

PRZEGLĄD MECHANICZNY

ORGAN
STOWARZYSZENIA
INŻYNIERÓW
I TECHNIKÓW
MECHANIKÓW
POLSKICH

Rok VIII

Warszawa, Lipiec - Sierpień - Wrzesień 1949 rok

Zeszyt 7-8-9

Inżynierowie i technicy winni torować drogę współzawodnictwu pracy

W czasie III Zjazdu Delegatów Naczelnej Organizacji Technicznej w dyskusji w imieniu Państwowej Komisji Planowania Gospodarczego zabnął głos minister Eugeniusz Szyr. Minister Szyr w swym przemówieniu wskazał na olbrzymie perspektywy postępu technicznego, możliwe do osiągnięcia dzięki zmianie wytwórczych stosunków i planowaniu gospodarki narodowej. Sama możliwość planowania jednak nie wystarcza. Potrzebni są ludzie przepojeni świadomością nowego stosunku do pracy, nowego położenia w którym znajdują się robotnicy, inteligencja pracująca i masy pracujące.

W dalszym ciągu swego przemówienia minister Szyr wskazał błędność sformułowań, które przypisują inteligencji technicznej tylko rolę pomocniczą w ruchu współzawodnictwa pracy. Inżynierowie i technicy biorą lub winni brać bezpośredni aktywny udział w tym ruchu, tworzyć w przyszłości, wspólnie z przodownikami pracy-robotnikami, zespoły powołane do rozwiązywania zadań produkcyjnych.

Współzawodnictwo robotników, inżynierów i techników rodzi się z jednego pnia z nowego stosunku do pracy. W nowym stosunku do pracy tkwi istota rewolucyjnych zmian, jakie zachodzą po zdobyciu władzy przez masy pracujące i uspołecznieniu podstawowych środków produkcji.

Inżynierowie i technicy nie tylko przodują lub winni przodować w samej organizacji współzawodnictwa pracy — torują oni również drogę współzawodnictwu pracy. Współzawodnictwo pracy nie może napotykać na przeszkody techniczne rozwijając się dalej, jeśli nie przyjdzie mu w sukurs inżynier i technik, który usunie te przeszkody i otworzy drogę nowym rewolucyjnym metodom pracy. Przykładem takiego działania jest wyczyn inżynierów i techników Zakładów Cegielskiego: organizacja gniazda obróbczego kół zębatych, która umożliwia jak to

wskazują wstępne obliczenia, skrócenie czasu pracy o 25% i skrócenie cyklu produkcyjnego o 60%.

Następnym poważnym terenem społecznej działalności inżynierów i techników jest pomoc racjonalizatorom i wynalazcom i to nie tylko robotnikom ale i inżynierom.

Na każdym kroku widzimy brak właściwego podejścia organizacyjnego, brak właściwej opieki nad ludźmi, którzy walczą o postęp techniczny. Stan ten hamuje rozwój produkcji, hamuje wysiłek mas pracujących w Polsce. Dlatego musimy wypowiedzieć wojnę temu stanowi rzeczy, a przede wszystkim zdać sobie sprawę z rzeczywistości ciężkiego położenia w jakim się znajduje dzisiaj przeciętny wynalazca, przeciętny robotnik zgłaszający bardziej złożone usprawnienia techniczne. Instytuty i laboratoria, warsztaty doświadczalne są trudno dostępne dla tych, którzy chcą praktycznie realizować swe pomysły i wynalazki. Na przeszkodzie stoi nie tyle konserwatyzm pewnej części inteligencji technicznej, ale przede wszystkim oportunizm, który wyraża się tym, że wprowadzie dany inżynier lub technik zdają sobie sprawę ze znaczenia wynalazków i usprawnień, ale nie chce się on odrywać od codziennego wygodnego trybu pracy, nie chce wprowadzać elementów eksperymentu lub burzliwych zmian.

Musimy spowodować zmianę nastrojów tego typu i wpoić w tych inżynierów i techników, którzy jeszcze tego nie doceniają, świadomość obowiązku pomocy w realizacji pomysłów usprawnień i wynalazków. Dzięki inicjatywie coraz liczniejszych inżynierów zaczyna się w Polsce nowy okres, w którym pomoc dla racjonalizatorów i wynalazców przyjmie formy masowe, w którym upowszechni się sieć klubów techniki. NOT potrafi również zmobilizować setki i tysiące inżynierów i techników dla popularyzacji techniki w masach robotniczych.

Chcę wyróżnić inicjatywę Zakładu Mechanicznego Obróbki Materiałów Akademii Górniczej

w Krakowie — mówił dalej min. Szyr. — Zakład ten kierowany przez prof. Biernawskiego, zorganizował spotkanie pracowników naukowych z przodownikami pracy.

Dyskusja po wykładach dla przodowników pracy była długa i żywa. Temat obróbki skrawaniem frapował przodowników pracy, którzy przynieśli ze sobą noże własnego pomysłu i na miejscu dokonywali prób dla przekonania się o słuszności referowanej im naukowej metody ustalania kątów zaszlifowania ostrzy.

Jest to pierwszy tego rodzaju w Polsce przykład, w jaki sposób należy przystąpić do realizacji nowych form popularyzacji techniki nie tylko przez wykłady, ale również przez bezpośrednią wymianę poglądów i doświadczeń. Ci robotnicy, którzy przynieśli ze sobą noże własnego pomysłu, mogą wiele spraw wyjaśnić pracownikom naukowym i umożliwić konfrontację teorii z praktyką oraz z kolei otrzymać od naukowców cenne wiadomości teoretyczne.

Jeśli w przyszłości kontakty te przyjmą formy masowe i bardziej systematyczne, to należy żywić przekonanie, że wspólnym wysiłkiem robotników i inżynierów dokonamy w Polsce rewolucji technicznej w czasie o wiele szybszym, niż to dziś niektórym się wydaje.

O WSPÓLPRACĘ NAUKOWCÓW Z ROBOTNIKAMI RACJONALIZATORAMI.

W dniu 19 września 1949 r. obradowała w Warszawie w gmachu NOT Krajowa Konferencja Usprawnień i Wynalazczości.

Konferencja miała za zadanie wspólne zbliżenie robotników wynalazców z naukowcami i przedyskutowanie form szerszego jeszcze rozwinięcia ruchu racjonalizatorskiego.

Obrady wykazały jeszcze raz, że jednym z podstawowych warunków szybkiego i pomyślnego rozwoju ruchu racjonalizatorskiego jest ścisła współpraca naukowców i inteligencji technicznej z robotnikami racjonalizatorami.

Dyrektor Departamentu Techniki Inż. Mieczysław Lesz w przemówieniu swym stwierdził, że racjonalizacja i nowatorstwo są niezbędnymi warunkami wzrostu wydajności pracy, wzrostu wydajności urządzeń i wzrostu produkcji, przewidzianego w planie 6-letnim.

Racjonalizacja istniejącej technologii produkcji i wprowadzenie nowej technologii — bez czego niemożliwy jest wzrost wydajności pracy — jest z jednej strony wynikiem prac instytutów naukowo-badawczych i politechnik, wykorzystania doświadczeń technicznych Związku Radzieckiego i krajów demokracji ludowej oraz zakupu licencji zagranicznych,

z drugiej zaś strony — wymaga masowego ruchu unowocześnienia technologii.

Musi to być masowy ruch naukowców, inżynierów, techników i przodujących robotników, który stawia sobie za cel wykorzystanie wszystkich możliwości, jakie daje dzisiejsza technika.

O szybkim ruchu racjonalizacji świadczą cyfry:

W pierwszym kwartale br. zgłoszono 725 pomysłów, z tego przyjęto 630. W drugim kwartale zgłoszono już 930 pomysłów, z których przyjęto 850. Dało to w skali rocznej łączną oszczędność 1,5 miliarda zł, a projektodawcy otrzymali w sumie 42 mln. zł premii.

Zastanawiając się nad warunkami, w jakich rozwinął się u nas ten ruch, dyr. Lesz przeciwstawia okres kapitalistyczny, w którym postęp techniczny przynosił robotnikom bezrobocie i nędzę, a kapitalistom — dodatkowe miliony, okresowi obecnemu. Robotnicy, inżynierowie i technicy Polski Ludowej wiedzą, że każde ulepszenie procesu technologicznego oznacza wzrost dochodu narodowego, wzrost dobrobytu, szybszy marsz do socjalizmu. Dlatego ruch racjonalizatorski i nowatorski stał się szybko ruchem masowym.

Po przedstawieniu warunków, dzięki którym obserwujemy szybki rozwój ruchu racjonalizacji i nowatorstwa, mówca zastanawia się nad najważniejszymi brakami, które powodują, że ruch ten nie rozwinął się jeszcze dostatecznie. Tak więc duch wynalazczy naszych racjonalizatorów nie zawsze jest kierowany na właściwe tory; racjonalizatorzy nie zawsze otrzymują dostateczną pomoc w technicznym opracowaniu swych pomysłów; realizacja przyjętych usprawnień napotyka nieraz na trudności przy uzyskiwaniu na ten cel środków finansowych; rozpatrywanie wniosków odbywa się często zbyt biurokratycznie; doświadczenia racjonalizatorów i nowatorów nie zawsze są w dostatecznym stopniu rozpowszechniane.

Mówca wskazuje na potrzebę kierowania uwagi racjonalizatorów na ważne zagadnienia poszczególnych zakładów pracy. W Związku Radzieckim każdy oddział fabryczny wywiesza tematy dla racjonalizatorów, dotyczące „wąskich przejść” w aparacie produkcyjnym. Oprócz tego systemu należy skorzystać z doświadczeń Zw. Radzieckiego, ogłaszając konkursy na rozwiązanie węzłowych zagadnień zakładów.

Z analizy braków i niedociągnięć — reasumuje inż. Lesz — wynika: konieczność skierowania ruchu racjonalizacji i nowatorstwa na właściwe tory, udzielanie autorom pomysłów niezbędnej pomocy technicznej, przez świat nauki i inteligencję techniczną, zapewnienie środków finansowych na realizację pomysłów, zwalczanie biurokracji i okazanie pomocy racjonalizatorom produkcji i nowatorom i wreszcie, konieczność właściwego rozpowszechniania doświadczeń zdobytych w jednym zakładzie — wśród innych zakładów o podobnej technologii.

Skręcenie bez skręcania

Prof. dr inż. WŁODZIMIERZ BURZYŃSKI

Napężenie i odkształcenie są pojęciami podstawowymi mechaniki układów rzeczywistych. W szczególnych częściach tej mechaniki tworzymy z pojęć podstawowych dalsze o charakterze zbiorowym. Dobór mian w słownictwie polskim czy to dla wielkości podstawowych, czy zrycaltowanych pozostawia wiele do życzenia. Terminy walczą się z jednego działu do drugiego bez zmian, w każdym co innego oznaczając. Również w obrębie tego samego działu jedna nazwa ma wielorakie znaczenie. Do niedopuszczalnego zamętu doprowadziło stosowanie w teorii pręta pojęcia skręcania w dwóch odmiennych znaczeniach, mechanicznym i geometrycznym. Zamieszanie zwiększa tu fakt, że — wobec pewnych niedomagań rozwiązania klasycznego — dopomagamy sobie stosowaniem obok tamtego rozwiązaniem energetycznym, a literatura przedmiotu nie dostarcza należytego wyjaśnienia subtelnych różnic liczbowych między nimi. W związku z tym chaosem podaje się wyczerpujące wyjaśnienia sprawy i przy tej sposobności proponuje pewne jednoznaczne mianownictwo dla koniecznych pojęć.

Wstęp.

Ten niedorzeczny tytuł znajdzie wyjaśnienie dopiero w trzeciej części niniejszego artykułu. Pozwoliłem sobie na taki zabieg literacki dla wzbudzenia ciekawości czytających; a nuż zechcą artykuł przeczytać do końca? W istocie zaś chodzi o podanie pewnych na ogół znanych informacji z teorii prętów prostych. Ba, rzecz ogranicza się do kilku prymitywnych przypadków; może nawet wyda się banalną.

Ograniczenie się do badań sztywnych układów materialnych pozwala w każdym, choćby najbardziej skomplikowanym, wypadku określić interesujące nas indywidualnie materialne kilkoma zawsze tego samego rodzaju parametrami. Są nimi momenty masowe pierwszego i drugiego rzędu, t. j. wielkości, dla których pozwoliłem sobie zaproponować miano średników, kształtników i boczników. Redukują one rozważania kinetyczne do obserwacji środkowych głównych osi układu materialnego.

W przeciwieństwie do tego jeśli w mechanice układów odkształcalnych chcemy przejść od rozważań ogólnych do bardziej szczególnych, musimy — jak nas o tym poucza dotychczasowy w tej dziedzinie dorobek — sklasyfikować układ pod względem czy to geometrycznym, czy mechanicznym, czy wreszcie pod obydwoma jednocześnie. W ten sposób mówimy o pręcie, specjalizując go dodatkowo jako belkę lub słup, mówimy o tarczy lub płycie, o zagadnieniu płaskim, o osiowo symetrycznym itp. Podziwiać należy, jak mądrze tę sprawę ujęli nasi poprzednicy. Przymiślowy ten porządek pozwolił wprowadzić pewne zbiorowe pojęcia napięcia w rodzaju np. momentu zginającego czy skręcającego. Wprawdzie z punktu widzenia matematycznej teorii sprężystości tego rodzaju zrycaltowane wielkości są zbędne, nie mniej jednak pozwoliły one nie tylko spopularyzować jej wyniki, lecz również doprowadziły do niezwykłego rozwoju szczególnych działów tej teorii choćby w olbrzymiej ilości rozwiązań przybliżonych. Stało się to po prostu w ten sposób, że tego rodzaju wielkościom mechanicznym przyporządkowaliśmy równie zrycaltowane parametry geometryczne. Pod szminką nowej charakterystyki poznajemy w nich dwa przemyczone z mechaniki układów sztywnych pojęcia, przesunięcia i obrotu. Z tak uproszczonym materiałem można już było coś zdziałać. Właśnie o to chodzi w tym artykule.

Nie można mówić o siłach i przemieszczeniach pręta, by nie mówić o napężeniu i odkształceniu.

Z konieczności więc praca rozbija się na trzy mniej więcej równe części: jedną o stanie odkształcenia i napięcia, drugą o siłach wewnętrznych i naprężeniach pręta prostego, wreszcie trzecią o przemieszczeniach i odkształceniach tego pręta.

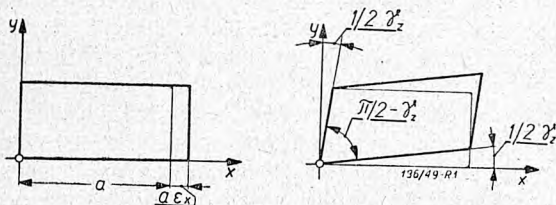
Poruszone będą też sprawy mianownictwa polskiego. Gratka taka, jaką wykorzystałem rok temu w artykule „Moment“, rzadko się przydarza; nie zawsze się udaje jednym słowem zapełnić obszerną notatkę. Wobec tego zajmiemy się z konieczności lub bez niej — Czytelnicy osądzą — większą liczbą terminów. Proponując pewne zmiany terminologiczne kierowałem się, urobionym wiałoletnim pedagogicznym doświadczeniem, głębokim przekonaniem, że wyrazistość rzeczy wymaga, by poszczególne odcinki mechaniki układów odkształcalnych miały oddzielne właściwe mianownictwo dla występujących w nich wielkości. Nazwy wspólne sprzyjają nieporozumieniom; tym bardziej zaś brak nazw.

1. Istota odkształcenia.

Założenie sztywności układu prowadzi w konsekwencji do stwierdzenia, iż dowolny ruch takiego układu składa się z przesunięcia i obrotu. Gdy w szczególności — co nas głównie interesuje przy badaniu układów odkształcalnych — ów ruch jest drobny, odnośne przemieszczenia są niekompletnymi liniowymi funkcjami współrzędnych; zawierają one bowiem trzy wyrazy wolne, a ponadto dodajniki opatrzone tylko trzema różnymi współczynnikami. Są to przemieszczenia wynikające z zapowiedzianych trzech drobnych obrotów składowych. Ponieważ trzy równania liniowe, określające trzy przemieszczenia, mogą poza dodajnikami wolnymi zawierać dziesięć różnych współczynników, przeto najprostszą koncepcją przejścia od układu sztywnego do kontinuum odkształcalnego polegać może na uzupełnieniu powyżej scharakteryzowanych równań dodatkowymi wyrazami, wprowadzającymi sześć nowych niezależnych wielkości. Taką w istocie ideę przyjęli nasi poprzednicy, definiując zrazu jednorodny, a potem i niejednorodny stan odkształcenia. Dodatkowe wyrazy określają przemieszczenia pochodzące od odkształcenia układu. Sześć nowych współczynników tworzy składowe tensora odkształcenia. Z powodu charakterystycznego zachowania się trzy z tych składowych $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$ nazywamy odkształceniami podłużnymi, trzy zaś $\gamma_x, \gamma_y, \gamma_z$ odkształceniami poprzecznymi. Te czysto formalne oznaczenia mieszane bywają w literaturze przedmiotu z nazwami różnych

efektów geometrycznych wynikłych z obecności stanu odkształcenia. Jakież to są te efekty?

Porównawcza jednostka długości równoległa np. do osi x przyrasta o ϵ_x . W ten sposób podstawa a prostokąta przeszła w $a(1 + \epsilon_x)$. Ta przyczyna każe wielu autorom nazywać ϵ wydłużeniem właściwym, wydłużeniem jednostkowym, a już całkiem opacznie rozciągnięciem. Stosowanie nazwy wydłużenia sugeruje słuchającemu możliwość dokonania pomiaru jakiejś długości. Wiadome jest, że przy przejściu od stanów jednorodnych do niejednorodnych wielkość ϵ zatrzymuje swe matematyczne znaczenie jedynie w sensie pomyślanym; w istocie zaś odnośną wartość ϵ znajdujemy drogą operacji granicznej, której z natury rzeczy niedostępny jest pomiar fizycznymi instrumentami. Uważamy przeto użycie nazwy wydłużenia — nawet właściwego — za niestosowne. Termin ten zachowujemy sobie do lepszej sposobności. Za jedynie słuszną i dostatecznie ogólną nazwę dla wielkości typu ϵ uważać będziemy wyżej wprowadzoną *odkształcenia podłużnego*. Stan geometryczny spowodowany obecnością jedynie jednego tylko ϵ nazywać będziemy *zdlużeniem*. Przedstawia go — po wykluczeniu sztywnych przesunięć i obrotów — pierwsza część rys. 1. Przeciwstawieniem zdlużu jest *skrót*.

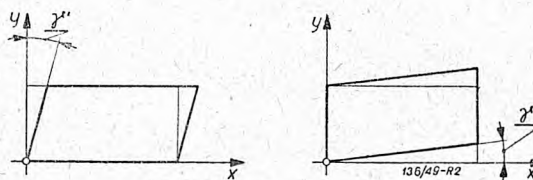


Rys. 1.

Zdluże względnie skrót nie wyczerpują jeszcze istoty deformacji. W płaszczyźnie np. $x y$ stwierdzić możemy zgodnie z równaniami przemieszczeń dodatkowy fakt geometryczny. Boki dowolnego prostokąta, pierwotnie równoległe do osi układu, przyjmą położenie ukośne, jak na drugiej części rys. 1. Jeśli odrzucimy — jak to już poprzednio zrobiliśmy — przemieszczenia pochodzące od obrotu prostokąta jako sztywnej całości, okaże się, że kąty odchylenia od obu osi są wzajemnie równe. Zgodnie z tradycją dajemy im połówkowe oznaczenie $\frac{1}{2} \gamma_z$. W rezultacie zmiana pierwotnie prostego kąta między obranymi kierunkami x i y wynosi γ_z . Uważamy ją za dodatnią, gdy oznacza pomniejszenie kąta między kierunkami $+x$ i $+y$ lub $-x$ i $-y$, czyli też zwiększenie kąta między kierunkami $+x$ i $-y$ lub $-x$ i $+y$. Analogiczne znaczenia mają wielkości γ_x i γ_y .

Stosowane przez wielu autorów opatrywanie wielkości γ podwójnym wskaźnikiem jest wynikiem niedopatrzania. W afinorowej symbolice dla wszystkich dziewięciu składowych asymetrycznego tensora stosujemy ten sam znak zasadniczy, a wtedy z konieczności poszczególne jego części wyróżniamy dziewięcią podwójnymi indeksami $xx, xy, xz; yx, yy, yz$. Gdy z tensora tego wyłączymy jego część antymetryczną, t. j. trzy wektory obrotów, zostanie jako reszta symetryczny tensor odkształcenia z sześciu składowymi. W tym tworze obojętny jest już porządek wskaźników. Nie mniej podwójne

wskaźniki są wskazane przynajmniej w jednej trójce składowych, jeśli oznaczenie zasadnicze pozostawiamy dla wszystkich sześciu wspólne. Istotnie tak postępujemy w matematycznej teorii stanu odkształcenia. Skoro jednak dla składowych podłużnych stosujemy znak ϵ , dla poprzecznych zaś zapożyczaliśmy z alfabetu nową literę γ , to zrobiliśmy to jedynie i wyłącznie chyba dla tego, by symbolikę uprościć. W miejsce tedy wskaźników podwójnych xy lub yx winno się stosować tylko wskaźnik pojedynczy z ; w ten sposób płaszczyzna zmiany γ określona jest jej przynależną normalną.



Rys. 2.

Ażeby wyjaśnić stosowane w języku polskim terminy dla opisanego zjawiska geometrycznego trzeba było dobrze się zastanowić. Spotykamy głównie na wzór niemiecki nazwy: „czyste posunięcie“, „proste posunięcie“, „pojedyncze posunięcie“, „proste odkształcenie postaciowe“, przy czym trzeba wiedzieć, że między niektórymi z tych zmian należy czynić pewne subtelne różnice. Zechce mi cierpliwym Czytelniku wyjaśnić, jaką widzi różnicę między „czystym“ a „pojedynczym“ posunięciem. Czy można tę rzecz utrwalić w pamięci studenta; jak to zrobić, gdy jedni prostym nazywają czyste, a drudzy w pojedynczym widzą proste.

Celem lepszego wyjaśnienia kwestii dołączamy rys. 2. Wyobraźmy sobie w lewej jego części świeżo wysuniętą z opakowania nową talię kart bridżowych; stanowi ją w przekroju płaszczyznę xy pierwotny prostokąt. Za chwilę znanym powszechnie, szerokim gestem rozłożymy ją celem dokonania wyboru miejsc i graczy. Ograniczmy ten zamierzony ruch do małych rozmiarów; wtedy talia przyjmie w przekroju położenie odkształconego romboidu. Otóż spowodowane kątem γ' odchylenie nazywamy w mianownictwie polskim najczęściej pojedynczym czasem też prostym posunięciem. Analogicznym drugim takim posunięciem w płaszczyźnie xy jest γ'' jak w prawej części rys. 2. Złożywszy dwa opisanego rodzaju posunięcia z dołączeniem warunku $\gamma' = \gamma'' = \frac{1}{2} \gamma_z$ otrzymamy stan z prawej części

rys. 1. zwany znów „czystym posunięciem“; niektórzy autorzy właśnie ten wypadek opatrują nazwą „prostego posunięcia“. W ogóle dodatkowe przymiotniki spacerują w tej terminologii w dowolny sposób, zwiększając zamieszanie. Oczywiście gdyby chodziło tylko o efekt końcowy, t. j. odkształcenie poprzeczne γ_z , możemy go uzyskać czyniąc $\gamma' = \gamma_z, \gamma'' = 0$ lub też $\gamma' = 0, \gamma'' = \gamma_z$. Nie należy jednak zapominać, że rzecz idzie nie tylko o wielkość kąta γ_z , lecz również o ułożenie każdego z ramion kąta $\pi/2 - \gamma_z$. I tu leży istota rzeczy. Jeśli na oba te fakty jednocześnie zwrócimy uwagę, to wreszcie rzecz się należycie wyjaśni. Pojedyncze posunięcie jest faktem złożonym; składa się na

nie czyste posunięcie i obrót. Jeśli tak można powiedzieć — jest ono z punktu widzenia czystej deformacji zbrukane właśnie tym obrotem; familię tensora drugiego rzędu skalał wektor. Jednakże i czyste posunięcie nie jest całkowicie prostym; można je złożyć z dwóch równych pojedynczych posunięć. Z dwóch różnych tego ostatniego rodzaju posunięć otrzymujemy przez dodanie odkształcenie poprzeczne, z odjęcia zaś podwójny obrót.

Sądzę, że wielki czas nadszedł, by w tej ustawicznie mylącej i budzącej nieporozumienia nomenklaturze uczynić wreszcie porządek. Proponuję dla konfiguracji nieskażonej obrotem, więc przedstawionej w prawej części rys. 1, bardzo — moim zdaniem — celową nazwę *skosu*, dla efektów zilustrowanych zaś rys. 2 nazwę *sumów*. Rozmyślnie na razie nieomawianą nazwę prostego odkształcenia postaciowego zachowamy do innego celowego użytku; w stosowanym miejscu użytkujemy też posunięcie.

W rezultacie tedy przemieszczenia układu rzeczywistego pochodzą od przesunięcia, obrotu i odkształcenia. Ze składowych podłużnych i poprzecznych stanu odkształcenia można budować zdłuże lub skróty, tudzież skosy. Z trzech niezależnych zdłuży i z trzech skosów można utworzyć układ najogólniej zdeformowany. Najogólniejsze przemieszczenia uzyskamy, dołączając do powyższej konstrukcji trzy przesunięcia i trzy obroty. Pewną kombinacją skosu i obrotu nazywamy *survem*.

Przechodząc utartym a celowym szablonem do sprawy przekształcenia kierunkowego, nie mamy tu nic do zauważenia. Rzecz skończy się na stwierdzeniu, że istnieją trzy wzajemnie prostopadłe kierunki główne stanu odkształcenia. Znajomość ich pozwala deformację zbudować z samych tylko zdłuży. O tym czy stan odkształcenia jest trój-, dwu- czy jedno-osiowy decydują niezmienniki przekształcenia. Niezmiennik najwyższego rzędu zabezpiecza stan trójosiowy. Średni z kombinacją najniższego ma związek z energią odkształcenia. Najniższy, liniowy ma dodatkowe znaczenie, któremu również chcemy poświęcić kilka chwil uwagi.

Odkształcenie powoduje między innymi zmianę objętości układu. Zmianę tę, odniesioną do pierwotnej jednostki objętości, wyraża niezmiennik $e = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z$. Nazywamy dotychczas wielkość e odkształceniem objętościowym właściwym lub — skoro nazwa ta jest przwdługa — krócej odkształceniem objętościowym. W powyższym sensie odkształcenie objętościowe jest cechą metryczną. Mimo należytej trafności tego terminu winniśmy go raczej odrzucić właśnie z powodu jego charakteru ilościowego. Przypomnijmy bowiem sobie, że używany on też jest w znaczeniu raczej jakościowym. Muszę w tym względzie liczyć na pomoc z zewnątrz, nie nasuwa mi się bowiem żaden właściwy termin. *Przybór*, *specz*, *domiar* nie wyrażają rzeczy należyte. Zostawiam tę sprawę uznaniu Czytelników. Dotyczy to w tej samej mierze również kwestii odkształcenia powierzchniowego właściwego.

Ostatni ustęp możemy uważać za przejście do innego sposobu definiowania istoty deformacji, stosowanego z reguły przez fizyków. Według tego poglądu odkształcenia należy dopatrywać się w zmianie

objętości i w zmianie postaci układu. Obecnie stają się jasne dwa nasze niedawne zastrzeżenia. Teraz dopiero użytkujemy zakwestionowane wcześniej określenia w sformułowaniu: *Odkształcenie* rozbić można na *objętościowe* i *postaciowe*. Cechą odkształcenia objętościowego jest geometryczne podobieństwo układu zdeformowanego do pierwotnego, t. j. postulat: $\varepsilon_x = \varepsilon_y = \varepsilon_z$, $\gamma_x = \gamma_y = \gamma_z = 0$. Cechą odkształcenia postaciowego jest brak przyrostu (objętości), t. j. postulat $\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z = 0$. Odkształcenie objętościowe powstaje przeto z superpozycji trzech równych zdłuży głównych. Łatwo okazać, że najprostszego przykładu odkształcenia postaciowego dostarcza skos. To ostatnie zdanie w ustach niektórych autorów winno by brzmieć następująco: „Najprostszym przykładem odkształcenia postaciowego stanowi proste odkształcenie postaciowe”. Wracając do rzeczy zauważmy, że zapowiedziane rozbieżności da się zawsze przeprowadzić jednoznacznie, albowiem dla dokonania rozkładu sześciu wielkości podaliśmy sześć niezależnych warunków. Skoro zaś ten odmienny sposób określania istoty odkształcenia mieści się bez reszty w poprzednim, możemy uważać połowę pierwszej części naszego artykułu za ukończoną.

2. Stan napięcia.

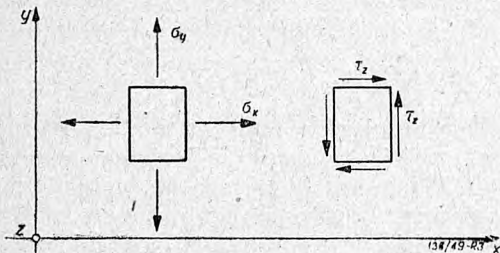
Według przyjętych podstaw matematycznej teorii sprężystości stan napięcia jest tensorem symetrycznym. Wielokrotnie wyrażałem wątpliwości pod tym względem. Gdyby tak istotnie było znalazlibyśmy z pewnością w literaturze rozwiązanie zagadnienia sprężystej równowagi np. prostej igielki magnetycznej. Tak tymczasem nie jest, albowiem obecność momentów masowych neguje twierdzenie o równowartości odpowiadających sobie naprężeń stycznych, zatem twierdzenie symetryzujące tensor napięcia. Ten stan rzeczy rozważań naszych nie komplikuje; odwrotnie — wybitnie je upraszcza. Wspominam zaś o tym tylko z tego powodu, żeby na wstępie zaraz wyjaśnić dla czego słownik stanu napięcia jest uboższy, aniżeli odnośny stan odkształcenia.

Dowolny symetryczny tensor napięcia zbudować można z trzech *ciągów* σ w kierunkach x, y, z i trzech *skrętów* τ dokoła osi x, y, z ; ujemny ciąg możemy zaryzykować nazwać *cisem*. Wprowadziliśmy w ten sposób nowe terminy zamiast dotychczasowych dawnych.

Proste, pojedyncze, czyste, jednoosiowe rozciąganie zastąpiłem krótkim terminem *ciąg*; właśnie dlatego, że ta nowa nazwa jest taka prosta i pojedyncza. Wydawało mi się, że nazwę rozciągania należy zarezerwować do bardziej namacalnego wypadku, w którym tkwiącą w terminie możliwość pomiaru da się istotnie przeprowadzić. Tkwiąca bowiem w definicji naprężenia operacją graniczną wyklucza taką bezpośrednią możliwość fizyczną. *Cis* przedstawia się akustycznie gorzej. Trzeba się do każdej nazwy przyzwyczaić. Nie upieram się zresztą przy tym mianie.

Trzeba się wreszcie zdecydować, czy skręcanie jest terminem geometrycznym czy mechanicznym. Matematycy nazywają skręceniem lub torsją t. zw. drugą krzywizną krzywej przestrzennej. Każdy inżynier przyzna, że postąpiono w tym wypadku nie

zbyt trafnie. W rozumieniu bowiem zarówno matematyków jak i naszym druga krzywizna oznacza po prostu odstawanie od płaszczyzny ściśle stycznej, więc odchyłkę od płaskości ku objawom przestrzennym. Nie ma to nic wspólnego z żadnym ze skręceń znanych choćby w języku potocznym. W kinematyce układów sztywnych *skręt* określa ruch złożony z przesunięcia i obrotu. Nie mamy z tym zbyt wielkiego zmartwienia; zamiast skrętu zaproponować tam możemy znacznie trafniejszą *śrubę*. *Skrętniki* teorii wektorów można ewentualnie utrzymać bez zmian, bo przy wszelkich możliwych dymensyjnie typach wektorów może on równie dobrze przedstawiać to jak owo. Wreszcie na *kręcie* ciąży zarówno pochodzenie czysto geometryczne t. j. ukształtowanie, jak kinematyczne t. j. rozmieszczenie prędkości, jak dynamiczne t. j. masa. W każdym jednak razie w mechanice układów odkształcalnych przydział odnośnego źródłosłowa musi być definitywnie jak najszybciej rozstrzygnięty. Nieogłębność nasza jest w tym wypadku zupełnie niezrozumiała. Jest to — nota bene — pierwsza aluzja do tytułu tego artykułu.



Rys. 3.

Na razie — zanim rzecz zostanie w szerszym gronie dostatecznie omówiona — przydzieliłem skręt stanowi naprężenia, a więc użyłem go dla celów nomenklatury statycznej, względnie dynamicznej. Tym samym odrzuciłem dotychczasową nazwę prostego lub czystego ścinania, rezerwując ją sobie do innej sposobności. Jeśli kogoś ta zmiana dziwi, niech sobie przypomni ile mozołu sprawiło mu swego czasu zrozumienie, że owe *ściananie* utożsamiane — może i słusznie — z *rozcinaniem* nie ma z powyższym pojęciem nic wspólnego. Wątpliwość budzi — po prostu mówiąc — fakt, że naprężenia tnące pojawiają się i w tej płaszczyźnie, w której się tnie i w tej, w której się nie tnie. Sądzę, że wątpliwości te usuwa użycie nazwy *skrętu*.

Elementarny rysunek 3, stanowi wykreślne wyjaśnienie podjętego tematu. Równoważąca się dwójka sił pochodząca od *naprężeń podłużnych* czyli *normalnych* σ_x przedstawia ciąg w kierunku osi x ; analogiczna druga dwójka σ_y daje ciąg w kierunku osi y . Równoważący się wieniec sił pochodzących od *naprężeń stycznych* τ_x przedstawia skręt dookoła osi z . Zastosowanie dla naprężeń τ pojedynczego wskaźnika w miejsce podwójnego ma wyjaśnienie identyczne z tym, które podaliśmy przy oznaczaniu γ . Uwagi nasze dotyczą zarówno stanów jednorodnych jak niejednorodnych. Ważnej sprawy znaków algebraicznych naprężeń dla oszczędności miejsca nie omawiamy. Sprawa przekształcania kierunku składających się stanów naprężenia załatwioną być może uwagami wcześniej już podanymi przy

omawianiu stanu odkształcenia. Mimochodem tylko dodamy, że na wzór piśmiennictwa obcego sprawa ta często jest u nas opacznie przedstawiana przez nienależycie uzasadnioną zmianę zagadnienia transformacji na zagadnienie równowagi z jednocześnie przeoczoną sprawą należytego doboru znaków algebraicznych.

Wracając jeszcze do sprawy wprowadzenia w naukę niesymetrycznego tensora napięcia, dodajemy następujące drobne uzupełnienie: wprowadziwszy tego rodzaju ustrój możemy z kolei rozbić go na część dotychczasową symetryczną i część antysymetryczną. Ta ostatnia jest wektorem; na zapas proponuję dla niego nazwę *wrotu*. Szczególną kombinację skrętu i wrotu — i tę dopiero — możemy nazwać *ciąciem*, a odnośne naprężenie *tnącym*, różnym w tym wypadku od dotychczasowego naprężenia stycznego. Szczegóły tej sprawy stanowią przedmiot drobiazgowego badania jednego z moich współpracowników naukowych.

3. Podstawowe zagadnienia pręta prostego.

W dalszych dwóch częściach artykułu zajmiemy się omówieniem teorii pręta prostego. Istnieją — moim zdaniem — ważne przyczyny, dla których trzeba się było podjąć pisanie o rzeczach prostych, które powinny być — a jak się często okazuje — nie są powszechnie znane. Postępując odwrotnie niż w części pierwszej, zajmiemy się najpierw mechaniczną stroną zagadnienia.

Za podstawę daleko idących uogólnień z poruszonej dziedziny służą wyniki ugruntowane w kilku elementarnych przypadkach w sposób ścisły przez matematyczną teorię sprężystości. Za pryzmą elementarną uważamy każdy ten, w którym pobocznicą pręta prostego jest wolna od obciążeń, a jego siły masowe mogą być pominięte. W rezultacie tedy równoważący się zbiór sił działa jedynie na oba przekroje końcowe pręta.

Za przekrój końcowy uważamy bądź to rzeczywiste materialny koniec lub też początek pręta, bądź też przekrój od którego poczynając uczynione wyżej założenia elementarne nie są spełnione. Różnice jakie możemy stwierdzić przy takim lub innym sposobie definiowania przekroju końcowego są pod niektórymi względami nieistotne, co zaraz wyjaśnimy. Jeśli materialny koniec pręta jest swobodny, zbiór sił tam działających jest zbiorem zewnętrznym i czynnym; stanowi on to, co nazywamy *obciążeniem*. Gdy ów materialny koniec pręta jest tak lub owak podparty, to odnośny zbiór sił tam działających jest zbiorem również zewnętrznym, lecz — tym razem — biernym; stanowi on *wielkość podporowe*. Gdy wreszcie za koniec pręta uważamy przekrój oddzielający go od reszty układu, to zbiór sił tam działających jest tym nazem zbiorem wewnętrznym ale dla całego układu; dla rozważanej części pręta jest on nadal *zbiorem zewnętrznym*. Niechże we wszystkich trzech poruszanych wypadkach odnośne zbiory będą wektorialnie równowarte, to nie wynika z tego, że są one identyczne pod każdym względem. W pierwszym wypadku zachodzi pytanie, jak zrealizowano obciążenie. W drugim możemy pytać jak skonstruowano szczegóły podparcia. Trzeci przypadek jest zaś — jak wspomnieliśmy — aktualny jedynie wtedy, gdy ulegną zmia-

nie założenia elementarne; wtedy znów debatować możemy nad tym, jakie w związku z tym wystąpią zmiany lokalne w przekroju uznanym za końcowy.

Resumując widzimy, że elementarne zagadnienie pręta prostego możemy sformułować następująco: pręt prosty i przyrządkowy pozbawiony sił masowych, a na pobocznicę wolny od sił powierzchniowych poddany jest na obu przekrojach końcowych działaniu równoważących się dwóch zbiorów sił, z których albo oba są pod każdym względem wyszczególnione albo też jeden z nich jest wyszczególniony a zamiast drugiego sprecyzowany jest szczegółowo sposób podparcia odnośnego przekroju końcowego. I od razu dodajemy wbrew często wyrażonym przekonaniom: tak sformułowane zagadnienie nie zostało w całej ogólności, i nie mogło być z powodu tej właśnie ogólności, rozwiązane przez matematyczną teorię sprężystości.

Wyjaśnienie powyższego stanu rzeczy przedstawia się następująco: jak wyżej podaliśmy warunek brzegowy może mieć albo charakter mechaniczny albo geometryczny. W tym względzie jednoznaczność rozwiązań powołanej teorii wymaga, aby w każdym bez wyjątku punkcie przekroju końcowego były podane albo trzy składowe siły powierzchniowe albo trzy składowe przemieszczenia. Otóż możemy podać nieograniczenie wiele takich zbiorów sił, z których wszystkie będą sobie wektorialnie równowarte; podobnie przedstawia się sprawa z realizacją podparcia. Nie jest przeto możliwe podanie rozwiązania ogólnego, w którym byłyby zawarte wszelkie w powyższym sensie szczegółowo sprecyzowane warunki brzegowe.

Powyższe stwierdzenie jest niekiedy nader przykre. Nie ma jednak dostatecznego powodu, by robić z tego tragedię. Z pomocą przybywa nam *twierdzenie de Saint-Venanta* o zanikaniu różnic skutków równowartych zbiorów sił. Praktyczny sens tego twierdzenia jest następujący: wyobraźmy sobie dwa takie same pręty, poddane na dwóch przekrojach końcowych działaniu równoważących się nieidentycznych wprawdzie, ale równowartych wektorialnie zbiorów sił. W krótkich przybrzeżnych skrawkach prętów panować będą różne stany napięć i odkształceń. W miarę oddalania się od przekrojów końcowych odnośne różnice będą bardzo intensywnie zanikać. Wystarcza oddalić się od końca pręta o długość równą jego rozmiarowi poprzecznemu, aby różnice te można było — praktycznie rzecz biorąc — zaniedbać. Jeśli więc zechcemy lub — raczej — będziemy mogli zrezygnować z ścisłości rozwiązania w małych skrawkach końcowych pręta, to zasadniczą resztę znajdziemy w którymkolwiek z rozwiązań szczególnych. Niebezpieczeństwo tkwi jedynie w tym, byśmy nie zapomnieli o powyższym istotnym dla sprawy rozumowaniu — więc o tym, że koniec pręta jest siedzibą dodatkowych naprężeń lokalnych. Wreszcie — niekiedy trzeba też zwrócić uwagę na to, że twierdzenie *de Saint-Venanta* — wbrew przypuszczeniom — nie odnosi się do przemieszczeń, lecz do odkształceń i naprężeń.

W opisanych wyżej warunkach pozostaje nam jeszcze tylko zdecydować się, które to spośród bardzo wielu rozwiązań uważać zechcemy za którekolwiek. Wydaje się to nam dziś bardzo łatwe; praw-

dopodobnie tak łatwym nie było. Zasadniczą decyzję w tym względzie podjął tenże sam *de Saint-Venant*. Nie będziemy tu wchodzić w zbędne szczegóły. Faktem jest, że autor ten z ogółu nasuwających się rozwiązań wziął pod uwagę to, w którym skutki zmieniają się wzdłuż osi pręta tak, jak się wzdłuż tej osi zmieniają przyczyny; za przyczyny zaś obrał wewnętrzne wypadkowe siły i także momenty. W ten zaś sposób rozmieszczenie naprężeń na przekrojach końcowych stało się takim samym jak na przekrojach wewnętrznych. W rezultacie zaś słynne rozwiązanie klasyczne stało się bezsilnym wobec geometrycznych wymogów brzegowych. Istotnie, skoro na obu końcach pręta wprawdzie dowolne, ale jakieś rozmieszczenia wszystkich składowych sił powierzchniowych zostały uznane za właściwe, to tym samym sprawa przemieszczeń na tych przekrojach została już automatycznie przesądzona. Do dyspozycji pozostaje już tylko sześć parametrów, z których trzy oznaczają sztywne przesunięcia a trzy sztywne obroty. Możemy przeto dodatkowo albo na jednym końcu ustalić jeden tylko punkt przekroju i kierunek przynależnej w tym miejscu normalnej do przekroju, pozostawiając drugi koniec swobodnym, albo też na obu przekrojach końcowych ustalić po jednym punkcie; podsuwane przez niektórych autorów ustalenie orientacji równoległego do osi pręta wewnętrznego elementu powierzchniowego jest niedorzeczne.

Trzeba sobie zdać dokładnie sprawę z tego do czego prowadzi tak ustalone rozwiązanie. Pod względem statycznym okazało się ono nie tylko wystarczającym, ale doprowadziło do dalszych bardzo cennych uogólnień. Tak więc bez trudności z przypadków elementarnych przechodzimy do tych, w których pobocznicą pręta doznaje również działania sił powierzchniowych. Nie niepokoją nas również siły masowe pręta; zamieniamy je na stosowne obciążenie powierzchniowe pobocznicę. Pod względem geometrycznym jednak jest znacznie gorzej. Musimy się uciekać do pewnych sztucznych pociągnięć, aby umożliwić spełnienie warunków podporowych, które są często sprzeczne z tymi, które tkwią w rozwiązaniu *de Saint-Venanta*. Analogiczne sztuczne zabiegi musimy też zastosować, by zapewnić nierozdzielność elementów w przekroju pośredniczącym między jedną i drugą częścią układu. Ci, którzy celowości tych zabiegów nie mogą zrozumieć i trwają na gruncie samowystarczalności rozwiązania klasycznego brną w kłopoty, z którymi nie potrafią sobie dać rady i których nie potrafią gruntownie wyjaśnić. Rozwinięcie tego tematu należy do ostaniej części tej pracy.

Wracając do sprawy w tym miejscu aktualnej widzimy, że w przypadkach podstawowych dane są na obu końcach pręta wypadkowe siły i momenty, a ponadto na jednym z przekrojów końcowych ustalony jest jeden punkt przekroju i przynależna w tym miejscu normalna do przekroju. Jest to więc przypadek pręta swobodnego na jednym końcu i utwierdzonego w jednym tylko punkcie drugiego końcowego przekroju. Właśnie pomieszczenie tego teoretycznego schematu z praktycznie ważniejszym zagadnieniem przekroju w całości utwierdzonego doprowadziło do sprze-

czności, których nie zdołali należycie wyjaśnić bardzo poważni autorzy. Poruszoną przez nas wyżej ewentualność ustalenia po jednym punkcie na obu przekrojach końcowych pozostawiamy na uboczu. Przez zastosowanie stosownego przekroju zadanie to rozbija się na dwa poprzednie.

4. Definicje wewnętrznych sił i momentów.

Zryczałtowanie sił powierzchniowych do wielkości wypadkowych prowadzi w konsekwencji do nader pożytecznych pojęć wewnętrznych. Nie ma studenta, któryby nie wiedział co to jest siła podłużna, siła poprzeczna, moment skręcający i moment zginający. W tym względzie nie zamierzam proponować żadnej zmiany definicji tych wielkości ani też żadnej zmiany dotyczącej ich mianownictwa. Byłby to grzech nie do przebaczenia. Jest żenującym pisać o tych powszechnie znanych i ugruntowanych pojęciach. Nie mniej trzeba to z pewnych powodów zrobić.

Niech oś z prostokątnego układu współrzędnych (rys. 4a) będzie równoległą do tworzących pryzmatycznego pręta; osie x i y niech tedy leżą w płaszczyźnie dowolnego przekroju, najprościej początkowego $z = 0$. W płaszczyznach obu przekrojów końcowych działają równoważące się momenty L ; ich wektory są przeto równoległe do osi pręta. W przekroju dowolnym z znajdziemy moment wewnętrzny $N = L$ tak samo ułożony. Tego rodzaju moment wewnętrzny umówiono się nazwać *momentem skręcającym*. Zaczęliśmy od tego przypadku celowo: Jeśli istotnie wewnątrz wewnętrzne redukują się do momentów L , to N — jak wiadomo z teorii skracania zbioru wektorów — nie zależy od obioru środka. Możemy przeto zachowując jedynie równoległość względem tworzących przwiązać oś z dowolnie; podobnie nie ma żadnej potrzeby ustalania dla osi x i y jakiegoś szczególnego położenia. Co najwyżej możemy się spodziewać jakiegoś bardzo drobnego uproszczenia matematycznego, jeśli początek układu współrzędnych umieścimy w tym jednym punkcie, w którym zgodnie z ograniczonymi możliwościami podporowymi *teorii de Saint-Venanta* pręt został z mocowany. Istotnie też, jeśli otworzymy piękną książkę *Love'a* nie znajdziemy w żadnym z ustępów przedstawiających powyższą teorię jakichkolwiek zastrzeżeń odnośnie wyboru osi układu. Jest to znamienne.

I to stanowi charakterystyczny, na ogół nieznaną szczegół — jak ją nazwaliśmy — klasycznej teorii skręcania, ale tylko o tej teorii. Można skręcać pręt dokoła takiej lub innej osi, — teoretycznie biorąc — nawet dokoła takiej, która leży poza materialnym prętem. Za każdym razem zmienia się wprowadzie liniowe dodatniki t. zw. *funkcji skręcania* ale dzięki pochodnemu jej związkowi z stanem napięcia, w tym ostatnim nic się nie zmieni. Co się zaś okaże jest powszechnie wiadome: *Skręcanie* wywołuje w pręcie jedynie skręty τ_x i τ_y , które są funkcjami tylko zmiennych x i y ; zatem skręcanie pręta złożone można z stosownie zmiennych skrętów. Pojęcie skrętu zostało wprowadzone w pierwszej części artykułu.

Następny z kolei przypadek (rys. 4b) wymaga już — jeśli ma on być czymś charakterystyczny — szczególnego ustalenia osi z . Musimy jej mianowicie nadać położenie *geometrycznej osi pręta*, t. j.

miejsca geometrycznego środków mas sąsiadujących przekrojów. Jeszcze jednak osie x i y mogą mieć położenie względem przekroju dowolne. Na końcu pręta wzdłuż tak ustalonej osi z działają równoważące się siły P . W tych warunkach w dowolnym przekroju działa siła wewnętrzna $S = P$, zwana *siłą podłużną*. Tworzy ona *rozciąganie* lub *ściskanie* zależnie od zwrotu. Rozciąganie wywołuje w pręcie ciągi σ_z niezależne nie tylko od zmiennej z , lecz również od zmiennych x i y . Termin *ciąg* wprowadziliśmy w pierwszej części tego artykułu. Przy użyciu starej terminologii należałoby powiedzieć: „Rozciąganie pręta powoduje w nim rozciągania”; trzeba chyba przyznać, że nie brzmi to pociągająco.

Gdy na przekroje końcowe działają równoważące się momenty K w płaszczyznach prostopadłych do płaszczyzn przekrojów czyli o wektorach położonych w płaszczyznach przekrojów, (rys. 4c), to w przekroju dowolnym stwierdzamy obecność wewnętrznego momentu $M = K$ analogicznie ułożonego. Tego rodzaju wielkość wewnętrzną nazywamy *momentem zginającym*. Widoczne jest, że algebraiczna wartość momentu nie wyczerpuje opisu; musimy dodatkowo określić jego położenie względem jakichś należycie ustalonych osi x , y przekroju. Oczywiście jest, że powinny to być jakieś osie naturalne t. j. związane z konfiguracją przekroju. Wiadome jest powszechnie, do jakich wybitnych uproszczeń matematycznych prowadzi przyjęcie za owe proste *głównych środkowych osi ukształtowania (bezroladności)*. Obecnie przeto nie tylko oś z zajmuje szczególne położenie osi pręta, lecz ponadto osie x i y obieramy w pewien szczególny sposób. W rezultacie stosując zasadę nakładania zamieniamy *zgięcia ukośnie* na dwa *zgięcia proste* momentami $M_x = K_x$ i $M_y = K_y$ dokoła osi x i y . Każde z tych zgięć prowadzi do ciągów σ_z proporcjonalnych względem oddalenia badanego miejsca od osi x lub y , które stają się przy zastosowanym powyżej ich obiorze *liniami obojętnymi* dla jednego względnie drugiego zgięcia.

Dotychczasowe przypadki mają to do siebie, że wpływ wewnętrzne N , S , M_x , M_y , na całej długości pręta są stałe t. j. niezależne od z . Założywszy obecnie na obu końcach pręta równe i przeciwne skierowane, tak samo w płaszczyznach przekrojów umieszczone siły Q (rys. 4d), musimy dla zapewnienia równowagi z konieczności przynajmniej na jednym końcu pręta np. $z = 0$ dołączyć w płaszczyźnie pary sił Q moment Ql , jeśli l oznacza rozpiętość pręta. Gwoli ogólności jeszcze możemy na obu końcach dołączyć w jakiegokolwiek innej równoległej do osi z płaszczyźnie równoważące się momenty K . W dowolnym przekroju pojawi się obecnie obok ukośnego liniowego zmiennego momentu zginającego także stała siła wewnętrzna $T = Q$. Tutaj oczywiście też należy określić położenie siły T względem jakichś naturalnych osi przekroju czyli zastąpić ją dwiema składowymi $T_x = Q_x$ i $T_y = Q_y$. Zauważmy przy tej sposobności, że sprawy nie przedstawiliśmy na razie wyczerpująco, bo rozmyślnie nie przyporządkowaliśmy jeszcze sile Q żadnego *punktu zaczepienia*; zagadnienie nie zostało przeto jeszcze zdefiniowane.

Rzecz zasługuje na szczególnie baczną uwagę. Oczywiście punktem wyjścia musi być to, co się dzieje wewnątrz układu. Wewnątrz zaś układu t. j.

w dowolnym przekroju z pręta stwierdzimy obecność zarówno dwóch składowych momentów, jak i dwóch składowych sił. Rozwiązawszy przeto zagadnienie przy przyjęciu dowolnego początku osi x, y , ułożonego z punktem zaczepienia siły T i dowolnego ich zorientowania względem przekroju okaże się, że składać się ono będzie w konsekwencji z dwóch części; jedna pochodzić będzie od momentów wewnętrznych M_x, M_y , druga od sił wewnętrznych T_x, T_y . Zauważmy mimochodem, że takie rozbitcie rozwiązania t. j. z uwagi na *wpływy wewnętrzne* okazało się w historii uogólnień teorii pręta prostego bardzo płodne w następstwa; stwierdzenie, że przy $K = 0$ obie części rozwiązania pochodzą od tego samego *wpływu zewnętrznego* Q , nie daje tego rodzaju szans rozwojowych.

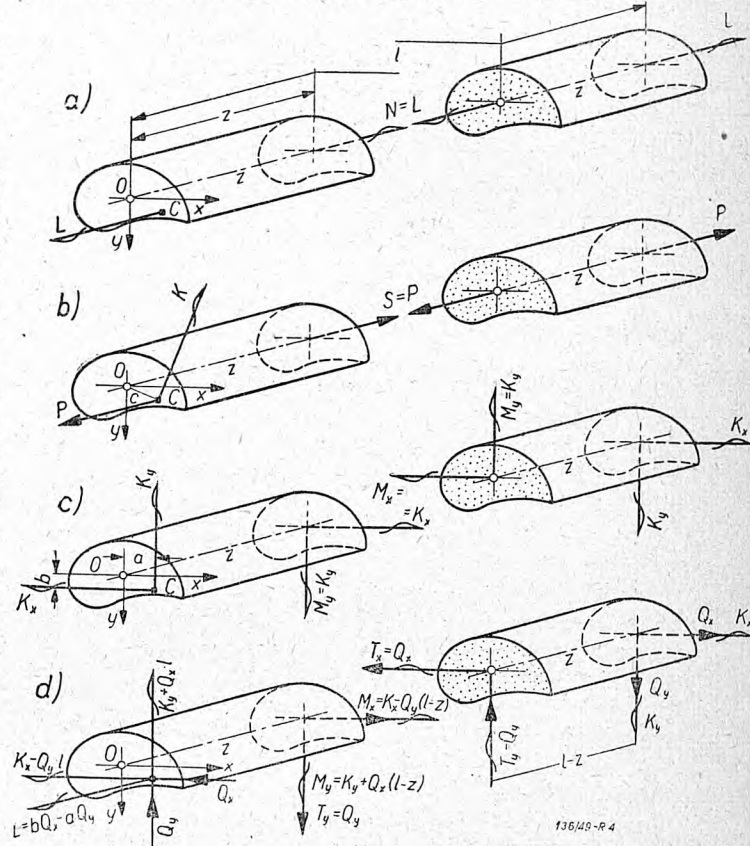
Wracając zaś do rzeczy widzimy, że możemy postąpić w dwojaki sposób: Albo układ xy przyjmiemy tak, by uprościła się budowa matematyczna tej części rozwiązania, która pochodzi od M , albo też odwrotnie tej części, która pochodzi od T . Decyzja może zapaść tylko na korzyść M , to znaczy, że osiom x i y każemy się przeciąć w środku geometrycznym przekroju i nadamy im położenie *głównych osi ukształtowania*. Wyjaśnienia są bardzo proste: Przyjęcie osi geometrycznej pręta za oś z okazało się już wcześniej celowe, a to dla przypadku rozciągania i zgięcia równomiernego; dla przypadku skręcania każda oś jest równie dobra, więc może nią być również oś geometryczna. Wiadome jest, że wpływ siły T na wyężenie materiału pręta jednorodnego jest z reguły pomijalny; wobec tego jest nam obojętną bardziej lub mniej skomplikowana budowa matematyczna tej pomijalnej części rozwiązania. Pojęcie środka geometrycznego i kierunków głównych są poza pojęciem pola przekroju najprostszymi naturalnymi pojęciami, które sobie przyswajamy w nauce mechaniki.

Dopiero teraz możemy przeto dokładnie sprecyzować wypadek *zgięcia nierównomiernego* czyli *zgięcia w połączeniu ze ścinaniem*: w środkach geometrycznych obu przekrojów końcowych działają stycznie do tych przekrojów równe, równoległe i przeciwnie skierowane siły Q , o składowych głównych Q_x i Q_y , ponadto w płaszczyznach tych przekrojów działają równoległe i przeciwnie skierowane wektory — momenty, z których moment w przekroju $z=l$ ma składowe główne K_x i K_y , a w przekroju $z=0$ ma składowe główne $K_x - Q_x l$ i $K_y + Q_y l$. W powyższych warunkach w dowolnym przekroju istnieją momenty zginające $M_x = K_x - Q_y(l-z)$ i $M_y = K_y + Q_x(l-z)$ dokoła osi x i y , a nadto wewnętrzne siły $T_x = Q_x$ i $T_y = Q_y$ przechodzące przez środek geometryczny przekroju i styczne do przekroju. Tak i tylko tak usytuowane wewnętrzne siły nazywamy *poprzecznymi* lub *ścinającymi*. Z największym naciskiem podkreślam, że w opisanych warunkach zewnętrznych, wpływ wewnętrzne redukują się tylko do wyszczególnionej czwórki M_x, M_y, T_x, T_y . Mówię zaś o tym z tego powodu, że pojawiają się publikacje, w których utrzymuje się, że w przekrojach niesymetrycznych względem osi x, y istnieje ponadto... moment skręcający, czemu należy kategorycznie zaprzeczyć.

Stan wyżej zdefiniowany, a powszechnie znany nie wymaga żadnych dodatkowych rozważań odnośnie istnienia lub nie jakichś osi symetrii.

Zakończenie kwestii jest znane: w ukośnym zgięciu nierównomiernym każdy z liniowo zmiennych momentów M_x, M_y wywołuje ciągi σ_z jak w zgięciu

Zakończenie kwestii jest znane: w ukośnym zgięciu od z . Każda ze stałych sił poprzecznych T_x, T_y wywołuje skręty τ_x i τ_y zależne od miejsca x, y . Aby je wyznaczyć musimy znaleźć dwie t. zw. *funkcje ścinania* lub — jak inni mówią — zgięcia, a ponadto w przypadku przekroju asymetrycznego powoła-



Rys. 4.

na już wcześniej funkcję skręcania. Dopiero więc przy rozwiązywaniu *stanu napięcia* pojawia się potrzeba roztrząsania kwestii obecności lub nie symetrii przekroju pręta.

Przypuśćmy na zakończenie tej części artykułu, że równoważące się na obu końcach pręta zbiory sił zewnętrznych mają charakter najogólniejszy. Wtedy w dowolnym przekroju z zrównoważymy część układu ogólną siłą i ogólnym momentem przyjmując zgodnie z wywodem jako punkt odniesienia środek geometryczny przekroju. Oba znalezione wpływy wewnętrzne rozłożymy w kierunku głównych środkowych osi znajdując w ten sposób trójkę sił T_x, T_y, S i trójkę momentów M_x, M_y, N . Rozwiązanie stanu napięcia znajdziemy stosując superpozycję przypadków szczególnych, oddzielnie wyżej opisanych.

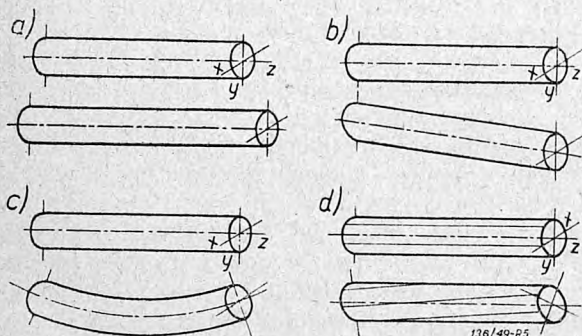
Rys. 4 przedstawia cztery omówione przypadki podstawowe. Oś z również dla skręcania wrysowano jako geometryczną oś pręta. Przekrój $z=l$ stanowi koniec swobodny. Przekrój $z=0$ jest początkiem pręta; przypominamy jeszcze raz, że w omawianej tu teorii przekrój ten jest tylko w jed-

nym punkcie utwierdzony. Punkt ten nosi na rys. 4 oznaczenie C ; jego współrzędne wynoszą a i b , czyli całkowity mimośród wynosi $c = \sqrt{a^2 + b^2}$. Skoro przeto w drugiej części rysunku umieszczono siłę odporową P w punkcie C , to musiano do niej dołączyć moment $K = Pc$, tak że dwójka P, K w punkcie C jest równowartą sile P w punkcie O . Podobnie trójka $Q_x, Q_y, L = bQ_x - aQ_y$ w punkcie C jest równowartą dwójce Q_x, Q_y w punkcie O . Na powyższym kończymy omówienie części statycznej zagadnienia pręta prostego.

5. Odształcenie pręta.

Omówimy obecnie geometryczną stronę zagadnienia pręta prostego. Mimo chodem zauważyliśmy już w jednym miejscu, że teoria *de Saint-Venanta* nie może tu sprostać nasuwającym się wymogom. Sprowadzają się one zawsze do zabezpieczenia nierozdzielności, czy to poszczególnych części pręta, czy też końca pręta z układem, do którego jest on przymocowany. Nawyki nasze, odziedziczone z umiejętności stosowania zabiegów mechaniki układów sztywnych skłaniają nas do przedsięwzięcia środków jak najprostszych. Usiłujemy sobie wyobrazić, że każda z aktualnych części pręta jest bardzo długa, to znaczy, że liniowe rozmiary poprzeczne są naodwrot bardzo małe. W tych warunkach szanse powodzenia ma postępowanie, w którym płaski przekrój pręta uważamy za sztywny kartonik, któremu przyporządkowujemy sztywne też ruchy, więc trzy przesunięcia i trzy obroty. Deformacja w takim sensie rzeczy polega tu więc tylko na tym, że dwa sąsiednie kartoniki nie są ze sobą sztywnie związane i jeden usiłuje się przemieścić nieco inaczej aniżeli drugi z nim sąsiadujący. Z tego to powodu mówimy tu zrazu o względnych przesunięciach i względnych obrotach, a z rozwojem rzeczy regulujemy te terminy na inne bardziej celowe. W wyniku powyższej koncepcji usiłujemy kombinować ze sobą części odształcone jak na rys. 5.

Rysunek ten posiada wspólną tego rodzaju szkicom niewłaściwość; przesadza karykaturalnie przemieszczenia, które w istocie mają być zgodne z teorią małe, w porównaniu do rozmiarów poprzecz-



Rys. 5

nych pręta. W każdej z czterech części rysunku zaznaczono cieńszymi liniami dowolny skończony odcinek pręta w stanie pierwotnym, grubszymi liniami tenże odcinek po dokonanych przemieszczeniach. Pojawiają się znów kwestie terminologiczne. Dla unik-

nięcia nieporozumień doradzam nie wiązać — przynajmniej na razie — poszczególnych szkiców geometrycznych z jakimkolwiek pomysłem statycznym.

Przypadek, w którym cały przekrój jak sztywna całość przesuwają się równolegle wzdłuż osi geometrycznej pręta nazywamy *wydłużeniem* lub też *skróceniem* pręta. Ewentualność tę przedstawia rysunek 5a, z tym, że do opisanego stanu dołączono celem uzyskania przejrzystości rysunku przesunięcie całego układu jak dla rzeczywiście sztywnej całości. Wydłużenie lub skrócenie pręta zbudować można ze zdłuży lub ze skrótów niezależnych od miejsca przekroju. Da się ono przeto przedstawić jednym parametrem; najchętniej do tego celu stosujemy funkcję $\frac{dw}{dz}$, określa-

jącą wydłużenie pomyślanej jednostki długości pręta. Termin *zdłuż* względnie *skróć* objaśniony został w pierwszej części artykułu.

Gdy przekrój jak sztywna całość przesuwają się w swej płaszczyźnie, układ przyjmie postać jak na rysunku 5b. Przypadek ten nazywać będziemy *posunięciem* pręta. Oczywiście równie łatwo możemy sobie wyobrazić zamiast posunięcia w kierunku osi y , również posunięcie w kierunku osi x . Uzależniając odnośny ruch nieliniowo od zmiennej z , możemy uzyskać *posunięcie krzywe* w odróżnieniu od poprzedniego *prostego*. W każdym z tych wypadków dla zachowania nierozdzielności posunięcie składamy z suwów niezależnych od miejsca w przekroju. Pojęcie *suwu* podano w pierwszej części tego artykułu. Najwidoczniej posunięcie możemy również przedstawić jednym parametrem; najlepiej nadaje się do

tego celu funkcja $\frac{dw}{dz}$ lub $\frac{du}{dz}$ określająca posunięcie

elementu pręta wydzielonego dwoma przekrojami oddalonymi o wpływową jednostkę.

Skoro trzy względne przesunięcia zostały w ten sposób wyzyskane, przypadek następny skonstruujemy, obracając przekrój jak sztywną całość dokoła dowolnej środkowej prostej, położonej w jego płaszczyźnie. I tutaj nierozdzielność jest zapewniona, co znaczy, że z powstałych dzięki względnym obrotom klinów zbudujemy układ bez luk. Mówimy tu o zakrzywieniu pręta. *Zakrzywienie* powstaje — jak łatwo rozeznaczyć — ze stosowania zdłuży proporcjonalnych względem oddalenia miejsca przekroju od przyjętej w nim osi obrotu. Stosując celowy rozkład znajdziemy zakrzywienie dokoła osi x — na rysunku 5c — i zakrzywienie dokoła osi y . Miarą zakrzywienia jest kąt obrotu przekroju. Można go — jak z uwag powyższych wynika — przedstawić znów jednym parametrem; jest nim najprościej

funkcja $\frac{d\varphi}{dz}$ lub $\frac{d\psi}{dz}$, określająca zakrzywienie bieżą-

cej jednostki długości pręta.

Z trzech obrotów pozostał nam tylko jeden. Jeśli przekrój obraca się jak sztywna całość dokoła geometrycznej osi pręta z powstaje sytuacja jak na rysunku 5d. Najwidoczniej wypełnimy tu układ znów bez luk powstałymi w ten sposób suwami proporcjonalnymi do odległości miejsca

przekroju od jego środka. Miarą opisanego zjawiska jest najprościej funkcja $\frac{d\theta}{dz}$ określająca względny ob-

rót dwóch przekrojów oddalonych o pomyślaną jednostkę. Jakim mianem ochrzcić powyższy powszechnie znany przypadek?

Szanowni Czytelnicy, nazwijcie tę konstrukcję geometryczną jak chcecie, byleby nie skręceniem. Przyznaję, że nie udało mi się znaleźć terminu należytego. Proszę usilnie o pomoc i liczne propozycje — o ile możności odpowiadające duchowi języka polskiego. Na razie — dla umożliwienia wzajemnego porozumiewania się — nazwę ten efekt geometryczny *owinięciem*.

Dodaję wyjaśnienie, które jestem winien w tym miejscu. W fatalnej dla faktu geometrycznego nazwie skręcenia kryją się przykre następstwa. Przypadkowe w tym wypadku ubóstwo języka zresztą nie tylko polskiego, lub raczej przypadkowy brak inwencji tylu nieżyjących i żyjących autorów sprawił, że stosujemy nazwę „skręcenia” dla dwóch różnych zjawisk. Byłem już świadkiem kilku poważnych nieporozumień na ten temat. Odstąpmy w tym miejscu od danej na wstępie tej części rady i napiszmy obok siebie kilka terminów statycznych i geometrycznych; oto one:

rozciąganie	—	wydłużenie
ściskanie	—	skrócenie
zginanie	—	zakrzywienie
ściananie	—	posunięcie
skręcanie	—	?

Proszę przy tym uważać, że przez stosowne ustawienie słów załatwiłem dwie sprawy. Wyjaśniłem namacalnie niestosowność terminu „skręcenia”, jako miana geometrycznego, a przy tej sposobności ustawiłem na nieostrożnych Czytelników pewną pułapkę.

Zestawienie wskazuje na istotną terminologiczną różnicę między faktami mechanicznymi i geometrycznymi. Wskazuje ono też na lukę w jednym miejscu, tam gdzie prowizorycznie chcemy wstawić nazwę *owinięcia*. W ten sposób liczba terminów geometrycznych stanie się równą liczbie terminów mechanicznych. Co do pułapki zaś, to polega ona na sugerowaniu, że równolegle zestawione terminy przyczynowo sobie odpowiadają. Tej sugestii w sposób zbiorowy uległo wielu autorów. Pytam: Skądże pewność, że np. ściananie wywołuje tylko posunięcie? Skądże pewność, że wydłużenie spowodować można jedynie rozciąganiem? Przecież podgrzewając pręt równomiernie nie rozciągamy go, a uzyskujemy jego wydłużenie. Stosując rozmieszczenie temperatury w pewien nierównomierny sposób uzyskamy zakrzywienie pręta. Podobnie można sobie wyobrazić, że pręt dozna owinięcia bez działania skręcania. Jeśli więc przy stosowaniu dotychczasowej dwuznacznej terminologii wygłosimy opinię „tu zachodzi skręcenie”, to wypowiedzimy niedopuszczalny w nauce dwuznacznik: Jedni słuchacze mogą sądzić, że w danym wypadku siły zewnętrzne prowadzą do obecności momentu skręcającego, drudzy zaś mogą mniemać, że przekroje pręta doznają względnego obrotu. W terminologii bowiem dzisiejszej istnieje skręcenie ze skręcaniem

i skręcenie bez skręcania. W nowym brzmieniu rozróżniamy owinięcie powstałe ze skręcania, nadto owinięcie powstałe bez udziału skręcania. Po prostu mówimy tu językiem stosownym dla nauki.

Zatrzymajmy się jeszcze chwilę przy mianownictwie. Nie przesądzając na razie sprawy moglibyśmy sobie wyobrazić, że rozciąganie wywołuje zarówno wydłużenie, jak posunięcie, zakrzywienie i owinięcie. Analogiczne własności możemy przyporządkować i reszcie wpływów natury mechanicznej. Naodwrot tedy wydłużeniu musielibyśmy przyporządkować rozciąganie, zginanie, ściananie i skręcanie, a nadto wpływy natury niemechanicznej jak działanie termiczne, chemiczne, montażowe i inne. Zachodzi pytanie czy należałoby odnośne fakty odróżniać oddzielnymi nowymi nazwami. Sądzę, że jest to zbędne; z dotychczasowych terminów można tworzyć nowe przez łączenie tamtych. W ten sposób możemy odróżniać wydłużenie rozciągania od wydłużenia termicznego, owinięcie skręcania od owinięcia ścianania itp. W związku z tym uważam termin np. rozciągnięcie, ściśnięcie, zakręcenie i podobne inne za całkowicie zbędne; prędzej czy później doprowadzą one do nieporozumienia.

Rzecz się komplikuje dzięki temu, że fakty geometryczne dotychczas wprowadzone, a przedstawione na rys. 5, nie wyczerpują sprawy. Zwróciliśmy uwagę już na to, że usiłowania nasze idą w kierunku zbudowania najprostszych możliwych schematów kinematycznych. W istocie zaś wypadałoby dodatkowo zatroszczyć się o to, że przekrój pierwotnie płaski może nie zechcieć takim pozostać po zaistnieniu wpływów zewnętrznych, a tym samym i wewnętrznych. Istotnie wiadome przecież jest, że doznaje on obok wymienionych nieskomplikowanych przemieszczeń wyrażających się skończoną, bo liczącą raptem sześć składowych, liczbą parametrów, także przemieszczeń wyrażających się w nader powikłany sposób. Może on pozostając płaskim doznać odkształcenia powierzchniowego lub postaciowego; zmieni to przedstawiony schemat geometryczny bardzo nieznacznie. Niestety, może on przestać być płaskim, więc dozna wypaczenia, które go przeistoczy w powierzchnię przestrzenną; wybrzuszenie to spowoduje znaczne trudności przy realizowaniu nierozdzielności sąsiadujących części pręta czy też jego końca z układem, w którym jest zamocowany.

6. Rozwiązanie klasyczne.

Przedstawimy z kolei krótko niektóre szczegóły kinematyczne czterech wypadków podstawowych, a mianowicie te, które tkwią w teorii *de Saint-Venanta*. W wyniku rozciągania pręt doznaje opisanego wyżej wydłużenia, a ponadto jego przekroje pozostając płaskimi odkształcają się — każdy w ten sam sposób — w swych płaszczyznach.

W wyniku zgięcia dokoła głównej osi ukształtowania pręt doznaje zakrzywienia dookoła tej samej osi, a ponadto jego przekroje pozostając płaskimi deformują się — każdy w ten sam sposób — w swych płaszczyznach.

Skręcanie powoduje zjawisko geometryczne, które — z braku czegoś lepszego — nazwalibyśmy chwilowo *owinięciem*. W rozwiązaniu kla-

sycznym oś owijania jest równoległa do osi geometrycznej i przechodzi przez ten punkt $C(a, b)$ przekroju początkowego $z = 0$, w którym układ unieruchomiliśmy. W teorii tej możemy więc pręt owijać dookoła każdej dowolnej prostej, byłaby równoległej do osi geometrycznej pręta. Położenie jej wynika przeto tylko z szczególnych — dodajmy nierealnych — warunków brzegowych, jakie narzucono z konieczności temu rozwiązaniu. Do wykrycia tej osi zbieżną jest więc — jak się niekiedy utrzymuje — znajomość funkcji skręcania. Punkt przebicia tej prostej z płaszczyzną przekroju nie jest punktem naturalnym przekroju. W sensie naturalnym w teorii de Saint-Venanta środek czy też oś owinięcia nie istnieje. Przekrój pierwotnie płaski nie pozostaje takim po skręceniu. Przemieszczenia nie wynikają — jak to na rys. 5 przedstawiono — z suwów obwodowych i podłużnych, czyli skosów i obrotów. Przekrój wybrzusza się w ten sposób, że sąsiadujące jego części na przemian wypaczają się przed i za pierwotną jego płaszczyznę.

Najzawilej sprawy się mają w ostatnim przypadku podstawowym, t. j. w zgięciu w połączeniu ze ścinaniem czyli *zgięciu nierównomiernym*. Gdy gwoźli ogólności pod uwagę weźmie się pręt o przekroju dowolnie, więc podwójnie asymetrycznie ukształtowanym, na jaw wychodzą szczegóły, których fałszywa interpretacja doprowadziła do nieoczekiwanych błędów i nieporozumień. W wypadku ogólnym pręt doznaje podwójnego liniowo zmiennego zakrzywienia, które możemy przyporządkować momentom zginającym, poza tym podwójnych posunięć i owinięcia, które należy w konsekwencji przypisać siłom poprzecznym i wreszcie skomplikowanej deformacji przekrojów zarówno w ich płaszczyznach, jak też w kierunku prostopadłym do nich. Zakrzywienie nie przysparza nam żadnych kłopotów; odbywa się ono według schematu znanego z zgięcia równomiernego. Gdy osie układu — a tak założyliśmy — są środkowymi i głównymi, do każdego z zgięć pojedynczych należy odnośnie też pojedyncze zakrzywienie. Tu należy też odpowiednia część odkształcenia przekroju w jego płaszczyźnie. Jedyna różnica tkwi tylko w tym, że obecnie momenty zginające są liniowo zmienne; otóż takimi też są opisywane zjawiska geometryczne nimi wywołane. Reszta deformacji kartonika przekroju, a głównie jego wypaczenie ujawnia w teorii de Saint-Venanta części składowe, z których jedna jest swoista, o postaci omówionej przy skręcaniu, a dwie pozostałe ujawniają dodatkowy, przede wszystkim esowaty charakter.

Odnośnie obu posunięć i owinięcia trzeba tu dla uzupełnienia podać pewien szczegół, dotyczący matematycznej budowy przemieszczeń u, v, w dyskutowanego rozwiązania. Otóż w funkcji u zawarty jest między innymi wpływ sztywnego obrotu układu η

dokoła osi y i względnego $\frac{d\vartheta}{dz}$ dokoła osi z . Analo-

gicznie w funkcji v znajdujemy dodajniki pochodzące od obrotu ξ dokoła osi x , nadto znów $\frac{d\vartheta}{dz}$

dokoła osi z . Wreszcie w funkcji w tkwią wszyst-

kie te wpływy razem, t. j. jednocześnie ξ, η i $\frac{d\vartheta}{dz}$

Warunek brzegowy klasyczny, t. j. zamocowujący przekrój w punkcie (a, b) żąda między innymi spełnienia warunku $\left(\frac{dw}{dx}\right)_{a,b} = \left(\frac{dw}{dy}\right)_{a,b} = 0$. Ponieważ

przemieszczenie w wyraża się również funkcją skręcenia i obu funkcjami ścinania, a te opatrzone są mnożnikami T_x i T_y , więc powyższy postulat uzależnia η i ξ a także $\frac{d\vartheta}{dz}$ a tym samym u i v od T_x

i T_y . Odnośnie części rozwiązania u, v nazywamy więc słusznie *wplywem sił poprzecznych* wbrew sarkaniu Love'a, który po swojemu również słusznie nazywa tę część rozwiązania *wplywem sztywnych obrotów* ξ, η .

Przechodząc teraz do sprawy najważniejszej wyjaśnimy:

Głównym powodem nieporozumień, jakich często jesteśmy świadkami, jest w dotychczasowych przypadkach niespotykany fakt, że pojedynczym u ścinaniu przynależy w skutkach nie tylko posunięcie w odpowiadającym kierunku, lecz również posunięcie w kierunku do tamtego prostopadłym, a nadto owinięcie. W ten to sposób uważając pierwszą kolumnę za pozycję przyczyn, a drugą za wynikające z nich skutki możemy nie dawno podany zbiór terminów ustawić powtórnie jak niżej:

rozciąganie (ściskanie)	—	wydłużenie (skrócenie)
pojedyncze zginanie	—	pojedyncze zakrzywienie
skręcanie	—	owinięcie
pojedyncze ścinanie	—	podwójne posunięcie i owinięcie

I tu ujawniają się kulisy tragicznych omyłek niektórych autorów. Omyłka ich wywodów tkwi w tym, że zasugerowani tekstem trzech pierwszych wierszy powyższego zestawienia podporządkowują oni również pojedynczemu ścinaniu tylko pojedyncze posunięcie i nic więcej. Niestety zaś — tak przynajmniej trzeba je nazwać — wynika stąd, że tyle lat dwa różne fakty nazywano tym samym mianem skręcania. Tymczasem „skręcenie ze skręcaniem“ jest *owinięciem pochodzącym ze skręcania*, „skręcenie bez skręcania“ jest *owinięciem wynikłym ze ścinania*. Z winy tego pożałowania godnego nieporozumienia nieostrożny autor stwierdziwszy w rozwiązaniu różne od zera owinięcie wyjaśnia pochopnie, że wzdłuż pręta działa moment skręcający. Taki to moment skręcający wykrywany bywa w pręcie prostym, utwierdzonym na jednym końcu, a na drugim odciążonym siłą zaczepiającą w środku geometrycznym przekroju. Jakże można tak ciężko grzeszyć przeciwko najprostszemu definicjom?

7. Środek posunięć.

Skoro już zabrałem się do tej sprawy, muszę ją wyjaśnić do końca. Możeby tak zmienić definicję? Co sprytniejsi stwierdziwszy swój potworny błąd próbują ratować swą opinię, spekulując właśnie na zmianę podstawowych definicji. Rozważają oni tak:

Kąt owinięcia spowodowanego skręceniem wynosi $\left(\frac{d\vartheta}{dz}\right)N = \nu N$, ten zaś od podwójnego ścinania jest równy $\left(\frac{d\vartheta}{dz}\right)T = \lambda_y T_x - \lambda_x T_y$. Układ ten jest naj-

widoczniej liniowo sprężysty, to znaczy stosowalną tu jest zasada nakładania. Skoro zjawisko owinięcia można mechanicznie sprowokować w dwojaki sposób, to mógłby być taki dobór wielkości N , T_x , T_y , by owinięcie znikło.

W tym celu weźmy pod uwagę nowy, jeszcze nie dyskutowany piąty przypadek, który różni się od czwartego już omówionego tym, iż siły T_x , T_y , zaczepiają nie w środku geometrycznym przekroju, lecz w pewnym szczególnym, chwilowo jeszcze nieokreślonym, punkcie (c, d) , zwanym w literaturze przedmiotu *środkiem ścinania*. Zgodnie z respektowaną przez nas definicją nie są to już siły poprzeczne; najwijmy je np. *pseudo-poprzecznymi*. Zbiór złożony z tych dwóch sił jest równowarty zbiorowi składającemu się z dwóch sił poprzecznych o tych samych wartościach T_x , T_y i momentu skręcającego $N = c T_y - d T_x$. Zatem owe dwa pseudo-ścinania są równowarte dwóm ścinaniom o określonym jednostkowym kącie owinięcia i dołączonemu skręcaniu o takimże kącie równym $c \nu T_y - d \nu T_x$. Warunek $\left(\frac{d\vartheta}{dz}\right)N + \left(\frac{d\vartheta}{dz}\right)T = 0$

daje równanie $(\nu c - \lambda_x) T_y - (\nu d - \lambda_y) T_x = 0$, które — jeśli spekulujący mają szczęście — winno się spełnić przy wszelkich możliwych T_x , T_y . Szczęście to istotnie mają, albowiem dwumiany w nawiasach nie zależą od T_x , T_y . W rezultacie więc $c = \lambda_x/\nu$, $d = \lambda_y/\nu$ są współrzędnymi *środką pseudo-ścinania*.

Powyżej przedstawiona kalkulacja jest realna, bowiem zarówno środek (c, d) , jak w konsekwencji oś $x = c$, $y = d$ okazuje się naturalną własnością układu. Zauważmy w tym celu, że w teorii *de Saint-Venanta* wielkości ν , λ_x , λ_y zależą od postaci przekroju i od materiału układu. Parametr ν określa funkcja skręcania, parametry zaś λ_x , λ_y wyznaczają dwie funkcje ścinania. Dodaję na marginesie, że taki jest dotychczasowy pogląd nauki. Osobiście zaś jestem przekonany, że wszystkie trzy wielkości dadzą się wyznaczyć ze znajomości j e d y n i e funkcji skręcania. Wielkość ν jest zawsze różną od zera; λ_x znika gdy przekrój jest symetrycznie uformowany względem osi y , podobnie znika λ_y dla przekrojów symetrycznych względem osi x .

Cóż tedy wynika z propozycji względnie niewyrażnych niedomówień pewnych autorów. Oto sądzą oni, że winno się zerwać ze środkiem masy jako zasadniczym punktem odniesienia i wprowadzić na jego miejsce środek pseudo-ścinania. Nie potrzebuję dodawać, że propozycję taką trzeba uważać za fatalną. Znalezienie współrzędnych c , d nie należy do zagadnień matematycznie elementarnych, lecz wymaga skomplikowanych obliczeń. Odwrócenie porządku rzeczy jest dziwaczne. Należałoby obecnie najpierw wyznaczyć środek geometryczny i przynależne mu osie główne, znaleźć w tym układzie punkt (c, d) , przesunąć do niego równoległe osie układu i do nich odnieść dalszy rachunek. Jakaż lo-

gika każe nam z punktem (c, d) wiązać kierunki główne punktu $(0, 0)$? Jaki jest sens, by w odniesieniu do tak skomplikowanego wyznaczonego układu odnieść środek geometryczny jako punkt $(-c, -d)$? Który z pedagogów zechce się podjąć definiowania podstawowych pojęć w tym układzie i który student go pojmie?

Zwolennicy zmiany dotychczasowego środka odniesienia zgubili owinięcie jako efekt towarzyszący działaniu sił poprzecznych. Przeoczyli jednak, że mimo tego zabiegu *pojedyncze pseudo-ścinanie* w dalszym ciągu wywoła *podwójne* posunięcie, albowiem w formułach je określających $\frac{du}{dz} = \alpha_x T_x + \beta T_y$, $\frac{dv}{dz} = \alpha_y T_y + \beta T_x$ współczyn-

niki α_x , α_y , β nie uległy przez wprowadzenie punktu (c, d) żadnej zmianie. Możemy im pomóc, dodając do ich pomysłu nowy pomysł. Można mianowicie wykazać — co nie jest im również wiadome — że przy przejściu zarówno z wielkościami u, v jak i T_x, T_y z układu x, y w nowy obrocony układ x', y' współczynniki α_x , α_y , β przekształcają się dokładnie tak jak w dwuosiowym stanie naprężenia σ_x , σ_y , τ . Przez stosowny więc obrót układu osi możemy powyższe dwie formuły przekształcić do postaci $\frac{du'}{dz} = \alpha'_x T'_x$, $\frac{dv'}{dz} = \alpha'_y T'_y$. Pseudopoprzecznej sile umieszczonej w środku pseudo-ścinania w kierunku x' odpowie obecnie tylko posunięcie i to tylko w kierunku x' ; analogicznie jest z kierunkiem y' .

Wszelkie tego rodzaju kombinacje gmatwiają jedynie zrozumienie faktu, który wyraża niedawno podane zestawienie. Dochodzimy po prostu do oczywistego wyniku, jakiego można się spodziewać z sensu dwóch ostatnich wierszy tego zestawienia. W terminologii tego zestawienia *pojedyncze posunięcie* uzyskać można z celowej kombinacji podwójnego ścinania tudzież skręcania. Jest to zwykle odwrócenie matematyczne. Wiemy już, że okoliczności temu odwróceniu nie sprzyjają. Zauważmy, że uproszczenie po uciążliwych obliczeniach rzecz w jednym wierszu zagmatwamy ją w pozostałych. Zagadnienie nie da się przecież oszukać. Komu zależy na tym, by po mozolnych obliczeniach dojść do przekonania, że pseudo-rozciąganiu odpowiada wydłużenie i podwójne zakrzywienie? Resumując jeszcze raz doradzam — co było zaakcentowane w poprzedniej części notatki — zachowanie środka geometrycznego i środkowych osi głównych jako należytego i najprostszego układu odniesienia dla ustalania wewnętrznych wpływów mechanicznych. Trwając zaś — sądzę z wszystkimi Czytelnikami — na powyższym stanowisku muszą dla punktu (c, d) proponować nazwę odpowiadającą jego geometrycznej pozycji. Będę go w dalszym ciągu nazywać tym, czym on jest, t. j. *środkiem posunięć*.

8. Rozwiązanie energetyczne.

Pozostało na zakończenie omówić rolę rozwiązania *de Saint-Venanta* w zastosowaniach praktycznych mechaniki układów odkształcalnych. Była już o tym mowa. Za wyjątkiem krótkich skrawków końcowych pręta rozwiązanie klasyczne stanowi nader cenny środek do oznaczenia stanu napięcia prę-

ta. Niestety dzięki swoistym warunkom podporowym musiało ono doznać korekty geometrycznej właśnie na owych końcach pręta. Jest fizycznie niemożliwe do układu np. idealnie sztywnego zamocować pręt w jednym punkcie. Pomijając olbrzymie spiętrzenie wyężenia w tym miejscu, nie możemy sobie wyobrazić jakim cudownym zrzędzeniem część esowato wypaczonego przekroju zdołała wdrzeć się w sztywne podparcie. Równie niemożliwe jest złączyć w nierozdzieloną całość dwie części pręta, zwłaszcza gdy owe esowate wybrzuszenia są odwrotnie do siebie skierowane.

Na ścisłe dochodzenie sprawy nikt nie ma czasu; możliwości teoretycznych jest zbyt wiele. Rzecz została rozwiązana znacznie prościej i to z bardzo wielkim przybliżeniem. Korzystamy z niego codziennie. Gdy jednak chodzi o wyjaśnienie, można przejrzeć dziesiątki podręczników powszechnie znanych autorów i nie znaleźć tam niczego, lub co najwyżej rezygnację. Tymczasem każdego rozważniejszego studenta intryguje zapytanie, skąd to na miejsce znanego powszechnie współczynnika $3/2$ dla przekroju prostokątnego bierze się inny $6/5$; a raczej — nie skąd, lecz — dlaczego. Postaramy się wobec tego podać tu j e d y n e s ł u s z n e wyjaśnienie rzeczy.

Wiemy już, że rozwiązanie z zamocowanym w jednym punkcie przekrojem jest pod względem geometrycznym niestosowne. Wyobraźmy tedy sobie, że dysponujemy też innymi, w których przekrój początkowy jest utwierdzony przez unieruchomienie większej liczby punktów, więc dwóch, trzech itd., przez unieruchomienie dowolnej krzywej położonej w jego płaszczyźnie, przez unieruchomienie wszystkich punktów przekroju pod każdym względem lub odnośnie tylko przemieszczeń w . Każdego z tych wypadków dotyczą między innymi warunki $\xi = \eta = 0$. Wyobraźmy sobie dalej, że dla każdego z tych wypadków obliczyliśmy energię sprężystości pręta. Pytamy: Czym się będą one między sobą różniły? Zapewne — porównując energie tylko małych skrawków końcowych stwierdzimy znaczne nawet różnice, bo energia odkształcenia jako funkcja kwadratowa uwypukli każdą zmianę stanu napęcia czy odkształcenia bardzo wyraziście. Jeśli jednak pod uwagę bmac będziemy odnośnie energie całego układu różnice będą pomijalne, tak jak pomijalną jest długość skrawka w porównaniu z długością całego pręta. Mimochodem dodajemy, że — oczywiście — energia sprężystości układu nie zawiera składowych ruchu sztywnego, więc między innymi ξ, η .

Wiadome jest, jaką ważną rolę odgrywają w naukach przyrodniczych funkcje kwadratowe. Stanowią one nader cenny środek interpolacyjny w różnego rodzaju obliczeniach przybliżonych. W mechanice układów odkształcalnych również bardzo chętnie posługujemy się tego rodzaju celowo zbudowanymi funkcjami. Oczywiście trzeba odnośnie twierdzenia należycie rozumieć i celowo nimi się posługiwać. Nie zawsze się tak dzieje. Na marginesie sprawy — a może w ścisłym z nią związku — chcę wspomnieć o przeoczeniu które się przydarzyło *Love'emu* w jego już wspomianej pięknej książce.

Energię sprężystości obliczyć możemy wprost z jej definicji, tj. całkując pewną jednorodnie kwa-

dratową funkcję składowych stanu napęcia lub też odkształcenia. Istnieje też jednak *twierdzenie Clapeyrona*, które pozwala obliczyć ową energię jako pewną szczególnie pomyślaną pracę sił zewnętrznych na przynależnych im przemieszczeniach. W pierwszym wypadku znajdziemy, że dla układów liniowo-sprężystych energia sprężystości jest w rezultacie jednorodnie-kwadratową funkcją obciążeń. W drugim sposobie obliczenia dla tego rodzaju układów owe obciążenia pojawiają się jako czynniki pierwszego stopnia w dodajnikach, których drugimi czynnikami będą przynależne przemieszczenia. Z porównania tedy obu wyrażań przy celowym rozbięciu współczynników funkcji kwadratowej — w czym nam może pomóc np. zasada wzajemności — możemy uzyskać przemieszczenia jako funkcje obciążeń. Otóż w § 235 swego dzieła *Love* wyraża zdziwienie, że w przypadku pręta jednym końcem utwierdzonego porównanie obu wyrażań uchyla się od określenia obrotu ξ czy też η . Wyjaśnienie jest nader proste. Przede wszystkim energia sprężystości nie może z natury zawierać ani ξ ani η . Poza tym zaś dodam, że stosując twierdzenie *Clapeyrona* przedstawił *Love* pochopnie przemieszczenia już na wstępie jako funkcje sił. Jest rzeczą oczywistą, że z porównania — nie przeprowadzonego przezeń zresztą do końca — uzyskał równanie i d e n t y c z n e, z którego wogóle niczego nie mógł znaleźć.

Otóż nie tego rodzaju metodę stosujemy w praktyce. Na myśli mamy tu inny sposób; chcemy zastosować *twierdzenie Castigliano*. Dla usunięcia wątpliwości dodajmy, że potocznie rozumiemy pod *zasadą Menabre-Castigliano* twierdzenie, według którego przemieszczenie jest równe pochodnej energii sprężystości według odpowiadającej siły. W mojej przedwojennej pracy „O dwóch twierdzeniach minimalnych teorii sprężystości“ można znaleźć rzecz znacznie ściślej opracowaną. Okazuje się, że pochodna całkowitej energii potencjalnej jako funkcji sił względem siły jest równą zeru. Na całkowitą energię potencjalną składa się energia sprężystości i energia położenia sił. Otóż gdy owo położenie zależy też od ruchów układu jako sztywnej całości między tekstem popularnym i ścisłym zajdzie różnica; pojawiają się w przemieszczeniach dodatki pochodzenia np. ξ, η . Skoro jednak szukamy dla rozwiązane zagadnienia rozwiązania przy założeniu $\xi = \eta = 0$ jak dla dokładnie zamocowanego przekroju, wątpliwości nasze upadają.

Zastosowanie zasady energetycznej ma w roztrząsanym wypadku wielką zaletę. Przyporządkowuje ona automatycznie z b i o r o w y m pojęciom statycznym z b i o r o w e pojęcia geometryczne i to — co bardzo cenne — w skończonej ich liczbie. Wypadkowym, jakimi są T_x, T_y, S, M_x, M_y, N , przyporządkowujemy przemieszczenia $\frac{du}{dz}, \frac{dv}{dz}, \frac{dw}{dz}, \frac{d\varphi}{dz}, \frac{d\psi}{dz}, \frac{d\theta}{dz}$,

przy czym ogólnie rzecz biorąc każdej oddzielnej przyczynie przydzielić możemy sześć skutków. Mówiliśmy już o tym jaki to upraszczający schemat geometryczny trzeba sobie wyobrazić, aby takie proste przyporządkowanie było możliwe. Po prostu rachunek nasz przeprowadzamy tak jak gdyby odnośny przekrój pręta był niezmiennie płaski.

Tym samym zyskujemy ostateczne wyjaśnienie postępowania. Energię sprężystości obliczoną przy użyciu matematycznie ścisłego i znanego nam rozwiązania — jakkolwiek z nieodpowiadającymi nam szczególnymi warunkami podparcia — uważamy za praktycznie zgodną z taką energią obliczoną dla nieznanego nam rozwiązania z płaskim przekrojem końcowym. Przekrój ten zgodnie z założeniem tkwiącym w zastosowaniu *zasady Castigliano'a* uważamy za całkowicie unieruchomiony, t. j. spełniający w miejscu $z = 0$ postulat $\xi = \eta = 0$ mimo tkwiących w rozwiązaniu *de Saint-Venanta* najrozmaitszych możliwości odnośnie ξ, η . Odpowiednie pochodne wyrażają każdą z wielkości $\frac{du}{dz}, \dots, \frac{d\vartheta}{dz}$ jako funkcję T_x, \dots, N .

Stwierdzimy jeszcze raz tabelkę wpływową już wcześniej podaną. Okaże się, że jedynie wielkościom T_x, T_y odpowiadają po trzy uogólnione przemieszczenia; pozostałym — przy założonym przez nas układzie x, y, z — tylko po jednej.

Ponieważ tylko wielkości T_x, T_y, N wypaczają przekrój warto w uzależnieniu od tych wpływów podać rezultaty końcowe. Mieszczą się one zarówno w rozwiązaniu *de Saint-Venanta* jak i *Castigliano'a* w dodajnikach proporcjonalnych względem z . Dla osi pręta w pierwszym rozwiązaniu odnośne dodajniki przy z dla przemieszczenia u względnie v wynoszą ηz względnie — ξz , w drugim zaś $\eta_x z$ względnie — $\xi_x z$. Gdy jednakże ξ, η są składowymi sztywnymi obrotami układu, ξ_x, η_x nie mają z obrotami nic wspólnego; zależą one od N, T_x, T_y czyli L, Q_x, Q_y . Rozwiązanie drugie ma nową w pierwszym nieustaloną cechę: Dla pręta pełnym przekrojem utwierdzonego istnieje w sensie naturalnym oś owinięcia. *Środek owinięcia* ma w tym rozwiązaniu w bardzo dobrym przybliżeniu współrzędne identyczne z współrzędnymi *środką posunięć* (c, d). Gdy dwa te punkty pokryły się można stosować w przyszłości wspólną nazwę dla obu np. *środek sztywności*. Po wprowadzeniu tego rodzaju punktu kąt owinięcia $\vartheta' = \frac{d\vartheta}{dz}$ jest

w obu rozwiązaniach wspólny. Zależy on od L i momentu sił Q_x, Q_y względem punktu (c, d), w sumie więc od $L + Q_x d - Q_y c$.

Przy całym krytycyzmie, jaki tu wnieśliśmy musimy obecnie przyznać, że rozwiązanie klasyczne nabiera z powrotem mocy jednak w oparciu o rozwiązanie dodatkowe. W tym celu należy w nim przede wszystkim wykluczyć podwójną rolę punktu (a, b). Nie może on już być dającym się dowolnie obrać punktem utwierdzenia, bo jest nim cały przekrój; ma on obecnie być *środkiem sztywności*, t. j. punktem ściśle określonym (c, d). Kąt ϑ' ma być wywołany momentem skręcającym uzupełnionym o moment sił poprzecznych względem *środką sztywności*. Kąty obrotu ξ, η nie mogą być dowolnie obrane, lecz zgodnie z energetycznie wyznaczonymi wartościami. ξ_x, η_x . Dokonanie tego obioru stanowi zakończenie zadania, w szczególności

ustala posunięcia osi $\left(\frac{du}{dz}\right)_0$ i $\left(\frac{dv}{dz}\right)_0$ należy je uważać za wspólne wszystkim włóknom

$\frac{du}{dz}, \frac{dv}{dz}$

9. Ilustracja.

Ostatnie uwagi ilustruje częściowo przykład pręta jednym końcem utwierdzonego o wąskim przekroju prostokątnym wysokim $2h$; obciążenie drugiego końca ma kierunek osi y . Rozwiązanie *de Saint-Venanta* objaśnia, że wskutek wpływu sił poprzecznych przekroje — między innymi również końcowy — wypaczą się w kształt esowaty jak na rys. 6. Przyjmijmy, że pręt ma być przytwierdzony do sztywnej pionowej ściany s lub t . W rozwiązaniu tym możemy przyjąć dowolnie jeden tylko punkt zamocowania. Jeśli obierzemy dla pionowej współrzędnej b tego punktu wartość — h , pręt zamocujemy w ścianie s punktem A_0 (rys. 6a); gdy za nią przyjmijemy $+h$ pręt będzie utwierdzony do ściany t punktem B_0 . Gdy za b obierzemy

$\mp \frac{h}{\sqrt{5}}$ odnośnymi punktami będą A_1 lub B_1 (rys. 6b).

Podobnie dla $b = \mp \frac{h}{\sqrt{5}}$ punktami tymi są A_2 lub

B_2 (rys. 6c). Wreszcie dla $b = 0$ miejscem utwierdzenia staje się środek geometryczny przekroju O (rys. 6d). Z powyższego przyjęcia w miejscu b ze-

rowej wartości dla $\frac{dw}{dy}$ wynika kąt obrotu ξ ; jego

ujemna wartość jest równą posunięciu $\frac{dv}{dz}$ osi pręta.

Te posunięcia dla czterech ewentualności zaznaczono na rys. 6; wynoszą one kolejno: $0, \gamma, \frac{6}{5}\gamma, \frac{3}{2}\gamma$,

gdzie $\gamma = \frac{T_y}{GA}$ jest ilorazem siły poprzecznej

i sztywności ścinania. Teoretycy podają przypadki

0 i $\frac{3}{2}\gamma$ jako napotykanne w praktyce. Oświadczają

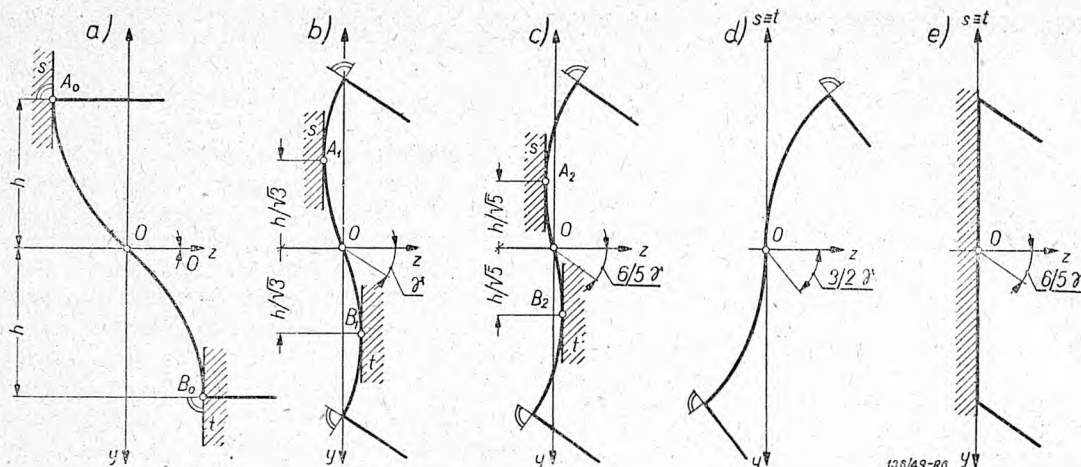
przy tym, że z pierwszym ma się do czynienia przy utwierdzeniu elementu powierzchniowego warstwy obojętnej, w drugim zaś środkowego elementu przekroju. Jest to niedorzeczność, albowiem element warstwy obojętnej nie podlega zamocowaniu; zawsze — nawet w przypadku symetrycznej belki w środku podpartej — utwierdzeniu może podlegać element przekroju. Wiemy już, że w wy-

padku $\left(\frac{dv}{dz}\right)_0 = 0$ utwierdzono punkt A_0 lub B_0 prze-

kroju, w wypadku zaś $\left(\frac{dv}{dz}\right)_0 = \frac{3}{2}\gamma$ punkt O . Metoda

energetyczna nie obrała ani wartości 0 ani $\frac{3}{2}\gamma$ ani też

t. j. tej, dla której prócz środkowego również skrajne punkty przekroju leżą w jednym pionie. W metodzie tej tkwi wyjaśnione przez nas założenie niezmiennie płaskiego przekroju, całkowicie wzdłuż osi y zamocowanego jak na rysunku 6c. Wybrała ona



Rys. 6

przeto $\frac{dD}{dz}$ niezależne od zmiennej y ; a wybrała ona

$\frac{dD}{dz} = \frac{6}{5} \gamma$. Jest to w metodzie klasycznej ten wypa-

dek, w którym oś y przecina esowate wypaczenie tak, iż je wyraźnie wyrównuje tak, iż odstawanie od tej prostej jest po obu jej stronach możliwie

małe. I tylko $\frac{6}{5} \gamma$ jest prawdopodobną ma-

tematycznie uzasadnioną wartością posunięcia; tę więc należy stosować w obliczeniach praktycznych.

Znaczy to, że stosując rozwiązanie *de Saint-Venanta* możemy punkt unieruchomiony obrac w wysokości $b = 0$, a przynależną tam normalną

Streszczenie. Wielu autorom wydaje się, że de Saint-Venantowska teoria pręta prostego stanowi aparat pod każdym względem wystarczający dla celów praktycznych. Tymczasem rozwiązanie to spełnia swe zadanie w zupełności jedynie pod względem mechanicznym; wobec rzeczywistych wymogów geometrycznych jest ono niesamowystarczalne. Ułomność tej części rozwiązania leży w nierealnych warunkach brzegowych; nie można zapewnić nierozdzielności czy to dwóch sąsiadujących części pręta czy też pręta z układem zamocowującym przez ustalenie tylko jednego punktu rozpatrywanego przekroju i przynależnej w tym miejscu normalnej. Zmuszeni wobec tego jesteśmy pomagać rozwiązaniu klasycznemu rozwiązaniem energetycznym operującym milcząco niezmiennie płaskim przekrojem. Różnice wyników obu metod są uderzające w przypadkach, w których w istocie przekrój pręta doznaje wypaczenia. W rozwiązaniu klasycznym oś owinięcia zajmuje każde położenie, uzależnione jedynie dowolnością warunków brzegowych; w rozwiązaniu energetycznym jest ona pojęciem naturalnym, uzależnionym konfiguracją i materiałem pręta. W rozwiązaniu klasycznym istnieje tego samego rodzaju dowolność odnośnie obrotu kąta posunięcia na końcu pręta; w rozwiązaniu energetycznym istnieje tylko jedna jego wartość uzależniona znow ukształtowaniem i materiałem pręta.

do przekroju ustalić przyjęciem obrotu $\xi = -\frac{6}{5} \gamma$.

Analogicznie jak w miejscu utwierdzenia końca pręta postępujemy w przekrojach łączących jedną część pręta z sąsiednią drugą. Ponieważ często w takich miejscach istnieje nieciągłość siły poprzecznej, przeto przybliżony charakter naszego obliczenia ujawnia się w tym, że w odnośnym miejscu nieciągły kąt posunięcia powoduje załamanie przemieszczonej osi pręta. Winniśmy tedy pamiętać, że świadomie prowadzimy rachunek tak jak gdyby owo załamanie istniało. W rzeczywistości zaś załomów takich nie ma. Ich teoretyczne usunięcie kosztuje zbyt wiele trudu i z racji rzędu wpływu posunięcia jest nieopłacalne.

Kończąc ten artykuł przypominam Czytelnikom moją prośbę o stosowny termin dla *owinięcia*. Nie można tolerować w nauce dwuznacznika o skręceniu bez skręcania.

Przestarzałe mianownictwo polskie, stosowane w mechanice układów odkształtnych, domaga się rewizji z udziałem szerokich rzesz Czytelników. Zaniedbanie doprowadziło do tego, że możliwe są kalambury w rodzaju „skręcenia bez skręcania“ i „skręcenia ze skręcaniem“. Na karb wadliwej terminologii położyć można wiele niedorzeczności. Doszło nawet do tego, że w przecie jednym końcem utwierdzonym, a na drugim swobodnym obciążonym siłą prostopadłą do osi geometrycznej pręta i z nią przecinającą się, upatruje się istnienia momentu skręcającego. Gdy absurd ten skazany jest z góry na zagładę, usiłuje się go bronić nową wyrafinowaną niedorzecznością — modyfikacją takich zaśluzonych w nauce pojęć jak siły poprzecznej, momentu skręcającego i automatycznie innych. Wszystko to zaś wynikało z wadliwości terminologii i idącej przypadkiem w ślad za nią zbiorowej sugestii. Jeśli rozciąganiu odpowiada wydłużenie, ścisnaniu skrócenie, zginaniu zakrzywienie, skręcaniu owinięcie — to milcząco przyjęto, że ścinaniu towarzyszyć winno posunięcie. Tak w rzeczywistości nie jest w przypadku dowolnie ukształtowanego przekroju pręta pojedyncze ścinanie wywołuje podwójne posunięcie i owinięcie. Nie ma przeto potrzeby ani sensu odrzucać środek geometryczny przekroju jako środek redukcji sił wewnętrznych; trzeba natomiast zrozumieć powyższy — dla wielu nieznaną, a tak prosty fakt.

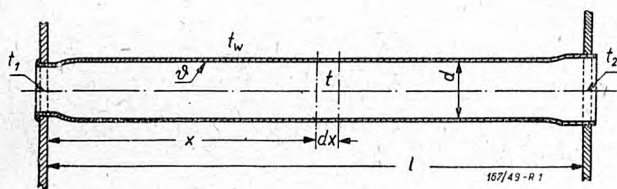
Oddawanie ciepła spalin w płomieniówkach kotła parowego

Prof. inż. KAZIMIERZ ZEMBRZUSKI

Uproszczenia, stosowane przy obliczaniu wymiany ciepła pomiędzy spalinami i wodą przez ścianki płomieniówek. Niezbędne warunki możliwie dokładnego rozwiązania zagadnienia wymiany ciepła. Zależność ciepła właściwego spalin i współczynnika przenikania ciepła od temperatury. Równanie spadku temperatury spalin w płomieniówkach. Ilość ciepła przejęta przez wodę w kotle. Sprawność powierzchni ogrzewanej płomieniówek.

Wstęp.

Obliczanie wymiany ciepła pomiędzy spalinami i wodą przez powierzchnię ogrzewaną płomieniówek w kotle parowym parowozowym, lub podobnym, jest przeprowadzane dotychczas najczęściej przy założeniach uproszczających to zagadnienie. Uproszczenia polegają przy tym przede wszystkim na przyjmowaniu, w określonych warunkach pracy kotła, niezmiennego empirycznego współczynnika przenikania ciepła i stałej wartości ciepła właściwego spalin na całej długości płomieniówek.



Rys. 1 — Schemat płomieniówki kotła parowozowego.

Przyjmijmy, że spaliny w ilości G kg/h opuszczają palenisko z temperaturą t_1 °C i przepływają dalej przez i płomieniówek o średnicy wewnętrznej d m i długości l m, a zatem o powierzchni ogrzewanej $H = i \cdot \pi \cdot d \cdot l$ m². Jedną z takich płomieniówek jest pokazana na rys. 1. Jeżeli temperatura wody w kotle wynosi t_w °C, ciepło właściwe rzeczywiste spalin przy stałym ciśnieniu w dowolnym elemencie płomieniówek o długości dx , oddalonym o x od początku rur — c_p kcal/kg 1°, współczynnik przenikania ciepła przez tenże element — k kcal/m² h 1°, oraz średnia temperatura spalin na drodze dx — t °C, to temperaturę t_2 °C, z jaką spaliny opuszczają płomieniówkę, można obliczyć ze znanego równania

$$k \cdot (t - t_w) \cdot dH = -G \cdot c_p \cdot dt \quad (1)$$

Po założeniu stałej wartości liczbowej współczynnika $k = k_e$ i zastąpieniu zmieniającego się z temperaturą ciepła właściwego rzeczywistego spalin c przez średnie ciepło właściwe spalin c_p |_{t₁}, równanie (1) można łatwo rozwiązać, otrzymując

$$t_2 = (t_1 - t_w) \cdot e^{-\frac{k_e \cdot H}{G \cdot c_p |_{t_1}}} + t_w \quad (2)$$

oraz ciepło przejęte przez wodę w kotle

$$Q = k_e \cdot \Delta t_{sr} \cdot H \quad (3)$$

Przez analogię prawej strony równania (3) z lewą stroną równania (1),

$$\Delta t_{sr} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1 - t_w}{t_2 - t_w}}$$

jest nazywane średnią logarytmiczną różnicą temperatur spalin i wody w kotle.

Empiryczny współczynnik przenikania ciepła k_e , wchodzący do równania (2) i (3), jest ustalany drogą badań kotłów parowych. Wyrażenia, określające ten współczynnik, mogą być stosowane bez większych zastrzeżeń przy obliczaniu nowych kotłów tylko wówczas, jeżeli charakterystyki płomieniówek i warunki pracy kotłów: projektowanego i zbadanego, są jednakowe. Przeprowadzenie licznych badań kotłów o rozmaitych charakterystykach powierzchni ogrzewanej płomieniówek i pracujących w różnych warunkach, może doprowadzić do równania, określającego współczynnik k_e , które może być stosowane szerzej. W rozmaitych szczególnych przypadkach mogą jednakże powstawać rozbieżności wyników obliczeń z rzeczywistością, nawet przy posługiwaniu się „dokładnym” empirycznym współczynnikiem przenikania ciepła k_e . Szczególniej większe rozbieżności mogą zajść w przebiegu spadku temperatury w płomieniówkach.

Jeżeli z jakichkolwiek powodów zależy na możliwej ścisłości obliczeń wymiany ciepła pomiędzy spalinami i wodą w kotle płomieniówkowym, wówczas obliczenia należy przeprowadzać, przyjmując w równaniu (1) rzeczywiste wartości c_p i k , a więc zmieniające się na długości płomieniówek wraz z temperaturą spalin:

$$c_p = \varphi(t) \quad \text{oraz} \quad k = \psi(t).$$

W pracy niniejszej podaję możliwie dokładne rozwiązanie tego zagadnienia, ustalone w wyniku przeprowadzonego rachunkowego badania zależności od temperatury spalin współczynników przechodzenia ciepła drogą konwekcji i promieniowania gazów nieświejących. Opracowanie odnosi się zasadniczo do kotłów parowozowych, jednakże, bez trudności może być wykorzystane również przy obliczaniu innych kotłów płomieniówkowych.

Ciepło właściwe spalin.

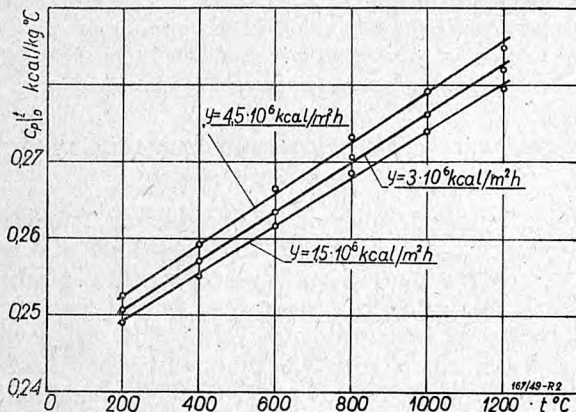
Rozwiązanie równania (1) wymaga przede wszystkim określenia ciepła właściwego rzeczywistego spalin. Można to uczynić bez trudności, znając zależność od temperatury ciepła właściwego średniego spalin pomiędzy temperaturami 0°C i t °C.

$$c_p |_0^t = f(t)$$

W zakresie temperatur spalin, notowanych w płomieniówkach kotła parowozowego, można przyjąć liniowy przebieg tej funkcji

$$c_p |_0^t = a \cdot (1 + b \cdot t) \quad (4)$$

przy czym współczynniki a i b należy każdorazowo określić dla wchodzącego w grę składu spalin, posługując się tablicami średniego ciepła właściwego, ułożonymi przez E. Justiego.



Rys. 2 — Zależność średniego ciepła właściwego spalin od temperatury i cieplnego natężenia rusztu w 10^6 kcal/m² h.

Uczynione uproszczenie nie powoduje praktycznie żadnego błędu, jak to wskazują rys. 2, na którym linie proste przedstawiają przybliżoną zależność

$$c_{p,0}^t = f(t)$$

przy wskazanych na rysunku cieplnych natężeniach rusztu y w 10^6 kcal/m² h, a punkty podają dokładne wartości liczbowe $c_{p,0}^t$, obliczone dla odpowiednich składów spalin. W obliczeniach przyjęto spalanie zupełne węgla górnośląskiego o składzie: C — 0,75; H₂ — 0,05; O₂ — 0,08; N₂ — 0,02; w — 0,025; p — 0,075; oraz następujące wartości liczbowe sprawności spalania η_s i nadmiaru powietrza λ :

y	1,5	3,0	4,5
η_s	0,9375	0,8250	0,7125
λ	1,410	1,305	1,200

Otrzymany skład wagowy spalin wilgotnych jest następujący:

y	1,5	3,0	4,5
CO ₂	0,1826	0,1904	0,1989
O ₂	0,0586	0,0505	0,0358
N ₂	0,7249	0,7179	0,7137
H ₂ O	0,0339	0,0412	0,0516

a współczynniki a i b równań, określających ciepło właściwe $c_{p,0}^t$ zgodnie z równaniem (4), podaje następujące zestawienie:

y	1,5	3,0	4,5
a	0,243	0,244	0,246
$10^3 \cdot b$	0,128	0,132	0,134

Ponieważ średnie ciepło właściwe spalin w zakresie temperatur 200°C — 1200°C zmienia się nieznacznie z natężeniem rusztu, więc, w obliczeniach zgrubnych, można przyjmować jedno równanie dla wszystkich stosowanych natężeń rusztu. W naszym przypadku równanie takie ma postać

$$c_{p,0}^t = 0,244 \cdot (1 + 0,133 \cdot 10^{-3} \cdot t)$$

i daje niedokładności nie przekraczające +0,8% przy natężeniu rusztu $1,5 \cdot 10^6$ kcal/m² h, oraz -1% przy natężeniu rusztu $4,5 \cdot 10^6$ kcal/m² h.

Średnie ciepło właściwe gazów pomiędzy dowolnymi temperaturami, różniącymi się o Δt , wynosi

$$c_{p,i}^{t+\Delta t} = \frac{c_{p,0}^{t+\Delta t} \cdot (t + \Delta t) - c_{p,0}^t \cdot t}{\Delta t},$$

lub, po podstawieniu wartości $c_{p,0}^{t+\Delta t}$ i $c_{p,0}^t$ według równania (4)

$$c_{p,i}^{t+\Delta t} = \frac{a \cdot (\Delta t + 2 \cdot b \cdot t \cdot \Delta t + b \cdot \Delta t^2)}{\Delta t}$$

Gdy Δt dąży do zera, wówczas $c_{p,i}^{t+\Delta t}$ łączy do ciepła właściwego rzeczywistego c_p przy temperaturze t , a zatem

$$c_p = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} c_{p,i}^{t+\Delta t} = a \cdot (1 + 2 \cdot b \cdot t) \quad (5)$$

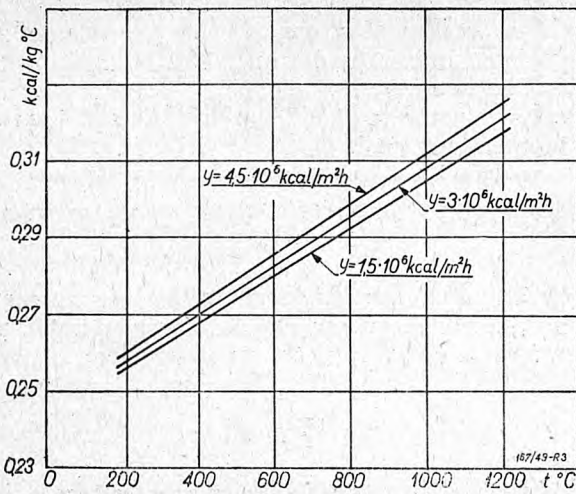
Rys. 3 przedstawia wykresnie wartości liczbowe rzeczywistego ciepła właściwego spalin z rozpatrywanego przykładu.

Spółczynnik przechodzenia ciepła drogą konwekcji.

Spółczynnik przenikania ciepła ze spalin do wody w kotle k' , w przypadku płomieniówek o grubości ścianek 2,5 mm i powierzchniach nie pokrytych osadami, można utożsamić ze współczynnikiem przechodzenia ciepła z gazów na wewnętrzną ściankę płomieniówki, nie popełniając większego błędu, niż 0,5%.

Spółczynnik przechodzenia ciepła α_1 powinien być określony równaniem teoretycznym, ustalonym z uwzględnieniem praw podobieństwa, obowiązujących przy przechodzeniu ciepła, oraz dla zachodzącego w praktyce burzliwego przepływu spalin przez płomieniówkę. Tutaj wykorzystamy równanie, określające współczynnik α_1 w rurze gładkiej, ustalone przez Nusselta¹⁾ na podstawie teorii impulsów

¹⁾ W. Nusselt — Der Einfluss der Gastemperatur auf Wärmeübergang im Rohr, Zeitschrift für techn. Mechanik und Thermodynamik, 1930, str. 277.



Rys. 3. Zależność rzeczywistego ciepła właściwego spalin od temperatury i cieplnego natężenia rusztu w 10^6 kcal/m² h.

w zastosowaniu do przechodzenia ciepła. Równanie to ma postać

$$\alpha'_1 = 1424 \cdot c_p|_g \cdot \left(\frac{g \cdot \eta_g}{d}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{t + 273}{\vartheta + 273}\right)^{0,333} \cdot (w \cdot \gamma)^{0,75} \quad (6)$$

przy czym: $c_p|_g$ — ciepło właściwe rzeczywiste 1 kg spalin przy temperaturze ϑ powierzchni wewnętrznej płomieniówki w kcal/kg 1^o,

η_g — lepkość dynamiczna spalin przy temperaturze ϑ w kg · sec/m²,

g — przyspieszenie ziemskie w m/sec²,

t — średnia temperatura spalin w przekroju poprzecznym płomieniówki w °C,

w — prędkość spalin w m/sec,

γ — gęstość spalin w kg/m³.

Wszystkie wymienione wielkości odnoszą się do rozpatrywanego elementu płomieniówek o długości dx .

W płomieniówce rzeczywistej, o ściankach chropowatych, współczynnik przechodzenia ciepła α_1 jest większy od α'_1

$$\alpha_1 = \xi \cdot \alpha'_1 \quad (7)$$

Przyjmując za Müllerem²⁾, że powiększenie współczynnika przechodzenia ciepła wskutek chropowatości ścianki płomieniówki jest równe powiększeniu współczynnika tarcia przy przepływie przez rurę chropowatą, można dopuścić

$$\xi = 1,2.$$

²⁾ C. Th. Müller — Wärmeübergang im Lokomotivrauchrohr, Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, 1934, str. 298.

Dokładne obliczenie, zawartej w równaniu (6) lepkości dynamicznej η_g spalin przy temperaturze ϑ napotyka na trudności z powodu braku równań, określających ściśle lepkość mieszanin gazów. Zadowolimy się zatem obliczeniem przybliżonym według równania *Herninga i Zipperera*³⁾.

$$\eta_g = \frac{u_i \cdot \eta_{gi} \cdot \sqrt{M_i \cdot T_{hi}}}{u_i \cdot \sqrt{M_i \cdot T_{hi}}} \quad (8)$$

w którym: u_i — oznacza objętościowe udziały poszczególnych składników spalin,

η_{gi} — lepkość dynamiczną składników spalin przy temperaturze ϑ ,

M_i — ciężar drobnowy składników spalin,

T_{hi} — temperaturę krytyczną bezwzględną składników spalin.

Wartości liczbowe lepkości dynamicznej η składników spalin, zaczerpnięte z pracy *Rammlera i Breitlinga*⁴⁾, podaje następująca tabela:

t	CO	CO ₂	O ₂	N ₂	H ₂ O
	10 ⁶ · η				
100	2,131	1,895	2,514	2,163	1,272
200	2,515	2,340	2,996	2,561	1,670
300	2,858	2,749	3,427	2,916	2,052
400	3,170	3,126	3,820	3,289	2,421

Gęstość przy temperaturze 0°C i ciśnieniu 760 mm Hg, ciężar drobnowy, oraz temperaturę krytyczną składników spalin podaje następujące zestawienie:

Gaz	CO	CO ₂	O ₂	N ₂	H ₂ O
γ	1,250	1,964	1,429	1,251	0,804
M	28	44	32	28	18
T _{hi}	134	304	154	126	617
√M · T _{hi}	62,0	115,7	70,2	59,4	107,9

Dokładne określenie temperatury wewnętrznej powierzchni ścianki płomieniówek, miarodajnej dla obliczenia η_g , nie jest konieczne, bowiem, wchodzące do równania (6) wyrażenie

$$A = \frac{c_p|_g \cdot \eta_g^{0,25}}{(273 + \vartheta)^{0,333}} \quad (9)$$

ma wartość liczbową prawie niezależną od temperatury ϑ nawet w zakresie temperatur 200 — 300°C.

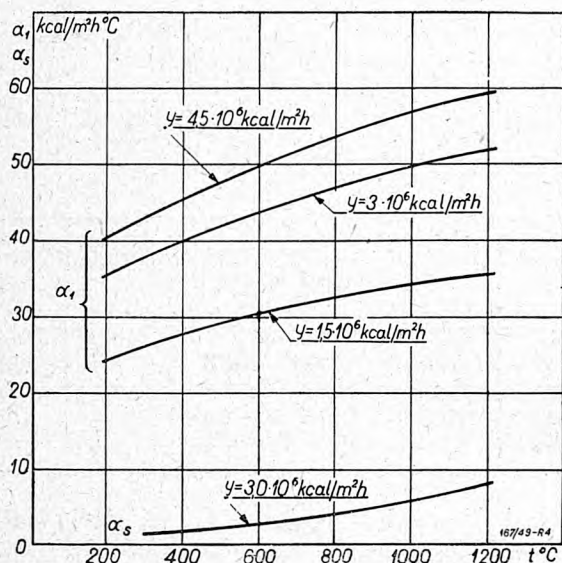
³⁾ F. Hering i L. Zipperer — Beitrag zur Berechnung der Zähigkeit technischer Gasgemische aus den Zähigkeitwerten der Einzelbestandteile, Gas- und Wasserfach., 1936, str. 49.

⁴⁾ E. Rammler i K. Breitling — Ueber die Zähigkeit von Gasen und Gasgemischen sowie ihre Abhängigkeit von der Temperatur. Die Wärme, 1937, str. 620.

Łatwo to stwierdzić, przeprowadzając kilka obliczeń. Dla przykładu podajemy, że dla spalin o podanym wyżej składzie, wyrażenie A ma następujące wartości:

y	1,5	3,0	4,5
ϑ	$10^3 \cdot A$		
200	1,298	1,303	1,310
300	1,293	1,298	1,310

Ponieważ temperatura ścianek wewnętrznych płomieniówek, nie pokrytych osadami, przewyższa temperaturę wody w kotle o około $5 \div 40^\circ\text{C}$ przy



Rys. 4 — Zależność współczynnika przechodzenia ciepła drogą konwekcji ze spalin na ścianki płomieniówek o średnicy 49 mm i łącznym prześwicie 0,5657 m², od temperatury i cieplnego natężenia rusztu w 10⁶ kcal/m² h.

stosowanych cieplnych natężeniach rusztu 1,5 ÷ 4,5 10⁶ kcal/m² h, więc, dla obliczenia α_1 , można przyjmować A określone dla temperatury $\vartheta = t_w$ oraz dla średniego składu spalin, otrzymywanych przy wchodzących w grę natężeniach rusztu. W naszym przykładzie przyjmujemy

$$A = 0,001303.$$

Uwzględniając powyższe, oraz kładąc

$$w \cdot \gamma = \frac{G}{3600 \cdot F}$$

jeżeli F oznacza przekrój przepływowy płomieniówek w m², możemy przepisać równanie (6) w postaci

$$\alpha_1 = 0,65048 \cdot A \cdot (t + 273)^{0,333} \cdot \left(\frac{G}{F}\right)^{0,75} \cdot d^{-0,25} \quad (10)$$

lub, przy $A = 0,001303$, w postaci

$$\alpha_1 = 0,0008476 \cdot (t + 273)^{0,333} \cdot \left(\frac{G}{F}\right)^{0,75} \cdot d^{-0,25} \quad (11)$$

Liczbowe wartości współczynnika przechodzenia ciepła α_1 według równania (11), w przypadku kotła o powierzchni rusztu 4,0 m² i 300 płomieniówek o średnicy wewnętrznej 49 mm, a więc o przekroju przepływowym $F = 0,5657$ m², podaje rys. 4 w funkcji temperatury spalin.

Współczynnik przechodzenia ciepła przez promieniowanie.

Współczynnik przechodzenia ciepła na wewnętrzne powierzchnie ścianek płomieniówek wskutek promieniowania spalin, określa się równaniem

$$\alpha_s = \frac{q_s}{t - \vartheta}$$

w którym q_s oznacza ilość ciepła przejętego w ciągu godziny przez 1 m² rozpatrywanego elementu powierzchni promieniówek o długości dx .

Zgodnie z utożsamieniem współczynnika przenikania ciepła ze spalin do wody ze współczynnikiem przechodzenia ciepła na wewnętrzne ścianki płomieniówek, co jest równoznaczne z założeniem $\vartheta = t_w$,

$$\alpha_s = \frac{q_s}{t - t_w} \quad (12)$$

Jak wiadomo, zdolność absorbowania i emitowania energii cieplnej posiadają jedynie trzatomowe składniki spalin, a zatem dwutlenek węgla i para wodna. Gazy dwuatomowe przepuszczają wszystkie promienie ciepłe, i wobec tego, zgodnie z prawem Kirchhoffa, również żadnych promieni ciepłych nie wysyłają. Według nowszych badań nad promieniowaniem CO₂ i pary wodnej, ilość ciepła wypromieniowywanego zależy od grubości strumienia gazów s m, od ciśnienia cząstkowego składników gazów w mieszaninie p at, oraz od temperatury bezwzględnej T gazów. Schack⁵⁾, wykorzystując badania przeprowadzone przez Eckerta⁶⁾, ustalił następujące równania

$$q_{CO_2} = 3,5 \cdot \sqrt[3]{s \cdot p_{CO_2}} \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^{3,5} \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \quad (13)$$

$$q_{H_2O} = 35 \cdot s^{0,6} \cdot p_{H_2O}^{0,8} \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^3 \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \quad (14)$$

w których obliczona przez Nusselta⁷⁾ efektywna grubość strumienia gazów w rurze wynosi

$$s = 0,95 \cdot d,$$

a ciśnienia cząstkowe są równe udziałom objętościowym CO₂ i pary wodnej w spalinach, czyli

$$p_{CO_2} = u_{CO_2} \quad \text{oraz} \quad p_{H_2O} = u_{H_2O}.$$

⁵⁾ A. Schack — Der industrielle Wärmeübergang, Düsseldorf, 1940, str. 163 — 187.

⁶⁾ E. Eckert — Messung der Gesamtstrahlung von Wasserdampf und Kohlensäure in Mischung mit nichtstrahlenden Gasen bei Temperaturen bis zu 1300 C. VDI-Forschungsheft 387, 1937.

⁷⁾ W. Nusselt — Zeitschrift d. VDI, 1926, str. 763.

Ilość ciepła, wymienionego w ciągu godziny drogą promieniowania pomiędzy dwutlenkiem węgla i parą wodną spalin, oraz 1 m² powierzchni rozpatrywanego elementu płomieniówek o długości d_x wynosi zatem w pierwszym przybliżeniu

$$q_s = \varepsilon \cdot [(q_{CO_2} + q_{H_2O})_t - (q_{CO_2} + q_{H_2O})_s] \quad (15)$$

jeżeli $\varepsilon = 0,8 \div 0,82$ jest zdolnością absorbcyjną ścianek płomieniówek.

Spółczynnik przechodzenia ciepła α_s , zgodnie z równaniem (12), wyraża związek

$$\alpha_s = \frac{3,5 \cdot \varepsilon}{t - t_w} \left\{ \sqrt[3]{p_{CO_2} \cdot s} \left[\left(\frac{T}{100} \right)^{3,5} - \left(\frac{273 + \vartheta}{100} \right)^{3,5} \right] + 10 p_{H_2O}^{0,8} \cdot s^{0,6} \left[\left(\frac{T}{100} \right)^3 - \left(\frac{273 + \vartheta}{100} \right)^3 \right] \right\} \quad (16)$$

przy czym w obliczeniach praktycznych można przyjmować

$$\left(\frac{273 + \vartheta}{100} \right)^{3,5} = 250 \quad \text{oraz} \quad \left(\frac{273 + \vartheta}{100} \right)^3 = 115$$

Równanie (16) można więc przepisać w postaci

$$\alpha_s = \frac{3,5 \cdot \varepsilon}{t - t_w} \left\{ \sqrt[3]{p_{CO_2} \cdot s} \left[\left(\frac{T}{100} \right)^{3,5} - 250 \right] + 10 \cdot p_{H_2O}^{0,8} \cdot s^{0,6} \cdot \left[\left(\frac{T}{100} \right)^3 - 115 \right] \right\} \quad (17)$$

Przeprowadzone obliczenia współczynnika α_s w przypadku rozpatrywanym przykładowo pozwalają stwierdzić, że współczynnik ten zmienia się stosunkowo nieznacznie z natężeniem rusztu. Przy natężeniu rusztu $y = 4,5 \cdot 10^6$ kcal/m² h α_s jest większe tylko o około 3,5% od α_s przy $y = 1,5 \cdot 10^6$ kcal/m² h i tej samej temperaturze gazów. Wartości liczbowe współczynnika przechodzenia ciepła przez promieniowanie podaje rys. 5. W związku z niewielkimi zmianami $\alpha_s = f(y)$ przy określonej temperaturze spalin, udział promieniowania w wymianie ciepła pomiędzy spalinami i ściankami płomieniówek, lub wodą w k-

tle, wyrażony stosunkiem $\frac{\alpha_s}{\alpha_s + \alpha_1}$, jest tym więk-

szy, im mniejsze stosuje się ciepłe natężenie rusztu, oraz, jak to można było przewidzieć, zmniejsza się stosunkowo znacznie z temperaturą spalin, co ilustruje rys. 6.

Otrzymany obraz zmian stosunku $\frac{\alpha_s}{\alpha_s + \alpha_1}$

z temperaturą wskazuje wyraźnie, że uwzględnianie wpływu promieniowania gazów, przy obliczaniu wymiany ciepła w płomieniówkach, stałym współczynnikiem dla całej długości rur, zniekształca przebieg spadku temperatury spalin wzdłuż płomieniówek i prowadzi do niezgodnych z rzeczywistością temperatur spalin na wyjściu z płomieniówek.

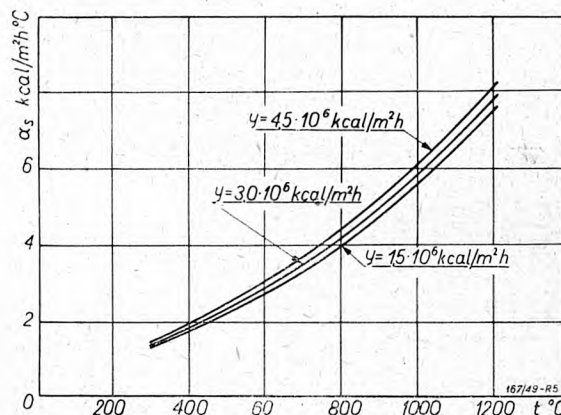
Spółczynnik przenikania ciepła.

Zgodnie z uczynionym założeniem, współczynnik przenikania ciepła k' ze spalin do wody, rozdzielo-

nych ściankami płomieniówek nie pokrytych osadami kamienia kotłowego i sadzy, określa równanie

$$k' = \alpha_1 + \alpha_s$$

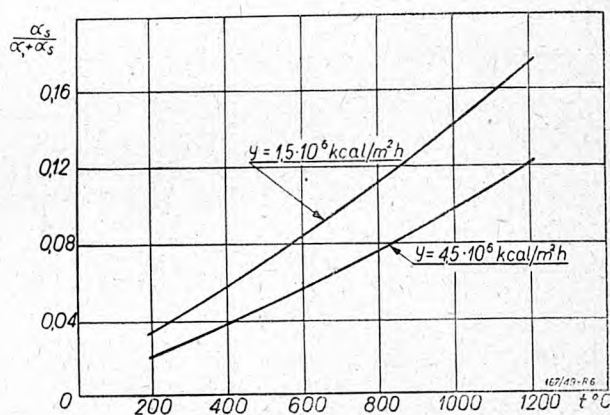
Chociaż powierzchnie płomieniówek kotłów parowozowych są ostatnio utrzymywane w dobrym stanie zarówno po stronie wody, jak i po stronie gazów, dzięki stosowaniu co raz powszechniej zmiękczenia wody i obszernych palenisk, przeciwdziałających dymieniu, jednakże podczas pracy parowozu,



Rys. 5. Zależność współczynnika przechodzenia ciepła przez promieniowanie ze spalin na ścianki płomieniówek o średnicy 49 mm od temperatury i cieplnego natężenia rusztu w 10⁶ kcal/m² h.

powierzchnie płomieniówek zanieczyszczają się w niewielkim stopniu obustronnie. Nie popełnimy większego błędu, jeżeli uwzględnimy występujące równoległe zmniejszenie współczynnika przenikania ciepła, pisząc

$$k = 0,9 \cdot (\alpha_1 + \alpha_s) \quad (18)$$



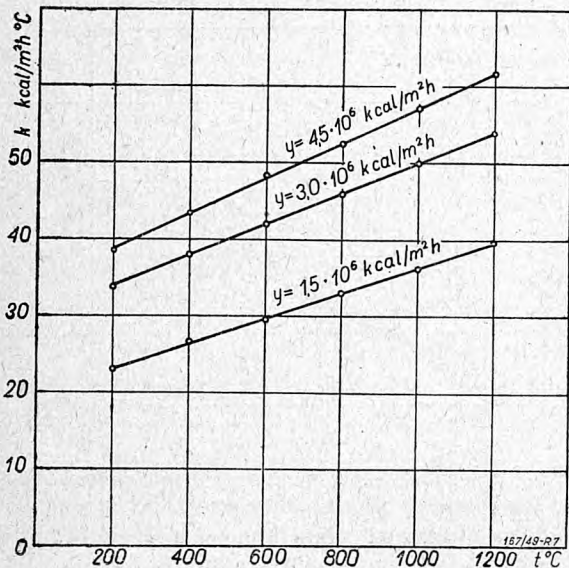
Rys. 6. Udział promieniowania w całkowitym współczynniku przechodzenia ciepła ze spalin na ścianki płomieniówek o średnicy 49 mm i o łącznym prześwieśle 0,5657 m², w zależności od temperatury spalin i cieplnego natężenia rusztu w kcal/m² h.

Równanie (18), którego nie przepisujemy w szczególowej postaci, jest stosunkowo bardzo złożone. Ponieważ jednak współczynnik k zmienia się prawie dokładnie liniowo z temperaturą, co łatwo stwier-

dziec przedstawiając funkcję $k = \psi(t)$ wykreślić, więc współczynnik ten może być wyrażony równaniem

$$k = m \cdot (1 + n \cdot t) \tag{19}$$

którego współczynniki m i n należy ustalić dla każdego przypadku oddzielnie. W rozpatrywanym przykładzie, zmiany współczynnika przenikania ciepła k z temperaturą przedstawia rys. 7, a wartości liczbowe współczynników m i n podaje następujące zestawienie



Rys. 7. Zależność współczynnika przenikania ciepła ze spalin do wody w kotle przez ścianki płomieniówek o średnicy 49 mm i łącznym prześwicie 0,5657 m² od temperatury spalin i cieplnego natężenia rusztu w 10⁶ kcal/m² h.

y	1,5	3,0	4,5
m	20,2	29,6	34,0
$10^3 \cdot n$	0,764	0,680	0,660

Aby wskazać jak minimalne rozbieżności zachodzą pomiędzy dokładnymi wartościami k i wyznaczonymi przez linie proste, na rys. 7 są podane punktami wartości k , otrzymane w wyniku szczegółowych obliczeń.

Równanie spadku temperatury spalin w płomieniówkach.

Wprowadzając do równania (1) ciepło właściwe rzeczywiste spalin, wyrażone równaniem (5), oraz współczynnik przenikania ciepła według równania (19), otrzymujemy

$$m \cdot (1 + n \cdot t) \cdot (t - t_w) \cdot dH = - G \cdot a \cdot (1 + 2 \cdot b \cdot t) \cdot dt$$

lub

$$dH = - G \cdot \frac{a}{m} \cdot \frac{(1 + 2 \cdot b \cdot t) \cdot dt}{(1 + n \cdot t) \cdot (t - t_w)} \tag{20}$$

W celu znalezienia temperatury spalin t_2 na wyjściu z płomieniówek, równanie (20) całkujemy

$$\int_0^{t_2} dH = - G \cdot \frac{a}{m} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \frac{(1 + 2 \cdot b \cdot t) \cdot dt}{(1 + n \cdot t) \cdot (t - t_w)}$$

Ponieważ

$$\frac{1 + 2 \cdot b \cdot t}{(1 + n \cdot t) \cdot (t - t_w)} = \frac{2 \cdot b - n}{1 + n \cdot t_w} \cdot \frac{1}{1 + n \cdot t} + \frac{1 + 2 \cdot b \cdot t_w}{1 + n \cdot t_w} \cdot \frac{1}{t - t_w}$$

więc

$$H = - G \cdot \frac{a}{m} \cdot \left[\frac{2 \cdot b - n}{1 + n \cdot t_w} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \frac{dt}{1 + n \cdot t} + \frac{1 + 2 \cdot b \cdot t_w}{1 + n \cdot t_w} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \frac{dt}{t - t_w} \right]$$

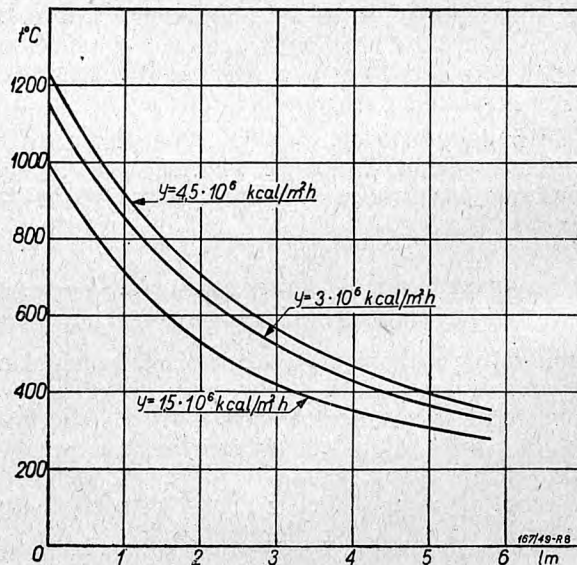
oraz

$$H = G \cdot \frac{a}{m} \cdot \left[\frac{2 \cdot b - n}{n \cdot (1 + n \cdot t_w)} \cdot \ln \frac{1 + n \cdot t_1}{1 + n \cdot t_2} + \frac{1 + 2 \cdot b \cdot t_w}{1 + n \cdot t_w} \cdot \ln \frac{t_1 - t_w}{t_2 - t_w} \right]$$

lub ostatecznie

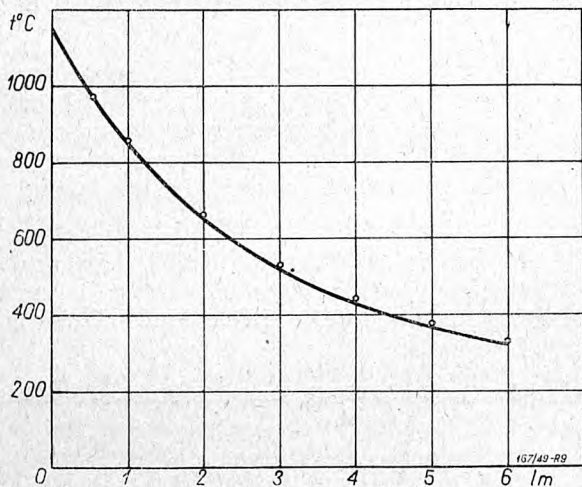
$$H = 2,3 \cdot G \cdot \left[\frac{a \cdot (2 \cdot b - n)}{n \cdot k|_{t_w}} \cdot \lg \frac{k|_{t_1}}{k|_{t_2}} + \frac{c_p|_{t_w}}{k|_{t_w}} \cdot \lg \frac{t_1 - t_w}{t_2 - t_w} \right] \tag{21}$$

jeżeli $k|_{t_w}$, $k|_{t_1}$, $k|_{t_2}$ — oznaczają współczynniki przenikania ciepła przy temperaturze spalin t_w , t_1 i t_2 oraz $c_p|_{t_w}$ — ciepło właściwe rzeczywiste spalin przy temperaturze t_w



Rys. 8. Spadek temperatury w płomieniówkach o średnicy 49 mm i o łącznym prześwicie 0,5657 m² w zależności od cieplnego natężenia rusztu w 10⁶ kcal/m² h.

Otrzymane równanie może służyć do obliczania powierzchni ogrzewanej płomieniówek H przy założonej temperaturze spalin t_2 na wyjściu z rur, lub do obliczania t_2 w określonych warunkach pracy danego kotła. W drugim przypadku, równanie (21) rozwiązuje się bądź wykreślnie, bądź też metodą kolejnych podstawień. Spadek temperatury spalin w płomieniówkach kotła obliczanego przykładowo przy odległości pomiędzy ścianami sitowymi 5800 mm, przedstawia rys. 8.



Rys. 9. Porównanie spadków temperatury w płomieniówkach: obliczonego teoretycznie (linia ciągła) i zmierzonego podczas badań kotła parowozowego (punkty) przy ciepłym natężeniu rusztu $3 \cdot 10^6$ kcal/m² h.

Aby wskazać zgodność z rzeczywistością obliczonego przebiegu spadku temperatury spalin podczas przepływu przez płomieniówki, podajemy na rys. 9 temperatury spalin w funkcji długości płomieniówki, obliczone przy $y = 3 \cdot 10^6$ kcal/m² h, powtórzone według rys. 8, oraz punkty, wskazujące przeciętne temperatury spalin, zmierzone podczas doświadczeń w laboratorium parowozowym kolei Pennsylvania w Altoona przy natężeniach rusztu $420 \div 490$ kg/m² h, co w przybliżeniu odpowiada $y = 2,8 \div 3,3 \cdot 10^6$ kcal/m² h, oraz w przypadku płomieniówek o średnicy wewnętrznej 50 mm, a więc bliskiej do średnicy 49 mm, przyjętej w naszym przykładzie.⁸⁾

Po określeniu temperatury t_2 , z jaką spaliny opuszczają płomieniówki, łatwo obliczyć ze związku

$$Q = G \cdot (c_p|_{t_1} \cdot t_1 - c_p|_{t_2} \cdot t_2) \quad (22)$$

ilość ciepła Q kcal/h, przekazywanego w ciągu godziny wodzie w kotle przez powierzchnię ogrzewaną płomieniówek.

Uwagi końcowe.

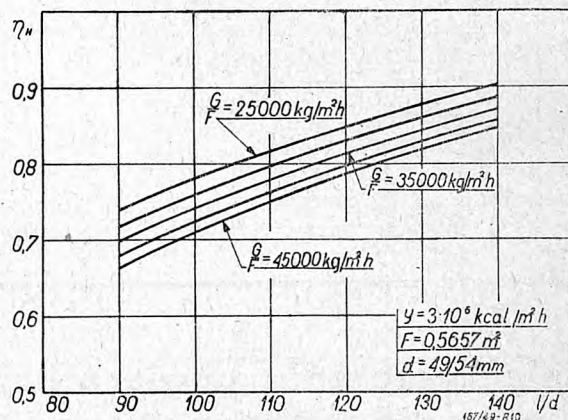
Chociaż zasadniczym zadaniem niniejszej pracy było ustalenie równania (21), jednakże będzie pożyteczne, jeżeli, opierając się na przedstawionej metodzie obliczeń spadku temperatury spalin w płomieniówkach, ustalimy wpływ decydujących elementów

⁸⁾ A. Chapelon — La locomotive à vapeur, Paris, 1938, str. 464).

konstrukcyjnych na sprawność η_H powierzchni ogrzewanej płomieniówek, będącą stosunkiem ilości ciepła, przekazywanego przez spaliny wodzie, do ilości ciepła, jakie zostałyby oddane, gdyby spaliny na wyjściu z płomieniówek miały temperaturę wody w kotle. Zgodnie z definicją

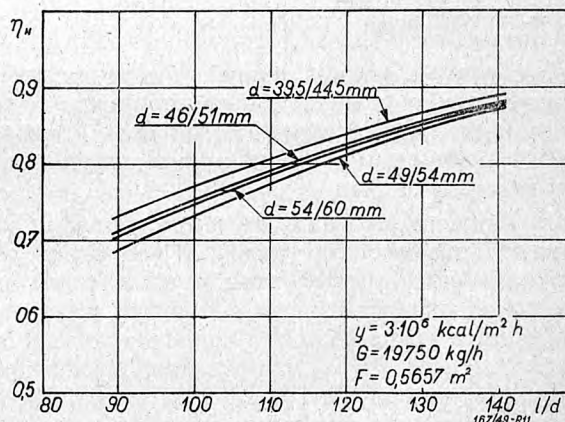
$$\eta_H = \frac{t_1 \cdot c_p|_{t_1} - t_2 \cdot c_p|_{t_2}}{t_1 \cdot c_p|_{t_1} - t_w \cdot c_p|_{t_w}} \quad (23)$$

W przypadku natężenia rusztu $y = 3 \cdot 10^6$ kcal/m² h, oraz płomieniówek o średnicy wewnętrznej 49 mm, sprawność η_H zmienia się z G/F i z l/d jak wskazuje rys. 10.



Rys. 10. Zmiany sprawności powierzchni ogrzewanej płomieniówek o średnicy 49 mm i łącznym prześwicie 0,5657 m² ze zmianą F/G i l/d przy ciepłym natężeniu rusztu $3 \cdot 10^6$ kcal/m² h.

W analogicznych warunkach pracy kotła, oraz przy $\frac{G}{F} = 34500$ kg/m² h sprawność η_H zmienia się ze średnicą płomieniówek oraz z l/d jak podaje rys. 11.



Rys. 11. Zmiany sprawności powierzchni ogrzewanej płomieniówek o różnych średnicach w zależności od l/d przy $F/G = 34500$ kg/m² h oraz $y = 3 \cdot 10^6$ kcal/m² h.

Sprawność η_H jest interesująca głównie wówczas, gdy spaliny, opuszczając płomieniówki, wpływają poza kocioł i ciepło unoszone w spalinach jest tracone. W tych przypadkach, a zatem we wszystkich kotłach parowozowych, sprawność η_H jest mia-

rażą udatności konstrukcji powierzchni ogrzewanej płomieniówek w określonych warunkach pracy kotła, lub przy określonej temperaturze t_1 , z jaką spaliny dopływają do rur.

Rysunki 10 i 11 wskazują, że η_H rośnie, gdy wzrasta stosunek l/d , oraz gdy maleje G/F , lub średnica płomieniówek. Aby zatem powierzchnia ogrzewana płomieniówek pracowała z wysoką sprawnością, powinna składać się z rur o możliwie małej średnicy i dużym stosunku l/d , oraz powinna zawierać możliwie duży łączny prześwit płomieniówek F .

Wymienione wskazania nie mogą być stosowane bez zastrzeżeń, bowiem czynniki decydujące o η_H przesądzają również spadek ciśnienia Δp w płomieniówkach oraz konieczne podciśnienie w dymnicy dla zrealizowania przepływu spalin przez kocioł. W dalszym ciągu niniejszej pracy należałoby zatem zbadać zmienność Δp w zależności od d , l/d i G/F w normalnych warunkach pracy kotła, oraz ustalić ostateczne wnioski. Ponieważ jednak zagadnienie spadku ciśnienia w płomieniówkach jest tematem obszernym, więc, z konieczności, musimy go na tym miejscu pominąć. Zaznaczymy jedynie na zakończenie, że w kotłach parowozowych, wyposażonych

w zwykłe urządzenia ciąagowe o niskiej sprawności, z uwagi na konieczność utrzymania Δp w normalnych warunkach pracy kotła w granicach około $35 \div 45$ mm H_2O , najczęściej były stosowane $l/d = 110 \div 120$ oraz $G/F = 30000 \div 35000$ kg/m² h. Przekroczenie przytoczonych liczb w górę, spowodowałoby większy spadek ciśnienia w płomieniówkach, oraz doprowadziłoby do większego koniecznego podciśnienia w dymnicy, co wiąże się ze spadkiem sprawności silnika parowego w takim stopniu, że równoczesne powiększenie sprawności kotła nie zapobiega spadkowi ogólnej sprawności cieplnej parowozu.

Jedynie w tych przypadkach, gdy parowozy są wyposażone w urządzenia ciąagowe o wysokiej sprawności, jak np. parowozy francuskie, dopuszcza się większe spadki ciśnienia w płomieniówkach, bez zmniejszania sprawności silnika, i stosuje się l/d do 130.

Będzie bardzo interesujące, jeżeli przytoczone liczby, ustalone prawie wyłącznie praktycznie, zostaną potwierdzone w drodze szczegółowych rozważań teoretycznych.

Zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnych i ich wpływ na pewność ruchu instalacji kotłowych¹⁾

Inż. ZYGMUNT KEH

Znaczenie pewności ruchu kotłów. — Rodzaje zanieczyszczeń występujących w instalacjach kotłowych i sposoby ich powstawania. — Wpływ jakości węgla na powstawanie osadów. — Sposoby przedłużenia czasu pracy kotła między postojami na czyszczenie. — Metody czyszczenia powierzchni ogrzewalnej w czasie pracy i w czasie postoju. — Sposoby zmniejszenia zanieczyszczania powierzchni ogrzewalnych.

Ogólne znaczenie pewności ruchu kotłów.

Obserwacje ruchowe przeprowadzane w szeregu krajów przez dłuższe okresy czasu wykazały, że najczęstszym powodem wyłączania kotłów z pracy jest zanieczyszczenie powierzchni ogrzewalnych osadami utworzonymi po stronie omywanej spalinami.

Okresy nieprzerwanej pracy między postojami na oczyszczenie powierzchni ogrzewalnych z osadów są więc miarą pewności ruchu danej instalacji. Pewność ruchu jest tym większa, im okresy nieprzerwanej pracy są dłuższe.

Zrozumiałem jest więc, że u nas, w warunkach gospodarki planowej i wynikającej stąd skoordynowanej współpracy siłowni, zasilających wspólne szyny wysokich napięć, jak i w siłowniach przemysłowych, sprawa pewności ruchu nabiera pierwszorzędного znaczenia. Zwłaszcza w okresie odbudowy i rozbudowy przemysłu i energetyki musimy dążyć do zmniejszenia do minimum bezczynnie stojących rezerw kotłowych w siłowniach, który to cel może być osiągnięty wówczas, gdy pewność ruchu kotłów będzie taka sama jak turbozespołów.

W miarę wzrostu wydajności jednostek kotłowych, zaznaczającego się wyraźnie ostatnio również

i u nas, zagadnienie pewności ruchu kotłów nabiera specjalnej wagi. Przez zastosowanie wskazań wypracowanych drogą badań laboratoryjnych i ruchowych²⁾, udało się uzyskać w szeregu instalacji zwiększenie okresu normalnej pracy bez postojów na czyszczenie z 700 godzin na ok. 5000—6000 godzin.

Rodzaje występujących zanieczyszczeń.

Przeprowadzone badania pracy kotłów, oraz badania laboratoryjne wykazały, że zanieczyszczenia występujące w poszczególnych częściach kotła wykazują odchylenia pod względem własności fizycznych i chemicznych, jednak dla celów porównawczych można je podzielić na 2 zasadnicze grupy, a mianowicie:

- osady powstające w strefie wysokich temperatur spalin,
- osady powstające w strefie niskich temperatur spalin.

Pierwsze występują w komorze paleniskowej, przegrzewaczu, względnie na pierwszych częściach powierzchni ogrzewalnych kotła, a drugie na ekonomizerach i podgrzewaczach powietrza.

¹⁾ Skrót odczytu wygłoszonego w krakowskim oddziale SIMP w dniu 25 X.1948 r.

²⁾ Podane wyniki badań przeprowadzone w Anglii przedstawiają ich stan z końca 1947 r.

Osady tworzące się w strefie wysokich temperatur.

Wśród osadów tworzących się w strefie wysokich temperatur można rozróżnić 3 rodzaje osadów, a mianowicie:

A) Zarastanie przelotów między rurami, tzw. „jaskółcze gniazda”. Zanieczyszczenia te są naogół szeroko znane i spotyka się je na pierwszych rzędach opłomek, a czasem i na węzownikach przegrzewaczowych, zwłaszcza przy wysokich temperaturach przegrzania pary. Najczęściej występują one w kotłach starszej konstrukcji, o niskich komorach paleniskowych, względnie w kotłach, w których z uwagi na wysoką temperaturę przegrzania pary, konieczne jest utrzymanie wysokich temperatur spalin u wylotu z komory paleniskowej.

Skład chemiczny tych osadów jest zbliżony do składu chemicznego popiołu zawartego w węglu i wykazuje mniej więcej tę samą temperaturę zmiękczenia jak popiół. Osad ten składa się prawie w całości z popiołu lotnego, zlepionego w temperaturze jego zmiękczenia, lub nieco wyższej i występuje zarówno przy kotłach opalanych paleniskami rusztowymi, jak i pyłowymi, o ile temperatura spalin przy zetknięciu z powierzchnią ogrzewalną jest wyższa, niż temperatura zmiękczenia popiołu zawartego w węglu.

B) Osady wiązane. Osady te odznaczają się tym, że cząstki popiołu lotnego złączone są za pośrednictwem substancji wiążącej, która wykazuje stosunkowo niskie temperatury topliwości. Są one bardzo twarde i zbite, występują przeważnie na rurach przegrzewaczowych, a rzadziej na rurach kotłowych. W odróżnieniu od poprzednio opisanych, osady te zawierają od 10—50% części rozpuszczalnych w wodzie, składających się głównie z siarczanów, wzgl. dwusiarczanów sodu i potasu, a reszta tworzą cząstki popiołu lotnego. Badania wykazały, że wiązanie popiołu lotnego z siarczanami, lub dwusiarczanami sodu i potasu, następuje w niezbyt wysokich temperaturach, w których popiół lotny jest jeszcze całkowicie twardy, natomiast związki siarkowe są miękkie i lepkie i tworzą niejako cement wiążący popiół lotny. Dwusiarczany mają na ogół niższe temperatury zmiękczenia i są bardziej szkodliwe, zwłaszcza że tworzą z niektórych gatunków popiołu lotnego, głównie z popiołów pochodzących z piritów zawartych w węglu, żuźlowate osady.

Osady wiązane można rozpoznać po jaśniejszej barwie warstw wewnętrznych przyległych do rur, co pochodzi stąd, że warstwy te zawierają więcej soli sodu i potasu. Zawartość tych składników maleje w miarę narastania osadu, gdyż wskutek słabszego chłodzenia osadu, następuje rozgrzanie go do temperatur przewyższających temperaturę topliwości popiołu, co umożliwia zlepianie cząstek czystego popiołu lotnego. Na zewnętrznych powierzchniach tych osadów spotyka się często tylko popiół lotny. Osady opisanego typu są bodaj że najbardziej szkodliwe i wpływają decydująco na pewność ruchu kotłów.

C) Osady spowodowane zawartością fosforu. Z wyglądu zbliżone są te osady do opisanych (pod B), jednak badania wykazały, że składają się one ze związków chemicznych powsta-

łych pod wpływem działania składników fosforowych, ulatniających się z palącego się węgla, na popiół lotny. Na ogół nieliczne gatunki węgla zawierają dostateczne ilości fosforu, aby mogły one spowodować powstawanie tego rodzaju osadów. Ulatnianie się fosforu z warstwy paliwa następuje również tylko w określonych warunkach, nie mniej jednak osady te mogą być powodem poważnych trudności ruchowych w instalacjach, w których występują.

Osady tworzące się w strefie niskich temperatur.

Osady w strefie niskich temperatur spalin występują na: a) podgrzewaczach wody, b) podgrzewaczach powietrza, na których obserwuje się również zjawiska korozji.

A) Osady na podgrzewaczach wody są osadami twardymi i zbitymi, przy czym przy wyższych temperaturach powierzchni ogrzewalnych, tj. przy wyższych temperaturach podgrzania wody, spotyka się osady twardsze. Osady tego typu składają się z popiołu lotnego i skondensowanych substancji, zawierających jako rezultat reakcji chemicznych, związki fosforowe, wzgl. siarkowe. Osady wykazujące znaczniejszy udział składników fosforowych mają mniejszą zawartość składników siarkowych i naodwrot. Osady o przewodzie związków fosforowych są trudne do usunięcia, podczas gdy zwiększenie składników siarkowych wpływa na ułatwienie usuwania osadów, gdyż są one w wodzie rozpuszczalne.

B) Osady na podgrzewaczach powietrza i korozje. Osady te mają barwę szarą i zawierają stosunkowo znaczne ilości kwasu siarkowego. Występują one przeważnie równoległe z korozjami na najzimniejszych częściach powierzchni ogrzewalnych, jeżeli ich temperatura obniży się poniżej temperatury skroplenia pary wodnej zawartej w spalinach, co może być spowodowane, albo niską temperaturą wlotową powietrza, lub też nieprawidłowym rozdziałem strumienia spalin lub powietrza.

Sposób powstawania osadów w świetle badań laboratoryjnych i ruchowych.

Osady typu „jaskółcze gniazda” powstają z powodów wyżej opisanych i zależą one wyłącznie od temperatur topliwości popiołu oraz temperatur spalin w miejscu zetknięcia się z powierzchniami ogrzewalnymi kotła lub przegrzewacza, a więc sprowadzają się do zjawisk czysto fizycznych. Występują one na ogół częściej w konstrukcjach starszych, w których komory paleniskowe mają nieprawidłowe wymiary, lub w których powierzchnie ogrzewalne są nieracjonalnie rozmieszczone. Zastosowanie węgla o wyższej temperaturze topliwości popiołu, lub zmniejszenie obciążenia kotła, powoduje zmniejszenie lub niepojawienie się tego typu zanieczyszczeń.

Pozostałe z opisanych typów osadów powstają wskutek procesów fizycznych czy chemicznych, zachodzących w czasie spalania węgla, względnie podczas przepływu spalin przez kocioł. Substancjami powodującymi bezpośrednio powstawanie osadów są siarczany sodu i potasu, oraz siarka i fosfor ulatniające się w czasie spalania węgla. Zawartość tych składników w węglu i spalinach jest stosunkowo

bardzo mała, natomiast w osadach następuje ich silna koncentracja. Badania wykazały, że przyczyną powstawania osadów wiązanych jest wydzielenie się chlorków sodu i potasu przy wysokich temperaturach warstwy paliwa spalanego na rusztach, które to składniki po szeregu reakcyj chemicznych — głównie z SO_3 — osiadają na rurach kotła lub przegrzewacza w tych miejscach, gdzie temperatura rur i spalin nie wiele różni się od temperatury topnienia tych składników. W ten sposób tworzy się najpierw biały osad, będący środkiem wiążącym dla popiołu lotnego. Wyparowanie chlorków sodu i potasu występuje przeważnie z tych miejsc rusztu, gdzie odbywa się bezdymne spalanie głównie odgazowanego już koksu, przy dostatecznie wysokiej temperaturze warstwy paliwa. W kotłach pyłowych nie występują wysokie temperatury warstwy paliwa, to też opisanego wyżej zjawiska nie zaobserwowano i nie stwierdzono osadów omawianego typu.

Przy tworzeniu się osadów zarówno w strefie wysokich jak i niskich temperatur spalin, dużą rolę odgrywa SO_3 , powstający przez utlenianie w płomieniu zawierającym CO. Stwierdzenie tego zjawiska było w pewnym stopniu niespodziewane, gdyż dawniej uważano, iż zawartość CO utrudnia utlenianie SO_2 . Stwierdzono również, że palące się węglowodany utrudniają powstawanie SO_3 . Drugim sposobem powstawania SO_3 , jest katalityczne utlenianie SO_2 na rurach, zwłaszcza przegrzewaczowych, przy odpowiednio wysokiej temperaturze ścianki rury. Zjawisko to wyjaśnia rdzewienie i łuszczenie powierzchni rur przegrzewaczowych, zwłaszcza w nowoczesnych instalacjach, w których stosuje się stosunkowo wysokie temperatury przegrzania pary i odpowiednio wysokie temperatury spalin w miejscach umieszczenia przegrzewacza. SO_3 powstający wskutek opisanego działania katalitycznego, może być przyczyną zarówno powstawania osadów wiązanych, jak i osadów i korozji w strefie niskich temperatur spalin. W wymienionych osadach tworzy SO_3 z parą wodną zawartą w spalinach kwas siarkowy atakujący części żelazne. Zwiększenie zawartości kwasu siarkowego, powoduje poza tym podwyższenie temperatury, przy której skrapla się para wodna i to w stosunkowo znacznym stopniu. Np. zwiększenie zawartości kwasu siarkowego z 0,002% do 0,01% objętości suchych spalin, powoduje podwyższenie temperatury skroplenia z ok. 100 C do 170 C. To zjawisko tłumaczy powstawanie korozji podgrzewaczy powietrza przy kotłach opalanych węglem o dużej zawartości siarki, mimo stosowania dość wysokich temperatur wylotowych spalin, leżących powyżej temperatury skroplenia pary wodnej, odpowiadającej podciśnieniu panującemu w strumieniu spalin.

Badania ruchowe szeregu instalacji wykazały, że silna turbulencja spalin w komorze paleniskowej wpływa na zmniejszenie się osadów w strefie wysokich temperatur, prawdopodobnie wskutek skrócenia płomienia, oraz wskutek absorbowania szkodliwych składników przez koksiki i cząstki popiołu lotnego, znajdujące się w strumieniu spalin. Wbudowane od tylniej strony rusztu palniki ropowe, w których spalano niewielkie ilości ropy, przyczyniały się również do zmniejszenia osadów, prawdopodobnie dzięki zwiększeniu turbulencji w komorze paleniskowej, oraz wskutek występowania palących się węglow-

danów. Wykazano również, że wdmuchiwanie do komory paleniskowej pyłów, zwłaszcza tlenków cynku i magnezu, powoduje zmniejszenie osadów głównie w instalacjach wyposażonych w paleniska rusztowe pracujące przy grubej warstwie paliwa i wysokich temperaturach tej warstwy paliwa, np. stokejy. Prowadzone są nadal prace zmierzające do całkowitego wyświetlenia możliwości wydawnego zmniejszenia osadów w strefie wysokich i niskich temperatur przez wytwarzanie w komorze paleniskowej sztucznych „dymów“ i wdmuchiwanie drobnych pyłów absorbujących szkodliwe substancje.

Obserwacje ruchowe dużej ilości instalacji wykazały, że w analogicznych warunkach ruchowych osady tworzą się szybciej w kotłach starszych, niż w kotłach nowszych konstrukcyj, oraz że najmniejsze ilości osadów występują w kotłach opalanych pyłem węglowym.

Wpływ jakości węgla na powstawanie osadów.

Składnikami węgla wpływającymi na tworzenie się osadów na powierzchniach ogrzewalnych są związki chlorowe występujące jako chlorki sodu i potasu, siarka występująca jako piryt i markazyt, oraz fosfor występujący jako apatyt. W Anglii wprowadzono przy omawianych badaniach klasyfikację węgla uwidocznioną w tabl. I.

TABLICA I.

Klasyfikacja węgla przy badaniu osadów.

Składnik	Zawartość w % węgla		
	wysoka	średnia	niska
chlor	> 0,3	0,15—0,3	< 0,15
siarka	> 1,8	1,3—1,8	< 1,3
fosfor	> 0,03	0,01—0,03	< 0,1

W wyniku badań ustalono następujące zależności:

a) związki chlorowe: w instalacjach wyposażonych w ruszty mechaniczne powodują węgle o wysokiej i średniej zawartości związków chlorowych prawie zawsze osady w strefach wysokich temperatur, niekiedy po bardzo krótkich okresach czasu pracy. Przy niskich zawartościach osady przeważnie nie występują. W kotłach opalanych pyłem węglowym osady są bardzo rzadkie, względnie w ogóle nie występują.

b) siarka: wysokie zawartości powodują osady na podgrzewaczach powietrza przy spalaniu węgla na rusztach, przy czym przy średnich i niskich zawartościach występują osady słabsze lub w ogóle nie występują. Przy paleniskach pyłowych osadów tego rodzaju na ogół nie stwierdzono.

c) fosfor: występuje w węglu na ogół rzadko. Wysokie zawartości są przyczyną osadów przy spalaniu węgla na rusztach przy stosowaniu grubych warstw paliwa i wysokich temperatur warstwy paliwa. Średnie i niskie zawartości na ogół nie powodują osadów. Przy spalaniu węgla w paleniskach pyłowych nie występuje ulatnianie się fosforu, ani osady spowodowane fosforem.

Osady i zanieczyszczenia stwierdzone przy stosowaniu paliw, które według podanej klasyfikacji nie powinny ich wywoływać, powstają z innych powodów, a mianowicie wskutek warunków ruchowych, lub nieodpowiedniej konstrukcji kotła, względnie konstrukcji niedostosowanej do spalanej paliwa.

Obecne środki umożliwiające zwiększenie pewności ruchu.

Różnorodność zanieczyszczeń oraz różne powody ich powstawania zezwalają jedynie na podanie kilku ogólnych wskazań mających praktyczne znaczenie i umożliwiających zmniejszenie lub uniknięcie trudności spowodowanych zanieczyszczeniami powierzchni ogrzewalnych. Zalecenia te dla instalacji istniejących można podzielić na 3 główne grupy, a mianowicie:

- a) dobór węgla,
- b) prawidłowe prowadzenie ruchu instalacji,
- c) prawidłowe oczyszczanie powierzchni ogrzewalnych.

a) **Dobór węgla.** Z poprzednich uwag wynika, że kotły opalane pyłem węglowym są na ogół najmniej wrażliwe na szkodliwe składniki węgla, wobec czego jest rzeczą dopuszczalną stosować dla ich opalania węgiel o większej zawartości tych składników, a do instalacji spalających węgiel na rusztach kierować węgiel o minimalnej ilości szkodliwych składników, o ile względy transportowe czy inne na to zezwalają. Zgodnie z tym należałoby dla instalacji wyposażonych w paleniska pyłowe stosować węgiel o wyższych punktach topliwości popiołu (o ile nie posiadają komór dla usuwania żużła w stanie płynnym), dla uniknięcia zanieczyszczeń wskutek zlepiania cząstek popiołu, gdyż inne składniki posiadają znaczenie drugorzędne.

Dla instalacji wyposażonych w ruszty mechaniczne należałoby stosować węgiel o możliwie małej zawartości chlorków, przy czym w instalacjach posiadających podgrzewacze powietrza należy spalać węgiel o możliwie małej zawartości siarki. Specjalnie należy zwracać uwagę na minimalną zawartość składników szkodliwych w tych instalacjach gdzie konstrukcja rusztu, lub warunki ruchowe, zmuszają do stosowania wysokich warstw paliwa, powodujących powstawanie przy spalaniu wysokich temperatur w warstwie paliwa. Badania angielskie wykazały, że mimo wahań innych właściwości węgla, zawartości związków chlorowych, siarki i fosforu są dla poszczególnych okręgów węglowych na ogół stałe, oraz że gatunki węgla zawierające dużo fosforu (powyżej 0,03%), posiadają mało siarki i związków chlorowych, natomiast gatunki z innych okręgów, mające większą zawartość chloru (powyżej 0,3%), wykazują nieznaczny procent zawartości siarki i fosforu.

O ileby u nas została stwierdzona analogiczna zależność, możnaby w granicach uwarunkowanych względami transportowymi kierować — zwłaszcza do większych instalacji — takie gatunki węgla, które dawałyby minimalne ilości zanieczyszczeń, osiągnąć tą drogą stosunkowo łatwo polepszenie pewności ruchu kotłów. Zawartość chlorków sodu i potasu

może nieraz ulec wydatnemu zwiększeniu przy stosowaniu w sortowniach mokrych stałego obiegu tej samej wody, co powoduje koncentrację soli chlorowych w niektórych transportach węgla.

b) **Prawidłowe prowadzenie ruchu instalacji.** Składniki węgla powodujące powstawanie osadów i korozji wydzielają się głównie w paleniskach rusztowych z miejsc warstwy paliwa posiadających wysokie temperatury. Pożądane jest zatem możliwie równomierne spalanie węgla na ruszcie i utrzymywanie warstwy palącego się węgla na całej długości taśmy rusztowej. Warstwy palącego się odgazowanego koksu t. zw. strefy wypalania, oraz miejsca ogołocone z węgla wskutek wydmuchiwania paliwa podmuchem, są specjalnie szkodliwe i winny być starannie unikane. Prawidłowe spalanie w sposób opisany można w większości wypadków uzyskać przez odpowiednią regulację podmuchu, tj. kierowanie głównej ilości powietrza w miejsca, w których odbywa się odgazowanie i spalanie paliwa, a więc do przodu rusztu. Turbulencja spalin w komorze paleniskowej jest korzystna i dla jej uzyskania można z powodzeniem stosować wydmuchiwanie wtórnego powietrza o dostatecznym ciśnieniu, aby zapewnić wymieszanie części lotnych wydzielanych w przedniej części rusztu z substancjami szkodliwymi, wydzielającymi się głównie w tylnej części rusztu.

Osady i korozje występujące w strefach niskich temperatur spalin, zwłaszcza na podgrzewaczach powietrza, można zmniejszyć, lub im zapobiec, przez podwyższenie temperatury powierzchni ogrzewalnych dostatecznie wysoko ponad temperaturę skroplenia pary wodnej zawartej w spalinach. Praktycznie można to osiągnąć np. przez recyrkulację powietrza, tj. doprowadzenie części powietrza podgrzanego do wlotu powietrza zimnego do podgrzewacza.

Istotną sprawą jest prawidłowe i regularne używanie urządzeń służących do zdmuchiwania osadów, oraz aby urządzenia te utrzymywano w dobrym stanie.

Okresy pracy urządzeń oczyszczających i ich rodzaj winny być ustalone przez kierownictwo ruchu odpowiednio do warunków pracy danej instalacji. Wpływ starannej obsługi i regularnego oczyszczania kotłów w czasie pracy został niewątpliwie stwierdzony podczas badań angielskich, gdyż cały szereg badanych instalacji wykazał dłuższe okresy pracy między postojami na czyszczenie, niż występowały poprzednio, bez stosowania jakichkolwiek urządzeń dodatkowych, a tylko dzięki lepszemu nadzorowi i staranniejszej obsłudze.

c) **Oczyszczanie powierzchni ogrzewalnych.** Zagadnienie to należy rozpatrywać dla dwóch zasadniczych wypadków, a mianowicie:

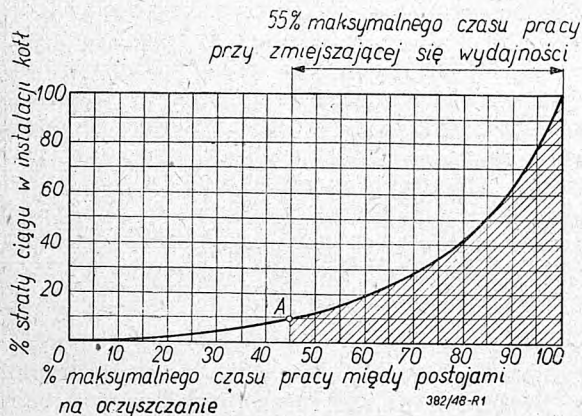
- 1) oczyszczanie w czasie postoju kotła,
- 2) oczyszczanie w czasie pracy kotła,

przy czym w obydwu wypadkach chodzi o zastosowanie metod zapewniających utrzymanie ruchu przez odpowiednio długi okres czasu między postojami na czyszczenie.

Oczyszczanie w czasie postoju kotła.

Zanieczyszczenia i osady gromadzące się po pewnym czasie na powierzchniach ogrzewalnych kotła, powodują zmniejszenie przekrojów przez które przepływają spaliny, oraz zwiększenie spadku ciągu. Celem zorientowania się w jaki sposób zwiększenie oporów wpływa na spadek ciągu, wskazane jest ustalić dla każdego nowego kotła krzywą obrazującą spadek ciągu wzdłuż powierzchni ogrzewalnej. Późniejsze pomiary w poszczególnych częściach powierzchni ogrzewalnej przeprowadzone przy pomocy dobrego ciągomierza, wskazują zwiększenie strat ciągu, co pozwala na wyciąganie wniosków, w jakim stopniu powierzchnie ogrzewalne zostały zanieczyszczone w porównaniu z czystym kotłem. Przebieg krzywej straty ciągu w zależności od czasu pracy instalacji można ustalić przez przeprowadzanie tego rodzaju pomiarów ciągu w odpowiednich odstępach czasu. Przykładowo krzywa ta może przebiegać wg. rys. 1.

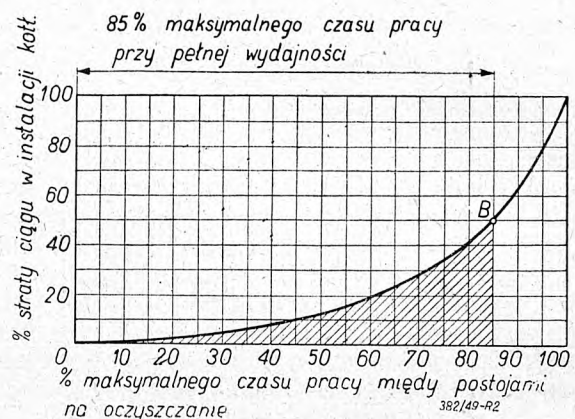
Punkty 100% oznaczają wstrzymanie pracy instalacji wskutek maksymalnego spadku ciągu. Punkt O oznacza stratę ciągu w chwili uruchomienia nowego kotła z zupełnie czystą powierzchnią ogrzewalną. W krzywej nie uwzględniono zmian jej przebiegu wskutek oczyszczania powierzchni ogrzewalnych w czasie pracy kotła, ponieważ nie wpływają one na jej zasadniczy przebieg. Z podanego wykresu wynika, że krzywa straty ciągu posiada początkowo przebieg łagodny, t. zn. że zanieczyszczenia i związana z nimi strata ciągu są początkowo nieznaczne, gdyż np. po przepracowaniu 45% całego czasu pracy ciąg spada tylko o ok. 10%. Osady tworzą się zatem stopniowo, przy czym narastanie osadów na zanieczyszczonych powierzchniach następuje znacznie szybciej niż na powierzchniach czystych. Zanieczyszczeniu powierzchni towarzyszy podniesienie temperatur ścianek w poszczególnych częściach powierzchni ogrzewalnych, co powoduje powstawanie osadów w dalszych częściach powierzchni ogrzewalnych, w których poprzednio osady się nie tworzyły.



Rys. 1. Czas pracy kotła przy niedokładnym oczyszczeniu powierzchni ogrzewalnej.

Praktyka wykazuje, że stosowane dotąd metody mechanicznego czyszczenia nie zapewniają całkowitego usunięcia osadów i uzyskania metalicznie czystych powierzchni ogrzewalnych, choćby z uwagi na brak dostatecznego dostępu do wszystkich miejsc.

Punkt A na rys. 1 odpowiada stanowi jaki można uzyskać przez samo mechaniczne oczyszczenie. Widać stąd, że po ponownym uruchomieniu kotła traci się z miejsca ok. 45% czasu jego pracy, a w wielu przypadkach cyfra ta jest jeszcze większa. Efektywny czas pracy zmniejsza się jeszcze przez to, że z uwagi na trudności występujące przy usuwaniu grubych osadów nie utrzymuje się zwykle ruchu do czasu powstania maksymalnej straty ciągu, lecz odstawia się kocioł wcześniej. Na rys. 2 zaznaczony jest czas pracy jaki można osiągnąć stosując z jednej strony oczyszczenie powierzchni specjalnymi sposobami do stanu metalicznie czystego, a z drugiej strony wstrzymanie pracy instalacji przed bardzo silnym zanieczyszczeniem kotła.



Rys. 2. Czas pracy kotła przy dokładnym oczyszczeniu powierzchni ogrzewalnej.

Z porównania obydwu wykresów widać, że w tym przypadku czas pracy zwiększył się z ok. 55% na 85%, czyli zyskuje się ok. 30% możliwego czasu pracy, skracając również czas potrzebny na czyszczenie. Poza tym można w okresie pracy utrzymywać pełne obciążenie kotła, co przy metodzie oczyszczania wg. rys. 2 jest niemożliwe. Rozpatrując to na przykładzie instalacji, którą trzeba było odstawiać dla oczyszczenia po uruchomieniu np. po 2000 godzin pracy, to jej czas pracy po czyszczeniu wg. rys. 1 wyniesie ok. 1100 godzin, a wg. rys. 2 ok. 1700 godzin.

Jedną z nowych metod czyszczenia polega na usuwaniu osadów za pomocą pary nasyconej wpuszczonej do odpowiednio odgródzonej części kotła. Para winna działać na osady przez długi okres czasu, np. 50 — 70 godzin, po czym osady dadzą się spłukać wodą. Stosowane bywają i inne metody, które oczyszczania mechanicznego nie zastępują, lecz czyszczenie to uzupełniają. Oczyszczenie mechaniczne musi być gruntowne, a cały proces czyszczenia winien być w ciągu roboty kontrolowany dla upewnienia się, że powierzchnie oczyszczono do metalu. Przy zastosowaniu czyszczenia mokrego należy całą instalację szybko osuszyć dla uniknięcia korozji. Nie należy również zbyt ograniczać czasu potrzebnego na czyszczenie, gdyż korzyci wynikające z gruntownego oczyszczenia instalacji z nadmiarem pokrywają stratę kilku dni niezbędnych na przeprowadzenie właściwego jej oczyszczenia.

Oczyszczanie w czasie ruchu kotła.

Zdmuchiwanie parowe umożliwia uzyskanie dobrych wyników, o ile są prawidłowo umieszczone i pracują przy dostatecznie wysokim ciśnieniu. Dla początkowych części powierzchni ogrzewalnych korzystne są w wielu przypadkach zdmuchiwanie 1-dyszowe. W środkowych i końcowych częściach powierzchni ogrzewalnych wystarczy znacznie rzadsze zdmuchiwanie. W wielu przypadkach daje korzystne wyniki stosowanie zdmuchiwanie za pomocą sprężonego powietrza.

Dla usuwania twardych osadów z pierwszych rzędów rur kotłowych lub przegrzewaczowych, nie dających się usunąć zdmuchiwaniami parowymi czy powietrznymi, stosuje się często z powodzeniem natryskiwanie wodą pod ciśnieniem ok. 2,5 — 4,5 atn. Wskutek naprężeń cieplnych powstających pod wpływem zmiany temperatury osady tego rodzaju rozkruszają się i odpadają od powierzchni ogrzewalnych. Przy stosowaniu tej metody muszą być zachowane odpowiednie środki ostrożności dla uniknięcia uszkodzeń części kotła, zwłaszcza obmurza. Przeważnie wystarczy stosować ten zabieg raz na kilka dni. Do natryskiwania służą odpowiednie przyrządy zabudowane na stałe w kotle, lub wprowadzane do otworów przewidzianych w obmurzu, oraz przewoźne agregaty pompowe. Dla usuwania twardszych osadów z podgrzewaczy wody, które występują niekiedy przy temperaturach podgrzania wody powyżej 120 C, można stosować przepłukiwanie wodą w okresach niskich obciążeń, po odcięciu kotła od przewodu parowego, lecz bez wygaszania paleniska.

Przedmuchiwanie podgrzewaczy powietrza typu rurowego lub kieszeniowego za pomocą dmuchawek parowych, powoduje często zwiększenie trudności ruchowych wywołanych osadami, natomiast zdmuchiwanie sprężonym powietrzem daje na ogół znacznie lepsze rezultaty. Obrótowe podgrzewacze powietrza oczyszcza się na ogół dobrze zdmuchiwaniami parowymi lub powietrznymi, a nowsze konstrukcje umożliwiają przemywanie takich podgrzewaczy wodą w czasie pracy instalacji.

Dla uzyskania dobrych rezultatów oczyszczania w czasie pracy konieczne jest, aby dla każdej instalacji i istniejących warunków ruchowych dobrane były odpowiednie urządzenia i sposób oczyszczania. Nowoczesne konstrukcje urządzeń oczyszczających umożliwiają daleko idącą mechanizację tej uciążliwej pracy, co ułatwia obsłudze jej regularne i prawidłowe wykonywanie. Oczyszczanie w czasie pracy instalacji powinno być stosowane zanim spadek ciągu nie przekracza 50% całkowitej różnicy ciągu przy pracy kotła czystego i zanieczyszczonego. Powyżej tej granicy należy kocioł odstawić i oczyścić w sposób wyżej podany.

Przyszłe środki zwiększenia pewności ruchu.

Opisane poprzednio badania i wypracowane dotąd sposoby zwiększenia pewności ruchu nie rozwiązują jeszcze całokształtu zagadnienia, jakkolwiek umożliwiają uzyskanie poważnych praktycznych korzyści. Prawdopodobnie dalsze badania, zmierzające do całkowitego teoretycznego wyjaśnienia zjawisk fizycznych i chemicznych zachodzących przy powstawaniu osadów, umożliwią znalezienie środków, któ-

reby zapobiegały powstawaniu osadów, wzgl. dały wytyczne dla opracowania nowych konstrukcyj umożliwiających znaczne zwiększenie pewności ruchu w porównaniu ze stanem obecnym. Ze środków zapobiegawczych, zwłaszcza w odniesieniu do kotłów rusztowych może uzyskać praktyczne znaczenie wytwarzanie w komorze paleniskowej sztucznych dymów, wzgl. wdmuchiwanie do komory paleniskowej różnych pyłów, zwłaszcza zawierających magnetyt (Fe_3O_4) i koks, które to składniki występują w dość znacznej ilości w popiele lotnym kotłów pyłowych. Wyniki badań dotychczasowych uwzględnione są w znacznym stopniu w budowanych nowych instalacjach kotłowych, wzgl. opracowanych nowych konstrukcjach, w których występuje zwiększenie objętości komór paleniskowych oraz ich silniejsze ekranowanie, celem wychłodzenia spalin poniżej temperatury zmiękczenia popiołu przed ich zetknięciem się z powierzchniami konwekcyjnymi kotła. Widoczne jest dążenie do takiego rozmieszczenia części powierzchni ogrzewalnych, aby uzyskać łatwy dostęp do poszczególnych grup powierzchni ogrzewalnych dla umożliwienia zastosowania różnych metod oczyszczania i racjonalnego rozmieszczenia urządzeń oczyszczających.

Nowe kotły budowane w Anglii dla central elektrycznych posiadają średnią wydajność 80 t/godz. lecz budowane są również jednostki o wydajności do 250 t/godz. przy czym z uwagi na niewątpliwą wyższość kotłów pyłowych pod względem pewności ruchu przeważają w nowszych konstrukcjach kotły pyłowe. Kotły te wyposażone są przeważnie w palniki długopłomienne, umieszczone albo w 4-ch rogach komory paleniskowej, albo w jej górnej części, z płomieniem skierowanym w dół komory, gdyż stosowane dotychczas w większości wypadków palniki wirowe, dające krótki płomień, uznano za nieodpowiednie. Palniki umocowane są przeważnie rucho, dla umożliwienia zmiany kąta nachylenia.

Z palenisk mechanicznych zasługuje na uwagę t. zw. *spreader stoker*. Jest to ruszt łańcuchowy, posiadający ok. 1,5 m nad taśmą rusztową aparat narzutowy typu obrotowego. Cięższe cząstki węgla które spadają na dalsze części rusztu wymagają dłuższego okresu czasu na spalenie, wobec czego ruszt posuwa się od tyłu do przodu. Zaletą tego typu rusztu ma być możliwość utrzymania stosunkowo niskiej temperatury warstwy wypalającego się paliwa i popiołu, przy której ułatwienie się szkodliwych składników jest mało prawdopodobne, a jeżeli następuje, wówczas składniki te muszą wymieszać się ze spalinami wytwarzanymi w górnych palących się warstwach paliwa, co ma zapobiegać powstawaniu osadów wiązanych. Poważniejsze doświadczenia ruchowe będą mogły być zebrane po uruchomieniu budowanej obecnie instalacji tego typu dla kotła o wydajności ok. 80 t/godz. Z dotychczasowych doświadczeń w 2-ch mniejszych instalacjach wiadomo, że ruszt tego typu wrażliwy jest na zmianę granulacji paliwa oraz wymaga stosowania węgla o małej zawartości wilgoci dla zapewnienia prawidłowej pracy aparatu narzutowego.

O znaczeniu jakiego nabrało zagadnienie pewności ruchu zarówno dla producentów jak i odbiorców kotłów może świadczyć to, że dla oceny jakości instalacji miarodajnym jest nie dotychczasowy

pomiar sprawności nowej instalacji, lecz pomiar taki przeprowadzony po 6-miesięcznej pracy bez odstawiania kotła na czyszczenie, który ma wykazać możliwie mały spadek sprawności w porównaniu z normalnym pomiarem sprawności.

Uwagi końcowe.

Stan kotłów pracujących u nas jest na ogół gorszy niż w krajach uprzemysłowionych, gdyż np. w elektrowniach jest 43% kotłów w wieku ponad 20—25 lat. Konieczność stosowania gorszych sortymentów węgla w instalacjach częstokroć do tego nie przystosowanych utrudnia uzyskanie dobrych wyników ruchowych i przyczynia się do małej pewności ruchu szeregu instalacji. Zastosowanie w tego rodzaju instalacjach nowoczesnych metod czyszczenia kotłów i innych środków zmierzających do zwiększenia pewności ruchu, może bez poważnych wkładów inwestycyjnych przyczynić się do wydatnego poprawienia obecnego stanu.

Rozbudowa Energetyki łączy się z ustawieniem większych jednostek, dla których zagadnienie pew-

ności ruchu posiada pierwszorzędne znaczenie, zarówno z uwagi na skoordynowaną współpracę poszczególnych elektrowni między sobą, jak i ze względu na możliwość zmniejszenia tą drogą rezerw kotłowych, a co za tym idzie znacznych wkładów inwestycyjnych.

Omawiane zagadnienie posiada oczywiście duże znaczenie i dla innych gałęzi przemysłu poza Energetyką, wobec czego wydaje się słusznym, aby ze względu na ogólnokrajowe znaczenie tego zagadnienia zajęła się nim Rada Energetyczna i przystąpiła do opracowania programu prac jakie należałoby wykonać dla zbadania i rozwiązania zagadnienia pewności ruchu kotłów przy zastosowaniu naszego węgla i naszych wymagań ruchowych.

Literatura:

- 1) Fuel nad the Future T. I.
- 2) External Deposits and Corrosion in Boiler Plant Bulletin Mc/153.
- 3) Journal of the Institute of Fuel IV i VI 1948.

Obliczanie resorów pojazdów kolejowych

Prof. dr inż. ADOLF LANGROD

Uwagi dotyczące sposobu określenia skuteczności działania resorów i obliczania ich wymiarów. Kryterium łagodzenia wstrząsów. Wahania własne i wahania wymuszone resorów. — Obliczenie postojowego ugięcia resorów piórowych i resorów śrubowych. — Wartość graniczna postojowego ugięcia resorów. — Największe dopuszczalne naprężenia przy obciążeniu postojowym i przy najsilniejszych uderzeniach.

Resorami nazywamy sprężyny, stosowane w pojazdach do łagodzenia wstrząsów, wywoływanych nierównością toru. W związku z przeznaczeniem resorów wyłania się zagadnienie, jaką wielkością należy mierzyć ich skuteczność działania. Następne zagadnienie, dotyczy wymiarów, jakie powinny mieć resory, aby, jak najlepiej spełniając zadanie, były dostatecznie trwałe. Oba zagadnienia nie są dotychczas wyczerpująco rozwiązane.

Oдноśnie pierwszego zagadnienia głoszone są dwa kryteria skuteczności resoru w łagodzeniu wstrząsów. Według pierwszego, dawniej wyłącznie uznawanego, resor tym skuteczniej spełnia swe zadanie pod powyższym względem, im większe jest jego ugięcie jednostkowe, a według drugiego, im większe jest całkowite ugięcie pod obciążeniem postojowym. Oba te kryteria są zasadniczo różne. Oznaczmy przez f ugięcie resoru pod obciążeniem Q , to według pierwszego kryterium skuteczność resoru w łagodzeniu wstrząsów określa stosunek f/Q , a według drugiego wartość f przy obciążeniu postojowym. Na kolejach amerykańskich nośność toru przekracza nawet 30 t nacisku osi na szynę, a na kolejach europejskich przeważnie tylko dochodzi do 20 t. Stosunek obciążenia resorów jest mniej więcej ten sam, co stosunek nacisków osi na szynę. Gdyby zatem ważne było pierwsze kryterium, to przy nacisku osi na szynę 30 t ugięcie postojowe resoru musiałoby być $\frac{3}{2}$ razy większe, niż przy nacisku osi na szynę 20 t. Ugięcie resoru piórowego jest przede wszystkim zależne od jego długości, a ta ze wzglę-

dów konstrukcyjnych jest mniej więcej jednakowa w pojazdach amerykańskich i europejskich o tym samym przeznaczeniu. Czyżby zatem pojazdy amerykańskie niosły więcej twardo, niż pojazdy europejskie? Czy raczej nie przemawia ten fakt za drugim kryterium. Prawie każdy zarząd kolejowy posiada tory o różnej nośności, a choć ściśle nie badano, to jednak w ruchu nie spostrzeżono różnicy w twardości biegu lokomotywy o większym nacisku osi na szynę, niż o mniejszym. Jednak spokój biegu jest zależny od bardzo wielu okoliczności, a luźne spostrzeżenia, nie oparte na ścisłych badaniach doświadczalnych, są niewystarczające do oceny kryteriów.

Oдноśnie drugiego zagadnienia idzie o ustalenie największego dopuszczalnego naprężenia przy obciążeniu postojowym, ze względu na które resory obliczamy. W celu wyjaśnienia działania i sposobów obliczania sprężyn w ogólności Stowarzyszenie Inżynierów Niemieckich (VDI) wyłoniło Komitet fachowy dla sprężyn. Z inicjatywy tego komitetu wydano w 1938 r. książkę *S. Grossa i E. Lehra* p. t. „Sprężyny, ich kształtowanie i obliczanie“ (Die Federn, ihre Gestaltung und Berechnung). Przytoczę kilka charakterystycznych uwag z tej książki:

„Od dziesiątków lat zakorzenione jest zapatrywanie, że tworzywo sprężyn może być bez obawy naprężone aż do granicy płynności, a nawet prawie do granicy wytrzymałości“. „Jeżeli obciążenie sprężyny jest niezmiennie, lub podlega bardzo rzadkim wahaniom, może bez obawy dosięgać granicy płynności“. „Sprężyny doznają jednak przeważnie obciąż-

żenia częstotliwie zmiennego, wahającego się między pewną górną oraz dolną granicą". „Badania nad wytrzymałością częstotliwą wykazują jeszcze dość znaczne braki i wymagają uzupełnienia”.

Następnie autorzy podnoszą, że wahnięcia naprężenia powyżej naprężenia średniego mają dla trwałości sprężyny znacznie większe znaczenie, niż naprężenie średnie i że zatem obliczanie resoru powinno opierać się na wartości wahnięć naprężenia, a nie na wartości naprężenia średniego lub największego, jednak z tym, że naprężenie największe w żadnym razie nie powinno dosięgać granicy płynności. Przy tym autorzy podają dla resorów pojazdów kolejowych następujące wartości wahnięć naprężenia, odpowiadające granicy wytrzymałości częstotliwej:

dla resorów piórowych: = ok. ± 10 do 12 kG/mm^2
dla resorów śrubowych: = ok. ∓ 4 do 6 kG/mm^2

Do obliczania resorów autorzy zalecają stosować wartości o 20 do 30% mniejsze. Wreszcie autorzy podnoszą, że wytrzymałość na rozciąganie tworzywa po obróbce cieplnej nie powinna przekraczać 120 do 130 kG/mm^2 , gdyż przy tej wytrzymałości doraźnej, wahnięcia naprężenia na granicy wytrzymałości częstotliwej jest przeważnie większe, niż przy wytrzymałości doraźnej 140 do 160 kG/mm^2 , a przy tym chwiejność granicznych wartości wahnięcia naprężenia jest znacznie mniejsza.

Jakkolwiek powyższe uwagi, zawierają interesujące nas wskazówki (str. 11 i 12 wyżej przytoczonej książki), i rzucają pewne światło na wytrzymałościowe warunki pracy resorów, to jednak zalecone oparcie obliczania wymiarów resorów na największej dopuszczalnej wartości wahnięcia naprężenia napotyka na trudność zasadniczą. Możemy bowiem określić teoretycznie związek między stosunkiem wahnięcia naprężenia, do wahnięcia ugięcia resoru, a jego wymiarami, lecz do określenia z tego związku wahnięcia naprężenia, konieczna jest znajomość wahnięcia ugięcia. Przeciętą zaś wartość amplitudy wahań resoru podczas biegu pojazdu jest zależna od bardzo wielu okoliczności i nie daje się określić z wystarczającą dokładnością. To też sami autorzy tych wskazówek w przykładach (str. 61 i 62) opierają obliczenie resorów wagonowych nie na wartości dopuszczalnego wahnięcia naprężenia, lecz na założonej wartości dopuszczalnego naprężenia średniego. Przy tym podają, że w obliczeniach resorów piórowych można przyjąć $\sigma = 60$ do 75 kG/mm^2 , stosując przy mniejszym ugięciu jednostkowym, t. j. dla resorów więcej sztywnych, mniejsze wartości, niż dla resorów mniej sztywnych. Niepewność tego obliczania pogłębia następująca uwaga. „Oczywiście podane wartości mają służyć tylko do orientacji. Istnieją przypadki n. p. przy bardzo krótkich resorach lokomotyw wąskotorowych, w których naprężenie musi być znacznie niższe od powyższej dolnej granicy, aby uniknąć zawodu”. Zatem według tych wskazówek, będących wynikiem dotychczasowych badań doświadczalnych i praktyki, obliczanie wymiarów resorów ze względu na ich wytrzymałość opiera się na wyrobionym konstruktorskim wyczuciu. Lecz i to wyczucie musi być kierowane dodatkowymi wskazówkami. Bowiem nie tylko sztywność resoru, lecz

także amplituda jego wahań, ma wpływ na jego wytrzymałość. a choć tej amplitudy nie daje się określić z wystarczającą dokładnością, to jednak trzeba uwzględnić, że przy tej samej sztywności w tym samym pojeździe i w tych samych warunkach ruchu amplituda wahań resoru jest mniejsza, gdy resor wchodzi w skład zespołu kilku resorów, niż gdy działa samodzielnie.

Zagadnienie I.

a. Kryterium łagodzenia wstrząsów

Dwa ciała, uderzając o siebie, zgniatają się w miejscu uderzenia tak długo, aż osiągną tę samą szybkość, przy czym, gdy oba ciała są absolutnie sprężyste, część energii kinetycznej przechodzi w energię potencjalną. Po osiągnięciu tej szybkości energia potencjalna przechodzi z powrotem na energię kinetyczną i oba ciała, oddalając się od siebie, powracają do pierwotnego kształtu. Siła, z którą oba ciała działają na siebie podczas uderzenia, osiąga z końcem przemiany energii kinetycznej na potencjalną wartość największą, a wartość ta określa siłę uderzenia. Koło, nabiegając na nierówność toru, n. p. na styku szyn, doznaje uderzenia, które za pośrednictwem resoru przenosi na pojazd. Szybkość w kierunku pionowym, którą koło osiąga przez to uderzenie, jest zależna od wielkości nierówności toru, szybkości biegu pojazdu po torze i od średnicy koła. Zjawisko to jest zbyt zawiłe, aby można szybkość tę ściślej teoretycznie określić, co zresztą jest dla naszych rozważań zbędne. Wskutek bezwładności koła i równoczesnego z przebiegiem uderzenia działania resoru, szybkość ta jest zmienna. Nas interesuje cała ilość energii, jaką zestaw kołowy i połączone z nim nieuresorowane części osiągają podczas ruchu w kierunku pionowym, spowodowanym przez uderzenie. Ten zawiły przebieg możemy w przybliżeniu zastąpić przez inny, przyjmując, że cała energia masy nieuresorowanej, osiągnięta przez uderzenie, występuje w postaci energii kinetycznej, wynoszącej

$$m \frac{c^2}{2}$$

gdzie m oznacza masę nieuresorowaną, a c szybkość, wprowadzając fikcyjną, lecz określoną przez powyższe założenie. Szybkość ta wzrasta z wielkością nierówności toru z wzrostem szybkości jazdy, a jest tym mniejsza, im większa jest średnica koła. Tę energię przenosi masa nieuresorowana za pośrednictwem resoru na uresorowaną masę pojazdu. Oznaczmy przez M masę uresorowaną, która przed uderzeniem nie wykonuje ruchu w kierunku pionowym, przez C szybkość w kierunku pionowym obu mas z końcem pierwszego okresu uderzenia, a przez A ilość energii kinetycznej, przechodzącej w tym okresie na energię potencjalną, to mamy

$$A = \frac{m c^2 - (m + M) C^2}{2}$$

Ponieważ zaś według prawa zachowania ilości ruchu

$$m c = (m + M) C$$

przeto

$$A = \frac{m}{m+M} M \frac{c^2}{2}$$

Przez uderzenie resor doznaje ugniotu. Oznaczmy przez:

Q nacisk na resor przed uderzeniem (obciążenie postojowe),

ΔQ wzrost tego nacisku wskutek uderzenia,

f ugięcie resoru pod naciskiem Q ,

Δf ugięcie resoru pod naciskiem ΔQ ,

B przyrost energii potencjalnej resoru wskutek ugięcia Δf

Ponieważ dla sprężyn stalowych, stosowanych jako resory, stosunek f/Q ma wartość stałą, przeto mamy

$$B = \left(Q + \frac{\Delta Q}{2} \right) \Delta f = f \left(1 + \frac{\Delta Q}{2Q} \right) \Delta Q$$

Ponieważ $B = A$, a $M = \frac{Q}{g}$, przeto z obu równań mamy

$$\left(\frac{\Delta Q}{Q} \right)^2 + 2 \frac{\Delta Q}{Q} - \frac{m}{m+M} \cdot \frac{c^2}{gf} = 0$$

Z tego zaś równania mamy

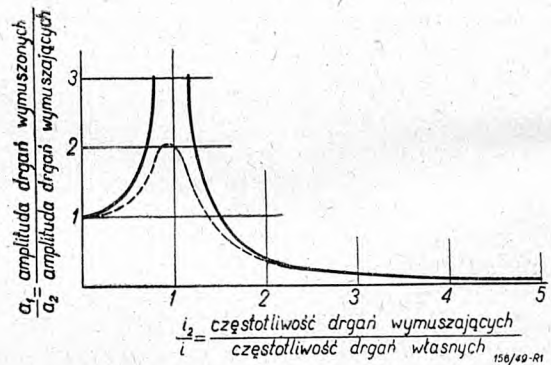
$$\frac{\Delta Q}{Q} = -1 + \sqrt{1 + \frac{m}{m+M} \cdot \frac{c^2}{fg}}$$

Ponieważ uzasadnione jest twierdzenie, że im większe jest obciążenie Q , tym większy może być jego przyrost wskutek uderzenia, przeto zdaje się, że uderzenie jest tym więcej szkodliwe dla spokoju biegu, im większą wartość ma stosunek $\Delta Q/Q$, z powyższego zaś równania widzimy, że stosunek ten jest tym większy, im większy jest stosunek masy nieresorowanej do całej masy pojazdu i im mniejsze jest ugięcie postojowe f . Zatem te rozważania przemawiają za drugim z obu na początku wspomnianych kryteriów.

Do sprawy tej możemy jeszcze z innej strony podejść. Resory wprowadzicie łagodzą uderzenia, lecz powodują wahania pojazdu. Wahania te są przede wszystkim nieprzyjemne, a nawet szkodliwe dla pasażerów. Z doświadczeń wykonanych na amerykańskim uniwersytecie w Purdue (B. S. Cain, Vibration of rail and road vehicles, 1940 r.) oraz z doświadczeń Politechniki w Sztuttgarcie (H. Reiher i F. T. Meister, Forschung, tom 2. 1931 r.; VDI 1931 r.) można wnosić, że uprzykrzenie jazdy przez wahania pojazdu jest tym większe, im większe są amplituda i częstotliwość wahań.

Rozróżniamy wahanie własne i wahanie wymuszone resoru. Wahanie własne występuje, gdy statycznie obciążony resor, oparty na nieruchomej podstawie, dodatkowo obciążymy i to dodatkowe obciążenie następnie usuniemy. Wahanie wymuszone występuje, gdy podstawa resoru waha się. Wahanie zaś podstawy resoru nazywamy wahaniami wymuszonymi. Podczas biegu po torze waha się ze-

staw kołowy wskutek odmiennego ugięcia szyn między podkładami i na podkładach oraz na stykach szyn. Te wahania zestawów kołowych są wahaniami wymuszonymi dla resorów. Wskutek tych wahań resory wykonują wahań wymuszone. Można teoretycznie stwierdzić, że częstotliwość wahań wymuszonych równa się częstotliwości wahań wymuszających. Na sposób wahań własnych wpływają opory tłumiące wahanie. Takim oporem jest n. p. tarcie między piórami resoru piórowego. Im większy jest ten opór, tym szybciej wahanie zanika, co jest korzystne. Jednak tarcie ślizgowe między piórami, większe z początkiem ruchu niż podczas ruchu, opóźnia ugięcie i powrotne odgięcie resoru, co jest niekorzystne, gdyż przeciwdziała łagodzeniu wstrząsów. Natomiast tarcie wewnętrzne w tworzywie resoru, ujawniające się jako t. zw. elastyczna histereza, wzrastające z szybkością ruchu, tłumią wahanie bez przeciwdziałania łagodzeniu wstrząsów. Znaczne tarcie wewnętrzne występuje w gumie, co jest bardzo cenną zaletą sprężyn gumowych. Pomijając opór tłumiący, wahanie własne odbywa się w sposób t. zw. harmonijny. Ponieważ idzie nam tylko o ogólną orientację, przyjmujemy, że tak wahań własne, jak i wymuszające oraz wymuszone odbywają się w sposób harmonijny.



Rys. 1. Związek między absolutną wartością stosunku a_1/a_2 i wartością stosunku i_2/i

Oznaczmy przez

a i i amplitudę i częstotliwość wahań własnych, a_1 i i_1 amplitudę i częstotliwość wahań wymuszonych, a_2 i i_2 amplitudę i częstotliwość wahań wymuszających, to dla wahań harmonijnych znajdujemy drogą teoretyczną

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{1}{1 - \left[\frac{i_2}{i} \right]^2}$$

przy czym $i_1 = i_2$. Na rys. 1 nakreślony jest według tego równania związek między absolutną wartością stosunku a_1/a_2 i wartością stosunku i_2/i . Linia kreskowana na tym rysunku daje przykład tego związku w przypadku tłumienia wahań. Z rysunku tego widzimy, że aby amplituda wahań resoru a_1 była możliwie mała, jak to jest pożądane, stosunek i_2/i powinien być możliwie duży. Z tego wynika, że czę-

stotliwość wahań wasnego resoru powinna być możliwie mała. Teoretycznie znajdujemy

$$i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f}} \sim \frac{1}{2\sqrt{f}}$$

Zatem i ma wartość tym mniejszą, im mniejsze jest postojowe ugięcie resorów f , co również przemawia za drugim, z obu na początku wspomnianych kryteriów.

Postojowe ugięcie resorów, mierzone w punktach oparcia nadwozia, na podwoziu, powinno być tym większe, im większa jest szybkość pociągu, dla którego pojazd jest przeznaczony. Ugięcie to wynosi dla wagonów towarowych ok. 60 mm, a dla wagonów pasażerskich, opartych na wózkach zwrotnych, ok. 180 mm.

b. Obliczenie postojowego ugięcia resorów

Resor piórowy.

Gdyby połówki poszczególnych piór resoru dwuramiennego, rozłożone symetrycznie i zwarcie na płaszczyźnie, tworzyły dla obu ramion jednakowy trójkąt i gdyby przekrój każdego pióra był jednakowy i ściśle prostokątny, a opaska resorowa nie wpływała na własności wytrzymałościowe resoru, oraz gdyby wieszaki resorowe naciskały na końce resorów w kierunku pionowym, a odstęp ich punktów nacisku przy ugięciu resoru nie doznawał zmiany i wreszcie, gdyby przy uginaniu resoru nie występowało tarcie ślizgowe między piórami, to mielibyśmy

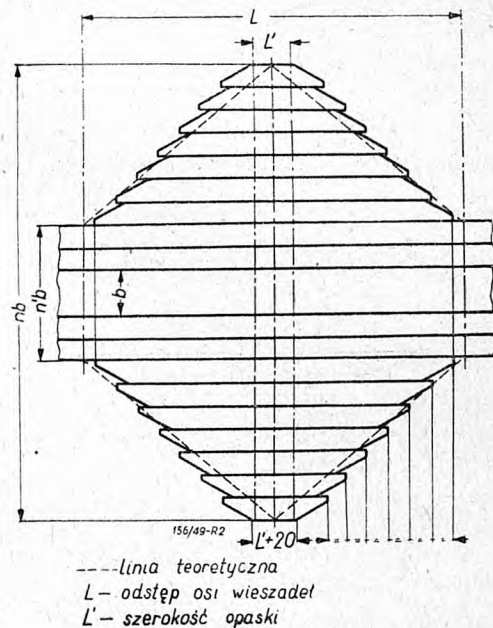
$$f = \frac{3}{8} \frac{1}{E} \frac{L^3}{n b h^3} Q \quad [1]$$

gdzie oznacza

- L odstęp między osiami wieszaków cm
- b szerokość pióra cm
- h grubość pióra cm
- Q obciążenie w środku resoru kG
- n ilość piór
- E moduł elastyczności = 2 100 000 kG/cm²
- f ugięcie pod naciskiem Q cm

Jednak w rzeczywistości w powyższy sposób rozłożone pióra dają kształt przedstawiony na rys. 2. Wynika on stąd, że pióra mają trapezowe końce, że objęte są opaską o szerokości, wynoszącej z reguły 100 mm i że kilka górnych piór (n') ma tę samą długość. Stosowanie kilku piór wierzchnich tej samej długości ma na celu większe usztywnienie resorów przy wieszakach, gdyż przede wszystkim te pióra są narażone na działanie dynamiczne. Jednak wskutek tych piór, rozłożone pióra tworzą dla każdego z obu ramion trapez zamiast trójkąta, przy czym skośne boki trapezu tworzą linie łamane. Następnie także wszystkie inne założenia nie odpowiadają rzeczywistości. Zatem wzór 1 wymaga korektury. Często czyni się to, przyjmując dla E nieco większą wartość od rzeczywistej, n. p. $E =$ od 2 200 000 do 2 400 000 kG/cm², mniejszą wartość dla resorów o większym, a większą dla resorów o mniejszym jednostkowym ugięciu. Amerykańska wytwórnia pa-

rowozów „Alco“ przyjmuje $E = 2\,300\,000$ kG/cm². Często stosowany jest wzór *Witziga* (Schweizerische Bauzeitung, 1918 r.).



Rys. 2. Pióro z końcami trapezowymi

$$f = K \frac{3}{8} \cdot \frac{1}{E} \cdot \frac{L^3}{n b h^3} Q \quad (2)$$

gdzie E ma wartość rzeczywistą, a

$$K = \frac{2}{2 + \frac{n'}{n}} \quad (2a)$$

Z wzoru *T. H. Sandersa* (E. A. Phillipson, Steam Locomotive Design: Data and Formulae, 1936 r.) wynika $E = 2\,420\,000$ kG/cm².

Resory śrubowe.

Resory śrubowe są wykonane z pręta o przekroju przeważnie okrągłym, którego oba końce są rozkute do przekroju prostokątnego na długości, odpowiadającej mniej więcej 3/4 zwoju (rys. 3). Rzadziej stosowane są resory śrubowe z pręta o przekroju prostokątnym. Omawiać będziemy tylko resory z pręta o przekroju kołowym.

Stosując pewne uproszczenia, znajdujemy drogą teoretyczną w przybliżeniu wzór

$$f = 8 \frac{i e^3}{G d} Q$$

gdzie oznacza

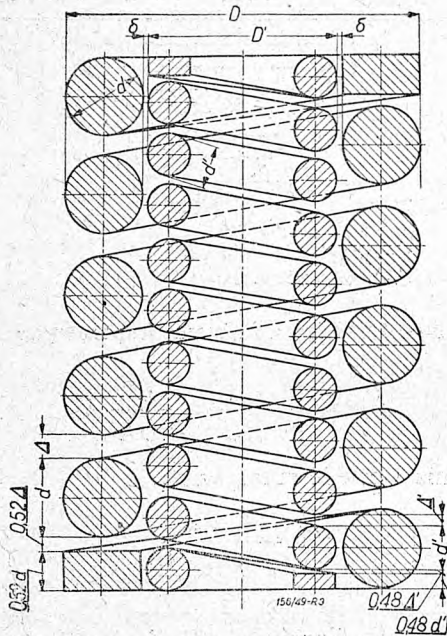
- i ilość zwojów
- d średnicę przekroju drąga cm
- $e = \frac{D-d}{d}$ charakterystykę resoru
- D średnicę zewnętrzną resoru cm
- G spójczynnik elastyczności przy skręcaniu kG/cm²

G ma wartość chwiejną równą około 800.000 kG/cm^2 . Ze względu na niesprężynujące końce resoru ilość i nie daje się bezpośrednio ścisłej określić. Jednak, oznaczając przez H_{\min} wysokość resoru po zgnioście aż do przylegania zwojów do siebie, mamy

$$i = \frac{H_{\min}}{d} - 1$$

Wstawiając tę wartość w powyższym równaniu, mamy

$$f = 8 \frac{H_{\min} - d}{G} \frac{e^3}{d^2} Q$$



Rys. 3. Resor śrubowy z dwóch sprężyn

Sprężyna zewnętrzna $i = 4,52$

Sprężyna wewnętrzna $i = 9,48$

Amerykański Związek Kolejowy (A. R. A.) ustalił normę 12-stu resorów śrubowych o następujących wymiarach:

d od 1,59 do 3,97 cm

e od 3,573 do 4,333

H_{\min} od 12,07 do 14,61 cm

i od 2,68 do 9,0

f_{\max} od 3,96 do 5,40 cm

Q_{\max} od 1589 do 9216 kG

Sprawdzając powyższy wzór wg tej normy, znalazłem ze stosunkowo dużą dokładnością

$$f = \frac{H_{\min}}{112000} \frac{e^3}{d^2} Q \quad (3)$$

Często stosowane są zespoły sprężyn śrubowych, przy czym jedna sprężyna znajduje się wewnątrz drugiej. Ma to na celu zwiększenie nośności resoru przy tych samych wymiarach zewnętrznych.

c. Graniczna wartość ugięcia postojowego resorów.

Gdy przy pojedynczym resorze nie można osiągnąć dostatecznego ugięcia postojowego, łączy się dwa resory piórowe, tworząc tzw. resor eliptyczny, lub każdy z obu końców resoru piórowego łączy się z resorem śrubowym. W ten sposób osiąga się uresorowanie podwójne. W wózkach zwrotnych można zastosować uresorowanie pojedyncze, podwójne, potrójne, lub nawet poczwórne. Można bowiem uresorować osobno zestawy kołowe, a osobno mostek, na którym opiera się bezpośrednio nadwozie, zwany w tym przypadku bujakiem. Jednak największą dopuszczalną wartość ugięcia postojowego ograniczają przepisy o wysokości zderzaków ponad wierzchem szyn. Według międzynarodowych przepisów wysokość ta w czasie postoju pojazdu powinna wynosić:

w wagonach próżnych najwyżej 1065 mm
towarowych co najmniej 940 mm

w wagonach z pełnym ładunkiem:
osobowych bez mostka
przejściowego co najmniej 940 mm
osobowych z mostkiem
przejściowym co najmniej 980 mm

Zatem przez obciążenie pełnym ładunkiem, wagon towarowy lub pasażerski bez mostka przejściowego może się obniżyć o 125 mm, a wagon osobowy z mostkiem przejściowym o 85 mm. Tym wartościom mogłaby być równa różnica ugięcia resorów wagonu z pełnym ładunkiem f_i i wagonu próżnego f_p , gdybyśmy nie musieli uwzględnić następujących okoliczności. Aby górna granica wysokości zderzaków nie mogła być w żadnym razie przekroczona, przyjmuje się ją przy projektowaniu wagonu o 5 mm mniejszą od przepisanej. Następnie trzeba uwzględnić zużycie obręczy, gdyż przez nie wagon obniża się. Według przepisów międzynarodowych grubość obręczy powinna wynosić w wagonach towarowych co najmniej 25 mm, a w wagonach pasażerskich co najmniej 35 mm. Jeżeli zatem grubość nowej obręczy wynosi 75 mm, to dopuszczalne zużycie obręczy w wagonach towarowych wynosi 50 mm, a w wagonach osobowych 40 mm. Wreszcie trzeba uwzględnić obniżanie się wagonu wskutek zużycia jeszcze innych części, przechyłanie się skośnych ogniw, w przypadku, gdy na takich ogniwach resor jest osadzony, a przede wszystkim tzw. osiadanie resoru, tj. trwale zmniejszanie się jego strzałki. Licząc się z tym, że obniżenie się wagonu, spowodowane tymi okolicznościami, nie wystąpi w największej dopuszczalnej wielkości równocześnie z największym zużyciem obręczy, możemy przewidzieć dla niego dodatkowo 10 mm. Zatem różnica $f_i - f_p$ którą oznaczymy przez A , powinna wynosić:

w wagonach towarowych najwyżej 60 mm

w wagonach osobowych
bez mostka przejściowego najwyżej 70 mm

w wagonach osobowych
z mostkiem przejściowym najwyżej 30 mm

Przy określaniu tych wartości nie uwzględniliśmy możliwości regulowania wysokości wagonów, za pomocą urządzeń służących do tego celu. Jednak

regulowanie to jest żmudne, a wykonane niewłaściwie może być dla biegu wagonu szkodliwe. Dlatego wagony towarowe i osobowe, nie oparte na wózkach zwrotnych, urządzenia tego z reguły nie mają. Natomiast urządzenie to jest konieczne w wagonach osobowych z mostkiem przejściowym, opartych na wózkach zwrotnych. Jakkolwiek różnica ciężarów obciążonego i próżnego wagonu osobowego jest stosunkowo znacznie mniejsza niż wagonu towarowego, to jednak wartość A dla wagonów wózkowych z mostkiem przejściowym, równa 30 mm, jest zbyt mała, tym bardziej, że właśnie w tych wagonach pragniemy osiągnąć możliwie wielkie ugięcie statyczne resorów. Przyjmijmy możliwość podniesienia tych wagonów za pomocą urządzenia regulacyjnego o 30 mm, to mamy dla nich $A = 60$ mm.

Ponieważ

$$f_t - f_p \leq A$$

$$\frac{f_p}{f_t} = \frac{Q_p - q}{Q_p + q_t - q}$$

gdzie oznaczają

Q_p ciężar wagonu próżnego,

q_t ciężar ładunku,

q ciężar nieuresorowany,

to mamy

$$f_t \leq \left(\frac{Q_p - q}{q_t} + 1 \right) A \quad (4)$$

Równanie to odnosi się do wagonów niewózkowych. W wózkach zwrotnych trzeba wyróżnić uresorowanie bujaka i zestawów kołowych. Oznaczmy przez

f_{tb} ugięcie statyczne uresorowania bujaka w wagonie załadowanym

f_{pb} ugięcie statyczne uresorowania bujaka w wagonie próżnym

f_{tz} ugięcie statyczne uresorowania zestawów w wagonie załadowanym

f_{pz} ugięcie statyczne uresorowania zestawów w wagonie próżnym

q_1 ciężar części wózka zwrotnego, obciążających resory zestawów kołowych

q_2 nieuresorowany ciężar wózka zwrotnego

$q_1 + q_2$ cały ciężar wózka zwrotnego.

Mamy

$$f_{pb} = \frac{Q_p - (q_1 + q_2)}{Q_p - (q_1 + q_2) + q_t} f_{tb}$$

$$f_{pz} = \frac{Q_p - q_2}{Q_p - q_2 - q_t} f_{tz}$$

Możemy w różny sposób rozdzielić całe ugięcie postojowe $f_t = f_{tb} + f_{tz}$ na resory bujaka i resory zestawów kołowych. Załóżmy

$$f_{tb} = f_{tz} = f_t/2$$

W tym przypadku znajdujemy

$$f_t \leq \frac{Q_p - (q_1 + q_2) + q_t}{Q_p - (q_1 + \frac{1}{2} q_2) + q_t} \cdot \frac{Q_p - q_2 + q_t}{q_t} A \quad (5)$$

Przykłady:

	Węglarka dwuosowa	Wagon osobowy dwuosowy	Wagon osobowy oparty na dwóch dwuosowych wózkach
Q_p kG	9600	13000	35000
q_t kG	24000	8400	12000
q kG	3000	3000	$q_1 = 6000$ $q_2 = 6000$
A mm	60	70	60
f_t mm	76,5	131,4	188,8

Zagadnienie II.

W tym zagadnieniu idzie o określenie największego naprężenia, dopuszczalnego przy obciążeniu postojowym, uwzględniając częstotliwe wahania obciążenia w normalnym ruchu, i o określenie największego dopuszczalnego naprężenia przy najsilniejszych uderzeniach, jakie sporadycznie mogą wystąpić. Na ogół resory rzadko pękają, mimo stosunkowo znacznych naprężeń, natomiast często występuje osiadanie resorów, a zatem to zjawisko powinno być przede wszystkim uwzględnione przy obliczaniu resorów. Jednak zjawisko to jest mało zbadane i poznane. Osiadanie resorów jest mniej szkodliwe w parowozach opartych na trzech punktach, lub nawet na 4-ch punktach, niż w parowozach opartych na większej ilości punktów, w których rozdział obciążeń jest statycznie nieokreślony. Obecnie jednak parowozów opartych na więcej, niż 4-ch punktach nie buduje się. Natomiast w wagonach osiadanie resorów jest zawsze szkodliwe, gdyż przede wszystkim powoduje zmniejszenie gry resorów, wskutek czego energia sporadycznie występujących silniejszych uderzeń nie jest przenoszona w całości sprężystość na pojazd. Osiadanie resorów jest jedynym zjawiskiem trwałego odkształcania się części pojazdów w normalnym ruchu kolejowym, natomiast inne części wskutek częstotliwie zmieniających obciążeń mogą ewentualnie ulegać pęknięciom, jednak bez uprzedniego trwałego odkształcania. Osiadanie resorów tłumaczy się prawdopodobnie tym, że przy częstotliwie zmiennym obciążeniu obniża się granica płynności, która z czasem przekracza naprężenie, przyjęte przy obliczaniu resoru. Nie mamy jednak żadnych danych doświadczalnych, umożliwiających uwzględnienie tego zjawiska przy obliczaniu resorów. Z tego powodu przy tych obliczeniach dążono do uwzględnienia tylko wytrzymałości częstotliwej, jednak nasze wiadomości odnośnie stali resorowej także w tej dziedzinie są bardzo skąpe. Grę zaś resoru ogranicza się za pomocą odbijaka w ten sposób, aby przy najsilniejszym uderzeniu granica płynności nie doznała przekroczenia, lecz przy tym przyjmuje się granicę tę, stwierdzaną próbą na rozciąganie, a nie wartość, do której granica płynności z wzrostem czasu działania częstotliwie zmiennego obciążenia asymptotycznie się zbliża. Nieestety laboratoria badawcze tą dziedziną zbyt mało się zajmują.

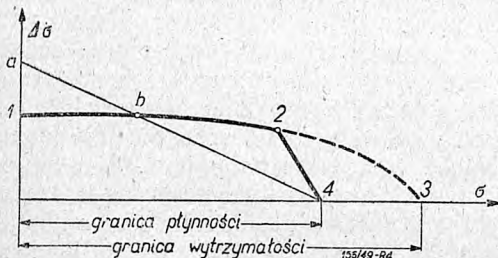
Oznaczając przez σ naprężenie średnie, a przez $\Delta \sigma$ wahnięcie naprężenia w górę i w dół, granicę wytrzymałości częstotliwej określa związek między σ i $\Delta \sigma$, pokazany schematycznie na rys. 4. Linia ta przecina oś w punkcie 3, odpowiadającym wytrzy-

małości doraźnej. Ponieważ jednak granica płynności nie powinna być w żadnym razie przekroczona, a ta dla stali resorowej wynosi co najmniej 11.000 kG/cm^2 , przeto średnie naprężenie σ nie powinno przekraczać 11.000 — $\sigma \Delta$. Zatem obliczenie resorów powinno być oparte na związku między σ i $\Delta\sigma$, przedstawionym linią 1—2—3. Jednak odcinek 1—2 tej linii jest bardzo mało poznany. E. Kreissig (Berechnung des Eisenbahnwagens, 1936 r.), przyjął według Lehra (Minderung der Wechselfestigkeit von Fahrzeugblättern durch die Walzhaut, Forschung, 1932 r.) dla stali resorowej o wytrzymałości doraźnej 14.000 kG/cm^2 wytrzymałość częstotliwą na zgnanie $\Delta\sigma = \pm 1300 \text{ kG/cm}^2$ przy $\sigma = 4000 \text{ kG/cm}^2$ oraz uproszczony wykres granicy wytrzymałości częstotliwej, zastępujący linię 1-2-4 przez prostą a-b-4. Według tego sposobu związek między σ i $\Delta\sigma$ mający służyć do obliczania resorów, określa następujące równanie

$$\sigma = \sigma_p - m \Delta\sigma$$

gdzie σ_p oznacza granicę płynności, a m współczynnik, do którego określenia wystarczy znajomość jednego punktu granicy wytrzymałości częstotliwej. Ponieważ stosunek wahnięcia naprężenia do odpowiadającego mu wahnięcia ugięcia daje się z wymiarów resoru teoretycznie określić, przeto powyższe równanie przekształcamy w następujące:

$$\sigma = \sigma_p - m \frac{\Delta\sigma}{\Delta f} \Delta f$$



Rys. 4. Związek między naprężeniem średnim σ a wahaniem naprężenia $\Delta\sigma$

Z tego równania widzimy, że największe naprężenie dopuszczalne, jakie mamy zastosować przy obliczaniu wymiarów resorów, jest zależne nie tylko od ich wymiarów, lecz także od wahnięcia ugięcia Δf . Oczywiście dla tego wahnięcia należy przyjąć wartość największą, a zatem amplitudę wahan resoru. Lehr (Schwungsfragen der Fahrzeugfederung, VDI, 1930 r. str. 1117) podaje, że można przyjąć dla pojazdów szynowych najwyższej $\Delta f = 1 \text{ cm}$. Jednak przy tym Lehr podaje, że stosując tę wartość, obliczenie resorów powinno być tak wykonane, aby wahnięcia naprężenia nie przekraczały $\pm 1500 \text{ kG/cm}^2$, a zatem wartości znacznie wyższej od przytoczonych na początku tego artykułu według książki S. Grossa i E. Lehra. Już to wskazuje na niepewność wszystkich tych wartości. Kreissig przyjmuje według Lehra $\Delta f = 1 \text{ cm}$ bez względu na wartość $\Delta\sigma$. Z tego równania Kreissiga, opartego na tych przesłankach, wynikają wartości σ niekiedy zbyt duże, a niekiedy zbyt małe. Nam chodzi o ustalenie, czy określenie przeciętnej amplitudy wahań jest w ogóle możliwe. Gdy-

by to było możliwe, to moglibyśmy oprzeć obliczenie resorów na granicy wytrzymałości częstotliwej, oczywiście poznaawszy dokładniej tę granicę, gdyż uproszczony sposób Kreissiga, przy którym wystarcza znajomość tylko jednego punktu tej granicy, zdaje się nie prowadzić do celu. Amplituda wahań jest zależna od bardzo wielu okoliczności, a przede wszystkim od szybkości jazdy, gdyż trzeba się liczyć ze zjawiskiem rezonansu wahań własnych resoru i wahań wymuszających na torze, które występują przy pewnej szybkości. Zatem możliwość przyjęcia przeciętnej wartości tej amplitudy dla wszystkich warunków ruchu kolejowego na wszystkich torach jest wątpliwa.

Następnie powstaje zagadnienie, jak rozdziela się ta amplituda na poszczególne resory zespołu współdziałających resorów, tj. przy wielokrotnym uresorowaniu. Gdyby amplituda miała wartość niezależną od ugięcia statycznego wielostopniowego zespołu resorów, to dla resorów każdego stopnia można by przyjąć naprężenie σ znacznie większe, niż przy pojedynczym uresorowaniu. Gdyby zaś amplituda była proporcjonalna do ugięcia statycznego całego zespołu, to nie byłoby uzasadnienia stosowania większej wartości σ niż przy pojedynczym uresorowaniu. Nie rozpatrując tego zagadnienia, można jednak przyjąć większą wartość naprężenia w resorach wielokrotnego uresorowania, niż w pojedynczo działającym resorze.

Z reguły w resorach piórowych wagonów, określając wymiary resoru przy obciążeniu postojowym, nie przekracza się $\sigma = 7500 \text{ kG/cm}^2$. Musimy się bowiem liczyć z tym, że obok mniej więcej okresowych ugięć, resor doznaje sporadycznych uderzeń, przy których naprężenie nie powinno przekraczać granicy płynności. Aby granica ta w żadnym razie nie była przekroczona, przyjmuje się dla stali o granicy płynności $= 11000 \text{ kG/cm}^2$ największe dopuszczalne naprężenie $= 10.000 \text{ kG/cm}^2$ i stosuje się odbijaki, ograniczające grę resoru aż do wielkości, odpowiadającej temu naprężeniu. Jeżeli uderzenie jest silniejsze, to jego nadmiar przenosi się nie przez resor, lecz bezpośrednio przez odbijak twardo na wagon. Aby tego możliwie uniknąć, lub ten nadmiar uderzenia możliwie ograniczyć, przyjmujemy, że uderzenie, przenoszone przez resor, powinno wynosić co najmniej $\frac{1}{3}$ obciążenia postojowego. W tym przypadku naprężenie przy obciążeniu postojowym

$$\text{nie może przekraczać } \frac{10000}{1 + \frac{1}{3}} = 7500 \text{ kG/cm}^2.$$

Dla resorów napędowych zestawów kołowych parowozów stosuje się zawyczaj mniejsze wartości naprężenia. Amerykańska wytwórnia parowozów Alco przyjmuje $\sigma = 5600 \text{ kG/cm}^2$. Z danych T. H. Sandersa, podanych w wyżej wspomnianej książce Phillipsona, wynika σ od 3630 do 7250 kG/cm^2 , a zalecana jest wartość 4840 kG/cm^2 . Autor w swych wykładach na Wydziale Komunikacji A. G. w Krakowie podaje dla σ przy obciążeniu postojowym następujący wzór:

$$\sigma = 40 \frac{L}{h} + 2000 \text{ kG/cm}^2 \quad (6)$$

Następujące zestawienie podaje dla trzech przykładów amerykańskich wyniki z tego wzoru i z obliczenia teoretycznego dla danych wymiarów i danego obciążenia postojowego.

Q kG	L cm	h cm	b cm	n	σ kG/cm ²	
					Z wzoru 6	teoretycznie
12000	121,92	1,59	15,24	13	5068	4380
12500	91,84	1,27	15,24	17	4892	4120
12500	55,88	1,27	15,24	13	3760	3280

Teoretycznie oblicza się σ z następującego wzoru:

$$\sigma = \frac{3}{2} \frac{L}{n b h^2} Q \quad (7)$$

Dla naprężenia skręcającego τ resorów śrubowych znajdujemy teoretycznie

$$\tau = 2,546 \frac{e}{d^2} Q \quad (8)$$

Co do wartości τ przy obliczaniu wymiarów resorów śrubowych można przeprowadzić podobne rozważania, jak co do wartości σ przy obliczaniu wymiarów resorów piórowych. Jednak tak jak dla resorów

piórowych, tak i dla resorów śrubowych rozważania te nie prowadzą do pożądanego określenia liczbowych. Natomiast możemy się oprzeć na wyżej wspomnianej normie Amerykańskiego Związku Kolejowego. Z tej normy wynika, że naprężenie skręcające, określone z równania 8, wynosi przy obciążeniu postojowym od 26,8 do 36,0 kG/cm², a przy zupełnym zgnieciu resoru od 56,6 do 70,4 kG/cm². Z tej normy nie można było stwierdzić zależności naprężenia dopuszczalnego od wymiarów resoru. Jednak opierając się na tej normie, można przyjąć, że największe naprężenie, dopuszczalne tylko przy przypadkowych uderzeniach, nie powinno przekraczać ok. 7000 kG/cm², a dopuszczalne przy obciążeniu postojowym ok. 3600 kG/cm². Zakładając największe naprężenie dopuszczalne przy obciążeniu postojowym = 3564 kG/cm², otrzymujemy z równania 8 dla obciążenia postojowego

$$Q = 1400 \frac{d^2}{e} \quad (9)$$

Resory śrubowe mają tę zaletę, że dają się łatwo w wózkach zwrotnych pomieścić i przeważnie tylko w nich są stosowane. Natomiast osiągają mniejsze postojowe ugięcia, niż resory piórowe, a ich ewentualne pęknięcia jest więcej szkodliwe, niż poszczególnych piór resorów piórowych.

Rozwój i badania narzędzi skrawających z węglików spiekanych w Szwecji*)

Prof. dr OLOV SVAHN

Zakres prac badawczych nad własnościami narzędzi z węglików spiekanych. — Rodzaje zużycia ostrzy narzędzi przy skrawaniu różnych materiałów i powody powstawania zużycia — Zależność czasu zużycia narzędzia od szybkości skrawania. Ślady zużycia na powierzchniach narzędzi powstałe po krótkiej pracy. — Wpływ ostrzenia narzędzi na gładkość powierzchni obrabianej i na czas zużycia narzędzi. — Ustalanie optymalnych warunków pracy narzędzia.

Prace badawcze w dziedzinie doskonalenia narzędzi skrawających z węglików spiekanych (narzędziowych stopów spiekanych) prowadzone były na terenie Szwecji głównie w Zakładzie Technologii Mechanicznej Królewskiego Instytutu Technologicznego w Sztokholmie oraz w Laboratorium Obróbki Metali Huty Stalowej Sandvik, w Sandviken.

W ciągu ostatnich lat praca w tych laboratoriach postępowała czterema zasadniczymi drogami, a mianowicie:

1. Prace nad ulepszeniem jakości węglików spiekanych.
2. Prace nad ulepszeniem kształtu ostrza narzędzi.
3. Prace nad ulepszeniem konstrukcji narzędzi skrawających.
4. Opracowywanie instrukcji użytkowania narzędzi ze spiekanych węglików.

*) Odczyt wygłoszony w SIMP w Warszawie w dn. 15.3.1949 r. przez prof. dr Olov Svahna — czynnego profesora Królewskiego Instytutu Technologii w Sztokholmie, oraz Dyrektora Technicznego Laboratorium Obróbki Metali Huty Stalowej Sandvik w Sandviken w Szwecji.

Równocześnie została nawiązana ścisła współpraca z wytwórcami węglików spiekanych i w ich laboratoriach materiałoznawczych wykonywane były badania chemiczne i metalurgiczne.

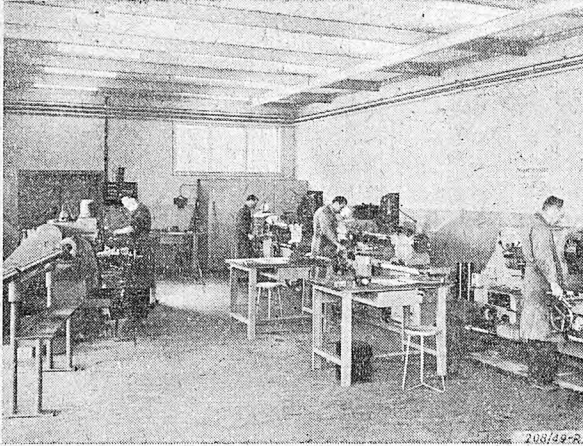
Zbadane zostały problemy wielkiego znaczenia dla prowadzenia produkcji w nowoczesnych zakładach mechanicznej obróbki metali, a mianowicie:

1. Zjawiska fizyczne zachodzące podczas zużycia się nakładki ze spiekanych węglików.
2. Zależność między rodzajem zużycia się płytki, a gatunkiem węglików spiekanych, z których płytka jest wykonana, i warunkami jej pracy.
3. Wpływ dokładności szlifowania ostrza na trwałość narzędzia.

W szczególności prowadzone były badania nad przedłużeniem trwałości ostrza narzędzia, nad odpornością ostrza na działanie wysokich temperatur, nad odpornością ostrza na siły działające podczas skrawania, nad odpornością na drgania itp. Poważną część tych badań miała na celu ustalenie takiej metody wyrobu płytek z węglików spiekanych, która umożliwiłaby otrzymywanie jednorodnego pod względem jakości produktu. Na próby skrawania, wyprodukowanych doświadczalnie płytek oraz na próby kontrolujące bieżącą produkcję huty, Laboratorium

Obróbki Metali w Sandviken zużywało tygodniowo około jednej tony materiałów, jak stal, żeliwo itp., które zamieniane były na wióry.

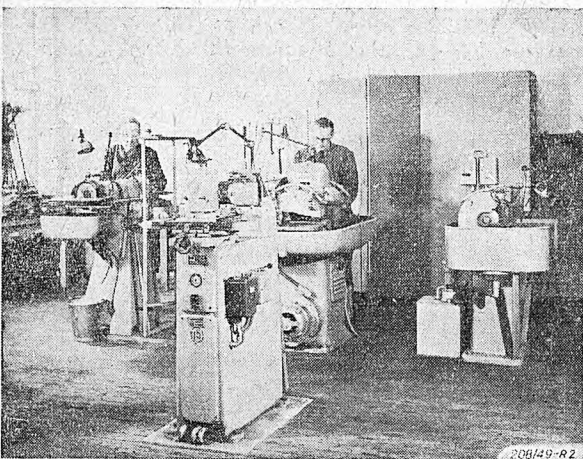
Ze względu na konieczność dokonywania badań nad płytkami ze spiekanych węglików w różnych warunkach, używane były do tego celu rozmaitego typu obrabarki, zainstalowane w laboratorium w Sandviken (rys. 1). Szlifowanie narzędzi z płytkami



Rys. 1. Widok części wydziału badania obrabialności w Hucie Stalowej w Sandviken, w Szwecji.

z węglików spiekanych (rys. 2) wykonywane było z daleko idącą dokładnością i starannością tak w odniesieniu do wymiarów ostrza narzędzia, jak i gładkości wykończenia jego roboczych powierzchni.

Badania przeprowadzone dla ustalenia objawów zużywania się ostrzy ze spiekanych węglików w różnych warunkach pracy, doprowadziły do następującego wniosku.



Rys. 2. Ostrzarnia narzędzi wydziału badania obrabialności w Hucie Stalowej w Sandviken, w Szwecji.

Oglądane pod mikroskopem zużyte miejsca na ostrzu narzędzia wykazują charakterystyczne różnice dla różnego rodzaju płytek. Te różnice zależne są od gatunku spiekanych węglików oraz od rodzaju pracy, która nimi była wykonana, a zatem od rodzaju obrabianego metalu, szybkości skrawania, posuwów itd.

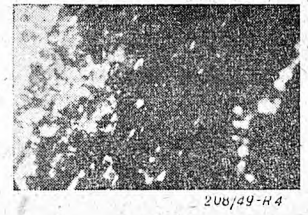
Na przykład, oglądając pod mikroskopem użytą powierzchnię płytki gatunku S, za pomocą której

skrawana była stal maszynowa średniej twardości, widzimy (rys. 3), że wygląd jej jest bardzo podobny do wyglądu powierzchni tarczy szlifierskiej. Poszczególne ziarna węglików rozmieszczone są swobodnie na całej oglądanej powierzchni. Wiążący je metal został starty podczas obróbki. Ziarna węglików wykazują albo nieznaczne ślady zużycia przez starcie, albo wcale ich nie wykazują. Niektóre z ziaren posiadają natomiast pęknięcia, spowodowane prawdopodobnie wysoką temperaturą. Wynikałoby z tego, że znaczne szybkości skrawania powodują tak silne nagrzewanie się ostrza narzędzia, że wywołuje to pękanie ziaren węglików.

Przy skrawaniu średnio twardej stali maszynowej zewnętrzne ziarna są odłupywane przez obrabiany przedmiot. Powierzchnia ostrza stale regeneruje się przez nowe ziarna, które leżą blisko powierzchni, a wydostają się na wierzch na skutek ścierania zachodzącego stale podczas skrawania. W wysokich temperaturach, powstałych na ostrzu w czasie skrawania, metal wiążący ziarna węglików mięknie, a przez to podlega szybszemu ścieraniu.



Rys. 3. Mikro-fotografia powierzchni śladów zużycia na narzędziu z węglików spiekanych gatunku S1, którym obrabiano stal maszynową.



Rys. 4. Mikro-fotografia powierzchni śladów zużycia na narzędziu z węglików spiekanych gatunku G1, którym obrabiano zwykle żeliwo.

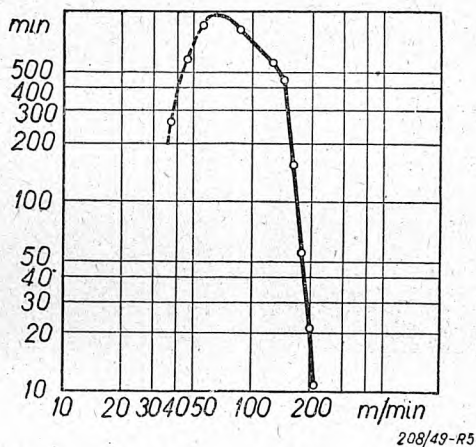
Badając pod mikroskopem powierzchnię płytki gatunku G1, która skrawała zwykle żeliwo, zaobserwujemy, że ziarna ulokowane na powierzchni wykazują ślady starcia. Nie występują w nich natomiast pęknięcia, wywoływane wysoką temperaturą przy skrawaniu. Metal wiążący ziarna pokryty jest warstwą bardzo drobnoziarnistego grafitu, pochodzącego z obrabianego żeliwa. Grafitowa powłoka działa jako środek smarujący i jako osłona przeciwko ścieraniu się metalu wiążącego (kobaltu) ziarna węglików spiekanych. Na skutek tego ziarna węglików spiekanych tracą otaczające je spo.wo dużo później, niż to zachodzi w przypadku skrawania stali, i są znacznie odporniejsze na zużycie przez ścieranie. Przy skrawaniu żeliwa temperatura ostrza narzędzia jest znacznie niższa niż przy obróbce stali, co tłumaczy brak pęknięć ziaren węglików (rys. 4).

Oglądane pod mikroskopem ostrze nakładki gatunku H1, które było użyte do skrawania twardego odlewu staliwnego, wykazuje silne starcie się ziaren węglików spiekanych. Szybkość skrawania przy tego rodzaju obróbce jest niska, stąd niska jest również i temperatura ostrza nakładki podczas pracy. W wyniku, jak widać odporność na ścieranie metalu wiążącego nie jest obniżona, tak jak to zachodzi przy obróbce stali. Ziarna węglików są zamocowane w metalu wiążącym przez stosunkowo długi okres czasu i obrabiany twardej materiał na możliwość star-

cia ich. Pęknięcia ziaren, pochodzącego z wysokich temperatur, w tym przypadku również nie zauważono.

Te spostrzeżenia pozwalają na ułożenie następującej teorii: Zużywanie się ostrzy narzędzi z węglików spiekanych następuje na skutek:

a) Wpływu ciepła, — gdy skrawanie zachodzi w takich warunkach, że ostrze nagrzewa się do wysokiej temperatury, powodując zmniejszenie się twardości metalu (kobaltu), wiążącego ziarna spiekanych węglików, przez co staje się on przedmiotem zwiększonego ścierania. W wyniku tego, ziarna węglików, pozbawione mocującego je spoiwa, obluźwiają się i wypadają. Wysoka temperatura ostrza powoduje pęknięcie ziaren, przez co wypadanie ich jest przyspieszone.



Rys. 5. Krzywa trwałości ostrza narzędzia ze spiekanych węglików gatunku S1 przy skrawaniu zwykłej stali maszynowej.

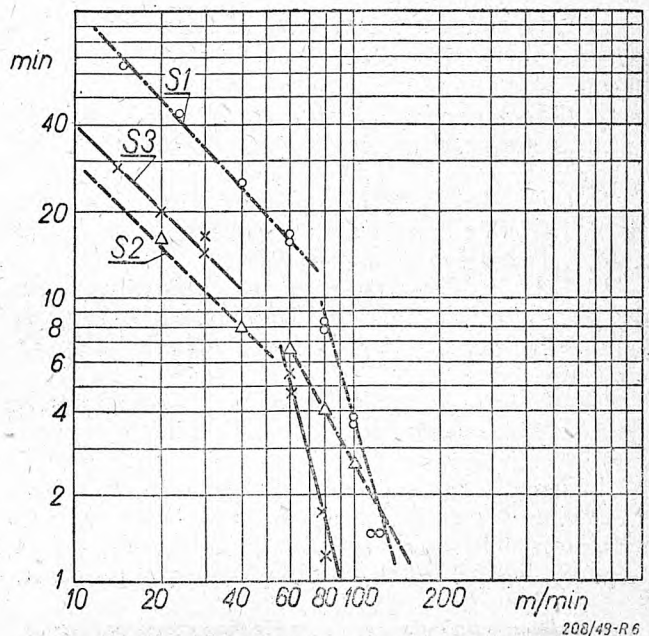
b) Mechanicznego oddziaływania na narzędzie przedmiotu obrabianego, które polega na stopniowym ścieraniu ziaren węglików tak długo, póki są one osadzone w wiążącym je zamocowaniu, oraz na wykruszaniu tych ziaren z otaczającego je zamocowania.

Teoria ta, wynikająca z systematycznych badań, w zadawalający sposób tłumaczy zjawiska, zachodzące przy zużywaniu się ostrzy z węglików spiekanych podczas skrawania. W logarytmicznym układzie współrzędnych, przy normalnych próbach trwałości ostrza narzędzia, dla wysokich prędkości skrawania, zachodzi liniowa zależność pomiędzy czasem trwania ostrza, a stosowaną prędkością skrawania. Położenie krzywej trwałości ostrza narzędzia w odniesieniu do układu współrzędnych zależy jest między innymi od tego, która z definicji, określających trwałość ostrza narzędzia, została przyjęta jako podstawa rozważań. To twierdzenie obejmuje również i znany wzór *F. W. Taylora*¹⁾, określający czas trwałości ostrza narzędzia. Przy niższych prędkościach skrawania, na pewnej przestrzeni, krzywa wykazuje odwrotną proporcjonalność, zachodzącą pomiędzy prędkością skrawania, a trwałością ostrza narzędzia i jest nachylona do osi odciętych pod kątem 45° (rys. 5 i 6). Zjawisko to było już rozpatrywane na innym miejscu przez autora niniejszego artyku-

¹⁾ F. W. Taylor. On the art of cutting metals. A. S. M. E. Trans. Vol. 28. 1907.

łu²⁾. Przy jeszcze niższych prędkościach kierunek krzywej odwraca się, co oznacza, że przy bardzo niskich prędkościach skrawania mniejszej prędkości odpowiada krótsza żywotność narzędzia.

Pochodzenie trzech, różniących się swoim charakterem części omawianej krzywej tłumaczy się w następujący sposób: przy najwyższych prędkościach skrawania temperatura krawędzi tnącej ostrza ze spiekanych węglików jest tak wielka, że metal, wiążący ziarna, mięknie i z łatwością się ściera. Na skutek tego, ziarna węglików są odrywane przez obrabiany przedmiot i wypadają. A zatem — im większa jest prędkość skrawania, tym krótsza jest trwałość ostrza narzędzia i krzywa jest bardziej stroma. W środkowej części, tj. przy umiarkowanych prędkościach skrawania, temperatura ostrza jest niższa i nie wywiera już tak dominującego wpływu na trwałość ostrza narzędzia. W tym okresie przeważa zużywanie się ostrza na skutek ścierania. Przy najniższych prędkościach skrawania zachodzi odwrotna zależność między prędkością a czasem trwania ostrza narzędzia. Dzieje się to na skutek zjawiska



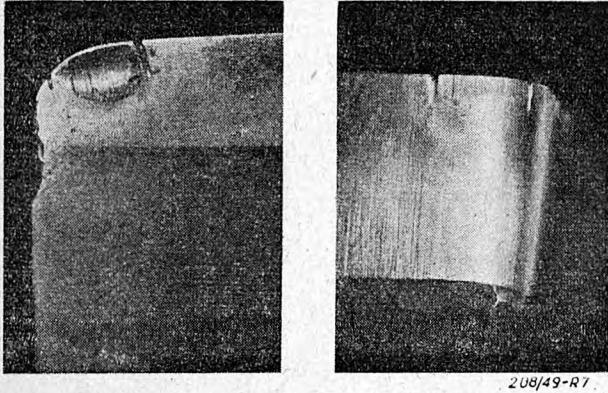
Rys. 6. Wykresy trwałości ostrzy noży z węglików spiekanych gatunków S1, S2 i S3 przy toczeniu stali specjalnej.

tworzenia się narostu na ostrzu narzędzia. Polega to na przyleganiu drobnych cząstek obrabianego metalu do powierzchni natarcia ostrza narzędzia. Gdy narost dochodzi do pewnej wielkości, to wiór i obrabiany przedmiot wykruszają i odłamują ostrze. Ścisłe zespolenie się cząsteczek narostu z materiałem ostrza narzędzia powoduje ułamywanie się cząstki właściwego ostrza. Zjawisko to występuje silniej przy niższych prędkościach skrawania, stąd trwałość ostrza narzędzia maleje wraz ze zmniejszeniem się prędkości.

Ta teoria umożliwia zrozumienie jeszcze innego zjawiska, które zostało zaobserwowane podczas badań w Laboratorium Obróbki Metali w Sandviken.

²⁾ O. Svahn. Machining properties and wear of milling cutters. Biss. Stockholm 1948.

Mianowicie ustalono, że nakładki z tego samego gatunku spiekanych węglików np. S1, S2, G1 itd. wykazują dla tych samych warunków skrawania rozmaite stopnie zużycia, w przypadku:



Rys. 7. Ślady zużycia na powierzchniach natarcia i przyłożenia narzędzia z węglików spiekanych gatunku S, którym skrawano zwykłą stal maszynową.

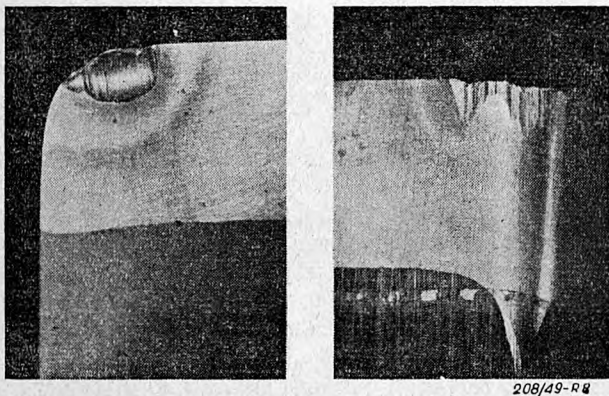
1. Gdy gatunek płytek jest niejednorodny, lub gdy posiadają one rozmaite charakterystyki techniczne.

2. Gdy zachodzą różnice w jednorodności gatunku skrawanego materiału, jak np. twardość, ciągliwość itd.

3. Gdy istnieją różnice w warunkach skrawania, jak np. skrawanie ciągle lub przerywane, zmiana szybkości skrawania, posuwu itd.

4. Gdy istnieją różnice w dokładności wykonania narzędzia, jak np. różnice w kątach ostrza, rodzaju szlifowania, wysunięciu narzędzia z inaka suportu itp.

Na tle tych wszystkich badań zebrana została wielka ilość makro-fotografii zużytych ostrzy ze spiekanych węglików (rys. 7, 8, 9, 10). W wyniku zaś badania rozmaitego rodzaju zużycia się ostrzy, opracowano metodę szybkiego ocenienia gatunku płytek ze spiekanych węglików. Już po krótkim okresie pracy, będącym tylko drobną częścią okresu trwa-

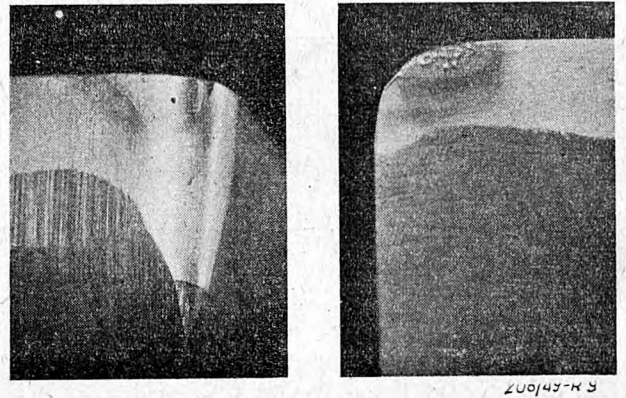


Rys. 8. Ślady zużycia na powierzchniach natarcia i przyłożenia narzędzia z węglików spiekanych kruchego gatunku.

łości ostrza narzędzia, na krawędzi tnącej występują znaki, będące wynikiem zużywania się ostrza płytki. Przy większym doświadczeniu można już z tych

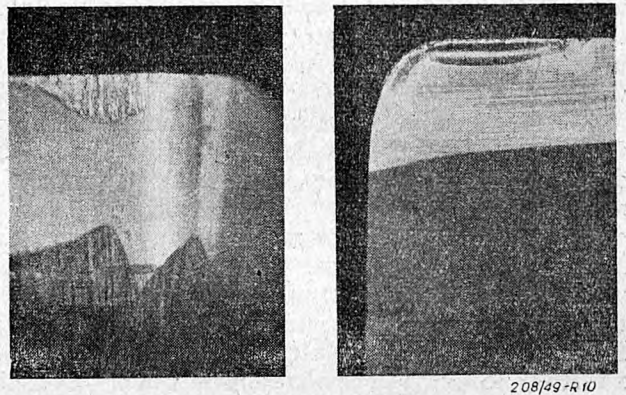
objawów określić gatunek płytki bez dalszego niszczenia obrabianego materiału, samej płytki oraz straty czasu i pieniędzy. Tego rodzaju doraźny sposób badania płytek ze spiekanych węglików jest pierwszym z dotychczas znanych sposobów, na którym można polegać.

Należy unikać, zalecanych przez różnych autorów doraźnych prób, które polegają na stosowaniu nadmiernie wysokich szybkości skrawania przy specjalnie ciężkich innych warunkach pracy, celem scharakteryzowania stopnia zużycia narzędzia, na podstawie szerokości rys, powstałych na płycie w pobliżu krawędzi tnącej. Mija się to z celem dlatego, że w wypadku otrzymania rys, których szerokość jest nieznaczna, nie można ich zmierzyć z wy-



Rys. 9. Ślady zużycia na powierzchniach natarcia i przyłożenia narzędzia z węglików spiekanych gatunku G, którym skrawane było żeliwo.

maganą dokładnością. Niepodobne jest również mierzenie rys o zatartych i niewyraźnych kształtach, które powstały na skutek źle dobranych warunków skrawania (rys. 11).

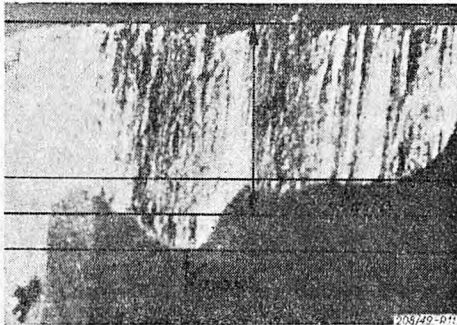


Rys. 10. Ślady zużycia na powierzchniach natarcia i przyłożenia narzędzia z węglików spiekanych gatunku H1, którym obrabiany był twarde odlew staliwny.

Przy normalnych próbach trwałości ostrza narzędzia (służą one m. in. do kontrolowania bieżącej produkcji narzędzi skrawających) warunki pracy są dobrane w taki sposób, że stępienie się krawędzi tnącej następuje po 120 minutach efektywnego czasu pracy narzędzia. Próby te (rys. 12) bardzo wyraźnie wykazują różnice w zużywaniu się płytek ze spiekanych węglików, pochodzących od różnych wytwórców, z różnych partii, czy też będące różnych ga-

tunków. Warunkiem powodzenia tych prób jest, by partie płytek podlegających próbom były dostatecznie duże oraz, żeby wyniki prób oceniała osoba mająca duże doświadczenie w tej dziedzinie.

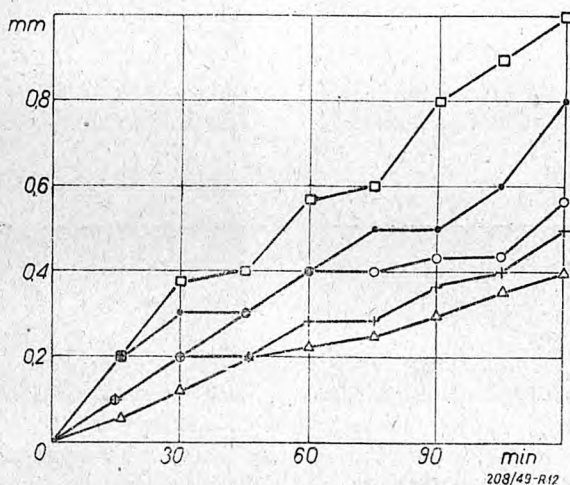
Badania zmierzające do oceny działania różnego rodzaju narzędzi, rozmaitego typu płytek oraz różnych gatunków węglików spiekanych są zakończone



Rys. 11. Ślady zużycia narzędzia z nierówną linią graniczną.

wtedy, gdy została przeprowadzona jeszcze „próba perkusyjnego skrawania” oraz próba pracy. Próba perkusyjnego skrawania odbywa się np. w ten sposób, że przedmiot jest frezowany stopniowym frezem (rys. 13), narzędziem, które okazało się bardzo praktyczne w zastosowaniu do tego celu, ze względu na to, że każdy zęb freza skrawa niezależnie od pozostałych. Można również używać wałka z wyfrezowanym na nim wzdłużnym rowkiem, lub kilkoma rowkami, które następnie toczy się badanym narzędziem na tokarce. Można też stosować wałki z wyfrezowanymi rowkami, zataczanymi po tym na zataczarce.

Próby pracy dokonywane są w masowej produkcji na przedmiotach o prostych kształtach. Wyniki jednak są tutaj bardzo niejednolite, tak, że należy zebrać 3, lub nawet 4 razy więcej materiału niż przy próbach w laboratorium.

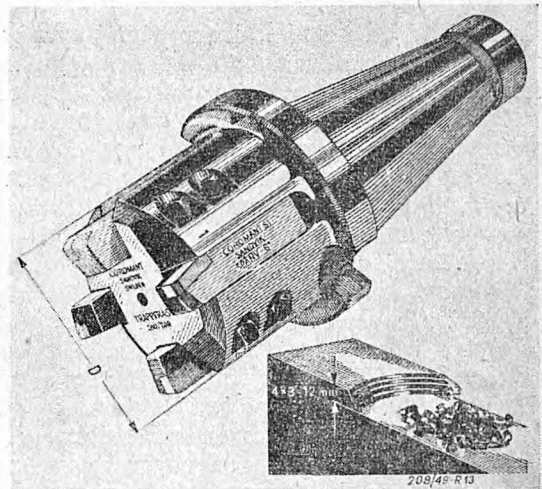


Rys. 12. Ślady zużycia w funkcji istotnego czasu skrawania. Wykres z badań Huty Stalowej w Sandvik.

Próby na zmęczenie narzędzi z węglików spiekanych są szczególnie ciekawe. Zmęczenie materiału płytki jest niewątpliwie jednym z czynników, który wpływa na zużywanie się ostrza narzędzia. Mając to na względzie, prowadzone były badania

celem ustalenia funkcjonalnej zależności między wynikami prób na zmęczenie a trwałością ostrza. Mechaniczne próby na zmęczenie dokonywane były według zasad stosowanych przy określaniu drgań elektromagnetycznych, z poprawką na zmiany zachodzące we własnej częstotliwości badanej płytki. W związku z wynikami badań opublikowanymi przez prof. R. N. Arnolda³⁾ podać można wyniki prób trwałości narzędzi z płytkami ze spiekanych węglików, przy różnym wysunięciu narzędzia, zamocowanego w imaku obrabiarki. Okazało się, że przy zachowaniu wszystkich innych warunków bez zmiany, pewna określona długość wysunięcia dawała największą trwałość ostrza. Odpowiadało to, prawdopodobnie, najmniejszej częstotliwości i amplitudzie drgań. Badania te nie są jeszcze zakończone.

Wielokrotnie stwierdzono, że dokładność szlifowania ostrza narzędzia, lub określając ściślej, — stopień gładkości powierzchni ostrza, posiada wielki wpływ na trwałość narzędzia ze spiekanych węglików. Zjawisko to jest ściśle związane z poprzednio przedstawioną teorią o zużywaniu się narzędzi

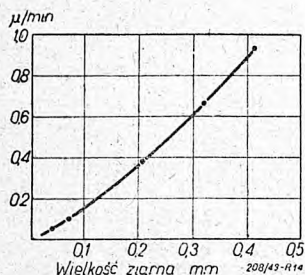


Rys. 13. Czołowy frez stopniowy i frezowany nim przedmiot.

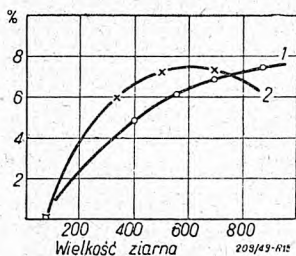
tnących zaopatrzonych w płytki ze spiekanych węglików. Ażeby dokładnie ustalić zależność jaka tu zachodzi, przeprowadzono doświadczenia: po pierwsze — ze stopniem gładkości powierzchni ostrza płytek, otrzymywanych różnymi metodami szlifowania; po drugie — z długotrwałością życia płytek w zależności od gładkości szlifowania powierzchni ostrza; wreszcie — po trzecie — zależności pomiędzy opłacalnością produkcji, a rozmaitymi stopniami dokładności szlifowania ostrzy. Na podstawie spostrzeżeń, uczynionych w trakcie tych badań, warto wspomnieć o wpływie jaki ma stopień chropowatości powierzchni obrabianej na zwiększenie się zużycia ostrza płytki ze spiekanych węglików. Przy szlifowaniu tarczą o dużych wymiarach ziaren, narzędzie zużywa się o wiele szybciej, niż przy gładkim wykończeniu ostrza. Stąd chropowatość obrabianego przedmiotu wzrasta w czasie obróbki szybciej przy użyciu narzędzia szlifowanego gruboziar-

³⁾ R. N. Arnold. The mechanism of tool vibration in the cutting of steel. Mech. Engineering 1945 p. 261—264.

nistą tarczą, niż przy narzędziu o gładko wykończonym ostrzu (rys. 14). Sprawa ta jest bardzo ważna dla użytkownika narzędzia, gdyż często stopień gładkości obrabianej powierzchni jest decydujący gdy chodzi o zdjęcie z maszyny narzędzia do naostrzenia⁴⁾.



Rys. 14. Wzrost chropowatości powierzchni obrabianego przedmiotu na jednostkę czasu skrawania, jako funkcja wielkości ziaren tarczy szlifierskiej, którą ostrzono narzędzie.



Rys. 15. Wykres opłacalności produkcji narzędzia 1 i 2 o dużej gładkości szlifowania, jako funkcji wielkości ziaren tarczy szlifierskiej, którą ostrzono narzędzia.

Niezależnie od tego, które z istniejących kryteriów zużycia się narzędzia zostało przyjęte, można twierdzić, że im gładziej zaszlifowane jest ostrze, tym większa jest jego trwałość, czyli można nim obrobić więcej przedmiotów w okresie pomiędzy dwoma kolejnymi szlifowaniami. Zwiększanie wydajności produkcji drogą podnoszenia stopnia gładkości wykończenia ostrza narzędzia jest opłacalne tylko do pewnej granicy. Dalszy wzrost gładkości przez wykonywanie jeszcze precyzyjniejszych ostrzy staje się już nieopłacalne (rys. 15). Analiza kosztów wykończenia jednego przedmiotu łącznie z kosztami szlifowania narzędzia potwierdziła poprzednio podane wywody. Ciekawy jest fakt, że najekonomiczniejsza obróbka narzędziami ze spiekanych węglików zachodzi wtedy, gdy są one ostrzone tarczami o wielkości ziaren wynoszącej powyżej 400, do 600 lub 700. Sprawdzone to nie tylko na szwedzkich płytkach, lecz i na płytkach innego wyrobu.

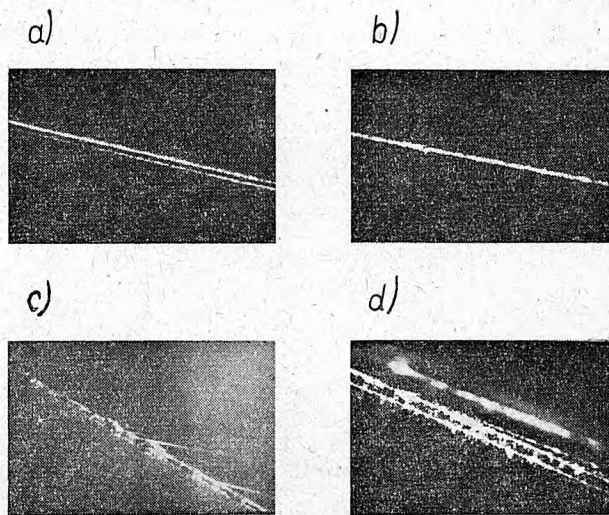
Bliższe badania krawędzi tnących płytek z powierzchniami ostrzy szlifowanymi do różnych stopni gładkości wykazały, że przy użyciu tarczy o wielkości ziaren 400, na krawędzi tnącej widoczne są jeszcze rysy, pochodzące ze szlifowania. Dopiero po usunięciu zadziorów, wypolerowaniu i wyrównaniu powierzchni płytki ośką diamentową o wielkości ziaren 400, osiąga ona pożądaną stopień gładkości wykończenia. Przy szlifowaniu tarczą o ziarnach 260 rysy występują jeszcze wyraźniej, lecz i w tym wypadku można poprawić krawędź tnącą przez wyrównanie jej i wykończenie diamentową ośką. Szlifowanie ostrza tarczą karborundową o wymiarze ziaren 46 daje krawędź o wyglądzie, który nadaje się jako podstawa do porównań przy doświadczeniach (rys. 16a-d).

Stwierdzono, że różne dokładności szlifowania ostrzy dają w wyniku rozmaite stopnie i rodzaje zużycia się krawędzi tnącej narzędzia. Widoczne to jest przy rozpatrywaniu śladów zużycia pod mikroskopem. Poprzednio podana teoria zużywania się

ostrzy narzędzi ze spiekanych węglików daje wytłumaczenie zjawiska szybkiego niszczenia się ostrza które nie było szlifowane dostatecznie gładko, np. gruboziarnistą tarczą bez późniejszego wypolerowania. Na podstawie swoich doświadczeń Huta w Sandviken, w instrukcjach ostrzenia narzędzi ze spiekanych węglików, zaleca stosowanie tarcz szlifierskich „Coromant“, a do polerowania tarcz diamentowych o wielkości ziaren wynoszącej co najmniej 400. Odchylenia od tych wytycznych, wynikające z różnych przyczyn, jak posiadanych urządzeń do szlifowania, wielkości produkcji itp. są niewskazane.

Różnorodność zastosowania narzędzi ze spiekanych węglików i co za tym idzie, różnorodność roboczych instrukcji wywołała konieczność przeprowadzenia normalizacji gatunków spiekanych węglików. Było to dodatkowym praktycznym wynikiem studiów i badań przeprowadzonych w Sandviken. Jako przykład przytoczyć można tablicę znormalizowanych gatunków węglików spiekanych, podającą równocześnie instrukcję ich zastosowania (Tablica I). Wspomnieć w tym miejscu należy, że na skutek niewielkich wahań w gatunku (kruchosc, twardosc, gęstość itp.) tego samego rodzaju spiekanych węglików (S1, S2, G1 itd.) zachodzi okoliczność, że płytka nadaje się bardziej do pracy w jednych warunkach, a w innych nieco mniej. Powstały stąd tendencje wykorzystania tych różnic przez powiększenie ilości znormalizowanych gatunków płytek. Tego rodzaju propozycje nie zostały uznane za korzystne, gdyż powiększenie asortymentu płytek, powiększyłoby asortyment narzędzi, wprowadziłoby nowe grupy narzędzi, nowe oznaczenia i nazwy, dodatkowe instrukcje robocze itd.

Mając na względzie prawidłowe stosowanie płytek ze spieków na właściwie dobranych narzędziach,



Rys. 16. a) krawędź tnąca narzędzia, szlifowana tarczą diamentową o wielkości ziaren 400 i polerowana diamentową ośką o tej samej wielkości ziaren. (Pow. x 116), b) krawędź tnąca narzędzia, szlifowana tarczą diamentową o wielkości ziaren 400 bez polerowania. (Pow. x 116), c) krawędź tnąca narzędzia, szlifowana tarczą diamentową o wielkości ziaren 260 i polerowana ośką diamentową o wielkości ziaren 400. (Pow. x 116). d) krawędź tnąca narzędzia szlifowana tarczą karborundową o wielkości ziaren 46 bez polerowania. (Pow. x 116).

⁴⁾ T. Berglund o. O. Svahn. Pulvemetallurgi och har-metallverktyg. Sandvikens Handbok, del. 9 1946.

Tablica I.

Znormalizowane gatunki węglików spiekanych i instrukcje ich stosowania.

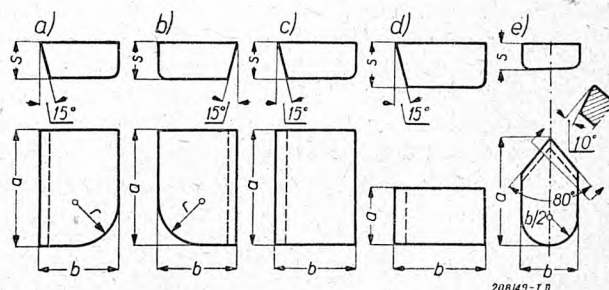
COROMANT		Gatunki Coromant do narzędzi tnących, powierzchni narażonych na ścieranie i t. p.		10
Gatunki normalne	Oznaczenie barwa	Ciężar właściwy	Dziedzina zastosowania	
Coromant S 1	Czarna	11,2	Stal i staliwo, stopowe i niestopowe. Bardzo duże szybkości skrawania. Nowoczesne obrabiarki.	
Coromant S 2	Biała	11,6	Stal i staliwo, stopowe i niestopowe. Duże szybkości skrawania. Duże posuwy. Skrawanie przerywane. Zmienna głębokość. Starsze obrabiarki w dobrym stanie. S2 jest nieco mocniejszy niż S1.	
Coromant S 3	Czerwona	13,3	Stal i staliwo, stopowe i niestopowe. Średnie szybkości skrawania. Bardzo grube skrawanie. Zmienna głębokość skrawania. Niesprzyjające warunki pracy. S3 jest mocniejszy niż S2. Szybkość skrawania 2 do 4 razy większa niż stali szybko tnącej.	
Coromant G 1	Niebieska	14,7	Żeliwo, miedź i stopy miedzi, np. mosiądz lub brąz; czyste aluminium; żywice syntetyczne np. bakelit; ponadto na ostrza kłów tokarskich, nakładki do narzędzi i części maszyn szczególnie narażonych na ścieranie np. sprawdziany, śruby mikromierzy, wódziki, prowadnice drutu i t. p.	
Coromant G 2	Brunatna	14,2	Twarde drzewo, drzewo tikowe, klejonka, masonit i t. p. Ponadto do narzędzi przebijających np. wiertła górnicze. G2 jest twardszy niż G1.	
Coromant H 1	Żółta	14,7	Twarde żeliwo, hartowane żeliwo kokilowe, odlewy temperowane, stopy aluminium np. duraluminium, alusil, solumin; stopy magnezu np. elektron; miedź z mika, szkło, fibra, porcelana, kamienie i t. p.	
Styczeń 1947				
Sandvikens Jernverks Aktiebolag—Sadviken, Szwecja				

pewne wymiary płytek zostały znormalizowane (Tablica II), w wyniku zaś badań i doświadczeń opracowane zostały instrukcje, podające typy i wymiary narzędzi, dla których te płytki należy stosować. Przy nowoczesnych metodach produkcji, gdy szlifowanie narzędzi odbywa się w centralnej ostrzalni, zazwyczaj kilka tylko typów narzędzi wystarcza do wykonywania różnego rodzaju robót na warsztacie. Taki stan rzeczy ma dwie wielkie zalety: po pierwsze daje możliwość wytwórcom płytek produkowania wielkich serii ich wyrobów, co z kolei umożliwia specjalizację, a zatem zmniejszenie kosztów wyrobu. Po drugie, niewielka ilość znormalizowanych typów narzędzi umożliwia wytwórcom opracowywanie instrukcji roboczych, monogramów, tabl. c itp., podających najkorzystniejsze metody stosowania ich wyrobów.

Tego rodzaju pomoce wykonywane są przez Hutę Sandviken. Podane w dalszym ciągu przykłady zilustrują dokładnie tę sprawę.

Tablica II.

Znormalizowane płytki z węglików spiekanych.

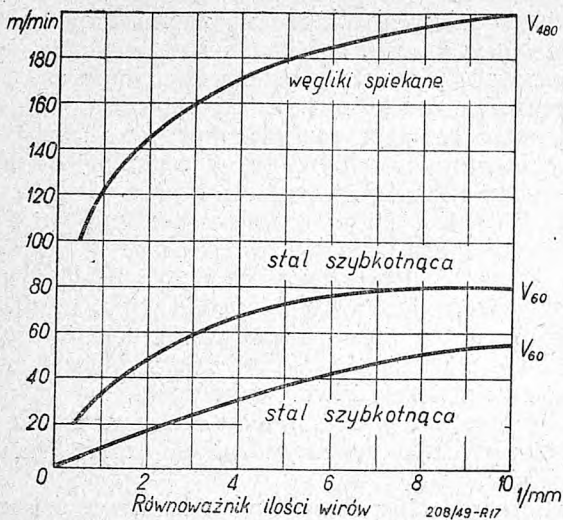


Wymiary w mm

a	A, B			C		D		E	
	b	s	r	b	s	b	s	b	s
4	—	—	—	—	—	6	3	—	—
5	—	—	—	—	—	8	4	—	—
6	—	—	—	—	—	10	5	—	—
8	5	3	3	5	3	12	6	4	3
10	6	4	3	6	4	16	8	5	3
12	8	4	4	8	4	20	10	6	3
16	10	5	5	10	5	25	12	8	4
20	12	6	8	12	6	—	—	10	5
25	16	8	8	16	8	—	—	12	6
32	20	10	10	20	10	—	—	16	8
40	24	12	10	25	12	—	—	—	—
50	32	16	12	32	16	—	—	—	—

Podczas opracowywania obróbki, a w szczególności w przypadku toczenia, należy zgóry wiedzieć, jaką wybrać szybkość skrawania, która dla określonego materiału obrabianego, dla ustalonego typu znormalizowanego narzędzia ze spiekanych węglików oraz przy założonym zgóry posuwie i głębokości skrawania, da wymaganą trwałość narzędzia. Wykres podany na rys. 17 umożliwia szybkie rozwiązanie tego zadania, a mianowicie: Ustaliliśmy rodzaj narzędzia, głębokość skrawania i posuw⁵⁾,

⁵⁾ R. Woxen. A theory and an equation for the life of lathe tools. Diss. Stockholm 1932.



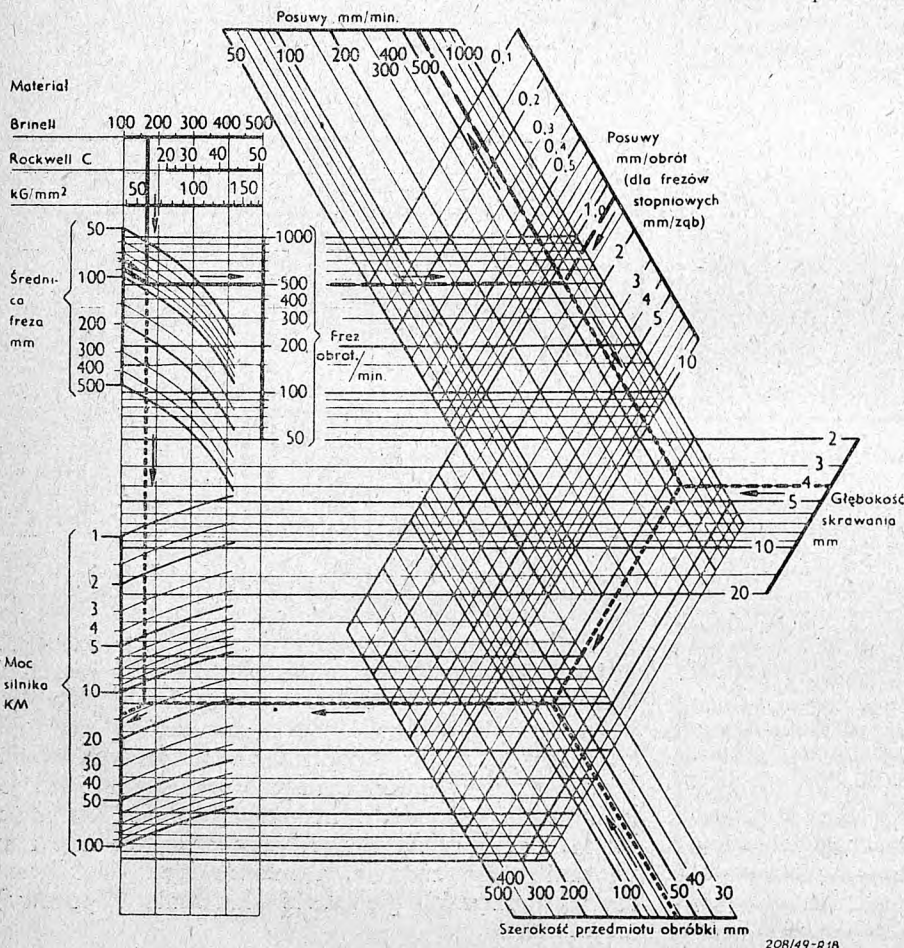
Rys. 17. Szybkość skrawania dla pewnej trwałości ostrza narzędzia, jako funkcja równoważnika ilości wiórów.

określić można szybkość skrawania, która da trwałość narzędzia równą np. 480 minutom. Omawiany wykres odnosi się do określonego gatunku obrabianej stali, dla toczenia bez chłodzenia. Podobne do tego wykresy opracowane są dla innych trwałości narzędzia, z zastosowaniem do rozmaitych warunków obróbki, dla różnych rodzajów skrawanego materiału, rozmaitych gatunków narzędzi z rozmaitymi rodzajami płytek itd. Równoważnik ilości wiórów określa się przez odczyt z odpowiedniego nomogramu.

Do skrawania narzędziami z węglików spiekanych Huta w Sandviken posiada nomogramy typu, jak na rys. 18. Z tych nomogramów wybrać można posuw, szybkości itd. według tabliczek umieszczonych na obrabiarkach, uwzględniając założone dla danego przypadku warunki obróbki. Niezależnie od tego za pomocą tegoż nomogramu sprawdzić można wielkość wymaganej siły skrawania.

Prace działu badań Huty w Sandviken nie ograniczają się tylko do prób z narzędziami do toczenia i do frezowania. Wykonywane są również na wielką skalę zakrojone próby i badania w odniesieniu do: matryc do przeciągania, wiertel, rozwiertaków, skrobaków, narzędzi do płytkiego i do głębokiego tłoczenia, wiertel do skał i wiele innych. Badania te mają na celu określenie możliwości technicznych narzędzi ze spiekanych węglików, ich najkorzystniejszych kształtów i najstosowniejszych warunków ich pracy.

Biorąc ogólnie, ze wszystkiego co było wyżej powiedziane wynika, że badania muszą być tak ściśle, jak tylko to jest możliwe, związane z istniejącymi warunkami w praktyce i stąd, tego rodzaju badawcza praca musi być co do swego zasięgu bardzo rozległa. Ażeby dostarczać nakładki ze spiekanych węglików, które będą właściwie pracowały na właściwie skonstruowanych narzędziach i ażeby móc zagwarantować jednorodność jakości tego samego gatunku płytek, pojęta w ten sposób praca badawcza staje się nieodzowną koniecznością. Oczywiście jest, że we współczesnych warunkach przemysłowych,



Rys. 18. Nomogram dla frezów ze spiekanych węglików.

O unowocześnienie kalkulacji warsztatowej*)

Prof. inż. WITOLD BIERNAWSKI
i st. asystent inż. JAN KACZMAREK

Dzisiejszy stan kalkulacji warsztatowej. — Konieczność opracowania podstaw nowoczesnej kalkulacji. Wytyczne ekonomizacji produkcji. — Technika kalkulacji wstępnej. — Ekonomiczne obliczenia obróbki skrawaniem. Ekonomiczny okres trwałości ostrza. — Opór skrawania i godzinowa wydajność narzędzia, w funkcji jednostkowej długości czynnej krawędzi tnącej. — Konieczność ustalenia współczynnika sprawności obrabiarek w zależności od obciążenia obrabiarki i ilości obrotów. — Rola nowoczesnych nomogramów w kalkulacji warsztatowej i przykłady ich stosowania.

„Zadaniem naszego pokolenia, wyznaczonym przez historię, jest dopędzić w rozwoju technicznym przodujące kraje świata, uczynić z Polski kraj przemysłowy o wysokiej kulturze technicznej i wielkiej zamożności. To co narody dokonały w rozwoju wieloletnim, my wskutek zaniedbań naszej przeszłości, musimy dokonać w ciągu kilku lat“.

(Z. apelu Prezydium Konferencji Obrabiarkowo-Narzędziowej w Poznaniu, 7—8 maja 1948 r.).

Hasło rzucone przez Konferencję Obrabiarkowo-Narzędziową w Poznaniu w maju 1948 roku: „stały wzrost wydajności naszego przemysłu metalowego co najmniej 10% rocznie“ zobowiązuje cały świat techniczny. Musimy użyć wszelkich sposobów, wszelkich środków, aby ten cel został osiągnięty.

Tak więc i nauka o obróbce skrawaniem stawia sobie jako naczelny swój cel ciągłe doskonalenie procesów technologicznych w zakresie obróbki skrawaniem. Trzeba przyznać, że z technicznego punktu widzenia notujemy w tej dziedzinie stale nowe osiągnięcia.

Zastanowiwszy się nad efektywnymi cechami produkcji: 1) wydajnością, to jest ilością produktów uzyskanych w określonym czasie, 2) jakością, a więc dokładnością wykonania i wreszcie 3) kosztem wytwarzania, stwierdzimy bez trudu, że zależą one nie tylko od racjonalizacji procesów technologicznych, ale też w znacznym stopniu od tych czynności, które nazywamy planowaniem i kalkulacją obróbki.

Planowanie i kalkulacja są pojęciami o bogatej treści i szerokim zakresie. Stanowią olbrzymi węzeł różnorodnych zagadnień, których rozwikłanie nie może być osiągnięte bez dociekań w zakresie węższym i ściślejszym. To też rozważania nasze zwięzione będą z natury rzeczy tylko do kalkulacji warsztatowej.

Uważając, że kalkulacja warsztatowa stanowi obok racjonalizacji technicznej naturalną drogę pomocy nauki o obróbce skrawaniem dla przemysłu metalowego, — widzimy konieczność przeanalizowania dzisiejszego stanu kalkulacji i rozpracowania tego zagadnienia na poziomie dzisiejszego dorobku nauki i wymagań stawianych przez życie.

Należy stwierdzić, że obecny stan kalkulacji warsztatowej zawiera szereg niedociągnięć i braków, na skutek czego cała ta dziedzina nie stoi na wysokości zadania. Nowe formy gospodarki społecznej, współzawodnictwo pracy, — wymagają grun-

townej rewizji i przepracowania dotychczasowych tabel czasów przygotowawczych i pomocniczych. Dotychczasowe bezkrytyczne przyjmowanie szybkości skrawania jako szybkości optymalnych, bez należytego naukowego i ekonomicznego uzasadnienia, brak wielu niezbędnych pomocy kalkulacyjnych, słabe albo żadne powiązanie tworzenia planów operacyjnych obróbki z właściwą kalkulacją, — to tylko pierwsze z brzegu niedociągnięcia, które czynią, że normy czasowe wyliczane przez kalkulację wstępną są w gruncie rzeczy szacowaniem w dużych granicach tolerancji, tak, iż robotnik może mieć wątpliwości czy należy postępować ściśle w myśl wytycznych kalkulatora.

Nie negacja jest jednak celem artykułu. Kalkulacja warsztatowa powinna się opierać nie tylko na danych doświadczalnych, ale również na podstawach naukowych. Dlatego chcielibyśmy przedstawić tu w ogólnym zarysie wymagania odnośnie unowocześnienia naszej kalkulacji warsztatowej. Zdajemy sobie sprawę, że opracowanie podstaw nowoczesnej kalkulacji warsztatowej i przygotowanie kadr kalkulatorów na odpowiednim poziomie, wymaga długich i obszernych jeszcze studiów, badań, doświadczeń oraz na olbrzymią skalę pracy zespołowej. Nade wszystko jednak konieczne jest stworzenie właściwego programu tej pracy.

Przez kalkulację w pojęciu najogólniejszym rozumimy cykl czynności zdążających do ścisłego ustalenia nakładów obciążających jednostkę produkcji. Kalkulacja jest jednym z podstawowych czynników wpływających na ekonomizację procesów wytwórczych, których wynikiem powinno być otrzymanie produktu lub usługi możliwie najlepszej przy najmniejszym nakładzie kosztów oraz trudu i pracy ludzkiej.

Kalkulacja warsztatowa, będąca częścią kalkulacji technicznej, zawęża określenie kalkulacji tereno-wo do warsztatu wytwórczego oraz przedmiotowo do nakładów robocizny bezpośredniej.

Podkreśliśmy celowo słowo „ustalenia“, a nie tylko obliczenia materiałów dostarczonych przez planującego obróbkę, co powszechnie uważa się za zadanie kalkulacji.

Kalkulacja nie może być procesem biernym, ale powinna być procesem aktywnym. Zawierać winna aspekt planowania procesów wytwórczych, preliminowania czasów oraz zestawienia efektów zaplanowanych z osiągniętymi (t. zw. kalkulacja ostateczna).

A więc wynikiem kalkulacji powinno być narzucenie szeregu wytycznych dla najpełniejszej ekonomizacji produkcji w zakresie:

*) Odczyt wygłoszony w Warszawie SIMP w 15 kwietnia 1949 r.

a) doboru rodzaju obróbki i wynikającego z niej wyboru rodzaju i typu obrabiarek. Zagadnienia: strugać czy frezować, diamentować czy szlifować lub im podobne, — zbyt często się zjawiają przed opracowywaniem plan operacyjny i zbyt znaczne mogą spowodować straty w wypadku złego wyboru, by można było je lekceważyć. Musi się znaleźć instrument lub metoda, dostępna dla przeciętnego poziomu kalkulatora, która pozwoli ten problem rozstrzygnąć w sposób właściwy,

b) wykorzystania obrabiarek ze względu na ich moc i możliwości produkcyjne przez odpowiednie zaplanowanie kolejności operacji. Pobieżne nawet studium w naszych warsztatach wystarcza, by stwierdzić, że poprawa sytuacji w tej dziedzinie dalałaby bardzo duże oszczędności,

c) racjonalnego użycia uchwyty, przyrządów i innych pomocy warsztatowych,

d) właściwego doboru materiału i kształtu narzędzi skrawających,

e) doboru właściwych warunków skrawania: ekonomicznej szybkości skrawania v_e [m/min]; szybkości posuwu p [mm/obr]; głębokości skrawania g [mm]; oraz innych, stwarzających ekonomiczne optimum obróbki skrawaniem,

f) zmniejszenie czasów straconych, pomocniczych i przygotowawczych przez odpowiednie zaplanowanie obróbki i organizację pracy.

Nowoczesna kalkulacja warsztatowa winna więc w szczególności posiadać cechę ścisłego oparcia się na zdobyczych nauki o obróbce skrawaniem i bezustannego doskonalenia swych metod w miarę postępu nauki. Łączność między nauką a przemysłem musi być żywa, czasokres przenikania nowych osiągnięć wiedzy do przemysłu musi być krótki, a bezwładność wynikająca z zachowywania przestarzałych metod musi się zmniejszyć wydatnie.

Dalszą cechą nowoczesnej kalkulacji winien być daleko posunięty automatyzm, a równocześnie metodyczność. Przyjęcie określonej ilości założeń naczelnych winno dać możliwość mechanicznego, krótkiego w czasie, a trafnego wyznaczenia pozostałych danych, warunkujących ekonomiczne optimum obróbki skrawaniem.

Niezbędnym wreszcie warunkiem jest ścisłe przestrzeganie zasady, że planowanie obróbki (plany operacyjne) i kalkulacja wstępna to dwa elementy organicznie ze sobą złączone. Złe czyni planujący obróbkę, nie licząc w minutach czasu maszynowego oraz czasów przygotowawczych, pomocniczych i straconych, — jak też źle czyni tak zwany kalkulator, który mechanicznie wyciąga z różnych tabel minuty i tylko sumuje je bez przemyślenia, czy takie rozwiązanie cyklu produkcyjnego, z punktu widzenia kosztów wytwarzania, jest najlepsze.

I na marginesie jeszcze jedna uwaga. Technika i metody nowoczesnej kalkulacji winny dać również i konstruktorom obrabiarek instrument szybkoiego analizowania różnych alternatyw rozwiązań w budowie obrabiarek, z którego konstruktor napewno chętnie będzie korzystał.

Z kolei zastanówmy się nieco nad samą techniką kalkulacji wstępnej. Jest jasne, że zgodnie z cechą automatyzmu, musi istnieć zawsze pewna ustalona

ilość założeń narzuconych, takich na przykład jak ekonomiczny okres trwałości ostrza, tolerancja wykonania przedmiotu, gładkość powierzchni i t.p., — która pozwoli na wyznaczenie pozostałych interesujących nas wielkości. Oprócz założeń, niezbędne są pomoce i przybory ułatwiające liczenie, a więc tablice, wykresy, a w szczególności odpowiednie nomogramy i suwaki. Potrzebne są również zbiory danych statystycznych z doświadczeń, prób i produkcji, którymi mogą być korygowane inne wyliczenia. W szczególności potrzebne są zestawienia czasów pomocniczych i przygotowawczych odpowiednio zaktualizowane. Odpowiednio zaprojektowane formularze i właściwy tok postępowania, wpłyną na zwiększenie sprawności i przejrzystości pracy kalkulatora.

Na czoło zagadnień planowania technologicznego, a więc i kalkulacji warsztatowej, niewątpliwie wysuwa się zagadnienie określenia ekonomicznego optimum obróbki skrawaniem.

Przez ekonomiczne optimum skrawania, rozumie się taki dobór obrabiarki, narzędzi, przyrządów i uchwyty oraz warunków skrawania, który, przy danym materiale obrabianym i w danych warunkach organizacyjnych zakładu produkcyjnego, daje nam w możliwie najkrótszym czasie, największą ilość, najlepszych pod względem dokładności i wartości, możliwie najtańszych przedmiotów.

Czynnikami, posiadającymi specyficzne znaczenie dla ustalenia ekonomicznego optimum obróbki, będą wśród innych — przede wszystkim:

a) ekonomiczny okres trwałości ostrza T_e [min],

b) racjonalne z punktu widzenia procesów technologicznych warunki skrawania, a powiązane równocześnie z następstwami stosowania ekonomicznego okresu trwałości ostrza,

c) ekonomiczne wykorzystanie obrabiarki, a więc praca obrabiarki przy maksymalnej sprawności ogólnej.

Szczególnego uzasadnienia wymaga ekonomiczny okres trwałości ostrza T_e i odpowiadająca mu ekonomiczna szybkość skrawania v_e . Ekonomiczny okres trwałości ostrza, przy którym produkujemy najtaniej, to znaczny koszt jednostkowy osiąga swoje minimum, — bez względu na sposób określania jego wartości da się przedstawić wzorem:

$$T_e = (s - 1) \cdot \frac{K_c - K_m}{k_m} \text{ min.} \quad (1)$$

gdzie oznaczają:

s — wykładnik z wzoru Taylora,

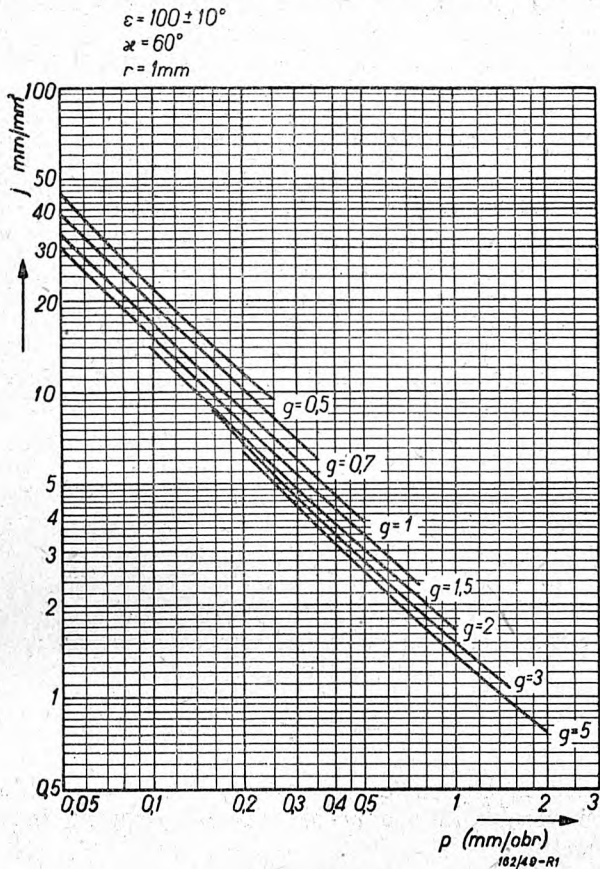
K_c — koszt całkowity operacji w złotych, przypadający na jeden okres trwałości ostrza,

K_m — koszty maszynowe przypadające na jeden okres trwałości ostrza w złotych,

k_m — koszty maszynowe przypadające na jednostkę czasu trwałości ostrza zł/min.

Koszty maszynowe tak samo jak i koszt całkowity nie są niezmiennie. Jedynie w obrębie ustalonej produkcji, niezmiennych warunków obróbki skrawaniem i ustalonej organizacji pracy, można uważać ustalenie wielkości ekonomicznego okresu trwałości ostrza za słuszne.

Wydajność przodowników pracy, ruch współzawodnictwa, — mogą poważnie zmniejszyć wielkość T_e . Uwzględniając nawet, że przebieg funkcyjny całkowitego kosztu jednej operacji w zależności od okresu trwałości narzędzia, ma w okolicy minimum



Rys. 1. Przykład nomograficznego przedstawienia zależności jednostkowej długości czynnej krawędzi tnącej j w funkcji posuwu p i głębokości skrawania g , $j =$

$= f(p, g, r, \varepsilon, k)$ przy stałych: promieniu zaokrąglenia ostrza r , kącie przystawienia k oraz kącie wierzchołkowym ε .

przebieg dość płaski, a więc zyski stosunkowo nie wielkie, — w dążeniu do zwiększenia oszczędności produkcji warto wykorzystać nawet niewielkie polepszenie w tym kierunku, zwłaszcza w produkcji seryjnej lub masowej.

Kalkulator musi to doskonale rozumieć i musi umieć wylczyć dla warunków pracy w danym zakładzie, właściwy, ekonomiczny okres trwałości ostrza.

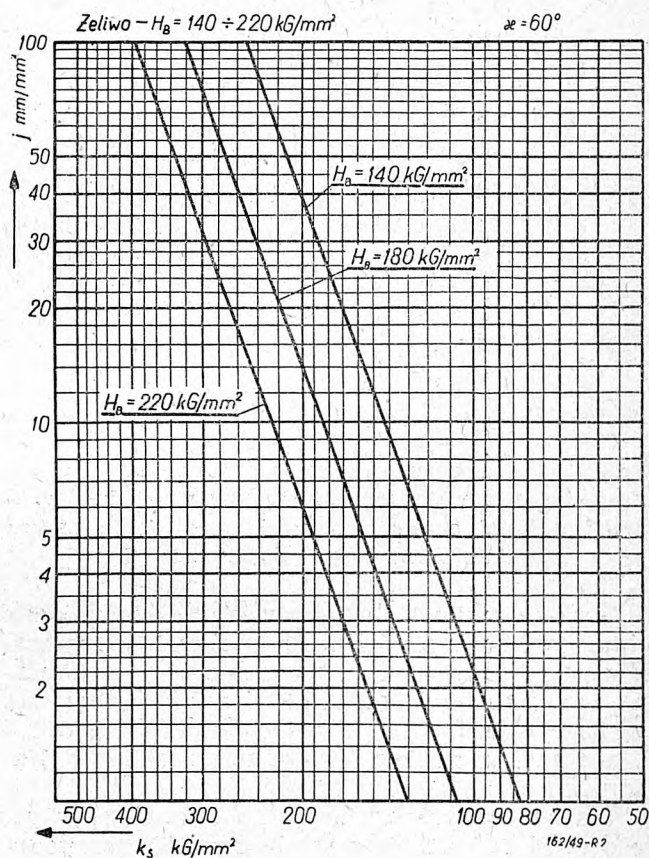
Dalszymi czynnikami zasadniczymi, warunkującymi trafne określenie ekonomicznego optimum obróbki skrawaniem, są możliwie najściślejsze wyniki badań naukowych, a przede wszystkim pomiary oporów skrawania i pomiary trwałości ostrza w funkcji szybkości skrawania. Okazuje się, że w tej dziedzinie jest do zanotowania fakt specjalnie godny uwagi.

Wielkości oporów skrawania i godzinowej wydajności narzędzia określić można ze znacznie większą ścisłością, gdy jako parametr zmienny odniesienia przyjmiemy jednostkową długość czynnej krawędzi tnącej, a nie jak dotychczas przekrój poprzeczny warstwy skrawanej.

Użycie jednostkowej długości czynnej krawędzi tnącej j , przy tym samym wysiłku co przy stosowaniu przekroju poprzecznego warstwy skrawanej, — zmniejsza pole błędów. j zawiera bowiem pięć parametrów, które we wzorach opartych na poprzecznym przekroju warstwy skrawanej F — odpadały. Dla kalkulatora ma to duże znaczenie, a wątpliwości o nieuchwytności pojęcia jednostkowej długości czynnej krawędzi tnącej są najzupełniej nieistotne. j jest bowiem wielkością tak samo jak F powiązaną z posuwem i głębokością, a więc wielkościami najbardziej realnymi na warsztacie i dającą się łatwo na drodze nomograficznej wyznaczyć. Przykład takiego nomogramu zawiera rys. 1.

Również zależność oporu właściwego skrawania (k_s) w funkcji j oraz godzinowej wydajności narzędzia (Q_{60} , v_{60}) w funkcji j , — jak to przykładowo przedstawiają rysunki 2 i 3, są łatwe do przedstawienia.

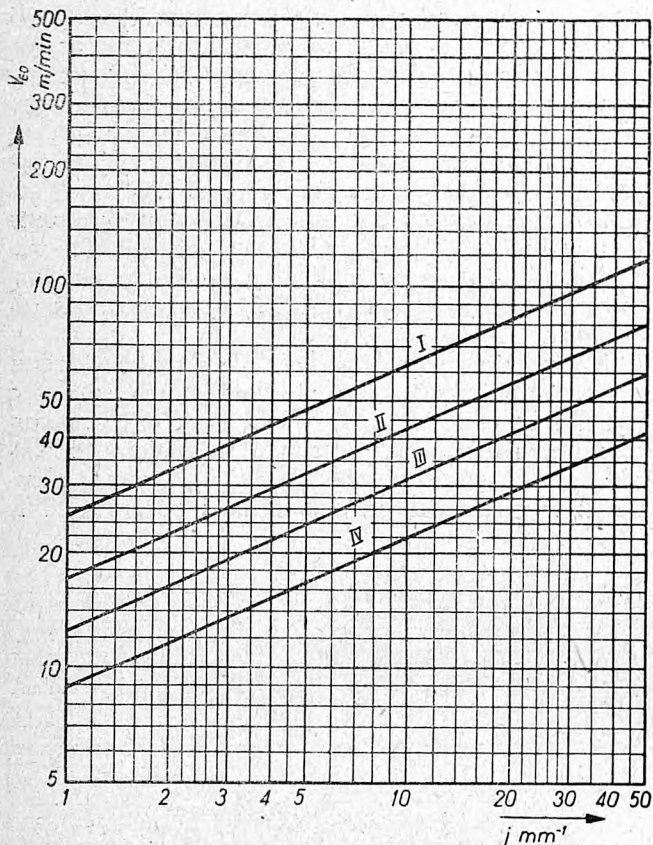
Najściślejsze jednak podejście z punktu widzenia zasad obróbki skrawaniem nie da żadnych wyników, jeśli nie zostanie usunięty wielki brak naszych parów obrabiarkowych. Jest nim nieznaną charakterystykę ogólnego współczynnika sprawności obrabiarek w zależności od obciążenia i obrotów. Nie



Rys. 2. Przykład nomograficznego przedstawienia zależności oporu właściwego skrawania k_s od jednostkowej długości czynnej krawędzi tnącej j dla danego materiału skrawanego i danego narzędzia.

spełnimy zasadniczego warunku ekonomii produkcji, jeśli współczynniki sprawności określane będą „na oko”. Palącym zagadnieniem jest opracowanie metod i przyrządów do wyznaczania współczynnika sprawności obrabiarek wszystkich typów. Znajomość mo-

cy użytecznej na narzędziu, decyduje przecież o tym, czy energię napędową wykorzystujemy w pełni, czy też w małym procencie. Charakterystyki sprawności obrabiarek muszą się stać integralną częścią kart maszynowych.



Rys. 3. Przykład nomograficznego przedstawienia zależności godzinowej szybkości skrawania v_{60} od jednostkowej długości czynnej krawędzi tnącej j dla danego materiału skrawanego i danego narzędzia.

Brak charakterystyk sprawności obrabiarek obok niepełnych opracowań i nieściśłości w tabelach czasów przygotowawczych i pomocniczych, — uważamy za źródła największych błędów w kalkulacji oraz w planowaniu. Uzupełnienie tych braków winno być z całą energią podjęte przez kompetentne w tym kierunku czynniki.

Na koniec tych szkicowych rozważań, słów parę o specjalnej roli, jaką w nowocześnie prowadzonej kalkulacji powinny spełnić nomogramy kalkulacyjne.

Muszą to być przede wszystkim nomogramy nowe, uwzględniające nowe wyniki badań naukowych. Nomogramy te, niezależnie od typu, siatkowe, krzywoliniowe czy drabinkowe, — winny posiadać ważną cechę uniwersalności, a więc takiego powiązania wszystkich wartości obliczeniowych, sprawdzających i założeniowych, — by mogły dać odpowiedź bez uciekania się do dodatkowych tablic czy uzupełnień. Jest to trudne do urzeczywistnienia, ale trudności te

są natury technicznej, a nie teoretycznej, a więc do przewyciężenia.

Przykładowo cechę uniwersalności zilustrujemy następująco.

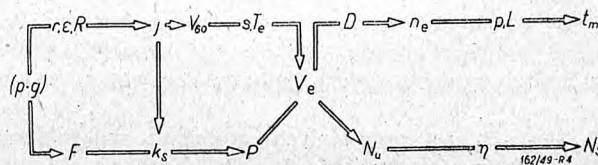
1. W planowej gospodarce uspołecznionej dominującą rolę zajmie produkcja, do której potrzeb dobrać będzie i projektowany park obrabiarkowy. Będzie to zatem zagadnienie określenia zapotrzebowania mocy i możliwości produkcyjnych obrabiarki, wychodząc z założonych warunków obróbki skrawaniem. Zatem będziemy mogli przyjąć wielkość posuwu p i głębokości skrawania g . Stąd, — jak to przedstawiamy na osobnym schemacie, (rys. 4) — wyznaczmy łatwo j . Jednostkowa długość czynnej krawędzi tnącej j , dla danego materiału obrabianego i materiału narzędzia, w sposób bezpośredni pozwala na określenie oporu właściwego skrawania k_s [kG/mm²] oraz godzinową szybkość skrawania v_{60} [m/min]. Równocześnie znając p i g znamy F , bo:

$$F = p \cdot g \text{ mm}^2 \quad (2)$$

Mając F i k_s znajdujemy siłę skrawania P [kG]. Z v_{60} i z wyliczonego uprzednio T_e , przy znanym dla tego typu obróbki s (wykładnik ze wzoru Taylora), — obliczymy v_e ekonomiczną szybkość skrawania. Siła skrawania P i ekonomiczna szybkość skrawania v_e wyznaczają już wprost moc użyteczną N_u

$$N_u = \frac{P \cdot v_e}{4500} \text{ KM} \quad (3)$$

a tym samym, znając charakterystykę sprawności danej obrabiarki, mamy określoną wymaganą moc silnika.



Rys. 4. Schematyczne przedstawienie toku obliczania zapotrzebowania mocy dla danych warunków obróbki skrawaniem (wynikające z dostosowania parku obrabiarkowego do planowanej obróbki skrawaniem).

2. Należy się jednak liczyć z tym, że w licznych przypadkach zagadnienie może być odwrócone, mianowicie do określonego parku obrabiarkowego będzie dostosowywana produkcja. Opracowując nomogram uniwersalny musimy i tę możliwość uwzględnić. Innymi słowy, mając obrabiarkę, znamy jej N_u — i stąd chcemy określić jej możliwości produkcyjne: przekrój poprzeczny warstwy skrawanej F i szybkość skrawania v , która powinna być równocześnie szybkością ekonomiczną. Teoretycznie zagadnienie to jest nierozwiązalne, bo z jednej zależności chcemy wyznaczyć dwie niewiadome.

$$N_u = K \cdot F^b \cdot v_e; \quad (4)$$

gdzie K i b stałe dla danego materiału skrawanego i danego narzędzia. Staje się to jednak możliwe przy zastosowaniu pewnego przybliżenia, dającego błędy w granicach dopuszczalnych, tym bardziej, że metoda taka ma dać tylko ogólną orientację co do możli-

wości obrabiarki, to jest orientację co do przyjęcia p i g oraz v_e . Sposób postępowania jest następujący.

Na podstawie danych doświadczalnych, na przykład przy toczeniu, okazuje się, że dwa zmienne parametry ze wzoru *Taylora*.

$$T = \left(\frac{C}{D}\right)^5; \dots \dots \dots (5)$$

C i s można uważać dla danego materiału skrawanego, materiału narzędzia i określonego typu obróbki (zgrubna, pośrednia, wykańczająca) za stałe.

Znając zamierzenia obróbcze tylko bardzo ogólnie, a więc czy będzie to obróbka zgrubna czy wykańczająca, możemy dla danego materiału obrabianego określić C i s . Ta okoliczność pozwala nam na wyznaczenie v_e wprost ze wzoru *Taylora*.

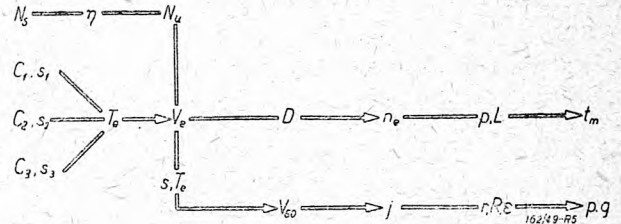
$$v_e = \frac{C}{\sqrt{s T_e}}; \dots \dots \dots (6)$$

Mając zaś v_e i N_u , nie mamy już przeszkód w określeniu na nomogramie (rysunek 5) wielkości p i g . Będą to wielkości orientacyjne, niezupełnie ścisłe, ale dostatecznie dokładne jako pierwsze przybliżenie. Dla dokładnego przeliczenia zakładamy posuw p i powtarzamy postępowanie poprzednie, omówione w p. 1.

Część nomogramu dotycząca wylczenia czasu maszynowego t_m [min] ze znanych: prędkości obrotowej n [obr/min], prędkości posuwu p [mm/obr] oraz długości skrawania L [mm], jest powszechnie znana, więc nie ma potrzeby tej sprawy bliżej omawiać.

Pełna uniwersalność nomogramu wymagać będzie powiązania wielkości obróbczych również z dokładnością obróbki i tolerancją wykonania oraz z klasą

gładkości. Na podstawie wykonanych już prac w tym kierunku, można twierdzić, że jest to w pełni możliwe. Jednak omówienie tego ze względu na ramy referatu musi być poniechane.



Rys. 5. Schematyczne przedstawienie toku przybliżonego wyznaczania posuwu p i głębokości skrawania g dla danej obrabiarki i danego rodzaju obróbki skrawaniem (wynikające z dostosowania warunków obróbki skrawaniem do istniejącego parku obrabiarkowego).

W każdym razie ideałem byłby nomogram, który na jednym arkuszu umożliwiałby wykonanie wszystkich czynności kalkulacji bez względu na typ obróbki (zgrubna czy wykańczająca), materiał obrabiany, materiał narzędzia i rodzaj obrabiarki. Teoretycznie rzecz ta byłaby możliwa. Niestety, odbiłoby się to poważnie na przejrzystości i czytelności nomogramu, dlatego nomogram uniwersalny winien być raczej rozdzielony na trzy do czterech części.

Zagadnienie, które poruszaliśmy, stanowi niewątpliwie jedno z centralnych punktów zainteresowania przemysłu. Braki i niedociągnięcia w omawianej dziedzinie usunąć musi wzmoczona akcja wydawnicza takich instytucji wydawniczych jak Instytut Wydawniczy SIMP, Towarzystwo Naukowej Organizacji i Kierownictwa, Główny Instytut Pracy i inne, — co przyczyni się równocześnie do dalszego postępu w dziedzinie ekonomizacji produkcji.

Zasady projektowania działu obróbki mechanicznej

Inż. JAN PAWLIKOWSKI

Uwagi dotyczące zgrupowania obrabiarek przy produkcji jednostkowej, seryjnej i masowej. — Ruch części w dziale obróbki mechanicznej. — Odległość między obrabiarkami i między ścianami, filarami a obrabiarkami — Określanie powierzchni działu obróbki mechanicznej. — Określanie powierzchni magazynów, oraz oddziałów pomocniczych.

1. Ustawienie obrabiarek.

Obrabiarki do metali mogą być rozmieszczone w dziale obróbki mechanicznej dwojako: wg typów lub grup obrabiarkowych, lub też wg technologicznego planu obróbki.

W pierwszym przypadku, który charakteryzuje przeważnie produkcję jednostkową, obrabiarki ustawia się wg rodzajów obróbki, t. zn. tworzy się grupy obrabiarek (tokarek, frezarek, wiertarek itd.), przy czym kolejność lub porządek tych grup określa się kolejnością operacji większości części, podlegających obróbce w danym dziale.

W początkowej fazie obróbki części, posiadających kształt obrotowy (koła, tuleje, tarcze, walki, kołnierze itp.), winny być ustawione tokarki.

W zależności od wielkości można je jeszcze podzielić na tokarki ciężkie, średnie i małe, jak również na uniwersalne i produkcyjne.

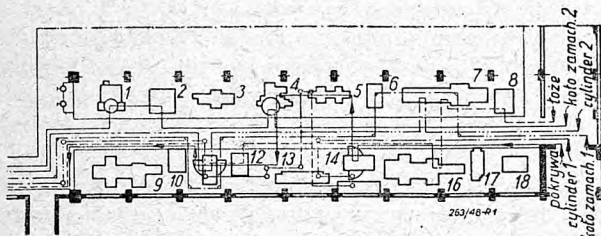
Przy tokarkach mogą być ustawione dłutownice dla wykonania rowków na wpusty.

W środkowej części hali może znajdować się grupa frezarska, składająca się z oddzielnych podgrup frezarek uniwersalnych, poziomych i pionowych, jak również frezarek obwiedniowych do kół zębatych. Obok grupy frezarskiej zazwyczaj ustawia się strugarki poprzeczne. Dalej wiertarki pionowe, kolumnowe i promieniowe.

Grupa szlifierska, przeznaczona do operacji wykończających, ustawiana jest zwykle na końcu hali obok magazynu części gotowych i stanowiska odbioru technicznego części.

Przy obróbce części o powierzchniach płaskich (płyty, korpusów, łoż), na początku cyklu produkcyjnego grupuje się płyty traserskie, następnie strugarki podłużne oraz frezarki podłużne lub bramowe, za nimi wytaczarki i wiertarki promieniowe, a wreszcie szlifierki do płaszczyzn.

Przy rozstawieniu obrabiarek należy dążyć nie tylko do jednokierunkowego ruchu produktu, lecz także do najlepszego wykorzystania powierzchni pod suwnicami. W tym celu zaleca się podzielić obrabiarki na kilka grup, w zależności od ciężaru obrabianych części. Grupy te należy rozmieszczać pod suwnicami o odpowiedniej nośności.



Rys. 1. Plan ruchu części w dziale obróbki mechanicznej. 1 — dłutownica, 2 — płyta, 3 — tokarka tarczowa, 4 — tokarka karuzelowa, 5 — wytaczarka, 6 — płyta, 7 — strugarka podłużna, 8 — płyta, 9 — wytaczarka, 10 — płyta, 11 — wiertarka promieniowa, 12 — płyta, 13 — tokarka, 14 — wiertarka promieniowa, 15 — placówka kontroli, 16 — wytaczarka, 17 — tokarka, 18 — płyta.

Sposób drugi, tj. ustawienie obrabiarek wg technologicznego planu obróbki, dotyczy przeważnie produkcji seryjnej i masowej. Sposób ten można zastosować, w zależności od rodzaju produkcji, w zakładach o ilości obrabiarek produkcyjnych powyżej 150 sztuk.

W tym przypadku obrabiarki są ustawiane wg kolejności przebiegu obróbki jednakowych, lub też podobnych części, posiadających zbliżony przebieg obróbki (koła zębate, wałki, wrzeciona itd.).

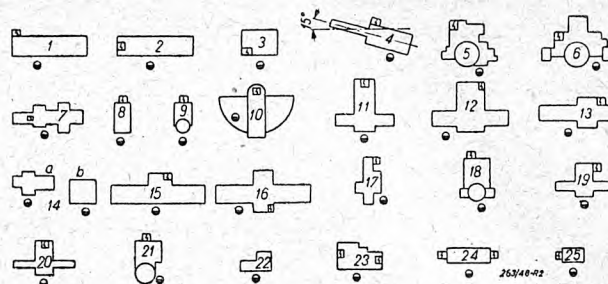
Przy rozstawianiu obrabiarek w liniach (gniazdach), należy dążyć do skrócenia odległości jakie musi przebywać obrabiana część pomiędzy poszczególnymi operacjami. Niedopuszczalny jest charakter kołowy lub pętlowy przepływu materiałów, powodujący ruchy przeciwbieżne, utrudniające transport. Normalna długość linii (gniazda) dla obróbki grupy podobnych części wynosi 40—60 m.

Rys. 1 przedstawia ruch części w oddziale obróbki mechanicznej. Każda grupa obrabiarek (linia-gniazdo) zajmuje oddzielną nawę lub część oddziału obróbki mechanicznej (gniazdo kół zębatach, gniazdo korpusów itd.).

Przekazywanie części z jednego gniazda do drugiego w celu wykonania jakiejkolwiek operacji jest niewskazane i może być dopuszczalne jedynie w przypadku, gdy dana obrabiarka jest przeznaczona do obsługi dwóch obok siebie położonych gniazd, przy zachowaniu warunków niezakłóconego przebiegu części.

Plany rozstawiania obrabiarek należy wykonywać w skali 1 : 100 dla wyjątkowo dużych działów —

1 : 200. Każdy rodzaj obrabiarki posiada umówioną formę graficzną, którą przedstawia rys. 2.



Rys. 2. Graficzne oznaczenia obrabiarek do metali i miejsca dla pracownika.

1 i 2 — tokarki z różnym rozmieszczeniem silników, 3 — tokarka wielonożowa, 4 — rewolwerówka, i automat prętowy, 5 — karuzelówka mała, 6 — karuzelówka duża, 7 — wytaczarka, 8 i 9 — wiertarki pionowe, 10 — wiertarka promieniowa, 11 — frezarka pionowa i pozioma, 12 — frezarka uniwersalna, 13 — frezarka podłużna, 14a — frezarka obwiedniowa, 14b — strugarka lub dłutownica do kół zębatach, 15 — strugarka podłużna jednostojakowa, 16 — strugarka podłużna dwustojakowa, 17 — strugarka poprzeczna, 18 — dłutownica, 19 — szlifierka do wałków, 20 — szlifierka podłużna do płaszczyzn, 21 — szlifierka do płaszczyzn ze stołem obrotowym, 22 — szlifierka do otworów, 23 — szlifierka bezkołowa, 24 — centrowka, 25 — gwinciarz do śrub.

Rozstawienie obrabiarek winno się odbywać w uzależnieniu od słupów, ścian, przejść itp. Odstęp między obrabiarkami, jak również pomiędzy końcowym lub sąsiednimi elementami budynków (słupami, ścianami), są uzależnione od warunków bezpieczeństwa pracy i warunków stanowiących o dogodnej eksploatacji obrabiarki.

Przy rozplanowaniu rozstawienia urządzeń produkcyjnych należy przestrzegać następujących wytycznych.

Miejsce dla pracownika nie powinno być węższe niż 750 mm i znajdować się przed obrabiarką; miejsce to oznacza się na planie kółkiem. Przy rozstawianiu obrabiarek wzdłuż ściany odstęp obrabiarki od słupa wbudowanego w ścianę wynosi:

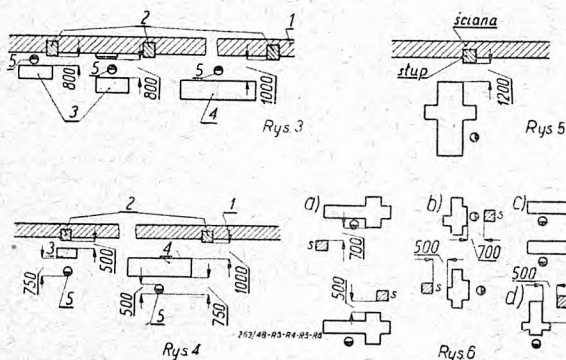
a) gdy pracownik znajduje się pomiędzy ścianą i obrabiarką dla małych i średnich obrabiarek — nie mniej niż 800 mm, dla dużych — nie mniej 1000 mm (rys. 3),

b) gdy obrabiarka ustawiona jest przed ścianą, a pracownik z drugiej strony obrabiarki, dla małych i średnich obrabiarek — nie mniej 500 mm, dla dużych — nie mniej 1000 mm (rys. 4).

Obrabiarki z przesuwными stołami (strugarki podłużne lub frezarki podłużne czy bramowe) ustawione prostopadle do ściany, winny być oddalone nie mniej niż 1200 mm od ściany lub znajdującego się obok słupa (rys. 5), licząc od najbardziej wysuniętego punktu stołu.

Przy ustawianiu obrabiarek w pobliżu słupów, należy zachowywać minimalne odstęp między słupem i obrabiarką, podane na rys. 6:

a) dla strugarek podłużnych, poprzecznych i do kół zębatach pomiędzy skrajną linią obrysa obrabiarki, a słupem położonym z przodu — 700 mm, przy położeniu słupa z tylnej strony obrabiarki, pomiędzy słupem i skrajną linią obrysa — 500 mm (rys. 6 a i b),



Rys. 3. Odległości od ścian i słupów obrabiarek, gdy pracownik ma miejsce między ścianą i obrabiarką.

1 — ściana, 2 — słup, 3 — mała lub średnia obrabiarka, 4 — obrabiarka duża, 5 — miejsce dla pracownika.

Rys. 4. Odległości od ścian i słupów dla obrabiarek ustawionych tyłem do ściany.

1 — ściana, 2 — słup, 3 — mała lub średnia obrabiarka, 4 — duża obrabiarka, 5 — miejsce dla pracownika.

Rys. 5. Odległość od słupa strugarek i frezarek podłużnych, ustawionych prostopadłe do ściany.

Rys. 6. Minimalne odległości między słupem i obrabiarką. a — dla strugarki podłużnej, b — strugarki poprzecznej do kół zębatach, c — tokarki, d — frezarki i szlifierek, s — słup.

b) dla tokarek: pomiędzy słupem i przednią linią obrysa obrabiarki 600 mm, pomiędzy słupem i tylną linią obrysa — 500 mm (rys. 6 c),

c) dla frezarek i szlifierek pomiędzy stołem i słupem niemniej 700 mm, pomiędzy słupem i korpusem z bocznej strony — 500 mm (rys. 6 d).

Przy ustawieniu obrabiarek tyłami do siebie najmniejsza odległość pomiędzy obrabiarkami uwidoczona jest na rys. 7:

a) dla tokarek, automatów, rewolwerówek uchwytowych, frezarek, obrabiarek do kół zębatach, szlifierek i strugarek poprzecznych — 500 mm (rys. 7 a, b, c, d, e),

b) dla strugarek podłużnych, frezarek podłużnych bramowych, podłużnych szlifierek do płaszczyszyn — 1000 mm (rys. 7 f).

Najmniejsze odległości pomiędzy obrabiarkami w kierunku podłużnym ich ustawienia podane są na rys. 8:

a) dla tokarek, frezarek i frezarek do kół zębatach, strugarek poprzecznych, szlifierek do wałków, rewolwerówek uchwytowych (dla rewolwerówek prętowych ustawionych pod kątem 15° lub w szachownicy) — 600 mm,

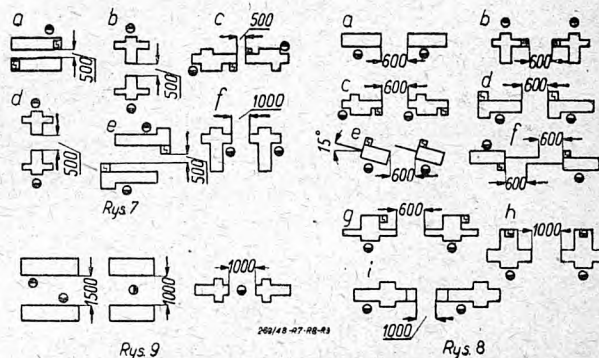
b) dla strugarek podłużnych, frezarek podłużnych i bramowych, szlifierek podłużnych do płaszczyszyn, wytaczarek, przeciągarek poziomych — 1000 mm.

W warsztatach mechanicznych dostosowanych do potoku produkcyjnego odległość pomiędzy obrabiarkami określa się głównie na podstawie wymiarów urządzeń transportowych (transportery, taśmy, pochylnie itp.). W razie niestosowania tych urządzeń, obrabiarki należy tak ustawiać, ażeby na miejscu pracy pomieściło się wszystko co do danego miejsca pracy należy (materiał, półfabrykaty, rysunki, narzędzia itp.), bez przeszkody dla pracownika, poza tym, ażeby istniało miejsce umożliwiające rozebranie względnie usunięcie obrabiarki do naprawy.

Najmniejsza odległość między dwoma obrabiarkami, obsługiwanymi indywidualnie bez uwzględnienia miejsca na wózki transportowe wynosi 1500 mm, zaś w przypadku obsługi dwóch obrabiarek przez jednego pracownika — 1000 mm (rys. 9).

Odległość płyty traserskiej lub kontrolnej od najbliższych obrabiarek, lub stołów ślusarskich powinna wynosić niemniej jak 1000 mm, a od ściany — 700 mm (rys. 10).

Wymiary głównych przejść pomiędzy obrabiarkami zależne są od wymiarów środków transportowych (wózków elektrycznych, motorowych lub ręcznych). Obrysie załadowanego wózka należy przyjąć uwzględniając największą część obrabianą w danym warsztacie, o ile wielkość jej przekracza szerokość wózka. Jeżeli wymiary części są mniejsze od powierzchni wózka, wówczas szerokość tego ostatniego jest miarodajna do określenia wymiarów szerokości przejścia.



Rys. 7. Najmniejsze odstępy przy ustawieniu obrabiarek tyłem do siebie.

d — dla tokarek, b — frezarek do kół zębatach, c — strugarek poprzecznych, d — szlifierek, e — automatów i rewolwerówek.

a — strugarek, frezarek i szlifierek podłużnych do płaszczyszyn wytaczarek.

Rys. 8. Najmniejszy odstęp przy szeregowym ustawianiu obrabiarek.

f — tokarek, — frezarek, c — strugarek poprzecznych, — rewolwerówek i automatów uchwytowych, e — rewolwerówek i automatów prętowych, f — rewolwerówek i automatów prętowych ustawionych w szachownicę, g — szlifierek do wałków, h — strugarek i frezarek podłużnych, wytaczarek i przeciągarek, i — szlifierek podłużnych do płaszczyszyn.

Rys. 9. Odstęp pomiędzy dwoma obrabiarkami.

Minimalna odległość pomiędzy obrabiarkami ustawionymi z obu stron głównego przejścia przy ruchu jednokierunkowym wózków o nośności 1 — 1,5 ton wynosi:

a) przy ustawieniu obrabiarek tyłem do przejścia — 2000 mm (rys. 11 a),

b) przy ustawieniu obrabiarek, jednej tyłem, jednej przodem do przejścia — 2400 mm (rys. 11 b),

c) przy ustawieniu obrabiarek przodem do przejścia — 2800 mm (rys. 11 c).

Dla umożliwienia dwukierunkowego ruchu wózków tego samego wymiaru i nośności, szerokość przejścia wynosi (rys. 12 a, b, c):

dla a — 3600 mm, dla b — 4000 mm, dla c — 4400 mm.

W razie zastosowania środków transportowych o większej nośności i wymiarach jak samochody, wagony itp., odległość pomiędzy obrabiarkami dla uzyskania przejścia należy ustalić, odpowiednio do wielkości (szerokości) zastosowanych środków transportowych.

Drugorzędne przejścia wynikają z normalnych odległości pomiędzy obrabiarkami i służą tylko dla przechodzenia przez pracowników.

Obrabiarki ustawia się na danym oddziale w 2, 3 lub 4 rzędy, zależnie od szerokości nawy, ograniczonej dwoma równoległymi rzędami słupów.

Ciężkie obrabiarki ustawiamy w 2 rzędy, średnie w 2—3, lekkie w 3—4 rzędy (rys. 13 a, b, c, d).

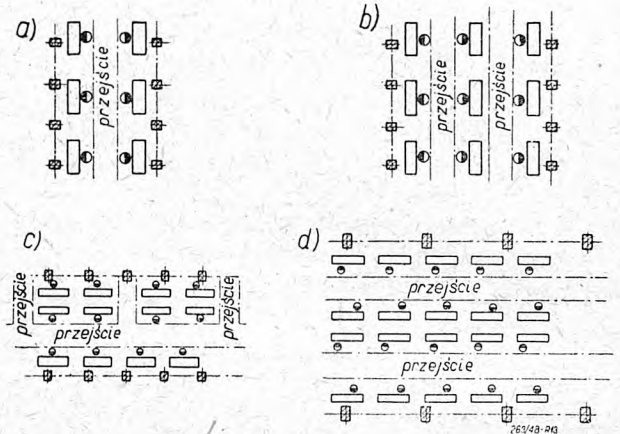
W każdej nawie można ustawiać obrabiarki wzdłuż, w poprzek i pod kątem lub w szachownicę (rys. 14 a, b, c, d).

Najwygodniejsze i najczęściej stosowane jest ustawienie obrabiarek wzdłuż nawy. Ustawienie obrabiarek w poprzek można stosować, o ile daje ono lepsze wykorzystanie powierzchni. Ustawienie pod

nię należy mieć na uwadze dostęp obustronny, rys. 14 d.

Przy wszystkich sposobach ustawienia obrabiarek należy przewidywać miejsce dla pracownika od strony przejścia, w celu ułatwienia obsługi miejsca pracy (wymiana narzędzi, dostawa materiału, odbiór części gotowych itp.).

Przy potoku produkcyjnym niejednokrotnie, w celu uzyskania jaknajkrótszego ruchu części, zachodzi potrzeba innego rozstawienia obrabiarek aniżeli podano wyżej. Przykład takiego rozstawienia obrabiarek podaje rys. 15.



Rys. 13. Ustawianie obrabiarek w nawie. a — w dwa rzędy z jednym przejściem, b — w trzy rzędy z dwoma przejściami, c — w trzy rzędy z jednym przejściem podłużnym, d — w cztery rzędy z dwoma przejściami.

Przy ustawianiu obsługi kilku obrabiarek, obsługiwanych przez jednego pracownika, należy mieć na względzie:

a) najbardziej dogodnie dla pracownika położenie mechanizmów sterujących,

b) minimalny czas na przejście od jednej obrabiarki do drugiej.

Przykład rozstawienia sześciu jednocześnie obsługiwanych obrabiarek podaje rys. 16.

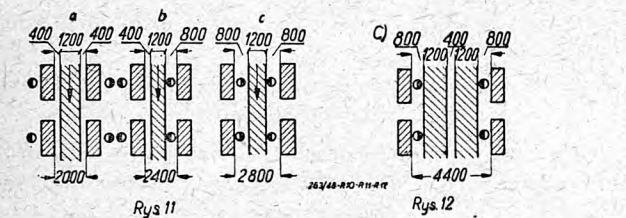
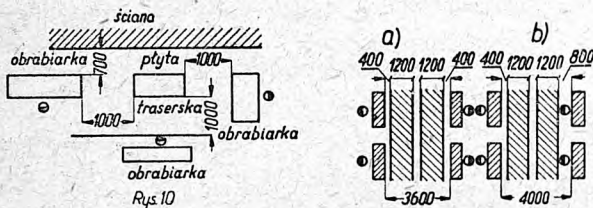
Przy ustawieniu jednocześnie obsługiwanych obrabiarek z obu stron transportera rolkowego, należy (o ile to jest możliwe z punktu widzenia transportu) stosować przerwy w transporterze w celu skrócenia drogi pracownika przy przejściu od jednej do drugiej obrabiarki (rys. 17).

2. Wymiary powierzchni dla warsztatu obróbki mechanicznej.

Z planu ustawienia obrabiarek i różnych urządzeń produkcyjnych wynikają wymiary powierzchni produkcyjnych działu obróbki mechanicznej: (Ilość pomieszczeń i ich wymiary).

Wskaźnikiem charakteryzującym wykorzystanie powierzchni pomieszczeń produkcyjnych działu obróbki mechanicznej jest tzw. względna powierzchnia, tj. powierzchnia w metrach kwadratowych, obliczana średnio na jedną obrabiarkę.

Wskaźnik ten jest różny dla różnych grup obrabiarek i można go przyjąć w przybliżeniu: dla obra-



Rys. 10. Odstęp płyty traserskiej lub płyty kontrolnej od ściany i od obrabiarek.

Rys. 11. Odstęp pomiędzy obrabiarkami przy jednostronnym ruchu wózków elektrycznych.

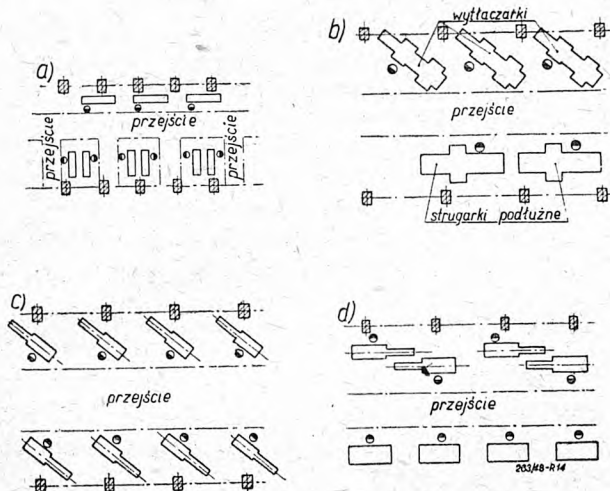
Rys. 12. Odstęp między obrabiarkami przy dwustronnym ruchu wózków elektrycznych.

kątem ma zastosowanie do rewolwerówek i automatów do robót prętowych, wytaczarek, przeciągarek, strugarek podłużnych, frezarek podłużnych i szlifierek do płaszczyzn, w celu lepszego wykorzystania powierzchni pomieszczenia.

Rewolwerówki i automaty do robót prętowych ustawia się pod kątem 15—20° lub większym w zależności od szerokości i długości zarezerwowanej dla nich powierzchni. Przy rozstawieniu ich w szachow-

biarek małych 10—12 m², dużych 30—45 m² i bardzo dużych 50—150 m² na jedną obrabiarkę.

W razie konieczności w większego skupienia obrabiarek (przy wykorzystaniu istniejących budynków) wartości powierzchni, podane wyżej mogą być obniżone do 20—25%.



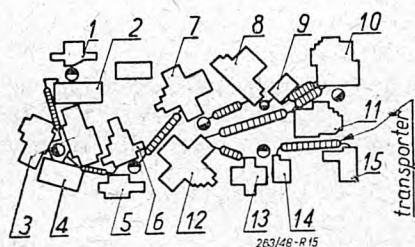
Rys. 14. Ustawianie obrabiarek w nawie.

a — poprzeczne i podłużne ustawienie obrabiarek z podłużnym przejściem, b — ustawienie wytaczarki pod kątem, c — ustawienie rewolwerówek pod kątem, d — ustawienie rewolwerówek w szachownicę.

Wymiary powierzchni produkcyjnej działu obróbki mechanicznej mogą być określone w przybliżeniu wg „powierzchni względnej”.

3. Magazyn surowców.

W magazynie przechowuje się zapas materiałów prętowych, odkówek itp. surowca przeznaczonego do przeróbki w danym dziale.



Rys. 15. Ustawienie obrabiarek dla potoku produkcyjnego o najkrótszym ruchu części obrabiarek (liczby wskazują kolejność operacji).

Magazyn winien być umieszczony: albo na początku działu obróbki mechanicznej, albo w oddzielnej nawie prostopadłej do naw obróbki mechanicznej, albo w przybudówce do głównego budynku zaopatrzonej w urządzenia transportowo-podnośnikowe.

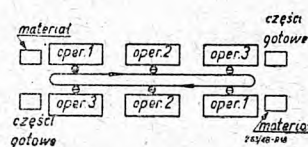
Ten ostatni rodzaj budowy magazynu ma zastosowanie w oddziałach ciężkiej obróbki mechanicznej.

Powierzchnia zajmowana przez materiały i półfabrykaty określa się:

a) dla dużych półfabrykatów wg ich obrysu, uwzględniając zapasy odpowiadające 2—3-dniowemu zapotrzebowaniu działu. Największe półfabrykaty (odlewy korpusów, łoż, duże odkuwki w ciężkim przemyśle) nie są przechowywane w magazynie lecz zostają dostarczone do obróbki bezpośrednio z odlewni lub kuźni,

b) dla materiałów prętowych i półfabrykatów przechowywanych na stojakach i półkach przeznaczają się odpowiedniej wielkości powierzchnię, uwzględniając zapasy 10—12-dniowe. Plan ustawienia półek i stojaków wskazuje sposób wykorzystania powierzchni.

Dopuszczalne obciążenia stropów w magazynach położonych na górnych piętrach wynoszą średnio 0,75 tony na 1 m². Przy obliczeniach przybliżonych można przyjmować obciążenie powierzchni podłogi całego piętrowego magazynu 1 — 1,25 t/m².



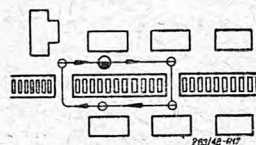
Rys. 16. Ustawienie 6 obrabiarek przy jednoczesnej ich obsłudze.

Na magazyny należy przeciętnie przewidywać powierzchnię wynoszącą 8—12% powierzchni działu obróbki mechanicznej, zależnie od rodzaju produkcji (drobna, średnia, ciężka).

Bardzo często przewiduje się również w magazynie gruntowanie odlewów przed obróbką mechaniczną.

4. Obcinanie i centrowanie.

Oddział który wykonywa przecinanie, centrowanie, prostowanie i zdzieranie zgrubne części z materiałów prętowych, okrągłych, kwadratowych i innych w małych i średnich działach obróbki mecha-



Rys. 17. Ustawienie obrabiarek z obu stron transportera przy jednoczesnej obsłudze.

nicznej, mieści się zazwyczaj w pomieszczeniu magazynu materiałów, w dużych — wydzielany jest w osobny dział, w oddzielnym pomieszczeniu.

Potrzebną ilość obrabiarek dla tego oddziału obliczamy na podstawie planu technologicznego dla obróbki mechanicznej. Minimalny komplet obrabiarek winien zawierać 6 jednostek: piłę wahadłową, tarczową, obcinarkę nożową, centrowkę, zdzierarkę do wałków, praskę do prostowania.

Powierzchnie oddziału należy obliczać wg ilości potrzebnych obrabiarek, przy których należy zarezerwować miejsce na materiały i półfabrykaty. Na jedną obrabiarkę można przyjąć w tym wypadku od 20—25 m².

Całkowitą powierzchnię magazynu surowców i półfabrykatów wraz z działem obcinania można przyjąć w granicach 15—18% powierzchni działu obróbki mechanicznej.

5. Kontrola produkcji.

Zazwyczaj kontrola produkowanych części umieszczana jest na końcach linii (gniazd) produkcyjnych, przed magazynem części gotowych do montażu, niezależnie jednak od tego pomiędzy poszczególnymi obrabiarkami znajdują się stanowiska dla kontroli międzyoperacyjnej. Przy zastosowaniu potoku produkcyjnego stanowiska kontroli znajdują się w linii potoku, wg kolejności operacji.

Powierzchnia niezbędna dla stanowisk określa się po zaplanowaniu ilości miejsc, urządzeń i narzędzi, a mianowicie:

a) płyt kontrolnych z niezbędnymi do pomiarów narzędziami,

b) stołów do oględzin, pomiarów i selekcjonowania części,

c) szaf oszklonych do narzędzi i przyrządów pomiarowych,

d) półek i stojaków.

Powierzchnię tą można obliczyć w przybliżeniu wg liczby kontrolerów, licząc 6—8 m² na jednego kontrolera. Przy szczegółowym projektowaniu powierzchni oddziału kontroli określa się przez rozplanowanie stanowisk kontroli, inwentarza, urządzeń półek itd.

Orientacyjne wymiary stanowisk kontroli międzyoperacyjnej wynoszą 2,5 × 2,5 m.

6. Magazyn części gotowych.

W magazynie części gotowych przechowywane są całkowicie obrabione części przeznaczone do montażu. Magazyn jest położony na końcu hali obróbki mechanicznej, tuż za kontrolą ostateczną na drodze ruchu części z obróbki na montaż.

Zapas gotowych części jaki winien znajdować się w magazynie wynosi:

przy produkcji seryjnej — na 10—12 dni, w tej liczbie części dużych na 3—5 dni,

przy produkcji masowej — na 3—5 dni.

Części są przechowywane na półkach, stojakach, specjalnych podstawach, stołach itp.

Powierzchnię magazynu określa się na podstawie rozplanowania i zsumowania powierzchni po-

szczególnych miejsc do przechowywania określonych części w określonym czasie. Pomiedzy poszczególnymi półkami czy stojakami należy pozostawiać przejścia 1,25—2,5 m, w zależności od stosowanych urządzeń transportowych.

7. Ostrzalnia.

Ostrzalnia służy do centralnego ostrzenia i docierania narzędzi tnących. Jest ona zazwyczaj położona przy wypożyczalni narzędzi i oddzielona od niej oszkloną przegródką.

Powierzchnię ostrzalni oblicza się na podstawie ilości i rozstawienia szlifierek narzędziowych. Zgrubszą można przyjąć 7—9 m² na jedną szlifierkę.

Ilość ostrzałek szlifierek obliczamy w przybliżeniu w stosunku procentowym do obsługiwanego parku obrabiarkowego:

dla dużych działów obr. mech. — 4%

dla średnich " " " — 5%

dla małych " " " — 6%

Ilość docieraczek przyjmujemy na około 50% ilości ostrzałek potrzebnych do ostrzenia docieranych narzędzi.

8. Wypożyczalnia narzędzi.

Wypożyczalnia narzędzi zaopatruje poszczególne miejsca pracy w narzędzia i przyrządy. Przy produkcji jednostkowej i seryjnej w m arę możliwości winna znajdować się po środku obróbki mechanicznej, a przy potoku produkcyjnym z boku linii potoku, tam gdzie zgrupowane są inne oddziały pomocnicze.

Powierzchnia wypożyczalni może być uzależniona od ilości obsługiwanych miejsc pracy. Dla wyliczenia powierzchni, służy wskaźnik określający wymiary powierzchni wypożyczalni w metrach kwadratowych na jedną obrabiarkę, w dziale obróbki mechanicznej obsługiwanej przez wypożyczalnię, przy dwóch zmianach — 0,45—0,55 m², przy trzech — 0,70—0,80 m², na jedną obrabiarkę (wartość mniejsza odnosi się do warsztatów o ilości obrobionych powyżej 150, większa — do ilości poniżej 150).

Powierzchnię wypożyczalni obsługującej ślusarnię i montaż można przyjąć 0,15—0,25 m² na jednego ślusarza, sumarycznie na wszystkie zmiany.

LITERATURA.

1. W. P. Lurionow — „Slesarno-remontnoje dielo“.
2. Władziewskij i Jakobson — „Montaż, eksploatacja i remont metaloobrobnych stankow“.
3. Encyklopedia Maszynostrojstwa — tom XIV.

ERRATA.

W artykule prof. dr inż. A. Krupkowskiego p. t. „Zagadnienie utleniania metali oraz sposoby uodpornienia ich na korozję tlenową“, zamieszczonym w „Przeglądzie Mechanicznym“ w zeszycie 4—6/49 w części nakładu maszyna drukarska nie dobiła kresek, — w związku z czym we wzorze (2) str. 102 zamiast ΔF_T^0 powinno być $\Delta \overline{F_T^0}$

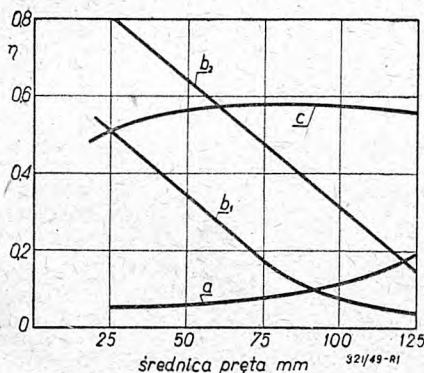
Usprawnienia w kuźnictwie radzieckim

Inż. mech. ADAM MINCHEJMER

Korzyści stosowania w kuźnictwie grzania elektrycznego. — Sprawność ogrzewania elektrycznego. — Porównanie zużycia energii i kosztów przy stosowaniu różnych metod ogrzewania. — Ogrzewanie elektrolityczne.

Przy rozbudowie i modernizacji kuźni przemysłu metalowego w Związku Radzieckim coraz powszechniej stosowane są elektryczne metody nagrzewania stali: oporowa, indukcyjna i elektrolityczna.

Wyszły one już ze stadium eksperymentowania a decyzja o wprowadzeniu w danej kuźni tej czy innej nowej metody grzania opierana już jest na analizie rodzaju robót danej kuźni oraz w oparciu o dokładną znajomość charakterystycznych właściwości poszczególnych metod grzania.



Rys. 1. Wykresy sprawności grzania prętów różnych wymiarów, *a* — grzanie w piecach płomieniowych, *b*₁ — grzanie oporowe prętów o długości 200 mm, *b*₂ — grzanie oporowe prętów o długości 1000 mm, *c* — grzanie indukcyjne.

Na łamach radzieckiego czasopisma *Avtomobilnaja Promyszenost* nr 7/48 ukazał się w związku z tym ciekawy artykuł *D. I. Romanowa*, przeprowadzający technologiczne i ekonomiczne porównanie grzania oporowego i indukcyjnego z graniem w płomieniowych piecach gazowych i ropowych.

Techniczne i organizacyjne korzyści zastosowania elektrycznego grzania w kuźnictwie są następujące:

1. zmniejszenie zużycia stali dzięki umożliwieniu stosowania mniejszych nadadatków obróbkowych i dzięki zmniejszeniu spalania się stali;
2. zwiększenie trwałości foremek dzięki zmniejszeniu ilości zgorzeliny;
3. zwiększenie wydajności pracy kowali;
4. zmniejszenie powierzchni, zajmowanej przez urządzenia ogrzewające;
5. polepszenie zdrowotnych warunków pracy w kuźni;
6. skrócenie czasu nagrzewania, co pociąga za sobą wydatne skrócenie czasu całego procesu kucia.

Ocena i porównywanie różnych metod grzania na podstawie tylko wymienionych właściwości jest jednak nie wystarczające i *D. I. Romanow* we wspom-

nianym artykule przeprowadza dokładną analizę współczynnika sprawności grzania, ilości energii potrzebnej do nagrzania 1 tony stali do temperatury kucia oraz kosztu nagrzania 1 tony stali przy zastosowaniu pieców płomieniowych, grzania oporowego i grzania indukcyjnego.

Ciekawe jest podejście autora do zagadnienia i osiągnięte wyniki.

Dla osiągnięcia wyników porównywalnych rozpatruje tylko grzanie prętów okrągłych o średnicach od 25 do 125 mm i długości od 200 do 1000 mm i ustala wykresy poszukiwanych wielkości w funkcji średnicy pręta i jego długości. Wyjściowe zaś wielkości opiera na danych z praktyki warsztatowej.

Współczynnikiem sprawności grzania nazywa autor stosunek przyrostu ciepła zawartego w stali przy podgrzaniu jej o 1050 C, obliczonego na podstawie pojemności cieplnej stali, do całkowitej ilości energii, dostarczonej do pieca lub grzejnika w postaci paliwa lub prądu elektrycznego.

Różnica między całkowitą ilością dostarczonej energii a przyrostem ciepła ogrzanej stali stanowi straty danego urządzenia ogrzewającego.

Dla pieców płomieniowych wchodzi tu w grę:

- 1 — straty promieniowania pieca,
- 2 — straty na przewodnictwie cieplnym pieca i straty konwekcji,
- 3 — straty ciepła zawartego w spalinach.

Podręczniki i katalogi podają zazwyczaj „sprawności pieców” w granicach 18—22%, wielkości te są jednak nie realne ponieważ dotyczą idealnego, ustalonego „biegu” pieca i nie uwzględniają strat na rozpalanie, przestoje i otwieranie drzwiczek. Autor nie bawi się więc w jakiegokolwiek teoretyczne wyliczenia i wyniki swe opiera na rzeczywistych danych eksploatacyjnych z kilku większych kuźni z okresu II półrocza 1946 r. i I półrocza 1947 r. W danych tych uwzględnione były nie tylko rozchody paliwa, ale i wymiary grzanych prętów, przy czym okazało się, że ze wzrostem średnicy grzanych prętów wzrasta współczynnik sprawności grzania. Zależność ta przedstawiona jest linią *a* na rys. 1. Sprawność grzania nie zależy od długości prętów.

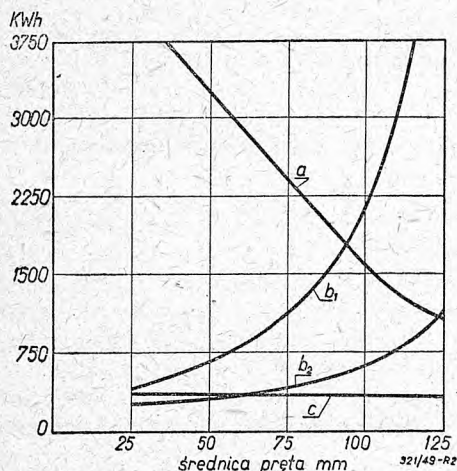
Przy grzaniu oporowym trzeba brać pod uwagę:

- 1 — straty elektryczne w transformatorze przetwornicy,
- 2 — straty cieplne grzanego pręta — wskutek przewodnictwa, a przede wszystkim promieniowania,
- 3 — straty w przewodach, szynach i na kontaktach między przetwornicą a grzonym prętem.

Sprawność grzania w tych warunkach może być przedstawiona jako iloczyn sprawności transformatora, sprawności zabezpieczenia przed stratami cieplnymi oraz sprawności przewodów i styków.

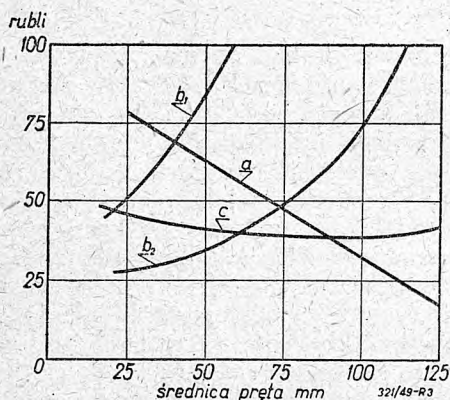
Sprawność prawidłowo zbudowanych transformatorów można uważać za stałą, wynoszącą 95%.

Na straty cieplne składają się przede wszystkim straty na promieniowanie, które są tym większe, im dłużej trwa ogrzewanie pręta. Badania pyrometryczne wykazały, że przy założeniu równomiernego



Rys. 2. Wykresy zużycia energii na nagrzanie 1 tony stali przy różnych metodach grzania.

wzrostu temperatury o 1050 C straty promieniowania wynoszą 9 watów na sekundę na 1 cm² powierzchni pręta, z drugiej zaś strony doświadczenie warsztatowe wykazało, że szybkość nagrzania oporowego można doprowadzić do wielkości obliczanej wg prostej reguły: czas ogrzewania pręta, niezależnie od jego długości wyrażony w sekundach równa się średnicy pręta wyrażonej w milimetrach. Naprzykład pręt 35 mm nagrzewany jest przez 35 sekund itp.



Rys. 3. Wykresy kosztu nagrzania tony stali przy różnych metodach grzania.

Przeliczając sprawność zabezpieczenia przed stratami cieplnymi przy wyżej podanych wielkościach otrzymuje się dla niej wielkość 90%, niezależnie od długości pręta.

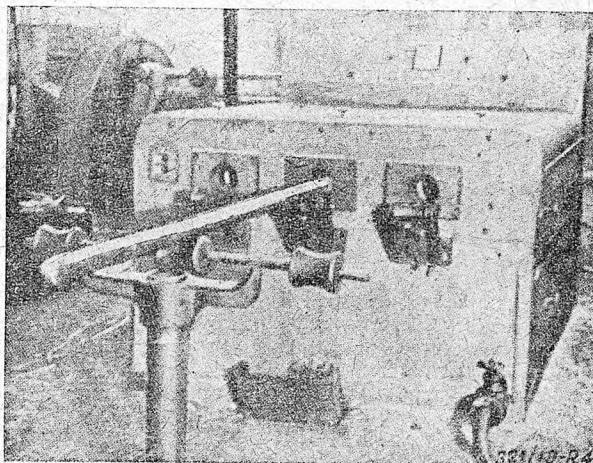
Wielkością decydującą w największym stopniu o ogólnej sprawności ogrzewania oporowego jest sprawność przewodów i styków. Wyraża się ona stosunkiem oporu samego grzanego przedmiotu, do całkowitego oporu we wtórnym obwodzie przetwornicy, obejmującego poza oporem przedmiotu także opory wszystkich przewodów, szyn i styków. Wiel-

kość ta zależy w znacznej mierze od średnicy i długości grzanego pręta i dlatego też linie b_1 i b_2 na rysunku 1, przedstawiające sprawności oporowego grzania prętów o długości 200 i 1000 mm są względem siebie znacznie przesunięte. Linie te obliczone zostały przy założeniu poprzednio podanych wartości sprawności transformatora i zabezpieczenia od strat cieplnych oraz wartości oporu sieci i styków, przeciętnych dla dobrze rozwiązanych urządzeń do grzania oporowego. Zły stan styków może sprawność grzania oporowego znacznie zmniejszyć.

Dla oceny sprawności grzania indukcyjnego uwzględnione zostały urządzenia o stosunkowo niskiej częstotliwości rzędu 1000 okresów na sekundę, potrzebnej dla nagrzania prętów nawskroś, i zasilane przetwornicami w układzie silnik-prądnicą.

W urządzeniach tych uwzględnia się:

- 1 — straty w przetwornicy,
- 2 — straty w sieci doprowadzającej prąd wysokiej częstotliwości do cewki,
- 3 — straty w cewce,
- 4 — straty cieplne grzanego pręta.



Rys. 4. Urządzenie do grzania indukcyjnego prętów w kuźni 1 GPZ im. Kaganowicza.

Sprawność przetwornic omawianego typu waha się w granicach od 75% do 85% i zależy od stopnia jej obciążenia. Wyłania się więc konieczność posiadania indukcyjnych urządzeń grzewczych możliwie ściśle dostosowanych do poszczególnych zadań grzewczych. Do obliczeń autor przyjmuje wartość przeciętną 80%.

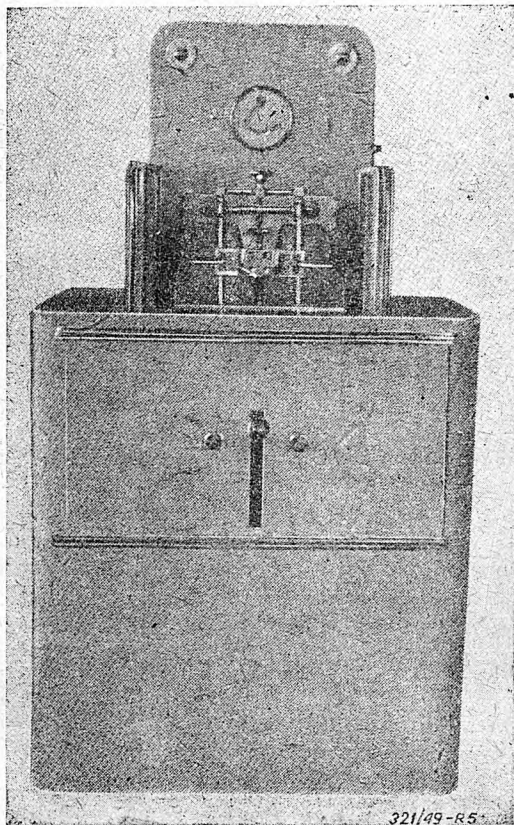
Straty w przewodach doprowadzających prąd wysokiej częstotliwości są praktycznie bardzo małe i nawet przy długości przewodów do 20 m nie przekraczają 1% o ile cewka indukcyjna jest należycie skompensowana kondensatorami i $\cos \varphi$ jest bliski jedności.

Sprawność cewki zależy od jej wymiarów, kształtu i częstotliwości prądu. Dla grzania prętów cewka powinna posiadać długość taką samą co nagrzewane części pręta, stopień wypełnienia cewki prętem musi się wahać w granicach 0,75 do 0,95, częstotliwość prądu musi być dobrana optymalnie do średnicy pręta. Autor przeprowadził szereg badań ustalając tę optymalną wielkość, a obliczenia sprawności cewki wykonane zostały w założeniu że luz promieniowy

między cewką i prętem wynosi zawsze 10 mm, co stanowi minimalny luz, dopuszczalny ze względu na warunki pracy urządzenia.

Straty ciepłe składają się przede wszystkim ze strat na promieniowanie jak i w przypadku grzania oporowego, jednakże czas nagrzewania jest niestety znacznie dłuższy i dla prętów o średnicach od 30 do 80 mm wynosi praktycznie 60 do 120 sekund.

Na podstawie tych wszystkich danych i założeń obliczona została krzywa η na rys. 1, charakteryzująca sprawność grzania indukcyjnego. Ma ona zupełnie odmienny charakter.



Rys. 5. Automat AE—5 do powierzchniowego hartowania drobnych części przy grzaniu metodą elektrolityczną.

Wyznaczone krzywe sprawności grzania różnych typów urządzeń grzejących pozwalają na wyznaczenie krzywych rozchodu energii na 1 tonę grzanej stali (rys. 2) oraz krzywych kosztu grzania 1 tony stali. Na rys. 3 podane są tego rodzaju krzywe obliczone na podstawie stosowanych w Moskiewskim okręgu przemysłowym cen: 1 tona ropy po 140 rubli, 1 kWh prądu po 12,5 kopiejki.

Wykresy tego typu jak podano na rys. 3 pozwalają na ocenę opłacalności poszczególnych metod grzania dla potrzeb kuziennictwa.

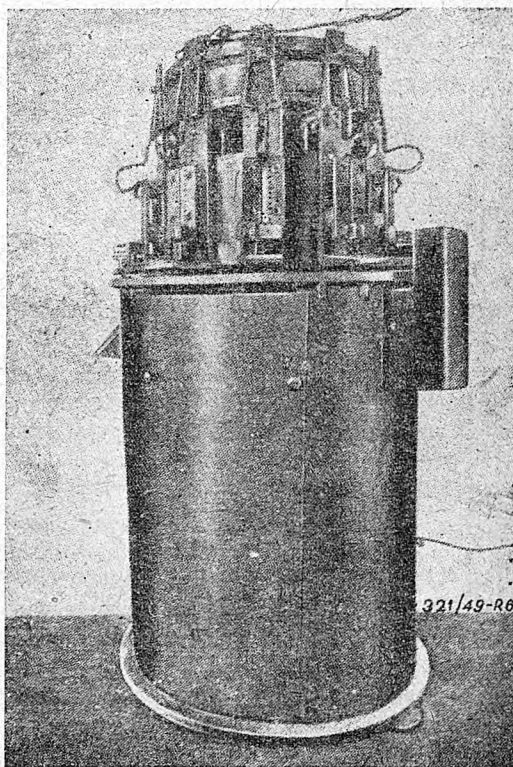
Widzimy, że stosowanie oporowego grzania dla krótkich prętów jest w ogóle nieopłacane. Dla grzania natomiast długich prętów małej średnicy najekonomicznym jest właśnie grzanie oporowe. Dla grzania prętów średniej grubości najekonomicznym jest grzanie indukcyjne, natomiast dla prętów

o dużej średnicy najekonomicznymi są piece płomieniowe.

W innym artykule czasopisma *Automobilnaja Promyszlennost'* w zeszycie 6/48 Laureat Nagrody Stalinowskiej M. Z. Jasnogorodzkiej omawia mało jeszcze u nas znaną metodę grzania elektrolitycznego, nad którą autor pracował już od roku 1937, i która znalazła przemysłowe zastosowanie w szeregu wytwórni ciągnikowych w Związku Radzieckim.

Istota tej metody polega na tym, że, przy dobraniu odpowiedniego elektrolitu i odpowiedniej gęstości prądu, na powierzchni zanurzonego do elektrolitu przedmiotu stalowego powstaje jednolita warstwa gazowego wodoru i elektryczny opór tej warstwy powoduje wywiązywanie się dużej ilości ciepła.

Metoda grzania elektrolitycznego ma przede wszystkim zastosowanie przy obróbce cieplnej do powierzchniowego hartowania i przybierać może różne postacie. Gładkie i równe części, jak np. utwardzane końce trzonek zaworów zanurzane są wprost do elektrolitu, części o wklęsłych powierzchniach, jak np. kielichowe końcówki drążków popychaczy zaworów opierane są wpięrowo o kształtowe wkładki z porowatego materiału ognioodpornego i wraz z tą wkładką zanurzane do elektrolitu. Krążki lub koła, wymagające utwardzenia obwodu, jak np. rolki toczne gąsienicowych ciągników, są zanurzane tylko na części obwodu i obracają się stopniowo na ośce lub w kłach. Wreszcie kulaki i czopy wałków rozrzędu polewane są strumieniem elektrolitu.



Rys. 6. Automat AE—4 do elektrolitycznego grzania drobnych części do kucia.

Metoda grzania elektrolitycznego nadaje się doskonale do automatyzacji i w zakładach ciągnikowych pracuje już obecnie kilka typów automatów do elektrolitycznego powierzchniowego hartowania o wydajności od 1000 do 2400 części na godzinę (patrz rys. 5 i 6).

Rozwój tej metody grzania doprowadził do zastosowania jej i w kuźnictwie przy nagrzewaniu drobnych części do kucia.

Artykuł *M. Z. Jasnogrodzkiego* nie podaje dokładniej analizy sprawności i opłacalności grzania elektrolitycznego w sposób podany przez *D. I. Ro-*

manova. Stwierdza on tylko ogólnie, że koszt prądu stałego, potrzebnego do tej metody, jest niższy o 45% od kosztu prądu wysokiej częstotliwości i zużycie prądu na jednostkę ogrzewanej powierzchni jest przy metodzie elektrolitycznej o 40 do 45% niższy niż przy metodzie indukcyjnej. Poza tym podaje ciekawy przykład, że przejście przy grzaniu do kucia łbów bolców o średnicach od 6 do 12 mm z metody oporowej na elektrolityczną zmniejszyło zużycie prądu z 0,4 kWh na 0,14 kWh na kilogram stali.

A. M.

Jaką wielkość mierzy waga

Dr inż. ZDZISŁAW RAUSZER

Intencją stron przy zawieraniu transakcji, gdy dla oceny ilościowej towaru służy waga, jest poznanie masy. Strony (cokolwiek one o tym same myśla) interesuje nie siła, z jaką ziemia przyciąga, różnie w różnych miejscach i wysokościach, ów towar, lecz inny parametr danego ciała, niezależny od jego miejsca na ziemi, mianowicie to, co w mowie naukowej nazywa się masą, a w potocznej wagą¹⁾.

Również masa, a nie siła interesuje w analogicznym przypadku w badaniach poznawczych lub praktyce technicznej chemika, technochemika i metalurga.

Wagi dźwigowe mierzą masę, a nie zmienny ciężar ciała. Na wysokości 5 km nad powierzchnią ziemi (np. w balonie) kilogram ciąży z siłą o 1,5 G mniejszą niż na jej powierzchni, a waga dźwigniowa wskaże kilogram, a nie 998,5 g, co by powinna wskazać, gdyby mierzyła ciężar.

Wagi sprężynowe i podobne mierzą natomiast siłę, więc w danym przypadku ciężar ciała. Są więc one właściwie dynamometrami (siłomierzami), lecz stosowane, podobnie jak wagi dźwigniowe, dla ilościowej oceny towaru noszą również nazwę wag. Istnieją przyrządy, które wskazują zmiany w różnych miejscowościach ciężaru jednego i tego samego ciała zawieszzonego na prężnej konstrukcji, z dokładnością odpowiadającą 10^{-3} mG (grawimetry *Thiesena* i *Norgarda*).

Bywają jednak w stosunkach gospodarczych przypadki, kiedy strony interesuje nie masa, lecz właśnie ciężar rzeczy. Zachodzi to przy świadczeniach: przenoszeniu, przewożeniu i innych.

Pytania, kiedy chodzi o masę danego ciała a kiedy o jego ciężar, jakie wagi mierzą masę a jakie ciężar, niepokoją ludzi nauki i niektórych fachowców. Szary ogół nie dba o te różniczenia i maruje. Rację ma z tego powodu, że z dostateczną dokładnością dla potrzeb obrotu gospodarczego, dla obliczeń inżynierskich, a nawet i dla przeważnej ilości prac eksperymentalno-laboratoryjnych przyjąć

można, że wartość masy danego ciała wyrażonej w kilogramach i wartość jego ciężaru — w kilogramach — siłach (kilopondach) są równe sobie w każdym miejscu stref umiarkowanych ziemi. A te właśnie jednostki dla tych dziedzin i tylko te są dostępne ogółowi. Oczywiście, że pewnej gmatwaninie pojęć nawet u tych, którzy by powinni dobrze różniczyć te rzeczy, sprzyjają jedna i ta sama nazwa dla dwóch jednostek różnego rodzaju: masy i siły i jedna nazwa wagi dla przyrządów mierzących masę i tych, które mierzą ciężar.

Ściśle jednak rzeczy ujmując, ustalić należy, że wagi dźwigniowe mierzą masę ciała, a wagi sprężynowe ich ciężar.

Równocześnie uznać trzeba, że posługiwanie się wagą dźwigniową w obrocie publicznym, w praktyce technicznej, a nawet doświadczalnej laboratoryjnej do mierzenia ciężaru, czy też sił w ogóle (dynamometr *Prony*), albo wagą sprężynową do pomiaru masy jest usprawiedliwione z uwagi na to, że błąd, popełniony przez zachodzące wtedy liczbowe zrównanie masy i ciężaru, jest dostatecznie mały, aby w tych okolicznościach mógł być pomijany, i nieścisłość ma tu raczej charakter werbalny.

Gdy więc w opracowaniach popularyzacyjnych pisze się bez różnicy, że wagi służą do mierzenia masy lub ciężaru, to rozumieć to należy z zastrzeżeniem wynikającym z tego, co wyżej powiedziano.

Jeżeli jednak ktokolwiek potrzebuje dla swych badań wyższej dokładności dla obliczania ciężaru, posługując się wagą belkową (bo tylko taka w tym przypadku może mieć zastosowanie dzięki swej dokładności), a pragnie go wyrazić w kilogramach-siłach, to musi posługiwać się wzorem:

$$P_1 = \frac{g + 0,000\ 003\ 086 (h - h_1)}{9,806\ 65} m$$

gdzie P_1 jest wartością miary ciężaru masy m w kG, $(h - h_1)$ w m — różnica wysokości nad poziomem morza dwóch miejsc, leżących (w przybliżeniu) na tym samym pionie, z których pierwsze jest miejscem, gdzie znane jest przyspieszenie ziemskie g w m/sec^2 , a drugie — tym, gdzie się znajduje masa m , której wartość w kg jest m . Oczywiście przy tej dokładności należy uwzględnić poprawkę na wypór powietrza.

¹⁾ Nazwę waga dla pojęcia masy w mowie potocznej sankcjonuje polskie prawo o miarach (Dz. U. R. P. r. 1928 poz. 661 art. 14). Jest to inne, odmienne od użytego w tytule, znaczenie wyrazu waga, uświęcone przez powszechne używanie od dawnej przeszłości.

W sprawie idealnych obiegów silników o wewnętrznym spalaniu

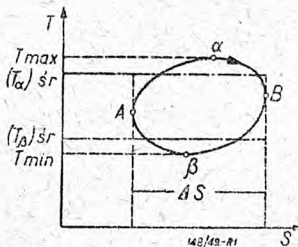
Prof. inż. WIKTOR WIŚNIEWSKI

W styczniowym zeszycie „Przeglądu Mechanicznego“ ukazał się artykuł p. of. dr inż. Jerzego Dorokonta pt. „O obiegach teoretycznych silników wewnętrznego spalania“. Ponieważ — moim zdaniem — z punktu widzenia termodynamiki sprawa została potraktowana przez Autora niezupełnie właściwie, zgłaszam na ten temat następujące uwagi:

1) Przez niezupełnie poprawne „zastosowanie termodynamiki do rozpatrzenia obiegów teoretycznych“ Autor zamiast usunąć przyczynił raczej, wbrew swym intencjom, „niedomówień i niejasności“ w tej dziedzinie.

2) „Termodynamika głosi, że dla dokonania zamiany ciepła na pracę konieczna jest różnica temperatur pomiędzy dwoma źródłami ciepła“ — tylko dla obiegów; dla przemian otwartych warunek ten nie musi być spełniony, o czym nieraz się zapomina.

3) Ciepła nie „możemy wyrazić jako iloczyn ciepła właściwego i temperatury“.



Rys. 1.

4) Ze względu na dyskusję pewnych wniosków Autora, krytyk podaje następujące rozumowanie (rys. 1): Niech będzie obieg motoryczny (ABA). Jego sprawność

$$\eta = \frac{AL_{ABA}}{Q_{\alpha AB}} = \frac{Q_{\alpha AB} - Q_{\beta AB}}{Q_{\alpha AB}} = 1 - \frac{Q_{\beta AB}}{Q_{\alpha AB}}$$

Wprowadzając pojęcie średniej temperatury czynnika na przemianach α i β możemy też napisać:

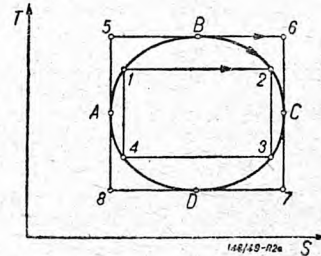
$$\eta = 1 - \frac{(T_{\beta})_{sr} \cdot \Delta S}{(T_{\alpha})_{sr} \cdot \Delta S} = 1 - \frac{(T_{\beta})_{sr}}{(T_{\alpha})_{sr}}$$

Stąd wniosek, że sprawność η dowolnego obiegu będzie tym wyższa, im mniejszą wartość będzie miał

stosunek $\frac{(T_{\beta})_{sr}}{(T_{\alpha})_{sr}}$. Mając do dyspozycji, poza innymi,

źródła ciepła o temperaturach T_{max} i T_{min} uzyskamy najekonomiczniejszy obieg, gdy całe ciepło dodatnie ciało odbierze przy temp. T_{max} a całe ciepło ujemne przekaże przy temp. T_{min} . Warunek ten będzie wtedy i tylko wtedy spełniony, gdy poza dwiema izotermami, scharakteryzowanymi temperaturami T_{max} i T_{min} obieg będzie się składał z dwu adiabat, które w idealnym wypadku (a takie rozpatruje Autor) będą izentropami. Dostaniemy wtedy obieg najekonomiczniejszy w danych warunkach, zwany obiegami Carnota.

Podkreślony zwrot w danych warunkach ma istotne znaczenie. O sprawności obiegu decyduje zasadniczo $(T_{\alpha})_{sr}$ i $(T_{\beta})_{sr}$. Wobec tego każdy

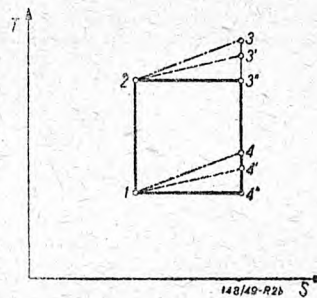


Rys. 2a.

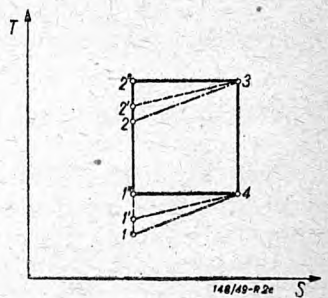
obieg (ABCD) na rys. 2a. o stosunku

$\frac{(T_{\beta})_{sr}}{(T_{\alpha})_{sr}}$ korzystniejszym niż dany obieg

Carnota (1, 2, 3, 4, 1) będzie miał lepszą sprawność od danego Carnotowskiego. Ale oczywiście obieg Carnota (5,6,7,8,5) zaprojektowany przy wykorzystaniu tylko najwyższej (T_B) i najniższej (T_D) temperatury omawianego obiegu niecartonowskiego (ABCD) będzie miał sprawność od niego większą.



Rys. 2b.



Rys. 2c.

Inny przykład (rys. 2b i 2c).

Przy tym samym stosunku sprężania (rys. 2b) obiegi Otto (1, 2, 3, 4, 1), Joule'a (1, 2, 3', 4', 1) i Carnota (1, 2, 3'', 4'', 1) mają te same sprawności (co wynika z ogólnych własności gazów doskonałych i ich przemian zamkniętych, składających się z dwu izentrop i przecinających je dwu politrop należących do tej samej rodziny), zaś obieg Diesela (1, 2, 3', 4, 1) jest od nich mniej sprawny.

Natomiast przy tym samym stopniu rozprężania (rys. 2c) obieg Diesela (1, 2', 3, 4, 1) jest sprawniejszy od obiegów Otto, Joule'a i Carnota (!), posiadających także i w tym wypadku równe sobie sprawności.

5) Wzór (4) na $\eta_{adiabacyjne}$ niepotrzebny i błędny.

Wzór (4) możnaby ewentualnie tłumaczyć jako stopień wykorzystania początkowej energii wewnętrznej czynnika, ale w żadnym wypadku nie,

jak chce Autor, jako stopień wykorzystania „ciepła zawartego pierwotnie w czynniku“. Ciepło Q nie jest funkcją stanu, wobec czego nie można mówić o „cieple zawartym w czynniku“.

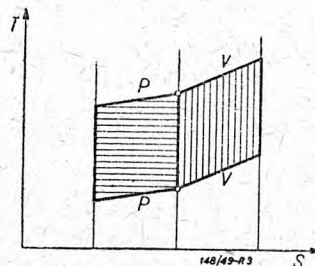
6) Przy omawianiu sprawności obiegów nie należy poruszać sprawy mocy silnika, gdyż są to zagadnienia różne. Silnik o gorszym η może mieć większą moc zależnie od ilości czynnika biorącego udział w obiegu oraz od ilości obrotów. Mówiąc o porównywaniu mocy należy ściśle ustalić warunki porównania.

7) Twierdzenie Autora, „że porównywanie tych idealnych obiegów [Joule i Otto] tylko na podstawie wzorów na sprawność nie ma podstaw, bo przy równych stopniach rozprężania — warunki górnych źródeł są zupełnie odmienne“ jest niestety bezpodstawne. Jeśli przy poczynionych upraszczających założeniach i przy tych samych stopniach rozprężania wzór wyrowadzony na podstawie prawidłowego rozumowania termodynamicznego i matematycznego daje te same wyniki na η dla obu idealnych obiegów, to tego faktu nic nie może zmienić. Również nie mają tu miejsca „zupełnie odmienne“ warunki górnych źródeł (gdyż wg założeń Autora źródła te są stale i izotermiczne), lecz różne temperatury czynnika, przy których dodatnie ciepło jest wymieniane. Autor zapomniał jednak, że także różne są temperatury czynnika przy wymianie ciepła ujemnego (co ma przecież także zasadniczy wpływ na η) i stąd jego niewiara w wyniki uzyskane rachunkiem. Przerysowanie rys. 4 Autora w układzie T - S orientuje o tym jednoznacznie (rys. 3).

8) Porównywanie obiegów idealnych może się odbywać przy różnych podstawach porównania, obie-

ranych zależnie od postawionego celu. Chcąc z jakiegoś powodu porównywać ze sobą obiegi Otto i Diesela przy tych samych stosunkach sprężania, wolno nam to uczynić; ale oczywiście nie wolno tak uzyskanego wyniku przenosić na obiegi rzeczywiste, gdyż te są właśnie scharakteryzowane raczej równymi stosunkami rozprężania.

9) Końcowe wnioski Autora (1—5) mają znaczenie względne i są ważne tylko przy założeniach uczynionych przez Autora, co należało podkreślić.



Rys. 3.

10) Ostatni wniosek — wg Autora ogólny! — jest fałszywy, czego już chyba nie trzeba osobno udowadniać, gdyż jak wykazaliśmy nie ciśnienia ale średnie temperatury czynnika podczas wymiany ciepła decydują m. in. o sprawności.

11) Wnioski płynące z rozważań tak bardzo uproszczonych wypadków, z jakimi mamy tu do czynienia (niezmiennosc ilości i natury czynnika i jego ciepł właściwych c_p i c_v) nie nadają się z reguły wprost do zastosowań praktycznych i pod tym względem wskazana jest duża ostrożność!

Sprostowanie

Prof. dr inż. Jerzy Dowkontt nadesłał do swego artykułu pod tytułem „O obiegach teoretycznych silników wewnętrznych spalania“ zamieszczonego w „Przeglądzie Mechanicznym“ zeszyt 1/49 następujące sprostowanie:

Na stronie 3 zdanie, rozpoczynające się od 4 wiersza od dołu, powinno brzmieć:

„Ponieważ dla obranego czynnika, a niech będzie nim jeden kilogram gazu idealnego, w obiegu Carnota ciepło możemy wyrazić jako iloczyn przyrostu entropii i temperatury, przeto:

$$\begin{aligned} Q &= \Delta S T \\ Q_0 &= \Delta S T_0 \\ \eta_i &= 1 - \frac{Q_0}{Q} = 1 - \frac{\Delta S T_0}{\Delta S T} = 1 - \frac{T_0}{T} \quad 2)'' \end{aligned}$$

W artykule tym zaszły też następujące omyłki drukarskie.

Strona 5, wzór 8

zamiast

$$= 1 - k \frac{\varepsilon_r - 1}{\varepsilon_r^k - 1}$$

powinno być

$$1 - k \frac{\varepsilon_r - 1}{\varepsilon_r^h - 1}$$

Strona 5 wiersz 4 od góry

zamiast

$$P_{\max} = P$$

powinno być

$$P_{\max} = P_8.$$

Już ukazały się w druku

Zeszyt 1 Części 2 Tomu I, Zeszyt 1 Części 1 Tomu II i Zeszyt 4 — 5 Części 1 Tomu IV

Poradnika technicznego MECHANIK

Teoretyczne podstawy wielokrotnego ciągnięcia drutu z poślizgiem

(ciąg dalszy)

Inż. M. SCHNEIDER i Z. FRĄCZEK

Wpływ zużycia ciągadeł na pracęciągarki — Przykład obliczeniaciągarki sześćstopniowej dla ciągnięcia z poślizgiem. — Namiarki. — Obliczanie krzywki sterującej przekładacz drutu. — Wnioski dotyczące ciągnięcia drutu z poślizgiem normalnym.

4. Ciągnięcie normalne.

Jest to ciągnięcie stosowane w praktyce, przy czym konstrukcjaciągarki i dobórciągadeł jest taki, że oprócz ostatniego bębna (E_n), nawijającego gotowy drut, na pozostałych pierścieniach (bębnoch), ciągnięcie odbywa się z pewnym dopuszczalnym, stałym i jednakowym poślizgiem E , tzw. opóźnienie normalne.

$$E = E_{x+1} = E_x = E_{x-1} = E_{n-1} = \text{const.} < 1.$$

(Rys. 3, krzywa b) [22]

Ponieważ poślizg na wszystkich bębnoch jest jednakowy, to z równania:

$$[7] \dots \frac{E_{x+1}}{E_x} = \frac{r_x}{u_x} = 1$$

czyli $u_x = r_x$; [23]

za wyjątkiem u_n które zgodnie z wyrażeniami [8] i [22] będzie:

$$E = \frac{E_{n-1}}{E_n} = \frac{r_n}{u_n} = \text{const.} < 1 \quad [24]$$

przy czym $E_n = 1$ skąd $\dots u_n > r_n$ [25]

Wnioski dla ciągnięcia „normalnego“:

1) Stopień wydłużenia u_n w ostatnim ciągadle powinien być nieco większy od stosunku szybkości obwodowych ostatniego i przedostatniego bębna (pierścienia — wzór [25]).

2) Stopień wydłużenia w pozostałych ciągadłach musi być równym stosunkowi szybkości obwodowych sąsiednich bębnoch (wzór [23]).

a) Wypadek zużycia ciągadła pośredniego d_x

Przy założeniu:

$E = E_{x+2} = E_{x+1} = E_x = E_{x-1} = E_{n-1} \text{ const.} < 1.$ jeżeli średnica ciągadła została zużyta o Δ mm, to z równania [17] będzie:

$$u'_x = \left(\frac{d_{x+1}}{d_x + \Delta} \right)^2 < u_x$$

z równania [23]: $r_x = u_x$ czyli: $r_x > u'_x$

z wyrażenia [18] będzie:

$$u'_{x-1} = \left(\frac{d_x + \Delta}{d_{x-1}} \right)^2 > u_{x-1}$$

ponieważ $\frac{E_x}{E_{x-1}} = \frac{r_{x-1}}{u_{x-1}} = 1$ to: $r_{x-1} < u'_{x-1}$

z równań [11], [23] i [24] otrzymamy:

$$E'_x = E'_{x-1} \cdot \frac{r_{x-1}}{u'_{x-1}}$$

$$E_{x-1} = \frac{r_n}{u_n} = E \quad \text{czyli } E'_{x-1} = E$$

$$E'_x = E \cdot r_{x-1} \cdot \frac{1}{u'_{x-1}}$$

tj. zgodnie z równaniem [21]: $E'_x < E$

{(liczba stała liczba mniejsza od 1) < E}

$$E'_{x+1} = E'_x \cdot \frac{r_x}{u'_x} = E \cdot \frac{r_x}{u'_x} \cdot \frac{r_{x-1}}{u'_{x-1}} = E \cdot \frac{r_x}{u_x} \cdot \frac{r_{x-1}}{u_{x-1}}$$

podstawiając [16] otrzymamy:

$$E'_{x+1} = E$$

Wniosek:

Przy normalnym ciągnięciu w wypadku zużycia jednego z ciągadeł, poślizg zwiększa się (nowy poślizg < od liczby E) w stosunku do normalnego (E), tylko na następnym po ciągadle pierścieniu.

b) Wypadek zużycia ostatniego ciągadła d_n

wg wzoru [8] będzie:

$$E'_{n-1} = \frac{r_n}{u'_n}$$

podstawiając z wyrażen [17] i [24] otrzymamy:

$$E'_{n-1} > 1 \quad \text{czyli } E_{n-1} > E$$

i zgodnie z [9] i [23]

$$E'_{n-2} = \frac{r_n}{r'_n} \cdot \frac{r_{n-1}}{u_{n-1}} = \frac{r_n}{u'_n} \quad \text{lub}$$

$$E'_{n-2} = E'_{n-1} > E$$

ogólnie:

$$E'_x = \frac{r_n}{u'_n} > E \quad \dots \quad [26]$$

Z powyższego wynika, że w „normalnym procesie“ ciągnięcia, w wypadku pewnego zużycia ostatniego ciągadła, na wszystkich pierścieniach oprócz ostatniego, „normalny“ poślizg zmniejszy się jednakowo (zbliży się do $E = 1$), i przy dostatecznie dużym zużyciu ostatniego ciągadła, może przejść w poślizg z wyprzedzaniem.

Przykład; określenie dopuszczalnego zużycia ciągadła d_n .

Założenie:

Nastąpiło takie zużycie ciągadła d_n przy którym nie występuje poślizg z wyprzedzaniem, tj. przy $E' = 1$; zgodnie z [22] i [24]:

$$E_x = E = \frac{r_n}{u_n} \quad [27]$$

z równania [26] będzie:

$$E'_x = \frac{r_n}{u'_n} = 1$$

skąd:

$$r_n = u'_n$$

Podstawiając w [27] otrzymamy:

$$E = \frac{u'_n}{u_n} \quad [28]$$

$$\frac{u'_n}{u_n} = \left(\frac{d_{n-1}}{d_n + \Delta}\right)^2 \cdot \left(\frac{d_n}{d_{n-1}}\right)^2 = \left(\frac{d_n}{d_n + \Delta}\right)^2 \quad [29]$$

Podstawiając wyrażenie [29] w [28] otrzymamy:

$$E = \left(\frac{d_n}{d_n + \Delta}\right)^2$$

Rozwiązując równanie ze względu na Δ , otrzymamy:

$$\Delta = d_n \left(\frac{1}{\sqrt{E}} - 1\right) \quad [30]$$

Z wzoru [30] wynika, że im większa średnica drutu, lub dla danej średnicy drutu im mniejsze „normalne E' ”, tym większe, dopuszczalne zużycie ciągadła d_n .

n. p. dla:

$d_n = 0,5 \text{ mm}$		$d_n = 1 \text{ mm}$	
E	$\Delta \text{ mm}$	E	$\Delta \text{ mm}$
0,98	— 0,005	0,98	— 0,012
0,96	— 0,01	0,96	— 0,023
0,95	— 0,015	0,95	— 0,027

Praktycznie zużywa się nie tylko ostatnie ciągadło d_n , lecz i poprzednie; dlatego dla zabezpieczenia się przed poślizgiem z „wyprzedzaniem” konieczne jest w myśl [28], spełnienie warunku:

$$u'_n > E \cdot u_n \quad [31]$$

5. Uwagi:

W nowoczesnych ciągarach wielokrotnych pracujących z poślizgiem stosuje się przeciętnie 5 — 15 ciągów. Komplet ciągałów powinien umożliwiać wykonanie szerszego programu ciągnięcia drutów, aniżeli na to dozwala normalny ich dobór, zestawiony dla jednego wymiaru i gatunku drutu. Jeżeli przewidziana jest dla danej ciągarci praca w 11 ciągach, to należy posiadać w zapasie 15—18 sztuk c'ągadeł, które umożliwiają ciągnięcie na 11 ciągach z pewnymi wariantami, n. p.:

- Z $\varnothing = 1,3 \text{ mm}$ do $\varnothing = 0,7 \text{ mm}$,
- z $\varnothing = 0,9 \text{ mm}$ do $\varnothing = 0,3 \text{ mm}$,
- lub $\varnothing = 0,5 \text{ mm}$ do $\varnothing = 0,15 \text{ mm}$

Muszą być przy tym zachowane warunki, umożliwiające wstawienie każdego wymiaru ciągadła, między dowolnie wybrane dwa sąsiadujące pierścienie ciągnące, bez zmiany ich średnicy,

lub stosunku:

$$r_x = \frac{D_x}{D_{x+1}}$$

Takimi warunkami będą:

1. Stopień wydłużenia u na wszystkich ciągach musi być równy:
- $$u_{x+1} = u_x = u_{x-1} = \dots = u_n = \text{const.}$$
2. Stosunek szybkości obwodowych dwóch sąsiadnych pierścieni: $r_x = \text{const.}$
 3. Dla normalnego ciągnięcia wg wzoru [23]:

$$r_x = u_x$$

Tablica 3.

Dane charakterystyczne dla ciągar 6-c'ło stopniowej.

7 ciągów		Pierścień wstępny						Pierścień końcowy	
		6	5	4	3	2	1	Bęben	Szpuła
Pierścień ciągnący	\varnothing — średnica w mm	124	154	192	240	300	374	300	
	n — obr/min	170						255	
	V — prędkość obw. w m/min	66,2	82,2	102	128	159,5	200	240	

Średnica drutu \varnothing w mm w poszczególnych ciągach							
końcowa	1	2	3	4	5	6	wstępna
1,50	1,68	1,88	2,105	2,35	2,63	2,95	3,50

Za wyjątkiem r_n , który to stosunek zgodnie z równaniem [25] i [24], powinien być mniejszy od odpowiedniego stopnia wydłużenia u_n :

$$u_n > r_n$$

przy czym

$$E = \frac{r_n}{u_n} = \text{const.} < 1.$$

Z wzorów [23] i [24], [32] i [33] wynika, że przy normalnym ciągnięciu obliczenie wymiarów ciągadeł musi odpowiadać warunkowi:

$$u_x = u_n = r_x > r_n \quad [34]$$

i skutkiem tego:

$$E_x = E = \frac{r_n}{r_{n-1}} \quad [35]$$

Przykład.

Obliczyć zasadnicze elementy 6-stopniowej ciągarki dla ciągnięcia normalnego; zakres ciągnięcia końcowych wymiarów drutu stalowego, od $\varnothing 0,8 - \varnothing 1,5$ mm. (Rys. 6 i tablica 3).

Wielkość poślizgu przyjmuje się od 3% — 6%;

zatem:

$$v_x = [0,03 \div 0,06] \cdot c_x$$

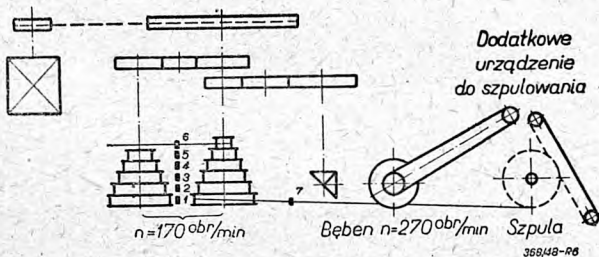
stąd

$$E = \frac{c_x}{v_x} = \frac{1}{0,03 \div 0,06} = 0,970 \div 0,943.$$

Stopień wydłużenia przyjmuje się w zakresie:

$$u_x = 1,20 \div 1,30;$$

przy czym przy średnich przekrojach drutu, u przyjmuje się bliżej górnej granicy, przy cienkich drutach — bliżej dolnej granicy. Do obliczenia konstrukcji ciągarki należy wybrać z programu największy wymiar drutu końcowego, tj. $\varnothing 1,5$ mm. Średnica bębna, przyjmującego gotowy drut, wynosi $D_n = 300$ mm (szpula dla cieńszych drutów, ma $D_n = 250$ mm).



Rys. 6. Schemat ciągarki sześciokrotnej z pierścieniami ciągnącymi na wspólnym wale.

stosunek przeniesienia

$$i_n = \frac{n_{bębna}}{n_6} = 1,50$$

przyjmując:

$$E = 0,965; u_n = r_x = u_x = 1,25$$

otrzymamy z [35]:

$$r_n = E \cdot r_{n-1} = 0,965 \cdot 1,25 = 1,205$$

przy czym w myśl wzoru [33]:

$$\begin{aligned} r_{n-1} &= \text{const. i } r_{n-1} = u_x = 1,25; D_1 = D_{n-1} = \\ &= \frac{D_n}{r_n} \cdot i_n \frac{300}{1,206} \cdot 1,50 = 374 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Ponieważ (rys. 6) pierścienie ciągnące od 1 — 6 osadzone na wspólnym wale, wobec tego:

$$i_{n-1} = i_{n-2} = i_5 = 1$$

$$D_2 = D_{n-2} = \frac{D_{n-1}}{r_{n-1}} \cdot i_{n-1} = \frac{374}{1,25} \cdot 1 = 299 \sim 300 \text{ mm}$$

$$D_4 = D_{n-3} = \frac{D_{n-2}}{r_{n-2}} \cdot i_{n-2} = \frac{300}{1,25} \cdot 1 = 240 \text{ mm}$$

$$D_4 = D_{n-4} = \frac{D_{n-3}}{r_{n-3}} \cdot i_{n-3} = \frac{240}{1,25} \cdot 1 = 192 \text{ mm}$$

$$D_5 = D_{n-5} = \frac{D_{n-4}}{r_{n-4}} \cdot i_{n-4} = \frac{192}{1,25} \cdot 1 = 153,5 \sim 154 \text{ mm}$$

$$D_6 = D_{n-6} = \frac{D_{n-5}}{r_{n-5}} \cdot i_{n-5} = \frac{153,5}{1,25} = 123,5 \sim 124 \text{ mm}$$

Obliczenie ciągów.

Średnica drutu gotowego $d_n = 1,5$ mm.

$$d_1 = d_{n-1} = d_n \sqrt{1,25} = 1,119 \cdot 1,5 = 1,68 \text{ mm}$$

$$d_2 = \dots = 1,68 \cdot 1,119 = 1,88 \text{ ''}$$

$$d_3 = \dots = 1,88 \cdot 1,119 = 2,105 \text{ ''}$$

$$d_4 = \dots = 2,105 \cdot 1,119 = 2,35 \text{ ''}$$

$$d_5 = \dots = 2,35 \cdot 1,119 = 2,63 \text{ ''}$$

$$d_6 = \dots = 2,63 \cdot 1,119 = 2,95 \text{ ''}$$

$$d_0 = \dots = 3,50 \text{ ''}$$

Dopuszczalne zużycie ostatniego ciągadła:

dla $E = 0,965$;

$$\Delta = 1,5 \left[\frac{1}{\sqrt{0,965}} - 1 \right] = 0,03 \text{ mm}$$

czyli

$$d'_n = 1,53 \text{ mm.}$$

$$F'_n = 1,8385 \text{ mm}^2$$

$$F_n = 1,7671 \text{ mm}^2$$

$$F_1 = 2,2167 \text{ mm}^2$$

$$u_n = 1,25$$

$$u'_n = \frac{2,2167}{1,8385} = 1,205$$

$$E \cdot u_n = 0,965 \cdot 1,25 = 1,205$$

czyli:

$$u'_n = E \cdot u_n;$$

Warunek zawarty we wzorze [31] został spełniony; układ ciągów zostaje w ten sposób zabezpieczony od wystąpienia poślizgów z wyprzedzaniem.

Stosownie do:

$$u_c = u_n = r_n > r_n \text{ i } E = \frac{r_n}{r_n} = 0,965$$

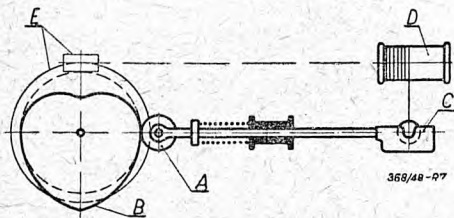
można dobrać komplety ciągadeł z uwzględnieniem szeregu wariantów.

Pewne odchylenia, szczególnie przy wyrobieniu ciągadła pośredniego, są dopuszczalne ($E_x < E$); natomiast zużycie ciągadła ostatniego nie może przekroczyć tolerancji Δ .

Ciągnięcie na ciągarkach tego typu z reguły odbywa się na mokro. Emulsją jest w tym wypadku woda, z domieszką mydła szarego, potasowego, lub jędrnego i oleju rzepakowego.

Nawijarki (szpule)

Przy ciągnięciu drutów, poniżej $\varnothing 0,5$ mm, stosuje się do nawijania ciągniętego drutu zamiast bębnow, nawijarki (szpule). Warstwowe nawijanie drutu na szpulach, unikanie węzłów, wymaga odpowiednio skonstruowanego urządzenia. Ostatni ciąg z reguły ciągnięty jest na sucho, najczęściej w ciągadle diamentowym. Ciągadło jest umocowane w ruchowym uchwycie (rys. 7) i razem z nim przekłada i rozdziała drut na szpuli.



Rys. 7. Urządzenie do nawijania drutu.

- A — rolka,
- B — krzywka,
- C — przekładacz z ciągadłem,
- D — szpula,
- E — ślimak i ślimacznica.

Chcąc otrzymać równomierne, warstwowe nawijanie szpuli, przekładacz musi przesuwac się wzdłuż jej szerokości, ze stałą szybkością tam i z powrotem. Ruch ten otrzymuje przekładacz drutu przez przekładnię, z wału, na którym umocowana jest szpula. Oś wraz ze szpulą obraca się ze stałą szybkością kątową ω .

Ruch przekładacza powoduje krzywka umocowana na tym samym wale co ślimacznica.

Można wykazać rachunkiem, że kształt krzywki powinien być częścią spirali Archimedesesa dla zapewnienia szybkości jednostajnej ciągadła po linii prostej, wzdłuż szpuli.

Zakładając, że krzywka umocowana jest na stałe, to ruch wypadkowy rolki względem krzywki składać się będzie z dwu ruchów:

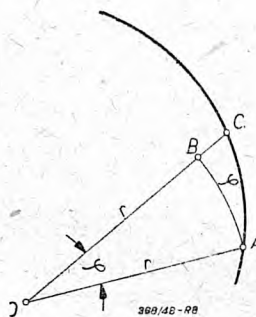
1. ruchu po obwodzie koła ze stałą szybkością $r\omega$; gdzie r — jest promieniem zataczanego koła, ω — szybkością kątową;
2. ruchu prostoliniowego po promieniu, ze stałą szybkością c .

Rys. 8 przedstawia odcinek krzywki w układzie współrzędnych biegunowych.

Szybkość punktu A przedstawić można jako sumę geometryczną dwu szybkości:

1. po obwodzie koła, tj. po łuku AB równą $r\omega$,
2. po linii prostej CB, równą c .

Rozpatrując dostatecznie mały odcinek łuku AB, można przyjąć, że figura ABC jest trójkątem prostokątnym;



Rys. 8. Konstrukcja krzywki nawijadła.

wówczas:

$$\text{tg } \varphi = \frac{CB}{AB} = \frac{c}{r\omega}$$

z drugiej strony odcinek CB stanowi przyrost promienia dr , a ACB przyrost kąta $d\varphi$.

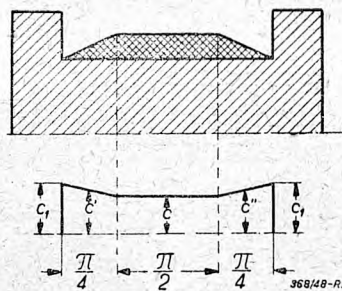
zatem: $\dots \text{tg } \varphi = \frac{dr}{r \cdot d\varphi}$

Porównując oba równania, otrzymuje się:

$$\frac{dr}{r d\varphi} = \frac{c}{r\omega}$$

$$\omega \cdot dr = c d\varphi$$

$$\int \omega \cdot dr = \int c \cdot d\varphi$$



Rys. 9. Wykres szybkości przekładacza i nawijania.

ponieważ $\omega = \text{const.}$ i $c = \text{const.}$

to

$$\omega \int dr = c \int d\varphi$$

$$\omega r = c\varphi + C$$

$$r = \frac{c}{\omega} \cdot \varphi + \frac{C}{\omega} = \frac{c}{\omega} \varphi + C_1$$

dla $\varphi = 0$; $r = 0$; po podstawieniu będzie:

$$r_0 = C_1$$

ostatecznie równanie będzie miało kształt:

$$r = \frac{c}{\omega} \varphi + r_0$$

wzór powyższy przedstawia równanie „Spirali Archimedes’a”.

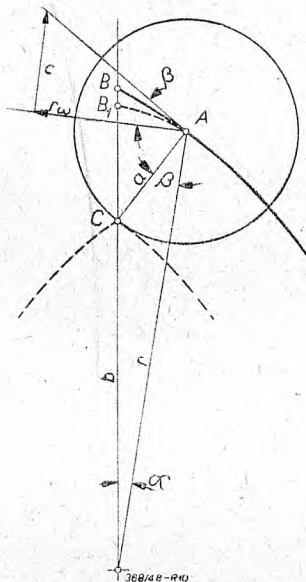
Ze względów konstrukcyjnych $r_0 \cong 30$ mm. Szybkość c zależna jest od grubości nawijanego drutu. Jeżeli n jest ilością obrotów szpuli na min. to je-

den obrót czyli nawijanie jednego zwoju trwa: $\frac{60}{n}$

sek. W tym czasie przekładacz odbywa drogę $c \frac{60}{n}$

Gdy zwoje mają być nawinięte jeden obok drugiego, to $c \cdot \frac{60}{n} = d$, gdzie d = średnicy drutu. Jeżeli

w przekładni wystąpi jakakolwiek niedokładność, np. przez poślizg przy napędzie pasowym, lub będzie się nawijać większą średnicę drutu, to bieg przekładacza będzie nieco za powolny.



Rys. 10. Ruch rolki na szczycie krzywki.

W następstwie tego, zwoje drutu układają się za ściśle. Drut układa się skośnie na szpuli, cofa się z powrotem i tworzy garby. Przy szpulowaniu następnej warstwy drut pewien czas w miejscu powstawania garbu zwisa, niejako powstaje wgłębienie (dolina). Takie nawijanie jest błędne. Dlatego lepiej wybierać

$$c > \frac{d \cdot n}{60} :$$

$$\text{najlepiej około} \dots c = 2 \frac{dn}{60}$$

Za gęsto ułożone druty na szpuli, wywierają pewien nacisk na tarcze boczne szpuli, powodując nieraz ich zniszczenie. Dlatego często stosuje się szpulowanie jak na rys. 9, gdzie nawinięta grubość war-

stwy jest odwrotnie proporcjonalna do szybkości przekładacza. Wtenczas krzywkę można wyobrazić jako złożoną z trzech części, przy czym w środko-

wej części $c = 2 \frac{nd}{60}$, podczas gdy na lewo i prawo

od niej c jest zależne od φ według równań:

$$c' = c_1 - a\varphi$$

$$c'' = c + a\varphi$$

Równanie $r = \frac{c}{\omega} \varphi + r_0$ wyznacza drogę środka

rolki, odpowiadającą obrotowi $\varphi = \pi$ dla ruchu przekładacza wprzód. Powrót przekładacza powoduje symetryczną część krzywki. Jeżeli złożymy odpowiednie części spirali dla ruchu wprzód i wstecz, występuje pewne zaostrenie w miejscu ich złożenia, odbijające się nierównomiernym biegiem przekładacza drutu. Na przykład w momencie kiedy rolka (średnica równa się $2a$) styka się z krzywką w punkcie C (rys. 10) i zaczyna się wtaczać na drugą część krzywki, to punkt A wędruje nie według toru zakreślonego

przez równanie $r = \frac{c}{\omega} \varphi + r_0$ do B , lecz zakreśla

łuk AB_1 promieniem a , w momencie, gdy środek rolki przetacza się (obraca się) około szczytu krzywki C .

Szybkość przekładacza na nowym torze można wyznaczyć z wykresu na rys. 10. Na łuku AB_1 szybkość c nie jest stałą, lecz wartość jej zmienia się z kątem α ; $c = 0$, gdy $\alpha = 0$ (wypunktowa c i $r\omega$ równa się $r\omega$, w punkcie B_1).

Na drodze AB_1 przekładacz będzie nawijał więcej drutu. Błąd w nawijaniu będzie tym mniejszy, im krótszy będzie odcinek AB_1 , tj. im mniejszy promień rolki a . Najprostszy sposób wyrównania błędu polega na łatwym przestawieniu urządzenia, dla szpuli o różnej szerokości, oraz możliwości nastawienia skoku w nieco węższych granicach, aniżeli szerokość szpuli. Średnicę szpuli przyjmuje się ~ 20 mm.

Wnioski ostateczne:

- 1) Wielokrotne ciągnięcie z poślizgiem należy prowadzić wg procesu „normalnego”, tj. na wszystkich pierścieniach za wyjątkiem ostatniego zachodzi niewielki jednakowy poślizg E .
- 2) Stopień wydłużenia $u_n > r_n$ i $u_x = u_n = r_x$
- 3) Dla rozszerzenia zakresu ciągnięcia na danej cięgnarce muszą być spełnione warunki:
 - a) stopnie wydłużenia $u_x = u_{x-1} = u_{n-1} = u_1$,
 - b) stosunki prędkości obwodowych pomiędzy odpowiednimi ciągami oprócz r_n muszą być równe, tj.:

$$r_{x+1} = r_x = r_{x-1} = r_n$$

Literatura:

Gallaj — „Stal”, zeszyt 5. 1947 r.

Goldschmidt — Das Drahtziehen auf Mehrfachziehmäschinen.

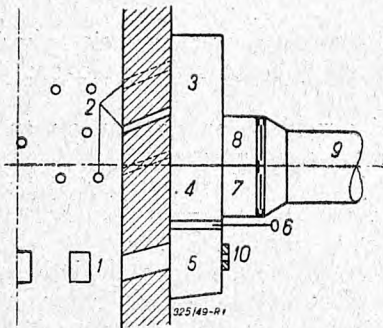
DZIAŁ ODLEWNICZY

Żeliwiaki systemu inż. M. Dobrochotowa

Prof. inż. K. GIERDZIEJEWSKI

Wieloletni kierownik oddziału przetapiania w odlewni żeliwa Zakładów Skody w Pilźnie inż. M. Dobrochotowa wspólnie ze Skodovką otrzymał w okresie powojennym patent na „Żeliwiak o zwiększonej wydajności”. Podczas szesnastomiesięcznego pobytu w Zakładach „Skody” miałem możliwość zapoznać się z tą nowością konstrukcyjną, przeprowadzić wyjaśniające rozmowy z inż. Dobrochotowem oraz przestudiować dzienniki z notowaniami przebiegu topów za okres prawie dwuletni jak również opis i zastrzeżenia patentowe. Pragnę obecnie zapoznać naszych odlewników z tym wynalazkiem.

Rys. 1 i 2 podają konstrukcję obejmującą zastrzeżenia patentowe¹⁾ z ewentualnym przystosowaniem jej do normalnych żeliwiaków. Rys. 3 odtwarza widok żeliwiaka w którym zastosowano po raz pierwszy pomysł inż. Dobrochotowa i skontrolowano osiągnięte rezultaty.

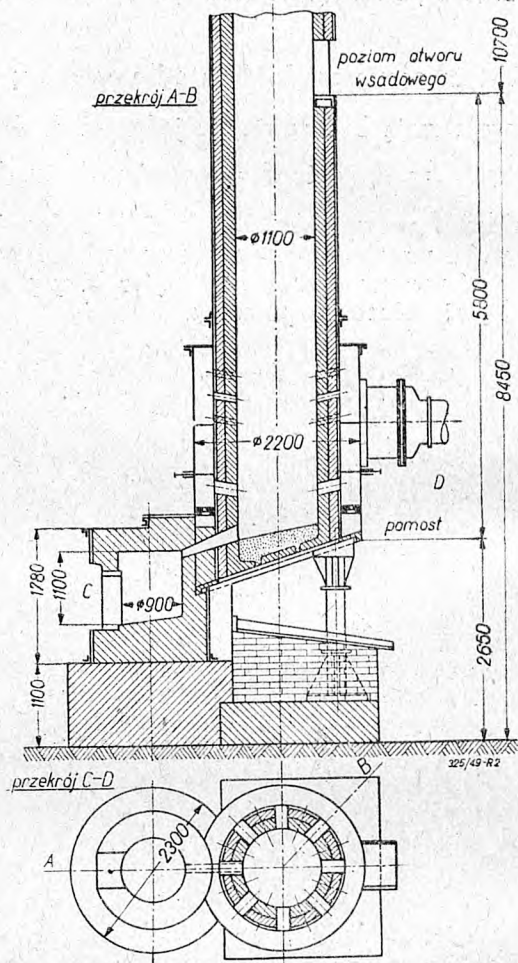


1. Szczegóły urządzenia Dobrochotowa do regulowania dmuchu.

Zmiany konstrukcyjne wprowadzone do normalnych (typu Badische Maschinenfabrik) żeliwiaków istniejących u Skody miały na celu podniesienie ich wydajności, przy czym upatrywano główny powód małej wydajności w niewłaściwym sposobie doprowadzenia dmuchu do pieca. Powodowało to dodatkowo: duży wydatek koks wsadowego, znaczne wahania temperatury żeliwa na rynnę spustowej, trudności utrzymania dysz w należyłym stanie, szczególnie przy gorszych gatunkach koks i połączone z tym częste naruszenie prawidłowego biegu żeliwiaka. Autor konstrukcji podaje, że wprowadzenie obok głównych dysz jeszcze dodatkowych pozwoliło przy zmniejszeniu wydatku koks i osiągnięciu wyższej temperatury metalu podnieść średnią normalną wydajność w t/godz. o 30 — 60%, a w niektórych przypadkach do 100%.

Żeliwiak konstrukcji podanej na rys. 1 posiada jeden dolny rząd dysz głównych 1 oraz kilka rzędów (2 lub 3) dysz pomocniczych 2 o znacznie mniejszej powierzchni przekroju, umieszczonych nad dyszami głównymi. Skrzynia dmuchowa 3 — 4 podzielona jest na dwie części. Dolna połączona jest z przypawaną dolną dyszą 5 i oddzielana od skrzyni dmuchowej

przy pomocy zasuw 6; umożliwia to wyłączenie każdej dyszy z osobna i pozwala na samoczynne oczyszczanie od żużla. Górna część skrzyni 3 doprowadza dmuch do pomocniczych dyszaków 2. Przed skrzynią dmuchową umieszczona jest skrzynka rozdzielcza, złożona z dwóch części 7 i 8; przy pomocy zasuw, umieszczonych w niej, następuje roz-



2. Żeliwiak Ø 1100 mm w Zakładach Skody.

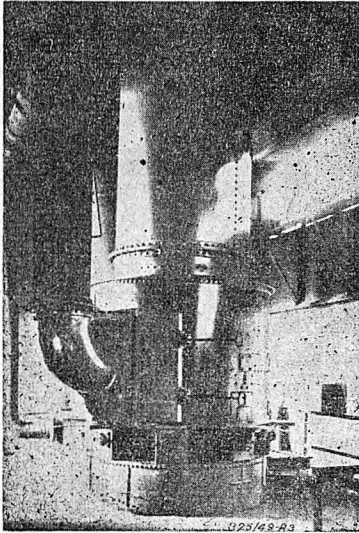
dział dmuchu kierowanego w odpowiednim stosunku do dysz przez część dolną 7 i 4 oraz pomocniczych z części górnej 8 i 3. Dodatkowa regulacja za pomocą dwóch zasuw 7 i 8, umieszczonych przed podzieloną na dwie części skrzynią powietrzną jest konieczna dla zwolnienia, względnie przy zupełnym otwarciu zasuw, przyspieszenia procesu topienia.

Ta dodatkowa regulacja za pomocą wspomnianych zasuw 7, 8 wpływa na przebieg optymalnego spalania przy różnej jakości koks.

Przez większe przyknięcie zasuw dolnej, zmniejsza się dostęp powietrza do dysz głównych (dolnych), przez co następuje spalanie w większym stopniu na tlenek węgla, przy równoczesnym zaś

zwiększonym otwarciu zasuw górnej δ zwiększa się objętość powietrza doprowadzona do dysz pomocniczych (górnych) przez co powstają dogodnie warunki dla lepszego dodatkowego spalania CO na CO₂.

Przy otwarciu zupełnym obu zasuw, górnej i dolnej, powstają dogodne warunki dobrego spalania, szybkiego przebiegu procesu topienia oraz wysokiego stopnia przegrzania żeliwa.



3. Widok ogólny instalacji opatentowanej.

Regulacja ta za pomocą dwu zasuw, oddzielnie dla dysz głównych i dodatkowych dysz pomocniczych jest bardzo prosta, pewna, szybka i umożliwia bardzo prędką zmianę szybkości topienia w szerokich granicach.

Wreszcie autor wynalazku podaje, że: „sposób umieszczenia głównych i pomocniczych dysz, jak i dobrane właściwego stosunku ich wzajemnych powierzchni roboczych pomiędzy sobą i w odniesieniu do przekroju żeliwiaka w strefie dysz, pozwolił na osiągnięcie temperatury żeliwa wyższej o 20 — 60° pomimo obniżonego wydatku koksu”.

Obniżenie zużycia koksu przy dobrej jego jakości, według tychże danych, dochodzi do 30% poprzedniego zużycia. Wydajność pieca wzrasta o ok. 50%. Żeliwaki w odlewni Skody, które dawały ok. 6,5 t/godz. wykazały po przeróbce średnią wydajność 9 — 10 t/godz.

W zastrzeżeniu patentowym czytamy pozatym: „Żeliwaki znamienne są tym, że stosunek sumy przekrojów dysz pomocniczych 2 do sumy przekrojów dysz głównych 1 jest ten sam co stosunek sumy przekrojów dysz głównych i pomocniczych do przekroju szybu pieca. Najdogodniejsza odległość między rzędem dysz głównych, a dolnym rzędem dysz pomocniczych wynosi $0,6D$ — $0,7D$, wzajemna zaś odległość poszczególnych rzędów dysz pomocniczych $0,3D$ — $0,35D$ gdzie D jest wewnętrzną średnicą pieca”.

Jak zapewne orientują się czytelnicy opisana wyżej konstrukcja inż. Dobrochotowa jest jedną z odmian tzw. żeliwiaków z regulowanym dmuchem (balanced blast cupola) wprowadzonych w r. 1927/28

przez British Cast Iron Research Association i szybko zaaprobowanych przez przemysł odlewniczy.

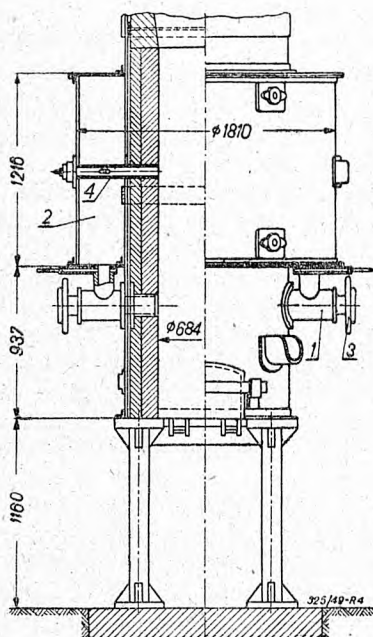
Przypomnijmy sobie, że już w konstrukcji żeliwiaka *Greinera i Erpfa* spotkaliśmy się z myślą wprowadzenia powietrza nie tylko przez dysze umieszczone w jednym szeregu w strefie spalania, lecz wprowadzono je również na znacznej wysokości i na różnych poziomach w celu uzyskania dodatkowego spalania CO, znajdującego się w spalinach. Stosownie do zamiaru wynalazców powinno to być obniżenie rozchodu koksu i podnieś współczynnik sprawności termicznej pieca. Jak wiemy celu nie osiągnięto przez zbyt skomplikowaną obsługę żeliwiaków *Greinera i Erpfa* co spowodowało szybkie zarzucenie tego pomysłu. Odrodził się on jednak w konstrukcji *A. Poumay*³⁾, który stosując dysze odpowiedniego kształtu, umieszczone na różnych poziomach osiągnął poważne zmniejszenie wydatku koksu w szeregu francuskich i belgijskich odlewni.

Zarówno *J. Buzek*, *C. Rein* jak i inni teoretycy procesu topienia w żeliwiaku, stoją na stanowisku, że dodatkowe doprowadzanie dmuchu nie może dać żadnych realnych korzyści i odrzucają możliwość postępu w oparciu o takie założenie, które jest według nich zupełnie błędne. *C. Rein*³⁾ analizując opublikowane przez *A. Poumay* wyniki twierdzi, że uzyskane w wielu przypadkach znaczne oszczędności w rozchodzie koksu (do 30%) tłumaczyć należy bardzo zaofaną gospodarką odlewni w których *A. Poumay* miał możliwość realizacji swojego wynalazku i przypuszcza, że jego zastosowanie w warunkach właściwego prowadzenia żeliwiaków dałoby oszczędności znacznie mniejsze. Przytacza wyniki pracy żeliwiaków systemu *Poumay* w zakładach witkowskich, gdzie osiągnięto zniżkę rozchodu koksu z 12,4% do 10,1% przy przetapianiu 509,4 t metalu; daje to oszczędność ok. 11,7 t koksu wartości ok. 350 RM co w ogólnej sumie wydatków odlewni zasadniczo nie ma znaczenia; zwraca przy tym uwagę na stwierdzoną nieznacznie obniżkę temperatury metalu. Dla odlewni niedużych, przetapiających dziennie 5 — 6 t metalu, oszczędność przy systemie *Poumay* da ok. 3,5 RM, zaś ryzyko braków z powodu zimnego metalu jest zbyt duże i jeden dzień niepowodzenia w ciągu miesiąca zniweczyć może kilkumiesięczne drobne oszczędności na tym wynalazku. Nie neguje on możliwości spalania pewnej ilości CO na CO₂, twierdzi jednak, że powstanie dodatkowych ognisk spalania utrudnia równomierny bieg pieca; stała ilość dmuchu jest podstawą prawidłowego przebiegu spalania, a ewentualny podział tej ilości pomiędzy dysze położone na różnych poziomach wymaga specjalnych urządzeń dodatkowych, komplikujących obsługę żeliwiaka.

Zastrzeżenia teoretyków oraz na ogół małe powodzenie praktyczne, zarówno konstrukcji *Greinera i Erpfa*, jak i *Poumay*, wymagają znacznej rezerwy, co do stosowania dodatkowego szeregu dysz. Jednak praktyka amerykańskich odlewni, posługujących się przeważnie żeliwiakami systemu *Whitinga* i posiadających dwa i więcej rzędów dysz stoi w sprzeczności z wywodami teoretycznymi. Żeliwaki *Whitinga*, są ekonomiczne w pracy, dają metal o nieco podwyższonej temperaturze w porównaniu z żeliwiakami konstrukcji europejskiej, nie wykazując przy tym zwiększonego rozchodu koksu.

Znaczne rozpowszechnienie i niewątpliwie korzystne wyniki stosowania żeliwiaków „z dmuchem regulowanym“, zaproponowane przez *J. E. Fletchera* i poparte autorytetem naukowej organizacji B. C. I. R. A. (British Cast Iron Research Association), których cechą charakterystyczną jest wprowadzenie dmuchu na różnych poziomach, zmuszają do szukania teoretycznego uzasadnienia zwiększonej sprawności żeliwiaków z doprowadzeniem dmuchu w kilku poziomach.

Konstrukcja dolnej części żeliwiaków tego rodzaju podana jest na rys. 4. Jak widać z rysunku żeliwiak posiada szereg dolnych dysz 1 indywidualnie połączonych ze skrzynią dmuchową 2 dyszą tą może być włączona lub wyłączona z obiegu przy



4. Dolna część żeliwiaka z dmuchem regulowanym syst. B. C. I. R. A.

pomocy zasuw 3, regulującej dopływ powietrza. Prócz tych dużych dysz żeliwiak posiada dwa lub trzy rzędy dysz o małym przekroju 4, rozmieszczonych w szachownicy i połączonych bezpośrednio ze skrzynią dmuchową. Posiadają one oczka, których przekrój może być zmieniany za pomocą prostego mechanizmu, znajdującego się przy wzierniku; pozwala to na regulację ilości dmuchu wprowadzanego do pieca na różnych poziomach. Regulowanie dmuchu podobno nie nasuwa trudności, pomimo że opis działania i wygląd zewnętrzny robią wrażenie, że obsługa pieca jest nieco skomplikowana. *J. G. Pearce* podaje⁴⁾, że zwykły piecowy w bardzo krótkim czasie zupełnie poprawnie reguluje bieg żeliwiaka w oparciu o obserwację wnętrza pieca przez wzierniki przy dyszach i osiąga wyniki, które przy innej konstrukcji stają się możliwe tylko wtedy, jeśli żeliwiak jest nadzorowany i prowadzony przez personel techniczny o dużym doświadczeniu i przygotowaniu teoretycznym. Dysze górnych rzędów są regulowane przed każdym topem lub też przy zmianie warunków topienia albo gatunku koksu itp., natomiast dolny szereg dysz może być regulowany według potrzeby podczas biegu pieca. Ilość zainsta-

lowanych w Anglii nowych żeliwiaków z dmuchem regulowanym przekroczyła już w r. 1937 — 200, zaś przerobienie istniejących instalacji na żeliwiaki z regulowanym dmuchem nie nasuwa większych trudności i kosztuje niedrogo.

Do zalet żeliwiaków tego rodzaju zaliczają: zmniejszenie wydatku koksu sięgające do 40%, możliwość stosowania koksu gorszego gatunku, pewność otrzymania metalu przegrzanego powyżej 1400° C już od samego początku topienia, zmniejszenie zawartości Si nieutlenionego, a wreszcie zmniejszenie ilości braków z powodu należytej jakości metalu.

L. W. Bolton podaje⁵⁾, że wyniki porównawcze pracy żeliwiaka konstrukcji normalnej i po przerobieniu go na żeliwiak z dmuchem regulowanym, charakteryzuje przeciętny skład chemiczny gazów odłotowych według następującego zestawienia:

	CO ₂	CO	O ₂	N ₂
przed przeróbką	12,30	10,05	0,37	77,28
po przeróbce	18,30	1,21	0,54	79,75

Powyższe wartości podane są w procentach objętościowych. Tak poważne polepszenie stopnia spalania pozwoliło na zmniejszenie wydatku koksu o ok. 25%.

Jakkolwiek teoretyczne podstawy działania żeliwiaków z dmuchem regulowanym są nieustalone i wydają się, że wynalazek *J. E. Fletchera* oparty jest tylko na doświadczeniu eksperymentalnym, interesujące jest oświadczenie *J. G. Pearce'a*, dyrektora B. C. I. R. A., że „bardzo trudno byłoby otrzymać ze zwykłego żeliwiaka metal takiej jakości, jak otrzymuje się z żeliwiaka z dmuchem regulowanym“.

J. E. Fletcher w swoich badaniach⁶⁾, jak również i ogłoszone w związku z tym prace innych autorów^{7, 8, 9)}, wykazały, że przy jednym szeregu dysz prawie 2/3 całej ilości powietrza wtłoczonego do żeliwiaka przechodzi przy wykładzinie pieca, zaś tylko ok. 1/3 przez jego centralną część; w związku z tym skład gazów w zewnętrznych i wewnętrznych warstwach przekroju jest różny, jak to wykazuje podane zestawienie. (Dane w procentach objętościowych).

	CO ₂	CO	O ₂	N ₂
przy wykładzinie	16,9	4,2	0,6	78,3
w środku żeliwiaka	9,0	17,3	0,0	73,7

Zastosowanie regulacji otworu dyszaka pozwoliło *J. E. Fletcherowi* dowolnie kierować odpowiednie ilości powietrza do różnych poziomów pieca i osiągać równomierne natężenie spalania w całym przekroju żeliwiaka.

Dla uzasadnienia korzyści doprowadzenia powietrza na różnych poziomach, zanotujemy następujące spostrzeżenia. *J. Buzek*¹⁰⁾ podał krytyczne uwagi o żeliwiakach z dmuchem regulowanym, przychodząc do wniosku, że aczkolwiek: „Nie ulega żadnej wątpliwości, że przy ostrożnym regulowaniu dmuchu można osiągnąć nie tylko korzystny stosunek spalania, ale także dobry stopień przegrzania żeliwa“, tym nie mniej wypowiada się, że żeliwiaki z dmuchem regulowanym, które są zasadniczo żeliwiakami z większą ilością rzędów dysz, czeka ten sam los, co poprzednie konstrukcje *Greinera* i *Erpfa* lub *Poumay*, które nie dały żadnych korzyści

w porównaniu ze zwykłymi żeliwiakami, należyce pędzonymi.

Wydaje się, że zupełne negligowanie wyników praktyki amerykańskiej, osiągnięć angielskich żeliwiaków z dmuchem regulowanym, żeliwiaków syst. t. Skoda oraz wielorzędowych żeliwiaków w ZSRR nie jest możliwe, i raczej prowadzi do konieczności rewizji dotychczasowych teoretycznych pojęć o warunkach spalania C w żeliwiaku.

Jak nam wiadomo dotychczas ścierają się dwie opinie co do przebiegu spalania C w żeliwiaku, przy czym zarówno jedna, jak i druga opierają się na odpowiednich teoriach fizyko-chemicznych.

Badania laboratoryjne warunków spalania i podstawowe reguły współczesnej fizyko-chemii, doprowadzają do konieczności, jeśli nie całkowitego odrzucenia, to jednak do poważnego zakwestionowania możliwości redukcji CO_2 na CO w warunkach pracy żeliwiaka (na czym opierał swoją teorię J. Buzek) szczególnie ze względu na bardzo krótki czas (0,2 sek.) zetknięcia się gazów spalinowych z rozżarzonym koksem¹⁴⁾. Zakwestionowanie słuszności samej teorii spalania na której J. Buzek oparł współczesną teorię procesu żeliwiakowego, nie zmniejszając w niczym zasług jego, jak również jego następców z H. Jungbluthem na czele, których badania umożliwiły poszukiwania uzgodnienia rezultatów pracy nowoczesnych żeliwiaków o kilku rzędach dysz z teoretycznymi przesłankami wynikającymi z nowszych teorii spalania.

Stwierdzono w całym szeregu przypadków jednoczesne istnienie w gazach spalinowych żeliwiaka CO_2 , CO i O_2 — jest to jednym z najpoważniejszych dowodów przeciwko słuszności oparcia teorii procesu żeliwiakowego na redukcyjnej teorii spalania i pozwala przypuszczać, że odpowiednie zmodyfikowanie podstawowego założenia teorii J. Buzka umożliwiłoby znalezienie teoretycznego wytłumaczenia zalet konstrukcji żeliwiaków z doprowadzeniem dmuchu w kilku poziomach. Niepowodzenia pomysłów Greinera, Erpfa i Poumay doszukiwać się należy więc nie w rozbieżności ich konstrukcyjnych poczyniń z teoretycznymi warunkami spalania, a raczej w niewłaściwej konstrukcji przez nich zaproponowanej i polegającej na rozsianiu dopływu powietrza na wysokości do 600 mm od dolnego rzędu dysz, a nawet wyżej.

W rzeczywistości, jak to wykazały jeszcze badania A. W. Beldona¹⁵⁾, na wysokości 150 — 200 mm nad poziomem dysz stwarzają się warunki niekorzystnego spalania i umieszczanie drugiego względnie dalszego rzędu dysz w odległości 200 — 400 mm, jak ma to miejsce w konstrukcji Whitinga jest szczególnie uzasadnione.

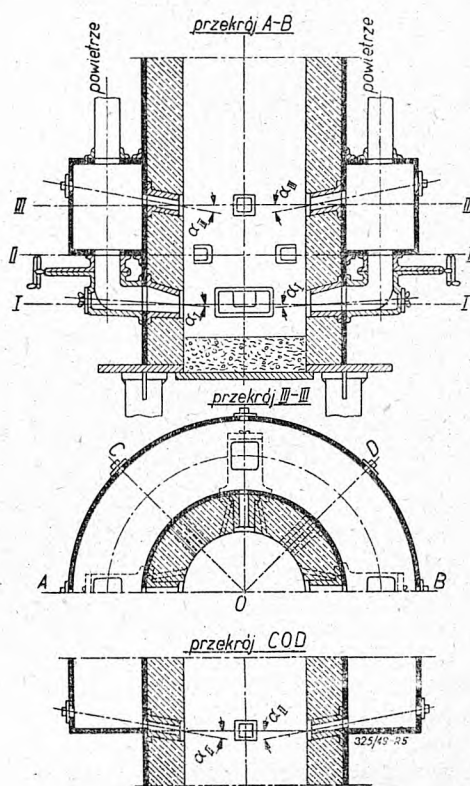
Powyższe uzupełnić należy wyjaśnieniem stanowiska odlewników w ZSRR w tej sprawie. Materiały do tego znajdujemy u L. Marienbacha¹⁶⁾ (rys. 5). Dolne dysze są wydzielone ze skrzyni dmuchowej i posiadają wewnętrzne zasowy pozwalające odcinać dopływ powietrza do każdej dyszy z osobna; umożliwiając przeto jej samoczynne odciążenie. Dwa inne szeregi dyszaków bezpośrednio odchodzą ze skrzynki powietrznej.

Powierzchnia przekroju otworów wylotowych dysz dolnego rzędu stanowi 20% powierzchni przekroju żeliwiaka, a ogólna powierzchnia wylotowa

górnych rzędów dyszaków wynosi 2,5% powierzchni pieca. A więc, w żeliwiakach o dwóch dodatkowych rzędach dysz całość powierzchni przekroju wszystkich dysz stanowi 25% przekroju żeliwiaka. Dysze umieszczone są w szachownicy i każdy rząd posiada jednakową ich ilość.

Żeliwiaki tego typu nie należą do pieców „z regulowanym dmuchem”; są to piece o wielu rzędach dysz, konstrukcji zwykłej. Z braku miejsca nie będziemy analizować tu wyników ich pracy; zrobimy to później.

Możemy przyjąć, że cyfry podane przez inż. Dobrochotowa i przytoczone wyżej odpowiadają rzeczywistości, co zresztą stwierdziłem przeglądając



5. Rozmieszczenie dysz w żeliwiakach ZSRR.

dzienniki topów. Może uzyskane wyniki są nieco optymistycznie ujęte, bo trudno stwierdzić obecnie czy rozchód koksu poprzednio nie był zbyt wysoki; w każdym razie zmniejszony rozchód koksu powoduje zmniejszone nasiarczenie żeliwa.

Do stron ujemnych żeliwiaków z regulowanym dmuchem należy ich skomplikowana konstrukcja, a szczególnie obsługa, jakkolwiek źródła angielskie podają, że personel wzgl. szybko przyzwyczajają się do należytej manipulacji mechanizmami regulującymi. Inna trudność prowadzenia żeliwiaków tego rodzaju zachodzi z powodu wysokiej temperatury metalu, co szczególnie obecnie w naszych warunkach, przy braku dobrych materiałów ogniotrwałych, spowodować może trudności ruchowe.

Konstrukcja żeliwiaka wg rysunków inżyniera Dobrochotowa, jest znacznie mniej złożona aniżeli w prototypie angielskim BCIRA, o którym mowa była wyżej. Wyniki prowadzenia obserwowanych w Zakładach Skody dwóch żeliwiaków średnicy we-

wewnętrznej 850 mm i 1050 mm pokrywają się natomiast z wykazanymi wyżej dodatnimi stronami tej konstrukcji; tak samo obsługa ich wydaje się bardziej uproszczona, aniżeli obsługa żeliwiaków z dmuchem regulowanym konstrukcji angielskiej.

Ponieważ konstrukcja ta stanowi niewątpliwą postępowanie techniczne wprowadzenie jej do niektórych przodujących odlewni u nas w kraju może być polecone pod warunkiem, że:

a) zapewniony będzie stały nadzór techniczny tego rodzaju żeliwiaków przez inżyniera lub technika oraz kontrola biegu przy pomocy rejestrującej aparatury;

b) odlewnia rozporządzać będzie pierwszorzędnym materiałem ogniotrwałym na wykładzinę pieca.

Wydaje się również, że zastosowanie tego wynalazku do żeliwiaków o średnicy wewnętrznej poniżej 1000 mm nie będzie na razie właściwym w naszych warunkach, ponieważ w mniejszych odlewniach nie będzie można zapewnić należytego nadzoru technicznego, a tym samym należytego wykorzystania wynalazku. Zanim zaczniemy przechodzić do wyższego stopnia umiejętności prowadzenia żeliwiaka, należy nauczyć nasze odlewnie posługiwać się umiejętnie żeliwiakiem normalnej konstrukcji, łatwiejszym w obsłudze i prowadzeniu.

Żeliwiak typu *inż. Dobrochotowa* ostatnio zaczęły seryjnie wyrabiać w Czechosłowacji Zapadoceske Strojirny a Slevarny, Narodni Podnik, Horovice.

ZRÓDŁA.

1. Kuplovna pro velky vykon — C. S. L. pat. prihlaska I 4542/2634.
2. *A. Poumay* — Fond. Moderne 1926 str. 191, 1927 str. 136. Giesserei 1928 str. 816.
3. *C. Rein* — Giesserei 1935 str. 335.
4. *I. G. Pearce* — Bull. A. T. F., 1934, str. 35.
5. *L. W. Bolton* — Iron Age, 1936, V, str. 21.
6. *I. E. Fletcher* — Foundry Trade Journal 1931, str. 228.
7. *E. Wharton* — Foundry Trade Journal 1933, str. 124.
8. *W. Buchanan* — ibod. 1936, str. 69.
9. *H. H. Shaphard* — ibid. 1933, str. 7.
10. *J. Buzek* — Przegl. Odlewn. 1937 str. 44.
11. *Ł. Marienbach* — Litiejnoje Dzieło 1939, zt 4, str. 5.
12. *A. W. Beldon* — Trans. A. F. A., 1914 str. 1 lub Stahl u. Eisen 1914 str. 360.
13. *Ł. Marienbach* — Maszynostroje — Encykl. Słowar. Moskwa, 1947, str. 157.

Suszarnictwo w odlewni

Inż. JERZY PIASKOWSKI

Suszarnictwo w odlewni ma dość szerokie zastosowanie i, jakkolwiek udział kosztów suszenia w ogólnej kalkulacji nie jest wysoki, to jednak w racjonalnej gospodarce musi być uwzględniony.

Na ogół w odlewni stosuje się:

- a) suszenie kadzi,
- b) suszenie piasku rdzeniowego,
- c) suszenie rdzeni,
- d) suszenie form.

Z kolei zostaną omówione wymienione procesy ze szczególnym uwzględnieniem dwóch ostatnich.

Suszenie kadzi

Suszenie kadzi ma na celu usunięcie wilgoci z ogniotrwałej wykładziny kadzi. Zapobiega to wydzielaniu się gazów w chwili, gdy ciekły metal znajduje się w kadzi, a ponadto obniża szybkość stygnięcia metalu. Proces ten często nie jest doceniany i nie dość ściśle kontrolowany.

Suszenie odbywa się zespołowo bądź w specjalnych piecach, w których wyciska się niekiedy ciepło paln z innych pieców (np. pieców do topienia), bądź też w suszarkach do form lub rdzeni. Spotyka się także suszenie indywidualne poszczególnych kadzi. Można tu stosować specjalne palniki gazowe, skierowane ku górze, a umieszczone na szamotowej płycie, na której układa się każdą dnem do góry, lub też palniki zmontowane w środku pokrywy szamotowej, którą wkłada się na suszoną każdą do góry. Poza tym możliwe jest suszenie kadzi gorącym powietrzem, skierowanym do kadzi przy pomocy przewodu od przenośnej suszarki do podsuszania dużych form.

Suszenie piasku rdzeniowego

Suszenie piasku rdzeniowego nie zawsze znajduje zastosowanie w odlewni. Zwykle piasek rdzeniowy (kwarcowy), który wydobywany bywa z rzek lub morza, schnie na powietrzu i zostaje zużyty bez specjalnego suszenia. To suszenie znajduje zastosowanie przy zmechanizowanej produkcji, obejmującej także i przygotowanie mas i pozwala na utrzymanie stałej i właściwej zawartości wilgoci w masie, co jest ważne przy niektórych spoiwach.

W tym ostatnim wypadku suszenie odbywa się w stałych lub obrotowych suszarkach. U nas dość rozpowszechnione są małe suszarki w kształcie okrągłych zbiorników z dnem pochylonym, ogrzewanych od dołu paliwem stałym. Na podobnej zasadzie buduje się duże zbiorniki do suszenia. Przy ruchu ciągłym mogą znaleźć zastosowanie poziome lub pionowe piece obrotowe opalane koksem, węglem, olejem lub gazem palnym. Praca takiego zespołu wygląda następująco: wilgotny piasek ze zbiornika zostaje wprowadzony do pieca obrotowego. Przy pomocy elewatora piasek zostaje skierowany z pieca do zbiornika, gdzie stygnie. W miarę potrzeby piasek pobiera się przez otwór na dnie zbiornika.

Przebieg suszenia rdzeni i form

Piasek lub też masa formierska dzięki wymieszaniu z odpowiednią ilością spoiwa pozwala na wykonywanie form i rdzeni pożądanego kształtu. Sposób, w jaki występują tu siły wiązania musi mieć wpływ na sposób suszenia, lecz brak tu jest danych doświadczalnych i można się oprzeć jedynie na ogół-

nych wskazówkach teoretycznych. *W. C. Callenberg*¹⁾ rozróżnia następujące rodzaje sił wiązania:

- 1) siła adhezji do powierzchni poszczególnych ziarn piasku,
- 2) siła kapilarna jako że kanały pomiędzy ziarnami piasku możemy uważać za rurki włoskowate,
- 3) siła spoiwa związanego z materiałem w postaci cząsteczki, jak np. woda w glinie,
- 4) siły wiązania spoiwa jako koloidu.

Zazwyczaj w rdzeniach występuje kilka rodzajów sił wiązania. Przy rdzeniach wykonanych z czystego piasku kwarcowego z wodą lub olejem jako spoiwem występują: siła adhezji i siła kapilarna — przy tłustym piasku (zawierającym znacznie większą zawartość gliny) dochodzi trzeci rodzaj wiązania. Mieszanki koloidalne powstają np. w wypadku używania dekstryny.

Rodzaj tych wiązań zależy od jakości i ilości spoiwa oraz od wielkości i kształtu ziarn piasku. W określonych warunkach spoiwo gęstoślone wywołuje mniejsze siły kapilarne aniżeli spoiwo rzadkoślone. Przy mniejszych ziarnach, tworzących większą powierzchnię ogólną, siły adhezji biorą większy udział w wiązaniu, aniżeli w wypadku ziarn większych. Poza tym zwiększenie ilości spoiwa zwiększa udział sił kapilarnych.

Równie złożone są procesy zachodzące podczas suszenia; możemy tu wymienić:

- 1) procesy fizyczne: wysychanie, krzepnięcie,
- 2) procesy chemiczne: utlenianie, polimeryzacja i t. p.

Wysychanie występuje przede wszystkim przy formach oraz przy rdzeniach, których spoiwem jest woda, a także częściowo przy rdzeniach olejowych. Wysychanie polega na odparowaniu i stąd zależy od wielkości powierzchni (a więc od wielkości i kształtu rdzeni czy form) oraz od takich czynników fizycznych, jak temperatura oraz prężność pary spoiwa w atmosferze suszącej, przewodnictwo cieplne rdzenia czy form. Stąd czas suszenia zależy od tych czynników.

Na czas suszenia ma także znaczny wpływ ruch atmosfery suszącej — przy atmosferze nieruchomej mogą powstawać bardziej nasycone warstwy otaczającego gazu, przy których szybkość suszenia spada.

Można powiedzieć ogólnie, że im średnia grubość rdzeni jest mniejsza, a im wyższa temperatura i niższa prężność pary spoiwa w atmosferze, tym szybciej zachodzi proces suszenia.

Przy grubych rdzeniach, a zwłaszcza przy formach zupełne wysuszenie nie następuje, co w pewnych wypadkach jest nawet korzystne. Rdzeń taki (czy forma) na powierzchniach, którymi m. i. styka się z płynnym metalem, jest wysuszony i wytrzymały, a wewnątrz ze względu na obecność pewnej ilości spoiwa, podatny. Stąd zmniejsza się niebezpieczeństwo powstawania pęknięć, czy też naprężeń w odlewaniu z powodu zbyt twardego i nie poddającego się rdzenia. Zasadniczym zastrzeżeniem jest tu jednak, że w tym wypadku rdzenie należy wyjmować z suszarki bezpośrednio przed odlewem, gdyż inaczej wilgoć ze środka przejdzie na zewnątrz na zasadzie zjawiska włoskowatości. Nasuwa to wniosek, że jeśli

możemy tak zorganizować pracę, żeby rdzenie czy formy wyjmować z suszarek bezpośrednio przed odlewem, to czas suszenia (a więc i koszt suszenia) będzie można zmniejszyć. Temperatura suszenia rdzeni z wodą jako spoiwem teoretycznie powinna wynosić niewiele ponad 100 C, jednak ze względu na skrócenie czasu suszenia bywa zwykle wyższa.

W niektórych wypadkach zachodzi konieczność usunięcia nie tylko wody związanej fizycznie z masą, ale także i wody związanej w glinie (wzór gliny $2SiO_2 \cdot Al_2O_3 \cdot 2H_2O$), jak np. przy odlewach staliwnych. W tym wypadku stosuje się wyższe temperatury suszenia 400 — 600 C. Jest zrozumiałe, że takie rdzenie czy formy muszą być suszone oddzielnie, a nie razem z opisanymi wyżej.

Proces krzepnięcia zachodzi przy używaniu takich spoiw jak kalafonia, różnego rodzaju smoły, paki itp.

Zresztą zachodzić tu mogą jeszcze inne procesy o charakterze raczej chemicznym. Kalafonia zaczyna się topić w temperaturze 60 — 85 C i całkowicie stapia się przy 135 C, przy czym zachodzi dystalacja z wydzielaniem CO_2 ²⁾. Ze względu na to, że przy 200 C następuje rozpad kalafonii, ogrzewanie rdzeni do temperatur wyższych niż 175 C jest niewskazane. Dodatki olejów czy namiastek pozwalają na podwyższenie temperatur suszenia.

Smoły i tzw. paki są różnej gęstości: miękkie zaczynają się topić w temperaturze 40 — 50 C, a twarde przy około 100 C. Przy suszeniu rdzeni z tymi spoiwami stopniowo podnosimy temperaturę, aż nastąpi nadtopienie spoiwa, które przy temperaturze około 280 — 300 C dokładniej wypełnia przestrzeń między ziarnami. Ponadto następuje dystalacja, w wyniku której powstała pozostałość składa się z gęstego asfaltu i smoły oraz węgla. Pozostałość ta następnie twardnieje (krzepnie) przy chłodzeniu.

Procesy chemiczne, jak utlenianie, polimeryzacja, częściowo rozpad zachodzą przy rdzeniach olejowych — ze względu na rozmaitość stosowanych olejów trudno jest określić zachodzące reakcje, tym bardziej, że są one skomplikowane; jedynie w wypadku oleju lnianego można przyjąć, że jest to głównie proces utleniania. Niezależnie od tego zachodzi odparowywanie i ilościowo nawet proces ten może niekiedy przeważać, choć nie jest charakterystyczny dla tych spoiw.

Jak widać, rozmaitość czynników wpływających na suszenie wymaga podziału rdzeni na pewne grupy. Dzielimy je według:

- a) kształtu, wielkości, wagi,
- b) rodzaju materiału formierskiego,
- c) rodzaju i ilości spoiwa.

Można przypuszczać, że dla określonych wielkości rdzeni oraz warunków, jak rodzaj i ilość spoiwa, kształt i wielkość zian materiału formierskiego i in. odpowiadać będzie pewna temperatura i określony czas suszenia, dające najkorzystniejsze wyniki techniczne i ekonomiczne. Obie te wielkości będą jednak różnić się w zależności od charakteru rdzenia i dlatego nieekonomiczne jest suszenie różnych rdzeni razem. Podział rdzeni na grupy i suszenie oddzielne wymaga jednak większej ilości suszarek, względnie komór, na co mogą sobie pozwolić jedynie większe zakłady.

Bilans cieplny suszarki.

Teoria suszarnictwa, które jest procesem cieplnym, oparta jest na zasadach termodynamiki. Ujęcie to jest jednak bardzo uproszczone i dlatego może znaleźć jedynie wąskie zastosowanie w wypadku spotykany w odlewnictwie. Przyczyną tego jest fakt, że suszenie rdzeni i form opiera się na skomplikowanych procesach fizycznych i chemicznych, które na ogół nie dają się sprowadzić do prostego suszenia przez odparowanie tak, jak to można zrobić w przypadku np. suszenia cukru lub wysłodków w cukrownictwie.

Odpowiednią teorię w wygodnym ujęciu graficznym przedstawił prof. C. Grabowski³⁾ i inż. Z. Margasiński⁴⁾, obejmuje ona jednak suszenie w niskich temperaturach, (do 100 C), a więc nie może znaleźć zastosowania w suszarnictwie odlewniczym, gdzie temperatury suszenia wynoszą co najmniej sto kilkadziesiąt stopni. Teoria ta ujmuje jedynie usuwanie wody z masy suszonej.

Podstawą obliczenia suszarki jest bilans cieplny, który przeprowadza się w odniesieniu do 1 kg usuniętej z masy wilgoci⁵⁾.

Suszarki podzielić można na dwa rodzaje:

1) Suszarki, przy których wprowadza się gaz grzewczy o pewnej temperaturze do komory suszącej,

2) Suszarki, przy których ciepło wytwarza się wewnątrz komory suszącej.

I. Bilans cieplny suszarki, przy której wprowadza się gaz grzewczy do komory suszącej.

Całkowita ilość ciepła doprowadzonego do suszarki wraz z gazami suszącymi wynosi

$$Q_c = c (t_g - t_a) l$$

gdzie c — jest ciepłem właściwym gazów suszących,

t_g — temperaturą gazów suszących, wchodzących do suszarki,

t_a — temperaturą gazów suszących przed ogrzaniem (temperatura otaczającej atmosfery),

l — ilość gazów suszących, przypadająca na 1 kg usuniętej wody.

W tabelach znaleźć można ilość wody w g znajdujących się w kg powietrza w danej temperaturze i ciśnieniu, równym zresztą zwykle 760 mm Hg. Na wykresie rys. 1 przedstawiono tę ilość ciepła w postaci prostokąta o szerokości l i wysokości $c (t_g - t_a)$. Doprowadzone ciepło zostaje zużyte na:

1) ciepło Q_w potrzebne na ogrzanie wody zawartej w masie formierskiej do temperatury 100 C, odparowanie jej oraz przegrzanie pary do temperatury panującej w komorze suszarki.

2) ciepło Q_m potrzebne na ogrzanie masy formierskiej do temperatury t_o w komorze suszarki.

3) ciepło Q_r potrzebne do ogrzania konstrukcji z półkami do ustawiania rdzeni lub form,

4) straty cieplne suszarki Q_s ,

5) straty cieplne Q_o gazów odlotowych.

Stąd:

$$Q_c = Q_w + Q_m + Q_r + Q_s + Q_o$$

Wielkości te są następujące:

1) Ciepło odparowania i przegrzania.

$$Q_w = (100 - t_a) + r + c_p (t_o - 100) \text{ kcal/kg}$$

gdzie r — ciepło parowania wody

c_p — ciepło właściwe pary.

t_o — temperatura uchodzących gazów.

2) Ciepło ogrzania materiału formierskiego.

$$Q_m = c_m (t_m - t_h) M \text{ kcal/kg wody.}$$

c_m — ciepło właściwe masy suszonej,

dla masy szamotowej 0,24 kcal/kg.

dla piasku kwarcowego 0,25 kcal/kg

t_m — temperatura masy w czasie suszenia.

t_h — temperatura masy przed suszeniem.

zwykle $t_h = t_a$

M — ilość masy przypadająca na 1 kg wody.

$$M = \frac{G_s}{W} \text{ lub } M = \frac{G_w}{W} \cdot \frac{100 - p_w}{100}$$

G_s — ilość masy osuszonej na godz. (kg/godz.) suszenia,

W — ilość wody usunięta z masy formierskiej w kg/godz.

G_w — ilość masy wilgotnej przypadająca na godz. suszenia.

p_w — ilość wilgoci w %, jaka ma być usunięta z masy.

3) Ciepło ogrzania konstrukcji z półkami do ustawiania rdzeni lub form.

$$Q_r = c_r (t_o - t_a) \cdot \frac{100 \cdot R}{p_w \cdot G}$$

c_r — ciepło właściwe materiału konstrukcji,

t_o — temperatura do jakiej ogrzewa się konstrukcja, równa w przybliżeniu temperaturze uchodzących gazów.

R — waga konstrukcji z półkami.

G — całkowita waga masy wilgotnej do suszarki.

$G = G_w \cdot t$,

gdzie t — czas suszenia w godz.

4) Straty cieplne Q_s przyjmuje się jako:

$$Q_s = (n - 1) (Q_w + Q_m + Q_r)$$

gdzie współczynnik $n = 1,2 - 1,6$ zależy od czasu suszenia, konstrukcji suszarki itd.

5) Straty cieplne Q_o gazów odlotowych.

$$Q_o = c (t_o - t_a) l$$

gdzie t_o — temperatura gazów odlotowych,

t_a — temperatura atmosferyczna,

l — ilość gazów w kg przypadająca na kg wody usuniętej z masy.

$$l = \frac{1}{d_o - d_a}$$

gdzie d_o — ilość pary wodnej w kg gazów odlotowych w temperaturze t_o ,

d_a — ilość pary wodnej w kg gazów odlotowych w temperaturze t_a .

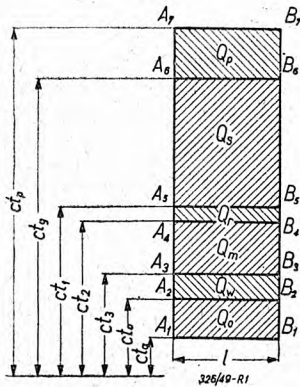
Wielkości d_o i d_a można znaleźć w tablicach w zależności od wilgotności względnej.

Związek pomiędzy temperaturą gazów wchodzących do suszarki, a temperaturą gazów odlotowych jest następujący:

$$\frac{t_g - t_o}{d_o - d_a} = \frac{n(Q_w + Q_m + Q_r)}{c}$$

lub

$$t_g = \frac{n(Q_w + Q_m + Q_r)}{c \cdot l} + t_o$$



Rys. 1. Bilans cieplny suszarki z zewnętrznym źródłem ciepła.

Obliczone wielkości rozchodu ciepła wstawia się do wykresu na rys. 1. Prostokąt $A_1 A_6 B_6 B_1$ oznacza całkowitą ilość ciepła, wprowadzonego do suszarki Q_c , przy czym podstawa prostokąta równa się l , zaś wysokość $c(t_g - t_a)$. Wysokość poszczególnych powierzchni odpowiadających wielkościom Q_s, Q_r, Q_m, Q_w, Q_o obliczamy z wzorów:

$$Q_s = c(t_g - t_1)l, \text{ stąd } c(t_g - t_1) = \frac{Q_s}{l}$$

$$Q_r = c(t_1 - t_2)l, \text{ stąd } c(t_1 - t_2) = \frac{Q_r}{l}$$

$$Q_m = c(t_2 - t_3)l, \text{ stąd } c(t_2 - t_3) = \frac{Q_m}{l}$$

$$Q_w = c(t_3 - t_4)l, \text{ stąd } c(t_3 - t_4) = \frac{Q_w}{l}$$

$$Q_o = c(t_4 - t_a)l, \text{ stąd } c(t_4 - t_a) = \frac{Q_o}{l}$$

gdzie c jest ciepłem właściwym gazów suszających (można przyjąć, że jest to powietrze).

Bilans powyższy należy rozszerzyć, włączając proces wytwarzania ciepła. Jeśli przez w_d oznaczymy wartość opałową dolną używanego paliwa, a η sprawność paleniska, wtedy zużycie paliwa P na 1 kg usuniętej wody, wynosi:

$$P = \frac{Q_c}{w_d \cdot \eta}$$

Ilość ciepła, jaką musimy otrzymać z paliwa wynosi

$$Q_g = \frac{Q_c}{\eta}$$

Stąd straty ciepłe paleniska Q_p wynoszą

$$Q_p = (1 - \eta) \cdot Q_g$$

$$Q_p = (1 - \eta) \frac{Q_c}{\eta} = \frac{(1 - \eta)}{\eta} \cdot c \cdot (t_g - t_a) l$$

Wielkość tę umieszczamy powyżej prostokąta $A_1 A_6 B_6 B_1$, odmierzając wysokość $A_6 A_7$, obliczoną ze wzoru:

$$c(t_p - t_g) = \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) c(t_g - t_a) l$$

gdzie t_p — oznacza temperaturę spalania, której wielkość otrzymujemy przez obliczenie prawej strony równania.

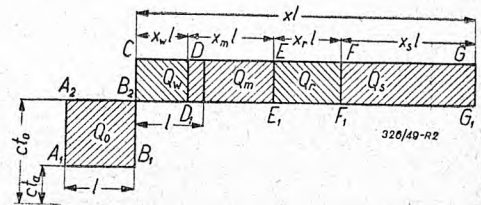
Z wzajemnego stosunku wielkości powierzchni możemy sądzić o pracy suszarki.

II) Bilans cieplny suszarki, przy której ciepło wytwarza się wewnątrz komory suszającej:

W tym wypadku nie następuje stopniowy spadek temperatury gazów suszających, wprowadzonych do komory, lecz wytwarzane ciepło w samej komorze działa za pośrednictwem gazów na powierzchnie suszone. Zachodzi tu najpierw ogrzanie powietrza znajdującego się w komorze od temperatury t_a do t_o przy pochłonięciu $c(t_o - t_a)l$ kcal/kg wody usuniętej.

Ponieważ gazy (powietrze) suszące usuwane są z komory przy tejże temperaturze, więc wielkość ta odpowiada jednocześnie stratom z gazami odlotowymi.

Przebieg suszenia możemy wyobrazić sobie jako powtarzalny proces ogrzewania do pewnej przyjętej temperatury t_x , nieco wyższej niż t_o i stąd ciepło $c(t_x - t_o)l$ kcal zostanie przeniesione na materiał suszony — proces ten powtarza się x — razy aż do osuszenia masy.



Rys. 2. Bilans cieplny suszarki z wewnętrznym źródłem ciepła.

Rozpatrujemy więc tu ponownie ciepło:

$$Q_t = Q_w + Q_m + Q_r + Q_s = n(Q_w + Q_m + Q_r)$$

gdzie

$$Q_t = Q_c - Q_o - \text{ciepło obiegowe suszarki}$$

i

$$Q_t = x \cdot c(t_x - t_o)l$$

$$t_x = \frac{n(Q_w + Q_m + Q_r)}{x \cdot c \cdot l} + t_o$$

lub

$$x = \frac{Q_t}{c(t_x - t_o)l}$$

Obliczone wielkości Q wg wzorów podanych w poprzednim wypadku umieszczamy na wykresie (rys. 2).

Prostokąt $A_1 A_2 B_2 B_1$ oznacza ciepło gazów odlotowych.

$$Q_o = c (t_o - t_a) l \text{ kcal/kg wody usuniętej,}$$

przy czym podstawą prostokąta jest l .

Prostokąt $B_2 C G G_1$ oznacza ciepło obiegowe suszarki Q_o .

W tym dległość CD równe x_w . l wyliczamy z wzoru

$$x_w \cdot l = \frac{Q_w}{c (t_x - t_n)}$$

Analogicznie obliczamy odległości x_m , x_r i x_s , wstawiając do powyższego wzoru na miejsce Q_w wielkości Q_m , Q_r , Q_s , przy czym

$$x_w + x_m + x_r + x_s = x$$

Z otrzymanego wykresu można wysnuć wnioski o rozchodzie ciepła i ekonomii pracy suszarki — wielkość Q_c może służyć jako podstawa do obliczenia ilości paliwa, l zaś do obliczenia wentylatora dostarczającego powietrze do suszenia. W rzędzie wielkości pozwala zorientować się następujący przykład oparty na danych *W. Callenberga*¹⁾:

Tablica 1.

Wielkości charakterystyczne dla suszarki komorowej na 50 sztuk form dla staliwa o wadze po 200 kg przy temperaturze suszenia 600 C

Material	Ilość w kg	Ciepło właściwe kcal/kg	Potrzebna ilość ciepła kcal	Ilość ciepła na 1 kg wody usuniętej kcal/kg
Woda 5% (odparowanie *)	500	640 **)	320000	640
Masa szamotowa 80%	8000	0,24	1152000	2304
Piasek kwarc. 15%	1500	0,25	225000	450
Konstrukcja żelazna	3000	0,14	252000	504

Z tabeli: $Q_w = 640 \text{ kcal/kg,}$

$Q_m = 2304 + 450 = 2754 \text{ kcal/kg,}$

$Q_r = 504 \text{ kcal/kg.}$

Obieg gazów suszących

Podstawowym zagadnieniem w suszarkach jest obieg gazów suszących. Rozróżniamy tu trzy zasadnicze rozwiązania:

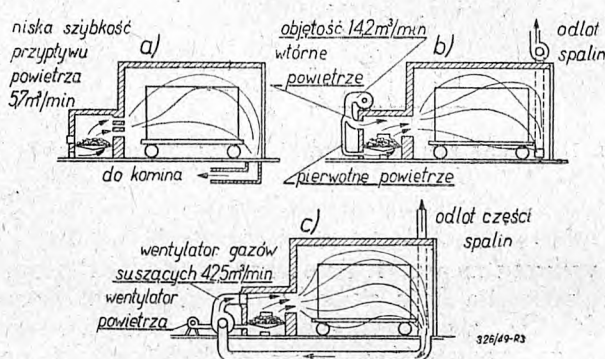
a) pierwsze, podane na rys. 3 a przedstawia normalne palenisko na ciąg kominowy. Ilość powietrza do spalania jest nieduża, a stąd mniejsza ilość spalin i mniejsze straty ciepłne w uchodzących gazach.

*) Wobec ciepła parowania ilości ciepła podgrzania wody do 100 C i przegrzania pary są małe i mogą być pominięte w tym przybliżonym rachunku.

***) ciepło parowania.

Szybkość przepływu gazów niska, a zawartość CO_2 wysoka, rzędu 12 — 14%. Poważną wadą tego typu suszarni jest jednak bardzo znaczny spadek temperatury spalin, czyli nierównomierna temperatura w komorze suszarki. Celem uniezależnienia się od warunków atmosferycznych można tu zastosować wentylator wprowadzający powietrze pod ruszt;

b) drugie, podane na rys. 3 b charakteryzuje się zastosowaniem wentylatora wprowadzającego pierwotne powietrze pod ruszt, a nadto powietrze wtórne nad przestrzeń spalania. Ilość powietrza w tym wypadku jest znacznie większa i zwykle ilość powietrza wtórnego jest dwukrotnie większa aniżeli powietrza pierwotnego, stąd ilość CO_2 w gazach suszących spada do około 4—6%. Ilość gazów jest większa, jak również straty ciepłne z uchodzącymi gazami, usuwanymi przy pomocy wentylatora. Jednak temperatura wewnątrz komory jest bardziej równomierna, co jest poważną zaletą tego systemu. Szybkość przepływu gazów suszących jest tu znacznie większa niż w pierwszym typie;



Rys. 3. Schemat obiegu gazów suszących w komorze suszarki.

c) trzecie, podane na rys. 3 c ma na celu zmniejszenie strat ciepłnych w uchodzących gazach. Pod ruszt doprowadza się tylko pierwotne powietrze. Po spalaniu pewna część spalin zostaje odprowadzona na zewnątrz, natomiast przeważająca część spalin zostaje wessana przez wentylator i doprowadzona znowu do komory pieca jako powietrze wtórne. W ten sposób uzyskujemy zamknięty obieg gazów suszących, częściowo odświeżony powstającymi spalinami; — ilość CO_2 wynosi tu około 9%, a więc znacznie więcej niż w poprzednim wypadku. Temperatura wewnątrz komory utrzymuje się równomierna.

System ten, którego zalety są widoczne, budził zastrzeżenia, jako że gazy suszące zawierają pewną ilość wilgoci. Trzeba jednak zaznaczyć, że suszenie rdzeni i form odbywa się w temperaturach wyższych aniżeli 100 C, a zatem nie nastąpi stan nasycenia parą.

Urządzenia służące do suszenia rdzeni i form

Urządzenia służące do suszenia opisał *O. Marr*⁶⁾ jednak książka ta pomija zupełnie suszarki, stosowane na odlewni, a ponadto wydana ona była w roku 1923. Suszarki mające zastosowanie w odlewnictwie omówione są we wspomnianej wyżej książce *W. Callenberga* (1942)¹⁾.

Pod względem wymiany ciepła możemy podzielić urządzenia do suszenia rdzeni i form na dwa typy:

- 1) Suszarki o pośredniej wymianie ciepła,
- 2) Suszarki o bezpośredniej wymianie ciepła.

W suszarkach pierwszego typu gazy spalinowe nie stykają się z atmosferą otaczającą rdzenie czy formy — w tym wypadku gazy te (jako też para wodna lub gorąca woda) przepływają rurami umieszczonymi w komorze suszącej. Ze względu na koszt, typ ten, pomimo zalet nie znalazł szerszego zastosowania i dlatego będzie pominięty w tym artykule.

W suszarkach drugiego typu gazy spalinowe bezpośrednio oddają ciepło medium (czynnikowi) suszącemu.

Pod względem zastosowania i konstrukcji suszarki możemy podzielić na:

- 1) Suszarki do rdzeni:
 - a) suszarki szufladkowe, przy których rdzenie ustawia się w szufladach,
 - b) suszarki szafkowe,
 - c) suszarki komorowe,
 - d) suszarki o ruchu ciągłym: poziome (tunelowe) i pionowe (wieżowe).
- 2) Suszarki do form:
 - a) suszarki przenośne,
 - b) suszarki komorowe,
 - c) suszarki o ruchu ciągłym: poziome (tunelowe) i pionowe (wieżowe).

Suszarki do rdzeni zbudowane są najczęściej z blachy żelaznej, zwykle o podwójnej ścianie, grubości 50 — 100 mm, wypełnionej materiałem izolacyjnym, np. watą żużlową. Większe suszarki, np. do form, pracujące przy temperaturze 400 — 600° zbudowane są z materiału ognioodpornego — zewnętrzna obudowa może być ceglana.

Jako paliwo do suszarek może mieć zastosowanie:

- 1) paliwo stałe (węgiel, koks, brykiety),
- 2) paliwo gazowe (gaz świetlny, koksowniczy, generatorowy, wielkopieczowy itd.),
- 3) prąd elektryczny.

Najszerze zastosowanie, zwłaszcza u nas w kraju, ma paliwo stałe, gdyż jest najwygodniejsze w zastosowaniu do małych suszarek. Technicznie korzystniejsze jest opalenie gazem, jednak nie zawsze odlewnie, zwłaszcza mniejsze, mają zapewniony dopływ gazu z zewnątrz (np. gaz świetlny, ziemny itp.), czy też gazu własnego (generatorowego). W tym ostatnim wypadku oszczędza się na powierzchni odlewni (nie potrzeba składu paliwa stałego) oraz na robociznie (wyładowanie i transport paliwa, usuwanie popiołu itp.). Ponadto regulacja temperatury jest łatwiejsza i dokładniejsza, co jest ważne w nowoczesnej odlewni. Zalety opalania gazem występują wyraźniej przy większych suszarkach np. komorowych.

Doprowadzony gaz spala się w palnikach, przy czym spotyka się dwa rodzaje palników:

- 1) palniki wysokoprężne, w których gaz sprężony do ciśnienia 3000—4000 mm H₂O zasysa w palnik (np. przez otwory w palniku) odpowiednią ilość powietrza do spalania,
- 2) palniki niskoprężne, w których wentylator dostarcza powietrza do spalania pod ciśnieniem 200—

1500 mm H₂O; drugim przewodem doprowadza się do palnika gaz pod ciśnieniem 40—80 mm H₂O. W tym wypadku można stosować także smoczek (inżektor), w którym powietrze zasysa odpowiednią ilość gazu (a więc odwrotnie niż w typie pierwszym).

Urządzenia przy palnikach niskoprężnych są nieco bardziej złożone, ale pozwalają na łatwiejszą i szerszą regulację spalania — niż palniki wysokoprężne, zakres regulacji których jest mniejszy, co spowodować może zgaśnięcie płomienia; ponadto ilość zasysanego powietrza (a stąd przebieg spalania) zależy od ciśnienia gazu.

Możliwość dokładniejszej kontroli spalania, jaką dają palniki przy suszarkach opalanych gazem powinna być jaknajbardziej wykorzystana — scharmonizowanie odpowiedniej ilości powietrza, temperatury i czasu suszenia jest tu zasadniczym zagadnieniem do opanowania z punktu widzenia techniki i ekonomii produkcji.

Jako zasadnicze elementy suszarek przyjmujemy:

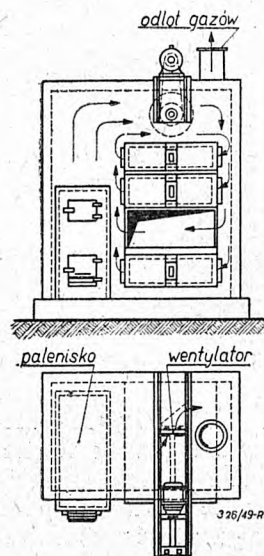
- 1) urządzenia doprowadzające paliwo,
- 2) urządzenia do spalania paliwa (paleniska, palniki itp.),
- 3) urządzenia doprowadzające powietrze do spalania,
- 4) komora spalania,
- 5) urządzenia doprowadzające powietrze do suszenia,
- 6) komora suszenia,
- 7) urządzenia do ustawiania rdzeni lub form,
- 8) urządzenia odprowadzające wilgotne gazy.

Z kolei omówimy poszczególne typy suszarek do rdzeni. Rysunek 4 przedstawia przykład szufladkowej suszarki opalanej koksem.

Strzałkami oznaczony jest kierunek gazów suszących. Suszarki tego typu opalane są bądź paliwem stałym bądź gazowym. Zużycie gazu świetlnego wynosi np. 20—25 m³ w ciągu 8 godzin i przez ten czas można wysuszyć 4—6 wsadów rdzeni.

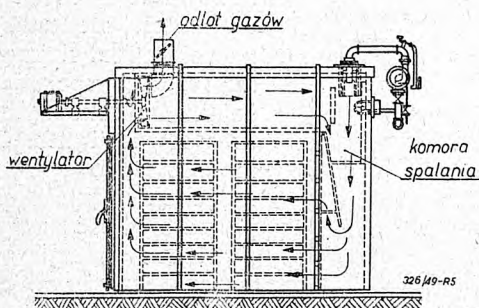
Duże suszarki komorowe mogą być opalane paliwem stałym lub gazowym. W pewnych wypadkach może znaleźć tu zastosowanie ogrzewanie elektrycznością. Suszarki tego typu buduje się zarówno do suszenia rdzeni, zwłaszcza większych, jak i form i w tym ostatnim wypadku mogą one posiadać dość znaczne wymiary. Ze względu na ekonomię procesu suszenia korzystniej jest budować suszarki wielokomorowe o niezależnym od siebie działaniu tak, aby do każdego rodzaju rdzeni można było dostosować najoszczędniejszy cykl suszenia.

Rysunek 5 podaje suszarkę komorową do rdzeni opalaną gazem. Ruch gazów w suszarce wskazano strzałkami. Dla orientacji podajemy dla tej suszar-



Rys. 4. Suszarka szufladkowa.

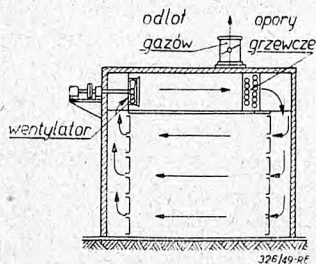
ki następujące charakterystyki techniczne: zużycie gazu miejskiego o dolnej wartości opałowej 3800 kcal/m³ wynosi 26 m³/h., co odpowiada 6,5 m³/100 kg rdzeni. Czas suszenia rdzeni zawierających 3% oleju około 3 h. w temperaturze maksymalnej 280°. Wahania temperatury nie przekraczają ± 10°.



Rys. 5. Suszarka szafkowa ogrzewana gazem.

Suszarki ogrzewane prądem elektrycznym są niewątpliwie najdogodniejsze w użyciu, jednak stosunkowo wysoki koszt energii elektrycznej utrudnia stosowanie ich w szerszym zakresie. Suszarki ogrzewane prądem elektrycznym mogą znaleźć zastosowanie jedynie przy drobnych skomplikowanych rdzeniach, przy których koszty suszenia nie byłyby znaczne w porównaniu z kosztami wykonania. Zalety suszarek elektrycznych: małe wahania temperatury oraz łatwa jej regulacja, szybkość suszenia z zachowaniem stałych warunków, prosta obsługa, czystość urządzeń itp. Rys. 6 przedstawia schemat takiej suszarki.

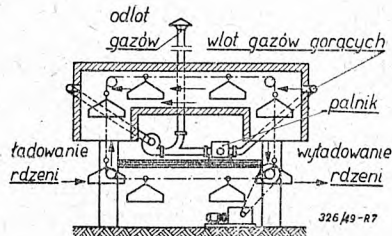
Jako przykład charakteryzujący pracę suszarki komorowej o objętości użytecznej 3,5 m³ ogrzewanej elektrycznością podamy następujące dane. Temperatura maksymalna 300—400° przy ściankach z blachy, podwójnych, z izolacją zużywa energii 100—130 kWh na 1000 kg rdzeni; czas suszenia w zależności od kształtu i wielkości rdzeni wynosi 2 — 4 h.



Rys. 6. Suszarka szafkowa, ogrzewana elektrycznością.

Przy wymienionych dotychczas typach suszarek zostają one każdorazowo ostudzone przy wyjmowaniu rdzenia. W celu obniżenia kosztu ponownego ogrzewania skonstruowano suszarki o ruchu ciągłym. Suszarki te mogą być poziome (tunelowe) lub pionowe (wieżowe), przyczym te ostatnie zajmują mniej miejsca. Suszarki poziome mogą być dwóch rodzajów: w jednych ruch płyt z rdzeniami jest kołowy, i w pewnej części suszarki przechodzą one przez komorę suszącą, inne skonstruowane są jako zwykle suszarki tunelowe. Na rys. 7 podana jest su-

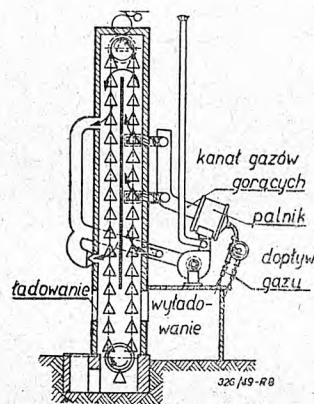
szarka pierwszego typu o komorze długości ogólnej 10 m (strefy ogrzewania i suszenia) + 4,5 m (strefa stygnięcia). Wydajność suszarki 7500 kg rdzeni w ciągu 9 h. przy zużyciu gazu 60 m³/h. Moc zainstalowana 10 KW.



Rys. 7. Suszarka tunelowa z przymusowym obiegiem.

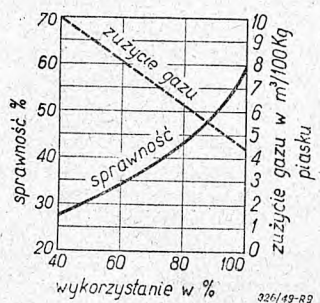
Rys. 8 przedstawia przykład suszarki pionowej opalanej gazem.

Usuwanie suchych rdzeni odbywa się w pobliżu ładowania wilgotnych, co jest ekonomiczne z punktu widzenia gospodarki cieplnej. Małe rdzenie są już wysuszone po 15—20 minutach; większe rdzenie potrzebują do tego 1—2 h., a formy w normalnych skrzynkach 3—4 h.



Rys. 8. Suszarka wieżowa.

Podstawowym czynnikiem ekonomicznej gospodarki suszarek o ruchu ciągłym (jak zresztą każdej suszarki) jest jak najdalej posunięte wykorzystanie przestrzeni użytecznej. Rys. 9 przedstawia sprawność oraz zużycie paliwa gazowego na 100 kg masy w zależności od procentowego zużytkowania prze-



Rys. 9. Wydajność suszarki i zużycie gazu w zależności od stopnia wykorzystania suszarki wieżowej.

strzeni użytecznej. Dla przykładu podamy, że suszarki tego typu o wydajności 720 kg rdzeni na go-

dzinę zużywają np. 28—32 m³/h. gazu oraz 7,0 KW mocy. Temperatura suszenia około 250°.

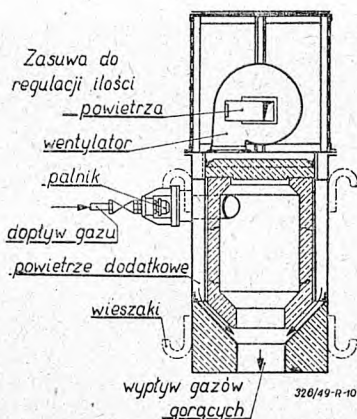
Dalszym czynnikiem, ważnym dla suszarek o ruchu ciągłym, to rodzaj rdzeni i czas suszenia; rdzenie, wymagające różnych czasów suszenia sprawiają trudności przy suszeniu ciągłym, choć te różnice wyrównać można przez regulację temperatury. W każdym razie ustalenie temperatury i czasu suszenia ma tu bardzo duże znaczenie.

Najtańsze, ale pracujące mało sprawnie są suszarki przenośne. W najprostszym wypadku są to po prostu okrągłe piecyki z paleniskiem rusztowym, opalane drobnym koksem — u góry komory spalania wprowadza się powietrze pod ciśnieniem 4—6 at, przy czym regulację temperatury suszenia przeprowadza się przez zmiany ilości doprowadzonego powietrza. Powietrze ogrzane kieruje się bezpośrednio na suszoną formę odpowiednio ukształtowanym przewodem. Na tablicy 2 podane są niektóre dane techniczne dla dwóch suszarek tego rodzaju:

Tablica 2.

	Typ 1	Typ 2
Ciężar pieca	160 kG	95 kG
Wysokość pieca	800 mm	800 mm
Średnica pieca zewn.	600 mm	450 mm
Średnica pieca wewn.	450 mm	300 mm
Ilość przewodów	4 — 6	2
Ciężar przewodów gorących gazów	30 kG	15 kG
Zużycie powietrza (5 at)	1,4—2,0 m ³ /min	0,7—1,0 m ³ /min
Zużycie koksu	25 kg/godz	15 kg/godz

Typ 1 wskazany jest dla długich i wąskich form o objętości 6—7 m³ masy, podczas gdy typ 2 poleca się stosować przy prostych, sześciennych lub okrągłych formach o objętości 0,5 — 5 m³ masy. Zakres regulacji temperatur 200° — 500°; uzyskanie stałej temperatury suszenia jest w tym wypadku trudne.

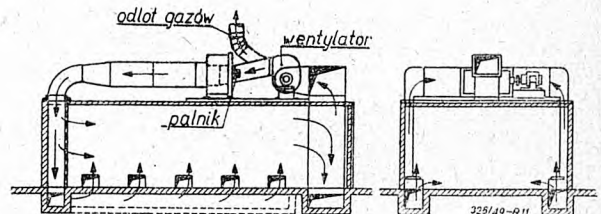


Rys. 10. Suszarka przenośna do form ogrzewana gazem.

Suszarki przenośne buduje się także i na paliwo gazowe. Rys. 10 przedstawia taką suszarkę. Sprężony gaz zasysa tu przy palniku odpowiednią do spalania ilość powietrza. Zużycie gazu mieszkowego wynosi przy temperaturze gazów 400° (formy do odle-

wów z żeliwa szarego) — 22 m³/h. przy temperaturze zaś 500° (formy do odlewów staliwnych) — 27 m³/h. Umieszczony u góry wentylator dostarcza odpowiedniej ilości powietrza do suszenia. Ciśnienie gazu zależnie od typu palnika może wynosić 50—3000 mm H₂O. Zakres temperatur suszenia 100—500° łatwo regulować.

Większe odlewnie wyposażone są w duże komorowe suszarki do form. Od poprzednio opisanych suszarek komorowych do rdzeni różnią się one jedynie wielkością i w związku z tym przy tych suszarkach przeważa opalenie paliwem gazowym. Rys. 11 przedstawia taki typ suszarki o następujących danych:

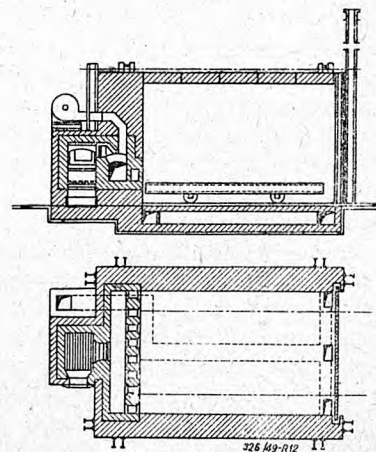


Rys. 11. Suszarka komorowa do form, ogrzewana gazem.

Objętość użyteczna komory:
 $7,5 \times 4,0 \times 4,0 \text{ m} = 120 \text{ m}^3$
 Ilość palników (niskie ciśnienie gazu) 4 szt.
 Temperatura suszenia 360° C
 Czas suszenia 5 h.
 Paliwo: gaz miejski o dolnej wartości opałowej 3750 kcal/m³
 Zużycie gazu (całkowite) 900 m³ odniesione do 0° i 760 mm Hg
 Jednostkowe zużycie 5,55 m³ na 100 kg masy wilgotnej.

Waga wsadu: piasek rzeczny 16241 kg
 w tym woda 1016 kg
 skrzynki formierskie 14820 kg
 platforma 4280 kg

Ponadto, zwłaszcza u nas w kraju, stosuje się suszarki komorowe do form opalane paliwem stałym, np. koksem; tego rodzaju suszarkę podaje rys. 12.



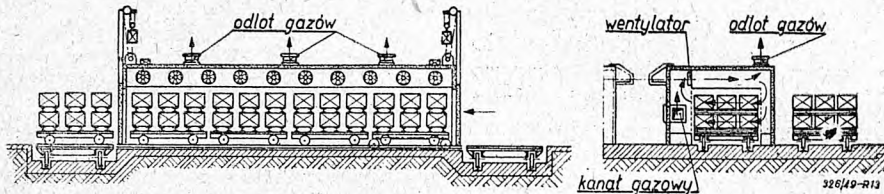
Rys. 12. Suszarka komorowa do form, ogrzewana koksem.

Suszarki tego typu buduje się najczęściej jako pojedyncze; jako materiał służy zwykle cegła ognio-

trwała (zewnątrzna obudowa może być z cegły zwykłej), a nie jak w suszarkach do rdzeni, blacha żelazna.

Suszarki tego typu mają niekiedy duże rozmiary i czasem buduje się je jako wgłębne z ładowniem przez strop usuwany dźwigiem. Wsad może wynosić 20—30 t form, a niekiedy dochodzi i do 100 t.

Przy produkcji seryjnej znalazły tu również zastosowanie suszarki o ruchu ciągłym. Mniejsze formy suszy się w urządzeniach podobnych do opisanych suszarek do rdzeni, natomiast przy większych, ze względu na ich wagę, stosuje się przeważnie tylko suszarki tunelowe.



Rys. 13. Suszarka tunelowa.

Formy ustawia się bądź na przesuwanych wózkach (rys. 13), bądź na taśmie.

Suszarka taka składa się z kilku (3—4) stref o różnej temperaturze np. 150°, 220°, 300° i 350°; czas suszenia trwa około 12 godzin, a zużycie gazu 80 — 90 m³/h. Z 30 t masy formierskiej, załadowanej do suszarki, usuwa się 2300 kg wody. Waga metalu podgrzewanego wraz z wsadem wynosi 30 t. Zużycie gazu może dochodzić w suszarkach tego typu do 130 — 150 m³/h.

Odnoszą się tu te same uwagi, co i do suszarek do rdzeni o ruchu ciągłym; wielkość tych rdzeni jest o wiele mniejsza.

Suszenie przy pomocy promieni podczerwonych

Nową zdobyczą techniki w dziedzinie suszarnictwa jest suszenie przy pomocy promieni podczerwonych (infraczerwonych), które znalazło także zastosowanie i w odlewniach. Metodę tę szeroko zastosowano w suszarnictwie i w innych gałęziach techniki, np. przy suszeniu przedmiotów emalowanych lub lakierowanych, (np. samochody Ford Motor Co), papieru, tekstylii itp.⁷⁾

Lampy o włóknie węglowym lub wolframowym emitują promienie podczerwone; lampy wolframowe są bardziej trwałe. Normalnie praca ich przekracza 5000 godzin (wolframowe); jeśli nie działają na nie niekorzystne wstrząsy lub uderzenia, w przeciwnym wypadku trwałość lamp może być znacznie niższa. Promienie skierowuje się w pożądanym kierunku przy pomocy reflektorów o powierzchni pokrytej warstwą złota lub rodru (niekiedy znajduje zastosowanie i srebro) w celu zwiększenia ilości odbitych promieni podczerwonych. Zwykle stosuje się lampy 100, 250, 375, 500 i 1000 watowe, przy czym najczęściej spotyka się lampy 250 i 375 watowe. Napięcie zwykle 110 — 125 V. W wypadku suszenia rdzeni stosuje się prawie wyłącznie suszarki tunelowe⁸⁾. Promienie podczerwone kieruje się na przesuwające się na taśmie rdzenie lub nieduże formy. Czas suszenia wynosi 10—15 minut. Na-

leży zaznaczyć, że rdzenie o bardziej skomplikowanym kształcie muszą przechodzić przez suszarkę dwukrotnie.

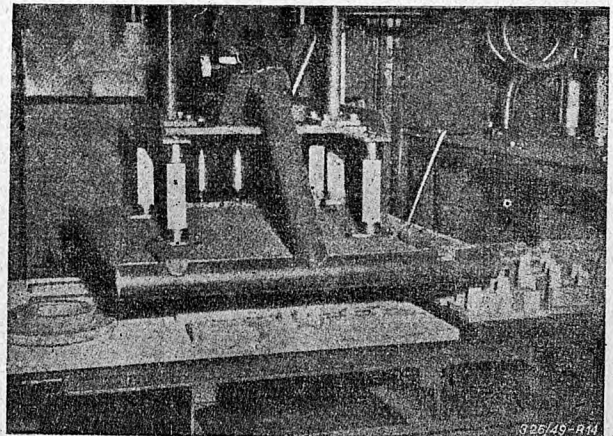
W niektórych wypadkach⁹⁾ można stosować układy lamp np. po 150 sztuk przy formach na odlewy stalowe o wadze 3 — 4 t. Czas potrzebny do suszenia (a ściśle — do podsuszenia) formy o wymiarach 610 × 305 mm i głębokości ok. 40 mm wynosi 90 min. przy zastosowaniu zespołu 24 lamp. Jako inny przykład można podać odlew o wadze ok. 3360 kg do okrętu typu Liberty, gdzie zastosowano zespół 150 lamp 250 watowych umieszczony na konstrukcji o wymiarach 1,22 × 3,81 m opuszczaną na formę. Czas suszenia — 3 godziny.

Poza dużymi zespołami do dużych form stosowano także zespoły małe po kilka lub kilkanaście lamp.

J. B. Morton¹⁰⁾ opisuje suszarkę zbudowaną w kształcie tunelu o długości 3,66 m wyposażoną w 108 lamp. Czas przejścia rdzeni przez tunel wynosi 7 min. głębokość podsuszenia 4 — 5 mm. Należy zaznaczyć że części rdzenia osłonięte tj. pozostające w cieniu nie podsuszają się i wtedy konieczne jest dwukrotne przepuszczenie rdzenia przez suszarkę z odpowiednią zmianą jego położenia na taśmie. Moc instalacji 27 kW.

Suszenie dielektryczne

Ciekawą zdobyczą techniki w zakresie suszarnictwa jest suszenie dielektryczne. Podobnie jak ogrzewanie indukcyjne dla przedmiotów wykonanych z metalu — tak ogrzewanie dielektryczne znajduje zastosowanie przy ogrzewaniu dielektryków.

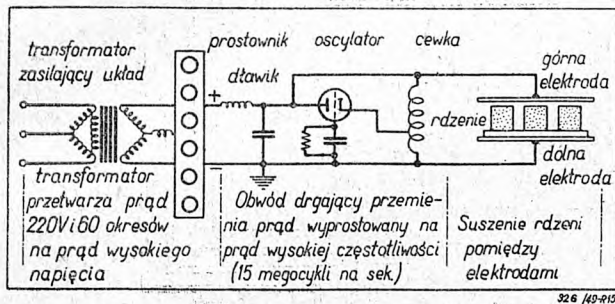


Rys. 14. Suszarka do suszenia dielektrycznego.

Jeśli ciało tego rodzaju umieścimy w polu elektrycznym o wysokiej częstotliwości drgań — ponad milion na sek. — wtedy wskutek stratności zachodzi

podgrzewanie tego ciała. Aparaturę tego typu zainstalowano na odlewni Crompton and Knowles Loom Works, Worcester, USA¹¹⁾ produkującej odlewy z żeliwa szarego dla przemysłu włókienniczego. Instalacja ta, czynna od paru miesięcy pozwoliła na porównanie jej ze zwykłymi suszarkami pracującymi równolegle.

Rdzenie wykonywano z masy zawierającej 2,5% syntetycznej żywicy karbamidowo-formaldehydowej z inhibitorem i 0,31% kwasu borskiego przy zawartości wilgoci poniżej 5%. Stosując oleje roślinne jako spoiwa natrafiono na trudności przy większej zawartości wilgoci. Żywica karbamidowo-formaldehydowa również, nasuwała pewne kłopoty (zapalenia skóry) ale zastosowano tu odpowiednie inhibitory, zawdzięczając którym ujemne działanie żywicy na zapalenie skóry zostało zneutralizowane.



Rys. 15. Ogólny schemat urządzenia do suszenia dielektrycznego.

Na uzebrowaniu rdzeni suszonych metodą dielektryczną nie można używać drutów i innych części metalowych i wykonuje się je z takich materiałów jak np. drzewo; jeśli drut znajduje się bliżej powierzchni niż 6,5 mm często zachodzi iskrzenie.

Tunelową suszarkę Ther-Monic o mocy 30 kW wykonała firma Induction Heating Corp. na prąd o częstotliwości 15 megacykli (15000 kHz czyli 15 milionów drgań na sekundę). Rdzenie ułożone na specjalnych płytach przechodzą pomiędzy dwoma elektrodami (rys. 15) i w ciągu 2 — 2,5 min. nagrzej-

wają się do 135°, która to temperatura jest wystarczająca nie tylko dla odparowania wody, ale i dla polimeryzacji żywicy karbamidowo-formaldehydowej. Należy tu zaznaczyć, że niema tu miejsca zjawisko podsuszania jak to zachodzi przy suszeniu przy pomocy fal podczerwonych, lecz ciepło wytwarza się w każdej oddzielnej cząsteczce materiału rdzenia, dzięki czemu pomimo bardzo znacznej szybkości suszenia nie zachodzą odkształcenia czy też pęknięcia ich. Wydajność urządzenia wynosi ok. 300 kg rdzeni na godzinę i zależy od wielkości i kształtu rdzenia.

Kalkulacja tego sposobu suszenia w warunkach amerykańskich przedstawia się następująco: przyjmując koszt prądu 1,6 centa za 1 kWh, koszt energii elektrycznej wynosi przeciętnie 30 — 35 centów na godzinę. Przyjmując wydajność omawianej suszarki na 6250 kg wysuszonych rdzeni na godzinę otrzymujemy koszt energii 0,19 cent. na 1 kg wysuszonych rdzeni, co nie można uważać za koszt wygórowany.

Ogólny schemat urządzenia podaje rys. 15.

LITERATURA.

1. W. Callenberg. „Die Trocknung von Formen und Kernen in der Giesserei“, Dusseldorf 1942.
2. K. Gierdziejewski. „Kurs Odlewnictwa“, tom III, Warszawa, 1939 r.
3. C. Grabowski. „Teoria Suszarnictwa w oświetleniu graficznym“, Warszawa, 1937.
4. Z. Margasiński. „Przykłady graficznych obliczeń bilansów cieplnych suszarni“, Warszawa, 1937.
5. W. Schule. „Theorie der Heisslufttrockner“, Berlin, 1920.
6. O. Marr. „Das Trocknen und die Trockner“, Berlin 1923.
7. S. D. Hall. „Industrial Applications of Infrared, New-York — London 1947.“
8. Hutnickie Listy, 1948, Nr. 6, str. 193.
9. C. W. Briggs. „The Metallurgy of Steel Castings“, New-York — London, 1946, str. 373.
10. S. B. Morton. Foundry Trade Journal, XII, 1948, Nr. 1687 i 619 i nast.
11. V. E. Hiellman. Iron Age, 3 luty 1949, str. 116.

Problem automatyzacji urządzeń i maszyn odlewniczych

Opracowane na podstawie artykułu
Prof. dr inż. P. M. AKSIONOWA

Więstnik Maszynostrojeńca 1948 r. zt 10 str. 39 — 46.

Autor rozważania swoje stosuje do urządzeń spotykanych w odlewniach wykonujących odlewy w formach piaskowych i zaznacza na wstępie, że przy automatyzacji urządzeń odlewniczych najważniejszym jest prawidłowy wybór czynnika kierującego działaniem maszyny.

W maszynach o pracy ciągłej jest konieczne automatyczne regulowanie szybkości podsuwania materiału do przeróbki, jak również odprowadzanie jego po przeróbce i szybkość samej przeróbki. W maszynach i urządzeniach o działaniu periodycznym należy zabezpieczyć automatyczną kolejność operacji według założonego cyklu pracy.

Istnieją dwie główne metody, pozwalające na zautomatyzowanie kierowania działania maszyny lub

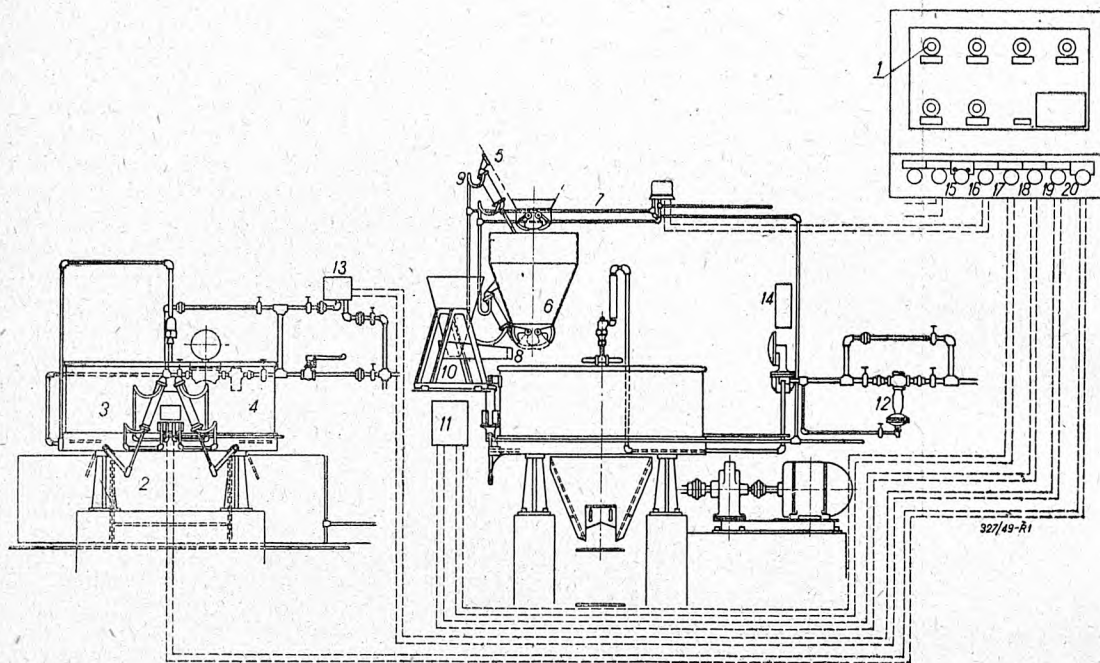
urządzenia, a mianowicie: wg czasu i t. zw. r e f l e k s o w a.

Przy automatyzacji kierowania wg czasu wyznaczamy szybkości poszczególnych operacji w zależności od żądanej wydajności. Kierowanie pracą maszyny wg czasu może być skuteczne tylko przy określonej jakości dostarczonych maszynie materiałów lub półfabrykatów i polega na samoczynnym włączaniu się poszczególnych części zespołu wg z góry zadanej kolejności.

Bardziej doskonałym okazało się t. zw. refleksowe kierowanie maszyną wg tych istotnych cech gotowego wyrobu, które charakteryzują wartościowość przebiegu technologicznego. I tak jeśli zmienia się jakość jednego z materiałów dostarczanych maszy-

nie o pracy ciągłej, to ilość tego materiału powinna automatycznie ulec zmianie, ażeby utrzymać jakość produkcji. Refleksowe kierowanie maszyną pracy periodycznej polega na automatycznym unieruchomieniu urządzenia w chwili zakończenia danej operacji, lub po osiągnięciużądanego efektu jakościowego, a następnie również automatyczne włączenie kolejnego urządzenia. Refleksowe kierowanie jest bardziej złożone niż kierowanie wg czasu. Z powodu

gólnych przekaźników czasowych. Przy włączeniu automatu najpierw włącza się przekaźnik Nr 1 kierujący całym okresem pracy, a także przełącznik Nr 6 kierujący wyładowaniem mieszarki. W zakresie odcinka czasu t_1 przekaźnik 6 wzbudza prąd w elektromagnetycznym zaworze 2 (rys. 1), który włącza doprowadzenie sprężonego powietrza do cylindrów 3 i 4, co powoduje odkrycie wyladowczej kłapy mieszarki. Po upływie czasu t_1 przekaźnik Nr 6 włącza



Rys. 1. Zautomatyzowany zespół mieszarki.

znacznego zróżniczkowania procesów technologicznych, kierowanie refleksowe maszynami odlewniczymi powinno się odbywać wg różnych systemów reagujących na te lub inne własności, jak np.: temperatura, wilgotność, spoistość, ciężar itp. Większa część maszyn odlewniczych powinna być kierowana wg kilku układów przekaźnikowych, uwzględniających jednocześnie kilka własności charakterystycznych dla danego procesu (np. przy przeróbce masy formierskiej: wilgotność, ziarnistość i in.).

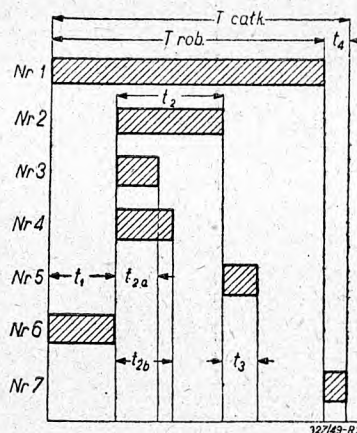
Kierowanie według czasu

Kierowanie maszynami o ciągłym działaniu wg czasu polega na zsynchronizowaniu poszczególnych agregatów i zgodnym ich współdziałaniu.

W ostatnich latach pojawiły się automatyczne instalacje o działaniu periodycznym, kierowane za pomocą przekaźników czasowych. Przykładem takiej instalacji jest automatyczne urządzenie do przeróbki materiałów formierskich (rys. 1), pracujące w Moskiewskiej Fabryce Samochodów im. Stalina. Operacjami wszystkich cykli kierują specjalne przekaźniki czasowe. Każdy przekaźnik można łatwo nastawić na potrzebny czas trwania operacji przy pomocy nastawnej skali 1 na tablicy rozdzielczej. Poszczególne przekaźniki po zakończeniu swoich czynności automatycznie włączają następne przekaźniki. W ten sposób przebiega w danym czasie cały cykl operacji.

Na rys. 2 przedstawiono graficznie cykl pracy mieszarki z podaniem kolejności działania poszczegól-

nych przekaźników czasowych. Przy włączeniu automatu najpierw włącza się przekaźnik Nr 1 kierujący całym okresem pracy, a także przełącznik Nr 6 kierujący wyładowaniem mieszarki. W zakresie odcinka czasu t_1 przekaźnik 6 wzbudza prąd w elektromagnetycznym zaworze 2 (rys. 1), który włącza doprowadzenie sprężonego powietrza do cylindrów 3 i 4, co powoduje odkrycie wyladowczej kłapy mieszarki. Po upływie czasu t_1 przekaźnik Nr 6 włącza



Rys. 2. Grafik cyklu roboczego zautomatyzowanej mieszarki.

- Nr. 1 — cykl roboczy pełny.
- Nr. 2 — czas załadowania sypek składników masy form.
- Nr. 3 — czas załadowania spoiwa A.
- Nr. 4 — czas załadowania spoiwa B.
- Nr. 5 — czas wpustu wody nawilżającej.
- Nr. 6 — czas wyladowania.
- Nr. 7 — przełączenie maszyny na nowy cykl.

i załadowaniem dwóch gatunków wiązań pyłowych (przełącznik Nr 3 i 4). Piaski formierskie są dostarczone z silosa 5 przez dozownik 6, klapy których kierowane są przełącznikiem Nr 2 przez elektromagnetyczny zawór 7 i pneumatyczne cylindry 8 i 9. Dla załadowania suchych materiałów pyłowych służą wibracyjne koryta pokazane na rysunku. Przełączniki Nr 3 i 4 włączają przez kontakty 11 na określony przeciąg czasu t_a i t_b wibratory tych koryt. Jednocześnie włączają się wibratory silosów zapobiegające zawieszaniu się materiału. W momencie zakończenia operacji automatycznie wyłącza się przełącznik załadowania posiadający najdłuższy czas (w naszym wypadku przełącznik Nr 2 z czasem operacji t_2). Przełącznik ten automatycznie włącza przełącznik Nr 5 — do doprowadzenia wody. W czasie t_3 jego działania woda służąca do zwilżania piasku doprowadzona jest do mieszarki. Stałe ciśnienie wody utrzymywane jest przy pomocy zaworu redukcyjnego 12.

Dopływ wody do mieszarki zamyka i otwiera elektromagnetyczny zawór 13, kierowany przez przełącznik Nr 5. Licznik wody służy do odmierzania odpowiedniej ilości wody. Po zaprzestaniu działania przełącznika Nr 5 pracuje tylko przełącznik Nr 1 kierujący ogólnym cyklem. Po upływie czasu T pracy od początku cyklu przełącznik Nr 1 automatycznie wyłącza się, włączając przy tym jednocześnie przełącznik Nr 7. Ostatni przełącznik w ciągu $t_4 = 4$ sek. automatycznie przełącza przełącznik Nr 1 na powtórzenie całego cyklu operacji. Automatyczne kierowanie może być wyłączone przełącznikiem 15 na tablicy rozdzielczej, po czym oddzielnymi operacjami cyklu można kierować ręcznie, włączając w kolejności przyciski 16, 17, 18, 19 i przełącznik 20 na takie okresy czasu, które są konieczne dla wykonania odpowiedniej operacji.

Elektromechaniczne przełączniki czasowe tego systemu mogą być wykonane dla napięcia 110, 220, 380, 440 V prądu zmiennego i dla okresów czasu od 2 min do 20 godzin. Dokładność odmierzania czasu operacji wynosi około 0,15%. Przełączniki mogą być zupełnie prostymi sposobami przełączane na dowolne obwody w urządzeniu, jak również urządzeniem można kierować automatycznie lub ręcznie za pomocą dźwigni.

Prócz wyżej wymienionego sposobu automatyzacji ruchu istnieją i inne rozwiązania. Skonstruowanie maszyn-automatów opartych na cyklu produkcji i na zastosowaniu przełączników czasowych jest jednym z głównych kierunków, wg których powinna pójść automatyzacja urządzeń odlewniczych. Kierowanie za pomocą przełączników czasowych całkowicie rozwiązuje zagadnienie w tych wypadkach, kiedy cykl pracy maszyny lub urządzenia periodycznego działania, zależy tylko od czasu. Możemy tu wymienić różnego rodzaju mieszarki materiałów formierskich, urządzenia periodycznego działania dla oczyszczania odlewów (piaskownice, bębny) itp.

Na tej samej zasadzie łatwo może być zautomatyzowane oczyszczanie dysz żeliwiaka; wystarczy w ustalonej kolejności odłączyć dysze od skrzyni powietrznej na określony okres czasu.

Centralne załadowanie wsadu do żeliwiaka można zautomatyzować przy pomocy przełącznika cza-

sowego, który powtarzałby cykl załadowania przez z góry ustalony okres czasu, zależny od opuszczania się wsadów.

Automatyzacja dozowania masy formierskiej dostarczanej z silosa do skrzynki formierskiej może być również uskuteczniiona, jeśli zastosujemy przełącznik czasowy kontrolujący czas otwarcia i zamknięcia silosa.

Przedstawione przykłady nie wyczerpują wszystkich możliwości automatycznego kierowania wg czasu różnymi maszynami i urządzeniami w przemyśle odlewniczym.

Kierowanie refleksowe.

Przykładem reflektorowego kierowania instalacją o działaniu ciągłym jest wentylator z automatycznym regulowaniem ilości dmuchu (wg ciężaru) dla żeliwiaków stosowanych w odlewniach ZSRR. Zasada tej regulacji polega na zachowaniu stałej siły prądu w obwodzie silnika wentylatora: przez co mamy zagwarantowaną stałą ilość powietrza (w kg) jaką otrzymuje żeliwiak w jednostce czasu; w wypadku jeśli siła prądu wykaże pewne odchylenie od stałej wartości zostaje automatycznie włączony silnik pomocniczy, który otwiera lub też przymyka przesłonę umieszczoną na przewodzie powietrznym żeliwiaka, co daje nam wyrównanie ciśnienia w przewodzie jak również potrzebną moc wentylatora i ilość dmuchu *).

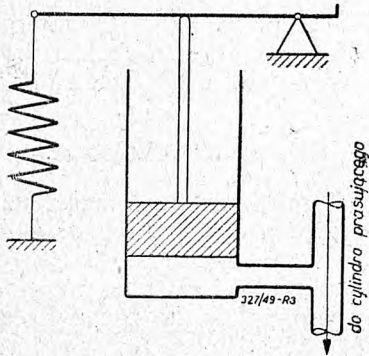
Znane z literatury instalacje kierujące automatycznym napełnianiem silosów masą formierską, zaliczamy do instalacji o działaniu periodycznym. Zasada działania tej instalacji polega na odpowiednim kierowaniu łopatkami umieszczonymi na taśmie przenośnika i służącymi do zgarniania masy z niego do zbiornika wg krańcowych poziomów (górnym i dolnym) masy formierskiej zawartej w nim. W tym celu stosuje się membranowe, pływakowe i wahadłowe wskaźniki poziomu, które zamykają obwód przełączników odpowiedniego mechanizmu.

Większe znaczenie praktyczne szczególnie przy produkcji masowej posiada refleksowe kierowanie procesem właściwego stopnia ubicia masy na maszynach formierskich, co pozwala na otrzymanie stałego stopnia ubicia w danej serii skrzynek formierskich; zmniejsza to do minimum ilość braków, związanych z niedotrzymaniem dodatkowych wymiarów. W maszynach formierskich z dociskiem pneumatycznym (z prasowaniem) zadanie to jest rozwiązane przez dołączenie do cylindra prasującego automatycznej klapy, działającej wg zasady klapy bezpieczeństwa (rys. 3). Kiedy ciśnienie (od którego zależy stopień ubicia formy) w cylindrze, osiągnie żądaną wielkość, tłok klapy porusza dźwignię, która z kolei działa na mechanizm kierujący dociskiem maszyny.

Na rys. 4 schematycznie pokazano automatyczny zawór wypływowy stosowany dla regulowania stopnia ubicia form na wstrząsarkach. Pod ciśnieniem sprężonego powietrza P_0 olej ze zbiornika 1 dostaje się pod tłok 2 przez otwór 3, dławiony igłą. Tłok 2 podnosząc się ścisną sprężynę 4 i po przejściu ustalonej drogi S zatrzymuje wstrząsanie i uruchamia nie pokazany na schemacie mechaniczny

* por. Przegląd Mechaniczny, 1947 str. 356-358 (red.).

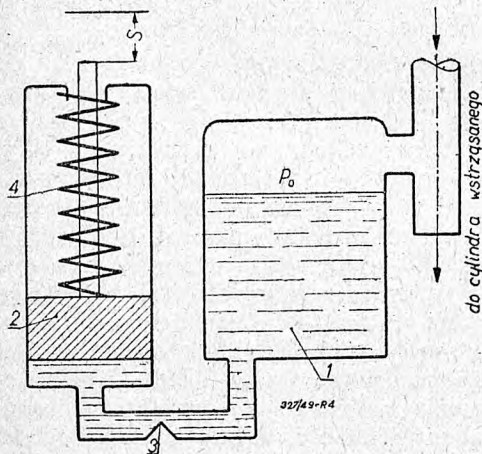
przełącznik. Ustawienie pływaka na żądany stopień ubicia formy osiąga się przez odpowiednie nastawienie igły, która zmienia przekrój otworu 3 przewodu olejowego. W wypadku zwiększonego ciśnienia powietrza w sieci, szybkość przepływu oleju przez otwór 3 zwiększa się, wtedy kłapa zatrzymuje wstrząsanie wcześniej niż było przewidziane. Po-



Rys. 3. Schemat zautomatyzowanego zaworu ciśnieniowego.

nieważ zaś przy zwiększonym ciśnieniu sprężonego powietrza w sieci, uderzenia wstrząsowego stołu maszyny formierskiej są silniejsze, przez to żądany stopień ubicia masy można otrzymać przy mniejszej ilości uderzeń. W ten sposób pływak ten reguluje w pewnym stopniu wahania ciśnienia powietrza w sieci. Pod tym względem zawór (rys. 4) przewyższa podobne mechanizmy pracujące wg przełączników czasowych zastosowane w USA po wojnie, które zupełnie nie reagują na wahania w ciśnieniu powietrza w sieci.

Zasada działania automatycznego regulatora — przyrządu zaproponowanego przez autora (rys. 5) polega na tym, że hamowany tarcie (siłą $F > Q$)

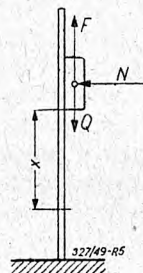


Rys. 4. Schemat zautomatyzowanego zaworu wypływowego.

ciężar, przy uderzeniach wstrząsowych daje pewne opuszczenie ciężaru x proporcjonalne do pracy zużytej na ubiciu formy. Jeśli zharmonizujemy działanie mechanizmu zatrzymującego wstrząsanie z sumą opadań ciężaru w przyrządzie umocowanym do stołu maszyny formierskiej, przy kolejnych uderzeniach, to stopień ubicia formy będzie stały i niezależny od ciśnienia sprężonego powietrza w sieci.

Ostatnio do automatycznego kierowania stopniem ubicia na formierkach została zaproponowana przez konstruktora *A. M. Dubrowskiego* nowa metoda oparta na bezpośredniej kontroli stopnia ubicia formy, mierzonej w płaszczyźnie podziału formy aparatem do określenia jej twardości lub specjalnym przyrządem śrubowym; gdy stopień ubicia formy osiągnie żadaną wielkość wstrząsanie automatycznie zostaje wstrzymane. W przemyśle odlewniczym metody refleksowego kierowania maszynami są jeszcze niedostatecznie opracowane, jednak dają wyniki lepsze w porównaniu z automatycznym kierowaniem maszyn wg czasu. Dlatego też wykonanie automatów z refleksowym kierowaniem maszynami i urządzeniami odlewniczymi powinno być jednym z głównych kierunków rozwijania się automatyzacji w przemyśle odlewniczym, szczególnie przy złożonych procesach technologicznych.

Należy wskazać na duże możliwości zautomatyzowania maszyn formierskich i rdzeniarskich, których projektowanie może iść w dwóch kierunkach: maszyn pojedynczych i maszyn zespołowych. Rys. 6a przedstawia schematycznie maszynę pojedynczą, na której odbywają się wszystkie operacje związane



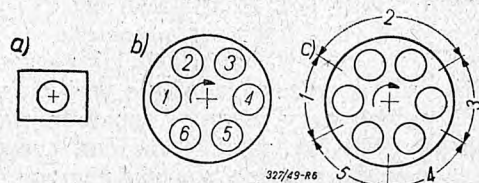
Rys. 5. Schemat działania automatycznego regulatora.

- Q — ciężar bijaka w kG,
- F — siła tarcia,
- N — siła dociskająca ciężar do prowadnic
- X — szybkość opadania ciężaru.

z zaformowaniem i zdjęciem z niej skrzynki formierskiej. Cykl pracy, t. zn. czas zużyty na zaformowanie jednej skrzynki będzie się równał:

$$t_A = t_1 + t_2 + \dots + t_n = t \quad (1)$$

t. j. będzie równy sumie czasów zużytych na wykonanie poszczególnych operacji przy formowaniu jednej skrzynki na danej maszynie. Rys. 6b przedstawia schematycznie maszyny zespołowe umieszczone na obrotowej karuzeli. W tym wypadku poszczególne operacje wykonuje się kolejno na 1-szej, 2-giej, 3-iej i następnych miejscach zatrzymania się karuzeli. W ten sposób poszczególne operacje nie



Rys. 6. Zasady układu postępowania pracy ubicia na zautomatyzowanych formierkach. 1, 2, 3, 4, 5, — poszczególne strefy.

odbywają się na jednym miejscu, jednak jak gdyby łączy się w czasie. Cykl pracy składać się będzie:

$$t_B = t_{max} + t_{obr} \quad (2)$$

gdzie t_{max} = czas zużyty na najdłuższą operację

formowania na maszynie, $t_{obr} =$ czas obrotu karuzeli między poszczególnymi miejscami.

Opisany sposób pracy może być stosowany do wstrząsarek, nadmuchiwarek i innych maszyn formierskich i rdzeniarskich. Na tych maszynach operacje ubicia formy lub rdzenia najwygodniej wykonywać na nieruchomej karuzeli. Tego rodzaju maszyny istnieją tylko w ZSRR. Maszyny zespołowe są bardziej wydajne, jak również ich konstrukcja bardziej uproszczona.

Wreszcie na rys. 6c schematycznie pokazano maszyny grupowe umieszczone na karuzeli o ruchu ciągłym; w tym wypadku wszystkie operacje formowania odbywają się podczas ruchu karuzeli. Sposób ten jest wygodniejszy w odniesieniu do maszyn formierskich i rdzeniarskich z zastosowaniem miotacza piasku, który umieszcza się nad karuzelą.

W tym wypadku takt pracy równa się:

$$t_c = \frac{t_1 + t_2 + \dots + t_n}{m} = \frac{\Sigma t}{m} \quad (3)$$

gdzie $n =$ ilość operacji, $m =$ ilość miejsc (gniazd) na karuzeli, jeśli $m = n$ to takt pracy będzie równy średniej arytmetycznej wszystkich czasów zużytych na poszczególne operacje formowania. Jeżeli ten sposób pracy maszyn porównamy z drugim to zobaczymy, że wydajność maszyny jest i może być jeszcze większa, gdyż nie ma tu straty czasu na t_{obr} t. j. na jałowy bieg, jak również dlatego, że t_c określa się średnim, a nie maksymalnym czasem operacji.

Na zasadzie maszyn zespołowych można konstruować nie tylko maszyny formierskie i rdzeniarskie, lecz również i inne maszyny odlewnicze.

T. Piwoński

Przegląd czasopism odlewniczych

W „Przeglądzie czasopism” dążymy do najdokładniejszego przetłumaczenia i zreferowania artykułów wydrukowanych w zagranicznych czasopismach, lecz nie bierzemy odpowiedzialności za ich treść i wnioski.

Louis Alanore

OBRÓBKA CIEPLNA STALIWA WĘGLOWEGO LUB NISKOSTOPOWEGO.

Obróbka cieplna polegająca na hartowaniu w cieczy i odpuszczaniu jest oddawna stosowana przy odlewach ze stali manganowej lub chromoniklowej nierdzewnej. W ostatnich czasach zaczęto ją stosować w coraz większym stopniu przy odlewach ze stali węglowej lub niskostopowej.

Mowa jest w tym wypadku o odlewach średniej wagi, wyłączając drobne odlewy maszynowe lub samochodowe, które stanowią osobną dziedzinę.

Obniżenie ciężaru i podniesienie własności mechanicznych staliwa. Konstruktorzy są czasami zmuszeni projektować odlewy których wytrzymałość ma być wyższa od wytrzymałości odpowiadającej normalizowanemu staliwu węglowemu. Warunek ten może być spełniony przy zastosowaniu samohartującej się stali lub bardziej ekonomicznie, przez podniesienie drogą hartowania własności mechanicznych staliwa zwykłego lub niskostopowego.

Dotychczasowe osiągnięcia według literatury technicznej. W Stanach Zjednoczonych rozpowszechniła się obróbka cieplna staliwa podczas ostatniej wojny.

W Niemczech wykonywano części samolotów z niskostopowego staliwa chromo-molibdenowego a później chromo-wanadowego obrabianego termicznie drogą hartowania w wodzie i odpuszczania.

We Francji hartowano w wodzie lub oleju płyty pancerne z tak zwanego staliwa „zastępczego”.

Niektóre francuskie i zagraniczne warunki techniczne przewidują obróbkę termiczną odlewów.

Zagadnienie obróbki termicznej staliwa drogą hartowania w cieczy sprowadza się do następujących kilku punktów:

a. Określenie minimalnych własności mechanicznych, na których konstruktorzy mogliby się oprzeć przy projektowaniu odlewów.

b. Zbadanie ewentualnych odkształceń odlewów mogących powstać przy hartowaniu, oraz opracowanie sposobów ich prostowania.

c. Opracowanie urządzeń grzewczych, transportowych i hartowniczych, umożliwiających przeprowadzenie prawidłowej obróbki termicznej.

Porównanie własności mechanicznych staliwa normalizowanego z tym samym staliwem poddanym całkowitej obróbce termicznej. Byłoby bardzo ciekawe porównać przy sztucznym odtworzeniu spotęgowanych warunków pracy, dwa wykonane z tegoż staliwa odlewy, z których jeden zostałby poddany normalizowaniu, a drugi całkowitej obróbce cieplnej. Próba trwałaby aż do powstania odkształceń lub złamania odlewów.

Takie doświadczenie byłoby jednak trudne do przeprowadzenia. Wyniki prób przeprowadzonych na próbkach pobranych ze specjalnie odlanych bloczków, lub wyciętych z samych odlewów, a poddanych następnie wyżej wskazanym zabiegom cieplnym, mogą dostarczyć konstruktorom wystarczających danych do obliczenia przekrojów odlewów.

Poniżej podane są wyniki prób przeprowadzonych w Zakładach Creusot.

Bloczki 30 mm grubości lane osobno z różnych gatunków staliwa. Zbadano różne gatunki staliwa węglowego niestopowego lub z małymi dodatkami niklu, chromu lub molibdenu.

Hartowanie w wodzie lub w oleju połączone z odpuszczaniem w temperaturze 600° — 700° C powoduje wzrost granicy sprężystości, wytrzymałości na rozciąganie i udarności kosztem lekkiego spadku wydłużenia.

Rodzaj obróbki	R_r kG/mm	R_{sp} kG/mm ²	a %	U kGm/cm ²
Normalizowanie	58	36	20	7,3
Hartowanie w wodzie	82	66	13	9,1

Najbardziej charakterystyczne wyniki otrzymano ze staliwem C = 0,2%, Cr = 0,8%, Mo = 0,4%.

Następna seria prób wykazała, że można otrzymać po zahartowaniu w wodzie albo wysoką granicę sprężystości, albo też wysoką udarność w zależności od temperatury odpuszczania utrzymanej w granicach 450 — 650° C.

Otrzymano następujące wyniki ze staliwem niestopowym o zawartości C = 0,35%.

Rodzaj obróbki	Rr kG/mm ²	Rsp kG/mm ²	a %	U kGm/cm
Normalizowanie	66	59	20	5,6
Hartowanie w wodzie i odpuszczanie przy 450° C	90	64	9	4,8
Hartowanie w wodzie i odpuszczanie przy 670° C	71	59	18	7,6

Badania twardości przekroju próbek oraz badania mikrograficzne uzupełniły doświadczenia.

Bloczki grubości 80 i 120 mm lane osobno ze staliwa niestopowego lub niskostopowego chromoniklowego i chromolibdenowego. Własności mechaniczne zewnętrznych warstw grubszych bloczków po zahartowaniu i odpuszczeniu odpowiadają własnościom uzyskanym na małych bloczkach. W środku bloczków grubszych własności mechaniczne są niższe, a to na skutek mniejszej ścisłości materiału i małej głębokości zahartowania, ale wartości Rsp, Rr i U są wyższe od uzyskanych po zwykłym normalizowaniu.

Próbki wycięte z odlewów różnych grubości ścianek. Przy próbkach wyciętych ze stojaków o grubości ścianek = 30 mm, wykonanych ze staliwa węglowego lub z małą zawartością Cr i Ni, obróbka cieplna spowodowała takie same podwyższenie własności mechanicznych jak przy bloczkach.

Przy grubościach o wiele większych wydaje się koniecznym użyć staliwa z większą zawartością dodatków stopowych.

Osiągnięcia przemysłowe. Należało wykonać kółka biegowe ze staliwa Rsp > 50 kG/mm². Stosując zwykle normalizowanie należało zastosiwać staliwo specjalne. Kółka biegowe odlano ze staliwa węglowego i zastosowano całkowitą obróbkę cieplną, uzyskując następujące własności: Rsp = 61 kG/mm², Rr = 89 kG/mm², a = 11%, U = 5 kGm/cm². W drugim wypadku przy odlewach poddanych próbie na ciśnienie wodne zastąpiono bez obniżenia własności mechanicznych staliwo o zawartości 3% Ni, przez staliwo tańsze o zawartości 0,8% Cr i 0,4% Mo, które zostało poddane całkowitej obróbce cieplnej.

Wnioski. Próby własne wykazały, że obróbka cieplna może się przyczynić do rozszerzenia zakresu używalności staliwa węglowego lub niskostopowego. Wyniki tych prób tylko w nieznacznym stopniu przyczyniły się do rozwiązania zagadnienia, które polega na zbadaniu zależności własności mechanicznych i strukturalnych zahartowanego i odpuszczonego staliwa od składu chemicznego i kształtu odlewów, oraz na opracowaniu urządzeń warsztatowych, umożliwiających prawidłowe przeprowadzenie obróbki cieplnej, nie powodującej pęknięć ani nadmiernego odkształcenia odlewów.

Należy się spodziewać, że dalsze badania dadzą wyniki korzystne zarówno dla odlewników jak i dla konstruktorów.

P. J.

XXII Kongres Odlewniczy. Paryż 8—9 października, 1948 r.

POKRYWANIE ALUMINIUM STALĄ.

W roku 1944 kilka towarzystw francuskich utworzyło grupę badawczą, która miała za zadanie zbadanie możliwości pokrywania stalą stopów lekkich i bardzo lekkich. Przy współpracy przedstawiciele szeregu instytucji oficjalnych, jak np.: Dział Techniczny Marynarki (Le Service Technique des Constructions et Armes Navales); Dział Lotnictwa (Le Service Technique de l'Aéronautique) itp. wykonano i przedyskutowano wielką ilość prób i w wyniku stwierdzono możliwość pokrywania stopów lekkich i bardzo lekkich różnymi stalami, począwszy od stali miękkich aż do stali o dużej zawartości węgla, jako też stalami typu 18/8, albo nawet o zawartości 13% chromu. Do operacji pokrywania służy pistolet odpowiednio skonstruowany. Otrzymane przyleganie nie powstaje wskutek stapiania się warstw, ale jest wynikiem mechanicznej przyczepności, połączonej z zaciśnięciem warstwy nałożonej, w przypadku przedmiotów o kształcie figur obrotowych jak np. bloki, rolki, wały itp. W przypadku przedmiotów wklęsłych poza przygotowaniem mechanicznym powierzchni należy uprzednio ogrzać podłoże, aby w ten sposób otrzymać zaciśnięcie warstwy stali nałożonej na przedmiot.

Własności zasadnicze warstw nałożonych są następujące:

a) twardość — metal nałożony jest twardszy od metalu, który użyty został do pokrywania, a to na skutek bardzo szybkiego ochłodzenia i na skutek efektu zgniotu spowodowanego zderzeniem cząstek metalu przy nakładaniu;

b) tarcie — na skutek pewnej porowatości, warstwa nałożona wykazuje ciekawe własności samosmarowania i małego skurczu. Współczynnik tarcia jest mniejszy od współczynnika tarcia stali nakładanej;

c) wytrzymałość na korozję — pomimo porowatości, począwszy od pewnej grubości metalu nałożonego (1 mm), można przyjąć, że jest on szczelny i nie należy obawiać się powstania ognia lokalnego. Kiedy metal lekki lub bardzo lekki pokryty jest tylko w niektórych miejscach, można zneutralizować ognio lokalne warstwą cynku;

d) obrabialność — stale miękkie nałożone na przedmioty ze stopów lekkich obrabia się narzędziami ze stali szybko tnącej; kąty skrawania i prędkości posuwu powinny być takie same jak stosowane dla żeliwa. Stale o zawartości 0,6% węgla można obrabiać narzędziami wykonanymi z węglików spiekanych.

Metoda ta pozwala nadać przedmiotom ze stopów lekkich lub bardzo lekkich wytrzymałość na ścieranie porównywalną z wytrzymałością stali. Metoda ta jest specjalnie ważna w wypadku, kiedy się chce otrzymać przedmioty o obniżonej wadze, oraz kiedy stopy aluminium i magnezu nie wykazują dostatecznej odporności na ścieranie.

Z. D.

Revue de l'Aluminium, listopad 1948, Nr 149, str. 361.

Louis Grand

PRODUKCJA STOPÓW ALUMINIUM-MAGNEZ O WYSOKIEJ ZAWARTOŚCI MAGNEZU.

Badanie obniżenia własności mechanicznych i odlewniczych stopów A-G10 i A-G12, doprowadziło do opracowania warunków technologicznych, umożliwiających otrzymanie z tych stopów odlewów odpowiadających wszystkim wymaganiom.

Wpływ zanieczyszczeń. Zwiększenie zawartości żelaza i krzemu powoduje wybitne obniżenie własności mechanicznych. Suma zanieczyszczeń nie powinna przekraczać 0,4%.

Wpływ składników dodatkowych. Mangan: Przy zawartościach manganu od 0 do 0,5% wytrzymałość na rozciąganie pozostaje nie zmieniona, natomiast wydłużenie stopniowo się obniża.

Tytan: Tytan rozdrabnia ziarno; często jednak dodatni wpływ tego składnika jest niweczony przez inne czynniki, poza tym nie chroni on metalu przed utlenianiem się na powietrzu.

Cyrkon: Dodatek 0,2% wydaje się zapobiegać utlenianiu się metalu przy zetknięciu się z wilgocią masy formierskiej. Z drugiej jednak strony płynny metal z dodatkiem (Zr) tak samo utlenia się na powietrzu jak i bez niego.

Bor. Wpływ boru jest podobny do wpływu cyrkonu. Użycie fluoroboranu potasu powoduje rozdrobnienie ziarna i wydatne polepszenie w większości wypadków, własności mechanicznych.

Utlenianie się. Przy topieniu bez specjalnych środków ostrożności stopów A-G10 i A-G12 zgar dochodzi do 5 — 10%. Każde przetopienie wpływa na obniżenie własności mechanicznych, metal gęstnieje i staje się coraz bardziej gęstopłynny.

Wpływ temperatury topienia Temperatura topienia zawarta w granicach 720 do 800 C wydaje się nie wywierać żadnego wpływu.

Wpływ dodatku berylu. Dodatek 0,02% berylu wystarczy do obniżenia zgaru do 2 — 4%, tym niemniej jego obecność nie zapobiega obniżeniu własności metalu przy dalszych przetopieniach.

Dekantacja pol osłoną nowłoki Zwykle przetrzymanie metalu w stanie ciekłym nie zapewnia jego całkowitego oczyszczenia z zawiesiny żuźlowej. Wynik ten można osiągnąć jedynie przez zastosowanie przemysławania. Dwudziesto-trzydziesto minutowe przetrzymanie w spokoju metalu wpływa jednak na polepszenie własności mechanicznych.

Odgazowanie. Ze wzrostem stopnia utlenienia metalu wzrasta również stopień zagazowania. Stopy A-G10 i A-G12 są zawsze zagazowane. Odgazowanie metalu następuje w mniej niż dwie godziny o ile tylko został on uprzednio przemyty. Przemysławanie chlorem lub sześciochlorkiem etanu powoduje szybkie odgazowanie. Samo, nawet i całkowite, usunięcie gazów z metalu nie zapewnia wysokich własności mechanicznych.

Lepsze, a w każdym razie bardziej jednolite wyniki otrzymuje się przy równoczesnym zastosowaniu przemysławania i odgazowania. Otrzymuje się jeszcze lepsze wyniki, jeżeli to ma miejsce w obecności fluoroboranu.

Ziarno. Po przemyciu i odgazowaniu daje się zaobserwować rozrost ziarna. Można temu zapobiec przez uprzednie dodanie tytanu. W obecności fluoroboranu, następuje rozdrobnienie ziarna.

Wpływ masy formierskiej. Ciemne plamy, obserwowane na przełomie w pobliżu zewnętrznych powierzchni próbek, lanych na świeżo, są prawdopodobnie wynikiem reakcji, zachodzącej między metalem a wilgocią masy formierskiej. Ciemne plamy oraz towarzysząca im porowatość nie występują w stopach z dodatkiem berylu.

Wilgotność masy formierskiej przy laniu na świeżo, zawarta w granicach między 2 i 7,5% wydaje się nie wywierać wpływu na własności mechaniczne stopów A-G10 i A-G12.

Wahania przepuszczalności w granicach od 50 do 200 jedn. A. F. A., szczególnie jeżeli chodzi o lanie próbek, nie wywiera również wielkiego wpływu.

Własności mechaniczne stopów A-G10 i A-G12, całkowicie odgazowanych lub wcale nieodgazowanych, są zawsze lepsze przy laniu ich na wilgotno do form wykonanych z masy formierskiej z dodatkiem zapobiegacza; użycie zwykłej masy daje wyniki gorsze.

Optymalne warunki topienia i odlewania.

Skład chemiczny: Mg	10	12%
Si	≤	0,20
Fe	≤	0,20
Be		0,02

Topienie. Temperatura: 720 — 750 C. Należy najpierw stopić świeży metal, zawartość którego we wadzie powinna wynosić przynajmniej 50%. Złom lub odpadki własne mają być jak najszybciej zanurzone w roztopionym już metalu. Jeżeli metal jest mało ciekły przemysław się go za pomocą dodatku 1 do 2% „alufluksu R“. Następnie metal się odgazowuje chlorem lub sześciochlorkiem etanu, a potem rafinuje się fluoroboranem.

Po wytrzymaniu metalu w ciągu 10—15 minut i odżużleniu, zalewa się formy przy możliwie najniższej temperaturze.

Masa formierska.

Wilgotność 5—6%.

Przepuszczalność 80—100 jedn. A. F. A.

Zapobiegacz: $H_2BO_3 = 3\%$ FAm = 1—2%.

Masa rdzeniowa. Rdzenie powinny być dobrze wysuszone, aby zapobiec w miarę możliwości wydzielaniu się gazów podczas zalewania.

Technologia formy. Ponieważ dodatek berylu nie zapobiega utlenianiu metalu, tworzenie się zanieczyszczeń „żuźlowych“ w odlewach jest częstym zjawiskiem. Zalewanie musi więc mieć przebieg spokojny i należy unikać gwałtownego wprowadzenia metalu do formy. W tym celu stosuje się wlewy syfonowe.

Stopy A-G10 i A-G12 mają wielką skłonność do tworzenia obciążnięć i jam usadowych, a to na skutek dużego zakresu temperatur krzepnięcia. Należy stosować więcej nadlewów większych rozmiarów oraz więcej ochładzalników, niż przy zwykłych odlewach aluminiowych.

Obróbka cieplna.

24 godziny przy 425°C hartowanie w oleju,

16 godzin przy 430°C hartowanie w oleju.

Własności mechaniczne po obróbce cieplnej. Próbkilane do form, a następnie hartowane:

	A-G10	A-G12
R_t , kG/mm ²	25—30	35—40
a%	10—15	15—20

P. J.

XXII Kongres Odlewniczy. Paryż 8—9 październik, 1948 r.

PRZEGLĄD CZASOPISM TECHNICZNYCH

Narzędziowe stopy spiekane¹⁾

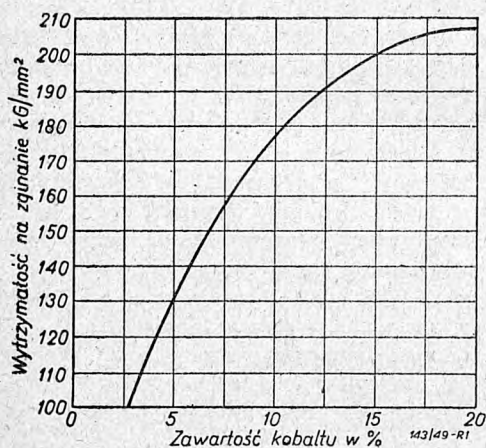
Produkcja stopów spiekanych (węglików spiekanych), pomimo ich cennych własności, nie wyszła, do końca 1939 roku, poza ramy laboratoryjnych procesów wytwórczych, a zastosowanie ich w przemyśle nie miało cech powszechności. Zasadniczego zwrotu dokonały lata ubiegłej wojny. Współczesna metalurgia stopów spiekanych, w oparciu o doświadczenia zdobyte w ramach produkcji półlaboratoryjnej, rozwinęła się do skali produkcji przemysłowej, zaopatrującej rynek w całą gamę gatunków o pierwszorzędnym własnościach mechanicznych i niezawodnych w pracy.

Z uwagi na przeznaczenie, gatunki stopów spiekanych mogą być zaszerogowane do dwóch zasadniczych grup:

A. Stopy przeznaczone do skrawania stali,

B. Stopy przeznaczone do obróbki innych (poza stalą) materiałów.

Podział ten powstał stąd, że w pierwszym okresie stosowania stopów spiekanych próbowano używać węglika wolframu z kobaltem do skrawania stali. Jednak wyżłobienie, które gwałtownie powstawało na powierzchni natarcia narzędzia w pobliżu krawędzi tnącej, powodowało jego zniszczenie, dyskwalifikując użycie tego stopu do skrawania stali. Zastosowany natomiast do skrawania innych materiałów stop ten dawał doskonałe rezultaty. W toku dalszych dociekań wykryto, że stop ten z dodatkiem węglików tytanu, bądź tantalu lub molibdenu staje się bardzo odporny na ścieranie i jest przydatny do skrawania stali, bez obawy powstawania niebezpiecznych wyżłobień. Szczególnie węgiel tytanu jest pod tym względem dodatkiem bardzo korzystnym, to też stop wę-



Rys. 1. Wpływ procentowej zawartości kobaltu w stopie węgliku wolframu na wytrzymałość na zginanie.

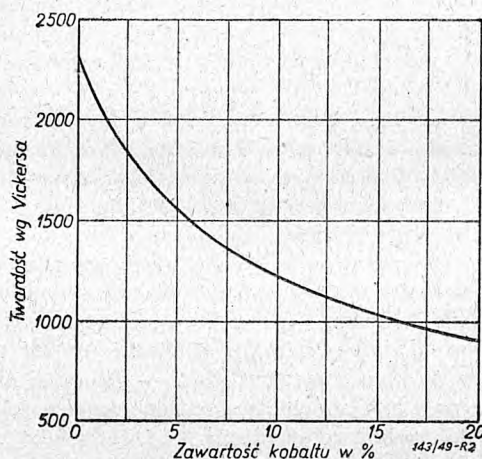
glika wolframu z kobaltem i dodatkiem węgliku tytanu stał się podstawowym stopem dla gatunków grupy A przeznaczonych do skrawania stali, a węgiel wolframu z kobaltem — stopem podstawowym dla grupy B.

¹⁾ Opracowano na podstawie artykułu H. Burden — „Modern Uses of Hard Metals“ z Laboratorium Doświadczalnego firmy Brown Firth w Sheffield.

W obrębie grup A i B można dokonać dalszej klasyfikacji gatunków wg wytrzymałości na zginanie i odporności na ścieranie. Gatunki należące do różnych klas tej grupy będą się różniły tylko procentowym udziałem tych samych składników.

Wpływ procentowej zawartości kobaltu w stopie węgliku wolframu z kobaltem na wytrzymałość na zginanie ilustruje wykres na rys. 1. Rys. 2 przedstawia wpływ zawartości kobaltu na twardość stopu. Najwyższa twardość stopu odpowiada małej zawartości kobaltu, a więc przy 4% kobaltu stop ten może być stosowany do skrawania szkła, utwardzonego żeliwa i t. p., a przy 13 — 20% kobaltu powstaje miękka odmiana stopu o wysokiej wytrzymałości na zginanie, odpowiednia dla narzędzi do pracy o charakterze uderzeniowym, np. narzędzia do formowania na zimno głów nitów i t. p.

Dla ścisłości należy zauważyć, że zależnie od pewnych czynników, przy tej samej zawartości kobaltu w stopie, można uzyskać pewne odchylenia w wartoś-



Rys. 2. Wpływ zawartości kobaltu w stopie węgliku wolframu na twardość stopu.

ciach wytrzymałości i twardości. Krzywe wykresu, przedstawione jako linie, słuszniej byłoby zatem zastąpić paskami o pewnej szerokości.

Czynnikami, mającymi wpływ na własności stopu spiekanego są: wielkość ziarn oraz zawartość węgla. Z uwagi na ryzyko powstania niepożądanego kruchości stopu, zmiana zawartości węgla nie jest stosowana, natomiast metalurgia stopów spiekanych często korzysta z możliwości zmiany wielkości kryształów. Zmniejszeniem ich wielkości można podwyższyć twardość stopu, a przez to uzyskać jeszcze gatunki wyższej twardości przy małej zawartości kobaltu.

Przebieg krzywych wytrzymałości i twardości wskazuje na cenne własności stopów węgliku wolframu z kobaltem w zastosowaniu do skrawania materiałów z wyjątkiem stali, ułatwiając zagadnienie wyboru gatunku stopu.

Narzędzia narażone na intensywne ścieranie należy wykonywać z gatunków o wysokiej twardości, natomiast

Tablica I.

Stopy węgliku wolframu z kobaltem.

Gatunek	Skład	Wytrzymałość na zginanie w ton/cal ²	Twardość wg skali Vickersa	Zastosowanie
1	WC — 95% Co — 5%	70	1600	Do skrawania materiałów twardych o niskiej wytrzymałości — jak utwardzone żeliwo, szkło, porcelana, materiały syntetyczne itd. Do gładkiej obróbki żeliwa i stopów lekkich.
2	WC—93,5% Co— 6,5%	100	1500	Gatunek powszechnego zastosowania — do skrawania żeliwa, metali nieżelaznych i materiałów plastycznych. Do wyrobu drobnych części narażonych na ścieranie, ale nie przenoszących uderzeń dynamicznych. Do wyrobu oczek do przeciągania drutu.
3	WC—89—91% Co— 9—11%	120	1200	Twardy gatunek — stosowany czasami do narzędzi skrawających metale w ciężkich warunkach. Do narzędzi o ostrych krawędziach — np. do obróbki drzewa i materiałów pochodnych. Do wyrobu części o większych wymiarach narażonych na ścieranie — np. prowadnice obrabiarek, walce do metali.
4	WC—84—87% Co—13—16%	130 — 140	950	Gatunek odporny w warunkach pracy o charakterze uderzeniowym, nieodpowiedni na narzędzia skrawające.

Tablica II.

Stopy węglików wolframu i tytanu z kobaltem.

Gatunek	Skład	Wytrzymałość na zginanie w ton/cal ²	Twardość wg skali Vickersa	Zastosowanie
1	WC—74% TiC—20% Co— 6%	54	1550	Gatunek bardzo twardy i odporny na ścieranie. Przeznaczony do toczenia na gładko wszystkich gatunków stali w dobrych warunkach pracy, przy dużych szybkościach skrawania i małych posuwach.
2	WC—75—81% TiC—12—16% Co— 7— 9%	65 — 75	1450	Gatunek powszechnego zastosowania b. odporny na powstawanie wyżłobień od wiórów — szczególnie zalecony do skrawania stali miękkich oraz stali niskostopowych. Stosowany z bardzo dobrym rezultatem do obróbki pocisków w czasie wojny.
3	WC—84% TiC—10% Co— 6%	75	1500	Gatunek powszechnego zastosowania — w szczególności do stali wysokostopowych. Charakterystyką własności mechanicznych bardzo zbliżony do gatunku 2, ale bardziej odporny na niewłaściwe warunki zastosowania.
4	WC—79—86% TiC— 5— 8% Co— 9—13%	95 — 110	1400	Do bardzo ciężkich robót — np. zgrubnego skrawania stali w złych warunkach, szczególnie — chropowatych odkuć i odlewów. Odporny w warunkach skrawania wiórem przerywanym. Stosowany przy stosunkowo małych szybkościach skrawania i dużych posuwach.

do pracy o charakterze uderzeniowym — o dużej wytrzymałości.

Problem przystosowania stopów spiekanych grupy A — do skrawania stali był bardzo skomplikowany. Zastosowanie węgla tytanu zapobiegło wprawdzie tworzeniu się wyżłobień, ale jednocześnie obniżyło znacznie wytrzymałość. Spadek wytrzymałości był poważną przeszkodą w rozpowszechnieniu stosowania tego stopu na szerszą skalę do skrawania stali. Zawdzięczając jednak skrupulatnym dociekaniami zdołano zbadać szereg dodatkowych czynników neutralizujących do pewnego stopnia ten ujemny wpływ tytanu na wytrzymałość i uzyskano gatunki do tego stopnia udoskonalone, że narzędzia z nich wykonane gwarantowały wysoką wydajność dla szerokiego zakresu zmiennych warunków użycia.

Wpływ procentowej zawartości węgla tytanu w stopach węgla wolframu z kobaltem charakteryzują krzywe wykresu na rys. 3. Spadek wytrzymałości ze wzrostem zawartości węgla tytanu jest wyraźny, aczkolwiek przez właściwy dobór stosunku zawartości kobaltu do węgla tytanu można uzyskać zadawalające rezultaty.

Bliższe badania stopów o dodatku tytanu ujawniły brak jakiegokolwiek związku pomiędzy ich twardością, mierzoną metodą *Vickersa* lub *Rockwella* a odpornością na ścieranie. Fakt ten hamował rozwój tego stopu, gdyż zmusił do przeprowadzania przewlekłych i kosztownych prób skrawania, których wyniki miały stać się jedynym kryterium do oceny stopnia odporności na ścieranie gatunków przeznaczonych do skrawania stali.

Próby te ustaliły ponad wszelką wątpliwość, że dodatek węgla tytanu przy innych czynnikach niezmiennych podnosi odporność na ścieranie, gdy tymczasem próby twardości metodą *Vickersa* i *Rockwella* wskazywały na znikomy wzrost twardości. Odporność więc na ścieranie i wytrzymałość, w stopach o dodatku węgla tytanu, mogą być regulowane zarówno na drodze zmiany zawartości węgla tytanu jak i kobaltu. W obu jednak przypadkach wzrost odporności na ścieranie osiągnąć jest kosztem zmniejszonej wytrzymałości.

Dobór najodpowiedniejszego składu stopu jest przede wszystkim bardziej skomplikowany dla gatunków przeznaczonych do skrawania stali, a w szczególności gdy wymagane są wytrzymalsze ich odmiany. Z drugiej strony zbyt daleko idące zróżnicowanie składu stopu, dla zadośćuczynienia indywidualnym przypadkom ich użycia, aczkolwiek zapewniłoby optymalne rezultaty w użyciu, uniemożliwiłoby jednak racjonalne ich wytwarzanie w skali przemysłowej.

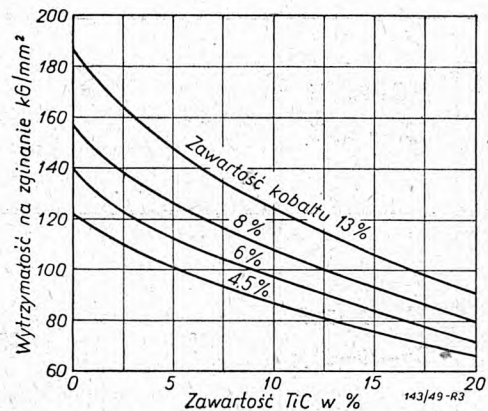
Należy dążyć do tego, aby rozległy zakres robót, do których mogą być zastosowane stopy spiekane, pokryć za pomocą minimalnej ilości znormalizowanych gatunków.

W ciągu ubiegłych paru lat zaznaczył się bardzo poważny postęp w dziedzinie normalizacji stopów spiekanych. Dzięki temu można obecnie stwierdzić daleko idące podobieństwo w charakterystyce różnych marek handlowych stopów spiekanych, uszeregowanych według zalecanych przez ich producentów zakresów zastosowania.

Tablice I i II obejmują typowe gatunki stopów spiekanych oznaczonych symbolami 1, 2, 3 i 4. Występujące na rynku marki fabryczne można zaszeregować do jednego z gatunków typowych. Pewne odchylenia w składzie chemicznym i charakterystyce nie posiadają zasadniczego znaczenia.

Spśród gatunków stopów, podanych w tablicy I, najwytrzymalszym jednak jest gatunek 4, którego twardość jest niewątpliwie większa od najtwardszej stali narzędziowej, natomiast w zastosowaniu, dla niektórych robót, posiada 50-krotnie dłuższy okres pracy od najlepszej stali narzędziowej.

Gatunki 3 i 4 zostały wprowadzone do użytku stonkowo niedawno, rzadko są stosowane na narzędzia skrawające, a raczej do wyrobu elementów narażonych na ścieranie.



Rys. 3. Wpływ procentowej zawartości węgla tytanu na wytrzymałość na zginanie.

Gatunek 1 produkowany jest w dużych ilościach.

Ogólnie należy stwierdzić, że gatunki podane w tablicy II są prawie wyłącznie stosowane na narzędzia do skrawania. Dwa z tych gatunków 2 i 3 są gatunkami powszechnego zastosowania. Skłonność do powstawania wyżłobień na powierzchni natarcia waha się w szerokich granicach, zależnie od gatunku skrawanej stali, a więc zawartość węgla tytanu musi być odpowiednio dobrana.

Miękkie stale wykazują większą tendencję do wywoływania wyżłobień i do ich obróbki stosowany jest gatunek 2, natomiast gatunek 3 — do stali wysokostopowych.

Ścisłego rozgraniczenia pomiędzy grupą 2 i 3 właściwie niema, gdyż zachodzą przypadki, które wydają się przeczyć temu rozgraniczeniu i przeto niektórzy producenci stopów spiekanych zastępują je jednym gatunkiem powszechnego zastosowania o składzie pośrednim pomiędzy grupą 2 i 3.

Najwytrzymalszy ze stopów tablicy II jest 4, który jest gatunkiem najnowszym i oddał nieocenione usługi w czasie ubiegłej wojny.

W praktyce stosowania podziału stopów spiekanych na grupę A — przeznaczonych do skrawania stali oraz grupę B — do obróbki innych, poza stalą, materiałów natrafiono na przypadki, które zakwestionowały słuszność tej klasyfikacji, dla uzyskania bowiem korzystniejszych rezultatów wypada nieraz brać gatunek stopu nie odpowiadający danym tablicy.

Obecnie nie wiadomo jeszcze, jakie są przyczyny tych anomalii, są one jednak nieliczne i różnorodne w charakterze. Na szczególną uwagę zasługują pod tym względem trzy przypadki, które często zdarzają się w praktyce.

W pierwszym rzędzie dotyczy to skrawania aluminium. Normalnie należałoby się spodziewać zastosowania grupy stopów węgla wolframu z kobaltem, jednak przy skrawaniu tym stopem tworzy się bardzo często na krawędzi tnącej narost z cząsteczek wiórów aluminiowych, przylepiających się do narzędzia. Unika się tego przy zastosowaniu gatunku z grupy stopów przeznaczonych do skrawania stali.

Drugi przypadek dotyczy skrawania bardzo chropowatych odkuwek stalowych, a mianowicie przy obróbce

zgrubnej, gdzie zamiast stopu z dodatkiem węgla tytanu stosuje się najtwardszy gatunek węgla wolframu z kobaltem. Wreszcie przy skrawaniu żeliwa ciągliwego zaleca się wykonać uprzednio próbne skrawanie wybranymi gatunkami obu grup dla ustalenia, który da korzystniejsze rezultaty. Czynnikiem decydującym są tu strukturalne różnice, występujące w żeliwie ciągliwym.

W. Z.

BIBLIOGRAFIA

Inż. K. Gierdziejewski, „Wady odlewnicze i ich systematyka” z atlasem. Format 165×240, stron 43+ ilustracji 37. Wydawnictwo: Wiedza — Zawód — Kultura, Tadeusz Zapiór i S-ka, Kraków, 1948.

Jest to pierwsze wydawnictwo książkowe na temat wad odlewniczych w polskim języku, a jedno z nielicznych w literaturze światowej w ogóle. Autor, przewodniczący „Międzynarodowej Komisji Braków Odlewniczych”, wyłonionej przez Międzynarodowy Kongres Odlewniczy w Paryżu w r. 1937, przedstawia materiał, zebrany na przestrzeni wielu lat, ujmując go w dwa rozdziały p. t. „Systematyka wad odlewniczych” i „Analiza przyczyn powstawania wad odlewniczych”. Atlas zawiera zbiór zdjęć fotograficznych z opisem wad oraz krótkim słowniczkiem nazw wad w językach: polskim, rosyjskim, czeskim, francuskim, angielskim i niemieckim.

Za jedną z zalet książki należy uznać ustalenie systematycznie ujętego mianownictwa wad odlewniczych, co pozwala na jednoznaczne ich określenie i eliminuje wiele nieporozumień, jakie często powstawały pod tym względem. Ilustracja wad w atlasie ułatwia to znakomicie. Podanie nazw wad odlewniczych w obcych językach i ujęcie ich alfabetycznie w krótkim słowniczku, może być pomocą przy korzystaniu z literatury zagranicznej.

Wśród przyjętych przez autora nazw wad odlewniczych znajdujemy niektóre nowe terminy, lub też ograniczenie stosowania pewnych nazw o znaczeniu dotychczas bliżej nie określonym do ściśle ustalonych wad. Tak np. wprowadzono miano „bańka” i „bąbel” dla oznaczenia pęcherzy różnego pochodzenia. Nazwą „krosta” określa się jedynie zanieczyszczenia żużlem w odróżnieniu od „zaproszeń” materiałem formierskim. Wydaje się, że niektóre grupy wad zostały poklasyfikowane zbyt szczegółowo jak np. „pęcherze gazowe”, gdy równocześnie inna grupa wad została objęta jedną wspólną nazwą jak to np. ma miejsce przy wadach określonych mianem „niedotrzymanie przepisanych wymiarów odlewu”. Podobnie grupę E „niedolewy” może lepiej byłoby nazwać „wadami zalania formy”, zachowując termin „niedolew” do zastąpienia nim nazwy „nieukształtowany odlew”. Można wreszcie przypuszczać, że nie wszystkie zaproponowane nazwy przyjmą się w praktyce odlewniczej, niemniej jednak musi się stwierdzić, że po raz pierwszy przedstawiony przez autora pełny spis wad odlewniczych może być podstawą do klasyfikacji braków odlewniczych i z tego tytułu ma doniosłe znaczenie dla praktyki odlewniczej.

Pewne nieporozumienie może wywołać sposób określenia dwu podstaw, na których autor oparł swą systematykę wad odlewniczych. Autor dzieli wady wg „powodów zabrakowania odlewu” (układ poziomy) i „źródeł powstania braku” (układ pionowy). Gdyby zamiast tego układowi poziomemu nadać nazwę „podstawowe odmiany wad odlewniczych”, a układowi pionowemu „przyczyny powstawania braków”, systematyka mogłaby być lepiej zrozumiana przez mniej wnikliwego czytelnika.

Podział na podstawowe odmiany wad, ujęte w dziesięć grup, oznaczonych dużymi literami A—K i obejmujący 36 różnych odmian, przeprowadza autor w oparciu o pewne wspólne cechy morfologiczne. Wady są ujęte jako pewne zjawiska chorobowe odlewu. Obok podziału wad na grupy szczegółowe A—K, przeprowadza autor jeszcze bardziej ogólny podział, łącząc po kilka grup wg genezy powstania wad, rozróżniając w ten sposób wady odlewnicze (raczej formierskie), mieszane i wady metalu.

Drugą podstawą systematyki wad odlewniczych są przyczyny powstawania braków (wg autora „źródła”). Autor rozróżnia tu również dziesięć źródeł, uszeregowanych według łańcucha produkcyjnego, poczynając od konstrukcji a kończąc na odlewaniu i obróbce termicznej, oznaczonych małymi literami a—j. W „Dodatku” podane jest 10 tablic, zawierających zestawienie wszelkich możliwych powodów, wywołujących określoną grupę wad (A—K). Natomiast niewątpliwą jest rzeczą, że obok uporządkowania słownictwa w zakresie wad, drugą ogromną zaletą tego wydania jest dobrze ilustrowany atlas. Jest on najlepszym instrumentem do określenia i zidentyfikowania wady.

Dając jednoznaczny sposób określenia wad i analizując przyczyny ich powstawania, autor świadomie promuje rozważanie środków zaradczych, mogących prowadzić do zwalczania braków w odlewni, pozostawiając tę kwestię praktycznemu doświadczeniu odlewnika.

Reasumując, należy stwierdzić bezstronnie, że nasza literatura techniczna, wzbogaciła się w bardzo pożyteczną książkę. W dobie obecnej, gdy krystalizują się formy organizacyjne naszego przemysłu, w ramach których w każdej jednostce produkcyjnej zostały stworzone komórki odbioru technicznego, praca ta powinna się znaleźć w rękach każdego pracownika „odbioru” w odlewni i warsztacie obróbki odlewów, jako podstawa do klasyfikowania stwierdzonych wad odlewniczych. Powinien je sobie przyswoić również personel techniczny wszystkich odlewni jako pomoc w prowadzeniu skutecznej walki z brakami.

Inż. S. Pelczarski

WIADOMOŚCI SIMP

SPRAWOZDANIE

z działalności SIMP za II kwartał 1949 r.

1. Ogólna liczba członków wzrosła od dnia 1 kwietnia do 30 czerwca r. b. o 171 osób i wynosi 2357.

2. Przypuszczalna liczba inżynierów i techników mechaników nie objętych dotychczas przez Stowarzyszenie wynosi około 2.000.

3. W okresie sprawozdawczym odbyło się: Zebranie Zarządu Głównego SIMP w dniu 24 czerwca r. b. oraz 7 posiedzeń Prezydium.

Z ważniejszych spraw, jakie były omawiane na Zebraniach Zarządu i Prezydium należy wymienić:

a) Dyspozycje, związane z realizacją hasła zawartych w rezolucji uchwalonej na Walnym Zjeździe Delegatów.

b) Sprawy związane z realizacją ustawy o stopniu inżyniera.

c) Reaktywowanie działalności Koła Samochodowego SIMP.

d) Nawiązanie kontaktów z Ministerstwami Oświaty i Przemysłu w sprawie opiniowania przez SIMP programów nauki na wydziałach mechanicznych liceów I i II stopnia oraz Szkół Inżynierskich i Politechnik.

e) Omawianie projektu zwołania ogólnopolskiej Konferencji Odlewniczej.

f) Omawianie działalności i programów prac Kół, Sekcji Fachowych i Komisji.

g) Sprawy związane z Wieczorową Szkołą Inżynierską.

h) Działalność Instytutu Wydawniczego SIMP w okresie sprawozdawczym.

i) Powołanie do życia Koła Inżynierów i Techników Przemysłu Drzewnego.

4) Sprawozdania poszczególnych Sekcji i Komisji.

Komisja oświatowa — przewodniczący kol. Stanisław Grzymałowski.

a) Sekcja nawiązała ścisły kontakt z Wydziałem Szkolnictwa Zawodowego Centralnego Zarządu Przemysłu Metalowego i uzgodniła, że program kursów i ich realizacja będzie uskuteczniła przy ścisłej współpracy i w oparciu o Komisję Oświatową SIMP.

b) Przedstawiciele Komisji brali udział w posiedzeniach Rady Opiekuńczej Wieczorowej Szkoły Inżynierskiej.

c) Komisja nawiązała kontakt z Ministerstwem Oświaty w sprawie opiniowania programów szkół przemysłu metalowego.

d) Komisja zaopiniowała sprawę utworzenia katedry obróbki plastycznej i kuźniczej przy Politechnice w Gliwicach i w Szkole Inżynierskiej w Poznaniu.

e) Komisja zorganizowała szereg posiedzeń dyskusyjnych w Oddziałach terenowych w sprawie uregulowania sprawy stopnia technika.

Komisja dla spraw Ustawy o Stopniu Inżyniera — Przewodniczący kol. Heliodor Chmielewski.

a) Opracowała „Regulamin Prac Komisji”.

b) Przygotowała preliminarz budżetowy wydatków na rok 1949/50.

c) Nawiązała kontakt z pokrewnymi Stowarzyszeniami, zrzeszonymi w NOT.

d) Ingerowała kilkakrotnie w prezydium NOT oraz zainicjowała zebranie międzystowarzyszeniowe, celem

przyśpieszenia powołania do życia Komisji Egzaminacyjno-Weryfikacyjnej.

e) Nawiązała kontakt z Wieczorową Szkołą Inżynierską, celem zorganizowania kursów przygotowawczych dla ubiegających się o stopień inżyniera.

f) Nawiązała kontakt ze Związkami Zawodowymi i Departamentem Szkolnictwa Zawodowego, celem najpełniejszego wykorzystania dobrodziejstw, płynących z Ustawy.

g) Przygotowała materiały do współpracy z Komisją Egzaminacyjną.

h) Opracowała i wysłała instrukcje dla podkomisji przy Oddziałach terenowych SIMP.

Komisja Odczytowa — Przewodniczący kol. Andrzej Latour.

Komisja przeprowadziła 6 zebrań odczytowych oraz jedno posiedzenie naukowe, na których wygłoszone zostały następujące referaty:

Prof. Witold Biernawski „O unowocześnieniu kalkulacji warsztatowej”,

Inż. Andrzej Latour „Podwyższenie wydajności narzędzi szybkoobrotowych przez właściwy dobór warunków obróbki cieplnej”,

Inż. R. Desmouline (Francja) „Nowoczesne dążenia w budowie wytaczarek”,

Inż. A. Rummel „Polski samochód ciężarowy „Star 20”, jego konstrukcja i badanie”,

Inż. T. Drażkiewicz „Zasady metalizacji i jej zastosowanie”,

Inż. M. Wakalski „Przemysł motoryzacyjny w planie 6-letnim”,

Inż. E. Górski „Przyczyny pęknięcia narzędzi do obróbki wiórowej”.

Komisja rozpoczęła akcję wyświetlania na zebraniach odczytowych filmów techniczno-naukowych. Wyświetlono dotychczas 9 filmów krótkometrażowych, dostarczonych przez „Film Polski”.

Komisja Odczytowa przystąpiła do opracowania programu akcji odczytowej w okresie jesienno-zimowym. Zwrócono się do Sekcji i Kół fachowych o sporządzenie wykazu zagadnień szczególnie aktualnych i wymagających omówienia.

Komisja Biblioteczna SIMP — Przewodniczący kol. Bronisław Dziugieł.

W okresie sprawozdawczym realizacja programu Biblioteki przedstawiała się następująco:

a) Zbiory biblioteki zostały powiększone o 30 książek (42 tomy) oraz o 201 czasopism, z czego 85 — czasopism polskich, 37 — rosyjskich, 63 — angielskich, 16 — amerykańskich.

Biblioteka otrzymała za zgodą Polimexu pewną ilość katalogów.

Biblioteka wykonała spis potrzebnych książek, który ma być przekazany przez NOT do Unesco.

Biblioteka przesłała również Inżynierowi Hłasko wykaz tematów bibliograficznych, w celu wyszukania we Francji potrzebnych dzieł francuskich.

b) Okres sprawozdawczy jest pierwszym okresem uruchomienia wypożyczalni książek.

Biblioteka przeprowadziła akcję w terenie i zaprenumerowała radzieckie czasopisma dla kół terenowych w Rzeszowie i Kielcach.

Przy wyszukiwaniu rozmaitych dzieł Biblioteka pozostaje w kontakcie z Instytutami Naukowymi oraz nawiązuje kontakty z firmami zagranicznymi.

Celem zastosowania odpowiedniej klasyfikacji i organizacji, Biblioteka pozostaje w stałym kontakcie z Ośrodkiem Dokumentacji Technicznej przy GIP oraz z Głównym Instytutem Mechaniki.

Przewodniczący i Sekretarz Komisji Bibliotecznej wzięli udział w zebraniu zorganizowanym przez NOT w sprawie centralizacji Bibliotek Technicznych.

Komisja Współzawodnictwa Pracy — Przewodniczący kol. Henryk Kuroń.

W okresie sprawozdawczym Komisja odbyła 6 posiedzeń, na których omawiane były formy pracy oraz projekty organizacyjne.

Komisja opracowała również dyspozycje dla Oddziału Krakowskiego w sprawie kontynuowania akcji współzawodnictwa pracy w ramach SIMP.

Do dalszych prac Komisji należy zaliczyć:

a) Wzięcie udziału przedstawicieli Komisji kol. Józefa Kuleszy i kol. Henryka Kuronia w naradach Głównego Komitetu Współzawodnictwa Pracy Związku Metalowców.

b) Udział Komisji w pracach Komitetu redakcyjnego powołanego do opracowania regulaminu współzawodnictwa zespołowego oraz instrukcji o współzawodnictwie pracy.

c) Udział Komisji w Ogólnopolskiej Naradzie Współzawodnictwa Pracy.

Sekcja Uzbrojeniowa — Przewodniczący kol. Zbigniew Pączkowski.

W okresie sprawozdawczym Sekcja zorganizowała dwa odczyty: dr inż. Wacława Stetkiewicza „Pewne zagadnienia z dziedziny wytrzymałości rur grubościennych“ i mgr Władysława Kozakiewicza „Balistyka wewnętrzna rakiety prochowej“.

Sekcja przystąpiła do akcji skupienia w ramach swych agend terenowych — wszystkich inżynierów i techników uzbrojeniowców.

Sekcja Metaloznawcza — Przewodniczący kol. Stanisław Jabłoński.

a) W okresie sprawozdawczym odbyły się dwa zebrania Zarządu Sekcji oraz 1 ogólne.

b) Zarząd Sekcji ustalił ostateczny termin na przygotowanie rękopisów skryptu kursu obróbki cieplnej dla majstrów. W związku z tym została wydelegowana 3-osobowa Komisja, której zadaniem jest: dopilnowanie terminu ukończenia rękopisu, przygotowanie skryptów, zorganizowanie kursu.

c) W ramach akcji odczytowej 2 odczyty członków Sekcji Metaloznawczej zostały przekazane i wygłoszone w ramach Komisji Odczytowej.

d) Zainicjowana została akcja przeprowadzenia odczytów dla robotników fabryk warszawskich. W tym celu została rozesłana ankieta do wszystkich członków Sekcji, mająca na celu zwerbowanie jak największej ilości prelegentów. Ponieważ kilka zgłoszeń już wpłynęło — należy przypuszczać, że akcja ta zostanie uwieńczona pomyślnym rezultatem.

c) Przez członków Sekcji został opracowany wniosek pt. „Planowa Reglamentacja Stali“, który za pośrednictwem Zarządu Głównego przesłany został do PKN. Wniosek ten opracowany został w związku z akcją obniżenia kosztów produkcji przemysłu metalowego.

d) Z inicjatywy Sekcji zostanie zorganizowany w roku 1950 Kongres Metalowców. Przygotowania do Kongresu są w toku.

Koło Samochodowe — Przewodniczący kol. Wiktor Sudra.

Ze względu na brak aktywnej działalności, jaki przejawiał się ostatnio na terenie Koła Samochodowego — Prezydium Zarządu Głównego SIMP postanowiło zreorganizować Zarząd Koła. Na zebraniu organizacyjnym, na którym prócz członków Oddziału Warszawskiego, były bardzo licznie reprezentowane placówki terenowe został wybrany nowy Zarząd z kol. Wiktorem Sudrą jako Przewodniczącym.

Skład nowego Zarządu, poruszone na zebraniu tematy, ogromne zainteresowanie, jakie towarzyszyło zebraniu organizacyjnemu, na którym przyjęto konkretne uchwały związane z programem prac na najbliższą przyszłość, pozwalają mieć nadzieję, iż Koło Samochodowe stanie się jednym z najaktywniejszych Kół Stowarzyszenia.

Koło Lotnicze — Przewodniczący kol. Wiktor Roth.

W okresie sprawozdawczym Zarząd odbył 3 zebrania. W ramach akcji odczytowej wygłoszono referaty.

Inż. Pindera „Zarys elastooptycznej metody analizy naprężeń“.

Prof. J. Bukowski „Profile laminarne“,

Inż. J. Staszek „Opływ profilu przy szybkościach poddźwiękowych“,

Prof. B. Bochenek „Zachowanie się metali w podwyższonych temperaturach“.

a) W dniu 10.VI 49 odbyła się wycieczka do Polskich Linii Lotniczych Lot⁴, celem zapoznania się z radiowymi urządzeniami lotniczymi oraz metodami regulacji i kontroli ruchu stosowanymi w naszym lotnictwie komunikacyjnym.

b) W druku znajduje się kwartalnik naukowo-techniczny „Technika Lotnicza“. Nakład numeru 1200 egzemplarzy, objętość 36 stron. W ramach wymiany czasopismo „Technika Lotnicza“ wymieniana jest na 6 czasopism zagranicznych, angielskich, amerykańskich, szwedzkich i węgierskich.

Koło fachowe inżynierów i techników przemysłu drzewnego — Przewodniczący kol. Wiktor Jabczyński.

Zgodnie z decyzją Zarządu Głównego utworzone zostaje przy SIMP jako autonomiczne Koło fachowe — Koło Inżynierów i Techników przemysłu drzewnego.

Dnia 27 czerwca rb. odbyło się zebranie organizacyjne, na którym byli obecni również delegaci placówek terenowych. Ukonstytuował się Zarząd Koła oraz zostały powzięte uchwały upoważniające nowy Zarząd do tworzenia grup terenowych w oparciu i w ramach Oddziałów terenowych SIMP.

Przewidywane jest, iż Koło będzie w najbliższym czasie liczyło około 700 członków. Zarząd Koła mieścić się będzie przy Zarządzie Głównym SIMP w Warszawie.

Komisja Finansowa — Przewodniczący kol. Mieczysław Patyrowski.

W okresie sprawozdawczym Komisja odbyła szereg posiedzeń, na których Skarbnik Główny SIMP kol. Jan Bidziński przedstawił sytuację finansową Stowarzyszenia i wynikającą z tego konieczność unormowania spraw finansowych Oddziałów i Kół terenowych oraz usprawnienia zbierania składek członkowskich.

Komisja opracowała i przedstawiła Prezydium wniosek, zmierzający do:

1) Ustalenia konkretnych sum dla poszczególnych Oddziałów i Kół terenowych drogą opracowania zmodyfikowanego klucza subwencji,

2) ustalenie jednolitego systemu zbierania składek członkowskich, we wszystkich Oddziałach i Kółach terenowych.

Komisja zanalizowała preliminarz Komisji Bibliotecznej w związku z cofnięciem pomocy finansowej przy imporcie książek i czasopism zagranicznych i wskazała źródła pokrycia, wynikającego stąd niedoboru finansowego.

Wreszcie Komisja opracowała plan oszczędnościowy na podstawie preliminarza, uchwalonego przez Władze SIMP i przesłanego do Ministerstwa Przemysłu.

5. Sprawozdania z działalności Oddziałów i Kół terenowych.

Oddział Krakowski — Prezes kol. Stanisław Marczewski, Sekretarz kol. J. Ryniewicz.

W okresie sprawozdawczym Zarząd przystąpił do zorganizowania kursów dokształcających dla kandydatów do politechnik wieczorowych. Do 15 września rb. zbierane są zapisy kandydatów, oraz omawiany program kursu. Została zorganizowana Komisja współzawodnictwa pracy, której zadaniem jest realizacja programu na tym odcinku całego Stowarzyszenia.

Dotychczasowe wyniki akcji werbunkowej w drugim kwartale przedstawia się wzrostem liczby członków o 20 osób.

Na terenie Oddziału zostały wygłoszone odczyty:

Inż. Witold Biernawski „O unowocześnieniu kalkulacji warsztatowej“,

Inż. J. Bamski „Obróbka warsztatowa“,

Inż. A. Sadurski „Anodowo-mechaniczne ostrzenie narzędzi skrawających“,

Inż. Calikowski „O kopalnictwie węglowym“.

Zorganizowano 2 wycieczki: do Chłodni Portowej w Krakowie, oraz do Kopalni Węgla „Prezydent“ w Chorzowie.

Oddział Poznański — Prezes kol. Franciszek Bogusławski, sekretarz kol. Stanisław Tatara.

Zarząd odbył 6 posiedzeń, na których rozpatrywane były szczególnie wnikliwie sprawy związane z Wieczorową Szkołą Inżynierską dla pracowników przemysłu metalowego, ustawą o stopniu inżyniera i utworzenie w związku z tym Komisji Oddziałowej dla opiniowania praktyki zawodowej kandydatów.

Sekcja Odczytowa zorganizowała 4 odczyty:

Inż. Juran „Nowoczesne metody zmiękczenia wody, stosowane w kolejnictwie polskim i za granicą“.

Dr inż. Kręglewski „Gazyfikacja dla celów komunikacyjnych i motoryzacyjnych“.

Inż. Snarski „Obrabiarki — ich użytkownicy i producenci“.

Inż. J. Pawlikowski „Rola inżyniera w racjonalizatorstwie i współzawodnictwie pracy“.

Szczególne zainteresowanie wzbudził referat dyskusyjny kol. Inż. Pawlikowskiego. Po odczycie była szeroko omawiana racjonalizacja jako droga do zwiększenia wydajności produkcji, oraz współzawodnictwo pracy, jako jeden z głównych czynników, dających gwarancję wykonania planów gospodarczych.

Oddział zorganizował wycieczkę fachową na Targi Poznańskie, której zadaniem było zapoznanie kolegów z budową nowoczesnych obrabiarek. Wycieczkę prowadzili fachowcy z tej dziedziny.

Oddział w Starachowicach — Prezes kol. Emilian Matyka.

W drugim kwartale br. działalność Oddziału ujawniła się w rozszerzeniu prenumeraty czasopism w językach: polskim, angielskim, rosyjskim oraz wzbogacenia w książki techniczne biblioteki Zakładów i Oddziału;

w zorganizowaniu odczytów:

Kol. Adama Minchejmera „Automatyzacja w przemyśle“;

Kol. Sławomira Hügla „Naukowe podstawy Współzawodnictwa Pracy“;

Kol. Jerzego Mirackiego „Wpływy normalizacji w przemyśle“.

Zapoczątkowaniu zorganizowania na terenie Oddziału — Koła Samochodowego.

Zorganizowaniu wycieczek fachowych.

Oddział Pomorski — Prezes kol. Tadeusz Rzeszewski, sekretarz kol. Przybielski.

Ze względu na reorganizację Zarządu — Oddział przejawiał na ogół małą aktywność; z programu działalności na najbliższą przyszłość wynika jednak, że stan ten ulegnie radykalnej zmianie.

Oddział w Skarżysku — Prezes kol. Stanisław Jarczyński.

Wyświetlono 2 filmy naukowo-techniczne, oraz wygłoszono 4 odczyty z zagadnień fachowych, oraz w ramach miesiąca propagandowego zorganizowano odczyt informacyjno-propagandowy dla członków SIMP i sympatyków, wygłoszony przez kol. K. Wiziołka. Odczyt ten powtórzono w fabryce „Kamienna“.

Zorganizowano wycieczkę na Targi Poznańskie, oraz do Wrocławia; w wycieczce uczestniczyli uczniowie Liceum Mechanicznego PFA w Skarżysku.

W ramach wycieczki do Zakładów Starachowickich został wygłoszony przez kol. Bielskiego odczyt pt „Otrzymywanie i zastosowanie powłok fosforanowych na stali“.

Akcja werbunkowa została uwieńczona zwiększeniem ilości członków na terenie Oddziału o 19 osób.

Oddział w Łodzi — Prezes kol. Kazimierz Gurycki, sekretarz kol. Franelli.

W okresie sprawozdawczym zostały zorganizowane i wygłoszone następujące odczyty:

Prof. dr H. Sobolewski „Nowoczesne tłokowe silniki parowe“.

Inż. H. Trebert „Zagadnienia przemysłu precyzyjnego i optycznego“.

Inż. Zofia Wendorffowa „Żeliwo modyfikowane“.

W ciągu II kwartału Oddział utworzył Koło Inżynierów SIMP, a także powołał do życia lokalną Komisję do spraw ustawy o stopniu inżyniera.

W okresie sprawozdawczym przyjęto 12 nowych członków.

Oddział Gdański — Prezes kol. Antoni Kozłowski, sekretarz kol. Stefan Szejger.

Praca Zarządu Oddziału, który powstał niedawno, koncentrowała się wokół spraw organizacyjnych, werbunkowych, oraz związanych z ułożeniem programu prac. Nie mniej jednak w okresie sprawozdawczym zostały zorganizowane 2 odczyty:

Prof. Z. Dębicki „Obecny stan przemysłu samochodowego w USA“,

Prof. R. Szewalski „Silniki odrzutowe“.

Poczyniono też przygotowania do prac w kierunku opracowania zagadnień oszczędnościowych, które zostały zlecone Oddziałowi przez Zarząd Główny.

Oddział w Radomiu — Prezes kol. Ludwik Hubert, sekretarz kol. Edward Rutta.

Zgodnie z programem prac odbyły się 3 zebrania odczytowe, na których wygłoszono następujące referaty:

Kol. E. Rutta „O reformie wyższego wykształcenia w Polsce“,

kol. T. Wichert „O planowej działalności Radomskich Średnich Szkół Technicznych“, po którym nastąpiła dyskusja na temat założenia w Radomiu Oddziału Warszawskiej Wieczorowej Szkoły Inżynierskiej,

kol. R. Skórski „Niektóre zagadnienia w budowie stosu uranowego“.

Prócz powyższego Oddział przeprowadził w okresie sprawozdawczym bardzo energiczną akcję werbunkową, w wyniku której przyjęto 62 członków.

Zarząd Oddziału rozważał i omawiał w Ministerstwie Oświaty w Dyrekcji Szkoły Inżynierskiej w Warszawie, oraz na terenie Zarządu Głównego SIMP sprawę otwarcia Szkoły Inżynierskiej w Radomiu.

Oddział Dolnośląski — Prezes kol. Tadeusz Pełczyński, sekretarz kol. Władysław Ziolo.

W okresie sprawozdawczym Zarząd Oddziału w celu ożywienia działalności Oddziału — przystąpił do tworzenia Kół fabrycznych. Obecnie już zostały zorganizowane Koła przy fabrykach: „Pafawag“, „Archimedes“, „Urządzeń Mechanicznych“, „Wodomierzy“, „Stoczni Odrzańskich“, „Pomp“, „Silników“, „Fasil“, „Zapalników“.

Również jest organizowane Koło terenowe z siedzibą w Jelonej Górze, które będzie podlegało Oddziałowi. Koło będzie liczyło około 45 członków.

Koło w Rzeszowie — Przewodniczący kol. Feliks Lazarek, sekretarz kol. Włodzimierz Wilamowski.

W okresie sprawozdawczym prace Koła polegały na:

- a) organizowaniu kursu tokarskiego,
 - b) współpracy z Radą Zakładową WSKZ i Okręgowym Związkiem Zawodowym Metalowców (stal delegaci),
 - c) udziale członków Koła w komisjach współzawodnictwa, racjonalizacji pracy, bezpieczeństwa i higieny pracy (ogólna ilość członków koła, którzy brali żywy i bezpośredni udział w współzawodnictwie wynosiła 57%),
 - d) prenumerowaniu czasopism technicznych zagranicznych i tłumaczeniu ważniejszych fragmentów, celem wszechstronnego ich omówienia na zebraniach dyskusyjnych,
 - e) niesieniu pomocy technicznej wszystkim robotnikom-racjonalizatorom.
- Odbyły się 2 zebrania organizacyjno-dyskusyjne, na których członkowie Oddziału zostali zapoznani z wytycznymi Zarządu Głównego.

W miesiącu maju miała miejsce na terenie Koła wycieczka Kolegów z Koła SIMP w Stalowej Woli, w czasie której nastąpiła wymiana poglądów na temat hutnictwa, obróbki metali, oraz współpracy między Kołami (wymiana prelegentów i wymiana doświadczeń technicznych).

Koło w Mielcu — Przewodniczący kol. Jan Abczyński, sekretarz kol. Tadeusz Wondołowski.

Działalność Koła zasługuje na specjalne podkreślenie, bowiem Zarząd Koła zainicjował akcję uruchomienia wykładów przedmiotów technicznych dla kierowników Oddziałów produkcyjnych, majstrów i przodowników pracy w Mielcu. Wykłady, prowadzone przez członków i wybitniejszych pracowników Zakładów, są traktowane jako praca społeczna i honorowa (bez wynagrodzenia). Wykłady obejmują następujące przedmioty: „Organizacja przemysłu i fabryk“, „Ogólne zagadnienia ekonomiczne“, „Kalkulacja — ekonomika zakładu“, „Naukowa organizacja pracy“, „Zagadnienia Polski współczesnej“, „Metaloznawstwo“, „Narzędzia“, „Matematyka, geometria, trygonometria“, „Mechanika lotu, bud. płatowców“, „Statyka, dynamika“, „Wytrzymałość materiałów“, „Technologia drewna“, „Lakiery, cellony, kleje“, „Obróbka blachy“, „Elektrotechnika“, „Spawanie“, „Układ pasowań“, „Zasady budowy przyrządów“.

W kursie tym brało udział 45 osób, w tym 11 przodowników pracy. Zorganizowanie wykładów jest akcją godną naśladowictwa i zasługuje na szczególne uznanie, ponieważ zainicjowało ją małe grono ludzi członków Koła SIMP w Mielcu, którzy jednak należycie rozumieją rolę jaką nasze Stowarzyszenie ma odgrywać na odcinku szkolenia pracowników zatrudnionych w przemyśle.

Koło w Elblągu — Przewodniczący kol. Wiesław Jurewicz, sekretarz kol. Marian Miścicki.

W okresie sprawozdawczym Koło zorganizowało 3 odczyty:

Kol. Wiesław Jurewicz „Wpływ organizacji administracyjno-technicznej zakładu na wyniki współzawodnictwa pracy“, oraz „Sprawozdanie z pobytu w Czechosłowackich Wytwórnich Turbin“.

Kol. Tadeusz Nikiel „Turbina parowa“.

Odczyty wzbudziły duże zainteresowanie, bowiem poza członkami SIMP byli obecni przedstawiciele Partii Politycznych, Związków Zawodowych, oraz pracownicy fabryk w Elblągu.

Nawiązano również kontakt z profesorami Politechniki w Gdańsku: inż. Szewalskim i inż. Polakiem, którzy wyrazili zgodę na wygłoszenie odczytów na temat maszyn parowych, turbin spalinowych i silników odrzutowych, oraz możliwości praktycznego zastosowania energii atomowej w przemyśle.

Koło w Kraśniku — Przewodniczący kol. Jan Tuszyński, sekretarz kol. Wacław Błachnio.

Ze względu na małą liczbę członków — działalność Koła przejawiała się jedynie w akcji odczytowej.

Z frekwencji na odczytach wynika, iż cieszą się one dużym zainteresowaniem pracowników fabryki.

W okresie sprawozdawczym zostały zorganizowane następujące odczyty:

kol. Jan Tuszyński „O produkcji łożysk tocznych w firmie RIU“.

kol. Wacław Błachnio „O znaczeniu trakcji elektrycznej na kolejach“.

Prosimy o wpłacanie zaległej prenumeraty za I i II półrocze 1949 r.

KOMUNIKATY

W sprawie realizacji Ustawy o Stopniu Inżyniera.

Na podstawie Rozporządzenia Wykonawczego Ministra Oświaty do Ustawy o stopniu Inżyniera z dnia 28.I.48 r. — Stowarzyszenie nasze w trosce o jej realizację brało czynny udział przy opracowaniu regulaminów związanych z wprowadzeniem ustawy w życie, jak również, jest głęboko zainteresowane sprawą zaopiekowania się nie tylko kandydatami na stopień inżyniera, którzy są członkami Stowarzyszenia, ale wszystkimi technikami mechanicznymi zatrudnionymi w przemyśle metalowym, którzy na podstawie ustawy nabyli prawa ubiegania się o stopień inżyniera.

W związku z tym zostały opracowane wytyczne, mające na celu zapoznania kandydatów z tokiem postępowania przy potwierdzaniu praktyk przez nasze Stowarzyszenie.

Kandydaci na stopień inżyniera w sprawie potwierdzenia swej praktyki, zwracają się do najbliższego Oddziału Stowarzyszenia tej branży w której są obecnie zatrudnieni.

Do podania należy dołączyć wszelkie potrzebne dokumenty w oryginale lub odpisach poświadczonych notarialnie, lub przez Wydział Personalny przedsiębiorstwa w którym kandydat pracuje.

Za dowody praktyki należy uważać zaświadczenia tych instytucji, przedsiębiorstw lub zakładów pracy, w których kandydat na stopień inżyniera był zatrudniony, względnie inne uznane przez Komisję za wiarygodne. W szczególności w razie zniszczenia lub zaginięcia oryginalnych dowodów i nie możliwości uzyskania poświadczeń odnośnych instytucji, przedsiębiorstw i zakładów, z powodu ich likwidacji, oryginalne dowody mogą być zastąpione poświadzeniami przynajmniej dwóch wiarygodnych świadków, stwierdzających z największą ścisłością czas pracy w danym zawodzie, jej rodzaj i charakter.

Podpisy świadków winny być legalizowane notarialnie lub przez Wydziały Personalne odnośnych instytucji w których świadkowie są pracownikami.

Dla ujednoczenia postępowania i ułatwienia szybko go załatwienia spraw kandydatów — SIMP w swoim zakresie ustalił następujące wytyczne dla kandydatów:

1. Kandydat składa dokumenty, sprawozdanie, prace, rysunki i t. p. w typowej teczce tekturowej wym. 250 x 360 mm z podaniem na okładce u góry z prawej strony: nazwiska, imienia i adresu — pośrodku napis: „Podanie do Komisji Egzaminacyjno-Weryfikacyjnej na stopień inżyniera — np. w Warszawie, Łodzi, lub t. p.

2. Wewnątrz teczki na okładce ma się znajdować wklejony spis dokumentów i załączników, które winny być rozdzielone na trzy grupy:

Grupa I — obejmuje dokumenty personalne jak świadectwo urodzenia, obywatelstwa, szkolne, pracy, życiorys i t. p.

Grupa II — obejmuje sprawozdanie z pracy z działalnością zawodowej, załączniki z tym związane, jak prace, rysunki, obliczenia itp.

Grupa III — obejmuje specjalne wykonane prace w związku z Ustawą o Stopniu Inżyniera oraz wszelkie prace autorskie w rękopisach lub prace czy artykuły wydane drukiem.

W grupie I załączników, na pierwszym planie należy uwzględnić podanie, rozszerzony życiorys i kwestionariusz.

3. Kwestionariusz kandydat nabywa w Zarządzie właściwego Oddziału terenowego lub w Sekretariacie Zarządu Głównego SIMP.

Kwestionariusz ten służy do stwierdzenia przez Zakład Pracy zatrudnienia kandydata w przemyśle, co potwierdza Rada Zakładowa, właściwy dla danej branży Zw. Zaw. oraz Stowarzyszenie techn. należące do NOT.

4. Zgodnie z rozporządzeniem Ministra Oświaty (Dz. U. R. P. Nr. 3 poz. 14 r. 1949) kandydat załącza następujące dokumenty:

a) świadectwo ukończenia szkoły, odbycia praktyki oraz sprawozdanie z odbytej praktyki określone w art. 7 ustawy 1, lit. b (patrz broszura NOT Ustawa o Stopniu Inżyniera).

b) dowód posiadania obywatelstwa polskiego,

c) świadectwo urodzenia,

d) życiorys własnoręcznie napisany,

e) świadectwo niekaralności,

f) świadectwo aktualnego, faktycznego zatrudnienia lub wykonania zawodu,

g) 2 fotografie z własnoręcznym podpisem.

5. Kandydat składa teczkę skompletowaną jak wyżej w Oddziale Stowarzyszenia dla uzyskania potwierdzenia na kwestionariuszu swej praktyki (dla członków i kandydatów z terenu Oddziału Warszawskiego — w Zarządzie Głównym SIMP) wnosząc równocześnie opłatę manipulacyjną na rzecz Stowarzyszenia zł. 500.— Z kwoty tej Oddział Stowarzyszenia zatrzymuje 150.— zł. a resztę 350.— zł. przekazuje Zarządowi Głównemu.

6. Sprawy poszczególnych kandydatów rozpatruje Zarząd Oddziału, Prezydium lub powołana do tego Komisja dla spraw Ustawy o Stopniu Inżyniera, której skład musi być zatwierdzony przez Zarząd Główny SIMP.

Powzięta opinia o kandydacie w formie protokołu jako załącznik do kwestionariusza w terminie nie przekraczającym 7 dni od chwili zgłoszenia winna być przesłana do Zarządu Głównego Stowarzyszenia.

7. Przy Zarządzie Głównym powołana Komisja dla spraw Ustawy o Stopniu Inżyniera działa w składzie: przewodniczący, sekretarz i 4 do 8 członków Komisji.

Komisja wybiera spośród siebie 1 lub 2 delegatów, których zadaniem będzie ewentualna współpraca z Komisjami innych Stowarzyszeń branżowych przy potwierdzaniu praktyk dla kandydatów, których zawód reprezentuje głównie dane Stowarzyszenie (np. SIMP współpracuje przy potwierdzeniu praktyk mechaników zatrudnionych w innych branżach). Na zebrania Komisji mogą być zapraszani przedstawiciele Zarządów Głównych Związków Zawodowych danej branży.

8. Komisja sporządza protokół odnośnie każdego kandydata, a ostateczny wniosek Komisji zostaje wpisany do kwestionariusza.

9. Stowarzyszenie po załatwieniu zupełnym spraw kandydata, odsyła teczkę z dokumentami kandydatowi na stopień inżyniera.

10. Komisja może odesłać złożone przez kandydata prace do uzupełnienia lub wprowadzenia poprawek, względnie żądać dodatkowych wyjaśnień pisemnie lub złożenia ich osobiście, zatrzymując u siebie w tych wypadkach protokół wraz z kwestionariuszem do czasu ponownego złożenia lub uzupełnienia teczki przez kandydata.

11. Na wezwanie Komisji dla spraw o Stopniu Inżyniera kandydat zobowiązany jest do przedłożenia oryginałów dokumentów.

12. Komisja do spraw ustawy o stopniu Inżyniera w miarę swych możliwości winna udzielać zainteresowanym wszelkich porad w przedmiocie uzyskania stopnia inżyniera.

13. Komisje Weryfikacyjno-Egzaminacyjne na stopień inżyniera mechanika, powołane na podstawie Ustawy o Stopniu Inżyniera z dn. 28.I. 48 r. oraz rozporządzeniem Ministra Oświaty z dn. 14.XII.48 r. działać będą:

Warszawa — Politechnika, Wydz. Mechaniczny.

Gdańsk — Politechnika, Wydz. Mechaniczny.

Łódź — Politechnika, Wydz. Mechaniczny.

Gliwice — Politechnika Wydz. Mechaniczny.

Wrocław — Politechnika, Wydz. Mechaniczno - Elektrotechniczny.

Z dniem 11.IV.1949 r. rozpoczęła swe prace Komisja dla poświadczenia praktyk kandydatów składających podania w związku z Ustawą o Stopniu Inżyniera.

Komisja ukonstytuowała się z następujących osób. — Przewodniczący kol. Heliodor Chmielewski, Z-ca Przewodniczącego kol. Władysław Marczyk — Sekretarz kol. Henryk Falkowski oraz pięciu członków Komisji.

Kandydaci winni składać swe podania z dokumentami i pracami do właściwych im terenowo Oddziałów Stowarzyszenia SIMP; które mieszczą się:

Warszawski — Warszawa, Czackiego 3/5.

Dolno-Śląski — Wrocław, Gen. Świerczewskiego 74. „Dom Technika“.

Śląsko-Dąbrowski — Gliwice, Rugijska 10/1

Krakowski — Kraków, Straszewskiego 28.

Poznański — Poznań, Daszyńskiego 174 C. B. K.

Łódzki — Łódź, Piotrkowska 102.

Gdański — Gdańsk-Wrzeszcz, Politechnicka 17a.

Starachowicki — Starachowice, Państwowa Szkoła Samochodów.

Skarżysko — Skarżysko, Państwowa Fabryka Amunicji.

Pomorski — Bydgoszcz, Leśna 19 — Pomorskie Zakłady Budowy Maszyn.

TREŚĆ ZESZYTU Nr 7-8-9/49

	Str.
I. Inżynierowie i Technicy winni torować drogę współzawodnictwu pracy	185
II. ARTYKUŁY OGÓLNE	
<i>Prof. dr inż. Włodzimierz Burzyński</i> — Skręcenie bez skręcania	187
<i>Prof. inż. Kazimierz Zembrzusi</i> — Oddawanie ciepła spalin w płomieniówkach kotła parowego	201
<i>Inż. Zygmunt Keh</i> — Zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnych i ich wpływ na pewność ruchu instalacji kotłowych	208
<i>Prof. dr inż. Adolf Langrod</i> — Obliczanie rezerw pojazdów kolejowych	214
<i>Prof. dr Olof Soahn</i> — Rozwój i badania w Szwecji narzędzi skrawających z węglików spiekanych	221
<i>Prof. inż. Witold Biernawski i st. asystent inż. J. Kaczmarek</i> — O unowocześnienie kalkulacji warsztatowej	229
<i>Inż. Jan Pawlikowski</i> — Zasady projektowania działu obróbki mechanicznej	233
<i>Inż. mech. A. M.</i> — Usprawnienia w kuźnictwie radzieckim	239
<i>Dr inż. Zdzisław Rauszer</i> — Jaką wielkość mierzymy wagą	242
<i>Prof. inż. Wiktor Wiśniowski</i> — W sprawie idealnych silników o wewnętrznym spalaniu	243
<i>Inż. M. Schneider i Z. Frączek</i> — Teoretyczne podstawy wielokrotnego ciągnięcia drutu z poślizgiem	245
III. DZIAŁ ODLEWNICZY	
<i>Prof. inż. Kazimierz Gierdziejewski</i> — Żeliwiaki systemu inż. Dobrochotowa	250
<i>Inż. Jerzy Piaskowski</i> — Suszarnictwo w Odlewni	254
<i>T. Pivoński</i> — Problem automatyzacji urządzeń i maszyn odlewniczych	263
Przegląd Czasopism odlewniczych	267
IV. PRZEGLĄD PRASY TECHNICZNEJ	
Narzędziowe stopy spiekane	270
V. BIBLIOGRAFIA	
VI. WIADOMOŚCI SIMP	
VII. KOMUNIKATY	

CONTENTS

I. Technicians ought to pave the way for labor competition	185
I. GENERAL ARTICLES	
Fundamental notions about mechanics of real systems	187
Heat emission by combustion gases in the fire-tubes of steam boiler	201
Deposits on the heating surfaces and their influence upon the working safety of boilers	208
Calculation of springs of the railway carriages	214
Development and researches in Sweden on cutting tools made of sintered carbides	221
For the modernization of the workshop calculation	229
Principles of planing mechanical workshops	233
Increasing of efficiency in the forges in USSR	239
What quantity do we measure with the scales	242
About ideal cycles of internal combustion motors	243
Theoretical principles of multiple wire drawing with slide	245
III. FOUNDRY SECTION	
Cupola furnaces designed by Dobrochotow	250
Drying in a foundry	254
The problem of automatization of foundry machinery	263
Review of foundry periodicals	267
IV. REVIEW OF THE TECHNICAL PRESS	
Sintered tool alloys	273
V. BIBLIOGRAPHY	
VI. SIMP COMMUNICATIONS	
VII. ANNOUNCEMENTS	

SOMMAIRE

I. Les ingénieurs et techniciens doivent tracer la route à la concurrence de travail	185
II. ARTICLES GENEREAUX	
Définitions fondamentales de la mécanique des systèmes réels	187
Emission de la chaleur des gaz de combustion dans les tubes-foyers de la chaudière à vapeur	210
Impuretés des surfaces chauffantes et leur influence sur la sécurité du service des installations chaudières	208
Calcul des ressorts de véhicules de chemin de fer	214
Développement et recherches sur les outils tranchants faits de carbures métalliques	221
Pour la modernisation du calcul d'atelier mécanique	229
Les principes du projet des sections d'usinage mécanique	233
Accroissement du rendement des forges en USSR	239
Quelle quantité mesurons nous avec la balance	242
Le cycles ideals des moteurs à combustion interne	243
Les principes de tirage multiple de fil	245
III. SECTION FONDERIE	
Cubilots système de l'ing Dobrochotow	250
Le séchage dans la fonderie	254
Le problème d'automatization des machines de fonderie	263
Revue des périodiques de fonderie	267
IV. REVUE DE LA PRESSE TECHNIQUE	
Carbures métalliques à outils	270
V. BIBLIOGRAPHIE	
VI. BULLETIN DE SIMP	
VII. COMMUNIQUÉS	

СОДЕРЖАНИЕ

I. Инженеры и механики должны проектировать дороги для работного соревнования	185
II. ОБЩИЕ ГЛАВЫ	
Основные понятия механики действительных систем	187
Отдача тепла газов в жаровых трубах паровых котлов	201
Загрязнения нагревательных поверхностей и их влияние на надежность в работе котловых установок	208
Вычисление рессор железнодорожного состава	214
Развитие и исследование в Швеции режущих инструментов из твердых сплавов	221
Модернизация заводской нормировки	229
Основы проектирования механических цехов	233
Повышение производительности в кузнечном деле в С. С. С. Р.	239
Какая величина измеряется весами	242
О идеальных циклах двигателей внутреннего сгорания	243
Теоретические основы многократного волочения проволоки со скольжением	245
III. ЛИТЕЙНАЯ ЧАСТЬ	
Вагранка системы инж. Доброхотова	250
Сушка на литейном заводе	254
Проблема автоматизации литейных машин	263
Обзор литейных периодических издательств	267
IV. ОБЗОР ТЕХНИЧЕСКОЙ ПЕЧАТИ	
V. БИБЛИОГРАФИЯ	
VI. СООБЩЕНИЯ И КОМУНИКАТЫ	
VII. КОМУНИКАТЫ	

WYDAWCA: INSTYTUT WYDAWNICZY SIMP — Warszawa

Redaguje kolegium redakcyjne: inż.-mech. Jerzy GRODECKI, inż.-mech. Adam MINCHEJMER, Prof. inż. Edmund OSKA, inż.-mech. Zbysław RAUSZER, Prof. dr inż. Bohdan STEFANOWSKI, inż.-mech. Adam Tadeusz TROSKOLAŃSKI.

Redaktor działu odlewniczego: Prof. inż.-mech. Kazimierz GIERDZIEJEWSKI.

Redaktor Wiadomości SIMP: Eugeniusz MAŁKIEWICZ, Sekretarz Generalny SIMP.

Adres Redakcji i Administracji: Warszawa, ul. Mickiewicza 18.

Redaktor przyjmuje czwartek 9—11 i sobota 13 — 15.

Administracja czynna poniedziałki, środy i piątki od 9 do 15.

Przedpłata kwartalna 600 zł.

PKO Nr konta I 4665, tel. 8-29-85.

Cena zeszytu 7-8-9, — zł 720.—