w tym układzie nie może być mowy o dyscyplinie technologicznej, ani o właściwych czasach akordowych. Rezultat uwiadamia się w dużych kosztach odlewni, dużym procencie braków, stanowiącym nie tylko stratę w odlewni, ale i w wydziale mechanicznym oraz nadmierne zwiększenie naddatków na obróbkę.

Sprawa poprawienia poziomu opracowań jest pilna i ważna. Konieczne jest poważne zwiększenie kadr technologów, oraz przeszkolenie istniejących.

3. Roboty dodatkowe

Przy wykonaniu zlecenia na wydziałach mogą powstać koszty dodatkowe. Koszty te powstają z jednej strony na skutek braków, z drugiej są to różne koszty nieprzewidziane kosztorysem jak: użycie materiału zastępczego, dodatkowe koszty spowodowane rozbiciem serii, poprawki rysunków, użycie innej maszyny itp.

Główny technolog, wydając robotę na warsztaty, musi pozostawić sobie z godzin przewidzianych w kalkulacji wstępnej pewną rezerwę na te koszty. Wydając karty dodatkowe musi prowadzić u siebie ewidencję dla umożliwienia stałej analizy ich wysokości.

Analiza taka prowadzona przez głównego technologa jest konieczna i powinna też być pomocna kierownikom wydziałów. Przy bilansowaniu bowiem wpływu godzin produkcyjnych powstaje nieraz brak wielu setek godzin zużytych na roboty dodatkowe. Do analizy konieczne jest rozbicie tych godzin na zlecenia oraz według przyczyn powstawania kosztów.

Oczywiście przez wprowadzenie kontroli kosztów dodatkowych nie ogranicza się wykonania prac koniecznych dla zakończenia zlecenia.

Jeżeli jednak koszty ich przekraczają planowaną, technicznie uzasadnioną rezerwę na te cele, to kierownictwo winno być o tym powiadomione. W tym celu karty dodatkowe, które nie mieszczą się w limitach głównego technologa, należy przedstawić głównemu inżynierowi. Konieczna jest też statystyka tych robót w skali miesięcznej dla kierownictwa, które śledzi tendencję ich rozwoju. Oczywiście tendencja musi być stale zniżkowa.

To samo dotyczy problemu braków warsztatowych.

4. Kadra technologów

Jak z powyższego wynika, im dalej posuwamy się w wykorzystaniu urządzeń zakładów, im taniej chcemy produkować — tym lepiej, tym dokładniej musimy opracować i lepiej zorganizować produkcję.

Do tego potrzebni są oczywiście technolodzy i to technolodzy wytrawni, rozumiejący zagadnienia materiałowe, ekonomiczne i organizacyjne przedsiębiorstwa. I tu natrafiamy na trudności. Przy obecnym układzie taryfikatora wysoko-kwalifikowany robotnik albo mistrz nie jest zainteresowany finansowo w przesunięciu do działu głównego technologa. Wyższe uczelnie zbyt słabo mają postawiony przedmiot technologii budowy maszyn, toteż młodzież nie tylko nie jest zachęcana do tego fachu, ale na ogół niedostatecznie przygotowana. Programy winny w tym względzie ulec radykalnej zmianie, która na przykład w Związku Radzieckim już nastąpiła. Dziś kończą uczelnie przeważnie konstruktorzy, na których zakłady mają mniejsze zapotrzebowanie.

Stan ilościowy technologów w zakładach wynosi obecnie nieraz poniżej 20% załogi, co nawet przy produkcji jednostkowej i małoseryjnej jest stanowczo za mało, a poza tym są to przeważnie ludzie młodzi bez doświadczenia warsztatowego, a tym bardziej technologicznego.

Problem ten został już przez władze przemysłowe właściwie postawiony i istnieje między innymi uchwała Rządu, polecająca poważne zwiększenie tej ilości. Niestety z powodu trudności personalnych i etatowych wprowadzenie tej uchwały w życie przeciąga się.

Niewątpliwie jest to ilość niewystarczająca nawet dla najskromniejszego opracowania produkcji. Dane z literatury radzieckiej podają, że ilość technologów przy produkcji małoseryjnej powinna być wyższa od ilości konstruktorów, dochodząc przy produkcji wielkoseryjnej do cyfr kilkakrotnie wyższych.

Dzisiejsza technika wymaga zwiększenia pracy umysłowej w przygotowaniu produkcji, która dopiero zapewni właściwe wykorzystanie parku maszynowego i wprowadzenie postępu na warsztacie.

Analizując zatrudnienie technologów możemy stwierdzić wielką dysproporcję w ich rozłożeniu na poszczególne wydziały. Dla przykładowego zakładu podział ten jest następujący:

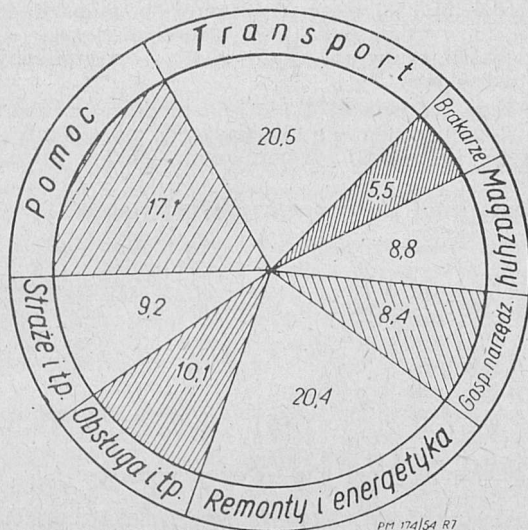
	udział robocizny prod.	zatrudnienie technologów
wydziały mechaniczne	27%	62%
roboty ślusarskie i montażowe	20%	10%
wydziały konstrukcyjne	26%	20%
wydziały metalurgiczne	27%	8%

Cyfry te są bardzo charakterystyczne, zwłaszcza o ile się zważy wielkie rezerwy produkcyjne, tkwiące w wydziałach, o przeważającej obróbce ręcznej.

E. Robocizna nieprodukcyjna

Problem robocizny nieprodukcyjnej nie jest ściśle związany z pracą technologów, toteż poruszymy go tylko nawiasowo. Stan na zakładach jest znany. Ludzi do produkcji brakuje mimo całkowitego wykorzystania funduszu płac. Ludzie ci są na zakładzie, ale zatrudnieni przy robotach nie związanych bezpośrednio z produkcją.

Z wykresu na rys. 1 wynika, że 10,5% kosztów produkcji czyli 50% robocizny produkcyjnej — stanowi robocizna nieprodukcyjna. Ponieważ przeciętna stawka przy robotach nieprodukcyjnych jest niższa, ilościowo stosunek ten jest inny, jeszcze bardziej niekorzystny i można przyjąć, że liczba pracowników nieprodukcyjnych wynosi około 90% pracowników, zatrudnionych przy produkcji. Jest to źródło, skąd kierownictwo winno czerpać kandydatów na fachowców produkcyjnych, koniecznych dla zwiększenia zmienności na maszynach i produkcji.



Rys. 7. Przykład podziału robocizny pomocniczej według rodzajów

Udział pracowników nieprodukcyjnych w naszym przykładowym zakładzie produkcji jednostkowej określa wykres na rys. 7.

Szczegółowa analiza na zakładach pokaże niewątpliwie możliwości oszczędności. Mechanizacja transportu i załadunku, racjonalne rozłożenie składowisk, analiza przepływu materiału przez zakład — da ciekawy materiał kierownictwu.

Szereg tych problemów wchodzi obecnie na zakładach do planu technicznego na rok 1955.

F. Wnioski

Reasumując powyższe należałoby w następujących punktach ująć najważniejsze zadania jakie stoją przed zakładami w dziedzinie obniżki kosztów z punktu widzenia technologii.

1. Wciągnięcie pionu technicznego do analizy problemów związanych z kosztami produkcji.
2. Utechnologicznie konstrukcji i właściwe przedplanowanie opracowań konstrukcyjnych.
3. Normalizacja i unifikacja części.
4. Poważne wzmocnienie działów Głównych Technologów i Metalurgów oraz stałe szkolenie. Szersze wprowadzenie problemów technologicznych i ekonomicznych do programów wyższych uczelni technicznych.
5. Opracowanie i stosowanie typowej technologii.
6. Organizowanie specjalizowanych oddziałów produkcyjnych i rozszerzenie kooperacji międzyzakładowej.
7. Zwiększenie udziału % robót maszynowych. Szersze wprowadzenie mechanizacji.
8. Zaostrzenie dyscypliny technologicznej — powiązanie pracy technologa z pracą robotnika na warsztacie.
9. Zaostrzenie dyscypliny materiałowej oraz ilościowej kontroli zużycia materiałów.

*

* *

Postawione zadania są pilne, gdyż w roku bieżącym musimy w zakładach stworzyć silną bazę wyjściową do nowego planu pięcioletniego. Praca rozpoczęta na zakładach w czasie konferencji partyjno-ekonomicznych musi być stale prowadzona, gdyż powstają ciągle nowe zagadnienia, a poza tym konieczne jest uświadomienie i wciągnięcie do tej pracy całej załogi.

Zadania planu pięcioletniego postawione przed resortem przemysłu maszynowego są wielkie, wielki musi być też wysiłek myślowy, aby zadania te właściwie przygotować.

Właściwe przygotowanie i analiza zagwarantują wykonanie i przekroczenie postawionych zadań produkcyjnych.

Selekcja wymiarów dla dowolnej ilości elementów łączonych

621-2:621.753.1:519.22

Mgr inż. HENRYK BOBOWICZ

W artykule podane są podstawy teoretyczne zamienności selekcyjnej dla zespołów składających się z dowolnej ilości części, których wymiary mogą być podzielone na dowolną ilość grup selekcyjnych. Wyprowadzone wzory odnoszą się zarówno do wymiarów długościowych jak i do średnic. W artykule podane są praktyczne metody, poparte przykładami, z kolejnością postępowania przy obliczaniu wypadkowych wymiarów grupowych, przy czym w obliczeniach uwzględniono łańcuchy wymiarowe o ogniwach mieszanych (dodatnie i ujemne). Na zakończenie podano przykład selekcji wymiarów przy montażu łożysk igiełkowych, przy podziale wymiarów na 4 grupy selekcyjne.

Metoda selekcji, inaczej zwana *metodą doboru części*, jest dostatecznie znana w praktyce warsztatowej głównie w odniesieniu do dwóch kojarzonych elementów, jak np. w połączeniu wałka z otworem. Jeśli w grę wchodzi większa ilość elementów łączonych, oraz jeśli pola ich tolerancji różnią się między sobą — napotykamy na trudności natury teoretycznej, tym bardziej, że w literaturze fachowej zagadnienie to potraktowane jest bardzo ogólnikowo.

Metoda selekcji w produkcji seryjnej, a szczególnie masowej, sprzętu o bardzo małych luzach montażowych, może przynieść znaczne oszczędności gospodarcze i usprawnić produkcję. Szczególnie pożądana jest metoda przy wytwarzaniu takich zespołów jak np. łożyska toczne, gdyż nie zawężając tolerancji wykonawczych w elementach składowych, możemy tą drogą uzyskać minimalne luzy montażowe. Oczywiście, że metoda selekcji posiada szereg wad ograniczających jej zastosowanie, lecz pomimo to znamy cały szereg dziedzin, w których metoda ta jest jedyną.

¹⁾ W metodzie selekcji przy podziale wymiarów na grupy często używa się, zamiast dwugranicznych sprawdzianów, czujnika pneumatycznego, przy czym obok podziałki czujnika nakleja się pasek podzielony na kilka odcinków w różnych kolorach; każdy kolor odpowiada zakresowi wymiarów dla każdej grupy selekcyjnej.

Do najistotniejszych wad selekcji, poza większą ilością niezbędnych sprawdzianów,¹⁾ trudniejszym odbiorem, obawą o pomieszenie części, trudnością w kompletowaniu grup wymiarowych — należą też to, że jakość wykonania części selekcyjowanych, a więc: tolerancja kształtu, gładkość powierzchni, dokładność montażu — winny odpowiadać dokładności grupy, innymi słowy, jakość wykonania powinna być *n*-razy lepsza od tej, jaka jest dopuszczalna przy rozszerzonych (*n*-razy) tolerancjach wypadkowych serii. Bez zachowania tych warunków sens selekcji traci swoje znaczenie.

Wypadkiem szczególnym, a zarazem najprostszym i najczęściej spotykanym w metodzie selekcji, jest połączenie wałka z otworem. Ponieważ zagadnienie to, jak już o tym wspomniano wyżej, jest dostatecznie znane — w niniejszym artykule będziemy się zajmowali głównie wypadkiem bardziej ogólnym, mianowicie selekcją wymiarów dla ilości kojarzonych elementów większej od dwóch. Wypadek taki ma zastosowanie głównie przy kojarzeniu wymiarów długościowych, niemniej jednak, może on mieć również zastosowanie przy kojarzeniu średnic, jak np. w odniesieniu do łożysk tocznych, ale wówczas średnice kojarzonych elementów rozpatruje się jako wymiary długościowe (p. rys. 5).

Dla wyjaśnienia tej metody rozpatrzmy najprostsz przy-
padek selekcji dwóch wymiarów długościowych przy sumo-
waniu.

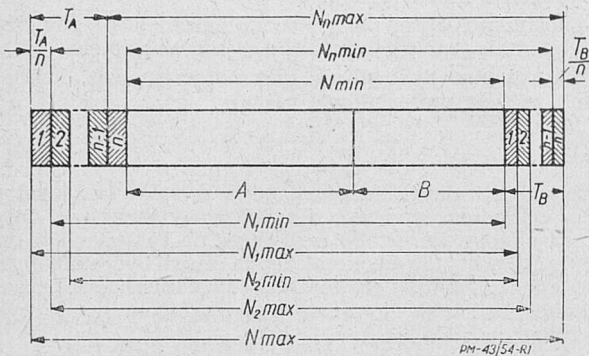
$$A_{a_1}^{a_2} + B_{b_1}^{b_2} = N_{n_1}^{n_2}$$

Tolerancje wymiarów A , B i N będą

$$T_A = a_2 - a_1; \quad T_B = b_2 - b_1; \quad T_N = n_2 - n_1$$

Założmy, że selekcję wymiarów będziemy przeprowadzali
w n — grupach.

W celu uzyskania grupowych wymiarów wypadkowych
(N_1, N_2 itd.), jak najmniej różniących się między sobą, nale-
ży wymiary składowe obu elementów łączonych A i B tak
uszeregować, aby dla elementu A w grupie pierwszej zna-
lazły się wymiary największe, zaś w dalszych grupach żeby
stopniowo one malały, tak że w grupie ostatniej (n -tej)
wymiary grupowe elementu A będą najmniejsze. Odwrotnie
należy uszeregować wymiary elementu B ; tutaj w grupie
pierwszej umieścimy wymiary najmniejsze, a dalsze grupy
utworzymy z wymiarów stopniowo wzrastających, tak że
w ostatniej (n -tej) grupie elementu B znajdują się wymiary
grupowe największe.²⁾



Rys. 1.

Łączymy obecnie jednoimienne grupy, jak pokazano sche-
matycznie na rys. 1. Korzystając ze schematu możemy łatwo
wyprowadzić wzory dla obliczania granicznych wymiarów
grupowych. Dla grupy pierwszej otrzymamy:

$$N_{1max} = A + T_A + \frac{T_B}{n} = A + B + T_A + \frac{1}{n} T_B; \quad [1]$$

$$N_{1min} = A + (n-1) \frac{T_A}{n} + B = A + B + \frac{n-1}{n} T_A. \quad [2]$$

Tolerancja wymiaru wypadkowego dla grupy pierwszej
będzie

$$T_{N_1} = N_{1max} - N_{1min} = \frac{T_A + T_B}{n}.$$

Dla grupy n -tej otrzymamy:

$$N_{nmax} = A + \frac{T_A}{n} + B + T_B = A + B + T_B + \frac{1}{n} T_A; \quad [3]$$

$$N_{nmin} = A + B + \frac{n-1}{n} T_B; \quad [4]$$

lub w wypadku ogólnym, dla dowolnej grupy k , wymiary
graniczne będą:

$$N_{kmax} = A + \frac{n+1-k}{n} T_A + B + \frac{k}{n} T_B; \quad [5]$$

$$N_{kmin} = A + \frac{n-k}{n} T_A + B + \frac{k-1}{n} T_B. \quad [6]$$

Tolerancja dowolnego wypadkowego wymiaru grupowego

$$T_{Ngr} = N_{kmax} - N_{kmin} = \frac{T_A + T_B}{n} = const.,$$

co zresztą widoczne jest z rys. 1.

²⁾ Postępujemy tu odwrotnie niż przy kojarzeniu selekcyjnym
wałków z otworami, gdzie dla uzyskania we wszystkich grupach
selekcyjnych możliwie jednakowych luzów wypadkowych, kojarzy
się największe wałki z największymi otworami, zaś najmniejsze
wałki z najmniejszymi otworami.

Przyjmując we wzorach [5] i [6] $T_A = T_B$, czyli zakłada-
jąc, że tolerancje obu wymiarów są jednakowe, otrzymamy:

$$N_{kmax} A + B + \frac{n+1}{n} T_A;$$

$$N_{kmin} = A + B + \frac{n-1}{n} T_A;$$

czyli, że wymiary wypadkowe będą jednakowe we wszyst-
kich grupach.

Ze wzorów [5] i [6] łatwo dojdziemy do wniosku, że jeśli
 $T_A > T_B$, to wymiar wypadkowy grupy pierwszej (N_1) bę-
dzie największy, grupy zaś ostatniej (N_n) — najmniejszy. Od-
wrotnie będzie przy $T_A < T_B$.

Wobec tego, zakładając $T_A > T_B$ możemy zbadać, czy i
w jakim stopniu zmienia się tolerancja T_N po selekcji (w od-
niesieniu do całej partii), w porównaniu do tolerancji przed
selekcją?

Tolerancja całej partii przed selekcją wynosi:

$$T_N = N_{max} - N_{min} = (A + T_A + B + T_B) - (A + B) = T_A + T_B.$$

Tolerancja partii po selekcji wyniesie

$$T_{Nsel} = N_{1max} - N_{nmin} = \left(A + B + T_A + \frac{1}{n} T_B \right) - \left(A + B + \frac{n-1}{n} T_B \right) = T_A - \frac{n-2}{n} T_B.$$

Różnica tolerancji przed i po selekcji wyniesie:

$$T_N - T_{Nsel} = (T_A + T_B) - \left(T_A - \frac{n-2}{n} T_B \right) = 2 \left(\frac{n-1}{n} \right) T_B. \quad [7]$$

Widzimy stąd, że przy $T_A > T_B$ tolerancja T_N zawęża się
po selekcji o wielkość $2 \left(\frac{n-1}{n} \right)$ mniejszej tolerancji.

Zbadajmy obecnie, jak się zmieniają granice pola tolerancji
 T_N po selekcji (przy $T_A > T_B$).

$$N_{max} - N_{1max} = (A + B + T_A + T_B) - \left(A + B + T_A + \frac{1}{n} T_B \right) = \frac{n-1}{n} T_B; \quad [8]$$

$$N_{min} - N_{nmin} = (A + B) - \left(A + B + \frac{n-1}{n} T_B \right) = - \frac{n-1}{n} T_B. \quad [9]$$

Ze wzorów [8] i [9] widać, że granice pola tolerancji T_N po
selekcji posunęły się symetrycznie do środka po obu jego
stronach o wielkość $\left(\frac{n-1}{n} \right)$ mniejszej tolerancji. Widać stąd
również, że im więcej mamy grup selekcyjnych, tym to zwię-
żenie pola będzie większe, np. przy $n = 2$ zwiężenie pola, roz-
łożone systematycznie, równa się mniejszej tolerancji; przy
 $n = 5$ zwiężenie pola, po każdej jego stronie, będzie stanowiło
 $4/5$ mniejszej tolerancji, czyli w sumie wyniesie $1,6$ mniej-
szej tolerancji.

Z tych ogólnych zasad współdziałania wymiarów tolerowa-
nych wiadomo jest, że jeżeli zmniejszymy n -razy tolerancję
każdego wymiaru składowego, to tolerancja T_N wymiaru wy-
padkowego zmniejszy się również n -razy. Ten sam wynik
otrzymamy przez podział wykonanych przedmiotów na n -grup
wymiarowych o tolerancjach n -razy mniejszych od toleran-
cji wykonawczych. Ogólnie więc będzie:

$$T_{Nsel} = \frac{T_N}{n}, \quad \text{czyli ilość grup } n = \frac{T_N}{T_{Nsel}}. \quad [10]$$

Jeśli elementów łączonych jest więcej niż 2, np. jeśli mamy
łańcuch wymiarowy: $A + B + C + \dots + K$, to wyrażenie
takie można potraktować jako sumę dwóch łańcuchów. Np.
przy pięciu ogniwach składowych łańcucha $A + B + C +$
 $+ D + E = N$ można go przedstawić w postaci:

$$(A + B) + (C + D + E) = N$$

Wówczas, jeżeli suma tolerancji ogniów składowych I łańcucha ($A + B$) równa będzie sumie tolerancji ogniów składowych łańcucha II ($C + D + E$), to zagadnienie sprowadza się do dwóch ogniów składowych o jednakowych tolerancjach. Oczywiście, że nie zawsze będzie można z jednego łańcucha utworzyć takie dwa łańcuchy, których tolerancje wypadkowe będą sobie równe. W takich wypadkach będziemy dążyli do takiego dobierania ogniów łańcuchów (drogą wzajemnego przestawiania), aby różnica między tolerancjami wypadkowymi obu łańcuchów była możliwie mała.

Przy obliczaniu grupowych wymiarów wypadkowych w łańcuchach wieloogniowych o ogniach dodatnich, praktycznie postępujemy w następujący sposób:

1) obliczamy tolerancję wypadkową całego łańcucha i dzielimy ją przez dwa. Otrzymany iloraz $\frac{T_N}{2}$ będzie pożądaną sumą tolerancji każdego z dwóch nowych łańcuchów;

2) przegrupowujemy tak ogniwa łańcucha, aby stworzyć dwa łańcuchy o możliwie jednakowych tolerancjach wypadkowych, równych, albo bardzo zbliżonych do tolerancji obliczonej $\frac{T_N}{2}$;

3) ustalamy ilość grup selekcyjnych n , dzieląc tolerancję wypadkową T_N przez tolerancję żadaną po selekcji (tolerancję grupową pasowania) stosownie do wzoru [10];

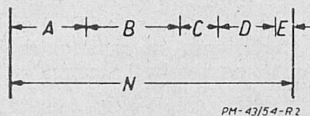
4) szeregujemy wymiary selekcyjne w grupach, tak aby grupowe wymiary każdego z ogniów jednego łańcucha tworzyły szeregi malejące, zaś drugiego wzrastające; w ten sposób w pierwszej grupie jednego łańcucha znajdują się wymiary największe, zaś drugiego łańcucha — najmniejsze;

5) sumujemy wymiary w jednoimiennych grupach.

Dla łatwiejszego utrwalenia w pamięci wymienionych zasad podajemy kilka przykładów.

Przykład 1

Mamy łańcuch wymiarowy o następujących wymiarach składowych (rys. 2):



Rys. 2.

$$A = 40^{+0,4}_{-0,2}; \quad B = 50^{+0,3}_{-0,3}; \quad C = 20_{-0,2};$$

$$D = 30^{+0,1}_{-0,1}; \quad E = 10^{+0,2}_{-0,2}$$

Należy przeprowadzić selekcję wymiarów tak, aby wymiar wypadkowy był zawarty w granicach: $150,0 \leq N \leq 150,4$, czyli $N = 150^{+0,4}_{-0,4}$ mm.

1) Tolerancja wypadkowa łańcucha wynosi:

$$T_N = 0,4 + 0,6 + 0,2 + 0,2 + 0,2 = 1,6 \text{ mm};$$

$$\frac{T_N}{2} = \frac{1,6}{2} = 0,8 \text{ mm}.$$

2) Dzielimy łańcuch na dwie części o jednakowych (lub zbliżonych) tolerancjach wypadkowych: otrzymamy

$$T_A + T_C + T_D = 0,8 = T_B + T_E,$$

względnie $T_A + T_C + T_E = 0,8 = T_B + T_D$.

3) Ustalamy ilość grup selekcyjnych

$$n = \frac{T_N}{T_{N_{sel}}} = \frac{1,6}{0,4} = 4 \text{ grupy}.$$

4) Sprawdźmy, czy otrzymamy żądane zacieśnienie pola tolerancji ($150^{+0,4}_{-0,4}$); wymiar wypadkowy łańcucha będzie:

$$40^{+0,4}_{-0,3} + 50^{+0,3}_{-0,3} + 20_{-0,2} + 30^{+0,1}_{-0,1} + 10^{+0,2}_{-0,2} = 150^{+1,0}_{-0,6} \text{ mm}.$$

Przy sumowaniu dwóch łańcuchów o jednakowych tolerancjach wypadkowych (0,8 mm) zawężanie granic pola tolerancji na skutek selekcji przy $n = 4$ wyniesie: $Z = \frac{n-1}{n}$

$$0,8 = \frac{3}{4} \cdot 0,8 = 0,6 \text{ mm z każdej strony. Czyli górna odchyłka}$$

wymiaru wypadkowego całej partii po selekcji wyniesie: $1,0 - 0,6 = 0,4 \text{ mm}$; oraz dolna odchyłka: $-0,6 - (-0,6) = 0$.

Obliczamy obecnie odchyłki grupowych wymiarów wypadkowych N_{gr} przeprowadzając selekcję wymiarów A , C i D w szeregach malejących, oraz B i E w szeregach wzrastających (tablica I). Stąd otrzymamy tolerancje grupowe:

$$T_{A_{gr}} = \frac{0,4}{4} = 0,1 \text{ mm}; \quad T_{B_{gr}} = \frac{0,6}{4} = 0,15 \text{ mm};$$

$$T_{C_{gr}} = T_{D_{gr}} = T_{E_{gr}} = \frac{0,2}{4} = 0,05 \text{ mm}.$$

TABLICA I

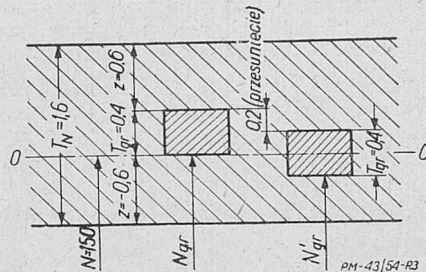
Grupa	A $40^{+0,4}_{-0,2}$	C $20_{-0,2}$	D $30^{+0,1}_{-0,1}$	B $50^{+0,3}_{-0,3}$	E $10^{+0,2}_{-0,2}$	N_{gr} $150^{+1,0}_{-0,6}$
1	$+0,4$ $+0,3$	0 $-0,5$	$+0,10$ $+0,05$	$-0,15$ $-0,30$	$+0,05$ 0	$150^{+0,4}_{-0,4}$
2	$+0,3$ $+0,2$	$-0,05$ $-0,10$	$+0,05$ 0	0 $-0,15$	$+0,10$ $+0,05$	$150^{+0,4}_{-0,4}$
3	$+0,2$ $+0,1$	$-0,10$ $-0,15$	0 $-0,05$	$+0,15$ 0	$+0,15$ $+0,10$	$150^{+0,4}_{-0,4}$
4	$+0,1$ 0	$-0,15$ $-0,20$	$-0,05$ $-0,10$	$+0,30$ $+0,15$	$+0,20$ $+0,15$	$150^{+0,4}_{-0,4}$

Otrzymaliśmy wypadkowy wymiar grupowy jednakowy we wszystkich czterech grupach ($150^{+0,4}_{-0,4}$), a to dzięki temu, że przy podziale wymiarów składowych na dwa łańcuchy otrzymaliśmy wypadkowe tolerancje każdego z łańcuchów jednakowe ($T_{NI} = T_{NII} = 0,8 \text{ mm}$).

Gdybyśmy w powyższym przykładzie założyli inne (żądane) granice wymiaru wypadkowego przy tym samym polu tolerancji, np. $150^{+0,2}_{-0,2}$, wówczas należałoby przesunąć pole tolerancji jednego z wymiarów składowych. Jeśli decydujemy się przesunąć pole tolerancji któregoś z wymiarów z łańcucha I (np. wymiaru A lub C lub D), to należy przesunąć je w kierunku zmniejszenia wymiarów (obu granic); jeśli obierzemy łańcuch II (np. wymiar B lub E) — to pole tolerancji należy przesunąć w kierunku zwiększenia wymiaru. Wielkość przesunięcia wyniesie: $0,4 - 0,2 = 0,2 \text{ mm}$.

W łańcuchu I najwygodniej jest przesunąć pole tolerancji wymiaru A , wówczas otrzymamy $A = 40^{+0,2}_{-0,2}$. Jeśli zdecydujemy się na zmianę tolerancji w łańcuchu II to albo zmienimy wymiar D na $D' = 30^{+0,3}_{-0,1}$, albo wymiar E na $E' = 10^{+0,4}_{-0,2}$, w rezultacie otrzymamy wymiar wypadkowy $N'_{gr} = 150^{+0,2}_{-0,2}$. Przesuwając pole tolerancji jednego z wymiarów o $0,2 \text{ mm}$ nie zmieniliśmy obszaru jego tolerancji, a więc nie podrożyliśmy obróbki części. Oczywiście że można przesunąć granice pola tolerancji zamiast w jednym — w dwóch wymiarach (o $0,1 \text{ mm}$ w każdym) otrzymamy ten sam rezultat.

Rozkład pól tolerancji dla powyższego przykładu przedstawiony jest schematycznie na rys. 3.



Rys. 3.

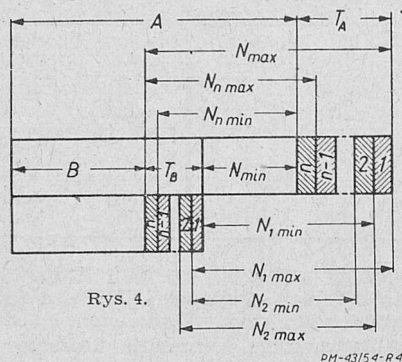
Rozpatrzmy obecnie selekcję wymiarów przy odejmowaniu. Założmy, podobnie jak przy dodawaniu, że selekcję będziemy przeprowadzali w n grupach.

W celu uzyskania grupowych wymiarów wypadkowych ($N_1, N_2, \dots, N_n$), jak najmniej różniących się między sobą, należy składowe wymiary grupowe obu elementów tak uszeregować, aby w grupie 1 znalazły się wymiary naj-

wyższe, a dalsze grupy żeby tworzyły szereg malejący, czyli w ostatniej (n -tej) grupie znajdują się wymiary najmniejsze, zarówno elementu A jak i B (rys. 4).

Ze schematu na rys. 4 widać, że odejmowanie przy selekcji dwóch wymiarów długościowych niczym się nie różni od ogólnie znanej metody selekcji przy kojarzeniu wałka z otworem; tutaj również kojarzymy wymiary największe z największymi, zaś najmniejsze z najmniejszymi.

Ogólnie można powiedzieć, że przy stosowaniu selekcji wymiarów w łańcuchu trzyogniowym, w którym ogniwo zamkające (wymiar wypadkowy) stanowi różnicę dwóch pozostałych ogniów, dla obliczenia wypadkowych wymiarów grupowych należy wymiary w grupach tak uszeregować, aby od wymiarów największych jednego ogniwa odejmować wymiary największe drugiego ogniwa, zaś od wymiarów naj-



Rys. 4.

mniejszych jednego ogniwa, odejmować wymiary najmniejsze drugiego ogniwa.

Posługując się schematem z rys. 4, można łatwo wyprowadzić wzory dla grupowych wymiarów wypadkowych przy odejmowaniu; tak więc dla grupy 1 otrzymamy:

$$\begin{aligned} N_{1 \max} &= (A + T_A) - \left(B + T_B - \frac{T_B}{n} \right) = \\ &= A - B + T_A - \frac{n-1}{n} T_B; \end{aligned} \quad [11]$$

$$\begin{aligned} N_{1 \min} &= \left(A + T_A - \frac{T_A}{n} \right) - (B + T_B) = \\ &= A - B - T_B + \frac{n-1}{n} T_A; \end{aligned} \quad [12]$$

$$\text{tolerancja } T_{N_1} = N_{1 \max} - N_{1 \min} = \frac{T_A + T_B}{n}.$$

Dla grupy ostatniej (n -tej) będzie:

$$\begin{aligned} N_{n \max} &= \left[A + T_A - (n-1) \frac{T_A}{n} \right] + \\ &- \left(B + T_B - n \frac{T_A}{n} \right) = A - B + \frac{1}{n} T_A; \end{aligned} \quad [13]$$

$$\begin{aligned} N_{n \min} &= \left(A + T_A - n \frac{T_A}{n} \right) - \left[B + T_B + \right. \\ &\left. - (n-1) \frac{T_B}{n} \right] = A - B - \frac{1}{n} T_B. \end{aligned} \quad [14]$$

Lub w wypadku ogólnym, dla dowolnej grupy k wymiary graniczne będą:

$$N_{k \max} = A + \frac{n+1-k}{n} T_A - B - \frac{n-k}{n} T_B; \quad [15]$$

$$N_{k \min} = A + \frac{n-k}{n} T_A - B - \frac{n+1-k}{n} T_B. \quad [16]$$

Tolerancja dowolnego wypadkowego wymiaru grupowego będzie:

$$T_{k \text{ gr}} = N_{k \max} - N_{k \min} = \frac{T_A + T_B}{n}.$$

Przyjmując we wzorach [15] i [16] $T_A = T_B$ otrzymamy:

$$N_{k \max} = (A - B) + \frac{1}{n} T_A;$$

$$N_{k \min} = (A - B) - \frac{1}{n} T_A.$$

Czyli wymiary wypadkowe będą jednakowe we wszystkich grupach.

Ze wzorów [15] i [16] łatwo możemy stwierdzić, że jeśli $T_A > T_B$, to wymiar wypadkowy grupy 1 (N_1) będzie największy, zaś grupy ostatniej (N_n) — najmniejszy. Odwrotnie będzie przy $T_A < T_B$.

Zbadajmy obecnie, jaka będzie tolerancja całej partii po selekcji w porównaniu z tolerancją przed selekcją, jeśli $T_A > T_B$. Tolerancja partii przed selekcją wynosi:

$$T_N = N_{\max} - N_{\min} = [(A + T_A) - B] - [A - (B + T_B)] = T_A + T_B.$$

Tolerancja partii po selekcji wyniesie:

$$\begin{aligned} T_{N_{\text{sel}}} &= N_{1 \max} - N_{n \min} = \left(A - B + T_A - \frac{n-1}{n} T_B \right) + \\ &- \left(A - B - \frac{T_B}{n} \right) = T_A - \frac{n-2}{n} T_B. \end{aligned}$$

Różnica tolerancji przed i po selekcji wyniesie:

$$\begin{aligned} T_N - T_{N_{\text{sel}}} &= (T_A + T_B) - \left(T_A - \frac{n-2}{n} T_B \right) = \\ &= 2 \frac{n-1}{n} T_B. \end{aligned} \quad [17]$$

Widzimy, że przy $T_A > T_B$ pole tolerancji partii po selekcji zmniejszyło się o wielkość $2 \frac{n-1}{n}$ mniejszej tolerancji.

Zbadajmy, jak zachowują się granice (górną i dolną) pola tolerancji całej partii po selekcji (przy $T_A > T_B$).

$$\begin{aligned} N_{\max} - N_{1 \max} &= (A + T_A - B) - \\ &- \left(A - B + T_A - \frac{n-1}{n} T_B \right) = \frac{n-1}{n} T_B; \end{aligned} \quad [18]$$

$$\begin{aligned} N_{\min} - N_{n \min} &= (A - B - T_B) + \\ &- \left(A - B - \frac{T_B}{n} \right) = - \frac{n-1}{n} T_B. \end{aligned} \quad [19]$$

Widzimy stąd, że granice pola tolerancji pasowania po selekcji zwały się symetrycznie po obu jego stronach o wielkość $\frac{n-1}{n}$ mniejszej tolerancji.

Z wyprowadzonych wyżej wzorów widać, że odejmowanie wymiarów przy selekcji podlega tym samym zasadom co i dodawanie. Różnica polega jedynie na tym, że — jak wspomniano — przy odejmowaniu należy odejmować od wymiarów grupowych n a j w i ę k s z y c h jednego elementu — n a j w i ę k s z e wymiary grupowe drugiego elementu, zaś od najmniejszych — najmniejsze (odwrotnie niż przy dodawaniu).

Jeśli przypomnimy sobie, że tolerancja wymiaru wypadkowego równa się zawsze sumie tolerancji wymiarów składowych niezależnie od tego, czy wymiary składowe dodajemy, czy też odejmujemy, zgodność zasad stosowanych przy odejmowaniu i dodawaniu wymiarów selekcyjnych staje się zrozumiała.

Mając na uwadze wymienione zasady, możemy obecnie stworzyć schemat algebraicznego sumowania wymiarów selekcyjnych w łańcuchach wieloogniowych, składających się z ogniów mieszanych (dodatnich i ujemnych). Jeśli taki łańcuch podzielimy na dwa łańcuchy, przy czym w jednym łańcuchu zgrupujemy wszystkie ogniwa dodatnie (zwiększające wymiar wypadkowy), a w drugim ogniwa ujemne (zmniejszające), wówczas wystarczy wymiary grupowe wszystkich ogniów (dodatnich i ujemnych) uszeregować albo w postępie malejącym, albo w postępie wzrastającym i zsumować od-

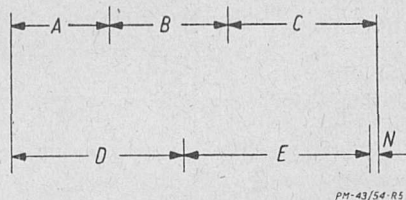
chyłki w grupach jednoimiennych. Otrzymamy w ten sposób odchyłki grupowych wymiarów wypadkowych.³⁾

Łańcuch wymiarowy przyjmuje więc postać: $(A + B + C + \dots) + (K + L + M + \dots)$. A więc, analogicznie jak przy dodawaniu, sprowadzamy w zasadzie wieloogniowy łańcuch wymiarowy do łańcucha o dwóch ogniach składowych, z których jedno stanowi sumę wymiarów dodatnich, a drugie — sumę wymiarów ujemnych, oraz od pierwszego odejmujemy drugi.

Jeśli suma tolerancji ogniów dodatnich będzie się równała sumie tolerancji ogniów ujemnych, to wypadkowe wymiary grupowe otrzymamy jednakowe we wszystkich grupach. Jeśli sumy tolerancji będą się różniły między sobą, to i wymiary wypadkowe (grupowe) będą się różniły między sobą wielkościami odchyłki (granice pola tolerancji), pomimo że tolerancje tych wymiarów będą wielkością stałą.

Przykład 2.

W łańcuchu wymiarowym, o pięciu ogniach składowych (rys. 5) należy przeprowadzić selekcję wymiarów tak, aby



Rys. 5.

wymiar wypadkowy (luz montażowy) wypadł w granicach:

$$0,2 \leq N_{sel} \leq 0,6, \text{ czyli } N_{sel} = 0^{+0,6}_{-0,2} \text{ mm};$$

czyli tolerancja $T_{N_{sel}}$ partii winna wynosić po selekcji

$$T_{N_{sel}} = 0,6 - 0,2 = 0,4 \text{ mm}.$$

Dane są następujące wymiary:

$$A = 20^{+0,4}_{-0,2}; \quad B = 30^{+0,4}_{-0,1}; \quad C = 40^{+0,1}_{-0,1}; \quad D = 45^{+0,4}_{-0,1};$$

$$E = 45^{+0,2}_{-0,2}.$$

Wymiar wypadkowy (przed selekcją) wynosi:

$$N = 20^{+0,4}_{-0,2} + 30^{+0,4}_{-0,1} + 40^{+0,1}_{-0,1} - 45^{+0,4}_{-0,1} - 45^{+0,2}_{-0,2} =$$

$$= 0^{+1,1}_{-0,5} \text{ mm}.$$

Tolerancja $T_N = 1,1 - (-0,5) = 1,6 \text{ mm}$.

Z odchyłki wymiaru wypadkowego N widzimy, że drogą symetrycznego zacieśnienia tolerancji nie uzyskamy odchyłki żądanych w założeniu ($+0,2$ i $+0,6$), ponieważ, jeśli granicę górną zacieśnimy o $1,1 - 0,5 = 0,6 \text{ mm}$, to zacieśniając o tę samą wielkość granicę dolną otrzymamy: $-0,5 + 0,5 = 0 < 0,2$. Stąd wniosek, że należy przesunąć pole tolerancji w którymś z wymiarów składowych tak, aby pole tolerancji wymiaru wypadkowego przesunęło się o $0,1 \text{ mm}$ w górę, w tym celu należy: albo przesunąć w górę pole tolerancji jednego z ogniów dodatnich (np. wymiar C zmienić na $40^{+0,2}$), albo w dół jednego z ogniów ujemnych (np. D zmienić na $40^{+0,3}_{-0,1}$), zachowując ze względów wykonawczych nie zmienioną tolerancję tych ogniów. Przypuśćmy, że zdecydowaliśmy się przesunąć pole tolerancji wymiaru C , więc otrzymamy: $C = 40^{+0,2}$. Po takiej zmianie odchyłki wymiaru wypadkowego N będą:

$$N = 20^{+0,4}_{-0,2} + 30^{+0,4}_{-0,1} + 40^{+0,2}_{-0,1} - 45^{+0,4}_{-0,1} - 45^{+0,2}_{-0,2} = 0^{+1,2}_{-0,4};$$

$$T_N = 1,2 + 0,4 = 1,6 \text{ mm}.$$

³⁾ Oczywiście, że sumowanie odchyłki wymiarów grupowych winno być zgodne z regułą algebraicznego sumowania mieszanych wymiarów tolerowanych.

Granice górna i dolna pola tolerancji po zacieśnieniu o $z = 0,6$ wyniosą:

$$\text{górna: } G = 1,2 - 0,6 = 0,6 \text{ mm};$$

dolna: $F = -0,4 - (-0,6) = 0,2 \text{ mm}$, wówczas otrzymamy:

$$N_{sel} = 0^{+0,6}_{-0,2} \text{ zgodne z żądaniem}.$$

Ponieważ $T_A + T_B + T_C = T_D + T_E = 0,8 \text{ mm}$ więc grupowe wymiary wypadkowe otrzymamy jednakowe.

Obliczmy obecnie ilość grup selekcyjnych:

$$n = \frac{T_N}{T_{N_{sel}}} = \frac{1,6}{0,4} = 4 \text{ grupy}^4).$$

Tolerancje grupowe wyniosą:

$$T_{Agr} = T_{Cgr} = \frac{0,2}{4} = 0,05 \text{ mm};$$

$$T_{Bgr} = T_{Dgr} = T_{Egr} = \frac{0,4}{4} = 0,1 \text{ mm}.$$

TABLICA II

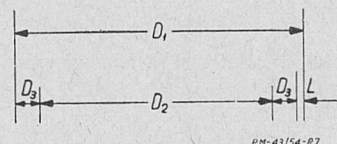
Grupa	A $20^{+0,4}_{-0,2}$	B $30^{+0,4}_{-0,1}$	C $40^{+0,2}_{-0,1}$	D $-45^{+0,4}_{-0,1}$	E $-45^{+0,2}_{-0,2}$	N $0^{+1,2}_{-0,4}$
1	$+0,4$ $+0,35$	$+0,4$ $+0,3$	$+0,20$ $+0,15$	$+0,4$ $+0,3$	$+0,2$ $+0,1$	$+0,6$ $+0,2$
2	$+0,35$ $+0,30$	$+0,3$ $+0,2$	$+0,15$ $+0,10$	$+0,3$ $+0,2$	$+0,1$ 0	$+0,6$ $+0,2$
3	$+0,30$ $+0,25$	$+0,2$ $+0,1$	$+0,10$ $+0,05$	$+0,2$ $+0,1$	0 $-0,1$	$+0,6$ $+0,2$
4	$+0,25$ $+0,20$	$+0,1$ 0	$+0,05$ 0	$+0,1$ 0	$-0,1$ $-0,2$	$+0,6$ $+0,2$

Obliczamy obecnie odchyłki wymiarów grupowych, zestawienie których podane jest w tablicy II.

Otrzymaliśmy wypadkowe wymiary jednakowe we wszystkich grupach i wynoszące: $N_{gr} = 0^{+0,6}_{-0,2} \text{ mm}$.

Przykład 3

W łożysku igiełkowym (rys. 6) żądany na rysunku luz montażowy powinien być zawarty w granicach: $0,004 \leq L \leq 0,016 \text{ mm}$. Tolerancje średnie, podane na rysunku, są następujące:



Rys. 7.

stepujące:

$$D_1 = 30H6 = 30^{+0,13}_{-0,016} \text{ mm}; \quad D_2 = 24g5 = 24^{+0,007}_{-0,016} \text{ mm};$$

$$D_3 = 3_{-0,008} \text{ mm}.$$

Luz żądany ($0,004 \div 0,016 \text{ mm}$) należy uzyskać w drodze selekcji wymiarów D_1 , D_2 , i D_3 . Rys. 7 przedstawia łańcuch wymiarowy łożyska, przy czym luz montażowy, jako wymiar wypadkowy, będzie:

$$L = D_1 - (D_2 + D_3 + D_3) =$$

$$= 30^{+0,13}_{-0,016} - (24^{+0,007}_{-0,016} + 3_{-0,008} + 3_{-0,008}) =$$

$$= 30^{+0,13}_{-0,016} - 30^{+0,007}_{-0,032} \text{ mm}.$$

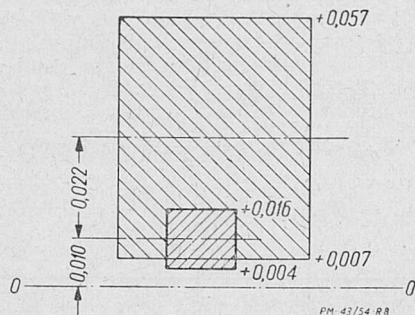
Zwiększamy tolerancję wymiaru D_1 o 12μ , aby otrzymać równe tolerancje w obu częściach łańcucha, a więc i jednakowe granice luzów we wszystkich grupach wymiarowych, wówczas otrzymamy:

$$L = 30^{+0,025}_{-0,032} - 30^{+0,007}_{-0,032} = 0^{+0,057}_{-0,007} \text{ mm}.$$

⁴⁾ Ilość grup selekcyjnych możemy obliczyć również w inny sposób mianowicie, wychodząc z zacieśnienia granic pola tolerancji. Ponieważ: $z = \frac{n-1}{n} (T_D + T_E) = 0,6$ z drugiej strony $T_D + T_E = 0,8 \text{ mm}$ więc otrzymamy $n = 4$.

Na rys. 8 pokazane jest położenie pola tolerancji luzu wypadkowego $\begin{smallmatrix} +0,057 \\ +0,007 \end{smallmatrix}$, oraz pole tolerancji luzu montażowego $\begin{smallmatrix} +0,016 \\ +0,004 \end{smallmatrix}$, jaki powinniśmy uzyskać po selekcji wymiarów. Widzimy, że środek pola tolerancji przed selekcją jest przesunięty o 22μ w górę w stosunku do środka pola tolerancji po selekcji.

Podobnie jak w przykładach 1 i 2 przesuwamy pole tolerancji któregoś z wymiarów składowych o 22μ , np. wymiaru D_2 i przez to zostanie przesunięte o tę samą wielkość



Rys. 8.

wypadkowe pole tolerancji w położenie symetryczne w stosunku do pola założonego, wówczas otrzymamy:

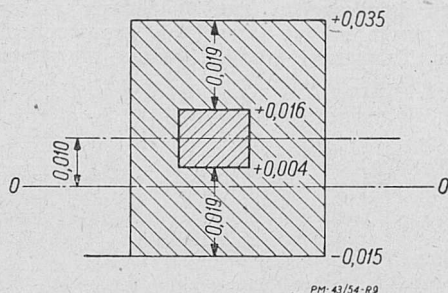
$$30 + 0,025 - \left(24 \begin{smallmatrix} +0,015 \\ +0,006 \end{smallmatrix} + 3 \begin{smallmatrix} +0,015 \\ -0,008 \end{smallmatrix} + 3 \begin{smallmatrix} +0,015 \\ -0,008 \end{smallmatrix} \right) = 0 \begin{smallmatrix} +0,035 \\ -0,015 \end{smallmatrix} \text{ mm}$$

Rys. 9 przedstawia wzajemne położenie pól tolerancji, wypadkowego $\begin{smallmatrix} +0,035 \\ -0,015 \end{smallmatrix}$ i założonego $\begin{smallmatrix} +0,016 \\ +0,004 \end{smallmatrix}$.

Ilość grup wymiarowych będzie:

$$n = \frac{T_L}{T_{Lsel}} = \frac{0,035 - (-0,015)}{0,016 - 0,004} = \frac{0,050}{0,012} = 4,16 \dots$$

Dążąc do jak najmniejszej ilości grup wymiarowych, przyjmujemy wstępnie $n = 4$.



Rys. 9.

Zawężenie granic pola tolerancji po selekcji wyniesie:

$$z = \frac{n-1}{n} T_{min} = \frac{4-1}{4} 0,025 = 0,01875 \approx 0,019 \text{ mm}.$$

Odchyłki luzu wypadkowego po selekcji wyniosą:

$$\text{górna } G = +0,035 - 0,019 = +0,016 \text{ mm}$$

$$\text{dolna } F = -0,015 + 0,019 = +0,004 \text{ mm}$$

czyli zgodne są z żądanymi na rysunku.

TABLICA III

Grupa	D_1 $30 \begin{smallmatrix} +0,025 \\ +0,019 \end{smallmatrix}$	D_2 $-24 \begin{smallmatrix} +0,015 \\ +0,006 \end{smallmatrix}$	D_3 $-3 \begin{smallmatrix} +0,015 \\ -0,008 \end{smallmatrix}$	D_4 $-3 \begin{smallmatrix} +0,015 \\ -0,008 \end{smallmatrix}$	Luz $L \begin{smallmatrix} +0,057 \\ +0,007 \end{smallmatrix}$
1	$\begin{smallmatrix} +0,025 \\ +0,019 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +0,015 \\ +0,012 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -0,002 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -0,002 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +0,017 \\ +0,004 \end{smallmatrix}$
2	$\begin{smallmatrix} +0,019 \\ +0,013 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +0,012 \\ +0,010 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -0,002 \\ -0,004 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -0,002 \\ -0,004 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +0,017 \\ +0,005 \end{smallmatrix}$
3	$\begin{smallmatrix} +0,013 \\ +0,007 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +0,010 \\ +0,008 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -0,004 \\ -0,006 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -0,004 \\ -0,006 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +0,017 \\ +0,005 \end{smallmatrix}$
4	$\begin{smallmatrix} +0,007 \\ 0 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +0,008 \\ +0,006 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -0,006 \\ -0,008 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -0,006 \\ -0,008 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +0,017 \\ +0,004 \end{smallmatrix}$

Wymiary grupowe luzu po selekcji zestawione są w tabl. III.

Z przekroczeniem o 1μ górnej granicy luzu można się zgodzić gdyż jest ono nieznaczne i do tego mało prawdopodobne (jeśli się weźmie pod uwagę rozrzut wymiarów). Różnica wartości granicznych luzów wypadkowych jest minimalna, a więc wypadek bardzo korzystny.

Pole tolerancji grupowych wymiarów wypadkowych przy selekcji wymiarów w wieloogniwowych łańcuchach o ogniwach zarówno dodatnich, ujemnych jak i mieszanych, można schematycznie przedstawić jak na rys. 10 i 11, przy czym pierwszy odnosi się do selekcji wymiarów, w których suma tolerancji ogniw jednego łańcucha równa się sumie tolerancji ogniw drugiego łańcucha (przy podziale łańcucha wieloogniwowego na 2 łańcuchy), oraz drugi do wypadków, kiedy sumy te różnią się między sobą.

Na zakończenie należy dodać, że w łańcuchach wieloogniwowych można poddawać selekcji tylko część wymiarów składowych, mianowicie te wymiary, które mają większe tolerancje, gdyż mają one większy wpływ na tolerancję wymiaru wypadkowego. Grupowymi wymiarami wypadkowymi będą wówczas wymiary grupowe selekcjonowane plus pozostałe wymiary (nie selekcjonowane).

Wyżej przytoczone podstawy teoretyczne pozwalają na obliczenie wymiarów grupowych przy selekcji dowolnej ilości elementów kojarzonych i przy dowolnej ilości grup selekcyjnych. Nie uwzględniono tu jednak rzeczy tak istotnej, jak rozrzut wymiarów, który zawsze ma miejsce w praktyce. Rozrzut ten może tak skomplikować poruszone zagadnienie, że jeśli nie uwzględnimy go w naszych obliczeniach — zastosowanie selekcji może stać się niemożliwe. Komplikacje te polegają głównie na tym, że krzywe rozrzutu kojarzonych wymiarów nie posiadają na ogół jednakowych charakterystyk, w rezultacie otrzymujemy w jednoimiennych grupach różne ilości sztuk, co uniemożliwia zmontowanie całej selekcjonowanej partii. Jednak zagadnienie to wykracza poza ramy niniejszego artykułu i stanowi oddzielny temat.

LITERATURA

1. Aparin G. A. i Gorodeckij J. E. — Dopuski i techniczskie izmierenija — Maszgiz 1950 r.
2. Bolakszin B. S. — Technologija stankostrojenija — Maszgiz 1946 r.
3. Drążkiewicz J. — Arytmetyka tolerancji i jej zastosowanie przy planowaniu obróbki skrawaniem — PWT 1950 r.
4. Jakubowski T. — Analiza wymiarowa zamienności części — PWT 1954 r.
5. Lesochin A. F. — Dopuski i techniczskie izmierenija — Maszgiz 1951 r.
6. Moszyński W. — Zasady tolerancji — I T U 1937 r.
7. Maszynostroje, Encyklopediczskij sprawocznik tom V, VII, XV Maszgiz.

Obecny stan i perspektywy rozwojowe turbin gazowych*)

621.438

Prof. mgr inż. KAZIMIERZ KUTARBA
i inż. KAMIL CZWIERTNIA

Część I. Zasada działania i podstawy teoretyczne turbin gazowych

Coraz większe znaczenie jakie zdobywają turbiny gazowe oraz korzyści jakie dzięki ich zastosowaniu uzyskuje się wymagają, aby inżynierowie mechanicy zapoznali się z tym zagadnieniem. W tym celu rozpoczynamy publikowanie artykułu pt. „Obecny stan i perspektywy rozwojowe turbin gazowych”. Artykuł ukaże się w trzech częściach w kolejnych zeszytach PM. Cz. I — Zasada działania i podstawy teoretyczne turbin gazowych. Cz. II — Typowe rozwiązanie konstrukcyjne turbin gazowych. Cz. III — Zastosowanie turbin gazowych w przemyśle.

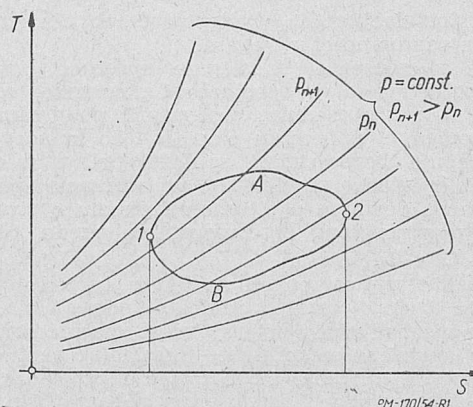
Część pierwsza poświęcona jest podstawom termodynamicznym turbin gazowych ujętym w następujące zagadnienia: zasada działania — obiegi termodynamiczne i ich charakterystyka — związki między parametrami charakteryzującymi obieg — typowe układy turbin gazowych.

Ważniejsze oznaczenia

- p i P — ciśnienia czynnika obiegowego, kG/cm^2 i kG/m^2
 T i t — temperatury czynnika obiegowego, $^\circ\text{K}$ i $^\circ\text{C}$
 v — objętość właściwa czynnika obiegowego, m^3/kg
 1, 2, 3, 4... — oznaczenia poszczególnych punktów obiegu
 φ — stopień sprężania w obiegu idealnym
 $\varphi_K = p_3/p_1$ — stopień sprężania w sprężarce
 $\varphi_T = p_3/p_4$ — stopień rozprężania w turbinie gazowej
 $\zeta = T_3/T_1$ — stosunek temperatur
 $A \cdot l_{K_s}$ — praca sprężania izentropowego, kcal/kg
 $A \cdot l_K$ — praca sprężania, kcal/kg
 $A \cdot l_{T_s}$ — praca rozprężania izentropowego, kcal/kg
 $A \cdot l_T$ — praca rozprężania, kcal/kg
 q_1 — ciepło doprowadzone do obiegu, kcal/kg
 q_2 — ciepło odprowadzone z obiegu, kcal/kg
 q_r — ciepło odzyskane w drodze regeneracji, kcal/kg
 η_{sp} — sprawność spalania
 η_K i η_T — sprawności sprężarki i turbiny gazowej
 η_w — sprawność wymiennika ciepła.

o równowartości zamiany wszystkich rodzajów energii; drugiej — decydującej o możliwym do zrealizowania stopniu tej zamiany.

Uzyskanie pracy przy realizacji obiegu termodynamicznego jest możliwe jedynie wtedy, gdy istnieją dwa poziomy temperatury (górny i dolny) stałe lub zmienne, nierówne sobie, przy których następuje doprowadzanie i odprowadzanie ciepła (rys. 1). Równość ich przedstawiona



Rys. 1.

Wstęp

Idea turbiny gazowej jako silnika cieplnego sięga około 1500 roku, kiedy to Leonardo da Vinci podał myśl zastosowania gazu jako czynnika roboczego. Niemniej jednak dopiero XX wiek przyniósł rozwiązanie tego zagadnienia na skalę przemysłową. Pierwszym, który skonstruował turbinę gazową posiadającą wszystkie elementy nowoczesnego silnika, był rosyjski inżynier Kuźmiński (1897). W kilka lat później dr Stolze (1900 ÷ 1904) zbudował swoją turbinę pracującą ze spalaniem przy stałym ciśnieniu, podobnie zresztą jak i skonstruowana turbina przez Kuźmińskiego. Projektodawcą i realizatorem obiegu $v = \text{const}$ w turbinie gazowej był inż. Holzwarth (1914 ÷ 1917). Turbiny jego nie znalazły jednak zastosowania z powodu licznych wad.

Pierwszą konstrukcję dla energetyki wykonała szwajcarska firma Brown Boveri w roku 1939 (była to jednowałowa, pracująca wg obiegu jednostopniowego turbina gazowa o mocy 4 MW).

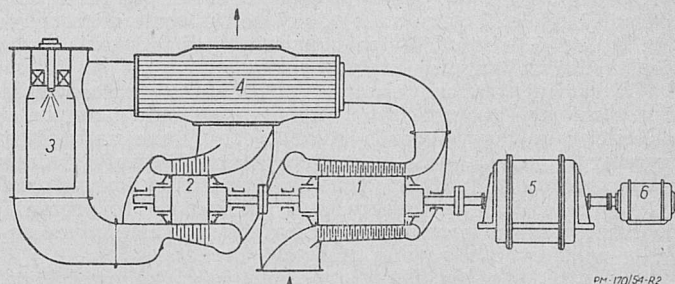
W chwili obecnej zagadnienie budowy turbin gazowych stało się centralnym punktem w zagadnieniach silników cieplnych we wszystkich przemysłowych krajach. Również w Polsce pracuje nad tym zagadnieniem Instytut Techniki Ciepłej, wyrazem czego są liczne publikowane prace na ten temat.

Działanie turbiny gazowej, podobnie jak i innych silników cieplnych, opiera się na dwóch fundamentalnych zasadach termodynamiki: pierwszej — mówiącej

w układzie (T, s) pokryciem się linii 1-A-2 i 1-B-2, wyklucza możliwość uzyskania pracy. Warunek powyższy pociąga za sobą konieczność zmian ciśnienia przy realizacji obiegu.

Przejęcie z jednego poziomu ciśnienia na drugi może być zrealizowane przy pomocy przemian termodynamicznych, pozwalających na podwyższenie lub też obniżenie ciśnienia czynnika obiegowego. Konieczność występowania tych przemian jest niezbędnym czynnikiem zrealizowania obiegu silnika. Na przykład w silniku spalinowym tłokowym te charakterystyczne przemiany (sprężania i rozprężania) odbywają się w jednym elemencie zwanym cylindrem. Turbina gazowa rozdzieliła te przemiany na poszczególne osobne elementy (sprężarkę i turbinę) pozwalając tym samym na ciągłą pracę silnika.

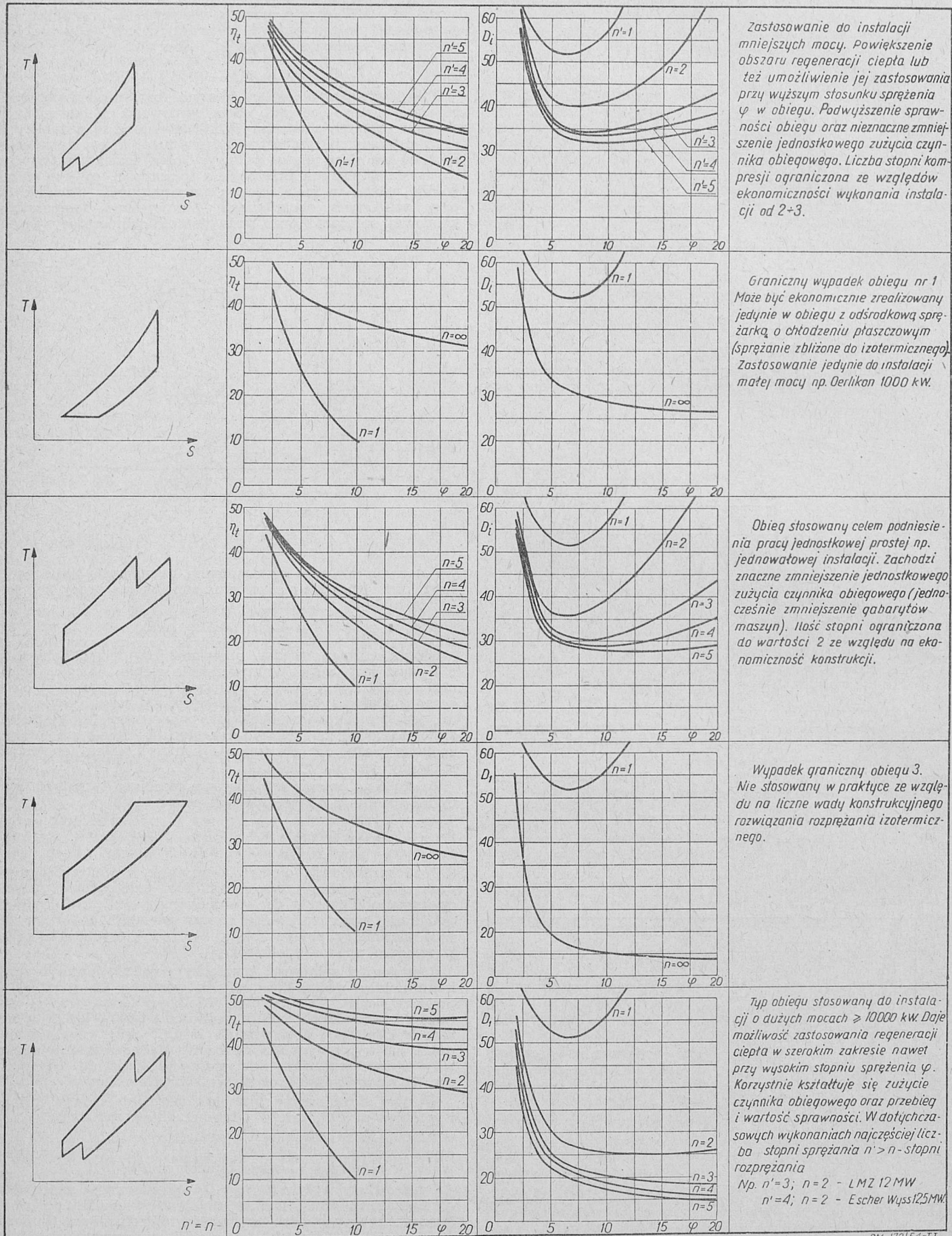
Doprowadzenie i odprowadzenie ciepła może się odbywać bądź podczas wszystkich przemian składających się na obieg, lub też tylko ich części, podczas gdy pozostałe zachodzą adiabatycznie. Jest to uzależnione od rodzaju silnika



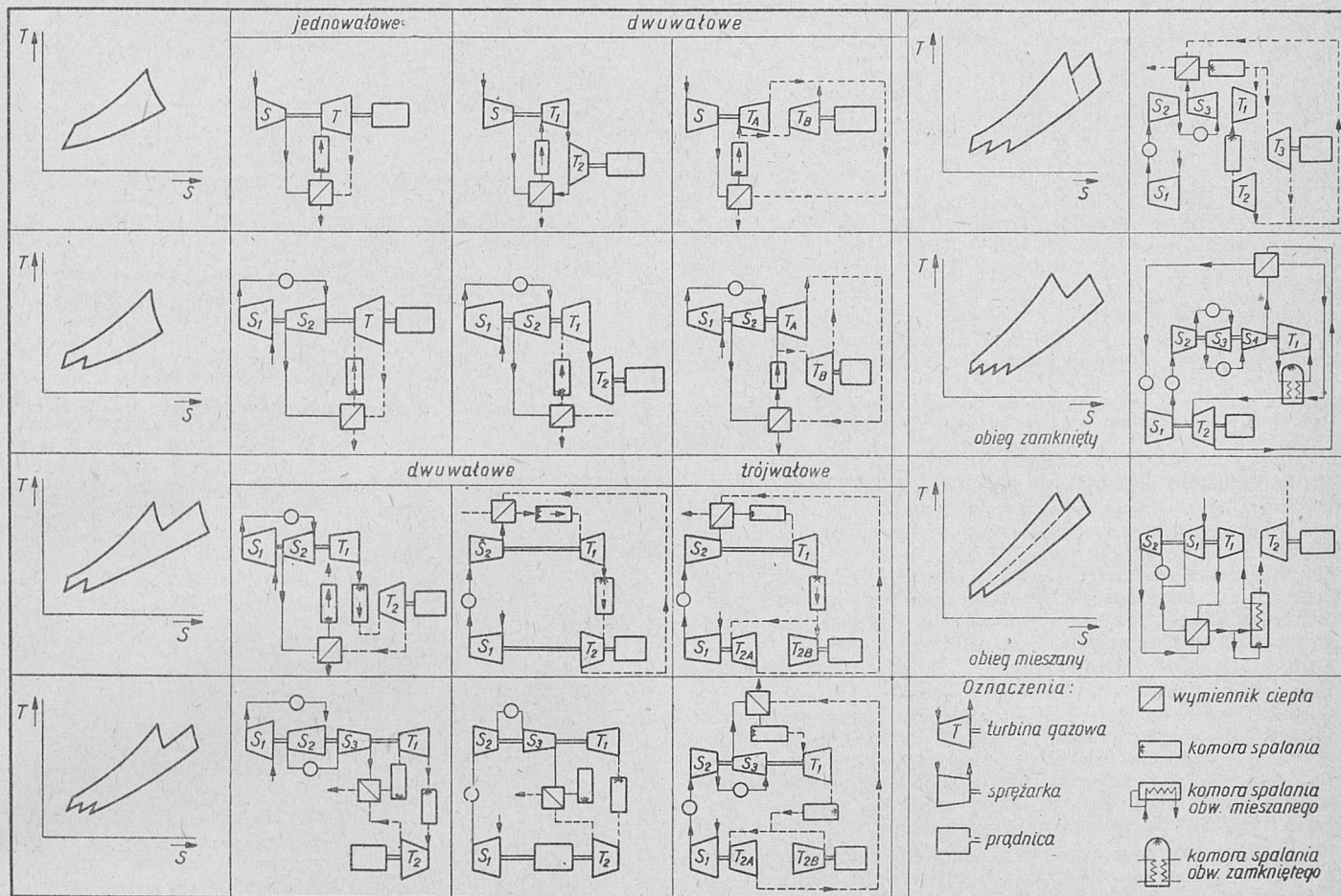
Rys. 2. Schemat turbiny gazowej o obiegu otwartym $p = \text{const}$: 1 — sprężarka powietrzna, 2 — turbina gazowa, 3 — komora spalania, 4 — wymiennik ciepła, 5 — generator elektryczny, 6 — elektryczny silnik rozruchowy.

*) W treści niejednokrotnie posługiwaliśmy się będziemy odnośnikami skierowanymi do zainteresowanych do pogłębienia swych wiadomości w książce prof. Sznee — Teoria gazowych turbin — PWT 1954, gdyż ze względu na szczytną ilość miejsca będziemy się starali podać rzeczy raczej słabiej potraktowane w książce. Niemniej jednak ze względu na ujęcie zagadnienia w pewną całość będą omawiane również niekiedy rzeczy szeroko opracowane w książce prof. Sznee.

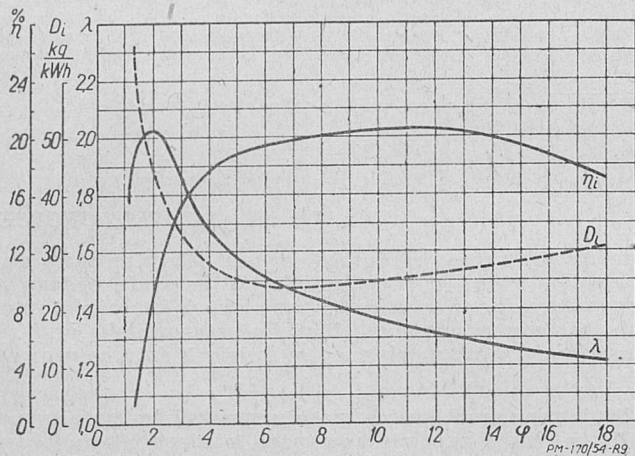
TABLICA I. Zestawienie charakterystyk obiegów wielostopniowych stosowanych w turbinach gazowych.



TABLICA II. Schematy instalacji z turbinami gazowymi.



PM-170/54-TII



Rys. 9. Charakterystyczne wielkości obiegu z jednostopniowym sprężeniem i dwustopniowym rozprężeniem. Wykres wykonano dla danych: $\zeta = 3,33$; $t_3 = 700^\circ\text{C}$; $\eta_{Ti} = \eta_{K_i} = 0,85$; $\eta_{sp} = 0,95$; $e_1 + e_2 = 0,10$

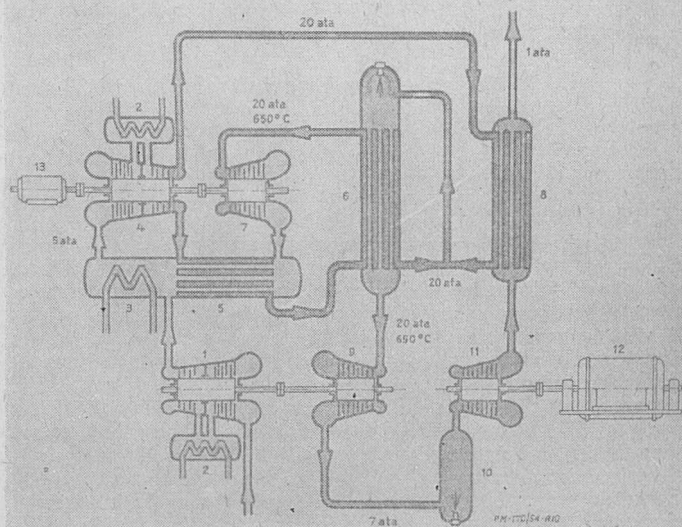
Zestawienie wielkości η_i , D_i i λ dla jednego z obiegów przedstawia rys. 9.

III. Typowe układy turbin gazowych

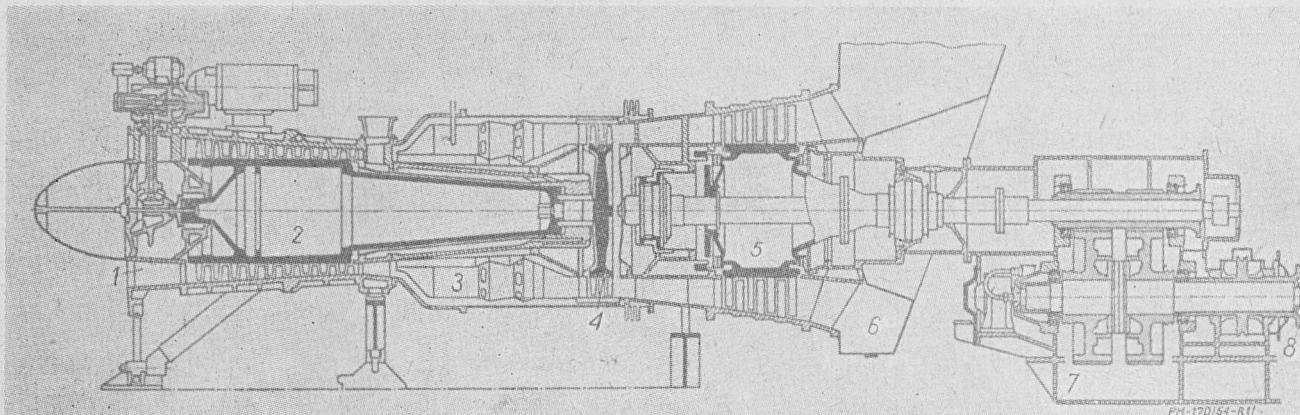
Ze względu na sposób doprowadzenia ciepła, instalacje turbin gazowych dzielimy na instalacje o procesie otwartym (zwanym często obiegiem otwartym) i o obiegu zamkniętym. Trzecim spotykanym obiegiem jest obieg mieszany.

a) Obieg otwarty — doprowadzenie ciepła odbywa się przez bezpośrednie spalanie paliwa w dostarczonym przez sprężarkę powietrzu i następnie spaliny rozprężają się w turbinie wykonując pracę i uchodząc do atmosfery.

b) Obieg zamknięty — doprowadzanie ciepła odbywa się w powierzchniowym wymienniku ciepła (ogrzewacz powietrza zwanym także kotłem suchym), przy czym podgrzane powietrze lub inny gaz, po rozprężeniu w turbinie



Rys. 10. Schemat instalacji Sulzera pracującej według obiegu mieszanego; 1 — sprężarka niskopiętna, 2 — chłodnice sekcyjne, 3 — chłodnica międzystopniowa, 4 — sprężarka wysokopiętna, 5 — wymiennik ciepła obiegu zamkniętego, 6 — komora spalania z powierzchniowym ogrzewaczem powietrza, 7 — turbina gazowa obiegu zamkniętego, 8 — wymiennik ciepła obiegu otwartego, 9 — turbina gazowa wysokopiętna obiegu otwartego, 10 — komora spalania II stopnia rozprężania obiegu otwartego, 11 — turbina gazowa niskopiętna obiegu otwartego, 12 — generator, 13 — silnik rozruchowy.



Rys. 11. Okrętowa turbina gazowa (układ zbliżony do lotniczego): 1 — wlot powietrza, 2 — sprężarka powietrza (osiowa), 3 — komora spalania, 4 — turbina gazowa do napędu sprężarki powietrza, 5 — turbina gazowa do napędu śruby okrętowej, 6 — wylot spalin, 7 — przekładnia zębata.

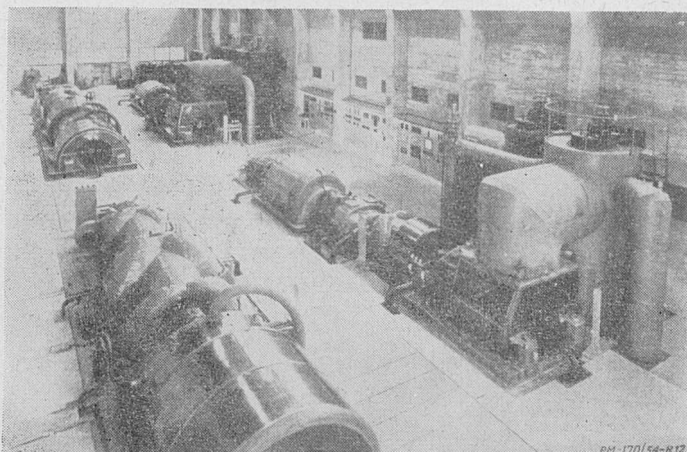
nie i ochłodzeniu, powraca do sprężarki tworząc obieg zamknięty.

c) Obieg mieszany — jest połączeniem obu tych obiegów w jedną całość (rys. 10).

W turbinach gazowych rozmieszczenie poszczególnych elementów, a więc sprężarek, turbin, komór spalania, wymienników ciepła, daje duże możliwości kombinacji. Niektóre z nich przedstawia tablica II.

Układy jedno- i wielowalowe, zastosowanie sprężarek i turbin promieniowych i osiowych, turbin akcyjnych i reakcyjnych, różnych sposobów chłodzenia, rozmaitych typów wymienników ciepła i komór spalania, oto możliwości w budowie turbin gazowych. Odpowiednie i celowe zestawienia dają układy o korzystnych własnościach przewyższających niejednokrotnie inne typy silników cieplnych i dające możliwości bardzo szerokiego zastosowania.

W zestawieniu poszczególnych elementów instalacji dają się w chwili obecnej zauważyć dwa kierunki. Jeden — to zbliżenie do stosowanych w lotnictwie silników odrzutowych (rys. 11). Drugi, szeroko stosowany na kontynencie europejskim, to układ, w którym poszczególne elementy wykonane są w postaci oddzielnych maszyn usytuowanych w układzie szeregowym bądź równoległym (rys. 12).



Rys. 12. Widok ogólny elektrowni Beznau (Szwajcaria) o mocy 40 MW. Na pierwszym planie instalacja o mocy 27 MW. (Schemat — patrz prof. Sznee — Teoria gazowych turbin — PWT 1954, str. 284, rys. 196 — instalacja o mocy 13 MW. Instalacja 27 MW posiada jedynie niskoprężną sprężarkę i turbinę gazową dwustrumieniową).

Opory ruchu przenośników taśmowych

621.867.2:531.49

Mgr inż. TADEUSZ OPOLSKI

Szerokie zastosowanie w górnictwie i innych przemysłach przenośników taśmowych o bardzo dużej długości i wydajności zmusza do ścisłego określania oporów ruchu i mocy napędu. W artykule podano — na podstawie pomiarów — rzeczywistą wielkość oporów ruchu w łożyskach i uszczelkach kół napędowych przenośników taśmowych. Określono udział tych oporów w całkowitych oporach ruchu przenośników oraz zaproponowano sposób obliczania oporów i mocy, uwzględniający rzeczywiste opory zamiast dotychczasowego określania oporów w jednym współczynniku w .

Normalny sposób obliczania oporów ruchu przenośnika taśmowego polega na prostym pomnożeniu obciążenia taśmy, jej ciężaru własnego i ciężaru części ruchomej kół napędowych, przez współczynnik bezwymiarowy w . W ten sposób zakłada się, że opory ruchu są analogiczne do oporów tarcia ślizgowego, przy czym w jest zastępczym (zredukowanym) współczynnikiem tarcia.

Sposób ten praktykowany jest na całym świecie. Według górniczej literatury radzieckiej (1.11) w zależności od stanu przenośnika należy przyjmować $w = 0,02 \div 0,06$, w Maszynostrojeniu zaś wzór na moc rozdzielony jest na człon przedstawiający moc biegu luzem, zależny od szerokości taśmy, oraz człon przedstawiający moc transportu materiału, przy czym współczynnik $w = 0,055$. W polskiej literaturze górniczej (1.7) podaje się dla dolowych przenośników $w = 0,04 \div 0,06$; według DIN 22101 współczynnik ten należy przyjmować dla przenośników stałych $w = 0,025$. W USA zaleca się $w = 0,022$, firma zaś Link Belt stosuje dla ciężaru własnego taśmy i kół napędowych $w = 0,02$, dla materiału obciążającego taśmę $w = 0,03$.

Przeprowadzając szczegółowe badania oporów ruchu kół napędowych różnej konstrukcji, podtrzymujących taśmę (1.10) oraz

analizując zapotrzebowanie mocy przenośników, autorzy natrafili na fakty zupełnie niezgodne z utartymi sposobami obliczeń. Praca przenośnika jest bardziej skomplikowana niżby wynikało to z prostych wzorów na moc; niezgodności są poważne, o czym świadczy choćby rozpiętość zalecanych współczynników w .

Należy tu podkreślić, że nieścisłość stosowanych obecnie wzorów na moc polega na obliczaniu oporu ruchu taśmy po kółkach na podstawie współczynnika w niezależnego od wydajności przenośnika oraz od rodzaju transportowanego materiału. Mniej lub bardziej skomplikowane uwzględnienie oporów zwrotni, wysypów pośrednich, warunków tarcia na bębnach napędowych itp. nie stanowi o większej dokładności i jest tylko pozornym uściśleniem i zbędnym skomplikowaniem rachunku, jeśli podstawowe opory są wyznaczone nieścisłe.

Na opory ruchu przenośnika (rys. 1) składają się:

- 1) opory w ułożyskowaniu kół napędowych,
- 2) opory uszczelnienia kół napędowych,

PRZEGŁĄD DOKUMENTACYJNY MECHANIKI

OPRACOWANY PRZEZ OŚRODEK DOKUMENTACJI
INSTYTUTU MECHANIKI PRECYZYJNEJ
I CENTRALNEGO BIURA KONSTRUKCJI URZĄDZEŃ BUDOWLANYCH

Dodatek do miesięcznika „Przegląd Mechaniczny”

ROCZNIK 6

WARSZAWA, MARZEC 1955

NR 3

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

OŚRODEK DOKUMENTACJI MECHANIKI PRECYZYJNEJ

Powłoki ochronne

48* 620.191.002.612 19

Korozja a projektowanie. „Corrosion and design”. Electroplating, t. 7, Nr 7, lip. 54, s. 286; A4, 1,5 str. — Omówienie dyskusji, która miała miejsce na konferencji Komitetu Korozji Brytyjskiego Stow. Chemików. Podano zalety projektowania uwzględniającego eliminację ataków korozji. Projekty aparatów i urządzeń powinny zawierać dane o powłokach ochronnych. Przytoczono szereg przykładów jaskrawych przypadków wadliwego projektowania. W zakresie stosowania metalizacji natryskowej zalecono metalizowanie elementów bezpośrednio w stalowniach przed montażem.

9. Metalizacja natryskowa

49 621.793.7:621-272.36.004.87.621-15 19

Metalizacja natryskowa do celów regeneracji tulei przewodniczących w turbinach. „Reclaiming guide sleeves on turbines”. Metallizer, t. 17, Nr 1, 1953, s. 6. — Opis obróbki tulei do turbin o mocy 40000 KM. Koszty regeneracji wyniosły 1/12 kosztów nowych części. Wszystkie prace wykonano na tokarniach. Powierzchnię przygotowano przez gwinowanie i radełkowanie. Natryskano warstwę stali miękkiej i na nią stal nierdzewną grub. 1,5 mm. Najdłuższą operacją jest tocenie po natryskaniu wg żadanego wymiaru. Wg Electroplating, t. 6, Nr 4, kw. 53, s. 149.

50 621.793.7 19

Gaccia G. G.: Metalizacja natryskowa. „Metal spraying”. Galvanotechnica, t. 3, Nr 11, 1952, s. 265. — Omówienie procesu natryskiwania oraz opis pistoletu drutowego gazowego (tlen i acetylen). Zastosowanie procesu dla metali o temp. topnienia do 3000 ÷ 3400°C. Możliwość metalizacji natryskowej powierzchni niemetalicznych jak np. drewna, dla ochrony przed pożarem. Wg Electroplating t. 6, Nr 4, kw. 53, s. 149.

51 621.793.7:621.785.344 19

Reininger H.: Metalizacja natryskowa z zastosowaniem gazów ochronnych. Metalloberfl., Ausg. A, t. 5, Nr 3, marz. 51, s. A42. — Gazy ochronne stosuje się w celu ochrony przed utlenieniem. Powietrze sprężone do rozpylania zastąpiono SO₂ dla stopów Mg, chlorem, azotem lub dwutlenkiem węgla przy natryskiwaniu Al i stopów i wreszcie chlorem, azotem lub amoniakiem gazowym przy natryskiwaniu stali. Gazy ochronne stosuje się również przy natryskiwaniu w komorze bez dostępu powietrza. Można również stosować topniki pokrywające drut: przy stopieniu metalu w pistolecie parują one i tworzą atmosferę ochronną wokół cząsteczek metalu na jej drodze do przedmiotu. Wg Electroplating t. 6, Nr 4, kw. 53, s. 149.

52* 621.793.14:533.5 19

Metalizacja w próżni. „Vacuum Metallizing”. Metal Ind., t. 82, Nr 1, stycz. 53, s. 13; A4, 0,5 str. — Zastosowanie zjawiska parowania metalu w wysokiej próżni i osadzania się cząsteczek pary na przedmiocie metalizowanym. Proces przeprowadzano w naczyniach zamkniętych po usunięciu powietrza. Proszek metalu umieszczony jest na grzejnikach drutowych, przez które przepływa prąd po osiągnięciu próżni. Metal paruje i osadza się na ściankach zimniejszego przedmiotu tworząc powłoki grubości ok. 0,0001 mm. Do metalizacji stosuje się: Al, Ag, Au, Cu, Zn, Cr, Co, Ni, Se, jak również stopy i mieszaniny metali. Wydajność Al: 1 kg wystarczy do pokrycia 2500 m² powierzchni. Na przedmioty nie-

metaliczne nakłada się powłoki grubsze, będące dobrymi przewodnikami elektryczności. Przed metalizacją niezbędne jest osiągnięcie gładkiej powierzchni, np. przez lakierowanie. Powłoki metaliczne można dowolnie barwić.

Metaloznawstwo

53* 620.192.5:620.192.4:669.15.26-194 17

Szejn A. S.: Wpływ struktury wyjściowej i warunków hartowania na zmianę struktury i liniowych wymiarów stali SzCh15. „Wlijanje ischodnoj struktury i usłowij zakački na izmienie struktury i linejnych razmierow stali SzCh15”. Podszepnik, Nr 4, kw. 53, s. 12; A4, 6,5 str., 1 fot., 14 wyk., 4 tabl. — Badanie wpływu rodzaju struktury perlitycznej danej stali przed obróbką termiczną, temperatury ogrzewania oraz szybkości ochładzania przy hartowaniu, szybkości przechładzania oraz warunków odpuszczania na przyrost liniowy wymiarów oraz ilość szczątkowego austenitu w tej stali po jej obróbce termicznej. Odpuszczanie pięciokrotnie i odpuszczanie jednokrotnie w tym samym łącznym czasie dało te same wyniki. Szybkie chłodzenie przy hartowaniu w wodzie daje większy przyrost wymiarów, niż powolne chłodzenie w oleju. Ogrzewanie przy hartowaniu do 830°C daje znacznie mniej austenitu szczątkowego niż ogrzewanie do 850°C.

54* 539.378.3:669.15.24-194 17

Gruzyn P. L., Kuzniecowa E. W.: Wpływ węgla na samodyfuzję żelaza w układzie żelazo-nikiel. „Wlijanje ugleroda na samodiffuziju železa w sistiemie železo-nikiel”. Dokl. Akad. Nauk. SSSR, t. 93, Nr 5, grudz. 53, s. 809; B5, 3,5 str., 3 tabl., 4 poz. bibl. — Dane o wpływie dodatków stopowych na samodyfuzję umożliwiają ocenę związania atomów w siatce roztworów stałych oraz rozszerzają znajomość mechanizmu dyfuzji i samodyfuzji. Wyniki prac wykazują, że węgiel osłabia siły wiązania atomów w roztworze stałym podwójnego stopu Fe-Ni. Wpływ węgla na parametry samodyfuzji w stopach podwójnych maleje wraz ze wzrostem zawartości niklu w stopie.

55* 669.018.11:669.018.13:669.35.4:669.787 17

Gebhard E., Obrowski W.: Badania nad budową potrójnego układu stanu Cu-Pb-O₂. „Über den Aufbau des Systems Kupfer-Blei-Sauerstoff”. Z. Metallk. t. 45, Nr 6, czerw. 54, s. 332; A4, 8 str., 2 rys., 6 wyk., 8 mikrogr., 14 poz. bibl. — W związku z zagadnieniem brązów ołowionych przeprowadzono badania nad potrójnym układem miedź-ołów-tlen. Badania oparte na analizach chemicznej i cieplnej oraz na badaniu struktur pod mikroskopem i przy pomocy promieni Roentgena. Na wstępie omówiono na zasadzie literatury budowę układów podwójnych Cu-Cu₂O, Cu-Pb, Pb-PbO. Badania własne poświęcone badaniu pseudopodwójnego układu Cu₂O-PbO w funkcji temperatury i koncentracji, przeprowadzeniu izotermicznego przekroju przy temperaturze 1200°C oraz analizie powierzchni krzepnięcia i topnienia w układzie Cu-Pb-O₂.

56* 669.71-131.2:620.186:539.261 17

Kelly J. W., Giffins R. C.: Metalograficzne obserwacje nad tworzeniem się struktury komórkowej w aluminium. „Metallographic observations on cell formation and development in aluminium”. J. Inst. Metals, t. 82, Nr 10, czerw. 54, s. 475; A4, 10 str., 34 mikrogr., 1 tabl., 38 poz. bibl. — Mikroskopowe i rentgenograficzne (metoda promieni zwrótnych) badania nad powstawaniem i rozwojem substruktury komórkowej w próbkach wysoce czystego aluminium. Odkształcono plastycznie próbki drobno- i gruboziarniste z różnymi

prędkościami i przy temperaturach do 325°C. Polerowanie i anodyzowanie próbek w poszczególnych fazach odkształcenia wskazuje, że w wielu ziarnach pasma odkształceń tworzą się najpierw poprzez całe ziarno a następnie rozpadają na drobne komórki. Obserwacje zanalizowano w oparciu o nowoczesne poglądy na mechanizm pełzania.

57 621.73.03:621.79.02:620.191.32 17

Lewis K. G.: **Oczyszczanie metali.** „Metal cleaning“. Metal Treatm. t. 21, Nr 104, maj 54, s. 207; B5, 8 str., 1 rys., 2 mikrogr., 42 poz. bibl. — Zgorzelina wywiera nie tylko niekorzystny wpływ na jakość powierzchni produktów lecz także obniża sprawność produkcyjną i powoduje bezpośrednie straty materiałowe. Dlatego usuwanie jej w produkcji posiada szczególnie duże znaczenie. Artykuł ten jest poświęcony głównie zagadnieniom zgorzeliny w przemyśle kuźniczym. Omówiono teorię formowania się zgorzeliny i jej usuwania; własności zgorzeliny i czynniki wpływające na jej własności. Zapobieganie jej powstaniu (atmosfery ochronne przy nagrzewaniu), praktyczne metody usuwania.

58* 669:53.08:620.1.08 17

Smith B. O.: **Aparatura pomiarowa w przemyśle stalowym.** „Instrumentation in the iron and steel industry“. Metal Treatm. t. 21, Nr 110, list. 54, s. 499; B5, 3,5 str., 3 rys., 6 poz. bibl. — Krótkie sprawozdanie z prac i osiągnięć British Iron and Steel Research Association w zakresie budowy aparatury pomiarowej i badawczej (doświadczalnej). Opracowana przez BISRA aparatura laboratoryjna obejmuje: rejestrator pyłu w atmosferze, aparaty pomiarowe do grubości i szerokości walcowanej taśmy, przyrządy rejestrujące w aparaturze pomiarowej, pirometr typu peryskopowego, profilograf do ciągadeł do drutu i inne.

Wady materiałowe i ich badania

59* 620.179.152:620.191.33 17

Dutli J. W., Tenney G. H.: **Wstępne badania nad radiograficznym uwidocznieniem pęknięć.** „A preliminary investigation of the radiographic visualization of cracks“. Nondestr. Testing, t. 12, Nr 2, marz.-kw. 54, s. 13; A4, 3 str., 2 rys., 2 wykr. — Radiograficzne określenie położenia, wymiarów i orientacji pęknięć jest bardzo trudne. W zakresie badań nad tym zagadnieniem zastosowano przyrząd służący do praktycznego określenia granic rozpoznawczych, przy czym zmieniano szerokość, głębokość i orientację pęknięć w próbkach. Pewien wpływ na zdolność uwidocznienia pęknięć wywiera także ziarnistość błon.

60* 621.385.833:669.017 17

Ježek J.: **Zastosowanie do badań metaloznawczych nowego mikroskopu elektronowego produkcji czeskiej.** „Použití československého elektronového mikroskopu v hutnictví“. Hutn. Listy, t. 9, Nr 8, sierp. 54, s. 463; A4, 4,5 str., 2 wykr., 24 mikrogr. — Przykłady badań wtrąceń, węglaków oraz granic ziarn i struktur bainitycznych w różnego rodzaju stalach za pomocą nowego czeskosłowackiego mikroskopu elektronowego marki Tesla. Omawiany mikroskop elektronowy posiada bardzo duże udogodnienia w postaci możliwości ciągłej regulacji powiększeń w zakresie od 400 ÷ 20000 X.

61* 620.18:621.385.833 17

Nutting J.: **Metalografia przy użyciu mikroskopu elektronowego.** „Metallography with the electron microscope“. Metal Treatm. t. 21, Nr 104, maj 54, s. 243; B5, 7,5 str., 4 rys., 11 mikrogr., 18 poz. bibl. — Mikroskopia elektronowa w służbie metalografii, zalety, możliwości i ograniczenia. Technika mikroskopowa i preparatyka, technika wykonywania replik. Zalety replik poszczególnych typów. Zastosowania mikroskopii odbłyiskowej i na wiązkę przechodzącą.

62* 620.179.152 17

Pace A. L.: **Radiograficzne własności wysoko-energetycznych promieni X.** „Radiographic characteristics of high energy X-rays“. Nondestr. Testing, t. 12, Nr 2, marz.-kw. 54, s. 21; A4, 4 str., 1 fot., 1 rys., 7 wykr., 3 radiogr. — Zastosowanie wysokonapięciowych promieni rentgenowskich do defektoskopii wykazało wiele ciekawych własności tego rodzaju promieniowania nie występujących w przypadku promieniowania wzbudzonego prądem o niższym napięciu. Skuteczne zastosowanie promieniowania wysoko-energetycznego wymaga maksymalnego wykorzystania tych własności. Opini-

sano próby dokonane z promieniowaniem wysoko-energetycznym oraz omówiono spotkane osobliwości tych prób.

63* 620.179.152:539.163:669.886 17

Dutli J. W., Taylor G. M.: **Zastosowanie cezu 137 w radiografii przemysłowej.** „Application of cesium 137 to industrial radiography“. Nondestr. Testing, t. 12, Nr 2, marz.-kw. 54, s. 35; A4, 4 str., 1 rys., 3 wykr., 4 radiogr., 2 tabl., 6 poz. bibl. — Przeprowadzono badania nad możliwościami zastosowania cezu 137 w radiografii przemysłowej oraz omówiono własności promieniotwórcze (promienie gamma) tego izotopu. Opracowano techniczne krzywe zdolności prześwietlania stali i aluminium oraz porównano wyniki prześwietleń z wynikami uzyskanymi przy pomocy kobaltu 60 oraz promieni rentgenowskich, przy czym uzyskano zadowalające wyniki stosując izotop cezu.

64* 621.791.056:620.179.1:629.12.011.1 17

Krieger J., Wenk S. A., Mc Master R. C.: **Obecny stan nieniszczących badań połączeń spawanych korpusów statków.** „The present status of nondestructive test methods for inspection of welded joints in ship structures“. Nondestr. Testing, t. 12, Nr 2, marz.-kw. 54, s. 27; A4, 7 str., 1 tabl., 3 poz. bibl. — Na nieniszczące defektoskopowe badania spawanych konstrukcji okrętowych składają się metody radiografii magneto-proszkowa, ultradźwiękowa i namakanie. Najszerszej stosowana jest rentgenodefektoskopia, aczkolwiek coraz bardziej rozszerzają się zastosowania badań ultradźwiękowych. Radiografia daje najpoważniejsze wyniki i odznacza się największą czułością.

65* 535.8:539.211 17

Metz A.: **Przyrządy optyczne do badania materiałów i powierzchni.** „Optische Geräte für Materialprüfung und Oberflächen Untersuchung“. Metall, t. 8, Nr 17/18, wrzes. 54, s. 677; A4, 4 str., 6 fot., 3 rys., 1 poz. bibl. — Ogólne opisy budowy, zasady działania oraz możliwości zastosowania przyrządów optycznych, służących do badania materiałów, a w szczególności powierzchni. Własności powierzchni mają duży wpływ na wytrzymałość materiałów i ich odporność korozyjną. Opis mikroskopu metalograficznego do nieniszczących badań tworzyw, dylatometr, przyrządów do pomiaru twardości oraz opartych na różnych zasadach działania aparatów do badania powierzchni.

Obróbka cieplna

66* 621.785.542:669-134 17

Smith S.: **Płomieniowe hartowanie ciężkich wyrobów kutech.** „Flame hardening of heavy forgings“. Metal Progr. t. 65, Nr 5, maj 54, s. 100; A4, 4 str., 2 fot., 1 wykr., 2 mikrogr. — Zastosowanie hartowania płomieniowego do powierzchniowego utwardzania bardzo dużych odkuwek stalowych daje znaczne korzyści, wymaga jednak szczególnie starannego przygotowania. Na przykład w celu ujednolicenia warunków powierzchniowych, odkuwki szlifuje się przed hartowaniem. Proces nagrzewania odbywa się w specjalnych maszynach. Omówiono pewne szczegóły procesu: twardość i strukturę powierzchniową po hartowaniu, głębokość przehartowania, warunki oziębiania oraz zalety procesu.

67* 621.785.92:669.14.018.25 17

Gardina L. J.: **Obróbka podzerowa stali ChWG.** „Obrabotka chołodom stali ChBG“. Wiestn. Maszinostr., t. 33, Nr 11, list. 53, s. 54; A4, 1,5 str., 1 wykr. 3 tabl. — Badania porównawcze stali narzędziowej (326.1.95) poddanej po zahartowaniu obróbce podzerowej (do -183°C) i odpuszczonej ze stałą odpuszczoną normalnie. Własności wytrzymałościowe stali po obróbce podzerowej są niższe, ale ostrze wykonanego z niej narzędzia jest odporniejsze na ścieranie.

Powłoki ochronne

68* 621.3.035.4:669.35.58 17

Briese W.: **Na temat analiz zakładowych. Badania składu kąpieli do mosiądzowania.** „Zum Thema Betriebsanalysen. Die Untersuchung der Messingbäder“. Metallwaren-Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 9, wrzes. 54, s. 429; B5, 2 str. — Sposoby wykonania analitycznych oznaczeń ilościowych zawartości miedzi, wolnych cyjanków, ogólnej ilości cyjanku potasu względnie cyjanku sodu oraz węglanów potasu (wzgl. sodu) oraz sposób obliczania zawartości cynku w kąpielach do elektrolitycznego mosiądzowania.

Podano sposoby wykonania obliczeń wyników oraz zestawienie potrzebnego sprzętu laboratoryjnego i chemikalii.

- 69* 621.3.035.4:669.35.58 17
 Strasschill M.: **Uzupełnienie na temat badania (analizy) kąpieli do mosiadzowania.** „Ergänzung zum Thema Untersuchung (Analyse) der Messingbader“. Metallwaren — Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 9, wrzes. 54, s. 430; B5, 2 str. — Uzupełnienie podanych przez W. Briesego (w tym samym numerze, s. 429) metod analitycznych stosowanych do badania kąpieli do elektrolitycznego mosiadzowania. Podano trzy metody ilościowego oznaczenia zawartości cynku, metodę oznaczania zawartości węglanów oraz sposób obliczania ilości wodnych cyjanków.

- 70* 621.793.02:621.795.3 17
 Barding P. C.: **Czyszczenie i przygotowanie powierzchni metali pod powłoki.** „Cleaning and conditioning metal surfaces for coatings“. Industr. Finish., t. 30, Nr 8, czerw. 54, s. 30; A4, 14,5 str., 9 fot. — Omówienie celu przygotowania powierzchni przed malowaniem, sposobów czyszczenia powierzchni (chemiczne, mechaniczne, termiczne). Przydatność stosowania poszczególnych metod. Urządzenia do czyszczenia i odfuszczenia. Proces czyszczenia polegający na użyciu ultradźwięków. Szczególną uwagę poświęcono procesowi fosfatacji. Wybór metod, materiałów i urządzeń zależy od rodzaju produktu i indywidualnych warunków fabrycznych oraz od wielkości i szybkości przewidzianej produkcji.

- 71* 621.357.7:669.26:669.795.3 17
 Lakier przezroczysty dla pochromowanych części. „Klarlacke für verchromte Teile“. Metallwaren-Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 9, wrzes. 54, s. 446; B5, 0,5 str. — Dwie metody badań lakierów przezroczystych na pochromowanych częściach samochodowych. Podane metody są metodami przypięszonej i obejmują badania w mgie solnej oraz w warunkach zbliżonych do warunków atmosferycznych. Wg art. Philips A. L.: „Requirements of clear finishes for chrome plating“. Organic Finishing, t. 13, Nr 6, 1953, s. 22.

- 72* 621.794.6:669.71 17
 Brace A. W.: **Twarde anodyzowanie aluminium i jego stopów. Cz. I.** „Hard anodising of aluminium and its alloys. I.“ Electroplating, t. 7, Nr 9, wrzes. 54, s. 329; A4, 5,5 str., 2 rys., 10 wykr. — Twarde anodyzowanie polega na otrzymywaniu grubych, twardych, anodowych powłok na aluminium. Omówienie różnych stosowanych procesów i urządzeń do otrzymywania tego rodzaju powłok oraz szczegóły praktycznego wykonania i wpływ zmian warunków prowadzenia procesu na własności otrzymywanych powłok. Podano wyniki badania twardości i odporności powłok na zużycie.

- 16* 621.873-182.3:629.119.4 16
 Riedieg: **Nowoczesny ciężki żuraw transportowy (samojezdny).** „Neuartiger, schwerer Transportkran“. Fördern u. Heben, t. 4, Nr 6, czerw. 54, s. 322; A4, 0,5 str., 2 fot. — Dla podnoszenia połączonego z transportem (nawet na dalszej odległości) skonstruowano nowy typ żurawia samojezdnego na pneumatykach o napędzie spalinowym. Opis konstrukcji żurawia oraz jego dane techniczne (możność do 40 t). Zaletą konstrukcji jest duża zwrotność żurawia, skręt przedniej osi ponad 90°/m.

- 17* 621.873-82 16
 Chamberlain: **Hydrauliczny warsztatowy żuraw przewoźny.** „Hydraulic shop crane“. Engineer, t. 198, Nr 5136, lip. 54, s. 24; A3, 0,5 str., 1 fot. — Podręczny żuraw przewoźny. Udźwig maksymalny 5000 funtów (ok. 2260 kg). Największa wysokość podnoszenia 9 stóp (ok. 2,75 m). Wysięgnik o długości 5 stóp (ok. 1,5 m) zamontowany na pionowej kolumnie umieszczonej na podstawie. Podstawa wykonana z rury wygiętej w kształcie litery U i wyposażona w kółka jezdne. Hydrauliczna regulacja położenia wysięgnika za pomocą pompki ręcznej.

- 18* 621.873:061.4 16
 Luttgerding H.: **Żurawie na wystawie w Hannoverze 1954.** „Kran-Messebericht Hannover 1954“. Fördern u. Heben, t. 4, Nr 7, Lip. 54, s. 362; A4, 6 str., 17 fot., 1 rys.,

- 73* 621.794.5:669.2:667.673.2 17
 Anders H.: **Barwienie metali nieżelaznych.** „Färbung von Nichteisenmetallen“. Metallwaren-Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 9, wrzes. 54, s. 437; B5, 4 str. — Krótkie omówienie sposobów chemicznego barwienia metali i procesów zachodzących przy barwieniu. Szczególną uwagę zwrócono na stan powierzchni i przygotowanie jej przed barwieniem. Podano kilka metod chemicznego barwienia dla mosiadzu, miedzi i cynku, pozwalające na otrzymanie różnych barw metali.

- 74* 621.794.5.003 17
 Hofmann W.: **Gospodarczy punkt widzenia oraz techniczne warunki procesu czernienia przez zanurzenie.** „Wirtschaftliche Betrachtungen u. technische Bedingungen über das Tauchbrüner-Verfahren“. Metallwaren-Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 9, wrzes. 54, s. 452; B5, 5,5 str., 3 fot. — Znaczenie ekonomiczne czernienia stali i żelaza, korzyści wynikające ze stosowania czernienia oraz przydatność tej metody do różnych celów. Technologia procesu z uwzględnieniem stosowanych chemikalii oraz zagadnienia związane z planowaniem zakładu i urządzeń do prowadzenia procesu czernienia przez zanurzenie.

- 75* 679.5.06:669.228:621.793 17
 Pokrywanie tworzyw sztucznych powłokami metalicznymi. „Metallisierung von Kunststoffen“. Metall, t. 8, Nr 17/18, wrzes. 54, s. 675; A4, 1,5 str., 3 fot. — Opis dwóch metod pokrywania tworzyw sztucznych metali. Pierwsza metoda metaloplastyczna polega na redukcji roztworu srebra przy pomocy środka redukującego na powierzchni tworzywa, przy czym tworzy się cienka warstewka srebra, którą następnie pomiedziowuje się w specjalnej kąpieli miedziowej, po czym pokrywa się dowolnym metalem z normalnie stosowanych kąpieli. Druga metoda polega na kondensacji par metalu na powierzchni tworzyw sztucznych w próżni, przy czym metal pokrywający jest rozpylany katodowo lub odparowany termicznie. Metody te posiadają duże znaczenie praktyczne.

- 76* 621.3.035.2:669.4:669.054.7 17
 Lutter E.: **Elektrolityczne czyszczenie pasywnych anod ołowiowych.** „Electrolytische Reinigung passiver Bleianoden“. Metallwaren-Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 9, wrzes. 54, s. 423; B5, 1 str. — Praktyczna metoda czyszczenia pasywnych anod ołowiowych. Zasada polega na zmienieniu pasywnej warstewki chromianów, na drodze elektrolitycznego utlenienia, na pożądaną przewodzącą prąd postać dwutlenku. Anody ołowiowe w tej formie mogą być używane w kąpieli chromowej. Również możliwe jest rozpuszczenie utworzonego dwutlenku ołowiu i otrzymanie na drodze redukcji metalicznych anod ołowiowych. Podano przepis praktycznego wykonania.

OŚRODEK DOKUMENTACJI KONSTRUKCJI URZĄDZEŃ BUDOWLANYCH

- 16* 621.873-182.3:629.119.4 16
 Riedieg: **Nowoczesny ciężki żuraw transportowy (samojezdny).** „Neuartiger, schwerer Transportkran“. Fördern u. Heben, t. 4, Nr 6, czerw. 54, s. 322; A4, 0,5 str., 2 fot. — Dla podnoszenia połączonego z transportem (nawet na dalszej odległości) skonstruowano nowy typ żurawia samojezdnego na pneumatykach o napędzie spalinowym. Opis konstrukcji żurawia oraz jego dane techniczne (możność do 40 t). Zaletą konstrukcji jest duża zwrotność żurawia, skręt przedniej osi ponad 90°/m.
- 17* 621.873-82 16
 Chamberlain: **Hydrauliczny warsztatowy żuraw przewoźny.** „Hydraulic shop crane“. Engineer, t. 198, Nr 5136, lip. 54, s. 24; A3, 0,5 str., 1 fot. — Podręczny żuraw przewoźny. Udźwig maksymalny 5000 funtów (ok. 2260 kg). Największa wysokość podnoszenia 9 stóp (ok. 2,75 m). Wysięgnik o długości 5 stóp (ok. 1,5 m) zamontowany na pionowej kolumnie umieszczonej na podstawie. Podstawa wykonana z rury wygiętej w kształcie litery U i wyposażona w kółka jezdne. Hydrauliczna regulacja położenia wysięgnika za pomocą pompki ręcznej.
- 18* 621.873:061.4 16
 Luttgerding H.: **Żurawie na wystawie w Hannoverze 1954.** „Kran-Messebericht Hannover 1954“. Fördern u. Heben, t. 4, Nr 7, Lip. 54, s. 362; A4, 6 str., 17 fot., 1 rys.,

- 4 tabl., 1 poz. bibl. — Opisy i dane charakterystyczne nowych konstrukcji żurawi portowych, kolejowych, samochodowych, pokazanych na wystawie w Hannoverze. Szczególną uwagę poświęcono żurawiom-olbrzymom na podwoziach samochodowych. Zamieszczono również dane o żurawach-koparkach chwytakowych.

- 19* 621.867: 061.4 16
 Kötting: **Przenośniki o ruchu ciągłym na wystawie w Hannoverze 1954.** „Stetigförderer-Messebericht, Hannover 1954“. Fördern u. Heben, t. 4, Nr 7, lip. 54, s. 377; A4, 6 str., 23 fot., 6 rys., 1 tabl. — Przenośniki na wystawie przemysłowej w Hannoverze 1954. Nowoczesne konstrukcje przenośników wstrząsowych (zasady działania różnych ich typów). Dokładne charakterystyki liczbowe. Przenośniki sortujące. Przenośniki taśmowe. Nowoczesne taśmy przenośników korytkowych z przegródkami — umożliwiające podnoszenie przy dużym kącie pochylecia. Ciekawa konstrukcja bębna napędowego przenośnika taśmowego, w której silnik napędowy mieści się wewnątrz bębna.

- 20* 629.114-445.7:061.4 16
 Reimer K.: **Bezszynowe wózki transportowe na wystawie w Hannoverze 1954.** „Gleislose Flurförderer-Messebericht Hannover 1954“. Fördern u. Heben, t. 4, Nr 7, lip. 54, s. 389; A4, 3,5 str., 15 fot., — Zaprezentowane na wystawie w Hannoverze 1954 wózki transportu bliskiego odznaczały

się małym rozstawem osi, zastosowaniem mechanizmów hydraulicznych, zwiększeniem ilości kół ogumionych na osi nośnej oraz wielką różnorodnością osprzętu. Opisano szereg nowoczesnych konstrukcji i podano ich charakterystyki eksploatacyjne.

21* 621.86/87:061.4/43/ 16
Sprawozdanie z wystawy w Hannoverze 1953. „Berichte von der technischen Messe Hannover 1953“. Fördern u. Heben t. 3, Nr 5, maj 53, s. 173; A4, 23 str., 65 fot., 3 rys. — Działy dźwigowe i transportowe wystawy technicznej w Hannoverze 1953, a w szczególności: żurawie portowe, maszyny budowlane (koparki łyżkowe, chwytakowe żurawie budowlane, spycharki, zgarniarki, ładowarki o ruchu przerywanym i ciągłym), przenośniki o ruchu ciągłym (taśmowe, człownikowe korytkowo-wstrząsane, korytkowo-grawitacyjne), kontenery (zasobniki), środki transportu bliskiego (wózki transportowe platformowe, widłowe). W opisach zwrócono uwagę na unowocześnienia i podano krótkie charakterystyki techniczne.

22* 621.798:061.4 16
 Hausmann W.: **Kontenery na wystawach...** „Behälter — Messeberichte“. Fördern u. Heben t. 4, Nr 7, lip. 54, s. 393; A4, 6 str., 17 fot. — Sprawozdanie z wystawy przemysłu niemieckiego w Hannoverze i międzynarodowej wystawy kontenerów dotyczące nowych konstrukcji kontenerów. Opisano różne typy kontenerów: palety, półki przeładunkowe, skrzynki zbiorniki — wszystkie przystosowane do transportu i jak najbardziej prostego przeładunku. Kontenery w postaci wózków ręcznych. Wnioski z obu wystaw.

23 621.86/87:629.1-44:061.4 (43) 16
 Ricken Th.: **Środki transportowe i dźwignice...** „Fördermittel und Hebezeuge...“ Fördern u. Heben t. 3, Nr 4, kw. 53, s. 135; A4, 4,5 str., 13 fot. — Opisy eksponatów 36 międzynarodowej wystawy samochodowej w Frankfurcie nad Menem, mających związek z zagadnieniami transportu towarów i dźwignicami. Nowoczesne konstrukcje wywrotek samochodowych, ładowarek i urządzeń samoładowniczych samochodów ciężarowych, żurawi samochodowych i podnośników do samochodów.

24 621.867(083.7) 16
Jednolite nazwy przenośników o ruchu ciągłym. „Einheitliche Benennungen für Stetigförderer“. Fördern u. Heben t. 3, Nr 5, maj 53, s. 196; A4, 5 str., 1 tabl. z schematami. — Wyciąg z normy DIN 15 201 (z marca 1953) ustalającej obowiązujące nazwy dla przenośników o ruchu ciągłym oraz ich schematyczne oznaczenia. Artykuł ma olbrzymie znaczenie dla polskiego czytelnika, gdyż zawiera zestawienia wszystkich dotychczas stosowanych nazw przenośników, jest więc ilustrowanym słowniczkiem z tego zakresu.

25 621.867.2:622.271.3:622:332 16
 Bargmann E.: **Nowy typ przenośnika taśmowego.** „Ein neues Förderband“. Fördern u. Heben t. 3, Nr 4, kw. 53; s. 127; A4, 2,5 str., 4 fot., 2 rys. — Nowa konstrukcja przenośnika taśmowego o dużej długości. Przenośnik składa się z typowych zestawów rolkowych montowanych na normalnym torze szynowym. Tor szynowy ułożony jest na podkładkach ukształtowanych jako płozy, co umożliwia poprzeczne przesuwanie całego przenośnika. Przenośnik taki znajduje szerokie zastosowanie w kopalniach odkrywkowych węgla brunatnego.

26* 621.867.21:622.647.2 16
 Richter F.: **Biegący wzdłuż krzywizn przenośnik...** „Das Kurvenband“. Fördern u. Heben t. 4, Nr 9, wrzes. 54, s. 577; A4, 4,5 str., 7 fot., 1 rys., 2 wykr., 2 poz. bibl. — Trzy fazy rozwoju konstrukcji przenośnika „Hemscheidt — Grebe“, który dzięki możliwości przebiegania wzdłuż krzywizn można bardzo korzystnie stosować w kopalniach. Wykresy wydajności przenośników tego typu dla różnych długości i szerokości taśmy.

27* 621.86/87:621.873.7:621.879.3:061.4 16
 Luttgerding H., Ritter C.: **Urządzenia dźwigowe dla budownictwa...** „Fördereinrichtungen für Bauzwecke...“ Fördern u. Heben t. 4, Nr 7, lip. 54, s. 424; A4, 12 str., 36 fot., 6 rys. 1 tabl. — Urządzenia dźwigowe przeznaczone dla budownictwa na wystawie przemysłu niemieckiego w Hannoverze 1954. Charakterystyki liczbowe maszyn. Obrotowe żurawie wieżowe. Koparki uniwersalne. Spycharki i równiarki. Koparki do rowów. Wywrotki samochodowe. Pompy do betonu.

28* 621.867.6:621.866:691 16
Zastosowanie podnośników podwieszonych w przemyśle materiałów budowlanych i budowlanym. „Der Einsatz bodenfreie Hubförderer in der Baustoff — und Bauindustrie“. Fördern u. Heben t. 4, Nr 6, czerw. 54, s. 328; A4, 2 str., 5 fot. — Ogłoszenie firmy Demag przedstawiające przykłady zastosowania produkowanych przez nią elektrowciągów w przemyśle materiałów budowlanych i przemyśle budowlanym.

Przykłady uzupełniono danymi liczbowymi wydajności poszczególnych urządzeń.

29 629.114-445.7:666.71/72:65.01 16
 Steinert K.: **Racjonalizacja produkcji cegły przez zastosowanie wózków widłowych.** „Rationalisierung der Bausteinherstellung durch Verwendung von Bausteingabeln“. Fördern u. Heben t. 3, Nr 4, kw. 53, s. 129; A4, 5 str., 7 fot., 1 rys., 2 poz. bibl. — Wskazano na korzyści płynące z paletyzacji cegły przy jej produkcji i transporcie oraz opisano różne metody transportu bliskiego palet z cegłą. Współpraca wózków widłowych z suwnicami. Metody paletyzacji różnych typów cegły.

30* 629.114-445.7.001.42 16
 Oberhoff E.: **Analiza pracy wózka widłowego.** „Analyse der Hubstapler Arbeit“. Fördern u. Heben t. 4, Nr 9, wrzes. 54, s. 618; A4, 2,5 str., 2 fot., 1 wykr. — Opis nowego urządzenia rejestrującego ruchy robocze wózka widłowego (długości przejazdów, wysokości podnoszenia i obciążenia). Jest to urządzenie samopiszące i pozwala na dokładne przeanalizowanie pracy wózka widłowego w określonym czasie badań. Opis pierwszego badania.

31* 621.86.063.2:621.869.6 16
 Hovelmann H. H.: **Chwytaaki „trymujące“ w pracach przeładunkowych.** „Der Trimmergreifer im Umschlagbetrieb“. Fördern u. Heben t. 4, Nr 9, wrzes. 54, s. 613; A4, 3 str., 22 fot. 6 wykr. — Przeładunek towarów sypkich jak węgiel, ruda, piasek, ziemia, fosfory i in. wymaga stosowania urządzeń zaopatrzonych w chwytaaki. Korzyści płynące z zastosowania chwytaaków czterolinowych, tzw. „trymujących“, które dzięki równomiernemu ruchowi zamykania obu szczęk nadają się bardzo dobrze do wygarniania materiałów sypkich. Podano liczne przykłady pracy tych chwytaków oraz charakterystyki wymiarowe i ciężarowe.

32* 621.879.3:622.619:621.867 16
Ładowarka o ruchu ciągłym do materiałów sypkich. „Continuous bulk loader“. Mechan. Handl. t. 41, Nr 8, sierp. 54, s. 508; A4, 0,5 str., 1 fot. — Krótki opis techniczny z przejrzystą fotografią (zastępującą dobry opis konstrukcji) ładowarki o ruchu ciągłym składającej się z nagarniaczy ślimakowych, przenośnika pochyłego-kubełkowego i przenośnika taśmowego. Całość na poławoziu ogumionym, posiada 5-konny elektryczny silnik napędowy.

33* 624.132:621.879.16 16
 Highgate T. W.: **Przemieszczanie ziemi. Cz. II.** „Earthmoving“. Mechan. Handl. t. 41, Nr 8, sierp. 54, s. 488; A4, 5 str., 10 fot., 1 tabl., 1 poz. bibl. — Omówiono konstrukcje różnych typów zgarniarek i ładowarek zasierżutnych. Opisy ich eksploatacji i dane techniczne poszczególnych maszyn.

3) opory zginania taśmy,

4) tarcie materiału przenoszonego o taśmę i wewnętrzne tarcie materiału na taśmie.

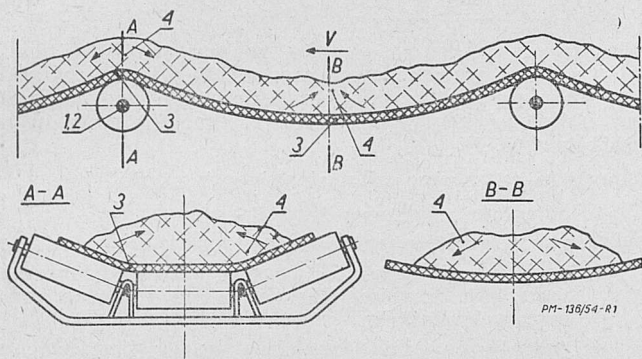
Oporów powietrza ze względu na małą prędkość można nie brać pod uwagę. W rozważaniach naszych pominiemy również pracę unoszenia względnie opuszczania materiału przy transporcie nie w poziomie, gdyż zagadnienie to nie budzi wątpliwości.

1. Oporo łożyskowania kół

W celu wyrobienia sobie poglądu na sprawę oporów łożyskowania przeprowadzono cały szereg pomiarów oporów ruchu kół, przy czym dla oddzielenia oporów w łożyskach od oporów uszczelki część pomiarów dokonano po wyjęciu uszczelki. Przy pomiarach uwzględniono następujące czynniki wpływające na wielkość oporów ruchu: prędkość taśmy (obroty koła), obciążenie koła oraz stan łożysk.

Zakres obciążeń i obrotów dobrano następująco: ze stosowanych prędkości taśmy $1 \div 1,8$ m/sek wynikają obroty kół średnicy 90 mm $n = 220 \div 380$ obr/min. Pomiar wykonano przy obrotach koła 210 i 350 obr/min. Zakładając szerokość taśmy 0,8 m, maksymalny rozstęp kół 1,8 m i przeciętną grubość warstwy węgla 15 cm, otrzymujemy maksymalne obciążenie na jeden zestaw kół około 270 kG, na jeden zaś koło $G = 90$ kG. Pomiar wykonano przy obciążeniach na jeden koło 8,2; 34,1; 58,5 i 82,9 kG, uzyskiwanych przez nałożenie na koło tulei odpowiednio obciążonej.

Pomiary przeprowadzono dwiema metodami: bezpośrednio przez pomiar momentu potrzebnego do zahamowania



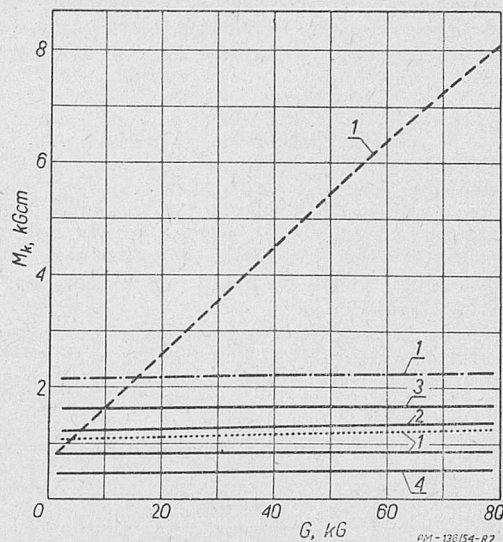
Rys. 1. Schemat przenośnika i miejsca występowania oporów.

koła, którego oś napędzono, oraz pośrednio przez pomiar momentu użytecznego silnika napędzającego koło na nieruchomej osi. Drugi sposób pomiaru (1.9) był konieczny z uwagi na to, że część badanych kół miała łożyskowanie specjalne (wg pomysłów racjonalizatorskich), przy czym brak było osi przechodzącej przez koło. Wyniki uzyskiwane tymi metodami były zgodne.

Jako smaru użyto dla wszystkich kół tego samego towaru średniej jakości o temperaturze kroplenia około 120°C. Dla zbadania wpływu zanieczyszczenia łożysk na opory ruchu sporządzono mieszaninę o zawartości 80% towaru i 20% (wagowo) drobnego węgla i wykonano pomiary przy użyciu tej mieszaniny. Zbadano również zachowanie się kół przy biegu na łożyskach, oczyszczonych benzyną ze smaru i zanieczyszczonych.

Zbadano następujące typy łożyskowań kół: łożyskowanie na łożyskach tocznych 6204, na tulejkach brązowych, na pojedynczej osiowej kulce ujętej w dwa stożki, na kłach stożkowych oraz koła drewniane nałożone na stalową oś. Zbadano uszczelnienia labiryntowe oraz samouszczelniające uszczelnienia gumowe.

Jak wykazały nasze pomiary, w zbadanych granicach moment oporów ruchu prawie nie zależy od prędkości obrotu koła. Zależność momentów oporów ruchu od obciążenia — dla łożyskowania ślizgowego — jest prawie liniowa (współczynnik tarcia μ prawie stały), dla łożysk kulkowych zaś opory ruchu są prawie niezależne od obciążenia (1.10). Przykładowo na rys. 2 podano zależność momentu oporów ruchu koła M_k od obciążenia G , przy różnym stanie łożysk. Linie ciągłe odnoszą się do koła przedstawionego na rys. 3a, linia przerywana do koła na tulejkach brą-



Rys. 2. Zależność momentów oporów ruchu kół M_k od ich obciążenia G . 1 — stan normalny koła, 2 — smar z węglem, 3 — bez smaru, 4 — bez uszczelki.

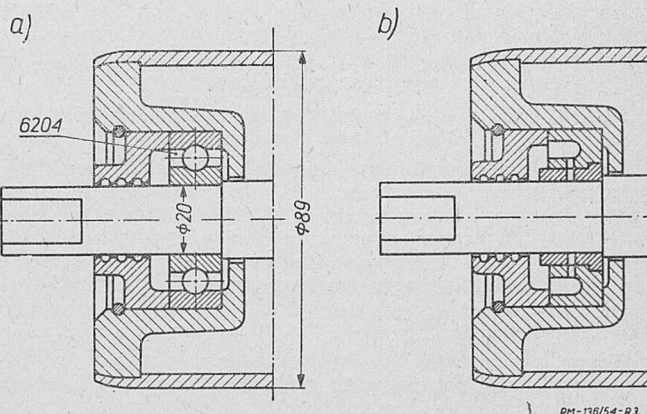
zowych wg rys. 3b. Oporo koła na łożyskach tocznych z pojedynczymi uszczelkami gumowymi charakteryzuje linia „kreska-kropka”. Linia kropkowaną podano opory koła na łożyskach 6204 z uszczelkami filcowymi według Burczaka (1.2).

Analogiczne wyniki dla kół na łożyskach kulkowych opublikowali później Burczak (1.2) i Vierling (1.12, 13), przy czym Vierling otrzymał wynik zbliżony do naszego, mianowicie moment oporu jednego łożyska — 0,125 kGcm.

Niezależność oporów łożysk tocznych w badanych kółach od obciążenia wynika w pierwszym rzędzie ze stosowania zbyt wytrzymałych łożysk z obawy o to, że małe średnice osi nie zapewniłyby wymaganej sztywności osi, szczególnie w długich kółach dolnych dużej długości. Obciążenie łożyska w koło przenośników stosowanych w górnictwie wynosi przeciętnie ok. 25 kG, co przy szybkości obrotów $n = 300$ obr/min odpowiada trwałości łożyska 6204 około 400 lat. Przy obciążeniu 200 kG, przy którym moment oporu zaczyna praktycznie wzrastać, łożysko 6204 może jeszcze pracować bez przerwy około $1/2$ roku.

Moment oporów ruchu łożyska tocznego M_t jest początkowo prawie stały, dopiero przy dużych obciążeniach G zaczyna wzrastać prawie proporcjonalnie do wzrostu obciążenia ($\mu \sim \text{const}$). Obrazuje to dobrze wykres na rys. 4 wg badań Muzzoliego (1.5).

Należy przy tym podkreślić, że przy małych obciążeniach nowe łożyska mają początkowo znacznie większy mo-



Rys. 3. Koła górniczych przenośników taśmowych: a — koło łożyskowane tocznie, b — koło na tulejkach brązowych.

ment oporu, a dopiero po dotarciu osiągają opory minimalne.

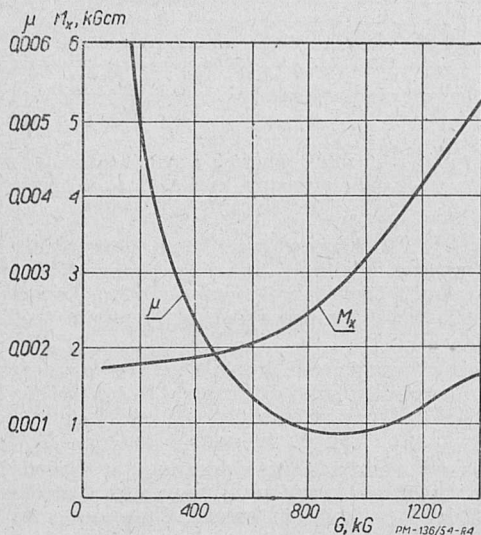
Na podstawie przeprowadzonych pomiarów można stwierdzić, że opory ruchu w łożyskach kulkowych kół są zależne od typu zastosowanych łożysk oraz od ich stanu i

montażu, natomiast praktycznie biorąc niezależną od prędkości ruchu taśmy oraz od jej obciążenia. Aby przy obciążeniu normalnym uzyskać analogiczne opory dla ułożyskowania ślizgowego, należałoby obniżyć współczynnik tarcia w tych łożyskach do ok. 0,02.

2. Opory uszczelnień krawężników

Jak wynika z rys. 2, moment oporu uszczelnień labiryntowych prostych (M_u) jest w przybliżeniu równy oporom łożysk. Przy średnicy uszczelnienia 20 mm opór na jedno uszczelnienie wynosi 0,1 do 0,2 kGcm. Przeprowadzone pomiary przy uszczelnkach gumowych pojedynczych wykazały moment oporu M_u 1 kGcm na jedną uszczelkę, a więc przeszło 5-krotnie większy.

Wg pomiarów obcych (1.12) proste uszczelnienie szczelino- we daje moment oporu ok. 0,12 kGcm, a podwójna uszczelka gumowa 1,25 kGcm. Francuska uszczelka „Rel” szczelino-



Rys. 4. Zależność współczynnika tarcia μ i momentu oporu M_k od obciążenia G , dla łożyska 6309, według Muzzoliogo.

wo-gumowa (1.3) — przy pełnym zabezpieczeniu łożyska przed zanieczyszczeniem — daje moment oporu 0,05 do 0,1 kGcm.

Opory uszczelki nie są zależne od obciążenia, są jednak zależne od rodzaju i ilości smaru. Brak smaru, w samouszczelniających uszczelnkach gumowych powoduje nawet dwukrotny wzrost oporów ruchu.

Można więc stwierdzić, że opory uszczelki są znaczne i mogą nawet kilkakrotnie przewyższyć opory łożysk kulkowych. Dlatego też przy wyborze uszczelki, obok skuteczności uszczelnienia, należy mieć na uwadze ich opór. Szczególnie szkodliwe jest stosowanie uszczelnień na większej średnicy niż to jest konieczne, gdyż na skutek tego moment oporu niepotrzebnie wzrasta, przy czym następuje zwiększenie długości uszczelnianej szczeliny.

3. Udział oporu ruchu krawężników w zapotrzebowaniu mocy przenośników taśmowych

Pomiary przeprowadzone na przenośnikach w bardzo dobrym stanie przy nieobciążonej taśmie szerokości 800 m wykazały, że moc pobierana przez silnik waha się od 3,3 do 4,0 kW na 100 m, zaś przy złym stanie przenośnika często przekracza 8 kW. Jako „zły stan” przenośnika rozumie się tu zanieczyszczenia ciągu węglem, brak krawężników lub też ich zakleszczanie, tarcie taśmy bokami o konstrukcję przenośnika i obudowę, itp.

Biorąc pod uwagę, że nominalna moc silników wynosiła około 30 kW, podczas gdy mierzona 3 do 6 kW, sprawność silnika łącznie z przekładnią czterostopniową można ocenić na około 0,5. Tak więc moc na bębnie w najdogodniejszych warunkach może wynosić $N = 1,5 \div 2,0$ kW na 100 m.

W normalnych górniczych przenośnikach taśmowych na 3 m trasy przypadają dwa zespoły górne po 3 krawężniki oraz jeden krawężnik dolny dla powrotnego ciągu taśmy, to jest ok. 234 krawężników na 100 m trasy. Przyjmując na podstawie pomiarów dla krawężników na łożyskach kulkowych z uszczelnkami labiryntowymi moment (na 1 krawężnik) $M_k = 1$ kGcm,

dla krawężnika z uszczelnkami gumowymi $M_k = 1$ kGcm, otrzymamy dla 234 krawężników przy prędkości taśmy 1,5 m/sek moc 760 W względnie 1520 W.

Ponieważ u nas stosowane są przeważnie krawężniki z uszczelnieniami labiryntowymi, można rzeczywistą moc do napędu krawężników ocenić na $0,75 \div 1$ kW, opory zaś zginania taśmy przy biegu luzem wypadłyby również 0,75 do 1,0 kW na 100 m trasy przy szerokości taśmy 800 m.

A więc przy biegu przenośnika luzem, pomijając straty w samym silniku i przekładni, około połowy mocy zużywa się na pokonywanie oporów ruchu krawężników, druga zaś połowa na opory zginania taśmy.

Jak wynika z pomiarów, opory ruchu krawężników przy różnym obciążeniu są praktycznie stałe. A więc moc tracona na krawężnikach jest niezależna od wydajności przenośnika taśmowego. Moc tracona na opory zginania taśmy zależy od napięcia taśmy, promienia i ilości zgięć oraz od konstrukcji taśmy.

Ze wzrostem obciążenia zmienia się tylko napięcie taśmy, co ze względu na dużą jej elastyczność powoduje prawdopodobnie niewielki wzrost oporu zginania. Pomiar przy biegu luzem i zmiennym napięciu taśmy nie może dać obrazu zmian oporu zginania pod wpływem obciążenia, gdyż taśma mocno napięta nie będzie się prawie zginać na krawężnikach, przy obciążeniu zaś — pomimo wzrostu napięcia — zwis pomiędzy krawężnikami pozostaje. Dla dalszych rozważań przyjmujemy uproszczone założenie, że opory krawężników i zginania taśmy pozostają stałe, przyrost zaś oporów zginania taśmy powodowany wzrostem obciążenia wliczamy do oporów przenoszenia materiału. Gdyby więc taśma nie miała zwisów pomiędzy zestawami podpierających ją krawężników, nie byłoby przyczyn do wzrostu oporów przy wzroście obciążenia taśmy.

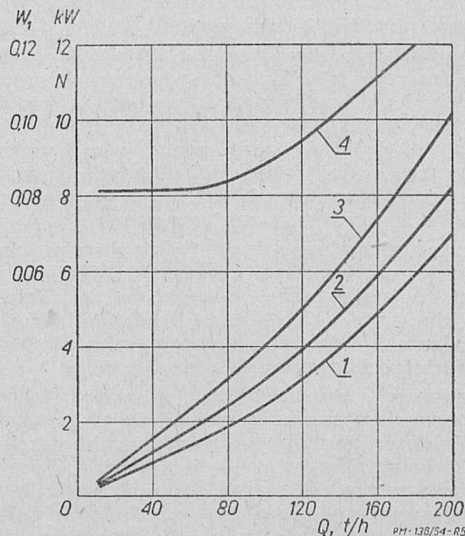
Obserwowany wzrost oporów ze wzrostem obciążenia wynika z tarcia wewnętrznego oraz tarcia o taśmę materiału transportowanego, wskutek kolejnego przechodzenia przez wklęsłości między krawężnikami i garby na zestawach krawężników (rys. 1).

Opory te są zależne od następujących czynników:

1. odległości zestawów krawężników,
2. napięcia wstępnego taśmy,
3. grubości i kształtu warstwy transportowanego materiału oraz kształtu nadawanego taśmie przez zestaw krawężników,
4. rodzaju materiału, jego ziarnistości, wilgotności itp.

Mniejszy wpływ mają dalsze czynniki, jak długość przenośnika (rozkład sił w taśmie), prędkość taśmy, szerokość taśmy oraz nachylenie przenośnika.

W warunkach praktycznych, szczególnie górniczych, należałoby jeszcze uwzględnić niedokładności w ustawieniu trasy taśmy, brak lub zacięcie się krawężników, ocieranie taśmy o części konstrukcji i tym podobne błędy. Posiadany



Rys. 5. Zależność mocy na przemieszczanie węgla od wydajności przenośnika Q . Szerokość taśmy 800 mm, długość ciągu $l = 100$ m, prędkość taśmy $v = 1,5$ m/sek.

materiał doświadczalny nie pozwala jeszcze na ścisłą analizę wpływu poszczególnych czynników. Ogólnie jednak można stwierdzić, że zależność oporów przenoszenia materiału od wydajności nie jest prostoliniowa, jak sugerują wzory na opory ruchu.

Rys. 5 przedstawia zależność mocy (na bębnie przenośnika) potrzebnej na przenoszenie węgla w poziomie od wydajności przenośnika. Wyniki pomiarów przeprowadzonych przez mgr inż. St. Grajnera przeliczono na długość przenośnika $l = 100$ m i prędkość $v = 1,5$ m/sek. Krzywa 1 odnosi się do przenośników w bardzo dobrym stanie, krzywa 2 do przenośników, w których ok. 5% krążników nie pracowało właściwie, krzywa 3 — do przenośników, w których ponad 10% krążników nie pracowało właściwie.

Nieprostoliniowość zależności przypisać można trzem czynnikom.

1. Ze wzrostem wydajności grubość warstwy transportowanej wzrasta niejednostajnie.

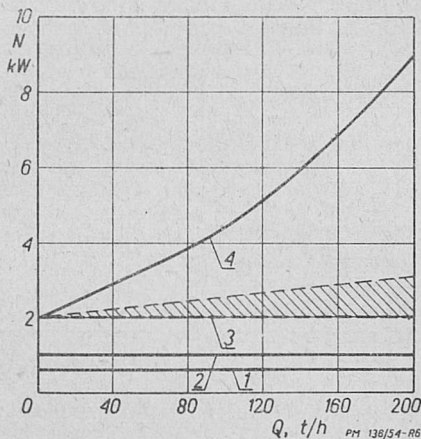
2. Ze wzrostem obciążenia taśmy jej zwis przy końcu wzrasta, zaś przy wstępie w pewnych warunkach maleje wskutek wzrostu siły ciągnącej. Zależy to od napięcia wstępnego taśmy, obciążenia oraz przede wszystkim od nachylenia przenośnika.

3. Istnieje zasadnicza różnica pomiędzy tarciami w warstwie o grubości mniejszej od średniej grubości transportowanych brył i w warstwie większej.

Sumaryczne zapotrzebowanie mocy przez przenośnik w zależności od wydajności przedstawiono na rys. 6 i 7. Odnoszą się one do przenośnika długości $l = 100$ o taśmie szerokości 800 mm, transportującego węgiel niesortowany z prędkością $v = 1,5$ m/sek. Dla porównania wpływu typu ułożyskowania krążników, przyjęto na rys. 6 ułożyskowanie toczne, na rys. 7 — ułożyskowanie ślizgowe łożyskami z tekstolitu grafitowanego o współczynniku tarcia $\mu = 0,06$ wg Burezaka (1.1) oraz w obu przypadkach uszczelnienia labiryntowe o takich samych oporach. Trójkątna powierzchnia zakreskowana obrazuje część oporów zginania taśmy wliczaną na razie przez nas do oporów przenoszonego materiału.

4. Wyznaczanie mocy napędu przenośników

Uważamy, że dla uzmysłwienia konstruktorom, ruchomcom oraz studentom rzeczywistego udziału poszczególnych elementów przenośnika oraz materiału przenoszonego w oporach ruchu, należałoby zmodyfikować sposób obliczania oporów ruchu oraz mocy napędu.



Rys. 6. Sumaryczne zapotrzebowanie mocy (N) przenośnika z krążnikami na łożyskach tocznych w zależności od wydajności Q.

Do czasu ustalenia ściślejszych danych dla różnych materiałów współczynnik w_1 (krzywa 4, rys. 5), pomimo znacznej jego zmienności, musiałby być przyjmowany jako stały na podstawie dotychczasowych praktycznych danych, w miarę jednak gromadzenia nowych materiałów doświadczalnych należałoby go bądź określić funkcyjnie, bądź przedstawić w tabelach, wg których można by go ściślej dobierać stosownie do wydajności.

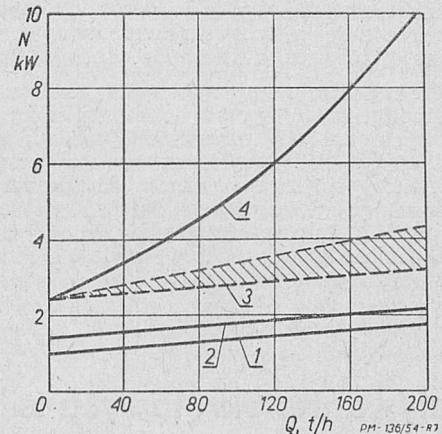
W przypadku zastosowania łożysk tocznych moc na bębnie napędowym zużywa się na pokonanie następujących oporów:

1. Opory w łożyskach krążników zależne od ilości krążników i ich średnicy.

2. Opory uszczelnień krążników.

3. Opory zginania taśmy, które ze względu na znormalizowaną budowę napędów i trasy, należałoby uzależnić tylko od konstrukcji taśmy i jej długości i scharakteryzować wielkością s kG/m, która przedstawia opór zginania taśmy w przeliczeniu na 1 m. Wielkość tę należy dobierać w zależności od szerokości taśmy i ilości wkładek.

4. Opory przenoszenia materiału zależne od ciężaru q (kG/m) materiału na 1 m taśmy, a określone współczynnikiem w_1 . Współczynnik ten należy dobierać w zależności



Rys. 7. Sumaryczne zapotrzebowanie mocy (N) przenośnika z krążnikami na łożyskach ślizgowych w zależności od wydajności Q.

od jakości i ziarnistości materiału przenoszonego, od odstępów krążników podpierających taśmę i ewentualnie od wydajności przenośnika.

5. Praca podnoszenia względnie opuszczania materiału.

Wzór na moc dla ułożyskowania tocznego krążników przyjmie postać:

$$N = \frac{v}{102} \left[(M_l + M_u) \frac{2I}{r} + ls + qkw_1 \pm qH \right] \text{ kW}$$

Uwzględniając to, że I można wyrazić jako $i \cdot l$ oraz, że $H = l \tan \alpha$

$$N = \frac{vl}{102} \left[(M_l + M_u) \frac{2i}{r} + s + q(w_1 \pm \tan \alpha) \right];$$

gdzie oznaczono:

H — różnica poziomów napędu i zwrotni przenośnika, m;
 I — ilość krążników w przenośniku;
 i — ilość krążników przypadająca na 1 m trasy;
 l — długość przenośnika, m;
 M_l — moment oporu tarcia jednego łożyska tocznego, kGcm;
 M_u — moment oporu jednej uszczelki, kGcm;
 q — obciążenie jednostkowe taśmy, kG/m;
 r — promień krążnika, cm;
 s — opór zginania taśmy w przeliczeniu na 1 m, kG/m;
 v — prędkość ruchu taśmy, m/sek;
 w_1 — wskaźnik oporów ruchu transportowanego materiału.
 α — kąt wzniosu przenośnika.

W przypadku zastosowania ułożyskowania ślizgowego podstawiamy

$$2iM_l = (q_m + q) \mu \cdot r_i;$$

gdzie: q_m — ciężar taśmy i części obracającej się krążników przypadający na 1 m trasy, kG/m,

r_i — promień czopa łożyskowego, cm,

μ — współczynnik tarcia w łożysku ślizgowym krążnika.

Otrzymujemy stąd:

$$N = \frac{vl}{102} \left[(q_m + q) \mu \frac{r_i}{r} + M_u \frac{2i}{r} + s + q(w_1 \pm \tan \alpha) \right]$$

$$N = \frac{vl}{102} \left[\frac{1}{r} (q_m \mu r_i + 2M_u i) + s + q \left(\mu \frac{r_i}{r} + w_1 \pm \tan \alpha \right) \right].$$

Współczynniki w przytoczone na wstępie odnoszą się do przenośników stałych starannie utrzymywanych, jedynie dane radzieckie (1.11) i polskie (1.7) odnoszą się do przenośników dołowych ($w = 0,6$), których utrzymanie nie dorów-

nuje urządzeniom stałym i które transportują urobek niesortowany.

W porównaniu z wynikami naszych pomiarów współczynniki te są niskie, co w praktyce prowadzi często do instalowania zbyt słabych napędów, a po nieuniknionych w tych warunkach uszkodzeniach silników do wymiany „na oko” na silniki o znacznym nadmiarze mocy. Dla celowej konstrukcji przenośników oraz właściwego ich montażu i eksploatacji potrzebna jest znajomość przyczyn powodujących wzrost oporów ruchu oraz sposobów ich obniżenia, znajomość gruntowniejsza niż dostrzeganie jaskrawych błędów. Obecnie stosowane wzory i sposób dobierania współczynnika w nie dają w tym kierunku żadnych możliwości, gdyż nie mają związku z istotnym przebiegiem zjawiska.

W oparciu o posiadane już materiały doświadczalne należy więc zmodyfikować sposób obliczania mocy przenośników taśmowych, tak aby odpowiadał zachodzącym zjawiskom, gdyż zastąpienie wszystkich oporów jednym współczynnikiem, który sugeruje zależność od sposobu ułożyskowania, podczas gdy rzeczywistość zależy od zupełnie innych czynników, jak napięcie taśmy, rodzaj i ziarnistość materiału oraz rozstęp wsporników, wydaje się zbyt grubym błędem metodycznym.

LITERATURA

1. Burczak T. S. — Grafito — tekstolitowyje podszipniki w rolkach lentocznych transportierow. UGOL, 1947, nr 10, str. 24.
2. Burczak T. S. — Pierwyje opytynie issledowania koeficienta trenia w szarikopodszipnikach. UGOL, 1951, nr 5, str. 25.
3. Grierson — Cable Belt Conveying Mining Journal nr 420/53.
4. — Joints d'étanchéité „Rel” pour rouleaux de convoyeurs à courroie. CHARBONAGE DE FRANCE, Bulletin d'informations Techniques, nr 42, 1952 (styczeń), str. 10.
5. Jürgensmeyer W. — Die Wälzlager. Wyd. Springer, 1937, Berlin.
6. Koszewoj W., Andrejew A. — Rolikowyje opory lentocznych konwejerow, UGOL, nr 5, 1950, str. 33.
7. Lesiecki W. — Transport kopalniany. 1 — Odstawa urobku PWT, 1951.
8. Maerks J. — Versuche an Förderbandrollen im Grubenbetriebe. Glückauf, 1935, str. 133.
9. Opolski T. — Wyznaczanie momentu oporowego metodą poślizgu. Wiadomości Elektrotechniczne, nr 10, 1952, str. 234.
10. Reguński W. i Opolski T. — Opory ruchu krążników przenośników taśmowych. Prace badawcze GIG, Komunikat nr 72, St-gród, 1950.
11. Spiwakowski A. O. — Rudnicznij Transport. UGLETECHIZDAT, 1953.
12. Vierling A. — Der Laufwiderstand von Förderbandtragrollen für den Grubenbetrieb. Glückauf, 1953. Nr 37/38, str. 959.
13. Vierling A. — Förderbandtragrollen für Bandstrassen und Grossgeräte des Braunkohlentagbaus. Braunkohle, nr 3/4, 1954.

Oddziaływanie okrętowych silników spalinowych na fundament

621—216:629.123.2

Mgr inż. WIKTOR PIETRZYK

W artykule omówiono oddziaływanie silnika spalinowego na fundament okrętowy. Po ogólnej analizie wpływu sił i momentów bezwładności mas i pochodzących od nich momentów wewnętrznych oraz wpływu reakcji momentu obrotowego, potraktowano w sposób szerszy zagadnienie poprzecznych drgań całego silnika. W zakończeniu podano ogólne uwagi dotyczące wykonywania fundamentów okrętowych oraz omówiono zasady elastycznego fundamentowania silników.

Silniki spalinowe oddziałują podczas pracy na fundament. Silniki ustawione na lądzie w zasadzie nie mają ograniczeń co do wielkości i ciężaru fundamentów. W budownictwie okrętowym natomiast ograniczenia takie istnieją. Dlatego właściwa konstrukcja fundamentu, uwzględniająca te wymagania, jest możliwa tylko przy dokładnej znajomości działania silnika na fundament. Znajomość bowiem sił i momentów wywieranych przez silnik pozwala na utrzymanie lekkości przy zachowaniu właściwej sztywności fundamentu, zapobiegającej nadmiernym odkształceniom całego silnika lub szkodliwym jego drganiom.

Konstrukcja fundamentu dla silników okrętowych jest więc zagadnieniem, którym zainteresowany jest silnikowiec i kadłubowiec. Pierwszemu zależy na wbudowaniu silnika w kadłub w sposób zapewniający jego nienaganną pracę bez nadmiernych wstrząsów i naprężeń w jego częściach składowych. Drugi zaś pragnie, by silnik nie oddziałował w szkodliwy sposób na kadłub i by jego praca nie była przykra dla załogi.

Sprawa właściwej konstrukcji fundamentów nabiera coraz większego znaczenia z powodu dążności do stosowania coraz lżejszych konstrukcji kadłubów oraz większej liczby obrotów silnika.

Podczas pracy silnika na jego fundament działają:

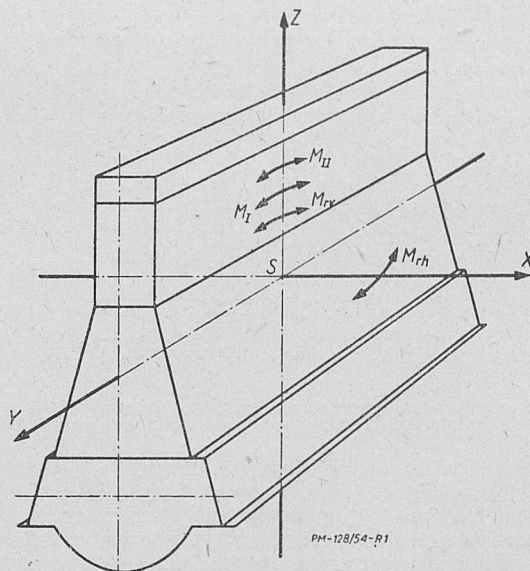
1. siły i momenty bezwładności mas części silnika będących w ruchu;
2. momenty wewnętrzne, których działanie mimo że znosi się wewnątrz silnika, powoduje występowanie naprężeń w fundamencie na skutek elastyczności wału korbowego i podstawy silnika;
3. reakcja momentu obrotowego.

Siły i momenty bezwładności mas

W silnikach wielocylindrowych korby wału ustawione są przeważnie w ten sposób, że zapewniają równomierny odstęp zapłonów w poszczególnych cylindrach. Często ustawienie korb jest kompromisem między równymi odstępami zapłonów a zrównoważeniem wału, co ma miejsce w wielu silnikach obustronnego działania. Na kolejność zapłonów i ustawienie korb ma wpływ szereg czynników, jak wyrównoważenie sił i momentów bezwładności mas, wzbudzenie drgań skrętnych wału, równomierność momentu obrotowego, wielkość momentów wewnętrznych bezwładności mas,

obciążenie łożysk głównych oraz drgania giętne wału korbowego.

Szereg autorów¹⁾ podaje gotowe tablice ustawienia korb, kolejności zapłonów, wartości sił i momentów masowych zewnętrznych i wewnętrznych dla silników 4 i 2-suwowych. Z tablic tych wynika, że dla większości układów korbowych siły masowe znoszą się. Niekiedy natomiast występuje działanie momentów masowych. W silnikach okrętowych dwusuwowych wyrównoważenie nie zawsze może być przeprowadzane według tablic z powodu dodatkowego wpływu układu korbowego pomp powietrznych.

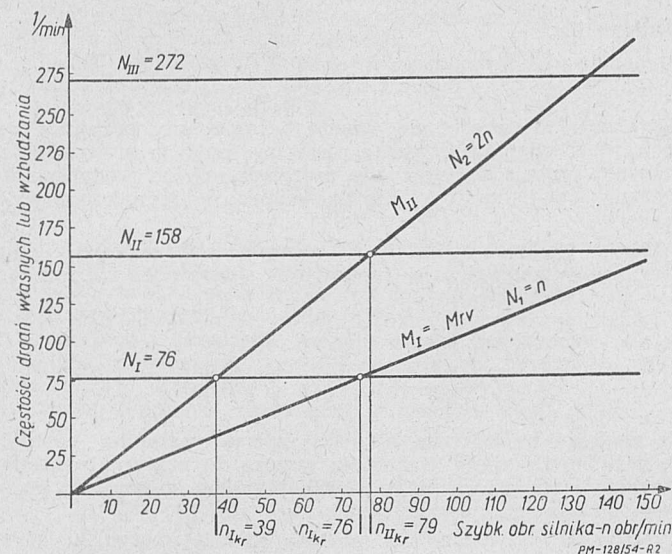


Rys. 1. Schemat działania momentów bezwładności na silnik.

Rys. 1 obrazuje działanie momentów bezwładności. Momenty pierwszego rzędu M_I , sinusoidalnie zmienne, działają

¹⁾ K. Szawłowski — Silniki spalinowe na stałych fundamentach i okrętowe — 1946 r.

N. I. Kotyczew — Sudowyje dieseli — 1946 r.



Rys. 2. Zależność częstości drgań własnych lub wzbudzenia od szybkości silnika.

ją w płaszczyźnie YZ z częstością wzbudzenia równą liczbie obrotów wału korbowego. W tej samej płaszczyźnie występuje działanie momentów drugiego rzędu M_{II} z częstością wzbudzenia dwa razy większą. Trzeci rodzaj momentów bezwładności, jaki może występować podczas pracy silnika, to moment pochodzący od sił masowych odśrodkowych M_r . Moment ten — o stałej wartości — działa w płaszczyźnie przechodzącej przez oś wzdłużną wału korbowego i wiruje wraz z korbą ze stałą szybkością kątową równą szybkości kątowej wału korbowego. Zwykle rozpatrujemy składowe tego momentu w płaszczyznach YZ mianowicie M_{rv} oraz w płaszczyźnie XY oznaczoną M_{rh} . Składowe te zmienne są sinusoidalne i częstość ich wzbudzenia jest równa liczbie obrotów wału korbowego.

Działanie momentów bezwładności mas sprowadza się więc w głównej mierze do pionowej płaszczyzny podłużnej YZ silnika. Częstość wzbudzenia tych momentów jest równa liczbie obrotów (M_I i M_{rv}) lub dwukrotnie większa (M_{II}) niż liczba obrotów silnika i zmienia się wraz ze zmianą tych obrotów. Może więc dojść do rezonansu z częstością giętych drgań własnych kadłuba. Przytoczony w naszej literaturze fachowej przykład obliczenia częstości drgań własnych kadłuba²⁾ daje obraz rzędu wielkości, jakie tu występują. W danym wypadku dla kadłuba statku o długości 135,4 m, szerokości 17 m i wyporności 18000 ton, częstości drgań własnych wynoszą: $N_I = 76$ okr/min; $N_{II} = 158$ okr/min; $N_{III} = 272$ okr/min.

Jeśli np. silnik główny do bezpośredniego napędu ma przy tym najwyższą marszową liczbę obrotów równą 120 obr/min to, jak wskazuje rys. 2, występują obroty krytyczne (38, 76 i 79 obr/min) na skutek rezonansów z częstością drgań własnych I i II stopnia.

W celu ograniczenia skutków działania rezonansów nie zaleca się ustawiać silników o niewyrównoważonych momentach w węzle drgań giętych kadłuba (rys. 3b — b₁), gdyż działałyby tu one wzbudzająco. Z tych samych względów nie powinno się ustawiać w środku kadłuba (rys. 3a) silników o niewyrównoważonych siłach masowych. Podczas drgań bowiem w środku kadłuba, wychylenia są największe, więc i wpływ sił masowych jest tutaj największy.

Zasada ta ma znaczenie przede wszystkim dla silników o niskiej liczbie obrotów, gdyż istnieje tu duża możliwość rezonansu z niską częstością drgań własnych kadłuba, jak to wyżej zostało omówione.

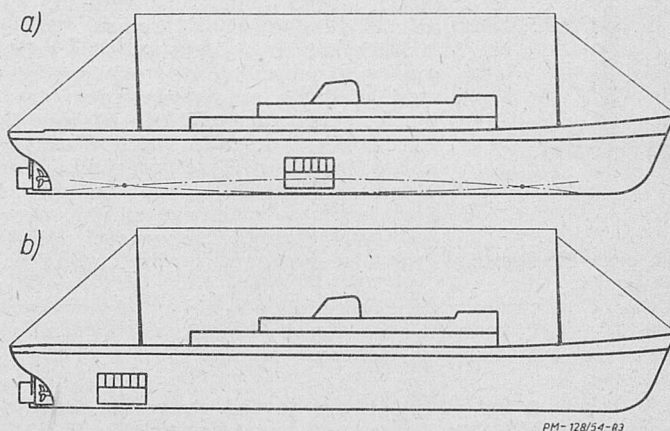
²⁾ J. Naleszkiewicz — Obliczanie drgań kadłubów okrętowych — 1951 r.

Momenty wewnętrzne

Mimo że silnik jest często całkowicie wyrównoważony i na fundament nie przenosi się żadne oddziaływanie, pochodzące od sił bezwładności mas, to jednak wał korbowy zginany jest momentami wewnętrznymi. Osiągają one znaczne wartości i są specjalnie nieprzyjemne dla silników wielocylindrowych, które posiadają znaczną długość. Zginany momentami wewnętrznymi wał korbowy za pośrednictwem łożysk powoduje zginanie podstawy silnika, a więc przenoszenie działania na fundament. W celu zapobieżenia temu podstawy silników okrętowych buduje się znacznie sztywniejsze, niż silników przeznaczonych do pracy na lądzie.

Momenty wewnętrzne pochodzące od sił bezwładności I i II rzędu nie są tak przykre w działaniu jak momenty wewnętrzne odśrodkowych sił bezwładności. Pierwsze bowiem działają w podłużnej płaszczyźnie pionowej YZ (rys. 1) i odpowiadający im wskaźnik przekroju na gięcie całego silnika względem osi X jest dużo większy, niż wskaźnik przekroju względem osi Z dla momentów w drugim wypadku, gdy te wirując wraz z korbą działają za pośrednictwem składowej M_{rh} w płaszczyźnie poziomej XY.

W tablicach ustawienia korb, kolejności zapłonów i wielkości sił i momentów bezwładności podane są również wartości momentów wewnętrznych. Tablice te dotyczą jednak tylko typowych układów korb i nie uwzględniają różnych



Rys. 3. Schemat ustawienia silnika w kadłubie.

innych nieregularnych i specjalnych układów stosowanych w silnikach okrętowych.

Reakcja momentu obrotowego

Moment obrotowy silnika powoduje występowanie równego mu momentu reakcji, działającego w kierunku prze-

TABLICA I. Przeciętne (przybliżone) wartości najmniejszego i największego momentu obrotowego silnika

Liczba cylindrów	Średnia wartość momentu	4 sw. jednostr. dział.		2 sw. jednostr. dział.		2 sw. obuustr. dział.	
		max.	min.	max.	min.	max.	min.
3	1	+4,2 do 4,7	-1,5 do 1,9	+3,06	-0,83	+1,76	+0,43
4	1	+2,3 do 2,5	-0,4 do 0,7	+2,42	-0,19	+2,18	0
5	1	+3,6	-1,2	+1,89	+0,14	+1,34	+0,78
6	1	+1,8 do 2	0	+1,54	+0,50	+1,38	+0,68
7	1	+2,4	-0,39	+1,54	+0,69	+1,13	+0,88
8	1	+2,15	-0,05	+1,27	+0,82	+1,17	+0,88
9	1	+1,9	+0,11	+1,17	+0,87	+1,06	+0,97
10	1	+1,7	+0,32	+1,08	+0,92	+1,08	+0,99
12	1	+1,5	+0,6	+1,04	+0,98	+1,04	+0,98

ciwnym do kierunku obrotów silnika i powodującego skreślenie fundamentu względem osi wzdłużnej. Moment obrotowy nie jest stały, lecz zmienia się w szerokich granicach. Tablica I podaje przeciętne wartości najmniejszego i największego momentu obrotowego w stosunku do średniej jego wartości, przyjętej jako jedność.

Poprzeczne drgania silnika

Okresowość działania omówionych sił i momentów jest źródłem powstawania drgań układu sprężystego, jakim jest korpus silnika, fundament i związana z fundamentem część kadłuba statku. Układ ten jest najbardziej elastyczny w kierunku poprzecznym do osi wzdłużnej silnika, gdyż w tym przekroju sztywność zginania EJ względem osi Y (rys. 1) posiada najmniejszą wartość.

Ponieważ w tym kierunku (płaszczyzna XZ) działają momenty okresowo zmienne, istnieją więc sprzyjające warunki do powstawania poprzecznych drgań giętych całego zespołu: silnika, fundamentu i przynależnej części kadłuba.

Zagadnienie poprzecznych drgań, ich szkodliwy wpływ na pracę silnika, trwałość fundamentu i kadłuba jest ostatnio przedmiotem badań, prowadzonych przez niektóre towarzystwa klasyfikacyjne i wytwórnie silników³⁾.

Zagadnienie jest trudne do opanowania ze względu na niemożność ścisłego ujęcia występujących tu wielkości drogą rachunku.

Czy i w jakim stopniu układ sprężysty wspomnianego zespołu będzie drgał, zależy od stosunku częstości działania sił wzbudzących do częstości drgań własnych zespołu: silnik — fundament — kadłub. Siłami wzbudzającymi drgania są tutaj te same siły harmoniczne odpowiednich rzędów, jakie występują przy drganiach skrętnych wałów korbowych. Aby obliczyć częstość drgań własnych, należy przedstawić zespół silnika jako układ jednomasowy, jak na rys. 4, i znając masę m całego silnika, określić współczynnik sztywności silnika

C_S oraz fundamentu wraz ze związaną z nim częścią kadłuba C_F .

Silnik okrętowy wielkiej mocy składa się z podstawy, stojaka i skrzyni cylindrowej. Części te połączone są śrubami oraz niekiedy cięgłami. Schemat takiego silnika przedstawia rys. 5.

W czasie pracy silnika części te pod wpływem działających sił pragną obrócić się względem krawędzi K_0 , K_1 i K_2 . Obrotowi temu przeciwstawiają się śruby łączące części silnika. Śruby te są elementami elastycznymi; ich wydłużanie się można zaobserwować w czasie pracy silnika pod obciążeniem, gdy linia łączenia części pokryta jest warstwą oleju. Oprócz śrub, które odkształcają się najwięcej, również w pewnym stopniu odkształcają się części, przede wszystkim stojak.

Dla połączenia podstawy silnika z fundamentem napiszemy równanie momentów względem krawędzi K_0 (oznaczenia na rys. 5):

$$C_0 \cdot \delta_0 \cdot h = P_a \cdot a + P_b \cdot b + P_c \cdot c + P_d \cdot d; \quad [1]$$

gdzie: P_i — siła występująca w rzędzie śrub ($i = a, b, c, d$).

$C_0 \cdot \delta_0$ — siła sprężystości, odniesiona do środka ciężkości. Wartość δ_0 odpowiada wychyleniu środka ciężkości od położenia równowagi, zaś C_0 — szukany współczynnik sprężystości dla danego połączenia.

Podstawiając do wzoru [1] wartości:

$P_i = \frac{\Delta_i}{l_i} \cdot F_i \cdot E$ (gdzie Δ_i = wydłużenie śruby, l_i — długość śruby, F_i — suma powierzchni przekrojów rzędu śrub, E — moduł sprężystości), oraz

$$a : b : c : d = \Delta_a : \Delta_b : \Delta_c : \Delta_d;$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\Delta_a}{a} = \frac{\Delta_b}{b} = \dots \dots \dots;$$

$$\delta_0 = h \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

otrzymamy:

$$C_0 \cdot h \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot h = \frac{E \cdot F_a}{l_a} \cdot a \operatorname{tg} \alpha \cdot a + \frac{E \cdot F_b}{l_b} \cdot b \operatorname{tg} \alpha \cdot b + \dots \dots$$

Ostatecznie:

$$C_0 = \frac{E}{h^2} \left(\frac{F_a}{l_a} \cdot a^2 + \frac{F_b}{l_b} \cdot b^2 + \frac{F_c}{l_c} \cdot c^2 + \frac{F_d}{l_d} \cdot d^2 \right). \quad [2]$$

Wyrażenie to uprości się jeszcze bardziej gdy przyjmiemy, że $a \approx 0$, gdyż praktycznie pierwszy rząd śrub wpada w krawędź obrotu K_0 , oraz gdy uwzględnimy, że rzędy symetryczne względem osi silnika posiadają jednakowe wymiary.

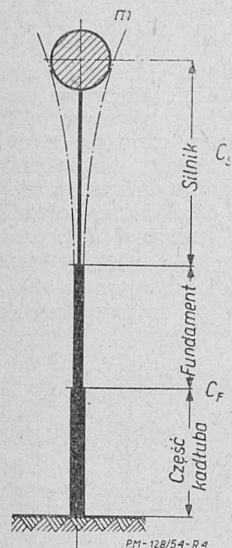
Dla połączenia podstawy ze stojakiem otrzymamy analogicznie, zachowując oznaczenia wg rys. 5:

$$C_1 = \frac{E}{(h - h_p)^2} \left\{ \frac{F_1}{l_1} (a_1^2 + d_1^2) + \frac{F_2}{l_2} (b_1^2 + c_1^2) + \frac{F_z}{l_z} [w^2 + (z + w)^2] \right\}; \quad [3]$$

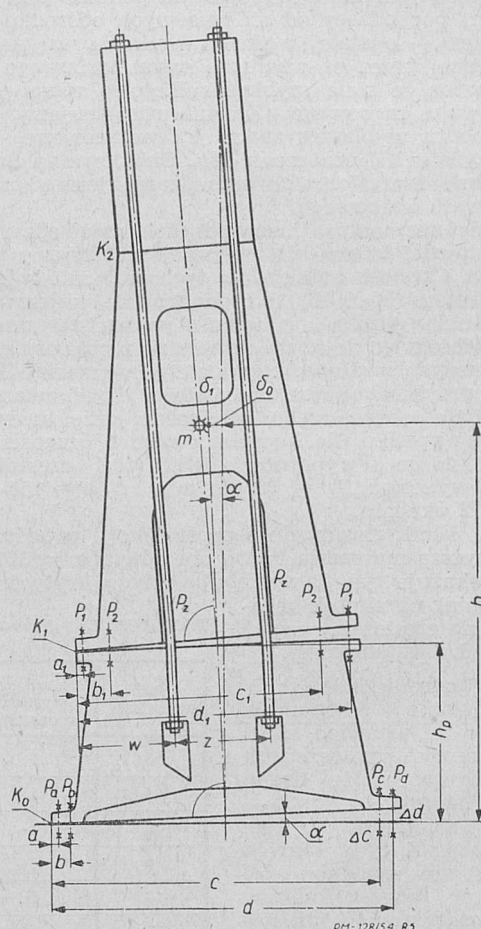
Ze względu na znaczną długość, wpływ cięgieł na wartość C_1 jest bardzo mały. Pozostają jeszcze do przeanalizowania dwa elementy, które mogą mieć wpływ na sprężystość korpusu silnika, mianowicie podstawa i stojak.

Podstawa silnika posiada kształt skrzyni u góry otwartej i mocno powiązanej w narożnikach. Miejsca usytuowania łożysk głównych stanowią sztywne płyty. Można uważać ją jako bardzo sztywną i przyjąć współczynnik sztywności: $C_D = \infty$.

Stojak dla silników wielkiej mocy wykonany jest przeważnie w postaci oddzielnych, uźebrowanych płyt spoczywających na podstawie w miejscach nad łożyskami głów-



Rys. 4.



Rys. 5. Szkic silnika do obliczeń.

nymi. Taki stojak wykazuje znaczną elastyczność. Wpływ stojaka uwzględnia się do wysokości, na której znajduje się środek ciężkości S (przeważnie na belce poprzecznej). Określenie współczynnika sztywności C_d jest tu trudne, gdyż sprowadza się do zaszerzowania stojaka do jednego z trzech przypadków ramy według rys. 6, a mianowicie:

- I — rama dwuprzegubowa,
- II — rama dwuprzegubowa ze sztywną belką poprzeczną,
- III — rama utwierdzona ze sztywną belką poprzeczną.

³⁾ A. Oppitz — Schüttelschwingungen der Motoren insbesondere im Schiff. — Schiff und Hafen — nr 1/1953.

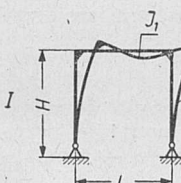
Przyjęcie odpowiedniego współczynnika do obliczeń jest kwestią wycucia i doświadczenia.

Mając określone poszczególne współczynniki sztywności, które występują tu w układzie szeregowym, można obliczyć dla całego korpusu silnika:

$$C_S = \frac{1}{\frac{1}{C_o} + \frac{1}{C_p} + \frac{1}{C_l} + \frac{1}{C_d}} \quad [4]$$

Dotychczasowe obserwacje wskazują, że najbardziej wiotkim elementem wielkich silników jest stojak. Jego współczynnik sztywności C_d ma decydujący wpływ na wartość C_S . Im mniejszy silnik, tym stojak jest sztywniejszy. Rachunkowe określenie współczynnika sztywności stojaka C_d jest niepewne ze względu na trudność określenia, jakiego rodzaju utwardzenie przyjąć, rozpatrując go jako ramę.

Tutaj z pomocą może przyjść pomiar. Jeśli zmierzy się częstość drgań własnych silnika ustawionego na płycie fundamentowej w okresie np. prób hamowania po wyprodukowaniu w wytwórni, to ze wzoru



$$C_d = \frac{6EJ}{H^3(1 + \frac{H}{4L})}$$

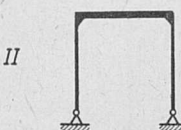
$$N_o = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C'_S}{m}} \quad [5]$$

obliczy się jego współczynnik sztywności C_S . Współczynnik ten uwzględnia sztywność płyty fundamentowej i śrub łączących tę płytę z fundamentem. Płytę traktować można ze względu na jej kształt jako bardzo sztywną. Należy więc uwzględnić tu współczynnik sztywności śrub C_f oraz ze wzoru:

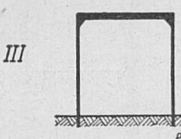
$$C'_S = \frac{1}{\frac{1}{C_o} + \frac{1}{C_l} + \frac{1}{C_d} + \frac{1}{C_f}}$$

obliczyć wartości C_d jeżeli

$$\frac{1}{C_p} \approx 0.$$



$$C_d = \frac{6EJ}{H^3}$$



$$C_d = \frac{24EJ}{H^3}$$

Rys. 6. Trzy przypadki ramy i odpowiednie wzory do obliczeń współczynnika sztywności stojaka.

muszą badać silniki na hamowni przed dostarczeniem ich klientowi.

Gromadzone w ten sposób wartości współczynników sztywności C_d dla różnych typów stojaków, pozwoliłyby z biegiem czasu na opracowanie szczegółowych danych, za pomocą których obliczenie sztywności całej obudowy silnika zyskałoby znacznie na dokładności.

Po ustawieniu silnika na fundamentcie statku można podczas jego pracy zmierzyć częstość drgań własnych.

Posługując się wzorem [5], można obliczyć następne współczynniki sztywności C dla całego zespołu silnika, fundamentu i kadłuba.

A ponieważ:

$$C = \frac{1}{\frac{1}{C_S} + \frac{1}{C_F}} = \frac{C_S \cdot C_F}{C_S + C_F};$$

więc:

$$C_F = \frac{C \cdot C_S}{C - C_S} \quad [6]$$

W ten sposób zatem określić można współczynnik sztywności fundamentu i związanej z nim części kadłuba. Jest to jedyna droga do określenia współczynnika sztywności C_F , gdyż ze względu na bardzo skomplikowany kształt fundamentu ujęcie rachunkowe tej wielkości jest niemożliwe.

Drogą systematycznych pomiarów częstości drgań własnych dla różnych typów i wielkości statków i stworzenia na tej podstawie danych statystycznych wartości C_F można by z góry, znając dla silnika wartości C_S , określić zakresy

obrotów krytycznych i szukać sposobów uniknięcia rezonansów.

Podobnie jak to ma miejsce w wypadku drgań skrętnych wałów i tutaj można by unikać rezonansów przez zmianę częstości drgań własnych układu drogą odpowiedniego ukształtowania fundamentu.

* * *

Rekapituluując dotychczasowe rozważania, ustalić można następujący tok postępowania przy wykonywaniu nowych jednostek pływających i przy przebudowie starych.

1. należy określić dla instalowanego silnika masę m i położenie środka ciężkości, a następnie współczynnik sztywności obudowy silnika C_S (drogą obliczeń lub pomiarów);

2. należy ustalić siły harmoniczne odpowiednich rzędów h_M , które powodują powstawanie drgań wymuszonych;

3. należy ustalić zakres żeglujowej liczby obrotów silnika;

4. analogicznie jak dla drgań skrętnych wałów korbowych należy określić obroty krytyczne i ocenić w jakim stopniu zagrażają one spokojnej pracy silnika. Najlepiej obrazuje te sprawy wykres na rys. 7. Na wykresie tym linia równoległa do osi odciętych przedstawia częstość drgań własnych N_o , która jest niezależna od liczby obrotów silnika. Linie proste przechodzące przez początek układu przedstawiają zależność:

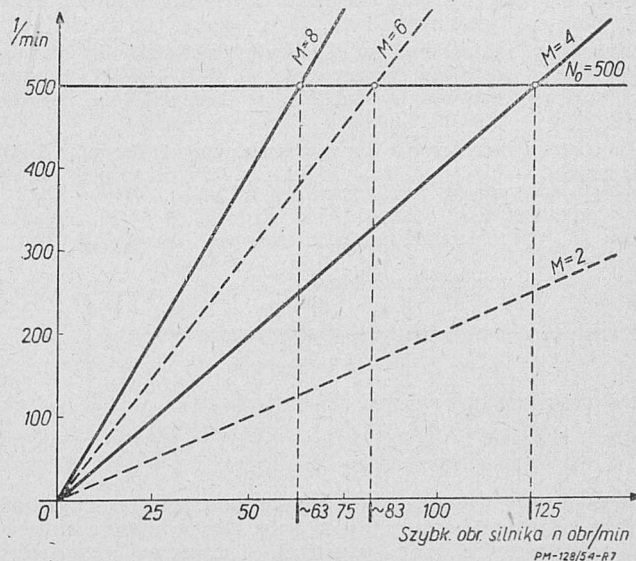
$$N_h = M \cdot n \text{ okr/min}$$

gdzie: N_h — częstość wzbudzenia siły harmonicznej, M — rząd harmonicznej, n — liczba obrotów, ponieważ częstość wzbudzenia N_h zmienia się ze zmianą liczby obrotów silnika n dla harmonicznej h_M odpowiedniego rzędu M . Obroty krytyczne występują gdy $N_o = N_h = M \cdot n$,

czyli:

$$n = n_{kr} = \frac{N_o}{M}.$$

Na rys. 7 są to wartości obrotów silnika dla punktów przecięcia omawianych prostych. Wykres rys. 7 sporządzony został przykładowo dla silnika dwusuwowego 4-cylindrowego, dla którego występują harmoniczne główne rzędów: $M = 4,8 \dots$ oraz harmoniczne podrzędne rzędów: $M = 2$,



Rys. 7.

6, 10..., zaś częstość drgań własnych I stopnia wynosi $N_o = 500$ obr/min.

5. Posługując się wyrażeniem:

$$N_o = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{m}},$$

obliczyć można współczynnik C , a następnie wartość:

$$C_F = \frac{C_S \cdot C}{C_S - C};$$

Mamy więc obliczony w ten sposób współczynnik sztywności fundamentu i związanej z nim części kadłuba C_F , jakiego pragniemy mieć dla instalowanej jednostki. Gdybyśmy mieli teraz odpowiednie wartości C_F dla fundamentów ujęte np. w postaci odpowiednich tablic, zagadnienie sprowadzałoby się tylko do dobrania typu fundamentu wg tych tablic dla zainstalowanego silnika.

Przykład liczbowy

A. Oppitz przeprowadził obliczenie dla silnika wysoko-
prężnego bezsprężarkowego dwusuwowego, wodzikowego,
jednostronnego działania: 4 cyl., $D = 680$; $S = 1250$; $n = 125$
obr/min, budowa ciężłowa, ciężar silnika ok. 186 ton.

Obliczono

Sztywność połączenia podstawy z fundamentem — $C_0 = 97,8 \cdot 10^6$ kG cm

Sztywność połączenia podstawy i stojaka — $C_1 = 81 \cdot 10^6$ kG cm

Podstawę przyjęto jako bardzo sztywną, czyli — $\frac{1}{C_p} \approx 0$.

Stojak typu jak na rys. 5 potraktowano jako ramę dwuprzegubową wg rys. 6-I, zatem — $C_{d1} = 0,7 \cdot 10^6$ kG cm

Sztywność całego stojaka wynosi:

$$C_s = \frac{1}{\frac{1}{C_0} + \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_{d1}}} = 0,688, 10^6 \text{ kG cm.}$$

Częstość drgań własnych I stopnia:

$$N_o = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C_{s1}}{m}} = 586 \text{ okr/min.}$$

Podczas badania silnika na stanowisku próbnym w wytwórni zmierzono częstość poprzecznych drgań I stopnia na podstawie obrotów krytycznych dla harmonicznych 4, 8, 10 i 12 rzędu. Wynosiła ona $N_{olpom} = 552$ okr/min. Wartość ta jest niższa od obliczonej o około 6%. Różnicę tę można uzasadnić częściowo tym, że pomiar uwzględnia dodatkowy wpływ sztywności rzędu śrub, łączących płytę fundamentową z blokiem betonowym.

Gdybyśmy zastosowali w danym przykładzie do obliczenia sztywności stojaka wzory wg rys. 6-II i 6-III, to wartości obliczeniowe byłyby dalekie od rzeczywistości. Mianowicie:

dla stojaka jako ramy dwuprzegubowej ze sztywną belką poprzeczną — $C_{d2} = 1,58 \cdot 10^6$ kGcm. Współczynnik sztywności całego silnika:

$$C_{s2} = \frac{1}{\frac{1}{C_0} + \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_{d2}}} = 1,522 \cdot 10^6 \text{ kGcm.}$$

Żaś gęstość drgań własnych pierwszego stopnia:

$$N_{o2} = 870 \text{ okr/min.}$$

Dla stojaka zaś jako ramy utwierdzonej:

$$C_{d3} = 6,32 \cdot 10^6 \text{ kGcm; } C_{s3} = 5,53 \cdot 10^6 \text{ kGcm; } N_{o3} = 1608 \text{ okr/min.}$$

Dlatego więc kwestia obliczenia współczynnika sztywności stojaka odgrywa tu decydującą rolę. Na podstawie zmierzonej częstości drgań własnych obliczono ostatecznie $C_s = 0,6 \cdot 10^6$ kG/cm.

Po ustawieniu silnika na fundamencie statku zmierzono z obrotów krytycznych dla harmonicznych 4 i 8 rzędu $N_{oI} = 438$ okr/min. Wartość ta uwzględnia współczynnik sztywności silnika i fundamentu. Stąd obliczono $C = 0,387 \cdot 10^6$ kGcm i ostatecznie $C_F = 1 \cdot 10^6$ kGcm.

Dotychczasowe rozważania dotyczyły częstości drgań I stopnia. W wypadku małej sztywności fundamentu w rachubę wchodzić jeszcze może częstość drgań własnych II stopnia. Tę częstość $N_{oII} = 1200$ okr/min wykryto podczas pomiarów omawianego silnika na statku na podstawie obrotów krytycznych dla harmonicznych 8, 10, 12 i 16 rzędu.

Obliczyć ją można jeśli sprowadzi się omawiany układ sprężysty do układu dwumasowego jak na rys. 8.

Wtedy:

$$N_{oI,II} = \frac{30}{\pi} \sqrt{A \mp \sqrt{A^2 - B}} \text{ okr/min.}$$

gdzie:

$$A = \frac{C_{23}}{2} \left(\frac{1}{m_2} + \frac{1}{m_3} \right) + \frac{C_{12}}{2} \cdot \frac{1}{m_2}$$

$$B = C_{12} \cdot C_{23} \cdot \frac{1}{m_2 \cdot m_3}$$

Znak minus pod pierwiastkiem dotyczy N_{oI} , zaś plus N_{oII} . Dla rozpatrywanego silnika ustalono:

$$m_2 = 74 \text{ kGsek}^2/\text{cm; } C_{12} = 0,98 \cdot 10^6 \text{ kGcm;}$$

$$m_3 = 109 \text{ kGsek}^2/\text{cm; } C_{23} = 0,46 \cdot 10^6 \text{ kGcm;}$$

i obliczono:

$$N_{oI} = 490 \text{ okr/min; } \text{ oraz } N_{oII} = 1380 \text{ okr/min}$$

co dostatecznie dokładnie odpowiada wartościom zmierzonym, a mianowicie 438 i 1200.

Wykonanie fundamentu

Na statku nie można ustawić silnika w sposób dowolny, w oderwaniu od konstrukcji kadłuba, gdyż w takim przypadku zachodziłaby obawa, że wręgi i poszycie — wystarczająco sztywne ze względu na konstrukcję kadłuba — mogłoby okazać się za słabe w razie umieszczenia w nim silnika.

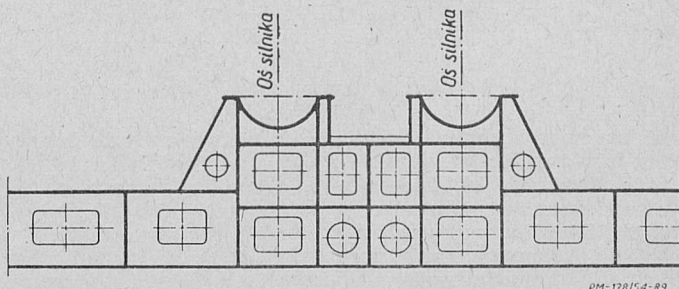
Prowadziłoby to do rezonansów w zakresie żeglugowych obrotów silnika. Z tych względów zaleca się projektować konstrukcję fundamentu równoległą z konstrukcją kadłuba.

W miejscu przeznaczonym na fundament należy co drugi wręg wykonać jako ramowy w celu uzyskania wysokiej jego sztywności i mocnego powiązania fundamentu z kadłubem. Fundament powinien być wykonany tak sztywny, jak to jest tylko możliwe w granicach jego normalnego ciężaru. Wszelkie zmiany jakie trzeba by było wprowadzić po wykonaniu kadłuba, wymagałyby znacznie więcej materiału, czasu i kosztów, a nie gwarantowałyby przy tym uzyskania koniecznej sztywności fundamentu.

Rys. 9 i 10 przedstawiają przekroje poprzeczne fundamentów silników. Obydwa fundamenty związane są ściśle z konstrukcją kadłuba. Fundament wg rys. 9 posiada górną płytę, na której spoczywa bezpośrednio podstawa silnika, umieszczona znacznie ponad poziomem dna wewnętrznego. W drugim rozwiązaniu, wg rys. 10, górna płyta fundamentu jest na poziomie dna wewnętrznego.

W obu wypadkach górne płyty są sztywno związane z kadłubem za pomocą wzdłużników. Wzdłużniki fundamentów przechodzą bezpośrednio we wzdłużniki dna podwójnego bez występowania gięcia, które wydatnie zmniejsza sztywność.

Ze względu na uzyskanie wysokiej sztywności spawana konstrukcja fundamentu zasługuje na pierwszeństwo w porównaniu z konstrukcją nitowaną.

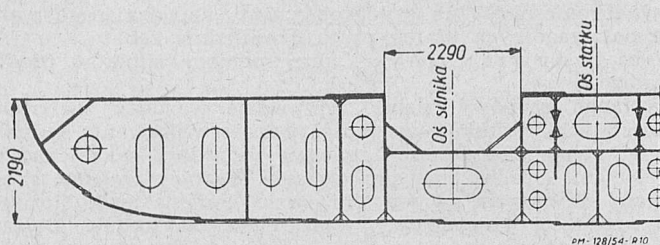


Rys. 8.

Rys. 9. Przekrój poprzeczny fundamentu silnika umieszczonego ponad poziomem dna wewnętrznego statku.

Elastyczne fundamentowanie silnika

O ile zachodziłaby konieczność budowy statków, dla których wstrząsy i drgania, występujące podczas pracy silnika byłyby specjalnie niepożądane, można to zrealizować przez elastyczne podparcie silnika. Sposób ten może być z powo-



Rys. 10. Przekrój poprzeczny fundamentu silnika umieszczonego na poziomie dna wewnętrznego statku.

dzeniem stosowany dla silników pomocniczych. W takim przypadku silnik wraz z napędzaną maszyną np. prądnicą lub sprężarką ustawia się na wspólnej sztywnej ramie. Rama ustawiona jest na sprężystych podkładkach o odpowied-

niej sprężystości i własnościach tłumiących. Fundament w tym wypadku może być lekki, ponieważ wtedy działają na niego niewielkie siły.

Niedogodnością elastycznego ustawiania silników jest konieczność wykonywania wszystkich przewodów olejowych, powietrznych i wody chłodzącej oraz wydechowych w sposób elastyczny.

Zastosowanie elastycznego podparcia do silników głównych wymaga stosowania sprzęgieł wychyłnych (Cardana) dla połączenia wału silnika z wałem śrubowym. Ponadto elastyczne podparcia powinny być wykonane w sposób umożliwiający przejście reakcji momentu obrotowego.

Takie rozwiązanie fundamentowania nie jest dogodne dla silników głównych i z tego względu nie znajduje zastosowania nawet w zakresie małych mocy napędowych.

* * *

Powyższa analiza sił i momentów działających na fundament wskazuje na konieczność rozpatrywania zagadnienia ustawienia silnika na statku łącznie z konstrukcją kadłuba. Tylko wtedy będzie można wypełnić wymagania, stawiane teraźniejszym konstrukcjom, dotyczące niezawodnego i pozbawionego drgań działania zespołu napędowego przy zachowaniu lekkości i sztywności konstrukcji.

Automatyzacja walcowni ciągłych

621.944.5:621.316.718

(Część I)

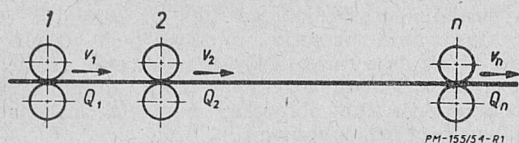
Mgr inż. WACŁAW GRZYBOWSKI
Mgr inż. JERZY KARDASZEWICZ

Artykuł naświetla niektóre problemy związane z napędem elektrycznym, regulacją i automatyzacją walcowni ciągłych. W I części artykułu scharakteryzowano ogólnie pracę walcowni ciągłej, zachowanie się głównych silników napędowych w różnych warunkach pracy ustalonej oraz omówiono sposoby synchronizacji biegu silników napędzających walców przy walcowaniu na gorąco. W części II artykułu omówione zostaną zasady regulacji prędkości obrotowych walców przy walcowaniu na zimno.

Wstęp

Głównymi cechami charakteryzującymi pracę walcowni ciągłych są:

1. znacznie większa wydajność niż innych typów walcowni;
2. wysoka jakość i jednolitość produktu końcowego;
3. znaczne zmniejszenie obsługi i zupełne wyeliminowanie prac niebezpiecznych lub szkodliwych dla zdrowia;
4. wysoki koszt instalacji, co łącznie z wysoką wydajnością zmusza do budowy walcowni o szerokim asortymencie produkcji.



Rys. 1. Układ walcowni ciągłej.

Walcownie ciągłe są stosowane zarówno przy walcowaniu na gorąco jak i na zimno.

Na gorąco walcuje się pręty, drobne profile, taśmę, blachę i drut, na zimno — głównie taśmę i ciekłą blachę.

Układ walcowni ciągłej jest pokazany schematycznie na rys. 1.

Walcownia ciągła charakteryzuje się tym, że ilość materiału przechodząca w jednostce czasu jest jednakowa we wszystkich klatkach. Można to wyrazić następującym wzorem:

$$Q_1 v_1 = Q_2 v_2 = \dots = Q_n v_n,$$

gdzie: $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ — przekroje poprzeczne walcowanego materiału po wyjściu z odpowiednich klatek;

$v_1, v_2, \dots, v_n$ — prędkości wyjściowe materiału z poszczególnych klatek.

Stosunek prędkości materiału w 2 miejscach przy danym programie walcowania wynosi:

$$\frac{v_1}{v_n} = \frac{Q_n}{Q_1} = \text{const.}$$

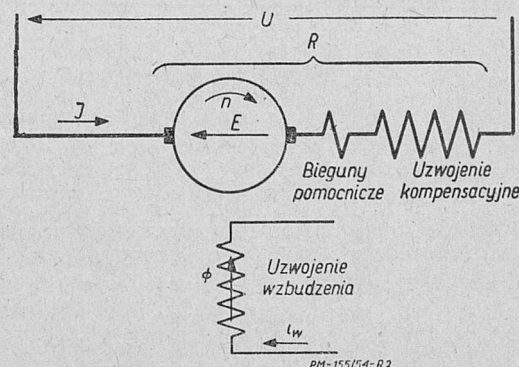
Wspólną cechą wszystkich walcowni ciągłych jest stały stosunek prędkości materiału w poszczególnych klatkach dla danego programu walcowania. To samo można powie-

zieć o prędkościach obrotowych walców i silników napędowych. Wynika stąd konieczność synchronizacji prędkości obrotowych walców poszczególnych klatek, zależnie od rodzaju walcowni, mniej lub więcej dokładnej.

Przy zmianie programu winna być zapewniona możliwość zmiany stosunków prędkości.

Wysokie prędkości walcowania i konieczność zachowania przy nich odpowiedniej jednolitości produktu końcowego stwarzają konieczność samoczynnej regulacji ruchu walcowni przy użyciu skomplikowanych urządzeń regulacyjnych i kontrolnych. Ciągły postęp w tej dziedzinie idzie w kierunku jak największej automatyzacji procesów technologicznych walcowni ciągłych.

Dla napędu walców roboczych w walcowniach ciągłych stosuje się obecnie prawie wyłącznie obcowzbudne silniki prądu stałego (z uzwojeniem kompensacyjnym).



Rys. 2. Schemat połączeń silnika prądu stałego obcowzbudnego, z uzwojeniem kompensacyjnym.

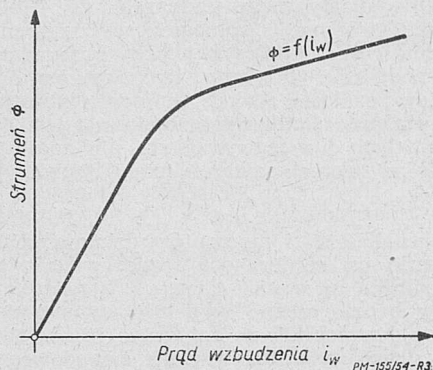
Poniżej podano podstawowe wzory określające zależności między prędkością obrotową, napięciem i strumieniem w takim silniku.

$$n = \frac{U - \mathcal{I}R}{k_e},$$

$$U = E + \mathcal{I}R;$$

$$M_e = k_m \mathcal{I} \cdot \Phi;$$

gdzie: n — prędkość obrotowa silnika, U — napięcie zasilające, E — siła elektromotoryczna indukująca się w tworniku silnika przy prędkości n i strumieniu Φ , J — prąd twornika, R — opór omowy obwodu głównego silnika, Φ — strumień magnetyczny w szczelinie silnika, M_e — moment napędowy na wale silnika, i_w — prąd w uzwojeniu wzbudzenia, k_e , k_m — stałe.



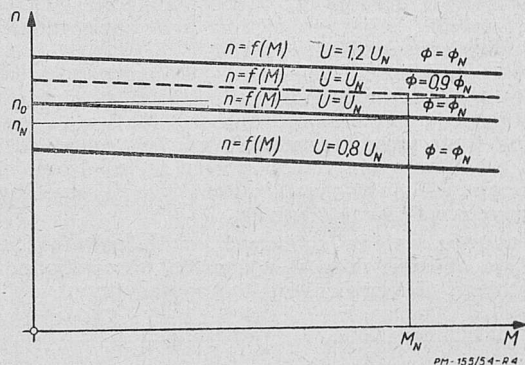
Rys. 3. Charakterystyka magnesowania.

Strumień Φ jest funkcją prądu wzbudzenia i_w , którą przedstawia charakterystyka magnesowania podana na rys. 3.

Na podstawie powyższych wzorów są zbudowane wykresy (rys. 4 i 5) obrazujące zachowanie się silnika w różnych warunkach pracy ustalonej.

Prędkość silnika maleje nieznacznie ze wzrostem obciążenia — od n_o przy biegu jałowym do n_N przy obciążeniu. Zwiększanie napięcia zasilającego powoduje zwiększenie prędkości. Linia $n = f(M)$ przesuwana się proporcjonalnie do zwiększenia napięcia w górę. Zmniejszenie napięcia zasilającego powoduje odpowiednie obniżenie prędkości.

Prędkość silnika można również zmienić przez zmianę strumienia Φ , którą uzyskuje się przez odpowiednią regulację prądu wzbudzenia i_w . W celu zwiększenia prędkości należy osłabić strumień, odwrotnie — wzmocnienie strumienia powoduje zmniejszenie prędkości. Jeżeli silnik jest ob-



Rys. 4. Charakterystyka mechaniczna.

ciążony stałym momentem, nastąpi również zmiana prądu w obwodzie głównym, gdyż:

$$\mathcal{J} = \frac{M}{k_m \cdot \Phi}.$$

Czyli zmniejszenie strumienia przy stałym momencie obciążenia spowoduje odwrotnie proporcjonalny wzrost prądu w obwodzie twornika silnika.

Walcowanie gorące

Walcowanie na gorąco prowadzi się zasadniczo bez naciągu materiału walcowanego między kolejnymi kłatkami. Nie wielki naciąg między walcami nie dopuszcza do powstawania pętli i nie ma znaczenia technologicznego.

Rozruch oraz zatrzymanie (z wyjątkiem zatrzymania awaryjnego) odbywa się przy biegu luzem, to znaczy bez materiału między walcami. Po osiągnięciu przez walcownie pełnej prędkości roboczej zostaje wprowadzony materiał, sztukami o ograniczonej długości. Czas przejścia jednej sztuki wynosi ok. 1 minuty.

Dla normalnej pracy walcowni konieczne jest utrzymanie określonych i stałych stosunków prędkości obrotowych po-

między poszczególnymi kłatkami. W przeciwnym przypadku na skutek rozciągania może nastąpić rozerwanie walcowanego materiału lub też tworzenie się pętli.

Istnieją dwa zasadnicze rozwiązania napędu walcowni ciągłych gorących:

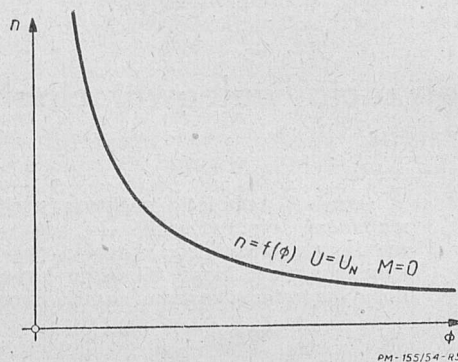
a) grupowy — przy pomocy silnika prądu zmiennego asynchronicznego lub synchronicznego, napędzającego walce poszczególnych kłatek przez przekładnię zębatą,

b) indywidualny — przy pomocy silników prądu stałego.

Napęd grupowy spełnia wprawdzie warunek zachowania stałych stosunków prędkości podczas walcowania, jednak przez swoją „sztywność“ znacznie ogranicza zakres pracy walcowni. Oprócz tego zmniejszenie średnicy walców, skutkiem ich zużycia po pewnym czasie, zmienia nieco stosunki prędkości obwodowych poszczególnych kłatek. Dalszą pracę umożliwia wtedy jedynie zmiana gniotów na poszczególnych kłatkach.

Te wady napędu grupowego są przyczyną rozpowszechnienia się napędu indywidualnego, mimo że ten ostatni jest droższy i bardziej skomplikowany.

Napęd indywidualny silnikami prądu stałego pozwala na zmianę prędkości całej walcowni oraz poszczególnych kłatek stosownie do zadanego programu walcowania. Ob-



Rys. 5. Charakterystyka prędkości obrotowej.

razuje to rys. 6, na którym gruba linia łamana oznacza sztywne prędkości poszczególnych kłatek przy napędzie grupowym, a pole zakreskowane — możliwość zmiany tych prędkości przy napędzie indywidualnym.

Zastosowanie silników prądu stałego pociąga za sobą konieczność instalacji urządzeń przetwórczych na prąd stały. Mogą to być przetwornice składające się z silników napędowych indukcyjnych (asynchronicznych lub synchronicznych) i prądnic prądu stałego lub prostowniki rtęciowe.

Przy stosowaniu prądnic możliwe jest użycie układu *Leonarda*, który daje duże korzyści w okresie rozruchu i zatrzymywania walcowni dzięki płynnej zmianie prędkości, przez podnoszenie lub obniżanie napięcia zasilającego od zera do wartości znamionowej.

Przy zasilaniu z prostowników rozruch prowadzi się przez sterowanie siatkowe, co jest mniej wygodne. Mimo tego prostowniki wypierają coraz bardziej przetwornice wirujące, gdyż są od nich tańsze i posiadają wyższą sprawność w warunkach normalnej pracy.

Zasadniczym problemem regulacyjnym jest synchronizacja prędkości obrotowych silników napędowych w ruchu ustalonym, ponieważ rozruch i normalne zatrzymywanie odbywa się bez materiału między walcami.

W celu zapewnienia synchronicznego biegu silników wystarczy więc utrzymanie nastawionych prędkości obrotowych poszczególnych silników niezależnie od obciążenia.

$$n = \frac{U - \mathcal{J}R}{k_e \Phi} = \text{const.};$$

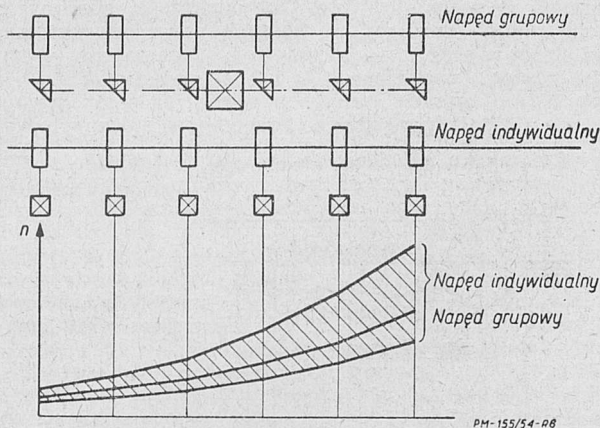
$$\mathcal{J} = \frac{M}{k_m \Phi}$$

Z równań tych wynika, że dla utrzymania stałej prędkości n przy zmianie momentu należy zmienić napięcie U lub strumień Φ . Przy założeniu stałego strumienia otrzymamy:

$$U = U_o + JR,$$

lub

$$U = U_o + CM;$$



Rys. 6. Zakresy prędkości przy napędzie grupowym i indywidualnym.

gdzie: U_0 — napięcie zasilania przy biegu luzem,

$$C = \frac{R}{k_m \Phi} - \text{stała.}$$

Przy zwiększonym momencie obciążenia należy skompensować zwiększony spadek omowy JR przez odpowiednie podniesienie napięcia zasilającego. Na tej zasadzie jest oparty układ regulacyjny z prądnicą dodawczą.

Dla utrzymania stałej prędkości niezależnie od obciążenia przy stałym napięciu zasilającym można również odpowiednio zmienić strumień

$$\Phi = \sqrt{c_1 - c_2 M} - c_3,$$

gdzie c_1 , c_2 i c_3 stałe.

Czyli zwiększeniu momentu powinno odpowiadać zmniejszenie strumienia i na odwrót.

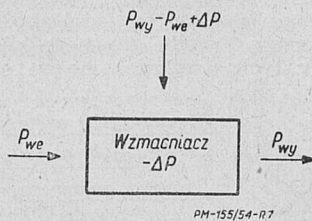
Omówimy teraz krótko najważniejsze cechy wzmacniacza maszynowego i prądniczki tachometrycznej występujących w większości nowoczesnych układów regulacyjnych walcowników ciągłych.

Ogólnie wzmacniaczem elektrycznym nazywamy urządzenie, w którym doprowadzana niewielka moc elektryczna wejściowa zostaje w określonym stosunku zwiększona.

Stosunek mocy wyjściowej P_{wy} do mocy wejściowej P_{we} nazywamy współczynnikiem wzmocnienia k .

$$k = P_{wy}/P_{we}.$$

Moc odpowiadająca różnicy mocy na wyjściu i na wejściu oraz dla pokrycia strat ΔP w samym wzmacniaczu trzeba doprowadzić z zewnątrz. Obrazuje to schematycznie rys. 7.



Rys. 7. Schemat pracy wzmacniacza.

Przy regulacji automatycznej wzmacniacz stanowi jeden z podstawowych elementów. Zadaniem jego jest szybkie spotęgowanie otrzymanego impulsu sterowniczego powstałego na skutek odchylenia wielkości regulowanej od wartości założonej i przekazanie go do dalszych elementów regulacyjnych, celem wymuszenia powrotu do stanu normalnego.

Obecnie bardzo często stosuje się wzmacniacz maszynowy z poprzecznym polem, inaczej zwany amplidyńą. Jest to prądnica prądu stałego z podwójnym układem szczotek i wykorzystaniem poprzecznego pola twornika, dzięki czemu uzyskuje się dwustopniowe wzmocnienie. Moc wejściowa zostaje doprowadzona do uzwojenia wzbudzenia (sterującego) na biegunach, moc wyjściowa zaś jest odprowadzana z zacisków drugiej pary szczotek; z zewnątrz doprowadza się energię mechaniczną na wał maszyny.

Uzwojeń sterujących jest zwykle kilka (2 ÷ 4), co pozwala na jednocześnie wprowadzenie kilku impulsów ste-

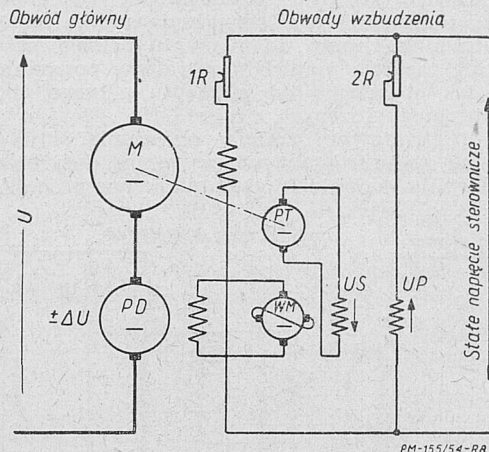
rowniczych, których wypadkowa wpływa na zmianę wielkości regulowanej według zadanej charakterystyki. Wzmacniacz ten charakteryzuje się dużym współczynnikiem wzmocnienia (k rzędu 10000) oraz małą bezwładnością (stała czasu ok. 0,2 sek), dzięki czemu znajduje coraz szersze zastosowanie w układach automatycznej regulacji.

Prądniczka tachometryczna jest to niewielka obcowzbudna prądnica prądu stałego sprzęgana mechanicznie z urządzeniem lub silnikiem, którego prędkość chcemy regulować. Siła elektromotoryczna tachoprądnicy jest wprost proporcjonalna do prędkości regulowanego urządzenia:

$$E = c \cdot n$$

Tę właściwość wykorzystuje się dla wytworzenia impulsu sterowniczego proporcjonalnego do prędkości silnika.

Rozpatrzmy bliżej działanie układu z prądnicą dodawczą, pokazanego na rys. 8. Do układu wchodzi: silnik napędowy M , prądnica dodawcza PD , wzmacniacz maszynowy WM i prądniczka tachometryczna PT . Silnik otrzymuje stałe wzbudzenie zależne tylko od nastawionej prędkości. W szeregu z twornikiem silnika napędowego jest załączona prądnica dodawcza PD , której uzwojenie wzbudzenia zasilają



Rys. 8. Schemat układu z prądnicą dodawczą.

wniacz maszynowy WM . Wzmacniacz maszynowy posiada na biegunach dwa uzwojenia: $u. s.$ — uzwojenie sterujące zasilane z prądniczki tachometrycznej; $u. p.$ — uzwojenie porównawcze zasilane z szyn sterowniczych stałego napięcia poprzez opornik $2R$.

Uzwojenia wzmacniacza są tak zasilane, aby pola magnetyczne przez nie wytworzone miały przeciwny kierunek. Gdy prędkość silnika jest równa zadanej — pola magnetyczne obu uzwojeń znoszą się nawzajem. Siły elektromotoryczne wzmacniacza i prądnicy dodawczej są wtedy równe zeru, a napięcie na zaciskach silnika równa się napięciu na szynach U_s .

Przypuśćmy, że prędkość silnika napędowego zmalała skutkiem wzrostu obciążenia. Spadnie jednocześnie siła elektromotoryczna prądniczki tachometrycznej i prąd w uzwojeniu sterującym. We wzmacniaczu maszynowym powstanie wypadkowe pole magnetyczne w kierunku zgodnym z osią magnetyczną uzwojenia porównawczego, powodując wyindukowanie się znacznej siły elektromotorycznej i wzbudzenie prądnicy dodawczej. Kierunek siły elektromotorycznej prądnicy dodawczej będzie zgodny z napięciem na szynach, w wyniku czego nastąpi podniesienie się napięcia na zaciskach silnika i zwiększenie jego prędkości prawie do poprzedniej wartości.

W wypadku zwiększenia się prędkości silnika ponad wartość założoną, przebieg będzie odwrotny. Wzmacniacz maszynowy i prądnica dodawcza zostaną wzbudzone w przeciwnych kierunkach niż poprzednio, gdyż pole magnetyczne uzwojenia sterującego będzie większe od pola uzwojenia porównawczego. Napięcie na zaciskach silnika obniży się, powodując spadek prędkości.

W celu niedopuszczenia do powstania oscylacji w układzie, stosuje się specjalne urządzenia stabilizacyjne.

Dla zmiany nastawionej prędkości służą oporniki $1R$ i $2R$. Opornik $1R$ reguluje prąd wzbudzenia silnika, od ustawienia zaś opornika $2R$ zależy prędkość, przy której następuje równowaga magnetyczna we wzmacniaczu.

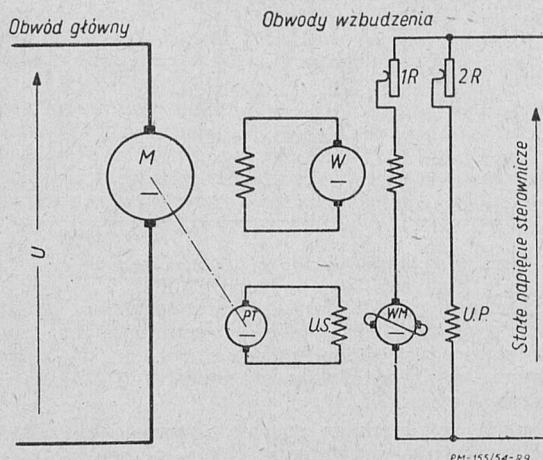
Drugim typowym układem dla utrzymania stałej prędkości jest układ z regulacją w obwodzie wzbudzenia silnika napędowego, przedstawiony na rys. 9. Uzwojenie wzbudzenia silnika napędowego jest przyłączone do szyn sterowniczych stałego napięcia w szeregu ze wzmacniaczem maszynowym WM i opornikiem $1R$. Oba uzwojenia wzmacniacza — sterujące i porównawcze są zasilane identycznie jak w poprzednim układzie. Spadek prędkości silnika poniżej nastawionej wartości powoduje powstanie we wzmacniaczu wypadkowego pola magnetycznego i siły elektromotorycznej, skierowanej przeciwnie do napięcia na szynach sterowniczych. Następuje zmniejszenie prądu w uzwojeniu wzbudzenia silnika i w konsekwencji zmniejszenie strumienia w silniku, dzięki czemu prędkość jego wzrasta do poprzedniej wartości.

Dokładna synchronizacja prędkości byłaby zapewniona w wyżej opisanych układach przy walcowaniu materiału o bardzo dużej długości. Tymczasem w walcowniach ciągłych gorących materiał walcowany przechodzi sztukami o ograniczonej długości — czas przejścia jednej sztuki wynosi ok. 1 min, po czym w niewielkim odstępie wprowadza się następną.

Każde wejście początku sztuki między walce powoduje gwałtowny (udarowy) wzrost obciążenia silnika napędowego od momentu biegu luzem do momentu pełnego obciążenia.

Odwrotnie, wyjście materiału z walców powoduje gwałtowny spadek obciążenia od momentu pełnego obciążenia do momentu biegu luzem.

W chwili gwałtownej zmiany obciążenia silnik zostaje wytrącony ze stanu równowagi, w jakim dotychczas pracował i następują w nim dość skomplikowane procesy przejści-



Rys. 9. Schemat układu z regulacją w obwodzie wzbudzenia.

ciowe aż do ustalenia się nowego stanu równowagi. Czas, jaki upływa do ustalenia się nowego stanu równowagi wynosi zwykle kilka dziesiątych sekundy lub nawet dłużej.

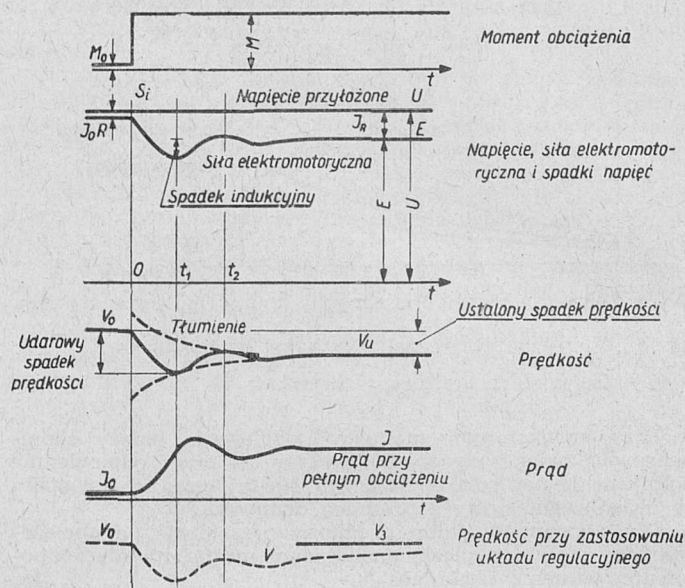
Zajmiemy się bliżej procesami, jakie zachodzą w silniku napędowym, nie wyposażonym w specjalne urządzenie regulacyjne, po gwałtownym wzroście obciążenia (rys. 10). Od momentu nagłego wzrostu obciążenia prędkość silnika zaczyna się zmniejszać, przy czym czas tego zwalniania będzie zależał od wielkości momentu bezwładności silnika i części z nim związanych. Siła elektromotoryczna w silniku maleje razem z prędkością, co powoduje wzrost prądu i momentu napędowego. Po czasie t_1 , gdy zostaje osiągnięty pełny prąd obciążenia, gwałtowny spadek prędkości osiąga swą maksymalną wartość. W chwili tej spadek napięcia na silniku nie jest jedynie spadkiem JR , lecz również spadkiem indukcyjnym, powstałym na skutek narastania prądu. Spadek indukcyjny maleje, co powoduje dalszy wzrost prądu i powiększenie momentu napędowego silnika ponad moment obciążenia. Silnik przyspiesza, a jego siła elektromotoryczna zaczyna wzrastać.

Prąd pobierany przez silnik zmniejsza się i zjawia się siła elektromotoryczna samoindukcji, która powoduje osiągnięcie przez silnik większej prędkości niż prędkość ustalona, odpowiadająca przyłożonemu obciążeniu. Następuje ponowny spadek prędkości, która po kilku wahanich zbliża się do prędkości ruchu ustalonego.

Przy opisie stanów przejściowych po gwałtownym wzroście obciążenia przyjmowaliśmy, że napięcie zasilające U

i strumień Φ pozostają stałe. Dla większości silników stosuje się układy regulacyjne, których zadaniem jest utrzymanie stałej prędkości — niezależnie od obciążenia — przez zmianę napięcia zasilającego U lub strumienia Φ .

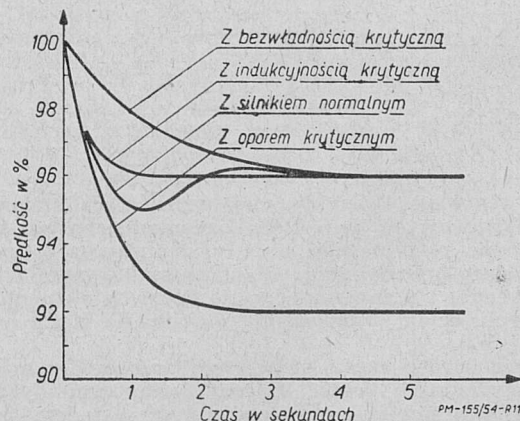
Poprzednio opisane układy z wzmacniaczami maszynowymi nie zmieniają zasadniczo przebiegów opisanych wyżej,



Rys. 10. Wykres przebiegu SEM, prądu i prędkości po udarowym przyłożeniu obciążenia.

gdyż bezwładność ich jest zbyt duża. Wpływają one głównie na zmniejszenie różnicy między prędkością biegu jałowego i prędkością ustaloną przy obciążeniu. Krzywa prędkości otrzymuje lekkie nachylenie do góry (na rys. 10 linia kreskowana) aż do osiągnięcia prędkości ustalonej v_3 nieznacznie mniejszej od prędkości biegu luzem v_0 . Wahań prędkości pozostają prawie niezmienione, tylko oś ich zmienia kierunek z poziomego na nachylony ku górze.

Udarowy spadek prędkości może być określony jako wielkość pierwszego odchylenia prędkości poniżej prędkości początkowej, powstałego na skutek nagłego przyłożenia znamionowego momentu obciążenia. Ustalony spadek prędkości jest wielkością ostateczną zmiany prędkości od wartości początkowej do prędkości ustalonej, odpowiadającej przyłożonemu momentowi obciążenia. Ustalony spadek prędkości zależy jedynie od rodzaju i czułości układu regulacyjnego. Na wielkość udarowego spadku prędkości mają wpływ głównie moment bezwładności układu napędowego, indukcyjność i opór omowy obwodu głównego silnika. Przez odpowiednią zmianę tych wielkości można osiągnąć zmianę

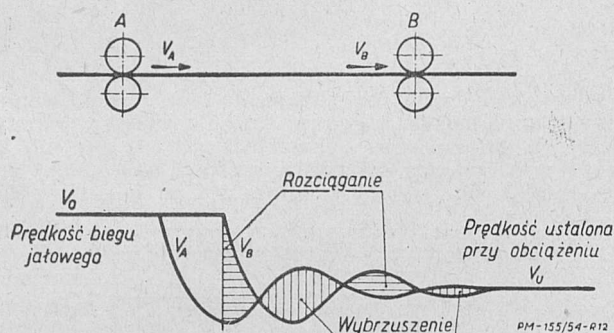


Rys. 11. Wielkość spadku prędkości po przyłożeniu obciążenia zależnie od parametrów układu.

prędkości przy gwałtownym obciążeniu bez wahań. Użytkuje się to przez zwiększenie momentu bezwładności przy pomocy koła zamachowego lub przez zmniejszenie indukcyjności obwodu głównego. Charakter zmiany prędkości, zależnie od wielkości momentu bezwładności i indukcyjności,

ilustrują krzywe na rys. 11. Spadek prędkości na skutek gwałtownego wzrostu obciążenia ma znaczny wpływ na pracę walcowni ciągłych gorących, powodując, szczególnie przy małych przekrojach walcowanego materiału, rozciąganie lub wyrzuszanie.

Są dane dwie klatki A i B, których walce napędzają silniki z prędkościami tak dobranymi, aby przy ruchu ustalonym prędkość wyjściowa materiału ze stanowiska A była równa prędkości wejściowej do stanowiska B (rys. 12). Z chwilą wejścia materiału do klatki A prędkość wyjściowa materiału obniża się wg krzywej v_A . Po upływie czasu t materiał zbliża się do klatki B i wchodzi do niej z prędkością wyjściową v_B większą od v_A w tej samej chwili. Następuje rozciąganie zwiększające się aż do chwili zrównania się prędkości v_A i v_B . Wielkość rozciągania jest proporcjonalna do pola zakresowanego między krzywymi v_A i v_B . W następnej chwili prędkość wejściowa v_B jest mniejsza od prędkości wyjściowej v_A i następuje wyrzuszanie, które obrazuje pole między krzywymi zakresowane pionowo. Roz-

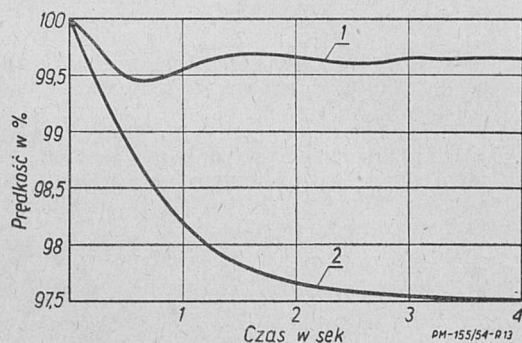


Rys. 12. Wpływ udarowego spadku prędkości na rozciąganie i wyrzuszanie walcowanego materiału.

ciąganie i wyrzuszanie będzie tym większe, im większy jest udarowy spadek prędkości.

Przy walcowaniu materiału o niewielkim przekroju, gdzie zjawisko to byłoby bardzo szkodliwe, stosuje się silniki z kołami zamachowymi i szybko działającymi układami regulacyjnymi ze wzmacniaczami lampowymi. Układy te zmniejszają do nieznacznych wartości udarowy i ustalony spadek prędkości (rys. 13), jednak z uwagi na skomplikowaną budowę i wielki koszt zastosowanie ich ogranicza się do walcowni ciągłych gorących, których program produkcji wymaga jak najdokładniejszej synchronizacji biegu (np. walcownie rur, walcownie wielożyłowe drutu).

Po przejściu przez wszystkie klatki walcowni materiał zostaje zwinięty na zwijarkach (druć, taśma) lub pocięty na sztuki i wprowadzony na chłodnię (drobne profile). Operacje te wymagają synchronizacji odpowiednich urządzeń



Rys. 13. Zmniejszenie udarowego spadku prędkości przez zastosowanie układu o zwiększonym momencie bezwładności i z szybką regulacją; 1 — krzywa spadku prędkości przy zastosowaniu szybkiej regulacji, 2 — krzywa spadku prędkości bez szybkiej regulacji.

z prędkością jaką ma materiał walcowany po opuszczeniu ostatniej klatki.

Zajmijmy się problemami związanymi z wprowadzeniem materiału na chłodnię. Za ostatnią klatką walcowni przy samotoku odprowadzającym, usytuowanym w osi walcowni, ustawia się nożyce rotacyjne, tnące w bieżący; dalej za nożycami znajduje się wyrzutnik przenoszący pocięte sztu-

ki materiału z samotoku na chłodnię, która posiada ruchomy ruszt umożliwiający przesuwanie materiału w kierunku prostopadłym od samotoku.

Prędkości obwodowe noży rotacyjnych i samotoku muszą być równe prędkości materiału wychodzącego z ostatniej klatki. Zbyt dokładna synchronizacja nie jest wymagana, co pozwala na stosowanie stosunkowo prostego układu.

Noże nożyc są najczęściej napędzane silnikiem prądu stałego za pośrednictwem sprzęgieł elektromagnetycznych. Pozostałe urządzenia są napędzane silnikami asynchronicznymi zwartymi. Sposób zasilania tych silników jest pokazany na rys. 14.

Z wału silnika MW klatki wykańczającej jest napędzana obcowzbudna prądnica przewodnia GP, która zasila bezpośrednio silnik MN nożyc oraz silnik MS przetwornicy częstotliwości. Przetwornica częstotliwości składa się z obcowzbudnego silnika prądu stałego i prądnicy synchronicznej GS, z której są zasilane prądem trójfazowym silniki napędowe elektorolek samotoku odprowadzającego. Pozostałe silniki napędzające wyrzutnik, ruszt chłodni i samotok za chłodnią są zasilane z sieci prądu zmiennego o częstotliwości 50 okr./sek.

W układzie tym zachodzą następujące zależności:

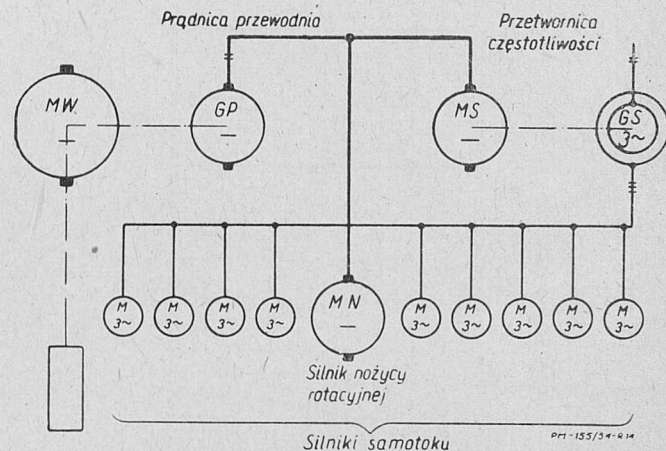
$$E_{pp} = c_1 \cdot n_w = c'_1 \cdot v_{mat};$$

$$n_{sil} = \frac{E_{pp} - \Sigma JR}{k_e \Phi}.$$

Ponieważ $\Sigma JR \ll E_{pp}$ i $\Phi = const.$, można napisać

$$n_{sil} \approx \frac{E_{pp}}{k_e \Phi} = \frac{c_1 \cdot n_w}{k_e \Phi} = c_2 \cdot n_w;$$

gdzie: E_{pp} — siła elektromotoryczna prądnicy przewodnej, n_w — prędkość obrotowa silnika ostatniej klatki, ΣJR — suma



Rys. 14. Schemat zasilania silników nożyc i samotoku (zsynchronizowanych z ostatnią klatką).

spadków napięć na oporach w obwodzie tworników prądnicy przewodnej i silnika nożyc (lub przetwornicy częstotliwości), c_1, c_2, c_3 — stałe, n_s — prędkość obrotowa silnika nożyc (lub przetwornicy częstotliwości).

Czyli prędkość silników nożyc i przetwornicy częstotliwości jest w przybliżeniu proporcjonalna do prędkości walcarki.

W dalszym ciągu obliczymy prędkość silników samotoku, zasilanych z przetwornicy częstotliwości:

$$f = c_3 \cdot n_s; \quad n_{sam} = \frac{60 f}{p};$$

$$n_{sam} = \frac{60 \cdot c_3 \cdot n_s}{p} = c_4 \cdot n_s \approx c_4 \cdot c_2 \cdot n_w = c_5 \cdot n_w;$$

gdzie: f — częstotliwość prądnicy synchronicznej, p — ilość par biegunów silników samotoku, n_{sam} — prędkość synchroniczna silników samotoku, n_{sam} — prędkość silników samotoku, c_3, c_4, c_5 — stałe.

Czyli prędkość synchroniczna silników samotoku jest w przybliżeniu proporcjonalna do prędkości walcarki. Ponieważ prędkość takich silników przy obciążeniu znamionowym nie różni się zbytnio od prędkości synchronicznej.

można ogólnie napisać, że prędkość silników samotoku jest proporcjonalna do prędkości walcarki

$$n_{sam} \approx c_6 \cdot n_w$$

Prędkość silników nożyc i przetwornicy częstotliwości jest w przybliżeniu proporcjonalna do prędkości walcarki. Prędkość zaś synchroniczna silników samotoku jest w przybliżeniu proporcjonalna do prędkości walcarki. Ponieważ prędkość takich silników przy obciążeniu zmianowym nie różni się zbyt od prędkości synchronicznej, można ogólnie przyjąć, że prędkość silników samotoku jest proporcjonalna do prędkości walcarki.

Proces cięcia materiału i wprowadzania na chłodnię jest zautomatyzowany. Pręt przenoszony samotokiem uderza w wyłącznik drogowy, który powoduje załączenie sprzęgła elektromagnetycznego, łączącego noże z silnikiem napędowym.

wym nożyc. Dzięki małej bezwładności noże zostają prawie natychmiast przyspieszone i w chwili cięcia prędkość ich jest równa prędkości materiału. Po przecięciu noże samoczynnie dochodzą do pozycji wyjściowej i zatrzymują się.

Jednocześnie z uruchomieniem nożyc zostaje wzbudzony przełącznik czasowy, który po czasie potrzebnym na dojsie materiału do chłodni załącza silnik napędzający wyrzutnik. W chwili, gdy wyrzutnik z prętem dochodzi do maksymalnej wysokości, odpowiedni wyłącznik drogowy uruchamia silnik napędowy rusztu, który odbiera pręt i przenosi go na chłodnię. Jednocześnie zostają przesunięte wszystkie pręty znajdujące się na chłodni. Wyrzutnik i ruszt zatrzymują się samoczynnie w położeniach wyjściowych, a po nadejściu materiału cykl zaczyna się od nowa.

(c. d. n.)

Przegląd prasy technicznej

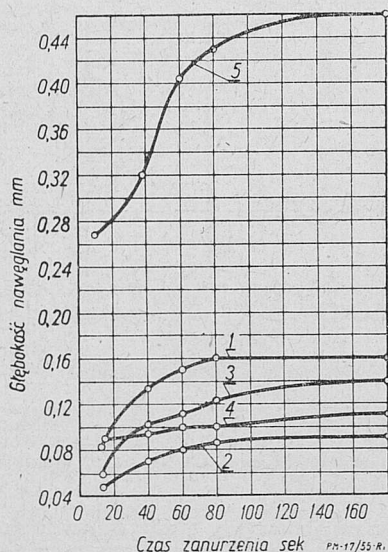
Nawęglanie w ciekłym żelazie

Stosowane powszechnie metody nawęglania za pomocą proszków i kąpeli nawęglających oraz gazów wymagają długiego czasu. Przeprowadzenie nawęglania w wyższej temperaturze i w bardziej aktywnym ośrodku nawęglającym pozwoliłoby znacznie skrócić czas tego procesu.

Warunki te spełnia nawęglanie w ciekłym żelazie.

Próby tego rodzaju przeprowadzono ze stalami 10 oraz 12 HN3A.

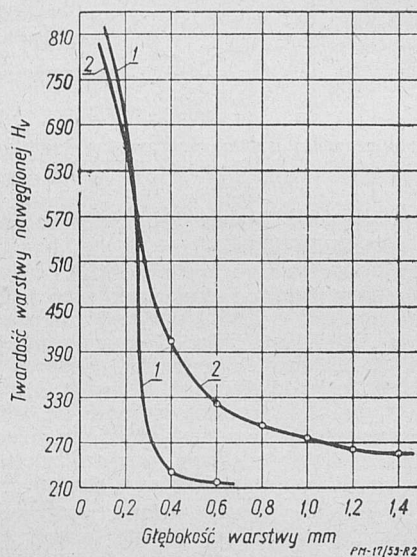
Jako środka nawęglającego użyto roztopionego żelaza o zawartości 3,5% C i 2% Si.



Rys. 1. Wpływ czasu wytrzymania w ciekłym żelazie na głębokość nawęglania; krzywe 1-4 odpowiadają omawianym strefom, krzywa 5 — całkowita głębokość warstwy nawęglanej.

Z wymienionych gatunków stali wykonano walcowe próbki o ϕ 15 mm i długości 100 mm. Próbki poddano nawęglaniu w ciekłym żelazie o temperaturze 1300°C stosując różne czasy zanurzenia i następnie powoli studzono lub poddawano hartowaniu w wodzie. Badania próbek wykazały, że nawęglona warstwa stali 10 składa się z czterech stref, a mianowicie: strefy pierwszej (zewnątrznej) wysokowęglowej w postaci żelaza o strukturze zawierającej perlit, cementyt i niewielką ilość ledeburytu (strefa ta zawiera mniej węgla niż żelazo użyte do nawęglania), strefy drugiej o strukturze stali eutektoidalnej, składającej się z perlitu i cementytu, strefy trzeciej składającej się z perlitu i strefy czwartej zawierającej ferryt i perlit. Głębokość każdej strefy wzrastała w miarę przedłużania czasu nawęglania (rys. 1). Twardość na różnych głębokościach obrazuje wykres na rys. 2. Przy nawęglaniu stali 12 HN3A otrzymano analogiczne rezultaty. Należy zaznaczyć, że pierwsza wysokowęglowa warstwa jest bardzo dobrze związana ze stalą.

W zależności od szybkości chłodzenia oraz obróbki cieplnej po nawęglaniu można otrzymać różne struktury warstwy nawęglanej, np. strukturę żelaza białego, szarego lub kowalnego wyżarzzonego. Twardość warstwy nawęglanej przy hartowaniu próbki z 810°C rozciąga się na większą głębokość.



Rys. 2. Twardość nawęglonej warstwy: 1 — bezpośrednie hartowanie po wytrzymaniu w ciekłym żelazie, 2 — hartowanie z temperatury 810°C.

kość, ponieważ zachodzi zjawisko intensywnej dyfuzji węgla w okresie ochładzania próbki z temperatury 1300 do 810°C.

Intensywność nawęglania w ciekłym żelazie tłumaczy się tym, iż przed dyfuzją węgla do stali nie zachodzi reakcja chemiczna połączona z wydzielaniem aktywnego atomowego węgla, ponieważ jest on już zawarty w roztopionym żelazie w postaci gotowej do dyfuzji.

Inż. Czesław Drużny

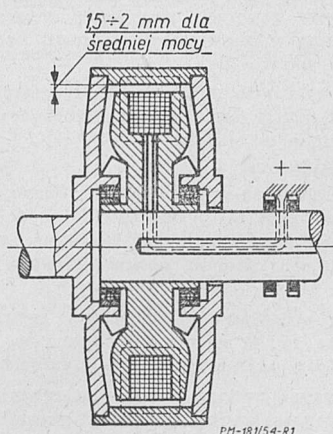
(Kand. m. n. doc. A. N. Rozanow —
Wiernik Maszynostrojenia, nr 11/54, str. 60)

Magnetyczne sprzęgła olejowe i proszkowe

Magnetyczne sprzęgło proszkowe jest sprzęgłem ciernym, ponieważ moment obrotowy przenoszony jest dzięki tarcia cząsteczek proszku żelaznego pod działaniem wewnętrznych sił magnetycznych. Cząsteczki te pod wpływem sił magnetycznych układają się w łańcuchy, które przebiegają przez szczelinę powietrzną w przestrzeni roboczej sprzęgła i sprzęgają obie połówki sprzęgła.

Twórca pierwszego sprzęgła magnetycznego olejowego Rabinow (1947 r.) ustalił, że między natężeniem prądu wzbudzającego a naprężeniem ścinającym proszku magnetycznego

go istnieje zależność prawie ściśle liniowa oraz że przenoszony moment obrotowy jest praktycznie niezależny od wielkości poślizgu między połówkami sprzęgła.

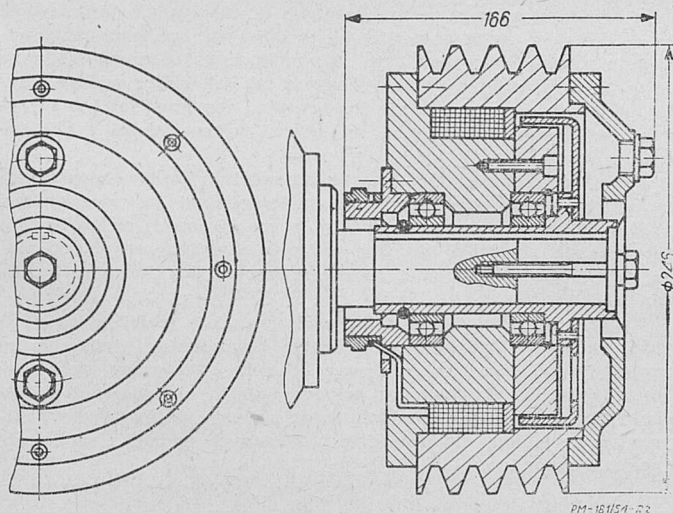


Rys. 1. Schemat sprzęgła magnetycznego proszkowego.

Rys. 1 przedstawia jedną z najpraktyczniejszych postaci sprzęgła. Obracające się niezależnie części sprzęgła są wzajemnie podparte przez dwa łożyska kulkowe uszczelnione od strony wewnętrznej sprzęgła. Wewnętrzna część sprzęgła zawiera cewkę wzbudzącą, zasilaną prądem stałym, zewnętrzna zaś część służy do zamknięcia strumienia magnetycznego.

Podstawowym zagadnieniem przy konstrukcji sprzęgieł magnetycznych jest dobór odpowiedniego materiału wypełniającego sprzęgło, ponieważ wielkość ziarna, skład proszku itd. wpływają znacznie na wielkość przenoszonego momentu obrotowego.

W pierwszych sprzęgłach stosowano mieszaninę proszku żelaznego z olejem maszynowym w stosunku wagowym 10:1. Używano także innych płynów, jak olej silikonowy, naftę, chlorobenzen i chlorodwufenyl. Różne wady oleju spowodowały, że zaczęto stosować smar stały, jak np. grafit. Ostatnio zaś niektórzy wytwórcy zrezygnowali w ogóle z mieszania proszku żelaznego z jakimkolwiek czynnikiem, a zaczęli stosować żelazo karbonylowe prawie chemicznie czyste, które otrzymuje się w postaci drobnego proszku (ok. 8 μ) przy prażeniu $\text{Fe}(\text{CO})_5$. Jest ono odpowiednie jako wypełniacz lub składnik mieszaniny, ponieważ ma dużą przenikliwość i małą pozostałość magnetyczną.



Rys. 2. Sprzęgło proszkowe rozruchowe stosowane w obrabiarkach.

Uszczelnienia sprzęgieł magnetycznych zarówno przy wypełniaczu olejowym jak i przy proszku wymagają dużej uwagi przy konstruowaniu, ponieważ proszek żelazny przenikający do łożysk powoduje ich niszczenie.

Odprowadzanie ciepła w sprzęgłach magnetycznych odbywa się najczęściej przez promieniowanie, jakkolwiek cza-

sem stosuje się specjalne uzeźbrowanie chłodzące, a nawet wentylatory, a w sprzęgłach olejowych chłodzenie oleju. Sprzęgła proszkowe są bardziej odporne na przegrzanie niż olejowe i dopuszczają temperaturę chwilową na powierzchni korpusu do 150°C. Przeciążanie cieplne sprzęgieł magnetycznych olejowych powoduje szybkie starzenie się oleju i jego rozkład chemiczny, co prowadzi do unieruchomienia sprzęgła.

Siła odśrodkowa utrudnia w pewnym stopniu pracę sprzęgieł magnetycznych. W sprzęgłach olejowych następuje rozdzielanie składników mieszaniny, a w sprzęgłach proszkowych proszek gromadzi się w zewnętrznej części szczeliny i może nawet uniemożliwić wyłączenie sprzęgła.

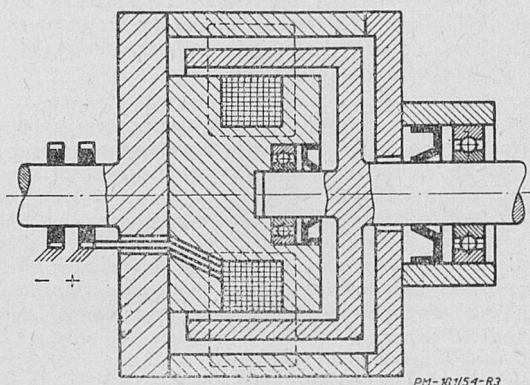
Zasilanie cewki wzbudzającej sprzęgła magnetycznego odbywa się najprościej za pośrednictwem pierścieni ślizgowych prądem stałym 12 V lub 24 V. Pobór mocy dla sprzęgieł średnich wielkości wynosi 15 do 30 W. W nowszych konstrukcjach spotyka się zasilanie generatorem wbudowanym w sprzęgło lub metodą indukcyjną, transformatorem. W ostatnim przypadku prąd wzbudzący występuje odchylenie maks. + 5% wielkości nominalnej momentu.

Magnetyczne sprzęgła proszkowe wykazują w stosunku do innych typów sprzęgieł dwie zasadnicze zalety:

a) stosunek momentu obrotowego do natężenia prądu wzbudzającego jest prawie w całym zakresie pracy wprost proporcjonalny;

b) stosunek momentu obrotowego do poślizgu jest praktycznie stały i niezależny od obrotów; jedynie przy wyższym momencie obrotowym występuje odchylenie maks. + 5% wielkości nominalnej momentu.

Niezależność momentu obrotowego od poślizgu sprawia, że sprzęgło proszkowe pracuje ze stałym przyspieszeniem na



Rys. 3. Sprzęgło magnetyczne proszkowe do przenoszenia napędu z wału silnika na wał roboczy.

każdej prędkości. Przy rozruchu zatem maszyn o dużej masie silnik napędowy nie podlega przeciążeniu w pierwszym, krytycznym momencie. Pozwala to na stosowanie odpowiednio mniejszych silników, uzyskanie korzystniejszego $\cos \phi$, zmniejszenie przekroju przewodów instalacji zasilającej oraz uniknięcie szkodliwych wahań prądu w sieci.

Istotną różnicą między sprzęgłem magnetycznym proszkowym i sprzęgłem elektrycznym indukcyjnym opartym na prądach wirowych oraz sprzęgłem hydraulicznym, które również jest sterowane w sposób ciągły, polega na tym, że sprzęgło magnetyczne proszkowe pracuje zasadniczo bez poślizgu, gdy pozostałe wymienione pracują przy przenoszeniu momentu nominalnego z poślizgiem wynoszącym kilka procent.

Sprzęgła magnetyczne proszkowe znajdują zastosowanie w różnego typu maszynach, m. in. w obrabiarkach, zwłaszcza ciężkiego typu tokarkach i karuzelówkach (np. sprzęgło rozruchowe — rys. 2), w mechanizmach dźwignic, przenośników (rys. 3), koparek, łamaczy i pieców obrotowych, w maszynach rolniczych i samochodowych. Produkowane seryjnie magnetyczne sprzęgła proszkowe mają bardzo duży zakres wymiarów i przenoszonych mocy.

Jednostkowo budowane sprzęgła mogą przenosić moc do 10000 KM przy 1800 obr/min.

Inż. Zbigniew Jakubowski

(Ing. Bernhard Böhme — Maschinenbau Technik, nr 8/54, str. 397).

Bibliografia

Kazimierz Ochęduszek — KOŁA ZĘBATE — T. I. Format B5, stron 319, liczne rysunki, 70 tablic. PWT, Warszawa, 1954. Cena zł 35.—

Książka obejmuje wstęp — klasyfikację kół zębatach — oraz cztery części, w których omówiono dwa zasadnicze zagadnienia kół zębatach: kinematykę i obliczenia wytrzymałościowe. Na kinematykę przeznaczono część 1, 2 i 3, na obliczenia wytrzymałościowe część 4.

Kinematyka kół zębatach oparta na zależnościach geometrycznych przedstawia dział wiadomości ścisłych, wyczerpująco już opracowanych w przeciwieństwie do obliczeń wytrzymałościowych opartych na doświadczeniu, niedostatecznie jeszcze zbadanych i opracowanych. Stąd też opracowanie działów książki recenzowanej omawiających kinematykę jest o wiele lepsze od opracowania działu obliczeń wytrzymałościowych.

Dokładnie przemysłane zagadnienia kinematyczne podaje Autor czytelnikowi w sposób jak najbardziej prosty i łatwy do zrozumienia, nie nużący, a przy tym pełen treści.

Przekładnie śrubowe walcowe i stożkowe ze względu na duże wady ruchowe są mało używane i zasługiwały na pobeżne omówienie. Dzięki jednak bardzo starannemu opracowaniu, tak pod względem tekstu jak i interpretacji rysunkowej, ustęp o tych przekładniach — jakkolwiek stosunkowo obszerny — czyta się z pełnym zainteresowaniem; umiejętnie przedstawienie zasadniczych zależności w hypoidalnej przekładni stożkowej w rzutach i perspektywie ułatwia czytelnikowi opanowanie zawiłej kinematyki tych kół.

To samo także odnosi się do mało używanej przekładni ślimakowej globoidalnej, ciekawej pod względem kinematycznym, w wyczerpujący sposób przez Autora omówionej.

Analizując działy książki omawiające kinematykę kół zębatach stwierdzamy, że są umiejętnie opracowane i żadnych zarzutów nie możemy postawić; nasuwają się jedynie pewne drobne niejasności, które poniżej podaję.

Podany na str. 16 w ustępie 3 — Przekładnie zębata — podział ząbów według charakteru pracy jest trafny, lepszy od podziału na równoległy, kątowy i wchrowaty podawanego przez innych autorów. Jednak nazwa pierwszego ząbienia *czółowe* nie tłumaczy charakteru pracy tego ząbienia. Czy nie lepiej nazwać pierwsze ząbienie *tocznym*, zaś drugie *ślizgowym*; w pierwszym bowiem przeważa toczenie, a brak jest poślizgu poprzecznego (rys. 144 a), a w drugim dominuje poślizg poprzeczny (rys. 144 b), który przeważnie decyduje o doborze materiału i stratach mocy. Podobnie też uważam, że w podziale przekładni śrubowych (str. 159) nazwa *toczne przekładnie śrubowe* nie odpowiada charakterowi pracy przekładni pracującej z dużym poślizgiem poprzecznym i trudno dopatrzeć się podobieństwa w charakterze pracy jak to Autor zaznacza, a należałoby się raczej dopatrywać podobieństwa w sposobie wykonywania kół walcowych.

Czy nie należałoby na str. 21 i 22 ściślej rozróżnić pojęć *linii przyporu* od *odcinka przyporu* i za linię przyporu uważać linię ograniczoną punktami zwrotu, na której odcinamy kołami wierzchołkowymi odcinek przyporu.

Wylimowanie stosowania zębów niskich (str. 32) uważam za przedwczesne. Zęby niskie stosowane są w kołach o zębach łukowych. Koła takie można wyrabiać z twardej stali bez dalszej obróbki cieplnej dzięki płytkim wrębom.

Przy omawianiu wad i zalet ząbów cykloidalnych (str. 42, ustęp 6) oraz ewolwentowych (str. 69, ustęp 12) należałoby się zastrzec, że wada kół ewolwentowych — współpraca wypukłych boków z wypukłymi — dotyczy tylko ząbów zewnętrznych, a nie wewnętrznych, gdzie boki współpracujące mają krzywizny zbliżone jeśli nie przystające.

Na str. 47 celem udowodnienia, że narzędzie w kształcie zębatki ma najszerzy ząb u wierzchołka, poleca Autor czytelnikowi porównać rys. 51 i rys. 54; trudno jednak to z podanych rysunków ocenić.

Na str. 48, wiersz 22 od dołu, dochodzi Autor do wniosku, że w pewnym punkcie linii przyporu w ogóle boki zębów nie stykają się. Wniosek ten jest trudno zrozumiały na skutek niepodania przez Autora ścisłego określenia teoretycznej linii ząbienia G_1G_2 w ustępie 3 na str. 21.

Na str. 63 w ustępie 9 — Zagadnienia specjalne — rozpatruje Autor zagadnienie „wielkości ugięcia zęba pod działaniem sił zewnętrznych”, uważając — jak to wynika też z ustępu 11, — że

większe ugięcie jest bardziej szkodliwe dla ząbienia. Pogląd jednak na podatność pewnych elementów maszynowych bardzo się zmienił; uważamy mianowicie, że element podatny działa jak sprężyna i ułatwia współpracę.

Wzmianka w przykładzie 18 na str. 117, że granice w jakich mogą się zmieniać odległości osi są stosunkowo znaczne, powinna być szczegółowo omówiona w tekście.

Studiowanie działów kinematyki ułatwiają bardzo starannie wykonane rysunki. Jedynie zbyt duża ilość oznaczeń utrudnia niekiedy odnalezienie oznaczeń przytaczanych w tekście (rys. 56, 75 i 96). Pożądane jest uzupełnienie rys. 153 linią zwoju sąsiedniego, zaś rys. 155 osią obrotu ślimaka celem łatwiejszej orientacji czytelnika.

Pod względem stylistycznym zauważono pewne niedociągnięcia: na przykład na str. 17 wiersz 4 od dołu i na str. 138 wiersz 8 od dołu gdzie budowa zdania jest ciężka i niejasna.

Obliczenie wytrzymałościowe przekładni zębatach (część czwarta) oparł Autor w zasadzie na wzorach Lewisa i Herta. Wzory Herta wprowadzono w bardzo dogodnej do obliczeń interpretacji Wissmanna, przyjmując jako wielkość podstawową — wielkość $b d^2$, którą wyliczamy nie znając ani ilości zębów, ani wartości modułu. Należy uznać za słuszne stanowisko Autora, że do obliczenia kół zębatach z mas plastycznych, do obliczenia przekładni śrubowej i do obliczenia normalnej przekładni ślimakowej użył wielkości c zależnej od materiału użytego i prędkości obwodowej względnie prędkości poślizgu.

W przeciwieństwie do zagadnień kinematyki przekładni zębatach, które są praktycznie ściśle i jednoznacznie rozwiązane, zagadnienia wytrzymałościowe i ruchowe przekładni zębatach nie są dotychczas dokładnie wytłumaczone.

Wzory obliczeniowe są ściśle i dokładne w zakresie przeprowadzanych prób i doświadczeń i dlatego słusznie Autor zastrzega się na podstawie wyliczonych przykładów. Ze wzorów Buckingham na obliczenie nadwyżek dynamicznych nie można stosować przy szerokich kołach i zębach śrubowych lub należy je stosować z dużą ostrożnością (str. 208), co można było jednak bez przeprowadzania przypadkowych przykładów podać, gdyż jak wiemy Buckingham przeprowadzał próby na przekładniach walcowych o zębach prostych w zakresie przeniesień

$$i_{\min} = 2 = 400/200 \text{ do } i_{\max} = 4 = 480/120.$$

Podobnie obliczenie wysokosprawnej przekładni ślimakowej na tarcie płynne wg Niemanna powinno być ograniczone do zakresu doświadczeń.

W ustępie omawiającym dobór ilości zębów w przekładniach o zębatach prostych (str. 229) należałoby podać też sposób dobierania ilości zębów stosowany w urządzeniach dźwigowych, a mianowicie dla $\alpha_0 = 20^\circ$; $z_1 = 14$ oraz $z_1 + z_2 = 100$; ilość zębów w przekładniach o zębatach śrubowych (str. 245) może być dobierana mniejsza niż w przekładniach o zębatach prostych tak jak Autor podaje. Często jednak dobieramy większą ilość zębów, aby materiał był wykorzystany w równej mierze pod względem wytrzymałości jak i zużycia.

Projektowanie przekładni zębatach ułatwi bardzo konstruktorom uzupełnienie działu obliczeń wiadomościami o wytrzymałości doraźnej i zmęczeniowej (str. 210) oraz uzupełnionym szczegółowym zestawieniem nacisków (str. 274) poprawnie wyznaczonych, co nie raz jest błędnie podawane nawet w niektórych katalogach firmowych.

Książka jako całość nie tylko pod względem treści, starannych rysunków, ale i pod względem szaty zewnętrznej zasługuje na specjalne wyróżnienie. Oczekiwana od roku 1947 przez techników i inżynierów, po wyczerpaniu nakładu książki omawiającej zagadnienia konstrukcji kół zębatach tegoż autora „w przystępnym zarysie”, z pewnością nie zawiedzie pokładanych nadziei i spotka się z pełnym uznaniem.

Z. prof. mgr inż. Tadeusz Demeter

Od Redakcji czasopisma dodamy, że niedociągnięciem wydawcy jest brak przedmowy lub w ogóle jakiejś wzmianki, która by omawiała związek zrecenzowanego wyżej tomu I „Koła zębata” z wydanymi już poprzednio.

Ze tom I „Koła zębata” jest książką nową, nie wydaną poprzednio — to nie ulega wątpliwości, a czy zastępuje on już dawno wyczerpany tom I „Koła zębata w przystępnym zarysie” i tworzy z następnymi tomami całość, czy też jest pierwszym tomem nowej wielotomowej pracy o kołach zębatach — tego wydawca nie wyjaśnił.

Nowa technologia wykonania obręczek przedzarkowych

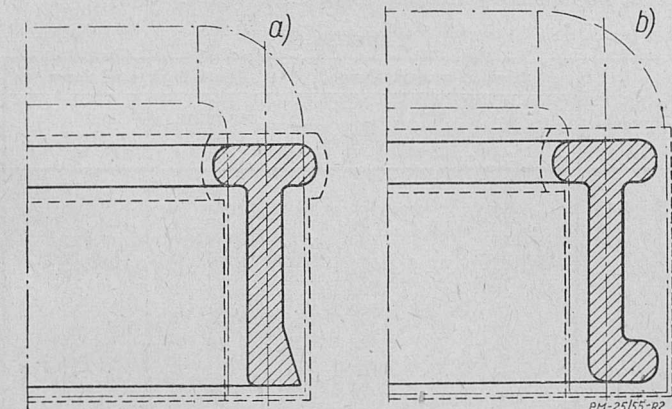
Przemysł włókienniczy zużywa wielkie ilości obręczek do przedzarek i skręciarek; obręczki te posiadają różne wymiary, zależne od średnic nawojów na cewkach. W masowej produkcji pełnego asortymentu obręczek, obejmującego 13 różnych wielkości, szczególne znaczenie — z punktu widzenia ekonomii — posiada odpowiedni dobór materiału wyjściowego i sposób wykonania. Chodzi więc o osiągnięcie największych możliwie oszczędności materiału, godzin roboczych i maszynowych.

W Zakładzie Prasowania i Kucia Instytutu Obróbki Plastycznej opracowano nową metodę produkcji półwyrobów obręczek przedzarkowych (rys. 1), odmienną od stosowanej w Związku Radzieckim, NRD i proponowanej przez Prozamet (patrz rys. 2). Jako materiał wyjściowy przyjęto blachę czarną, nietrawioną o grubości 4 mm gatunku 10, przeznaczoną do nawęglania. Metoda ta jest kombinacją wywijania i prasowania pierścieni wykrojowych z blachy.

Technologiczny proces formowania półwyrobu obręczki Nr 1 (rys. 1) przedstawiony jest w tablicy I. Na podstawie przeprowadzonych prób ustalono doświadczalnie dla obręczki Nr 1 wymiary pierścienia wyjściowego oraz kształt narzędzi do operacji prasowania i przewijania.

Wykrawanie pierścieni wg zaprojektowanego procesu technologicznego przeprowadzone jest w wykrojniku jednoczesnym, zapewniającym zachowanie współosiowości otworów oraz dużą wydajność.

Właściwe kształtowanie półwyrobu zachodzi w operacji 5 wg tablicy I. Kolejne stadia operacji kształtowania przekroju przedstawione są na rys. 3. Proces kształtowania wytłoczki można w zasadzie podzielić na operację niezupeł-



Rys. 2. Schemat produkcji obręczek przedzarkowych wg metody stosowanej w NRD (rys. 2a) i proponowanej przez Prozamet (rys. 2b). — — — zarys wykroju miseczki wyjściowej, uformowanej pod prasą; - - - - - zarys przekroju miseczki po spęczeniu; ——— zarys przekroju obręczki.

nego wywijania (rys. 3b) i operację prasowania (rys. 3c, d, e, f). Kształt wykroju matrycy i stempla przedstawiony jest na rys. 4.

Przy wywijaniu pierścienia (patrz rys. 5 i 3b), jego zewnętrzne włókna ulegają ścisłaniu, wewnętrzne natomiast

rozciąganiu, wywołującemu przewężenie przekroju. Charakter odkształcenia zewnętrznych włókien przy otworze, podanych największym naprężeniom rozciągającym, zbliżony jest do rozciągania liniowego. W sąsiednich przekrojach oprócz stycznego naprężenia rozciągającego panują naprężenia rozciągające promieniowe.

Stopień odkształcenia przy wywijaniu określa się stosunkiem średnicy otworu wyjściowego do średnicy podziałowej wywiniętego pierścienia i nazywa się go współczynnikiem wywijania (rys. 5):

$$\varphi = \frac{d}{D_{sr}}$$

Dopuszczalna wielkość współczynnika wywijania zależy od:

1) rodzaju obróbki pierścienia i stanu powierzchni otworu (gładkości wiercenia wzgl. wykrawania, wygładzania otworu itp.);

2) stosunku grubości pierścienia do średnicy otworu $\frac{s}{d} \cdot 100$;

3) rodzaju materiału i jego własności mechanicznych. Zgodnie z doświadczeniami radzieckimi, ze wzrostem wartości stosunku $\frac{s}{d} \cdot 100$

maleje dopuszczalna wartość współczynnika wywijania.

Najmniejsze wartości współczynnika wywijania uzyskano przy otworach wierconych, znacznie większe natomiast przy otworach wykrawanych.

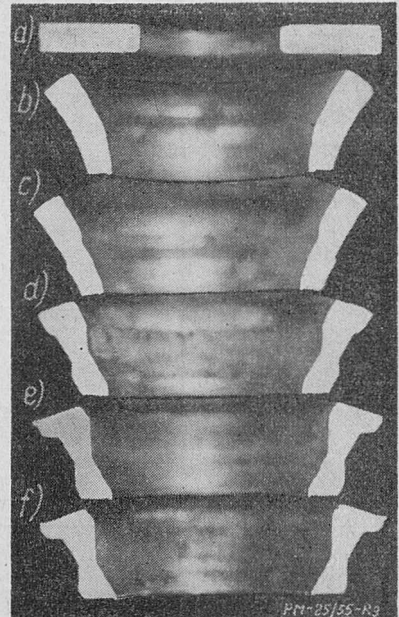
Ustalono również, że wyroby o otworach wykrawanych, poddane operacji wyżarzenia celem usunięcia wpływu zgniotu w strefie wykrawania, prawie dorównują — pod względem zdolności wywijania — wyrobom o otworach wierconych.

Szczegółowe wartości dopuszczalnych współczynników dla stali miękkiej podaje Romanowski (Sprawocznik po chołodnoj sztapowkie, Masziz, 1954, s. 173).

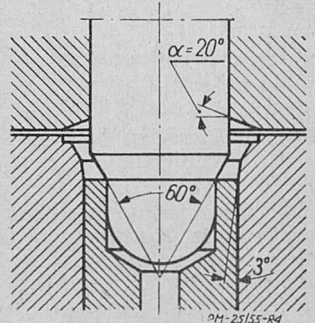
Stosowane w naszych próbach, współczynniki mieszczą się w podobnych granicach.

W operacji prasowania, jak to wynika z rys. 3c, d, e, f — następuje przemieszczanie materiału ze środkowej części pierścienia na zewnątrz. Materiał wyciskany ze środka pierścienia zostaje spęczony w przewidzianych na zgrubienie wykrojach matrycy.

Kształt wytłoczki w operacji prasowania podyktowany został względami technologicznymi. Wartość kąta α (rys. 4) została ustalona doświadczalnie tak, by w następnej opera-



Rys. 3. Poszczególne stadia kształtowania przekroju wytłoczki w operacji prasowania (patrz tabl. I, operacja 5). Zamotowany nacisk prasy wynosił odpowiednio dla stadiów: c — 30 t, d — 60 t, e — 90 t, f — 120 t.



Rys. 4. Kształt narzędzi do operacji prasowania.

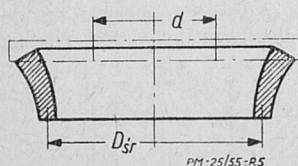
TABLICA I

Operacja	S z k i c	Nazwa narzędzi	Nazwa maszyny lub urządzenia
Ciąć paski na szerokość 50 mm			Nożyce gilotynowe
Wykrawać pierścienie $\varnothing 43/17$ mm		Wykrojnik jednoczesny	Prasa mimośrodowa 160 t
Wyżarzyc rekrystalizująco $t = 650^{\circ}\text{C}$			Piec komorowy elektryczny typu PEK
Bębnować			Bęben oczyszczający
Prasować		Tłocznik zamknięty	Prasa korbowa wzgl. mimośrodowa nacisk 160 t
Przewijać		Tłocznik otwarty	Prasa mimośrodowa nacisk 15 t
Wyżarzyc odpężając temp. 450°C			Piec oporowy elektryczny PEK
Dalsza obróbka skrawaniem			

cji przewijania stożkowa powierzchnia podstawy wytłoczki przechodziła w płaszczyznę prostopadłą do osi wyrobu.

Operację prasowania poprzedza operacja bębnowania (jak to wynika z tablicy I). Bębnowanie pierścieni przeprowadza się w bębnie obrotowym, wypełnionym materiałem ściernym. Zadaniem bębnowania jest oczyszczenie pierścieni z zawalcowanej zgorzeliny oraz zmatowienie powierzchni wpływające korzystnie na sprawność smarowania.

Ostatecznie ukształtowanie półwyrobu obrączki zachodzi podczas operacji przewijania. Proces ten różni się od wywijania. Przy wywijaniu stożkowa część stempla kształtowała powierzchnię stożkową wytłoczki, natomiast przy przewijaniu stempel rozszerza od strony mniejszej średnicy stożek wytłoczki na walec. Dla uzyskaniażądanego kształtu półwyrobu należało średnicę stempla D w części cylindrycznej zwiększyć o 2 mm, w porównaniu ze średnicą wytłoczki d (rys. 6).



Rys. 5. Pierścień po wywinięciu.

chowanie stanu umocnienia, wywołanego zgniotem operacji prasowania. Należy dodać, że obecnie stosowane technologie przewidują ze względu na lepsze właściwości skrawania — stal o zawartości węgla $0,35 \div 0,45\%$ — jakkolwiek obrączki poddawane są procesowi nawęglania.

Wstępne próby laboratoryjne wykazały, że stal o małej zawartości węgla utwardzona zgniotem daje przy skrawa-

niu powierzchnię zadowalająco gładką. Przeprowadzone próby przewijania po zmianie konstrukcji stempla i ukształtowaniu go jak na rys. 6 wykazały, że z poprzednio przyjętego procesu technologicznego można wyeliminować wyżarzanie międzyoperacyjne. Rys. 7 uwiadcza przebieg poszczególnych stadiów przewijania.

Półwyroby obrączek przedzarkowych poddane są wyżarzaniu odpężającemu (temp. $400 \div 450^{\circ}\text{C}$) celem usunięcia naprężeń wewnętrznych, mogących wywołać odkształcenie gotowych obrączek po obróbce skrawaniem.

W produkowanym asortymencie obrączek zmienia się jedynie średnica podziałowa przy niezmiennym przekroju poprzecznym (rys. 1) — stąd też zachodzi zależność liniowa między objętościami poszczególnych obrączek.

Jak wynika z przytoczonego zestawienia (tabl. II) przybliżonych wymiarów pierścieni wyjściowych obrączki Nr 1 do 8 mogą być tłoczone odpowiednio z odpadów obrączek Nr 10 do 13. Wykorzystanie odpadów większych obrączek do produkcji mniejszych zwiększa bardzo znacznie współczynnik wykorzystania materiału.

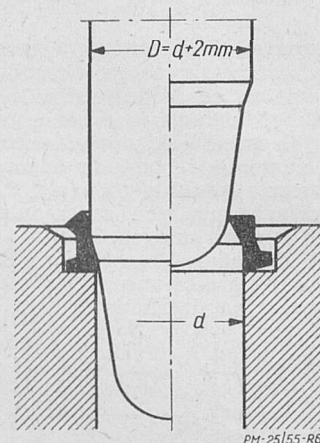
Zalety nowej technologii

W produkcji obrączek wg nowej technologii:

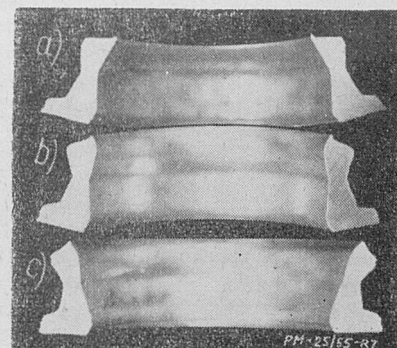
1) możliwe jest stosowanie blachy czarnej (nietrawionej);

2) uzyskuje się stosunkowo wysoki stopień wykorzystania materiału (kształt półwyrobu zbliżony jest do kształtu gotowej obrączki);

3) zastosowanie wydajnej obróbki plastycznej zmniejsza pracochłonność wykonania obrączki przedzarkowej;



Rys. 6. Schemat procesu przewijania.



Rys. 7. Poszczególne stadia operacji przewijania wytłoczki

TABLICA II

Nr obrączki	Obrączki przedzarkowe		Pierścienie wyjściowe	
	D_z	D_w	Średnica zewn. D	Średnica wewn. d
1	40	32	43	17
2	44	36	47	21
3	46	38	49	23
4	48	40	51	25
5	50	42	53	27
6	53	45	56	30
7	56	48	59	33
8	58	50	61	35
9	64	56	67	41
10	66	58	69	43
11	71	63	74	48
12	78	70	81	55
13	86	78	89	63

4) stosuje się jeden rodzaj materiału wyjściowego dla wszystkich wielkości obrączek przedzarkowych. Umożliwia to zmniejszenie normatywów materiałowych.

T. Rut