

63

PRZEGŁAD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY

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



ROK XIII

LISTOPAD 1954

ZESZYT 11

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

U w a g a p r e n u m e r a t o r z y !

Przypominamy, że termin zgłaszania prenumeraty normalnej na rok 1955 nie ulega zmianie i upływa z dniem 10 każdego miesiąca poprzedzającego okres prenumeraty.

Terminowe zamawianie czasopism zapewni regularne ich otrzymywanie.

SPIS TREŚCI ZESZYTU 11/54

ARTYKUŁY GŁÓWNE

Mgr inż. Stanisław Gay i mgr inż. Mikołaj Kowalewski — 10-lecie rozwoju projektowania i budowy konstrukcji ciężkich	333
Prof. mgr inż. Tadeusz Hobler — Wpływ działania przegród w wymiennikach ciepła	337
Mgr inż. Czesław Młotkowski — Praca zespołowa dźwigów przy podnoszeniu ciężarów przekraczających udźwig pojedynczych jednostek	343
Prof. dr inż. Egon Dworzak i mgr inż. Henryk Przystupiński — Własności korozyjne stopów typu ZnAl	346
Prof. mgr inż. Stanisław Chrzanowski — Odżużlanie i odpopielanie kotłów	351
Mgr inż. Bolesław Kwaśniewski i mgr inż. Andrzej Turno — Praktyczne wyznaczanie siły gięcia (Porównanie wielkości obliczonych różnymi wzorami)	356
Mgr inż. Jan Nagawiecki — Wysokoprężny silnik morski typu „RENAG“ (dokończenie z zeszytu 10/54)	359

PRZEGLĄD PRASY TECHNICZNEJ

Obliczanie stateczności wozów do żużla z pieców martenowskich — Wł. L.	362
Nawęglanie gazowe z ogrzewaniem prądami wielkiej częstotliwości — J. T.	362
Pierścienie tolerancyjne — F. M.	363
Samoczynny pneumatyczny regulator temperatury — F. M.	364
Koła jezdne z piastą przesuwaną mimośrodowo — F. M.	364

BIBLIOGRAFIA	365
------------------------	-----

BIULETYN INFORMACYJNY I. O. P.

PRZEGLĄD DOKUMENTACYJNY MECHANIKI

W NASTĘPNYM ZESZYCIE

ukazą się m. in. artykuły:

- o oszczędności stali i metali
- Główny wskaźnik przesiewaczy szybkobieżnych,
- Problem napędu elektrycznego narzędzi udarowych,
- Racjonalne wykorzystywanie kęsów i prętów walcowanych w kuźnictwie,
- O dokładności wykonania wielokrotnych frezów do gwintu.

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

Komitet Redakcyjny: mgr inż. PAWEŁ KOSIERADZKI, mgr inż. STANISŁAW KULESA, dr inż. JAN OBALSKI, inż.-mech. FELIKS MATCZYŃSKI, prof. dr inż. ALEKSY PIĄTKIEWICZ, prof. mgr inż. ZDZIŚŁAW RYTEL, mgr inż. LECH STRZELECKI,

prof. mgr inż. JÓZEF ZAGÓRSKI, mgr inż. EDWARD ZMIHORSKI

Redaktor Naczelny: prof. mgr inż. MARIAN WAKAŁSKI

Z-ca Redaktora Naczelnego: inż.-mech. WŁADYSŁAW KAWĘCKI

Sekretarz redakcji: JULIA KULINICZ

Redaktor techniczny: JÓZEF IŻYCKI

WARUNKI PRENUMERATY

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

Zgłoszenie przyjmują urzędy pocztowe oraz listonosze więcej i miejscy. Ponadto prenumeratę można zamawiać przez wpłacenie należności na konto PKO nr I-110/14000, PPK „Ruch“, Warszawa, Centralna Ekspedycja, ul. Srebrna 12. Termin zgłoszenia prenumeraty upływa z dniem 10 każdego miesiąca poprzedzającego okres prenumeraty.

Pojedyncze zeszyty „Przeglądu Mechanicznego“ można nabyć jedynie w Wydziale Zbytu Czasopism Technicznych NOT Warszawa, Czackiego 3/5. Zakupu można dokonać osobiście względnie przesyłką pocztową po uprzednim wpłaceniu należności (za zeszyt i koszty przesyłki) na konto PKO W-wa. I-2133/113 z wyszczególnieniem opłaconych zeszytów. Cena pojedynczego zeszytu zł 9, porto zł 0.45.

Prenumerata ulgowa

(1/2 ceny prenum. norm.)

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

NOT — Naczelna Organizacja Techniczna 1954. Warszawa.

Nakład 6600 egz. Ark. wyd. 8 — druk. 5. Papier druk. sat. kl. V, 60 g, 86×122

Oddano do składania 24.IX.54. Podpisano do druku 13.XI.54. Druk ukoncz. 19.XI.54.

Drukarnia im. Rewolucji Październikowej, Warszawa. Zam. 1245c/54. 5-B-40124.

PRZEGŁĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY

STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

Biblioteka
Politechniki
Wrocławskiej

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

ADMINISTRACJA: WARSZAWA, MICKIEWICZA 18, TEL. 408-46

10-lecie rozwoju projektowania i budowy konstrukcji ciężkich

Mgr inż. STANISŁAW GAY i
mgr inż. MIKOŁAJ KOWALEWSKI

W Polsce Ludowej rozwój produkcji maszyn i urządzeń ciężkich w ciągu 10-lecia zrobił ogromne postępy. Postęp techniki w dziedzinie projektowania i budowy maszyn dotrzymuje kroku wielkiemu rozwojowi naszego przemysłu, transportu i budownictwa.

Artykuł niniejszy, omawiając 10-letni dorobek w zakresie projektowania i budowy konstrukcji ciężkich, nie pretenduje do wyczerpującego omówienia rozwoju tej dziedziny; odpowiednie dane można znaleźć w katalogach wyrobów Centralnego Zarządu Budowy Maszyn Ciężkich, w opisach i biuletynach biur projektowych. Chodzi o przedstawicieli tej dziedziny, o omówienie ogólnych charakterystyk konstrukcji maszyn i urządzeń, które zobrazują wysiłki robotników i konstruktorów oraz nasze osiągnięcia w nowoczesnej technice opartej na doświadczeniach przekazanych nam przez Związek Radziecki.

W Polsce przedwzrzesniowej przemysł maszyn ciężkich praktycznie nie istniał. Jeśli budowano tu i ówdzie ciężkie urządzenia, to wykonywano to urządzenie na podstawie rysunków firm zagranicznych lub licencji, a najczęściej maszyny ciężkie i urządzenia sprowadzane były z zagranicy. Nie było odpowiednich do tego celu biur konstrukcyjnych, nie troszczono się o dobór i kształcenie projektantów i konstruktorów, nie było odpowiednich warunków ani możliwości gromadzenia doświadczeń z dziedziny konstrukcji maszyn ciężkich.

Przemysł w Polsce przedwzrzesniowej nie miał perspektyw rozwojowych, gdyż znajdował się przeważnie w ręku obcych kapitalistów, którym nie zależało na ogólnym podniesieniu dobrobytu, lecz chodziło głównie o wyciągnięcie jak największych zysków przy minimalnych nakładach inwestycyjnych.

Nawet realizowane ówczesne inwestycje w tzw. COP (Centralnym Okręgu Przemysłowym) nie stwarzały właściwej atmosfery dla rozwoju własnych biur projektowych konstrukcji maszyn ciężkich, gdyż maszyny i urządzenia były sprowadzane z zagranicy za „drogie pieniądze” bez możliwości korzystania z rysunków konstrukcyjnych i bez możliwości przeniesienia doświadczeń konstrukcyjnych na nasz grunt.

Właściwie nie istniał wówczas jakiś określony kierunek rozwoju produkcji maszyn ciężkich, nie było myśli przewodniej w ujęciu całokształtu zagadnień i nawiązania rozwoju do potrzeb gospodarczych.

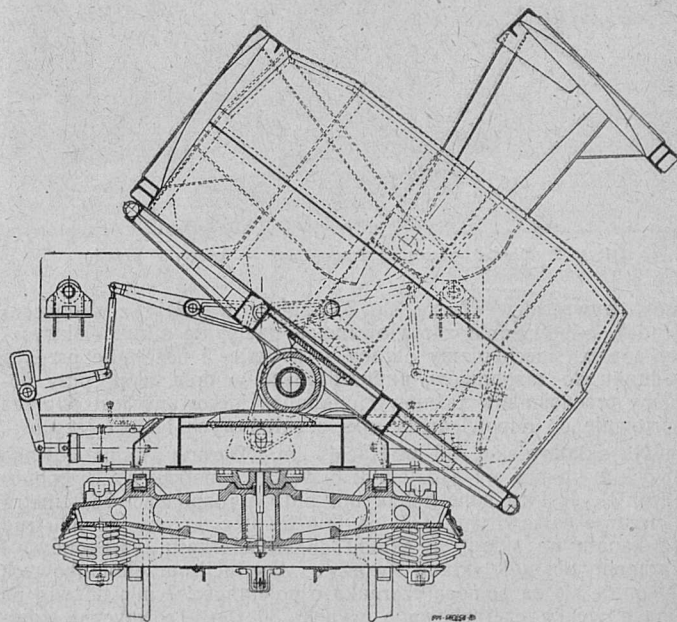
W czasopiśmie technicznych ukazywały się opisy nowej techniki, nowych maszyn i urządzeń, jednak o możliwości przeniesienia nowej techniki do naszego przemysłu nie mogło być mowy na skutek braku odpowiednich biur projektowych i zakładów budowy konstrukcji ciężkich. Urządzenia zaś i maszyny, jeśli były sprowadzane z zagranicy, to z opóźnieniem kilku lub kilkunastu lat. W tym stanie rzeczy zarówno przemysł korzystający z maszyn i urządzeń ciężkich, jak i produkcja tych maszyn w Polsce przed rokiem 1939 były przestarzałe i zacofane.

Radykalna zmiana w dziedzinie konstrukcji i budowy maszyn ciężkich zaszła dopiero po roku 1945 — z chwilą powstania Polski Ludowej. Oczywiście podstawą rozwoju był program i działanie Władzy Ludowej, która przyjmując podstawowe prawo ekonomiczne socjalizmu — „zapewnienie maksymalnego zaspokojenia stale rosnących materialnych i kulturalnych potrzeb całego społeczeństwa w drodze nieprzerwanego wzrostu i doskonalenia produkcji socjalistycznej na bazie najwyższej techniki”

— postawiła zadanie rozwoju przemysłu. Stało się to możliwe również dlatego, że z pomocą przyszedł Związek Radziecki, przekazując bogate swoje doświadczenie nowoczesnej techniki, w szczególności w dziedzinie konstrukcji i budowy maszyn ciężkich. Niesposób jest przeliczyć tego doświadczenia na pieniądze — oznacza to dla nas skok techniczny naprzód o kilkadziesiąt lat. Zawdzięczając tej bezinteresownej braterskiej pomocy możemy stanąć wśród czołowej grupy uprzemysłowionych państw w Europie.

Rozwój konstrukcji i budowy ciężkich maszyn i urządzeń w dużym stopniu można uwydatnić na przykładowym przeglądzie rozbudowy naszego hutnictwa. Ustawiając kolejność przeglądu zgodnie z przebiegiem technologicznym omówimy po kolei urządzenia.

Transport surowców i materiałów pomocnych w hutnictwie osiąga bardzo poważne cyfry. Na



Rys. 1. Wagon Radwana — widok z przodu.

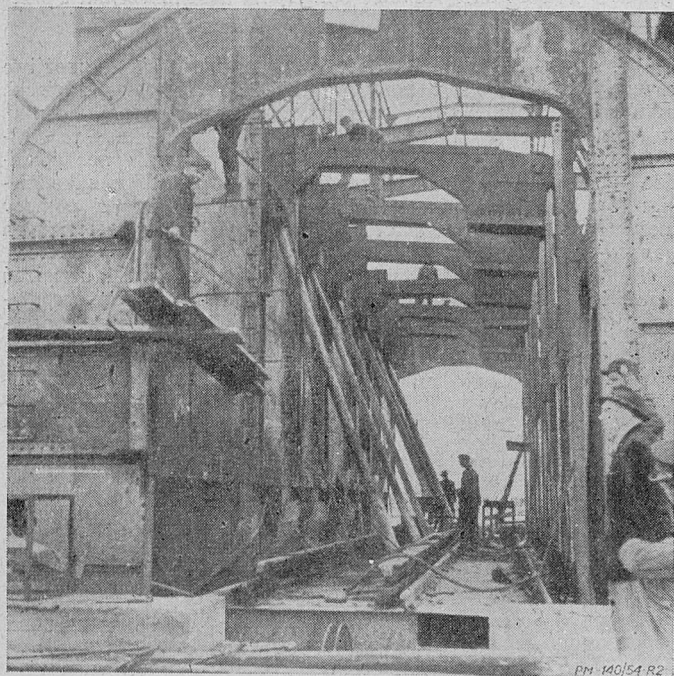
przykład dla huty o produkcji 1 miliona ton stali rocznie przywóz osiąga $6 + 7$ milionów ton rocznie (ruda, węgiel, topniki, złom i inne). Oznacza to około 20 pociągów dziennie. Przy transporcie większość wagonów stanowią węglarki, jakkolwiek istnieje tendencja zastosowania prawie wyłącznie wagonów samowyladowczych. W niektórych sytuacjach wielką usługę oddaje wagon samowyladowczy pomysłu prof. inż. Radwana (rys. 1).

Wagon *Radwana* służy do transportu materiałów sypkich o ciężarze nasypowym od $1,4 \text{ t/m}^3$ (ruda, kamień wapienny, aglomerat zimny i inne). Można nim jednak przewozić i inne ładunki (złom, pręty stalowe) pod warunkiem niekorzystania z przechylenia pudła. Wagon może być wyladowywany na dowolną stronę. W razie uszkodzenia mechanizmu przechylającego lub zamarznięcia materiału wagon można wyladowywać chwytnikiem.

Zasada działania urządzenia przechylającego skrzynię wagonu polega na tym, że skrzynia podparta jest wzdłuż osi podłużnej i znajduje się w równowadze chwiejnej. Jeśli punkt podparcia zostaje przesunięty poza oś skrzyni, powstaje moment obrotowy, zmuszający ją do przechylenia.

Mechanizm, powodujący przechylenie skrzyni, uruchamiany jest urządzeniem pneumatycznym. Sieć pneumatyczna zasilana jest od sprężarki na parowozie, względnie ze zbiorników sprężonego powietrza zamocowanych na podwoziu. Charakterystyka wagonu samowyladowczego jest następująca: nośność — 54 t; ładowność — 52 t; pojemność — 32 m^3 ; ciężar własny — 26 t; całkowita długość (między zderzakami) — 10400 mm; ciśnienie robocze 6 ata; cykl wyladunku — ok. 60 sek.

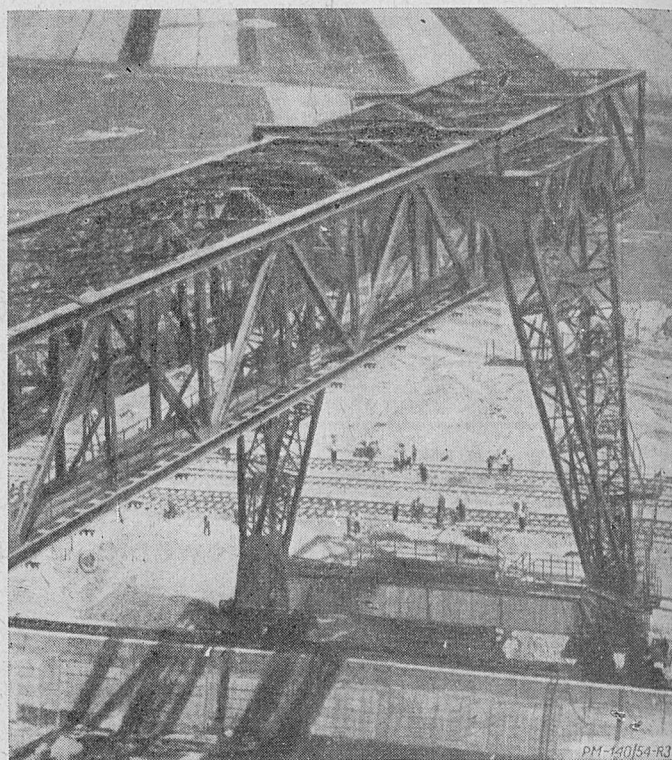
Przy wyladunku masowym na hutach często korzysta się z wywrotnic. Obecnie budujemy wywrotnice obrotowe na 2 wagony o ciężarze brutto 80 ton. Wydajność takiej obrotownicy wynosi 1000 t/h. Montaż takiego urządzenia, którego ciężar własny wynosi 203 tony, pokazany jest na rys. 2. Na po-



Rys. 2. Montaż obrotownicy wagonowej — widok z przodu.

most wywrotnicy wtacza się 2 wagony węglarki z surowcem (rudą), odpowiednio zaryglowane, a następnie silnik elektryczny poprzez mechanizmy obraca wywrotnicę i następuje przesył ładunku do zasobników, umieszczonych w dole, skąd przy pomocy przenośników taśmowych ładunek kierowany jest poprzez sortownię do odpowiednich miejsc składowych i zasilających

Na składowisku rud w Hucie im. Bieruta zainstalowano most przeładunkowy konstrukcji Biprohutu (rys. 3). Jest to konstrukcja unikalna o rozpiętości 76,2 metra i ciężarze całkowitym 1337 ton. Most służy do przeładunku rud (z kanału na skład, ze składu do transferkaru i wagonów) i zarazem obsługi składu tworzyw. Operacji przeładunkowych dokonuje się za pomocą czerpaka o pojemności 7 m^3 ; udźwign na linach wózka czerpakowego wynosi 30 ton. Teoretyczna zdolność przeładunku wynosi 700 ton/godz. Moc zainstalowana na



Rys. 3. Most przeładunkowy w montażu.

moście wynosi 1250,5 kW. Szybkość podnoszenia czerpaka — 63 m/min; szybkość jazdy wózka — 260 m/min; szybkość jazdy mostu — 20 m/min. Konstrukcja mostu nitwana. Sterowanie suwnicy z kabiny, podwieszonej do wózka.

Miałkie rudy, oddzielane na sortowniach, nie trafiają bezpośrednio do zasobników wielkopiecowych, lecz podlegają uprzednio odpowiedniemu przygotowaniu dla zmiany postaci fizycznej. Nowoczesnym urządzeniem do spiekania różnych gatunków małych rud są taśmy spiekające. Instalowane w naszym hutnictwie taśmy spiekające mają powierzchnię ssącą 50 m^2 i wydajność 500 ton spieku rocznie (rys. 4). Z zasobników na taśmę dostaje się mieszanina rud z koksikiem, który zapala się przy pomocy palników (paliwo — mieszanina gazu koksikowego i wielkopiecowego). Pod taśmą znajduje się 12 komór ssących. Szybkość taśmy wynosi $1,5 + 3 \text{ m/min}$. Produkt otrzymany nazywa się spiekem (aglomeratem) i jest pod względem postaci i własności fizycznych dobrym wsadem wielkopiecowym. Przygotowanie wsadu w postaci spieku daje znaczne podwyższenie wskaźników techniczno-ekonomicznych w procesie wielkopiecowym.

Spśród urządzeń służących do przerobu rud wyróżniają się wielkością swej budowy piece obrotowe dla procesu żelgrudy. Proces żelgrudy polega na redukcji Fe z biednych rud w piecu obrotowym. Otrzymany produkt po skruszeniu i separacji zawiera $93 + 97\%$ Fe. Redukcję osiąga się przez dodanie koksiku i wytworzenie wysokiej temperatury (do 1300°C) przed strefą wlotową pieca. Jako opał służy miał węglowy. Piec obrotowy posiada średnicę 3,6 m, a długość 60 m, przerobek — 350 t/dobę wsadu rudnego. Urządzenie jest podobne do młyna cementowego z tą różnicą, że pracuje w bardziej niekorzystnych warunkach fizyko-chemicznych.

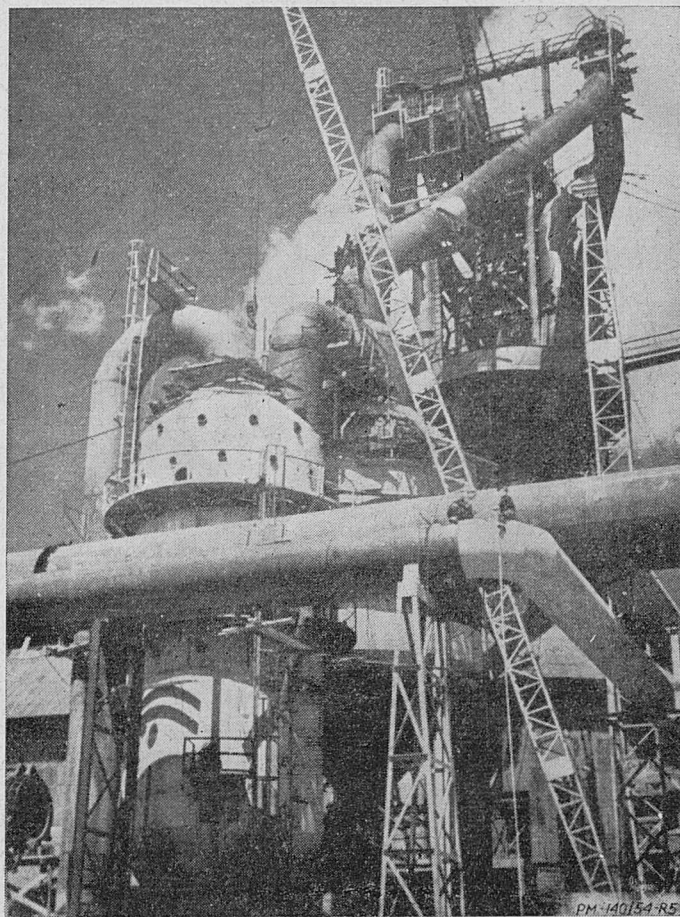
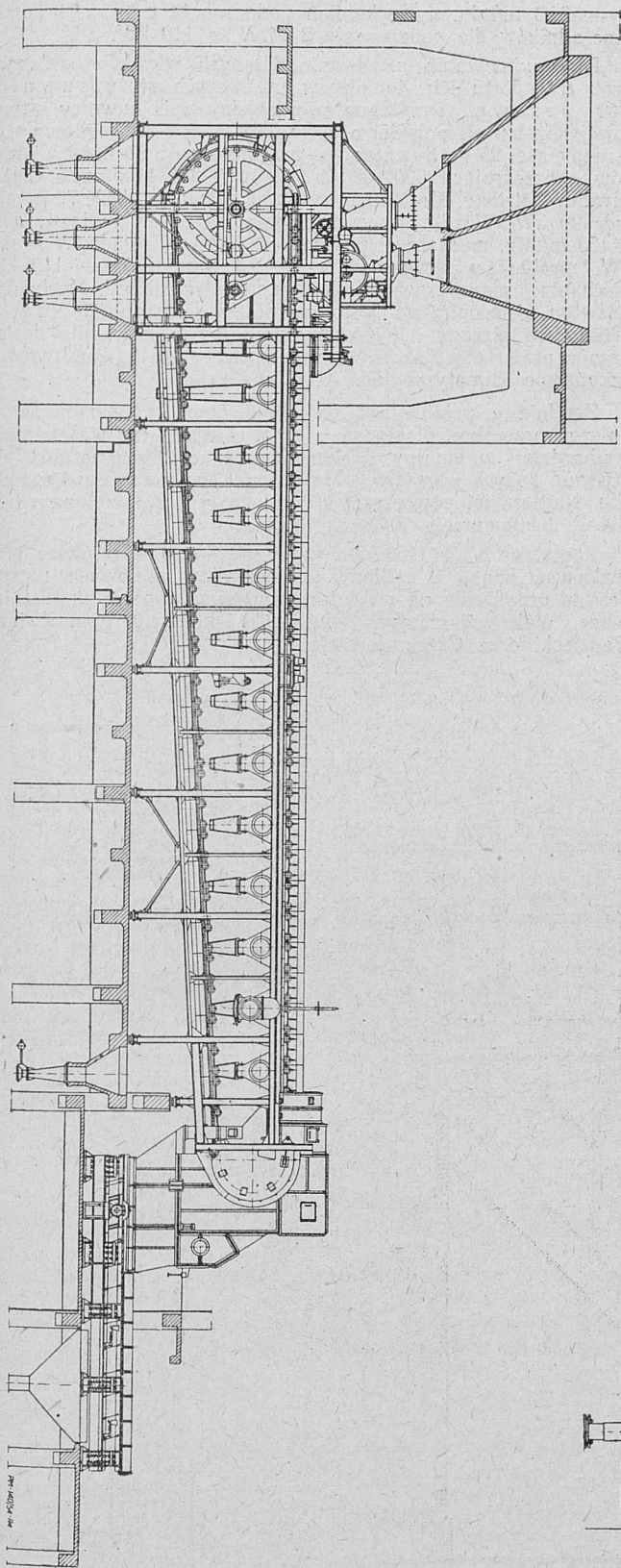
Odpowiednio przygotowany wsad rudny, koks i topniki — to materiały wyjściowe dla produkcji surowców w wielkim piecu. Obecnie w Polsce pracują wielkie piece o objętości 760 i 1000 m^3 pojemności, całkowicie zmechanizowane (rys. 5).

Przed wojną 1939 roku wielkie piece nasze były o objętości $100 + 400 \text{ m}^3$, a największy w hucie Kościuszk — 487 m^3 .

Nowoczesne wielkie piece polskiej konstrukcji zaopatrzone są automatyczną radziecką, która pozwala na całkowicie mechaniczne zasilanie wielkiego pieca. Wszystkie urządzenia wielkopiecowe, jak turbodmuchawy, nagrzewnice, oczyszczalnie gazu, osadniki itd. dają obraz dalszych osiągnięć naszych konstruktorów w przyswajaniu nowoczesnej techniki budowy urządzeń ciężkich.

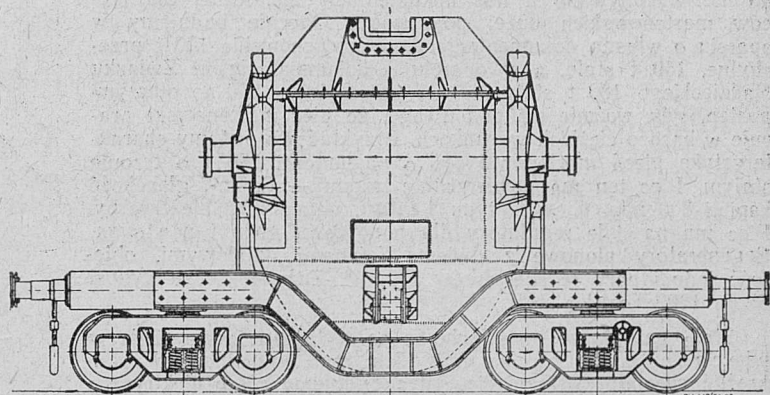
Produkcja surowki w nowoczesnym wielkim piecu sięga wielkich liczb (piec o 860 m^3 może dać ponad 900 ton surowki na dobę), stąd odwóz i dobry przerób surowki wymagają z kolei wielkich urządzeń.

Rys. 4. Taśma splekająca (aglomeracyjna) — przekrój podłużny



Rys. 5. Widok na część górną wielkiego pieca.

lejnica maszyny rozlewniczej odbywa się z wozu kadziowego surowkowego przez przechylenie kadzi przy pomocy specjalnego urządzenia. Z płynnej surowki otrzymuje się skrzepę w specjalnych formach gąski surowkowej. Maszyna rozlewnicza składa się z jednej lub dwóch taśm bez końca, zaopatrzonej we wlewnice napędu, urządzeń napinających i mechanizmu do przechylania kadzi. Taśma jest wykonywana z segmentów stalowych, do których są przymocowane formy — wlewnice stalowe. Taśma przesuwa się po stałych rolkach na łożyskach toczonych.



Rys. 6. Wóz surowkowy — widok z boku.

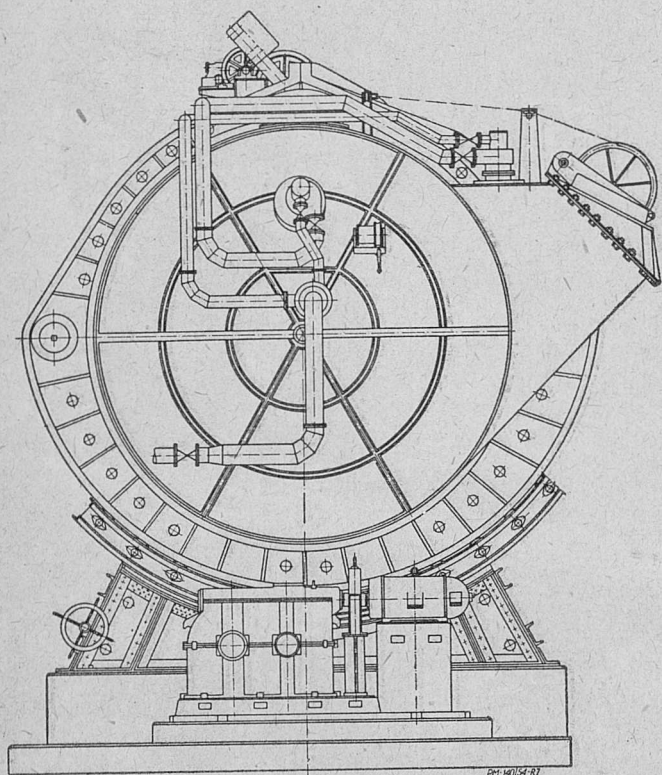
Wóz kadziowy do surowki 80 t (rys. 6) służy do przewożenia płynnej surowki do mieszalnika lub do maszyny rozlewniczej. Jazda wozu odbywa się po wzmocnionych torach normalnej szerokości. W skład wozu kadziowego wchodzi: kadź, typowe wózki 2-osiowe o nośności $Q = 60$ t i nadwozie (konstrukcji spawanej). Maksymalna prędkość jazdy z pełną kadzią — 15 km/godz. Minimalny promień łuku toru — 80 m. Ciężar wozu z pustą kadzią — 46 t. Maksymalny nacisk na oś — 31,5 t.

Jeśli surowka ma być przewożona do innych hut, wówczas idzie na maszynę rozlewniczą. Wylanie surowki na wstęgę

Szybkość taśmy ok $7 \div 10$ m/min. Wydajność maszyny rozlewniczej — 100 t/godz. Ciężar gąsek ok. 50 kg.

Jeśli surowka wielkopiecową przechodzi w stanie płynnym do stalowni, to posługujemy się zazwyczaj mieszalnikiem. Mieszalnik służy do gromadzenia, przechowywania i rozlewania surowki wielkopiecowej. Mieszalnik polskiej konstrukcji 600 t (rys. 7) jest mieszalnikiem beczkowym, obrotowym, opalany palnikami metalowymi, bezkominowym, zaopatrzonym w otwory wlewowe i wylkowe.

Zamykanie i otwieranie otworów wlewowych lub wylkowych następuje za pośrednictwem mechanizmu o napędzie elek-



Rys. 7. Mieszalnik 600 t — widok z przodu.

trycznym. Mieszalnik posiada dwa jednakowe mechanizmy obrotu, jeden z nich jest rezerwowy. Wychylenie mieszalnika dla wylwania surówki następuje mechanicznie za pomocą mechanizmu głównego, a beczka mieszalnika obraca się na specjalnych wieńcach rolkowych. Powrót mieszalnika do pozycji normalnej może nastąpić mechanicznie, względnie samoczynnie, co zabezpiecza od wylania surówki na wypadek uszkodzenia mechanizmu obrotu lub przerwania dopływu prądu.

Ilość surówki przy pełnym mieszalniku — 600 t. Największy kąt wychylenia w stronę wylwu = 45° , w kierunku przeciwnym = 15° .

Zgodnie z przebiegiem technologicznym surówka z mieszalnika postępuje do pieców martenowskich. Przed wojną nie wykonywano u nas dokumentacji technicznej dla pieców martenowskich dużej pojemności. Obecnie budujemy, w oparciu o własną dokumentację piece martenowskie 100 t przechylne, 150 t stałe, a w oparciu o dokumentację ze Związku Radzieckiego 180 t stałe i 340 t przechylne. Jest to olbrzymi postęp, gdy weźmie się pod uwagę, że piec martenowski pracuje w bardzo ciężkich warunkach. Przykładowo podamy charakterystykę pieca martenowskiego o pojemności 150 t o trzonie stałym. Piec ten ma powierzchnię trzonu — 65 m^2 , głębokość kąpeli 800 mm. Głowice typu Venturi, napęd kłap elektryczny. Piec ma na dole regulatory dla podgrzewu gazu i powietrza. Regeneratory pionowe z dwiema ścianami działowymi, objętość jednej pary regeneratorów 230 m^3 . Zużycie ciepła wynosi około 1200 kcal/kg stali.

Stale gatunkowe — szlachetne są wytapiane przeważnie w piecach elektrycznych. Na tym polu możemy podkreślić specjalne osiągnięcia, gdyż budujemy piece elektryczne na podstawie własnej dokumentacji technicznej. Przykładowo podajemy opis pieca elektrycznego 30 t trójfazowego. Piec ten ma pojemność 30 t z dopuszczalnym przeładowaniem o 20%. Moc transformatora 9000 kVA. Średnica elektrod — 450 mm. Średnica kąpeli — 3800 mm. Rozchód energii na roztopienie 1 tony — 450 kWh. Jeśli dodamy do tego, że przystąpiliśmy do budowy własnych transformatorów tej mocy, to jasne staną się nasze osiągnięcia w tej dziedzinie.

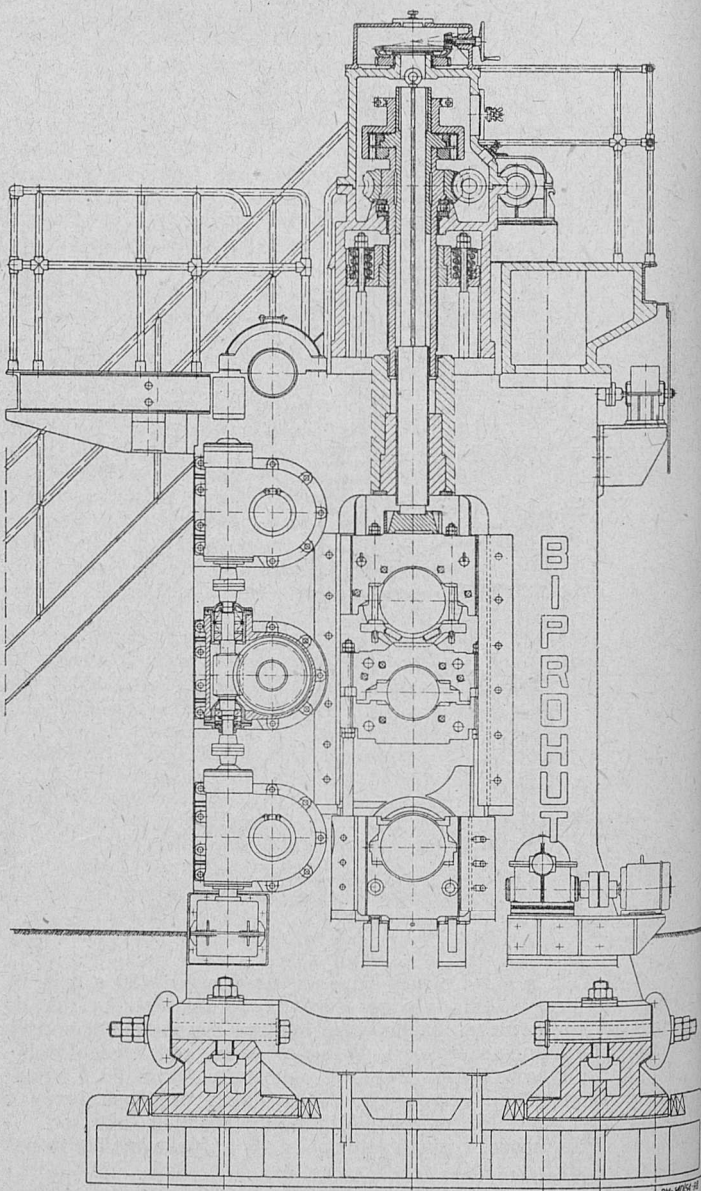
Wielkie jednostki piecowe na stalowniach dały impuls do rozwoju konstrukcji ciężkich suwnic o specjalnym przeznaczeniu. Omówimy tu przykładowo suwnicę lejniczą $Q = 300/75/15$ ton o rozpiętości 20 m. Całkowity ciężar suwnicy wynosi 460 t. Pojemność kadzi, którą unosi suwnica — 200 ton. Suwnica ma prędkość jazdy = 50 m/min. Wózek lejniczy

$v = 25,3 \text{ m/min}$, a mechanizm podnoszenia $v = 2,44 \text{ m/min}$. Moc silników dla podnoszenia $2 \times N = 110 \text{ kW}$.

Dla wyjmowania z wlewnic odlanych wlewków stalowych oraz transportu ich do pieców grzewczych służy suwnica stryperowa. Przykładowo podajemy opis suwnicy stryperowej konstrukcji polskiej o $Q = 175/25/15$ t (trójoperacyjnej), o rozpiętości 25 m. Suwnica jest przystosowana do dużych wlewków o przekrojach 600, 620 i 640×500 i 1000 mm. Ciężar suwnicy 224 tony. Mechanizm jazdy suwnicy: szybkość 79 m/min, moc 90 kW. Wózek stryperowy posiada mechanizm jazdy $v = 50 \text{ m/min}$, mechanizm podnoszenia $v = 16 \text{ m/min}$, $N = 110 \text{ kW}$, mechanizm stryperowy $v = 2,4 \text{ m/min}$, $N = 110 \text{ kW}$, mechanizm manewrowania kleszczami $N = 35 \text{ kW}$. Mechanizm udźwigu pomocniczego jest ponadto zaopatrzony w chwytak elektromagnetyczny odcimowany oraz przetwornice dla dostarczenia prądu chwytaków. Kabina suwnicy jest zaopatrzona w urządzenie klimatyzacyjne.

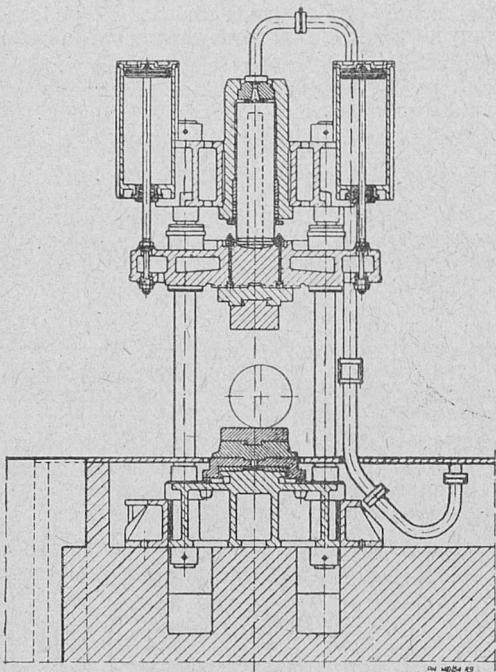
Zgodnie z przebiegiem technologicznym wlewki podlegają dalszej przeróbce plastycznej, w większości na walcowniach. Najbardziej racjonalny i ekonomiczny sposób przeróbki plastycznej dużych wlewków — to wstępne walcowanie na zgniataczu. Najbardziej nowoczesnych zgniataczy dostarczył nam łącznie z dokumentacją Związek Radziecki.

Zgniatacz o $\Phi 1150$ mm na Hucie im. Lenina może prze-walcować ponad 3 miliony ton wlewków stalowych rocznie. Jest to urządzenie na wskroś nowoczesne, w pełni zmechanizowane. Walcowni ciągłych (ryglówek) dostarcza nam Związek Radziecki oraz Czechosłowacja.



Rys. 8. Klatka walcowni uniwersalnej — przekrój poprzeczny.

Nasz główny wysiłek konstrukcyjny w dziedzinie walcowni szedł w dwóch kierunkach: modernizacji i mechanizacji istniejących walcowni oraz budowy walcowni nowych bruzdowych i blach zarówno dla stali jak i dla metali nieżelaznych. Przed



Rys. 9. Prasa 2000 ton.

wojną nie konstruowaliśmy nowych walcowni, lecz sprowadzaliśmy je z zagranicy.

Obecnie i w tej dziedzinie notujemy poważne osiągnięcia, jak uruchamianie walcowni bruzdowej małej na hucie Zawiercie, walcowni bruzdowej średniej na jednej z hut i ostatnio dużej dużej walcowni blach na hucie Pokój. Dla przybliżonego zilustrowania wielkości części urządzeń walcowniczych podajemy niektóre dane uruchomionej na jednej z hut walcowni blach uniwersalnej o maksymalnej szerokości 750 mm. Klatka walcowni o średnicy 620/500/620 uwidoczona jest w przekroju na rys. 8. Nastawienie i wyważenie walca górnego silnikiem elektrycznym $N = 50$ kW. Walec środkowy jest ruchomy,

połączony ze stołem wahadlowym i wyważony przeciwcieżarami. Panewki łożysk — żywiczne. Ciężar klatki bez walców — 145 t.

Obecnie w wykonaniu jest klatka dla walcowni blachy grubej; ciężar klatki 1000 ton. Dla tejsze walcowni w wykonaniu jest przekładnia dużej mocy (koła o ząbieniu daszkowym) o średnicy dużego koła ok. 4 m; napęd silnikiem mocy 3500 kW. Silnik ten jest również wykonywany w kraju.

Te przykłady wskazują na osiągnięcia w konstrukcji i budowie walcowni oraz pozwalają wierzyć, że wkrótce przystąpimy do wykonania zgniatacza i innych skomplikowanych nowoczesnych walcowni.

Dla przeróbki plastycznej metali zostały u nas w kraju skonstruowane różne prasy i młoty. I w tej dziedzinie w zakresie ciężkich urządzeń możemy zanotować poważne osiągnięcia. Jako przykład podajemy prasę hydrauliczną kuzienną o nacisku 2000 ton (rys. 9).

Prasa powyższa może mieć nacisk 1000 ton przy skoku roboczym 374 mm lub 2000 ton przy skoku 186 mm. Całkowity skok opuszczenia trawersy wynosi 1640 mm. Rozstaw między osiami kolumn równa się 2743/1219 mm. Ilość uderzeń przy normalnej pracy $6 \div 8$ skoków/min, przy gładzeniu — 50/60 skoków/min. Ciężar prasy wynosi ok. 300 t.

Przytaczamy również opis młota kuziennego parowo-powietrznego, przeciwbieżnego 13 tonometrów. Ciężar górnego bijaka — 11,6 ton, dolnego — 13,2 t. Ciśnienie pary (lub powietrza) dołotowe $6 \div 8$ at. Ciężar całkowity młota — 64 tony.

W elektrowniach pracują kotły polskiej konstrukcji opromieniowane, typ 40/50. Wydajność pary normalna — 40 t/h, maksymalna — 50 t/h, ciśnienie pary — 25,32 i 41 at. Temperatura pary przegrzanej do 450°C. Temperatura spalin za ekonomizerem $180 \div 200^\circ\text{C}$. Ruszt łuskowy o powierzchni 34,8 m² z podmuchem i strefową regulacją powietrza. Paliwo — miał węglowy.

Dla dopełnienia obrazu wspomnijmy, że skonstruowaliśmy okrętowe maszyny parowe o mocy 2400 KM oraz silniki spalinowe o mocy 3000 KM, dla zakładów mechanicznych — wielkie obrabiarki i wreszcie dla budownictwa — czerpaki dużej pojemności.

*
*
*

Niesposób omówić w artykule te wszystkie wielkie maszyny i urządzenia, jakie w ostatnim dziesięcioleciu zostały skonstruowane i wykonane w kraju. Podane jednak wyżej przykłady dają pojęcie o olbrzymim wysiłku biur konstrukcyjnych, fabryk wykonawczych, które dopiero za Władzy Ludowej mogły poczynić takie postępy i wydzwignęły nasz przemysł maszyn ciężkich na godne miejsce wśród krajów Europy.

Wpływ działania przegród w wymiennikach ciepła (Część I)

621.565:621.71:51

Prof. mgr inż. TADEUSZ HOBLER

Wpływ przegród na wymianę ciepła w wymiennikach rurkowych nie jest dotychczas jednolicie i pewnie ujęty. Porównanie rozmaitych metod liczenia staje się możliwe, jeżeli się wprowadzi zależność poprawki ϵ od grupy parametrów $\left(\frac{h}{D}\right) \left[\left(\frac{t}{d}\right)^2 - \left(\frac{t}{D}\right)\right]$. Wnioski prowadzą do prostego i bezpiecznego sposobu obliczania.

Ważniejsze oznaczenia i wymiary					
d	— zewnętrzna średnica rurki	m	g	— prędkość masowa	kg/m ² .godz.
$d_s = \frac{4f}{O}$	— średnica zastępcza (hydrauliczna)	m	w	— prędkość liniowa	m/sek
t	— podział rurek	m	ΔP	— opór przepływu	kg/m ²
h	— odstęp przegród	m	γ	— gęstość	kg/m ³
b	— szerokość wycięcia przegrody	m	g_x	— zamiennik układu kg (masa) na układ	
l	— szerokość jednostronnego luzu	m		kg (siła)	= 9,81 $\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{kg} \cdot \text{sek}^2}$
D	— średnica wewnętrzna wymiennika	m	n	— ilość rurek wymiennika	
H	— wysokość wewnętrzna wymiennika	m	N	— ilość przegród	
L	— długość średniej drogi przepływu	m	$Nu = \frac{ad}{\lambda}$	— liczba Nusselta	
O	— obwód zroszony	m	$Re = \frac{gd}{\eta}$	— liczba Reynoldsa	
f, F	— przekrój	m ²	$Pr = \frac{c_p \eta}{\lambda}$	— liczba Prandtla	
V	— objętość	m ³			
V	— natężenie przepływu	m ³ /sek			
G	— natężenie przepływu masy	kg/godz.			

α	— współczynnik przenikania ciepła	kcal/m ² .godz. ⁰ C
λ	— współczynnik przewodzenia ciepła	kcal/m.godz. ⁰ C
c_p	— ciepło właściwe	kcal/kg. ⁰ C
η	— współczynnik dynamiczny lepkości	kg/m.godz.

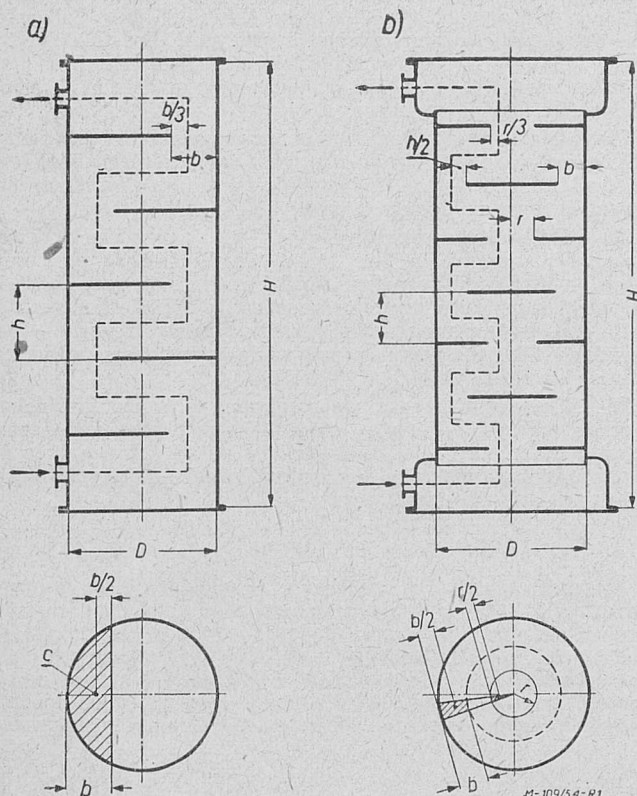
Często dla zwiększenia prędkości w przestrzeni dookoła rurek używa się przegród, które skierowują czynnik przepadłe do rurek (rys. 1). Wzory Colburna (1.1)* dla przepływu prostopadłego do pęku rurek ułożonych w szachownicę

$$Nu = 0,33 Re^{0,6} Pr^{0,33} \quad [1]$$

oraz

$$Nu = 0,26 Re^{0,6} Pr^{0,33} \quad [2]$$

dla rurek ułożonych szeregowo są słuszne pod warunkiem, że ilość rzędów rur przekracza 10 i w każdym z rzędów umieszczonych za sobą (licząc w kierunku przepływu) przepływ przebiega identycznie jak w rzędzie poprzednim, tj. z jednakowymi



Rys. 1.

prędkościami, tak co do wielkości jak i kierunku. W liczbę Reynoldsa tych wzorów wstawia się prędkość masową w szczelinach między rurekami, która jest większa od prędkości masowych liczonych w innych przekrojach pęku, tj. przed czy za danym rzędem rur. Dlatego często oznacza się ją symbolem g_{max} . Jako wymiar liniowy wchodzi we wzory średnica zewnętrzna rurki.

W przypadku użycia przegród w aparacie o przekroju okrągłym wysuną się dwa zagadnienia:

1) Jaką przyjąć prędkość obliczeniową g_{max} skoro w każdym z następujących po sobie rzędów rur prędkość między rurekami jest inna?

2) Jak należy poprawić wzory ustalone dla założeń poprzednio podanych, o ile w ogóle dadzą się skorygować, aby bezpiecznie uwzględniały zmiany kierunku przepływu oraz wpływ niebezpieczeństwa przegród?

Ponieważ zastosowanie przegród w wymiennikach przemysłowych jest ogromnie częste, odpowiedź jasna na te pytania jest dla konstruktora sprawą dużej wagi. Tymczasem większość podręczników milczy na ten temat albo zbywa go ogólnikami, a piśmiennictwo jest bardzo skąpe. Przyczyny należy szukać w tym, że zagadnienie to nie jest jeszcze ostatecznie i dość precyzyjnie opracowane, a sposoby liczenia nie są jednolite. Przebadanie systematyczne bardzo wielu układów rurek

i przegród w aparatach przemysłowych może dać dopiero definitywną odpowiedź.

Autor niniejszej pracy, stosując (z drobną modyfikacją) metodę niżej podaną, sprawdzał szereg wymienników przemysłowych, otrzymując praktycznie zadowalającą zgodność z rzeczywistością. Sposób ten zostanie omówiony i poddany porównaniu z innymi metodami proponowanymi w literaturze.

1) Założmy normalny, najczęściej używany heksagonalny układ rurek (rys. 2). W układzie takim odstęp między rurekami tworzą trójkąty równoboczne. Zatem:

$$a = \frac{t}{2} \sqrt{3} = 0,866 t. \quad [3]$$

Weźmy, pod uwagę element objętości V_e , którego podstawą tworzy powierzchnia f_{sw} zakreskowana na szkicu (rys. 2a), a wysokość h jest równa odstępowi przegród. Wtedy:

$$f_{sw} = a t - \frac{d^2 \pi}{4} \quad [4]$$

$$V_e = \left(a t - \frac{d^2 \pi}{4} \right) h. \quad [5]$$

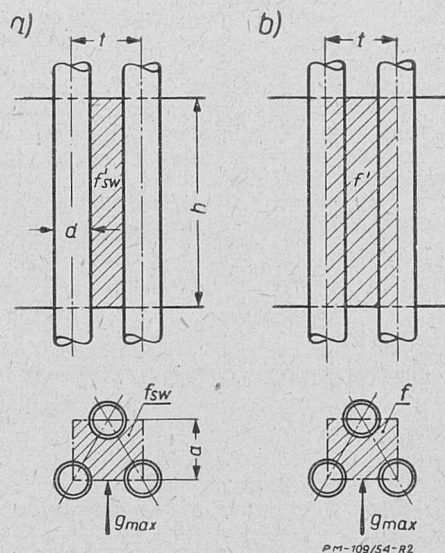
Z takich elementów składa się całkowita objętość wolna aparatu, tj. nie zajęta rurekami, jeżeli pominiemy lokalne nieregularności dotyczące rozmieszczenia rurek przy ścianie i na narożach sześcioboków utworzonych przez układ rurek.

Średni przekrój elementu, prostopadły do kierunku przepływu zaznaczonego na szkicu strzałką, wyrazi zależność:

$$f_{es} = \frac{V_e}{a} = \left(a t - \frac{d^2 \pi}{4} \right) h. \quad [6]$$

Przekrój zaś między rurekami (który jest mniejszy) wyniesie:

$$f'_{sw} = (t - d) h. \quad [7]$$



Rys. 2.

Stąd przy wykorzystaniu związków [6] i [3]:

$$\frac{f'_{sw}}{f_{es}} = \frac{(t - d) a}{\left(a t - \frac{d^2 \pi}{4} \right)} = \frac{1 - \frac{d}{t}}{1 - 0,9 \left(\frac{d}{t} \right)^2},$$

czyli

$$f'_{sw} = f_{es} \frac{1 - \frac{d}{t}}{1 - 0,9 \left(\frac{d}{t} \right)^2} \quad [8]$$

*) Spis literatury zostanie zamieszczony przy części II artykułu w zeszycie następnym.

Takim samym stosunkiem wyrażałby się przekrój najmniejszy (między rurekami) do przekroju średniego w całym wy-

mienniku, gdyby czynnik płynął wszędzie prostopadle do rur. Przyjawszy takie upraszczające założenie możemy napisać:

$$F'_{sw} = F_{min} = F_s \frac{1 - \frac{d}{t}}{1 - 0,9 \left(\frac{d}{t}\right)^2} \quad [9]$$

Średni przekrój przepływu w całym wymienniku F_s znajdziemy w przybliżeniu ze wzoru:

$$F_s \cdot L = V_{\text{aparatu całkow.}} - V_{\text{rurek i przegród}} = V - V_r,$$

drogę zaś przepływu L wyznaczymy dla środkowej nitki strumienia rysując zygzakowatą linię w szkic aparatu, jak przedstawiono na rys. 1.

Skoro:

$$F_s = \frac{V - V_r}{L}, \quad [10]$$

to przekrój między rurkami potrzebny do obliczenia przeciętnej prędkości g_{max} będzie:

$$F_{min} = \frac{V - V_r}{L} \left[\frac{1 - \frac{d}{t}}{1 - 0,9 \left(\frac{d}{t}\right)^2} \right] \quad [11]$$

Jeżeli wyrażenie w nawiasie, którego wartości podaje załączony wykres na rys. 3, oznaczmy przez ψ , wtedy:

$$F_{min} = \frac{V - V_r}{L} \psi \quad (m^2). \quad [12]$$

Wzór ten można uprościć, jeżeli pominie się objętość zajmowaną przez przegrody oraz przyjmie równomierne rozmieszczenie rurek w całym przekroju (co zazwyczaj przy obwodzie wymiennika dokładnie nie zachodzi). Wtedy:

$$\frac{V_r}{V} \cong \frac{d^2 \frac{\pi}{4}}{a t} = 0,9 \left(\frac{d}{t}\right)^2, \quad [13]$$

a

$$V - V_r = V \left[1 - 0,9 \left(\frac{d}{t}\right)^2 \right],$$

czyli

$$F_{min} \cong \frac{V}{L} \left(1 - \frac{d}{t} \right) \quad (m^2). \quad [14]$$

Ta postać wzoru jest oczywiście prostsza, przekonamy się jednak, że wielkość ψ , którą wyeliminowaliśmy, oddaje pewne usługi przy innych rozważaniach.

Analogicznym wyprowadzeniem znajdziemy dla układu szeregowego rurek (w kwadrat), co rzadko bywa stosowane:

$$F_{min} = \frac{V - V_r}{L} \left[\frac{1 - \frac{d}{t}}{1 - 0,795 \left(\frac{d}{t}\right)^2} \right] = \frac{V - V_r}{L} \psi', \quad [15]$$

albo przy uproszczeniach jak w poprzednim przypadku:

$$F_{min} \cong \frac{V}{L} \left(1 - \frac{d}{t} \right),$$

co jest identyczne ze wzorem [14].

Wyznaczwszy przeciętny przekrój między rurkami F_{min} znajdziemy przeciętną obliczeniową prędkość masową

$$g_{max} = \frac{G}{F_{min}} \quad (kg/m^2 \text{godz}) \quad [16]$$

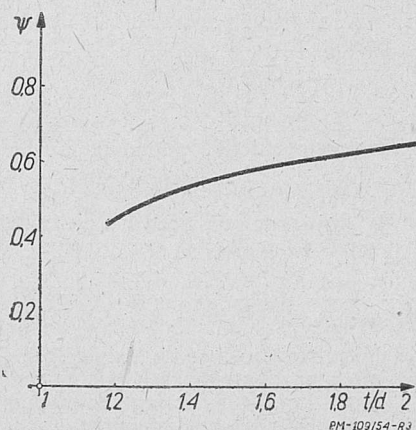
Blіszszego omówienia wymaga jeszcze sposób rysowania zastępczej drogi strumienia L . Prostsze jest wyznaczać ją dla nitki strumienia przechodzącej przez środki otworów widzianych w przekroju pionowym aparatu, właściwe jednak dla nitki biegnącej przez środki ciężkości przekrojów, którymi poszczególne strugi płyną. Szkic 1 podaje dwa różne wykonania przegród, a to:

A) przegród segmentowych

B) przegród współśrodkowych

W układzie A) przepływ pionowy odbywa się przekrojem, który jest odcinkiem koła o strzałce b (rys. 1. A). Dla uproszczenia traktujemy taki przekrój w przybliżeniu jako trójkątny i wtedy umiejscowimy jego środek ciężkości w odległości $\frac{b}{3}$ od brzegu przegrody.

W wykonaniu B) przepływ pionowy odbywa się na przemian, raz przekrojem zewnętrznym pierścieniowym o szerokości b , raz przekrojem wewnętrznym kołowym o promieniu r . Dzieląc strumień na strugi płynące przez elementy przekrojów wolnych (zakreskowane na rys. 1. B.), możemy środek ciężkości każdego elementu zewnętrznego umieścić w odległości $\frac{b}{2}$ od zewnętrznego brzegu przegrody, wzgl. w odległości $\frac{r}{3}$ od wewnętrznego brzegu otworu przegrody pierścieniowej. W obu przypadkach stosujemy przybliżenie traktując element przekroju zewnętrznego jako prostokąt, a element przekroju wewnętrznego jako trójkąt.



Rys. 3.

Długość zastępczej drogi L daje się wyrazić wtedy w przypadku A) wzorem:

$$L_A = (H - h) + \frac{H}{h} \left(D - \frac{4}{3} b \right) + \frac{4}{3} b \quad (m), \quad [17]$$

a w przypadku B):

$$L_B = (H - h) + \frac{H}{h} \left(\frac{D}{2} - \frac{2}{3} r - \frac{b}{2} \right) + b \quad (m). \quad [18]$$

Zauważyć należy, że układ B) na rys. 1 przewiduje rozszerzenie płaszczyzny w kształcie komory dolotowej i odlotowej, ułatwiającej promieniowemu przepływu w skrajnych partiach wymiennika. Komory mogą być zastąpione kilkoma (co najmniej dwoma) doprowadzeniami czy odprowadzeniami czynnika. Jednostronny dopływ czy odpływ jednym tylko króćcem zmienia przepływ promieniowy na jednokierunkowy od osi wymiennika ku króćcowi, wyłącza zatem część powierzchni od pracy. Pomimo to przy długim wymienniku i małych odstępach przegród może to być stratą powierzchni tak małą, że wykonanie takie staje się możliwe.

Dla wszystkich innych układów nie przedstawionych na rys. 1 podobny sposób rozumowania pozwoli wyznaczyć długość zastępczej drogi L , uwzględniając dowolne wymiarowanie przegród, przy czym rysunek szczegółowy jest zbędny i wystarcza orientacyjny schemat odrębny.

Ponieważ niektóre wyrazy grają mniejszą rolę w równaniach na L_A i L_B , można dla obliczeń szacunkowych przyjąć:

$$L_A = \frac{H D}{h}, \quad [19]$$

$$L_B = \frac{H D}{2 h} \quad [20]$$

Jak z tych wzorów widać, trzeba przewidzieć około dwukrotnie mniejszy odstęp przegród h w układzie B), aby uzyskać tę samą drogę przepływu, co w układzie A), a tym samym tę samą prędkość obliczeniową g_{max} przy nie zmienionych innych warunkach.

2) Obliczenia α przeprowadzone wzorami [1] czy [2] przy użyciu obliczeniowej prędkości masowej g_{max} wg związku [16] dadzą w wyniku wartości za wysokie, nie uwzględniają bowiem dwu okoliczności:

a) Przepływ nie jest na całej swej drodze prostopadły do rurek jak założono, ale na pewnych odcinkach jest do rurek równoległy.

b) Przegrody nie są zupełnie szczelne i nieszczelności te przepuszczają pewną ilość czynnika z ominięciem drogi pożądaney.

Obydwa odchylenia od idealnego schematu przepływu odbijają się niekorzystnie na wymianie ciepła.

a) Ścisłe porównanie współczynników α dla obu rodzajów przepływu, tj. równoległego i prostopadłego, występujących w aparacie z przegrodami, nie jest możliwe, gdyż przepływ, który nazwaliśmy równoległym będzie w rzeczywistości na skutek równoczesnej zmiany kierunku i krótkiej drogi silniej zaburzony, jak klasyczny przepływ równoległy. Niemniej, porównując wzory na α przepływu równoległego i prostopadłego, możemy wyrobić sobie pewien orientacyjny pogląd. Jeżeli dla przepływu równoległego np. dość lekko cieczy przy układzie heksagonalnym rurek użyjemy zgodnie z zaleceniami Chiltona i Drew (l. 2) wzoru:

$$(Nu)_{de} = 0,023 (Re)_{de}^{0,8} Pr^{0,33}, \quad [21]$$

przy czym wymiarem liniowym jest średnica zastępcza d_e , a dla przepływu prostopadłego wzoru [1]:

$$(Nu)_d = 0,33 (Re)_d^{0,6} Pr^{0,33},$$

gdzie wymiarem liniowym jest średnica zewnętrzna rurki, to dla identycznej prędkości masowej otrzymamy:

$$\frac{\alpha_{równol.}}{\alpha_{prost.}} = \frac{0,023}{0,33} \left(\frac{d_e}{d} \right)^{0,4} (Re)_{de}^{0,2}. \quad [22]$$

Przekrój wymiennika prostopadły do podłużnej osi możemy uważać za sumę elementów o bokach a i t (rys. 2). Średnica zastępcza d_e , znaleziona dla takiego elementu, odpowiadać będzie z dużym przybliżeniem średnicy zastępczej, obliczonej dla dowolnego całkowitego przekroju. Jeżeli zatem:

$$d_e = \frac{4 f_{sw}}{O},$$

a ze związku [4]

$$f_{sw} = a t - \frac{d^2 \pi}{4},$$

przy czym $a = 0,866 t$, zaś obwód zroszony $O = d\pi$, otrzymujemy:

$$d_e = 4 \frac{a t - \frac{d^2 \pi}{4}}{d \pi} = d \left[1,105 \left(\frac{t}{d} \right)^2 - 1 \right]. \quad [23]$$

Tym samym:

$$\frac{\alpha_r}{\alpha_p} = \frac{0,023}{0,33} \left[1,105 \left(\frac{t}{d} \right)^2 - 1 \right]^{0,4} (Re)_{de}^{0,2}. \quad [24]$$

Dla różnych $\left(\frac{t}{d} \right)$ oraz np. $(Re)_{de} = 100\,000$ otrzymujemy wartości tego stosunku jak niżej:

$$\frac{t}{d} = 1,25 \quad 1,35 \quad 1,5 \quad (2)**$$

$$\frac{\alpha_r}{\alpha_p} = 0,612 \quad 0,697 \quad 0,83 \quad (1,16)$$

Nie należy jednak zapominać, że tylko pewna część powierzchni pracować będzie przy zmienionym współczynniku α_r . Np. w przypadku użycia tzw. przegrody 25%, bardzo często stosowanej, tj. o strzałce wycięcia przegrody $b = 0,25 D$, tylko około 20% wszystkich rurek będzie wymieniać ciepło w odmiennych warunkach. Na skutek tego przeciętna wartość współczynnika α zmieni się zaledwie o kilka procent, o ile oczywiście prędkości (prostopadła i równoległa) będą zbliżone. Jeżeli się jeszcze zważy, że burzliwość rzeczywistego przepływu równoległego w aparacie jest na pewno większa jak w przepływie równoległym teoretycznym przez gwałtowną zmianę kierunku, możemy się spodziewać raczej wyższych wartości

***) normalnie nie stosowane.

$\frac{\alpha_r}{\alpha_p}$ jak wynikające z powyższego porównania. Tym samym wydaje się że częściowe występowanie przepływu równoległego w wymienniku z przegrodami wpływać będzie na wymianę ciepła tylko całkiem nieznacznie. Wniosek ten wyjaśnia, dlaczego przyjęto dla rozważań jako model idealny przepływ prostopadły do rurek w całej objętości wymiennika. Na nieznaczne zmiany współczynnika α , spowodowane przepływem równoległym, powinien wpływać w pewnym stopniu stosunek $\left(\frac{t}{d} \right)$ oraz słabej

liczba *Reynoldsa*. Obniżaniu tych wartości towarzyszyłby pewien spadek α przeciętnych. Wpływ liczby *Reynoldsa* jest skądinąd bardzo wątpliwy wobec badań *Donohuego* (l. 3), który znalazł zależność α_r w przepływie równoległym do rurek od $Re^{0,6}$, a nie od $Re^{0,8}$.

b) Dalszym powodem obniżenia się przeciętnego współczynnika α są nieszczelności przegród dwójakiego rodzaju. Są to nieszczelności luzów między przegrodami a ścianą wymiennika oraz luzów między rurkami a krawędziami wierceń w przegrodach.

Pierwszy rodzaj nieszczelności powoduje, że pewna ilość czynnika omija zupełnie pęk rurek płynąc wzdłuż ściany aparatu. *Short* (l. 4)) i *Tinker* (l. 5) badali specjalnie wpływ tego luzu dla przegród segmentowych w granicach od 0,38 ÷ 3,24 mm (szerokość jednostronnego luzu) w wymiennikach o średnicy 152 ÷ 265 mm Φ , przy przepływie cieczy i stwierdzili, że zwiększanie luzu o tych granicach może obniżyć przeciętny współczynnik α maksymalnie o 20%.

Na skutek nieszczelności drugiego rodzaju, tj. luzów dookoła rurek, czynnik styka się wprawdzie z rurkami, ale spada prędkość przepływu prostopadłego do rurek poniżej wartości zmierzonej.

Dalsze rozpatrywanie musimy ze względu na odrębne źródła rozdzielić na osobne omówienie przegród segmentowych i współśrodkowych.

A) Przegrody segmentowe

Bowman (l. 5) próbował określić jak zmniejsza się przy użyciu przegród segmentowych i przy normalnych luzach prędkość skierowana prostopadle na skutek nieszczelności. Badając doświadczalnie zmiany współczynnika α w porównaniu z wynikami wzoru [1] *Colburna* wyliczał prędkości jakich trzeba by użyć, żeby otrzymać w przybliżeniu zgodność z powyższym równaniem. Prędkość tę określił równaniem:

$$g = \frac{G}{F_o + 1,25 K d n}, \quad [25]$$

gdzie F_o — przekrój porównawczy obliczeniowy przepływu prostopadłego między rurkami (sq ft)

d — średnica rurki (ft)

n — ilość rurek

$K = 0,01$ — współczynnik nieszczelności znaleziony doświadczalnie (ft).

Przy zupełnie szczelnych przegrodach prędkość masowa w przekroju F_o byłaby:

$$g_o = \frac{G}{F_o}. \quad [26]$$

Stąd:

$$\frac{g}{g_o} = \frac{1}{1 + \frac{1,25 K d n}{F_o}}$$

Wstawiając za K liczbową wartość wyżej podaną i przechodząc na układ metryczny wymiarowania, otrzymamy:

$$\frac{g}{g_o} = \frac{1}{1 + \frac{0,00381 d n}{F_o}}. \quad [27]$$

Stała 0,00381 jest wtedy wielkością wymiarowaną w metrach. Dla wyjaśnienia tego związku a następnie przekształcenia przeprowadzimy następujące rozumowanie:

możemy w myśli rozdzielić całkowity strumień V_c czynnika na 2 strumienie. Jeden płynący między przegrodami prostopadle do rurek V i drugi V' płynący równoległe do rurek nieszczelnościami. Wtedy:

$$V_c = V + V' = w F_o + w' F',$$

gdzie F' — przekrój sumaryczny nieszczelności
 w — prędkość rzeczywista w przekroju F_o
 w' — prędkość średnia w przekroju F' .

Opór przepływu prostopadłego:

$$\Delta P = C^2 L \frac{w^2}{2 g_z} \gamma r,$$

gdzie r — ilość mijanych przez czynnik rzędów rur
 C — współczynnik wiążący prędkość przeciętną z prędkością w .

Opór przepływu równoległego nieszczelnościami:

$$\Delta P' = L' \frac{w'^2}{2 g_z} \gamma N,$$

gdzie N — ilość przegród.

Ponieważ całkowity spadek ciśnienia jest dla obydwu strumieni ten sam, zachodzić powinna przy założeniu stosunkowo małej zmienności współczynników przybliżona równość:

$$w' = C' w \sqrt{\frac{r}{N}}.$$

Stąd

$$V_c = w F_o + C' w F' \sqrt{\frac{r}{N}}.$$

Gdyby nie było nieszczelności obowiązywałby związek:

$$V_c = w_o F_o.$$

Z porównania otrzymamy prędkość prostopadłą rzeczywistą:

$$w = \frac{w_o F_o}{F_o + C' F' \sqrt{\frac{r}{N}}},$$

albo

$$\frac{w}{w_o} = \frac{g}{g_o} = \frac{1}{1 + C' \frac{F'}{F_o} \sqrt{\frac{r}{N}}} \quad [28]$$

Sumaryczny przekrój nieszczelności jest proporcjonalny do ilości rurek n , obwodu rurek $d\pi$ oraz szerokości luzu l .

$$F' = C'' n d \pi l \quad [29]$$

Ilość rzędów które czynnik mija w przepływie prostopadłym wynosi w przybliżeniu:

$$r = \frac{D - b}{0,866 t} (N + 1).$$

Stąd po skreśleniu wyrazów mało znaczących:

$$\sqrt{\frac{r}{N}} = 1,075 \sqrt{\frac{D}{t}}. \quad [30]$$

Ostatecznie:

$$\frac{g}{g_o} = \frac{1}{1 + \frac{(C''' \pi l 1,075 \sqrt{\frac{D}{t}}) d n}{F_o}} \quad [31]$$

Ponieważ wyraz $\sqrt{\frac{D}{t}}$ jest stosunkowo niezbyt silnie zmienny

i wynosi np. dla 109 rurek 3,26 a dla 211 rurek 3,89, wielkość zaś luzu l w normalnych wykonaniach jest również dość stała, jest dostatecznie sprawiedliwie zastąpić wyrażenia w nawiasie pewną przeciętną stałą. Jeżeli wartość tej stałej przyjmujemy zgodnie z Bowmanem 0,00381, otrzymamy wzór identyczny z jego równaniem [27]:

$$\frac{g}{g_o} = \frac{1}{1 + \frac{0,00381 d n}{F_o}}$$

Gdybyśmy chcieli mu nadać postać wyraźnie bezwymiarową wystarczy wyodrębnić wyraz l , przyjąwszy jego wartość jak dla rury jednocalowej najczęściej stosowanej $l = 0,5 \text{ mm} = 0,0005 \text{ m}$ i napisać:

$$0,00381 = l \frac{0,00381}{0,0005} = 7,6 l.$$

Wtedy:

$$\frac{g}{g_o} = \frac{1}{1 + \frac{7,6 l d n}{F_o}}. \quad [32]$$

Jako przekrój porównawczy obiera Bowman przekrój wyrażony zależnością:

$$F_o = h [D - d (1,27 n)^{0,5}]. \quad [33]$$

Znaczenie tego wzoru wyjaśnia się, jeżeli wyeliminujemy ilość rurek n przy pomocy znanego równania:

$$\frac{D}{t} \cong 0,94 + \sqrt{\frac{n - 3,7}{0,907}}. \quad [34]$$

Przy większej ilości rurek można użyć przybliżenia dalszego:

$$\frac{D}{t} \cong \sqrt{\frac{n}{0,907}} \quad \text{czyli} \quad n \cong 0,907 \left(\frac{D}{t}\right)^2. \quad [35]$$

Zatem

$$F_o = D h \left(1 - 1,072 \frac{d}{t}\right) \cong D h \left(1 - \frac{d}{t}\right). \quad [36]$$

Jak widzimy, przekrojem porównawczym jest u tego autora przekrój między rurkami wzdłuż średnicy wymiennika pomiędzy sąsiednimi przegradami. Wstawiając tę zależność we wzór [32] otrzymamy:

$$\frac{g}{g_o} = \frac{1}{1 + \frac{7,6 l d n}{D h \left(1 - \frac{d}{t}\right)}}. \quad [37]$$

Wprowadzając dalej we wzór ostatni wykorzystany już raz związek [35] oraz na wielkość luzu zależność $l = \beta d$, a wreszcie przyjmując $\beta \cong 0,02$ (jak dla rury jednocalowej), przekształcimy funkcję proponowaną przez Bowmana do postaci:

$$\frac{g}{g_o} \cong \frac{1}{1 + \frac{6,9 \beta}{x}} = \frac{1}{1 + \frac{0,138}{x}}, \quad [38]$$

gdzie

$$x = \left(\frac{h}{D}\right) \left[\left(\frac{t}{d}\right)^2 - \left(\frac{t}{d}\right)\right]. \quad [39]$$

Stosunek prędkości rzeczywistej*** g do obliczeniowej g_o w przekroju F_o wyrażony jest wtedy przy pomocy tylko dwu charakterystycznych stosunków $\left(\frac{h}{D}\right)$ i $\left(\frac{t}{d}\right)$ i pozwala rozpatrywać zagadnienie bez względu na wielkości wymiennika. Żeby się zorientować jakie wartości x wchodzi w rachubę, wyliczono zależną tablicę (tabl. I). Wartości obwiedzione można uważać za normalne, inne za niewskazane.

TABLICA I

Wartości $x = \left(\frac{h}{D}\right) \left[\left(\frac{t}{d}\right)^2 - \left(\frac{t}{d}\right)\right]$

$\frac{h}{D}$	t/d				
	1,25	1,35	1,5	1,75	2
0,2	0,062	0,094	0,15	0,262	0,4
0,25	0,078	0,118	0,187	0,327	0,5
0,3	0,093	0,141	0,225	0,393	0,6
0,35	0,108	0,165	0,262	0,459	0,7
0,4	0,124	0,188	0,300	0,524	0,8
0,45	0,139	0,212	0,338	0,590	0,9
0,5	0,155	0,235	0,375	0,655	1,0

Wg Bowmana wprowadzenie w równanie [1] i [2] prędkości rzeczywistej g , występującej w przekroju F_o , uzgadnia w przybliżeniu te równania z wynikami doświadczalnymi. Należy wtedy funkcję liczby Reynoldsa wyznaczyć wzorem:

$$(Re)_g^{0,6} = \left(\frac{g d}{\eta}\right)^{0,6}.$$

*** Prędkość tę nazwano „rzeczywistą“ dla jasności rozumowania jakkolwiek nie mamy żadnej pewności, że taka właśnie prędkość rzeczywiste panuje. To, że wg Bowmana spełnia ona równanie Colburna, nie jest wystarczającym dowodem.

Wynik będzie oczywiście identyczny, jeżeli wyrażenie to zastąpi się następującym:

$$(Re)_g^{0,6} = \left(\frac{g_o}{\eta}\right)^{0,6} \left(\frac{g}{g_o}\right)^{0,6} = (Re)_{g_o}^{0,6} \varepsilon_o, \quad [40]$$

przy czym poprawkę ε_o znajdziemy wzorem:

$$\varepsilon_o = \left(\frac{g}{g_o}\right)^{0,6} = \left(\frac{1}{1 + \frac{0,138}{x}}\right)^{0,6}. \quad [41]$$

Wartość jej podaje tabl. II.

TABLICA II

Wartość poprawki $\varepsilon_o = \left(\frac{1}{1 + \frac{0,138}{x}}\right)^{0,6}$ odniesionej do

równań Colburna przy zastosowaniu prędkości obliczeniowej g_o .

x	$\frac{g}{g_o}$	ε_o
0,05	0,266	0,451
0,1	0,421	0,594
0,2	0,592	0,729
0,3	0,655	0,797
0,4	0,744	0,836
0,5	0,784	0,865
0,6	0,812	0,884
0,7	0,835	0,898
0,8	0,852	0,911
0,9	0,867	0,918
1,0	0,879	0,926

Wyciągnięcie powyższe odnosi się do rurek około 25 mm średnicy, dla których przyjęto wielkość jednostronnego luzu $l = \beta d \cong 0,02d$. Dla tych warunków sprawdza się obserwacja *Bowmana*, że:

$$K \cong 7,6 l = 7,6 \beta d = 0,0038 \text{ (m)}.$$

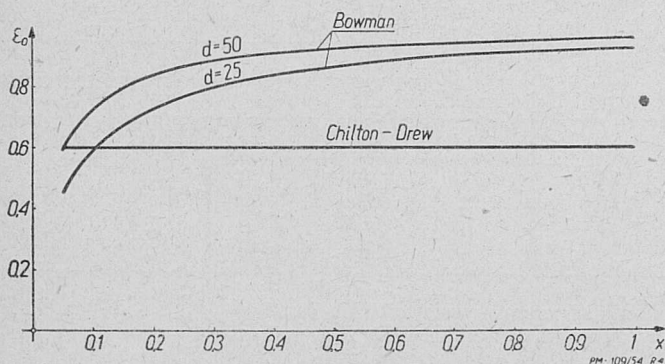
Dla innej średnicy rurek wielkość K pozostanie także prawie stałą, gdyż dla rurek większej średnicy luz będzie mniejszy. I tak dla rur $\sim 50 \text{ mm } \phi$ będzie można przyjąć luz jednostronny $l \cong 0,01 d$ czyli $\beta \cong 0,01$. W rachunku podanym nie uwzględniliśmy jednak jeszcze zmienności β . Dla $\beta = 0,01$ wzór [41] przechodzi w alternatywę:

$$\varepsilon_o = \left(\frac{1}{1 + \frac{0,069}{x}}\right)^{0,6}, \quad [41a]$$

co prowadzi do następujących wartości ε_o :

x	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	1
ε_o	0,594	0,729	0,797	0,836	0,865	0,884	0,898	0,911	0,918	0,926	0,96

Załączony wykres (rys. 4) podaje obydwie krzywe dla $\beta = 0,02$ (rury $\sim 25 \text{ mm } \phi$) i $\beta = 0,01$ (rury $\sim 50 \text{ mm } \phi$), a równocześnie propozycję *Chiltona i Drewa*, opartą na korela-



Rys. 4.

cji *Bowmana*. Propozycja ta zaleca, aby używać poprawki o stałej wartości $\varepsilon_o = 0,6$, co byłoby przyjęciem dolnej granicy, odpowiadającej $x \cong 0,1$ a zatem zaleceniem dość konserwatywnym.

Na wykresie zwraca uwagę badzo gwałtowny spadek ε_o poniżej wartości $x = 0,15$, co nie odpowiada doświadczeniom innych badaczy. Rozważania *Donohuego* przeprowadzane na

podstawie danych szeregu autorów doprowadziły do wniosku, że opisana korelacja *Bowmana* jest niedokładna, gdyż nie uwzględnia sposobu wycięcia przegród. Autor ten proponuje użycie w miejsce prędkości obliczeniowej g_o liczonej dla przekroju osiowego wymiennika F_o , pewną prędkość średnią, wyznaczaną dość skomplikowanie.

W odróżnieniu od propozycji cytowanego autora, ale idąc za tą samą intencją, wprowadzmy jako prędkość obliczeniową wielkość otrzymaną równaniem [16]:

$$g_{max} = \frac{G}{F_{min}},$$

która również uwzględnia kształt przegród. Dla pewnego przekroju F_o oraz natężenia przepływu prędkości g_o jest stałą, podczas gdy g_{max} zmienną, w zależności od wycięcia przegród. Stosunek tych prędkości wynosić będzie:

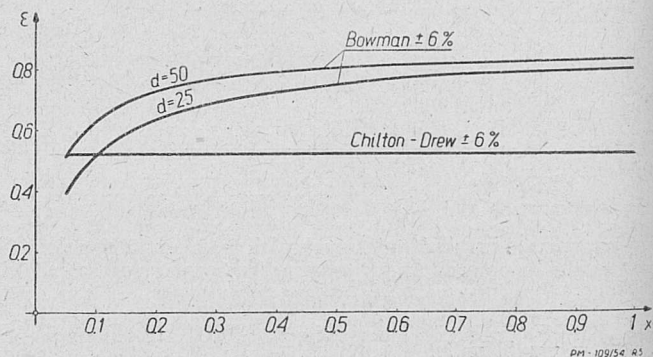
$$\frac{g_o}{g_{max}} = \frac{F_{min}}{F_o},$$

a że wg równania [14] i [36]:

$$F_{min} = \frac{V}{L_A} \left(1 - \frac{d}{t}\right); \quad F_o = D h \left(1 - \frac{d}{t}\right)$$

$$\frac{g_o}{g_{max}} = \frac{V}{L_A D h}. \quad [42]$$

Stosunek ten będzie oczywiście zmienny w zależności od drogi zastępczej L_A , uwzględniającej kształt przegród. Wartości jednak, jak wykazują szczegółowe przeliczenia, wahać się będą z rozrzutem $\pm 10\%$ około wartości $\frac{\pi}{4}$. Wartość tę otrzymu-



Rys. 5.

jemy również, jeżeli wstawimy za L_A wzór przybliżony [19]:

$$L_A \cong \frac{H D}{h}.$$

Wtedy bowiem:

$$\frac{g_o}{g_{max}} = \frac{\pi}{4} \pm 10\%. \quad [43]$$

Korelacja *Bowmana* da się zatem wyrazić po zmianie prędkości obliczeniowej tylko w sposób przybliżony. Jeżeli we wzorach Colburna w ślad za *Bowmanem* wyrazimy $(Re)_g^{0,6}$ wzorem:

$$(Re)_g^{0,6} = \left(\frac{g_{max}}{\eta}\right)^{0,6} \left(\frac{g_o}{g_{max}}\right)^{0,6} \left(\frac{g}{g_o}\right)^{0,6},$$

to wstawiając znane już wartości:

$$\left(\frac{g}{g_o}\right)^{0,6} = \varepsilon_o; \quad \left(\frac{g_o}{g_{max}}\right)^{0,6} \cong \left(\frac{\pi}{4}\right)^{0,6} \pm 6\% = 0,87 \pm 6\%,$$

otrzymamy:

$$(Re)_g^{0,6} = (Re)_{g_{max}}^{0,6} \varepsilon, \quad [44]$$

gdzie

$$\varepsilon = 0,87 \cdot \varepsilon_o \pm 6\%. \quad [45]$$

Załączony wykres (rys. 5) podaje poprawki jakich należałoby użyć, gdybyśmy stosowali równania Colburna [1] i [2] przy prędkości obliczeniowej g_{max} oraz traktowali korelację *Bowmana* jako obowiązującą. Podaje on również poprawkę *Chiltona i Drewa*, przeliczoną na nowe warunki:

$$\varepsilon = 0,6 \cdot 0,87 \pm 6\% = 0,522 \pm 6\%. \quad [46]$$

Zmianę współczynnika α na skutek zastąpienia układu heksagonalnego układem szeregowym rurek uwzględnia już zmiana stałej w równaniach [1] i [2]. Poprawka zatem ε pozostaje ta sama dla obydwu przypadków. (c.d.n.)

Praca zespołowa dźwigów przy podnoszeniu ciężarów przekraczających udźwig pojedynczych jednostek

621.873/4: 621.869.4

Mgr inż. CZESŁAW MŁOTKOWSKI

W artykule niniejszym omówiono: rolę i znaczenie pracy zespołowej dźwigów; środki zapewniające niezmienną obciążenia współpracujących jednostek (w tym synchronizację mechanizmów i zasady konstrukcji belki nośnej). Poza tym artykuł zawiera szereg uwag na temat przygotowania pracy zespołowej i jej przebiegu.

I. UWAGI WSTĘPNE

1. Rola i znaczenie pracy zespołowej dźwigów

W przemyśle zachodzi niejednokrotnie konieczność podnoszenia ciężarów przekraczających udźwig jednostek dźwigowych stojących do dyspozycji. Jest to wynikiem niedostateczności istniejących urządzeń, niemożliwości otrzymywania w dostatecznym krótkim terminie jednostek o potrzebnym udźwigu lub trudności w zastosowaniu ich w danych warunkach. Tego rodzaju sytuacja zaistniała np. w przemyśle stoczniowym.

Wprowadzenie nowoczesnej metody prefabrykacyjnej budowy statków uzależnione jest od zwiększenia nośności żurawi pochylniowych. Ciężar aktualnie projektowanych zespołów do montażu na pochylni dochodzi do 60 ÷ 70 t, zaś maksymalny udźwig istniejących żurawi wynosi 20 do 27,5 t. Budowa nowych, ciężkich jednostek dźwigowych, które mogłyby zadość uczynić stawianym wymaganiom, trwałaby kilka lat, byłaby kosztowna i czasami ze względów terenowych — niemożliwa. Z drugiej strony nie możemy przewidzieć, jakie będą wymagania stawiane dźwigom pochylniowym w niedalekiej nawet przyszłości. Dyskusja na temat najbardziej celowej wielkości udźwigu ciągle jeszcze trwa; jedni stosują na każdym z torów po 2 dźwigi średniej wielkości ($Q = 20$ do $27,5$ t), inni — jeden ciężki ($Q = 35$ do 45 t), jeszcze inni wreszcie — jeden ciężki i jeden lżejszy.

W tej sytuacji najbardziej celowym rozwiązaniem wydaje się stosowanie pracy zespołowej dźwigów. Uzyskujemy w ten sposób możliwość montażu ciężkich elementów przy niewielkim nakładzie inwestycyjnym.

2. Warunek stosowalności pracy zespołowej dźwigów

Podnoszenie ciężarów przekraczających udźwig pojedynczych jednostek dźwigowych może mieć miejsce pod warunkiem wykluczenia przeciążenia dźwigów i zapewnienia całkowitego bezpieczeństwa pracy.

II. ŚRODKI ZAPEWNIAJĄCE NIEZMIENNOŚĆ OBCIĄŻEN WSPÓŁPRACUJĄCYCH DŹWIGÓW

Warunek bezpieczeństwa przede wszystkim wymaga zapewnienia niezmienności obciążeń poszczególnych dźwigów. Cel ten osiąga się przez:

- 1) stosowanie w pracy zespołowej dźwigów bliźniaczych i zapewnienie ich równoczesnego działania;
- 2) zawieszenie nosiwa nie bezpośrednio na hakach dźwigów, lecz za pośrednictwem belki nośnej.

1. Równoczesność działania mechanizmów

Zasadniczym problemem pracy zespołowej jest równoczesność działania mechanizmów współpracujących dźwigów.

a. Znaczenie równoczesnego działania poszczególnych mechanizmów

W okresie pracy zespołowej żurawi musimy zapewnić sprężenie ruchu trzech mechanizmów: podnoszenia, jazdy żurawi i zmiany wysięgu. Jakiegokolwiek zakłócenia w równoczesności działania powodują niebezpieczne i trudne do uspokojenia drgania dźwiganego ciężaru. Synchronizacja dwóch pierwszych mechanizmów rozwiązuje sprawę niezawodnie, natomiast trzeciego (zmiany wysięgu) — spełnia zadanie tylko przy odpowiednim wzajemnym ustawieniu wysięgników. Muszą być równe nie tylko wielkości zmiany wysięgu, lecz również ich rzuty na oś belki nośnej (rys. 1).

Synchronizacja mechanizmów obrotu nie daje pozytywnych rezultatów ze względu na konieczność równoczesnej pracy mechanizmów zmiany wysięgu. Zgranie ruchów czterech mechanizmów przy pracy zespołowej dwóch dźwigów (przy trzech i czterech odpowiednio więcej) jest zbyt skomplikowane.

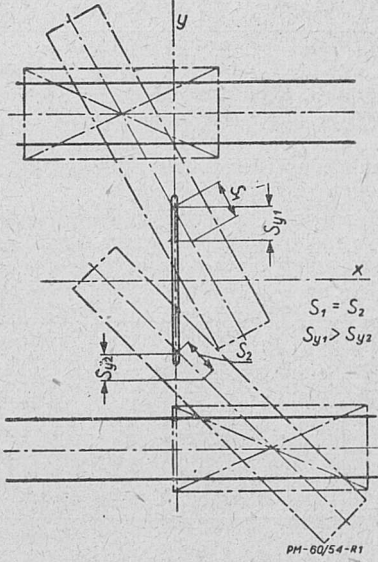
b. Metoda realizacji równoczesności działania mechanizmów

W dotychczasowej praktyce równoczesność działania mechanizmów uzyskuje się przez scentralizowanie dysponowania obciążą współpracujących dźwigów; dysponuje nią specjalny pra-

cownik zwany poddźwigowym. Metodę tę należy traktować jako doraźną. Właściwym rozwiązaniem zagadnienia jest synchronizacja mechanizmów na drodze elektrycznej przez zastosowanie wału elektrycznego.

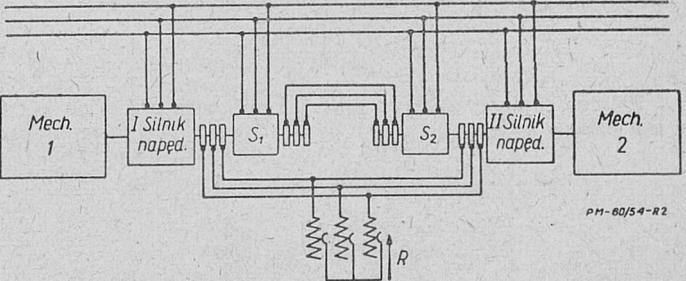
c. Wał elektryczny

Wał elektryczny w układzie o sztywnym sprzężeniu, pełni funkcję sprzężenia mechanicznego (wału lub zazębienia). Układ



Rys. 1. Wpływ nierównoległego ustawienia wysięgników na synchronizację ruchu mechanizmów zmiany wysięgu.

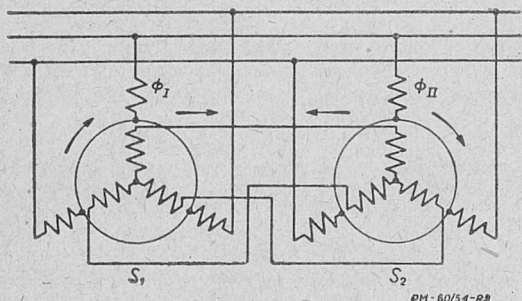
ten pozwala nie tylko na utrzymanie jednakowej szybkości poszczególnych silników, lecz również umożliwia zachowanie jednakowego kąta elektrycznego dwóch lub kilku napędowych silników. Przykład takiego układu jest pokazany na rys. 2, gdzie



Rys. 2. Wał elektryczny w układzie o sztywnym sprzężeniu z synchronizatorami S_1 i S_2 .

zastosowano dla dwóch mechanicznie niezależnych wałów, wymagających samoczynnego utrzymania zgodności ich biegu, cztery silniki asynchroniczne. Silniki główne mogą być w tym układzie zwarte lub pierścieniowe. Każdy z silników głównych jest sprzężony z silnikiem pomocniczym, tzw. synchronizatorem, który musi być silnikiem asynchronicznym, pierścieniowym. Jeżeli silniki główne są pierścieniowe, to mają wspólny rozrusznik. Pierścienie ślizgowe silników pomocniczych są połączone ze sobą bezpośrednio w ten sposób, że przy zgodnym biegu części napędzanych w obwodzie wirników pomocniczych prąd nie płynie (rys. 3). Pochodzi to stąd, że wektory fazowych $S. E. M.$ obu wirników są sobie równe i przeciwnie skierowane; nakładają się na siebie i znoszą. W tych warunkach silni-

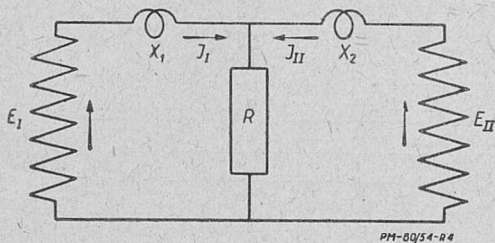
ki pomocnicze nie rozwijają żadnych momentów i w ogóle nie biorą udziału w pracy zespołu. Wzrost obciążenia jednego z silników głównych powoduje przyhamowanie go razem z silnikiem pomocniczym. W obu synchronizatorach powstają różne przesunięcia wirników względem pól wirujących. S.E.M. wirników rozsunięte o pewien kąt dają w obwodzie wypadkowe napięcie powodujące prąd wyrównawczy. Ten z kolei wytwarza moment synchronizujący i część wzrostu obciążenia przejmuje drugi silnik. Obciążenie silników napędowych jest stałe jednokowe, bez względu na różnicę momentów występujących na



Rys. 3. Idealny schemat wału elektrycznego z asynchronicznymi synchronizatorami.

wałach mechanizmów. Sterowanie całego układu może się odbywać na jednym z dźwigów.

Wał elektryczny można uprościć usuwając silniki pomocnicze i łącząc wirniki silników głównych pierścieniowo równolegle na wspólne opory czynne (rys. 4). Przy odpowiednio do-



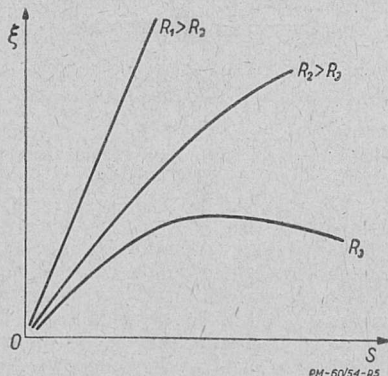
Rys. 4. Schemat obwodów wtórnych silników wału elektrycznego bez silników pomocniczych (synchronizatorów).

branych oporach i dostatecznej wartości poślizgu układ ten zapewnia zgodność biegu obu silników podobnie do poprzedniego. Pewna minimalna wartość oporu w obwodzie jest warunkiem działania układu.

Wielkość tych oporów zależy od maksymalnej różnicy obciążeń ε , przy której chcemy utrzymać zgodność biegu:

$$\varepsilon = \frac{P_I - P_{II}}{P_I + P_{II}}$$

Zależność ε od poślizgu dla różnych wartości oporów pokazana jest na wykresie (rys. 5). W celu osiągnięcia dużej warto-



Rys. 5. Współczynnik asymetrii w funkcji poślizgu dla wału elektrycznego bez silników pomocniczych przy różnych wartościach R .

ści ε projektuje się możliwie duży opór R , przy czym musimy kierować się również względami ekonomicznymi. W zakresie od obrotów synchronicznych do pewnej krytycznej wartości pośliz-

gu, stałej dla danej wartości oporu R , współczynnik symetrii zwiększa się wraz z poślizgiem, który dlatego nie może spaść do wartości zbyt małych i waha się w granicach 0,05 do 0,2.

d. Zastosowanie wału elektrycznego

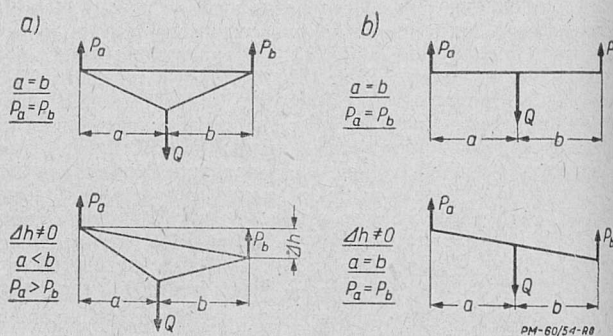
Jak widać z powyższych opisów, wał elektryczny w sposób doskonały zapewnia równoczesność działania mechanizmów. Jest on z powodzeniem stosowany przy mechanizmach jazd mostowców. Zainstalowanie wału elektrycznego specjalnie na istniejących dźwigach jest dosyć kłopotliwe ze względu na znaczną ilość trolei, oporników itp.

2. Belka nośna (tzw. trawersa)

Przez zastosowanie belki nośnej opanowuje się zakłócenia występujące w trakcie zespołowego podnoszenia ciężarów i zapewnia niezmienność rozkładu obciążeń na poszczególne dźwigi.

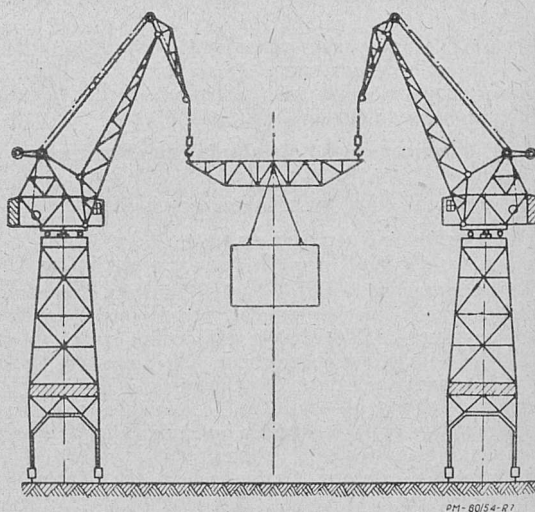
Ujemnymi cechami belki nośnej są: zmniejszenie udźwigu użytecznego zespołu o wielkości ciężaru własnego, strata na wysokości podnoszenia.

W starych typach belek nośnych wady te były tak dotkliwe, że w wielu przypadkach uniemożliwiały pracę zespołową.



Rys. 6. Umieszczenie trzech punktów podwieszenia na jednej prostej gwarantuje niezmienność obciążenia współpracujących dźwigów.

Prawidłowa belka nośna musi mieć wady doprowadzone do minimum i rzeczywiście zapewniać niezmienność obciążeń, spadających na poszczególne dźwigi, bez względu na ewentualne różnice wysokości haków. Warunkiem geometrycznym zachowania tej zasady, jest zawieszenie nosiwa na wspólnej prostej z punktami podwieszenia belki nośnej (rys. 6). Zachowanie tej zasady daje dodatkową korzyść w postaci zmniejszenia straty na wysokości podnoszenia. Przykład zastosowania tego



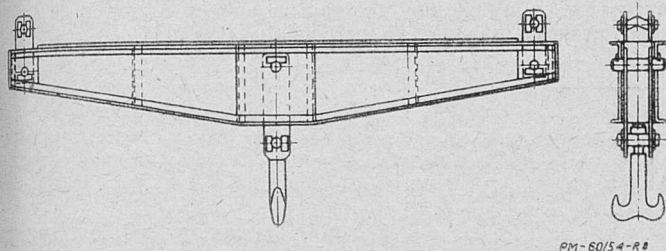
Rys. 7. Praca zespołowa dźwigów przy użyciu prawidłowej belki nośnej

rodzaju belki nośnej widzimy na rys. 7. W razie użycia dźwigów o różnych udźwigach stosunek ramion belki nośnej powinien być odwrotny do stosunku udźwigu.

a. Typy belek nośnych

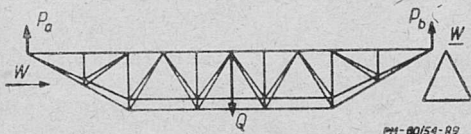
Długość belki nośnej wyznaczamy na podstawie analizy ustawienia dźwigów. W zależności od jej długości wybieramy odpowiedni typ konstrukcji.

Do 10 m długości można wykonywać je z pojedynczych profili walcowanych. W granicach od 8 do 16 m („Mechanik” t. IV., cz. 3, str. 121) stosuje się konstrukcję blachownicową. Rys. 8 pokazuje ogólnie przyjęty typ blachownicowej belki nośnej. Przy większych długościach stosujemy przestrzenne ustroje kratowe. Wysokość ich $h = \left(\frac{1}{12} - \frac{1}{10}\right) \cdot L$. („Mechanik” t. IV., cz. 3, str. 148). Przekrój poprzeczny belki nośnej o ustroju kratowym może być prostokątny lub trójkątny. Stosowanie przekroju trójkątnego

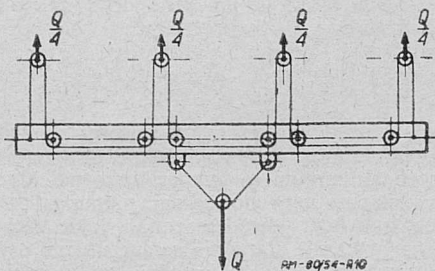


Rys. 8. Konstrukcja blachownicowa belki nośnej.

katnego znajduje coraz więcej zwolenników ze względu na mniejszy ciężar (około 30%) oraz łatwość zachowania zasady trzech punktów podwieszenia na jednej linii prostej (rys. 9). Konstrukcja tego typu belek nośnych jest dość kłopotliwa ze względu na trudności w zastosowaniu profili walcowanych. Najbardziej celowe wydaje się wykonanie jej z prętów rurowych,



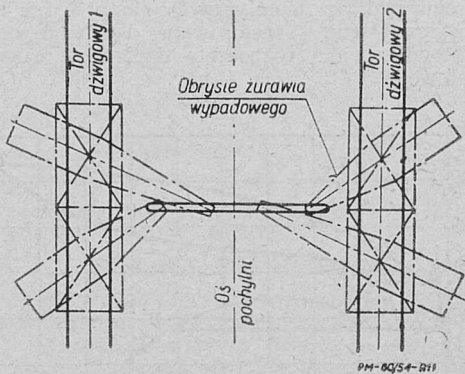
Rys. 9. Kratownicowa belka nośna o przekroju trójkątnym.



Rys. 10. Belka nośna do pracy zespołowej trzech lub większej ilości dźwigów.

co jednak stwarza trudności wykonawcze. Węzły można wzmocnić przy pomocy węzłówek.

Przy pracy zespołowej 3 lub większej ilości dźwigów można zastosować belkę podaną na rys. 10. System krążków i przeprowadzona przez nie linia daje gwarancję równomiernego i nie-

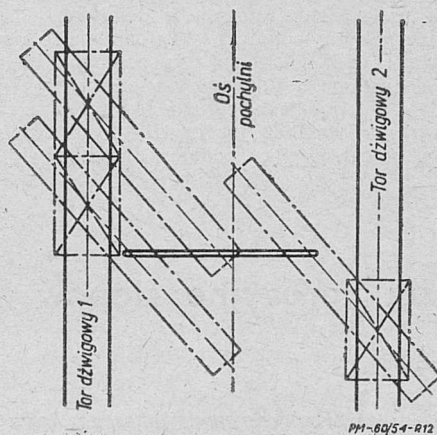


Rys. 11. Ustawienie 4 żurawi wypadowych przy pracy zespołowej belką nośną pokazaną na rys. 10.

zmiennego rozłożenia obciążeń. Rzecz prosta, że udźwig całkowity jest zależny od najsłabszego dźwigu. Wyżej wymieniona belka może mieć zastosowanie przy żurawach o wysięgnikach

wypadowych. Przy żurawach młotowych ustawienie wysięgników jest zbyt trudne (rys. 11 i rys. 12).

Istnieją też przypadki stosowania belki nośnej przy pracy jednym dźwigiem. Pełni ona wtedy rolę uchwytu. Ciekawy przykład tego rodzaju pokazuje rys. 13, gdzie belka nośna zabez-

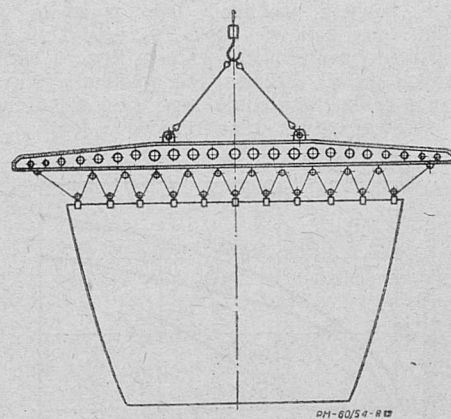


Rys. 12. Ustawienie 3 żurawi młotowych przy pracy zespołowej belką nośną pokazaną na rys. 10.

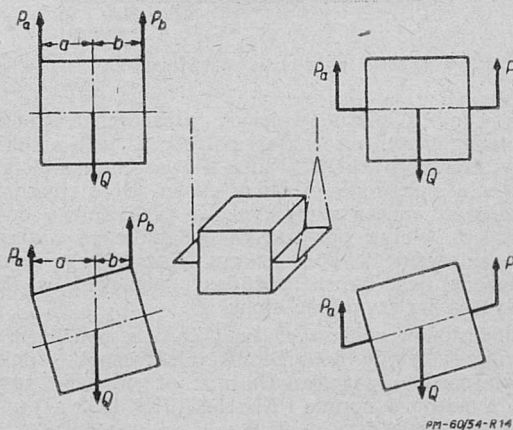
piecza blachę w czasie transportu przed deformacją i ułatwia jej montaż. Kilka innych przykładów podano w „Mechaniku” t. IV., cz. 3, str. 320.

b. Praca zespołowa dźwigów bez belki nośnej

Praca tego rodzaju winna mieć charakter wyjątkowy i musi być każdorazowo starannie przeanalizowana. Stosuje się ją w



Rys. 13. Belka nośna zabezpieczająca blachę przed deformacją podczas dźwigania.



Rys. 14. Umieszczenie zaczepów na wysokości środka ciężkości zastępuje częściowo belkę nośną.

takich okolicznościach, kiedy użycie belki nośnej przy pracy zespołowej czyni montaż trudniejszym niż w przypadku chwytania bezpośredniego. Tok postępowania jest uzależniony od tego, z którą z dwu podanych poniżej możliwości będziemy mieli do czynienia.

1) Ciężar nie przekracza nośności jednego dźwigu:

gdy ciężar podnoszony nie przekracza nośności jednego dźwigu przy wysięgu zastosowanym do dźwigania zespołowego, a przekraczałby w przypadku dźwigania jednym dźwigiem ze względu na konieczność użycia wysięgu maksymalnego, nie zachodzi obawa przeciążenia żadnego z dźwigów, ponieważ przy wzroście obciążenia na jednej ze stron nie może ono osiągnąć wielkości ciężaru całkowitego, a tym samym będzie zawsze mniejsze od dozwolonego udźwigu na zastosowanym wysięgu. Gdy ciężar daje się podnieść jednym dźwigiem, a zastosowano pracę zespołową ze względu na łatwiejsze ustawienie elementu w żądanym położeniu przy pomocy dwóch dźwigów. Jest to

jeden z przypadków, który dowodzi, że dźwig jest urządzeniem montażowym z czynnym udziałem w procesie produkcyjnym obok urządzeń biorących udział w czynnościach przerobu.

2) Ciężar przekracza nośność dźwigu:

gdy ciężar podnoszony przekracza nośność dźwigu, na każdym wysięgu musimy zachować szczególną ostrożność, ponieważ brak belki nośnej, zapewniającej stałość rozkładu obciążeń, może spowodować przeciążenie dźwigu. Celem zapobieżenia temu ograniczamy wielkość udźwigu użytecznego do np. 85% sumy udźwigów i umieszczamy zaczepy na jednym poziomie ze środkiem ciężkości dźwiganego przedmiotu (rys. 14). (c.d.n.)

Własności korozyjne stopów typu ZnAl

669.55.71:620.191.2

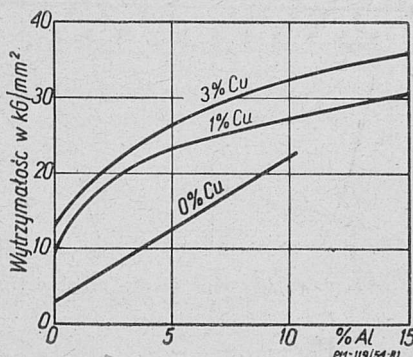
Prof. dr inż. EGON DWORZAK
mgr inż. HENRYK PRYZSTUPINSKI

Uprzemysłowienie naszego kraju postawiło gospodarkę narodową przed bardzo ważnym zagadnieniem – surowców. Pozycją najbardziej obciążającą nasz budżet są metale nieżelazne, jak np. miedź, którą pomimo zwiększonego wydobycia w kraju musimy sprowadzać jeszcze z zagranicy. Jednym metalem nieżelaznym, którego zapasy wystarczają na potrzeby krajowe, a nadmiar może być nawet eksportowany za granicę, jest cynk.

Artykuł niniejszy jest streszczeniem trzech prac badawczych przeprowadzonych w Katedrze Technologii Metali Politechniki Wrocławskiej, mających na celu: ustalenie stopnia korozji stopu ZnAl4 w zależności od ilości domieszek, zbadanie wpływu naprężeń na postęp korozji międzykrystalicznej oraz ustalenie postępu korozji w styku z ołowiem, miedzią i żelazem.

Wstęp

Pod względem wydobycia cynku Polska zajmuje 5 miejsce w świecie, bowiem produkcja jego wynosiła w 1939 r. 117.936 tys. ton, co stanowi około 7% produkcji światowej. W okresie powojennym produkcja wzrosła jeszcze bardziej. Wobec braku innych metali nieżelaznych występuje więc konieczność stosowania cynku względnie jego stopów zamiast metali deficytowych sprowadzanych z zagranicy.



Rys. 1. Wpływ miedzi i aluminium na wytrzymałość stopów cynku

Czysty cynk z powodu niskich własności mechanicznych, jak i technologicznych nie znalazł dotychczas jako materiał konstrukcyjny szerszego zastosowania. Powszechnie natomiast na całym świecie stosowane są stopy cynku. Do najbardziej rozpowszechnionych należą stopy cynkowe typu ZnAl z dodatkami glinu i miedzi. Wpływ powyższych dodatków na wytrzymałość stopu charakteryzuje wykres na rys. 1, z którego wynika, że dodatek miedzi jest bardzo pożądany, ponieważ w ilości do 3% podwyższa wytrzymałość stopu.

Przegląd stopów cynkowych typu ZnAl, z podziałem na stopy odlewnicze i stopy do przeróbki plastycznej, z dokładnym opisem własności mechanicznych oraz przykładami zastosowania znaleźć można w normie PKN/H-87101 z 1952 r.¹⁾

Do najbardziej rozpowszechnionych należą stopy typu ZnAl4, ZnAl4Cu1 i ZnAl4Cu3.

Rys. 2 przedstawia układ podwójny stopu ZnAl, charakteryzujący się całkowitą rozpuszczalnością w stanie ciekłym, w stanie stałym natomiast zachodzi rozdzielenie na roztwór stały η

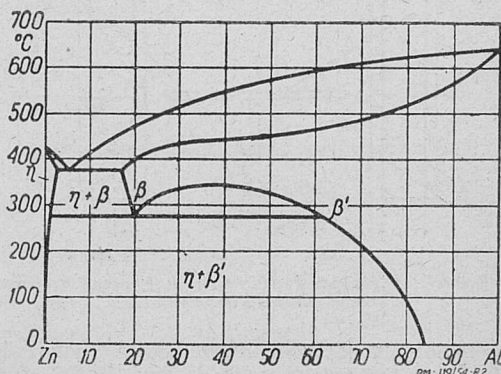
(Al w Zn) oraz roztwór β (Zn w Al). Te dwa składniki strukturalne tworzą przy zawartości około 5% Al w temperaturze 380°C eutektykę. W temperaturze 272°C następuje eutektoidalny rozpad roztworu stałego β na η i β' .

Obok wspomnianego rozpadu eutektoidalnego, który przebiega stosunkowo szybko, następuje wydzielanie się z przesyconego roztworu stałego η aluminium względnie kryształów roztworu stałego β' , bogatego w Al. Proces ten trwać może przez długi okres czasu, jeżeli bierzemy pod uwagę starzenie samorzutne. Czas starzenia stopu może być znacznie skrócony przez nagrzewanie do temperatury około 100°C.

Wydzielenie aluminium jest spowodowane zmienną rozpuszczalnością aluminium w cynku w stanie stałym. Maksymalna rozpuszczalność aluminium w temperaturze eutektycznej wynosi 1,02%, w temperaturze normalnej natomiast tylko 0,05%. Proces ten jest głównym powodem zmian, jakie zachodzą w stopach cynkowych w czasie starzenia samorzutnego czy też sztucznego. W wyniku następuje zmniejszenie wytrzymałości na rozciąganie o 15% i udurowienia od 1 do 3%.

Z uwagi na optymalne własności mechaniczne, praktyczne zastosowanie mają jedynie stopy do zawartości około 10% Al.

Największym hamulcem szerszego stosowania stopów cynkowych są uprzedzenia pochodzące jeszcze z czasów pierwszej wojny światowej, kiedy z powodu braku metali nieżelaznych stosowano stopy cynkowe. Należy nadmienić, że wówczas nie był jeszcze należycie opracowany układ podwójny stopu ZnAl i wobec braku podstaw teoretycznych stopy te nie mogły być należycie wykorzystane i zastosowane. Dokładne opracowanie własności stopów cynku rozpoczęło dopiero w czasie drugiej wojny światowej.



Rys. 2. Układ ZnAl

¹⁾ Unieważniona norma z 1949 r. podawała tylko stopy ZnAl odlewnicze o stałej zawartości 4% aluminium i zmiennej zawartości 0%, 1% i 3% miedzi, bez dokładnego opisu własności mechanicznych.

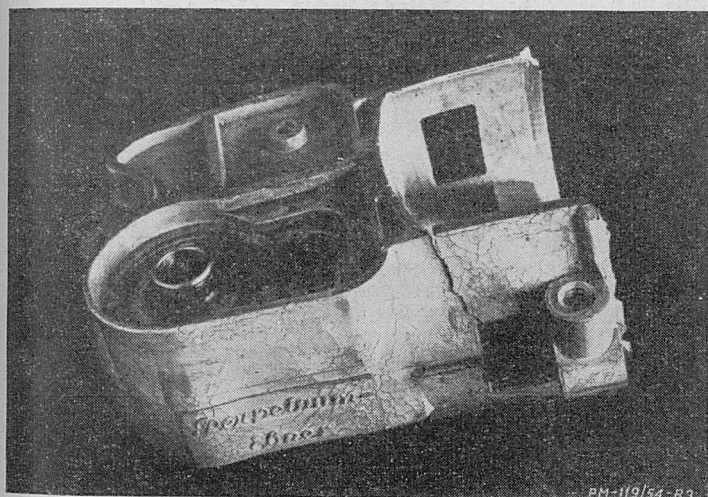
Następnym bardzo poważnym powodem niepowodzeń praktycznego stosowania stopów cynku jest ich znaczna skłonność do korozji międzykrystalicznej. Przyczyną tego niepożądanego zjawiska są domieszki względnie zanieczyszczenia metaliczne, co będzie omówione dalej.

Cynk o zawartości domieszek mniejszej niż 0,01% koroduje jedynie powierzchniowo, pokrywając się warstwą węglanu cynku, chroniącą go przed dalszą korozją.

W stopach cynku natomiast podlegają korozji poszczególne ziarna, a produkty korozji gromadzą się na granicy ziarn, wskutek czego następuje rozluźnienie spoiwości i materiał staje się kruchy. Przedmiot ze stopu ZnAl po kilku latach pracy może skorodować do tego stopnia, że w skrajnym przypadku rozsypuje się na proszek.

Charakterystyczne pęknięcia jako skutek korozji międzykrystalicznej¹⁾, występujące na powierzchni odlewu korpusu silniczka elektrycznego po kilkuletniej eksploatacji w normalnych warunkach pracy przedstawia rys. 3.

W odlewach ze stopu cynku zachodzić mogą z biegiem czasu pewne zmiany, uzależnione od składu chemicznego stopu. Występują one mniej lub więcej wyraźnie. Powodów tych zmian do niedawna jeszcze nie znano i sądzono, że zmiany wewnętrzne występowały na skutek rozpadu fazy β , utlenienia granic ziarn



Rys. 3. Skorodowany korpus silniczka elektrycznego.

i koagulacji wydzielonych ziarn fazy β' . Dokładniejsze badania pozwalają jednak twierdzić, że powodem są zarówno starzenie, jak i korozja międzykrystaliczna, przy czym zjawiska te mogą występować osobno lub wspólnie.

Starzenie

Starzeniem samorutnym nazywamy zmiany strukturalne zachodzące w tworzywie przez dłuższy okres czasu w normalnych warunkach pracy, a nawet przez dłuższy okres przechowywania stopów w magazynach, jak to często występuje w odlewach ze stopów lekkich.

Starzenie sztuczne natomiast jest zabiegiem polegającym na przyspieszeniu tych zmian przez przetrzymywanie tworzywa w podwyższonej temperaturze w suchym powietrzu. Dla stopów cynkowych temperatura ta wynosi około 95°C.

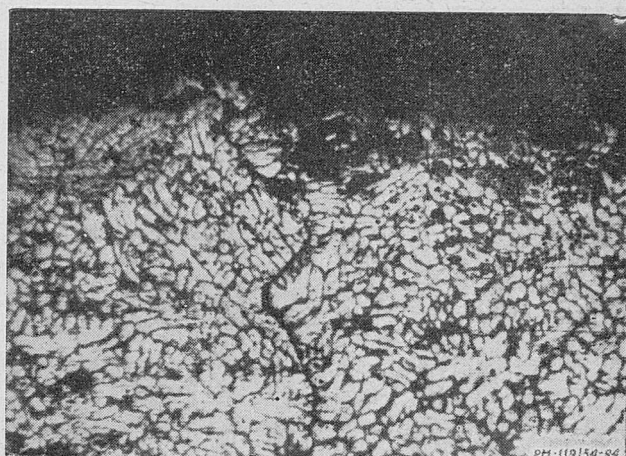
Podczas starzenia zachodzą w stopach cynkowych następujące procesy:

- rozpad przechłodzonej fazy β na kryształy η i β' ,
- wydzielanie się aluminium z roztworu stałego η ,
- wydziałanie się miedzi z roztworu stałego η , jeżeli stop zawiera pewne domieszki miedzi.

Korozja międzykrystaliczna

Ten typ korozji, zachodzący w stopach cynkowych, powoduje najbardziej niebezpieczne zmiany, a mianowicie na granicach ziarn powstaje dosyć znaczna różnica potencjałów, która powoduje tworzenie się mikroogni i w rezultacie jeden ze składników strukturalnych rozpuszcza się. Mamy więc do czynienia

¹⁾ Korozja międzykrystaliczna polega na tym, że czynnik korodujący atakuje granice ziarn i w wyniku spójność materiału zostaje naruszona. Metal jest często pozornie zdrowy, przedmiot nie zmienia wyglądu zewnętrznego, posiada jednak bardzo niską wytrzymałość i udurowienie.



Rys. 4. Korozja międzykrystaliczna stopu ZnAl.

z odmianą korozji elektrochemicznej. Jak widać z rys. 4 produkty korozji w postaci proszku gromadzą się na granicach ziarn i w ten sposób może dojść do całkowitego rozpadu tworzywa. Materiał w czasie korozji zwiększa swój ciężar i swoją objętość. Jednocześnie bardzo silnie maleje udurowienie, natomiast wytrzymałość na rozciąganie spada wolniej.

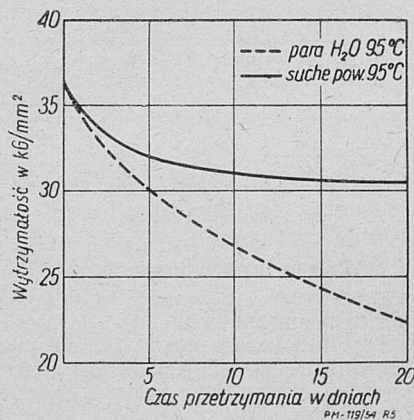
Korozja międzykrystaliczna w stopach ZnAl uzależniona jest w dużym stopniu od ilości zanieczyszczeń, głównie ołowiu, cyny i kadmu. Im mniejsza będzie zawartość tych zanieczyszczeń, tym mniejsza będzie skłonność do korozji. Czy stop ZnAl sporządzony z zupełnie czystych surowców bez szkodliwych zanieczyszczeń ulegać będzie korozji, trudno stwierdzić, gdyż nie ma cynku całkowicie wolnego od ołowiu. Można więc przyjąć, że korozja międzykrystaliczna spowodowana jest przez rozpad fazy β i że wzmacnia się na skutek wydzielania na granicach ziarn domieszek względnie zanieczyszczeń, które odgrywają rolę katalizatorów.

O ile proces starzenia się stopu przebiega samorutnie i nie może być wstrzymany lub zahamowany, o tyle korozję można zmniejszyć stosowaniem czystych surowców, wprowadzeniem specjalnych dodatków stopowych lub nałożeniem warstw ochronnych.

Wpływ dodatków stopowych i zanieczyszczeń

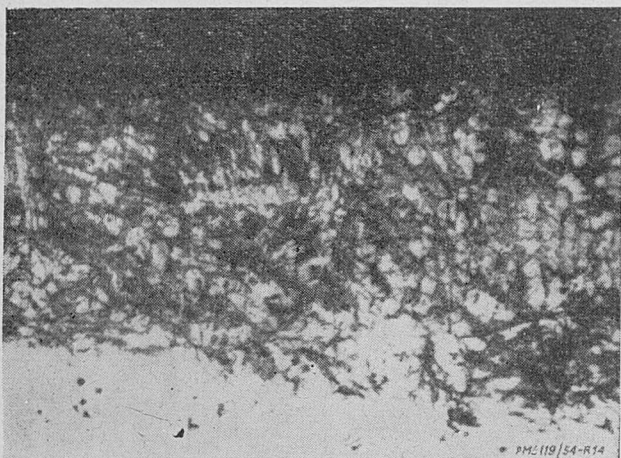
Z przeprowadzonych dotychczas badań można sądzić, że dodatek aluminium przyspiesza postęp korozji międzykrystalicznej. Ponieważ jak dotąd przeprowadzono próby korozyjne nie na czystym stopie ZnAl, lecz zawierającym pewne zanieczyszczenia, przede wszystkim ołowiem, trudno było określić wpływ samego Al na korozję międzykrystaliczną.

Praktyka wykazała, że dodatek miedzi powoduje wzrost odporności stopów cynku na korozję międzykrystaliczną.



Rys. 5. Spadek wytrzymałości stopu ZnAl4Cu1 po starzeniu w parze wodnej i suchym powietrzu.

Podczas gdy miedź i aluminium stosowane są w stopach cynkowych jako dodatki stopowe, to ołów występuje jako składnik niepożądany, raczej szkodliwy, a więc jako zanieczyszczenie. Już nieznaczna zawartość ołowiu 0,01% powoduje w stopach cynkowych intensywną korozję międzykrystaliczną. Ponieważ wszystkie gatunki cynku były dawniej silnie zanieczyszczono-



Rys. 14. Próbkę stopu ZnAl z dodatkiem 0,5% Pb po 10 dniach korozji (korozja selektywna).

czasu korodowania. Próbkę sporządzono bez karbu ze względu na bardzo niską uderzalność. Wyniki prób uderzalności zestawiono w tabelicy II, z której wynika, że w miarę przedłużania czasu

TABELICA II.

Czas korodowania w dniach	Uderzalność w kGm/cm ²
przed korozją	2,5
5	2,1
10	1,9
15	1,8
20	1,5

korodowania korozja wzrasta, przy czym uderzalność spada o 45%, tj. od 2,3 do 1,5 kGm/cm².

Próbki stopu ZnAl4 korodowane pod naprężeniem wykazały już po 5 dniach równomiernie rozwijającą się korozję międzykrystaliczną, jak to przedstawiono w tabelicy III.

TABELICA III.

Opis próbki	Głębokość wnikania korozji międzykrystalicznej w mikronach			
	po 5 dn.	po 10 dn.	po 15 dn.	po 20 dn.
Stop ZnAl4 pod naprężeniem	25	50	85	110

W miejscach maksymalnych naprężeń po 5-dniowym okresie korodowania nie zauważono widocznej różnicy w postępie korozji. Po 15 do 20 dniach zaobserwować można jedynie dalszy wzrost rozpoczętej korozji. Wybitnie spowolnionej korozji międzykrystalicznej w miejscach maksymalnych naprężeń nie udało się stwierdzić.

W kilku słowach

• 28 października br. nastąpił pierwszy rozruch turbiny elektrociepłowni na Żeraniu. W czasie prób turbina osiągnęła 3000 obr/min. Niedługo zakończone zostaną dalsze próby urządzeń pomocniczych. Ostateczne uruchomienie turbiny nastąpiło jeszcze przed 37 Rocznicą Rewolucji Październikowej.

• W Fabryce Samochodów Ciężarowych w Starachowicach uruchomiono pierwszą polską linię automatyczną do obróbki głowicy silnika samochodowego „Star 20”. Linia automatyczna wykonana została przez polskich inżynierów i techników. Jest ona częściowo wzorowana na radzieckiej linii automatycznej pracującej w FSO

na Żeraniu. Linię obsługuje tylko jeden człowiek, poprzednio prace związane z obróbką głowicy wykonywało 7 ludzi.

• W Zabrze rozpoczęły ostatnio produkcję Zakłady Materiałów Izolacyjnych. Jest to pierwsza w kraju wytwórnia produkująca watę szklaną, którą dotychczas sprowadzaliśmy z zagranicy. Wata szklana przetwarzana będzie na maty i sznury izolacyjne, mające duże zastosowanie przy izolacji cieplnej.

• W Warszawskiej Fabryce Motocykli robotnicy, którzy zaciągnęli warty na cześć 37 Rocznic Wielkiej Socjalistycznej Rewolucji Październikowej, toczą zaciętą walkę o to, aby przyspieszyć termin uruchomienia seryjnej produkcji nowego typu motocykli — „M-06” — 125 cm.

Do badań postępu korozji stopu ZnAl4 w styku z innymi metalami próbki przecięto podłużnie. Na przekrojach wykonano zglądy metalograficzne. Badania mikroskopowe pozwoliły stwierdzić, że największy rozwój korozji wystąpił w styku z ołowiem, natomiast w styku z miedzią i z żeliwem rozwój korozji był znacznie wolniejszy, zbliżony do normalnego (tabela IV).

TABELICA IV.

Opis próbki	Głębokość wnikania korozji międzykrystalicznej w mikronach			
	po 5 dn.	po 10 dn.	po 15 dn.	po 20 dn.
1. Stop ZnAl4 w łącz. z Pb	50	80	100	160
2. Stop ZnAl4 w łącz. z Cu	30	50	85	115
3. Stop ZnAl4 w łącz. z żeliw.	25	55	80	110

Wnioski

Stop ZnAl4 wykazał na ogół dobre własności antykorozyjne. Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono, że własności te uzależnione są od bardzo wielu czynników. Odporność antykorozyjna stopu ZnAl zależy przede wszystkim od doboru składu chemicznego, od zawartości niepożądanych domieszek — zanieczyszczeń, jak Pb, Sn, Cd oraz od warunków w jakich stop pracuje.

Badanie korozji przedmiotów ze stopu ZnAl4 w zespole z innymi metalami wykazało, że bezpośredni styk z metalami takimi jak Pb, Cu i żeliwo wpływa w każdym przypadku na wzrost korozji, przy czym najbardziej szkodliwy wpływ wywiera ołów.

Porównanie własności antykorozyjnych stopu ZnAl4 i stopu ZnAl4 z dodatkiem 0,5% Pb, oraz stopu ZnAl4 w styku z ołowiem, potwierdziły przypuszczenie, że na granicy stop ZnAl4 — ołów powstaje duża różnica potencjałów elektrycznych, co powoduje intensywniejszą korozję międzykrystaliczną.

Po 5-dniowym okresie korodowania stop w styku z ołowiem wykazał intensywniejszą korozję niż w styku z miedzią, czy żeliwem. Po 10-dniowym okresie korozja wzrasta liniowo, aby po 20 dniach osiągnąć średnią wartość 350 mikronów. Należy wnioskować, że połączenie ołowiu ze stopem ZnAl4 w praktyce jest bardzo niepożądane. Ogólnie można stwierdzić, że nasilenie korozji w przeprowadzonych próbach w styku z różnymi metalami nie postępuje tak, jak należałoby przypuszczać według kolejności danego metalu w szeregu napięciowym. Dla ustalenia tej kolejności trzeba przeprowadzić osobny pomiar potencjału elektrycznego i dopiero wówczas można by wyciągnąć wnioski.

Z zestawienia wyników prób uderowych, na zginanie, jak również badań mikroskopowych postępu korozji można w przybliżeniu określić czas występowania zjawisk korozji w normalnych warunkach pracy. Wynosi on dla stopów ZnAl4 około 5 lat (10 dni korodowania). Przy korozji pod naprężeniem czas ten jest krótszy i wynosi około 4 lata.

• Komisja Rządowa przyjęła II halę elektrolizy w Skawinie. Stwierdziła ona pełną gotowość waniek elektrolizy, w których następować będzie zasadniczy proces otrzymywania aluminium, do podjęcia eksploatacji. Uruchomienie II hali oznaczać będzie podwojenie krajowej produkcji aluminium.

• W Poznańskiej Fabryce Maszyn Zniwanych w Starołęce został oddany do użytku pierwszy w Polsce piec elektryczny do produkcji żeliwa ciągliwego dostarczony przez Związek Radziecki. Uruchomienie pieca stanowi zakończenie ważnego etapu rozruchu odlewni w Starołęce. Poprzednio oddane zostały już do użytku w odlewni dwa żeliwiaki do produkcji żeliwa szarego.

Odżużlanie i odpopielanie kotłów

621.182.94

Prof. mgr inż. STANISŁAW CHRZANOWSKI

Zagadnienie mechanizacji procesów produkcyjnych obejmuje także procesy związane z produkcją pary dla celów przemysłowych. W zakładach przemysłowych dotychczas mało zwracano uwagi na proces odżużlania i odpopielania kotłów, jakkolwiek jest to proces wysoce pracochłonny i często wykonywany w ciężkich warunkach dla obsługi.

W nowych kotłowniach przemysłowych proces ten jest zmechanizowany, a istniejące kotłownie często przystępują do mechanizacji dotychczasowych urządzeń odżużlania.

W artykule przedstawiono zasady budowy i pracy kilku zasadniczych systemów odżużlania i odpopielania. Omówienie zadań, jakie ma spełniać mechanizacja tego procesu oraz porównanie zalet i wad poszczególnych systemów dają pogląd na możliwości stosowania odpowiednich systemów odżużlania w różnych warunkach.

Wstęp

W związku z realizacją planów gospodarczych przemysł i energetyka budują coraz to większe kotłownie i ustawiają nowe kotły o dużych wydajnościach oraz przez modernizację istniejących urządzeń kotłowych powiększają ich wydajność. Względnie zaś racjonalnej gospodarki paliwami wymagają stosowania do opalania kotłów węgla możliwie najmniej wartościowych, a więc zawierających między innymi duże ilości popiołu. Dlatego też zagadnienie odbioru żużla i popiołu z urządzenia kotłowego oraz ich odprowadzania poza obręb kotłowni wymaga nowych rozwiązań przy zastosowaniu zdobyczy postępu technicznego. Metody odżużlania i odpopielania kotłów podlegają stałemu rozwojowi. Duże ilości żużla i popiołu są obecnie odprowadzane z kotłowni przy pomocy urządzeń zmechanizowanych.

Lecz mechanizacja urządzeń odżużlania i odpopielania kotłów jest stosowana nie tylko ze względu na zwiększające się masy żużla, które podlegają usuwaniu. Celem jej jest również polepszenie warunków pracy robotników zatrudnionych przy odbiorze i wysyłce żużla i popiołu. W przeważnej ilości dotychczasowych kotłowni warunki pracy robotników obsługujących urządzenia odżużlania były, a często i nadal są bardzo ciężkie i szkodliwe dla ich zdrowia: pomieszczenia dla odżużlania znajdują się na najniższym poziomie kotłowni, a w dotychczasowych kotłowniach przeważnie poniżej terenu, są one słabo oświetlane a często w sposób niewystarczający, wentylacja tych pomieszczeń jest często niewystarczająca w szczególności przy powstawaniu dużych ilości oparów i kurzu w czasie zsypania żużla i popiołu z komór zbiorczych i ich ładowania na wózki, podłoga pomieszczeń odżużlania jest pokryta mieszaniną kurzu, popiołu i wody, co łatwo może być przyczyną wypadków przy ręcznym wypychaniu wózków załadowanych żużlem. Te ciężkie warunki pracy robotników są złagodzone, a nawet całkowicie wyeliminowane, przy zastosowaniu zmechanizowanych urządzeń odżużlania i odpopielania, które ciężką pracę załogi zmieniają na pracę nadzorczą wykonywaną w warunkach higienicznych, a wymagających zwiększonego wysiłku tylko w warunkach niesprzyjających (awarie itp.).

W zakresie budowy zmechanizowanych urządzeń odżużlania przoduje — podobnie jak i w innych dziedzinach — przemysł Związku Radzieckiego. Wraz z olbrzymim rozwojem przemysłu kotłowego rozwiązano również zagadnienie zmechanizowanych systemów odżużlania kotłów, wprowadzając szereg nowych systemów odżużlania. Postęp w tej dziedzinie opierał się na analizie przebiegu i ocenie dotychczas stosowanych urządzeń odżużlania. Wysiłki konstruktorów dążyły do stworzenia systemów odżużlania, zapewniających ekonomię pracy urządzenia oraz dobre warunki pracy obsługi. Radzieckie systemy odżużlania są stale ulepszone na podstawie wyników pracy urządzeń wbudowanych do istniejących urządzeń kotłowych.

W dziedzinie budowy nowych urządzeń odżużlania duże usługi położyli inż. W. P. Smirnow i inż. B. A. Roskalkow, którzy zaprojektowali i wprowadzili do pracy nowe aparaty i nowe systemy odżużlania, ułatwiające wykonywanie zasadniczych czynności odżużlania i odpopielania, jakimi są: odbiór żużla i popiołu i ich przesyłka z miejsca odbioru aż do miejsc składowania żużla i popiołu. Aparaty ich konstrukcji oraz ich systemy odżużlania są obecnie powszechnie stosowane, jako części składowe nowych urządzeń kotłowych oraz jako urządzenia modernizujące pracę starych kotłowni w zakresie odżużlania.

Polski przemysł, opierając swą rozbudowę na pomocy i przykładzie Związku Radzieckiego, także i w tej dziedzinie korzysta z doświadczenia nauki i przemysłu radzieckiego: nowe urządzenia kotłowe są wyposażone w zmechanizowane urządzenia odżużlania, a modernizując stare urządzenia kotłowe zmieniają się dotychczasowe urządzenia odżużlania w oparciu o wzory radzieckie.

1. Podział systemów odżużlania i odpopielania kotłów

W kotłowniach o małej wydajności względnie posiadających nawet dużą ilość małych kotłów z konieczności tylko mogą być zastosowane prymitywne sposoby usuwania żużla i popiołu przez użycie ręcznej pracy obsługi. W tych przypadkach odbiór żużla i popiołu jest wykonywany przez wyrzucanie ich z paleniska i popielników na podłogę kotłowni lub pomieszczenia do odżużlania, następnie przez ręczne ładowanie łopatami na taczki i wózki, którymi wywozi się na miejsce składowania żużla i popiołu. Ten sposób usuwania żużla i popiołu jest bardzo niehigieniczny i w każdym oddzielnym przypadku należy zbadać możliwości zastąpienia go urządzeniem choćby częściowo zmechanizowanym, którego koszt byłby proporcjonalny do uzyskanych korzyści ekonomicznych i społecznych.

W większych kotłowniach stosowanie zmechanizowanych urządzeń odżużlania i odpopielania jest całkowicie uzasadnione zarówno dla odbioru żużla i popiołu z komór zbiorczych jak i dla transportu ich poza obręb kotłowni aż do zwalów względnie do miejsc załadowania na wagony kolejowe lub samochody ciężarowe.

Urządzenia odżużlania i odpopielania kotłów składają się z następujących części:

a) komór zbiorczych żużla i popiołu bezpośrednio połączonych z obmurzem urządzenia kotłowego: są to komory żużlowe umieszczone pod paleniskiem kotła oraz leje popielnikowe — pod rusztami i pod kanałami dymowymi,

b) urządzeń do transportu żużla i popiołu wewnątrz kotłowni,

c) urządzeń do transportu zewnętrznego między kotłownią a miejscem składowania żużla i popiołu, względnie miejscem załadowania do wagonów.

Każda z wymienionych części urządzenia może być zbudowana i może pracować w różny sposób w zależności od przyjętego systemu.

W każdym jednak przypadku urządzenie odżużlania i odpopielania powinno odpowiadać następującym wymaganiom:

zapewnienie ciągłości odbioru żużla i popiołu mimo koniecznych napraw,

możliwość łatwych napraw części ulegających zużyciu,

łatwość i bezpieczeństwo obsługi oraz stworzenie higienicznych warunków pracy,

możliwe niskie zużycie wody i energii elektrycznej,

umiarkowane koszty inwestycyjne i eksploatacyjne,

dostosowanie do miejscowych warunków pracy kotłowni.

Zmechanizowane urządzenia do odbioru żużla i popiołu z urządzeń kotłowych są wykonywane jako następujące zasadnicze systemy:

1. mechaniczne,
2. hydrauliczne,
3. pneumatyczne.

Zakres zastosowania poszczególnych systemów zależy zasadniczo od wielkości kotłowni oraz od warunków miejscowych. Urządzenia mechaniczne stosuje się w małych i średnich kotłowniach; urządzenia hydrauliczne — w średnich i dużych; urządzenia pneumatyczne — w kotłowniach małych i średnich.

Na wybór odpowiedniego urządzenia odżużlania i odpopielania mają także wpływ następujące czynniki:

rodzaj paleniska, temperatura spalania, ilość i wielkość punktów odbioru popiołu oraz rozległość urządzenia,

własności żużla i popiołu,

ilość rozporządzalnej wody do transportu żużla i popiołu oraz możliwości odprowadzania zużytej wody,

wielkość rozporządzalnych składowisk żużla i odstojników oraz ich odległość od kotłowni,

warunki terenowe i otoczenia kotłowni i miejsc składowania żużla i popiołu względnie miejsc ich wysyłki poza obręb zakładu,

możliwość zastosowania żużla i popiołu do celów budowlanych lub przemysłowych.

Każdy z zasadniczych systemów odżużlania i odpopielania ma swoje wady i zalety, które w odpowiednich warunkach mogą się zwiększać lub zmniejszać. Celem jak najlepszego wykorzystania zalet, a ograniczenia wpływu wad oddzielnych systemów stosuje się różne odmiany systemów i ich kombinacje.

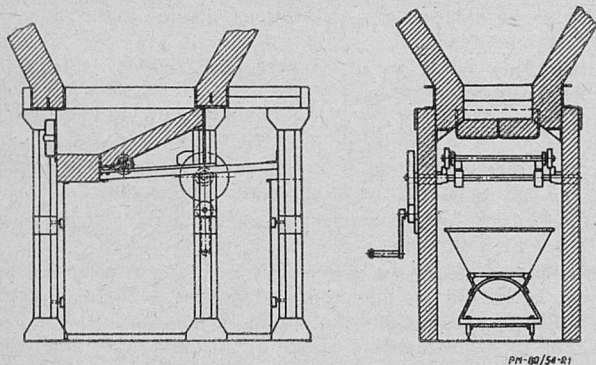
2. Urządzenia mechaniczne

Urządzenia tego systemu są stosowane w wielu odmianach poczynając od układów najprostszych tylko częściowo wyłączających pracę ludzką aż do urządzeń całkowicie mechanizujących przebieg odżużlania i odpopielania.

Do najprostszych lecz też i najbardziej prymitywnych urządzeń mechanicznych należy zaliczyć odbieranie żużla i popiołu przy pomocy wózków, do których obsługa zsypuje żużel i popiół z komór żużlowych i lejów popiołowych. Załadowane wózki wysuwają się poza kotłownię ręcznie lub przy pomocy siły pociągowej żywej (końmi) i mechanicznej (wyciągami).

System wózkowy wymaga znacznej ilości robotników obsługujących urządzenie. Warunki pracy robotników obsługujących urządzenie tego systemu są bardzo ciężkie i niehigieniczne.

W urządzeniach tego systemu wiele uwagi poświęca się dobremu rozwiązaniu zamknięć zbiorników żużlowych, a szczególnie ułatwieniu otwierania i zamykania zasuw względnie klap (rys. 1). Czynności te są wykonywane ze znacznej odległości



Rys. 1. Zamknięcie komory żużlowej dla systemu wózkowego.

i to spoza zasłon lub przegród celem zabezpieczenia robotników przed działaniem gorącego żużla oraz pyłu.

Ten system odżużlania jest stosowany w małych kotłowniach już istniejących, lecz nowe kotłownie nawet o małej wydajności są zaopatrywane w bardziej zmechanizowane urządzenia, które zapewniają obsługę bardziej higieniczne warunki pracy przy nieco większych nakładach inwestycyjnych.

Mechaniczne urządzenia zmniejszające lub eliminujące udział pracy robotników w przebiegu odżużlania w zasadzie opierają się na zastosowaniu transporterów, zgarniaczy, czerpaków, pojemników itp., które uruchamiane okresowo lub stale czynnie odbierają żużel i popiół spadające ze zbiorników żużlowych, popielników i lejów popiołowych. Żużel i popiół są przenoszone poza kotłownię, a stąd następnymi urządzeniami są dostarczane do miejsc składowania lub załadowania na wagony.

Urządzenia odbierające i transportujące zazwyczaj składają się z wielu części, które pracując w ciężkich warunkach szybko się zużywają. Wymaga to utrzymywania odpowiedniego zapasu części wymiennych oraz częstszych napraw.

Warunki higieniczne obsługi nie są zupełnie zadowalające, gdyż dla zapobieżenia wydzielaniu się pyłu lub oparów należałoby budować urządzenia zbyt skomplikowane.

Ilość koniecznej obsługi jest również dość znaczna w porównaniu z innymi systemami.

Wielkość przestrzeni potrzebnej do ułożenia linii transportu wewnętrznego jest znaczna, a sama zabudowa urządzenia mechanicznego (podpory, tor itp.) utrudnia poruszanie się obsługi wewnątrz pomieszczenia przeznaczonego na odbiór żużla i popiołu. Trudności te powiększają się przy wykonywaniu na-

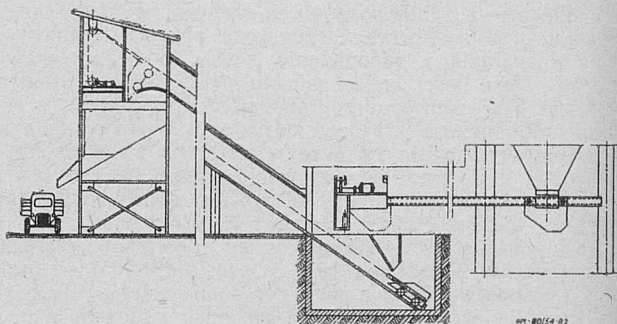
praw. Rozmieszczenie urządzenia zewnętrznego również może napotykać na duże trudności.

Zaletą tych urządzeń jest małe zużycie energii elektrycznej, wynoszące 1 do około 7 kWh na 1 tonę odbieranego żużla i popiołu. Zużycie wody potrzebnej do zalewania gorącego żużla i do wodnych zamknięć wylotów żużla i popiołu jest minimalne (do 0,25 m³/t).

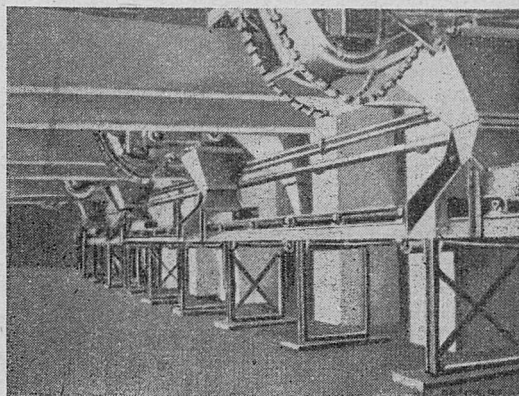
Urządzenia mechaniczne są obecnie stosowane w małych i średnich kotłowniach, gdzie są odprowadzane nieduże ilości żużla i popiołu, a rozwiązanie zagadnienia przestrzeni zajmowanej przez urządzenie nie sprawia trudności. Urządzeniami tymi transportuje się żużel i popiół na składowiska lub miejsca odbioru odległe od kotłowni o około 150 m.

Wykonanie mechanicznych urządzeń odżużlania i odpopielania jest bardzo różnorodne. Najczęściej spotykane są układy następujące:

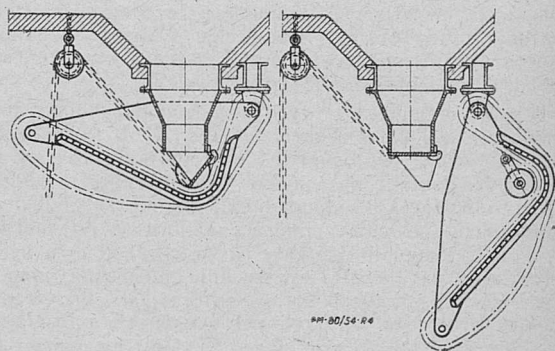
a) transport żużla i popiołu przy pomocy taśm, transporterów taśmowych, zgrzeblowych, kubelkowych, czerpakowych itp., gdzie żużel i popiół, spadające okresowo lub stale, są przesyłane z miejsc odbioru do głównego zbiornika żużla znajdującego się poza obrębem kotłowni. Stąd żużel i popiół transportuje się dalszymi urządzeniami do miejsca składowania (rys. 2, 3 i 4),



Rys. 2. Mechaniczne urządzenie odżużlania.



Rys. 3. Taśmowe urządzenie odbioru żużla.



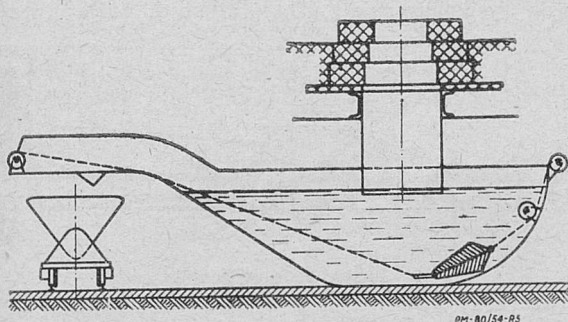
Rys. 4. Odbieralnik żużla z komory.

b) wyloty komór żużlowych i lejów popiołowych są zanurzone w zamknięciach wodnych, z których żużel i popiół są okresowo lub w sposób ciągły odbierane taśmami lub czerpakami i przenoszone poza kotłownię (rys. 5 i 6).

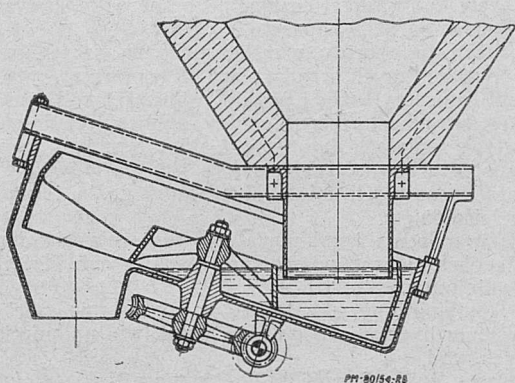
3. Urządzenia hydrauliczne

Całkowite zmechanizowanie przebiegu odbioru z kotłowni żużla i popiołu i ich transportu poza kotłownię w sposób najbardziej dogodny i higieniczny wykonuje się za pomocą urządzeń, w których do transportu wykorzystuje się energię kinetyczną wody. W urządzeniach tych żużel i popiół odbierane z komór żużlowych i z lejów popiołowych unosi strumień wody otwartymi kanałami lub rurociągami z miejsc odbioru aż na miejsce składowania lub załadowania na wagony.

Systemy hydraulicznego odżużlania i odpopielania stwarzają dogodne warunki dla obsługi, gdyż praca robotników polega tu na obserwacji ciągłego odbioru żużla i popiołu w dużych urządzeniach lub na okresowym uruchamianiu i zatrzymywaniu przebiegu w urządzeniach średniej wydajności. Warunki pracy pod względem higienicznym są dobre: żużel i popiół, zroszone wodą w komorach odbiorczych, spadają ochłodzone do kanałów lub rurociągów, nie powodując unoszenia się pyłu lub oparów.



Rys. 5. Zamknięcie komory żużlowej i odbiór żużla.



Rys. 6. Czerpakowe urządzenie odbioru żużla.

Ułożenie kanałów i rurociągów może być łatwo dostosowane do warunków kotłowni bez utrudnienia komunikacji wewnętrznej.

Naprawy mogą być ograniczone do wymiany kilku zużywających się części z ograniczeniem postojów urządzenia.

Wady urządzeń hydraulicznych polegają na znacznym zużyciu wody potrzebnej do transportu żużla i popiołu oraz na szybkim zużywaniu się części pomp bagrowych, jeśli są one stosowane. Scieranie się ścian rurociągów wymaga obserwacji i wymiany zniszczonych odcinków rurociągów.

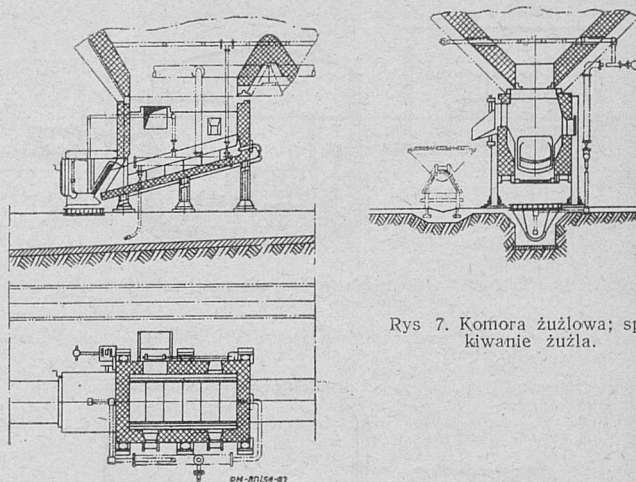
Zużycie wody potrzebnej do zmywania i transportu żużla i popiołu z komór odbiorczych aż do miejsca składowania wynosi 10 do 20 m³ na 1 tonę odbieranego żużla i popiołu, zużycie energii elektrycznej wynosi 7 do 18 kWh/t.

Ilość robotników obsługujących urządzenie hydraulicznego odżużlania może być ograniczone do 2 lub 3 ludzi na zmianę, lecz ich wyszkolenie musi stać na dużym poziomie zarówno odnośnie znajomości czynności związanych z obsługą jak też w zakresie umiejętności usuwania przeszkód w pracy urządzenia.

Urządzenia hydrauliczne są wykonywane w następujących zasadniczych układach:

niskociśnieniowe, w których do transportu żużla i popiołu używa się wody o ciśnieniu do około 5 atn,

wysokociśnieniowe, przy używaniu wody o ciśnieniu do 60 atn.



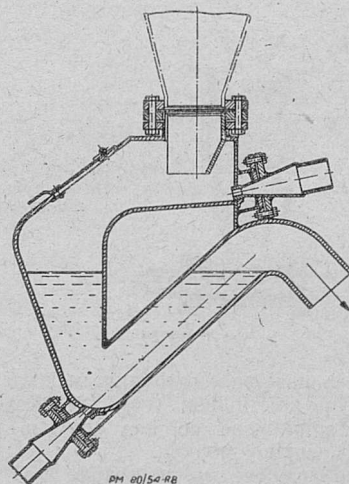
Rys. 7. Komora żużlowa; splukiwanie żużla.

W obu układach żużel z paleniska spada do komory żużlowej (rys. 7), gdzie jest lekko zraszany celem rozdrobnienia go. Następnie może być splukiwany strumieniami wody lub też dodatkowo rozdrabniany kruszarką w przypadkach transportu żużla rurociągami. Popiół z lejów popiołowych jest odbierany przez swobodne spadanie do urządzenia unoszącego go, albo jest z lejów bezpośrednio unoszony przy pomocy aparatów splukujących (rys. 8).

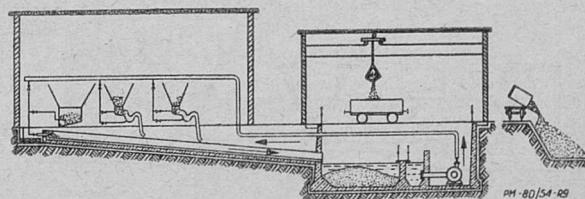
W układzie niskociśnieniowym żużel i popiół odbierane są z kotła wewnątrz kotłowni i transportowane wodą płynącą w otwartych kanałach o nachyleniu 1% do 2%.

Mieszanina wody, żużla i popiołu sływa kanałami bezpośrednio do miejsca składowania żużla, jeśli może być ono urządzone w pobliżu kotłowni przy sprzyjających warunkach terenowych (rys. 9). W przypadku konieczności urządzenia składowiska żużla w znacznej odległości od kotłowni oraz różnic poziomu mieszanina wody, żużla i popiołu sływa do pośrednich zbiorników przy kotłowni, a stąd jest odbierana przy pomocy pomp bagrowych (rys. 10), lub pomp mamutowych (rys. 11). Wówczas mieszanina wody, żużla i popiołu, dostarczana z kotłowni kanałami, przechodzi przez ruszt, na którym większe kawałki żużla (ponad 20 mm) oddzielają się i spadają do kruszarki, gdzie są rozdrabniane, a następnie wyrzucane do zbiornika, znajdującego się poniżej pompy.

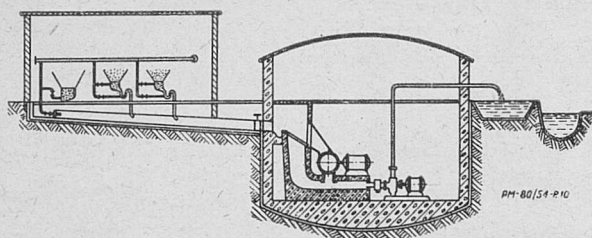
Pompa bagrowa zasysa ze zbiornika mieszaninę wody, rozdrobnionego żużla i popiołu i tłoczy je na miejsce składowania.



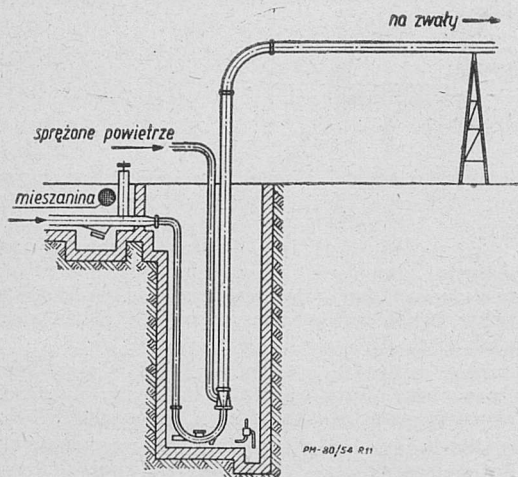
Rys. 8. Aparat do splukiwania popiołu.



Rys. 9. Schemat hydraulicznego urządzenia niskociśnieniowego.



Rys. 10. Schemat hydraulicznego urządzenia niskociśnieniowego z pompami bagrowymi

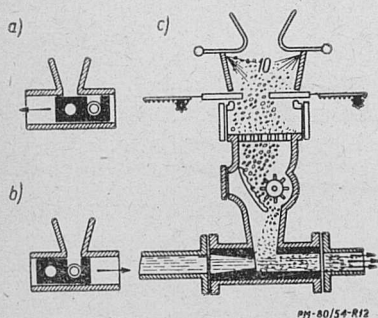


Rys. 11. Pompa mamutowa w zastosowaniu do transportu żużla.

Tam woda oddziela się od żużla i popiołu, spływając do odstojników lub wprost do kanałów ściekowych.

Żużel i popiół przetwarzane z wodą przez pompę bagrową szybko niszcą wirnik i osłonę pompy. Powoduje to konieczność ustawiania 2, a nawet 3 kompletów pomp celem zapewnienia ciągłości pracy urządzenia. Koszty remontów pomp i wymiany zużytych części znacznie obciążają koszty eksploatacji urządzenia.

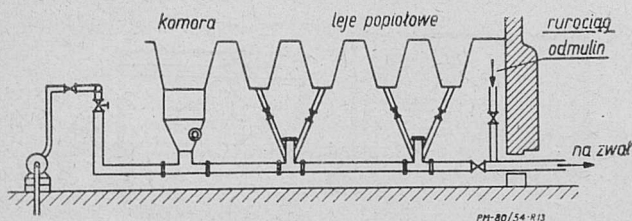
W urządzeniach układu wysokociśnieniowego żużel i popiół transportuje się rurociągami przy pomocy wody pod ciśnieniem 20 do 60 atn. Żużel spadający z paleniska jest



Rys. 12. Aparat do odbioru żużla w hydraulicznym urządzeniu wysokociśnieniowym.

zraszany wodą, a następnie rozbijany w kruszarkach ustawionych pod każdym zbiornikiem (rys. 12). Rozdrobniony żużel oraz popiół są splukiwane do leja aparatu, przetwarzającego mieszankę wody, żużla i popiołu.

Aparaty przetwarzające są ustawione pod każdą komorą, a czasem także pod lejami popiołowymi.



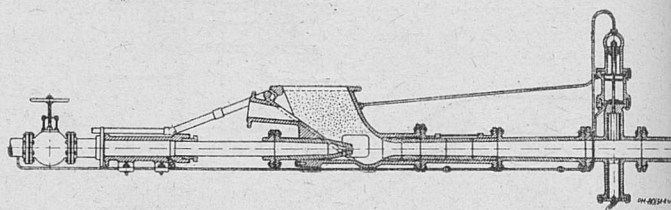
Rys. 13. Schemat hydraulicznego urządzenia wysokociśnieniowego.

Wszystkie aparaty przetwarzające mogą tłoczyć mieszaninę do wspólnego rurociągu, a wówczas każdy z nich pracuje niezależnie w sposób ciągły. Aparaty mogą być również wbudowane szeregowo w jeden rurociąg wspólny dla wszystkich kotłów lub dla kilku, a wówczas tak połączone aparaty przetwarzające mogą pracować kolejno (rys. 13).

Okresowe uruchamianie i zatrzymywanie pracy aparatów przetwarzających jest uciążliwe dla obsługi, szczególnie w kotłowniach o dużej ilości kotłów, oraz stwarza trudności pracy urządzenia. Aparaty połączone równolegle tworzą układ bardziej szczelny i łatwiejszy do obsługi, lecz wówczas zwiększa się ilość odgałęzień i armatury.

Urządzenie odzūżniania i odpopielania wykonane według tego układu pozwala na bezpośredni transport żużla i popiołu na składowisko położone w odległości do 1,5 km od kotłowni.

Aparaty przetwarzające mieszankę wody, żużla i popiołu przy zastosowaniu wysokiego ciśnienia do 60 atn zostały zaprojektowane przez inż. B. A. Moskalkowa (rys. 14). Pozwalają one na wyeliminowanie z układu kruszarki żużla przez usta-



Rys. 14. Aparat do przetwarzania żużla.

wienie przed aparatem rusztu przepuszczającego bryły o wymiarach do 100 mm. Całkowite rozdrobnienie żużla następuje w samym aparacie, gdzie strumień wody o wysokim ciśnieniu rozbija bryły żużla, przetwarzając je przez ostre krawędzie stalowych zębów gardzieli aparatu.

Tego rodzaju aparaty przetwarzające są szczególnie stosowane w hydraulicznych urządzeniach kombinowanych, w których transport żużla i popiołu wewnątrz kotłowni jest wykonywany przy zastosowaniu wody spływającej bez ciśnienia w otwartych kanałach lub przy niskim ciśnieniu rurociągami, a do transportu zewnętrznego używa się aparatów inż. Moskalkowa, przetwarzających mieszankę wody, żużla i popiołu pod wysokim ciśnieniem.

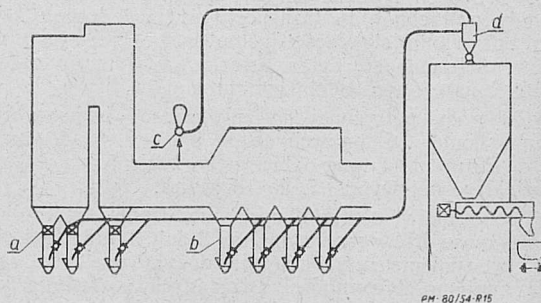
Praca urządzenia kombinowanego zapewnia higieniczne warunki dla obsługi oraz pozwala na ograniczenie ilości robotników do minimum.

Taki kombinowany układ daje wykorzystanie zalet obu odmian systemu hydraulicznego oraz umożliwia uniknięcie ich zasadniczych wad.

Transport żużla i popiołu za pomocą takiego urządzenia może być wykonywany na znaczne odległości — do 5 km.

4. Urządzenia pneumatyczne

Odbiór żużla i popiołu przy pomocy powietrza stosuje się w małych i średnich kotłowniach, w których warunki rozmieszczenia urządzenia oraz brak dużych ilości wody nie pozwalają na stosowanie innych układów odzūżniania. Zastosowanie pneumatycznego odzūżniania wymaga użycia kruszarek dla rozdrab-



Rys. 15. Schemat pneumatycznego urządzenia ssącego.

niania brył żużla oraz ułożenia sieci rurociągów, cyklonów i zbiorników. Części składowe tego urządzenia mogą być łatwo rozmieszczone w pomieszczeniach kotłowni.

Są stosowane dwa systemy odzūżniania przy pomocy powietrza: system oparty na działaniu powietrza ssanego oraz na działaniu powietrza tłoczonego.

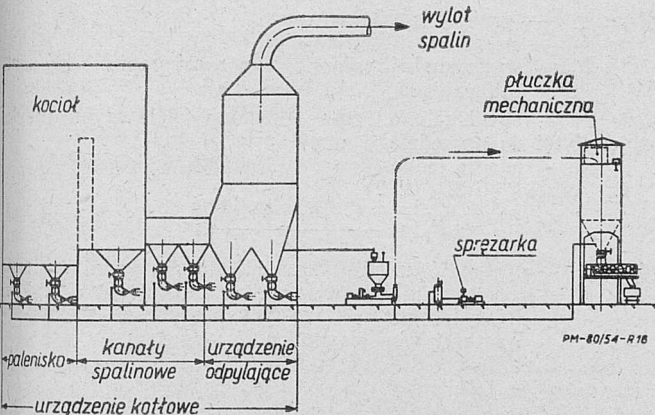
System przy pomocy powietrza *s s a n e g o* (rys. 15) polega na wytworzeniu podciśnienia w cyklonach i rurociągach. Przepływające powietrze porywa i unosi rozdrobniony żużel i popiół, które następnie osadzają się w cyklonie. Powietrze wysane z cyklonów, przy pomocy smoczków lub pomp powietrznych, przechodzi przez urządzenia zraszane wodą i jest wytłaczane na zewnątrz.

W systemie przy zastosowaniu powietrza *t ł o c z o n e g o* (rys. 16), przepływając przez układ porywa ono kawałki rozdrobnionego żużla i popiołu, dostarczając je do zbiorników. Następnie powietrze przechodzi przez urządzenia odpylające.

W obu tych układach często zachodzą trudności związane z całkowitym odpyleniem powietrza nośnego, opuszczającego urządzenie. W przypadkach odprowadzania żużla i popiołu na otwarte składowiska odpylanie powietrza jest prawie niemożliwe.

Systemy pneumatycznego odżużlania wymagają więc znacznych kosztów związanych z budową dobrych urządzeń odpylających. W przeciwnym przypadku są one przyczyną zapylenia okolicy kotłowni, a przede wszystkim zakładu.

Rozchód energii elektrycznej dla urządzeń pneumatycznych jest bardzo niski (0,1 do 0,3 kWh/t), rozchód wody jest znikomy; natomiast przy użyciu smoczków parowych rozchód pary wynosi 100 do 300 kg/t.



Rys. 16. Schemat pneumatycznego urządzenia tłoczącego.

Zużycie rurociągów i części składowych urządzenia jest znacznie większe niż w urządzeniach hydraulicznych.

Zaletą tych systemów odżużlania jest uzyskiwanie suchego żużla i popiołu.

5. Porównanie zasadniczych systemów odżużlania

Każdy z omówionych systemów ma swe zalety i wady, które należy brać pod uwagę przy wyborze systemu odżużlania. Te zalety i wady zmieniają się zależnie od warunków lokalnych, które mają ostateczny wpływ na wybór systemu odżużlania. Np. nie można zastosować hydraulicznego systemu w zakładzie nie dysponującym dostateczną ilością wody; systemu mechanicznego — w zakładzie nie dysponującym miejscem dla jego budowy, a systemu pneumatycznego — w zakładzie usytuowanym w okolicy zamieszkałej. Również koszty inwestycji i eksploatacji mogą zależeć od warunków pracy i warunków sytuacyjnych danego zakładu. Również, jak zaznaczono na początku, decydujący wpływ ma wielkość zakładu.

TABLICA I. Porównanie właściwości zasadniczych systemów odżużlania

System urządzenia odżużlania i odpowielania	Zalety	Wady
1. mechaniczne	— bardzo małe zużycie wody i energii elektr. — odbiór suchego żużla i popiołu.	— dość duża obsługa, — znaczne koszty napraw, — duże i swobodne przestrzenie potrzebne dla ustawienia urządzenia, — uciążliwe warunki higieniczne pracy.
2. hydrauliczne	— pełna mechanizacja, — łatwe rozmieszczenie części urządzenia, — zmniejszenie obsługi urządzenia, — dobre i higieniczne warunki pracy, — brak pyłu lotnego zanieczyszczającego okolicę.	— znaczne zużycie wody i prądu, — duże zużycie części składowych urządzenia, — znaczne przestrzenie dla stacji pomp, — większe koszty inwestycyjne, — odbiór mokrego żużla.
3. pneumatyczne	— mniejsze koszty inwestycyjne, — odbiór suchego żużla.	— zużycie części urządzenia jest większe niż w systemie 2, — znaczne koszty inwestycji i eksploatacji kruszarek, — możliwość zanieczyszczenia okolicy zakładu lotnym pyłem.

Jak z powyższego wynika, trudno jest z góry określić, który system odżużlania jest lepszy, a który gorszy i dla każdego projektu należy przeprowadzić odpowiednie studia warunków oraz wykonać każdorazowo kalkulację dla różnych systemów.

Projektowanie, budowa oraz eksploatacja urządzeń odżużlania i odpowielania stwarzają liczne zagadnienia obecnie częściowo tylko rozwiązane. Brak też pewnych podstaw dla ich projektowania i tak np. ilość wody potrzebnej dla urządzeń hydraulicznych przyjmowana przy projektowaniu różni się znacznie od pomiarów wody zużywanej w tych urządzeniach po ich uruchomieniu.

Uogólnianie uzyskanych wyników wymaga jeszcze opracowania celem stworzenia podstaw do właściwego projektowania. Tablica I podaje próbę orientacyjnego porównania zalet i wad poszczególnych systemów odżużlania i odpowielania.

W niniejszym artykule omówiono tylko w sposób ogólny zasadnicze systemy odżużlania i odpowielania, pomijając wszystkie szczególne zagadnienia ich budowy i pracy. Pominięto również podstawy obliczeń związanych z projektowaniem i eksploatacją. Zagadnienia te będą obszernie omówione w oddzielnej pracy.

LITERATURA

1. S. C. Fejerman i S. M. Szucher — Topki z żydkim szlakoudaleniem, Goseniergoizdat, 1951.
2. W. N. Jureniew — Promyslennyje elektriceskije stancji, Goseniergoizdat, 1952.
3. H. Kolbe — Der wirtschaftliche Dampfkesselbetrieb, Halle, 1949.
4. W. W. Łuknickij — Tiepłowije elektriceskije stancji promyslennych przedprujatij, Goseniergoizdat, 1946.
5. E. I. Romm (red.) — Kotielnyje ustanowki T. II, Goseniergoizdat, 1946.
6. R. Spalckhaver i A. Rüster — Die Dampfkessel, Berlin, 1934.
7. L. U. Kiercelli i W. I. Ryżkin — Tiepłowije elektriceskije stancji, Goseniergoizdat, 1949.
8. Sprawocznik tieplotiechnika cz. metalurgii, Metalurgizdat, 1953.

TERMINARZ TECHNIKA NA ROK 1955 w 13 mutacjach dla następujących branż: Budownictwo i Technika Sanitarna, Chemia, Elektryka, Geodezja i Wodno Melioracja, Górnictwo, Hutnictwo i Odlewnictwo, Komunikacja, Leśnictwo i Drzewnictwo, Mechanika, Papiernictwo i Poligrafia, Przemysł Spożywczy, Włókiennictwo oraz Rolnictwo, można zamawiać od dnia 1.XI. br. we wszystkich Oddziałach Naczelnej Organizacji Technicznej.

Praktyczne wyznaczanie siły gięcia

(Porównanie wielkości obliczonych różnymi wzorami)

621.96:621.71:51:531.224

Mgr inż. BOLESŁAW KWAŚNIEWSKI
mgr inż. ANDRZEJ TURNO

Istnieje cały szereg przybliżonych wzorów praktycznych polecanych przez różnych autorów do obliczania siły gięcia pod prasą. Wzory te dają bardzo różne wyniki. W artykule, po krótkiej analizie poszczególnych faz procesu gięcia, przytoczono czternaście różnych wzorów określających siłę gięcia w kształcie litery V i U oraz porównano uzyskane przy ich pomocy wartości siły gięcia V i dotłaczania jednakowej płytki o przekroju prostokątnym. Analiza tych wartości wskazuje na potrzebę ujednolicenia sposobów obliczania sił występujących przy gięciu.

Przy konstruowaniu narzędzi do obróbki plastycznej, a także w praktyce warsztatowej, zachodzi często potrzeba wyznaczenia siły gięcia, koniecznej do wytrzymałościowych obliczeń składowych części tłoczników oraz do doboru tłoczarki odpowiedniej do danej operacji gięcia.

Występująca w procesie gięcia siła, o wielkości zmiennej w przebiegu procesu, zależy od szeregu czynników. Do najważniejszych z nich należą:

- 1) wymiary i kształt materiału wyjściowego;
- 2) własności mechaniczne materiału (wytrzymałość, skłonność do umocnienia po zgnieciu itp.);
- 3) odległość między krawędziami gnącymi matrycy;
- 4) wielkość promieni zaokrągleń krawędzi gnących stempla i matrycy;
- 5) stan pracujących powierzchni narzędzia i materiału wyjściowego (ze względu na współczynnik tarcia).

Dla przeanalizowania zmian siły przy gięciu rozpatrzmy gięcie w kształcie litery V płytki o przekroju prostokątnym.

Proces gięcia można podzielić na następujące okresy:

a. Zginanie swobodne trwające od chwili zetknięcia się krawędzi stempla ze zginaną płytką, do jej ugięcia na kąt α (rys. 1 a). Utworzony wewnętrzny promień zaokrąglenia

ni zaokrągleń oraz odległości krawędzi gnących matrycy. Przy innych rodzajach gięcia (w kształcie U lub Z) zmiany siły mają przebieg podobny.

W literaturze technicznej spotyka się różne wzory polecane do praktycznego wyznaczania wielkości siły gięcia, z mniejszym lub większym przybliżeniem. Wzory te podają bardzo rozbieżne wyniki. Poniżej przytoczymy spośród nich najczęściej stosowane.

1. Gięcie w kształcie litery V

A. Wzór Gipromasz (l. 1)

$$\text{Siła gięcia } P_g = 0,25 \cdot g \cdot b \cdot R_r;$$

gdzie: g — grubość płytki w mm;

b — szerokość płytki w mm;

R_r — wytrzymałość materiału na rozciąganie w kg/mm².

$$\text{Siła dotłaczająca } P_d = F \cdot p_d;$$

gdzie F — powierzchnia rzutu poziomego płaszczyzn przylegania płytki do narzędzia w mm²

p_d — nacisk jednostkowy dotłaczania w kg/mm² (1)

B. Wzór Cdl (l. 2)

$$P_g = \frac{C \cdot R_r \cdot b \cdot g^2}{l};$$

gdzie: l — odległość między krawędziami gnącymi w mm;
 C — współczynnik doświadczalny zależny od odległości krawędzi gnących matrycy i grubości blachy.

Wartości współczynnika C wynoszą:

$$C = 1,33 \text{ dla } l = 8 \text{ g}$$

$$C = 1,24 \text{ dla } l = 12 \text{ g}$$

$$C = 1,20 \text{ dla } l = 16 \text{ g}$$

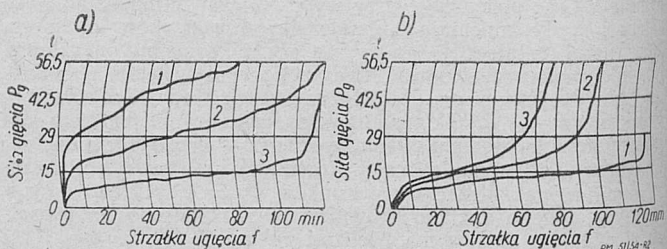
pozostałe oznaczenia jak poprzednio.

Wzór nie uwzględnia siły dotłaczania P_d . Otrzymane nim wartości są wielokrotnie niższe niż otrzymane z wzorów opartych w latach późniejszych.

C. Wzór Ruhrmanna (l. 3)

$$P_g = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_g \cdot b \cdot g^2}{l};$$

gdzie: $R_g \approx R_r$ — wytrzymałość na zginanie w kg/mm².



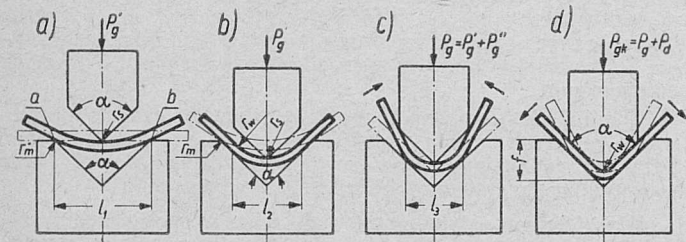
Rys. 2. Wykresy indykatorowe siły gięcia na zimno płyt z blachy stalowej: a — o grubości $g = 40$ mm, przy promieniu stempla gnącego $r_s = 150$ mm i odległości między krawędziami gnącymi matrycy $l = 450$ mm. Szerokości płyt dla poszczególnych krzywych wynoszą: 1) $b = 230$ mm, 2) $b = 150$ mm, 3) $b = 60$ mm; b — o grubości $g = 23$ mm i szerokości $b = 230$ mm. Odległości między krawędziami gnącymi matrycy dla poszczególnych krzywych wynoszą: 1) $l = 450$ mm, 2) $l = 380$ mm, 3) $l = 330$ mm.

Dla uwzględnienia tolerancji grubości blachy i końcowego wzrostu siły Autor poleca otrzymaną wartość powiększyć 2,5-krotnie, więc:

$$P_{gk} = \frac{5}{3} \cdot \frac{R_g \cdot b \cdot g^2}{l}.$$

Obliczoną tym wzorem siłę można wyznaczyć również przy pomocy przedstawionego na rysunku 3 nomogramu (l. 3). Wycho-
dźmy z podziałki I dla R_g , na której znaleziony punkt l :

1) Wartości p_d czytelnik może znaleźć w Maszynostrojeniu (Enc. Spraw., Maszgiz, 1948), t. 6, str. 498, tabl. 13.



Rys. 1. Poszczególne fazy procesu gięcia w kształcie litery V.

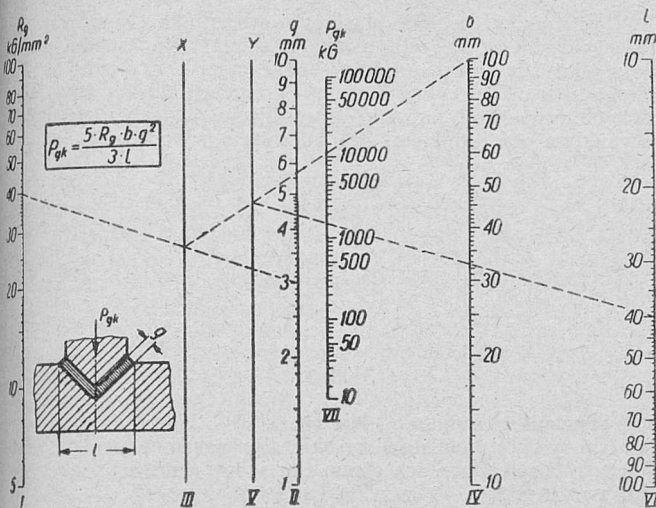
nia płytki r_w pozostaje większy od promienia stempla r_s . Siła wzrasta prawie proporcjonalnie do ugięcia i osiąga wartość P^1 . Po zaprzestaniu działania siły gięcia płytka dąży do częściowego wyprostowania się. W dalszej fazie tego okresu występuje ślizganie zgiętych ramion płytki (rys. 1b) po krawędziach matrycy. Punkty a i b styku ulegają przesunięciu i zajmują położenie a_1 i b_1 . Wielkość przesunięcia zależy od promienia krawędzi matrycy r_m , odległości między krawędziami l_1 oraz kąta α . Przy zmniejszaniu promienia r_m i kąta α następuje wzrost drogi poślizgu zginanej płytki. Siła gięcia zmienia się wówczas nieznacznie.

b. Doginanie uprzednio zgiętej płytki na odcinku l_2 . Dotychczas przylegające do matrycy ramiona płytki ulegają dalszemu zgięciu aż do zetknięcia się ze stemplem (rys. 1c). Promień wewnętrzny płytki r_w zmniejsza się, a siła gięcia wzrasta do wartości $P_g = P^1 + P^2$.

c. Odginanie ramion płytki do ich zetknięcia się z krawędziami gnącymi matrycy, przy dalszym zginaniu na odcinku l_3 (rys. 1 d).

d. Prostowanie i dotłaczanie płytki na powierzchni styku z narzędziem. Zachodzi tu wzrost siły gięcia o wielkość siły dotłaczającej P_d , a więc końcowa wielkość siły gięcia osiąga wartość $P_{gk} = P_g + P_d$. Kształt zginanej płytki w końcu okresu czwartego odpowiada pod działającym obciążeniem kształtowi narzędzia. Wielkość siły w końcowej fazie gięcia wobec jej zależności od wielu trudnych do określenia czynników wyznacza się jedynie doświadczalnie.

Wymienione okresy procesu gięcia występują wyraźnie przy dostatecznie małym promieniu r_s i kącie α mniejszym od 100°. Można je wówczas określić na wykresach zmian siły w zależności od strzałki ugięcia. Na rys. 2 ab przedstawiono wykresy indykatorowe (rzeczywiste) procesów gięcia V płytek o przekroju prostokątnym, o różnych wymiarach i dla różnych promie-



Rys. 3. Nomogram do wyznaczania sił gięcia w kształcie litery V.

czymy prostą z punktem na podziałce II dla g . Z punktu przecięcia się prostej z pomocniczą podziałką III dla X prowadzimy drugą prostą do punktu na podziałce IV dla b . Punkt przecięcia się tej ostatniej prostej z podziałką pomocniczą V dla Y łączymy trzecią prostą z punktem na podziałce VI dla l . Punkt przecięcia tej trzeciej prostej z podziałką VII odpowiada szukanej wartości P_{gk} .

D. Wzór Kaczmarka (l. 5)

$$P_{gk} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_r \cdot X \cdot b \cdot g^2}{l};$$

wartości współczynnika X przyjmuje się w zależności od stosunku l/g i promienia zaokrąglenia wewnętrznego r_w , który praktycznie można przyjmować jako równy r_s (tablica I).

TABLICA I. Wartości współczynnika X .

Stosunek l/g	10	8	6
promień r_s	1,6 g	1,4 g	1,0 g
X dla $R_r = 34$ do 42 kg/mm^2	9,4	11	11,25
X dla $R_r = 30$ do 35 kg/mm^2	7,5	8,7	9,1

E. Wzór Riabinina (l. 6)

Wzór ten określa optymalną siłę dla dokładnego gięcia na zimno

$$P_{gk \text{ opt}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{b \cdot g^2}{l} \cdot R_{pl} (1 + K_{opt});$$

gdzie: R_{pl} — granica plastyczności przy zginaniu w kg/mm^2 ; K_{opt} — współczynnik uwzględniający siłę dotłaczającą.

Wartości współczynnika K_{opt} podane w tablicy II Autor przyjmuje w zależności od stosunku r_s/g (jednostkowego promienia gięcia wg nomenklatury Szofmana, l. 7).

TABLICA II. Wartości współczynnika K_{opt} do wzoru Riabinina

r_s/g	do 1	1 do 5	5 do 10
K_{opt}	60 — 50	50 — 40	40 — 30

F. Wzór Zworono (l. 8)

$$P_g = 0,6 \cdot \frac{b \cdot g^2 \cdot R_r}{r_s + g}$$

G. Wzór Renne (l. 8)

$$P_g = 1,1 \cdot \frac{b \cdot g}{\frac{r_s}{g} + 1} \cdot R_{pl};$$

gdzie: R_{pl} — granica plastyczności przy rozciąganiu w kg/mm^2 .

H. Wzór Gubkina (l. 9) oparty na teorii plastyczności, przy założeniu, że $b > g$

$$P_g = \frac{4}{l} \cdot 0,2 \cdot \sigma_{sz} \cdot b \cdot g^2 \left(1 + 0,25 \cdot \frac{R_{pl}}{\sigma_{sz}} \right);$$

gdzie: σ_{sz} — określone w próbie rozciągania naprężenie rzeczywiste, występujące w chwili pojawienia się szyjki

$$\sigma_{sz} = \frac{R_r}{1 - C_{sz}} \quad \text{w } \text{kg/mm}^2$$

C_{sz} — przewężenie występujące w chwili pojawienia się szyjki

$$C_{sz} = \frac{F_o - F_{sz}}{F_o}$$

F_o — przekrój pierwotny próbki w mm^2 ;

F_{sz} — przekrój próbki w chwili pojawienia się szyjki w mm^2 .

I. Wzór Markowca (l. 10)

$$P_{gk} = 1,3 \cdot \frac{4 (1,3 + 0,8 \varepsilon_z) b \cdot g^2 \cdot R_r}{6 \cdot l} + F \cdot p_d;$$

gdzie: ε_z — wydłużenie właściwe materiału odpowiadające zerwaniu próbki, określone w próbie rozciągania;

F — powierzchnia materiału podlegająca dotłaczaniu w mm^2 ;

p_d — nacisk jednostkowy dotłaczania przy gięciu w kg/mm^2 .

Wartości p_d Autor poleca przyjmować w granicach $3 \div 15 \text{ kg/mm}^2$, zależnie od rodzaju materiału, jego grubości i powierzchni dotłaczania.

K. Wzór Szofmana (l. 7)

$$P_g = \frac{2 \cdot \omega \cdot \varphi_g \cdot \varphi'_g \cdot \varphi''_g \cdot R_r \cdot b \cdot g^2}{6 \left[\frac{l}{2} - \sin \left(\frac{\alpha}{2} (r_s + r_m) \right) \right]};$$

gdzie: ω — współczynnik uwzględniający prędkość odkształcenia ($\omega = 1$ dla gięcia na gorąco, $\omega = 1,25$ dla gięcia na zimno);

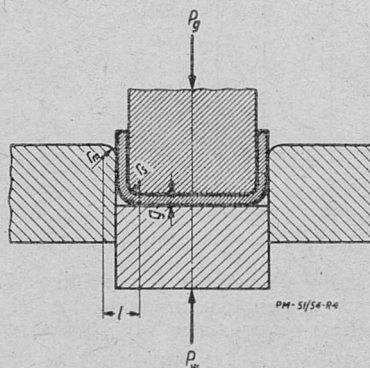
φ_g — współczynnik uwzględniający umocnienie materiału przy zginaniu; wartości jego, zależnie od tzw. jednostkowego promienia gięcia $\varphi_g = r_s/g$ oraz od przewężenia C_{sz} , podano dla przypadku gięcia na zimno w tablicy III; dla gięcia na gorąco $\varphi_g = 1,5$;

TABLICA III. Wartości współczynnika φ_g dla gięcia na zimno wg Szofmana

$\varphi_g = r_s/g$	0,5	1	2	3	4	6	10	15	20	30	100
C_{sz}											
0,10	1,90	1,80	1,70	1,65	1,60	1,55	1,45	1,40	1,35	1,20	1,10
0,15	2,00	1,90	1,70	1,60	1,50	1,45	1,30	1,25	1,20	1,00	0,90
0,20	2,10	1,90	1,65	1,55	1,45	1,30	1,20	1,05	1,00	0,80	0,65
0,25	2,15	1,90	1,60	1,40	1,30	1,15	1,00	0,85	0,80	0,60	0,40

φ'_g — współczynnik uwzględniający kształt przekroju poprzecznego zginanej płytki; (dla przekroju prostokątnego $\varphi'_g = 1$, dla normalnych belek dwuteowych $\varphi'_g = 0,85$);

φ''_g — współczynnik uwzględniający opory tarcia na podporach; (dla gięcia na zimno $\varphi''_g = 1$, dla gięcia na gorąco $\varphi''_g = 1,2$);



Rys. 4. Gięcie przy krawędziach gnących zaokrąglonych.

Dla porównania podanych wzorów zamieszczono w tablicy IV wartości sił gięcia obliczone kolejno przy ich pomocy dla przypadku gięcia w kształcie litery V płytki o przekroju prostokątnym (szerokość $b = 30 \text{ mm}$, grubość $g = 6 \text{ mm}$), wykonanej z taśmy stalowej o wytrzymałości $R_r = 34 \text{ kg/mm}^2$,

TABLICA IV

Wzór użyty do obliczenia	Siła gięcia P_g w kG	Siła dotłaczania P_d w kG	Siła całkowita P_{gk} w kG
A. Gipromasz	1530	36000 ¹⁾	37530
B. Cali	780		
C. Ruhrmanna	408		1020
D. Kaczmarka			3840
E. Riabinina	408	24480	24888
F. Zworono	2000	22050 ²⁾	24050
G. Renne	2592	22050 ³⁾	24642
H. Gubkina	1814	22050 ³⁾	23864
I. Markowca	795	27000 ⁴⁾	27795
K. Szofmana	1010	22050 ³⁾	23060

1) Obliczono dla $p_d = 20 \text{ kG/mm}^2$.
 2) Obliczono dla $p_d = 5 \text{ kG/mm}^2$ przy pomocy wzoru $P_d = F \cdot p_d \cdot \sqrt{g}$.
 3) Obliczono wg wzoru Zworono.
 4) Obliczono dla $p_d = 15 \text{ kG/mm}^2$ przy pomocy wzoru $P_d = F \cdot p_d$.

granicy plastyczności przy rozciąganiu $R_{pl} = 24 \text{ kG/mm}^2$ i granicy plastyczności przy zginaniu $R'_{pl} = 34 \text{ kG/mm}^2$. Ponadto przyjęto we wszystkich przypadkach następujące wielkości stałe: kąt gięcia $\alpha = 90^\circ$, promień zaokrąglenia krawędzi gnącej stempla $r_s = 5 \text{ mm}$, odległość między krawędziami gnącymi matrycy $l = 60 \text{ mm}$. Porównanie zamieszczonych w tablicy liczb wykazuje duże rozbieżności w obliczonych wartościach siły gięcia.

2. Gięcie w kształcie litery U

A. Wzór Ruhrmanna (l. 3)

Siła gięcia $P_g = 0,22 \cdot g \cdot a \cdot R_r$;

gdzie: $a = 2, b$ — długość krawędzi gięcia przedmiotu w mm.

B. Wzór Hudika (l. 4)

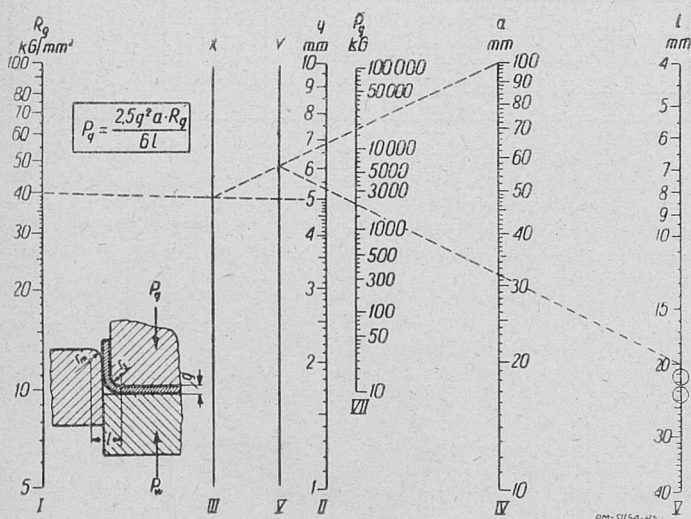
$$P_g = \frac{2,5 \cdot a \cdot g^2 \cdot R_g}{6 l}$$

gdzie: $R_g \approx R_r$ — wytrzymałość na zginanie w kG/mm^2 ;

$l = r_m + g + r_s$ — ramię gięcia w mm.

Obliczoną powyższym wzorem siłę można również wyznaczyć przy pomocy nomogramu z rys. 5 w następujący sposób:

Na podziałce I znajdujemy wartość dla R_g . Otrzymany punkt łączymy prostą z punktem na podziałce II dla g . Punkt przecięcia się tej prostej z pomocniczą podziałką III dla X łączymy ze znalezionym punktem na podziałce IV dla a przy pomocy



Rys. 5. Nomogram do wyznaczania sił gięcia w kształcie litery U.

drugiej prostej, która się przecina z podziałką V dla l . Punkt przecięcia łączymy z punktem na podziałce VI dla l trzecią prostą, która da nam na podziałce VII szukaną wartość P_g .

C. Wzór Markowca (l. 10)

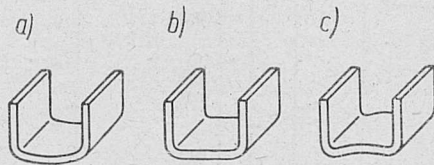
$$P_g = \frac{1,3 \cdot 2 (1,3 + 0,8 \epsilon_x) b \cdot g^2 \cdot R_r}{6 (r_s + g + C \cdot g)}$$

gdzie: C — współczynnik określający jednostronny luz między materiałem a narzędziem;

$C = 0,05$ dla stali,

$C = 0$ do $0,1$ dla metali kolorowych.

W przypadku użycia płaskiego wyrzutnika sprężynowego lub powietrznego, w celu otrzymania płaskiego spodu przedmiotu, do siły gięcia należy dodać nacisk wyrzutnika P_w , którego wartość przyjmuje się w granicach 25 do 30% wartości obliczonej siły gięcia. Przy gięciu wklęsłym stemplem i wypukłym wyrzutnikiem, dla uniknięcia szkodliwego wpływu



PH-51/54-2A

Rys. 6.

sprężynowania przedmiotu, siła gięcia jest 2 do 2,5 raza większa. Na rys. 6 przedstawiono kształty przedmiotów otrzymanych w różnych procesach gięcia U: a) przelotowego, b) z płaskim wyrzutnikiem, c) z wklęsłym stemplem.

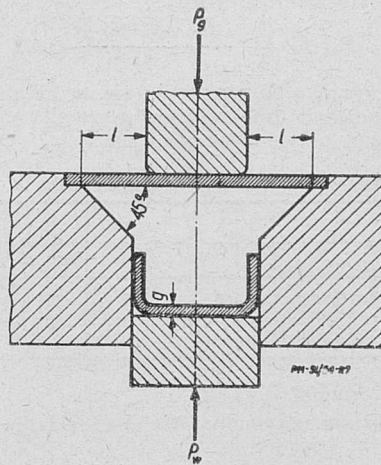
D. Wzór Kaczmarka (l. 5) wyznacza siły gięcia przy zukosowanych krawędziach matrycy (rys. 7). Gięcie narzędziem tego typu wymaga mniejszych sił.

$$P_g = \frac{R_r \cdot X \cdot b \cdot g^2}{3 \cdot l}$$

Wartości współczynnika X dla grubości blachy $g \leq 6 \text{ mm}$ i ramienia gięcia $l = 4,5 \text{ g}$, wynoszą:

dla $R_r = 30$ do 35 kG/mm^2 $X = 18$

dla $R_r = 35$ do 52 kG/mm^2 $X = 20$



Rys. 7. Gięcie przy krawędziach gnących zukosowanych.

Nacisk wyrzutnika przyjmuje się jak poprzednio $P_w \approx P_g$.

Badane wzory mają również zastosowanie do wyznaczania sił gięcia w kształcie litery Z, które jest połączeniem dwóch gięć V lub U (prostego i odwróconego).

Poddawszy analizie przytoczone praktyczne wzory, można od razu stwierdzić, że nie wszystkie spośród nich uwzględniają przystość siły gięcia w końcowej fazie procesu, aczkolwiek proste przykładowe przeliczenie wykazuje, że siła ta znacznie przewyższa siły występujące w trzech początkowych okresach gięcia. Ponadto wyraźnie rzucają się w oczy rażące nieraz różnice między wynikami uzyskanymi przy zastosowaniu różnych wzorów do tego samego przypadku gięcia.

Należy wyrazić nadzieję, że szybki rozwój tłocznictwa i prowadzone w tym zakresie prace teoretyczne i laboratoryjne przyniosą rychłe rozwiązanie i wyrównanie istniejących różnic w obliczeniach podstawowych wielkości procesu.

LITERATURA

1. Maszynostrojenie — Encyklopedyczny Sprawoznik, t. 6, 1948.
2. K. Rabe — Spanlose Formung, cz. 3 — Stanzerei, A. Ziemsen, Lutherstadt Wittenberg, 1940. Deutsche Werkmeister Bücherei.
3. H. Hilbert — Tłocznictwo, t. II, PWT, 1953.
4. J. Hudik — Konstrukce Razidel, Praha, 1951.
5. E. Kaczmarek — Praktische Stanzerei, T. I., Springer, 1943.
6. B. W. Riabinin — Wiestnik Maszynostrojienia, nr 8, 1951.
7. Ł. A. Szofman — Elementy teorii chłodnej sztaampowki, Oborongiz, 1952.
8. A. N. Małow i E. A. Popow — Sztaampowka tolstolistowego mietalla, ITEIN, 1947.
9. S. I. Gubkin — Plastikieskaja dieformacija mietallow, ONTI, 1935.
10. M. E. Zubcow — Tiechnologia chłodnej sztaampowki, Maszgiz, 1950.

Wysokoprężny silnik morski typu „RENAG“

(dokończenie z zeszytu 10/54)

621.43 (438) : 629.12

Mgr inż. JAN NAGAWIECKI

3. Badania silnika

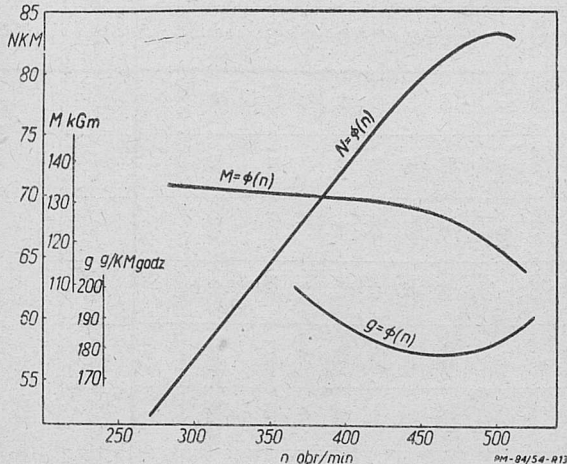
a. Badania silnika na stanowisku dynamometrycznym

Badania na stanowisku dynamometrycznym przeprowadzono w Instytucie Samochodowym Politechniki Gdańskiej. Ostatnia faza tych badań była prowadzona pod nadzorem komisji powołanej przez Ministerstwo Żegluga dla przeprowadzenia prób odbiorczych.

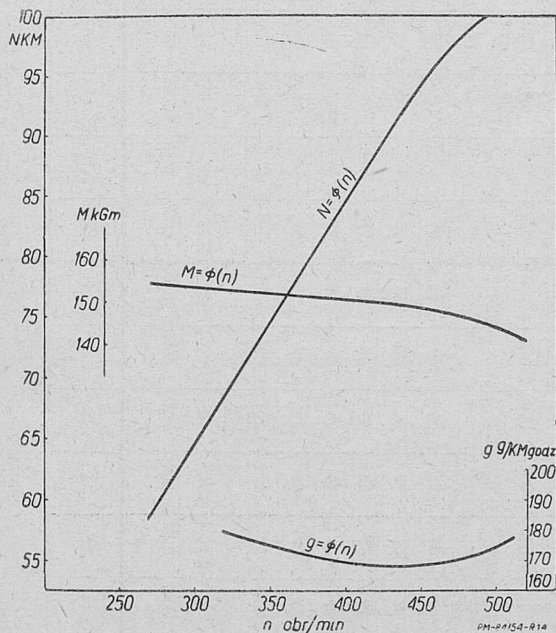
W czasie prób stosowano dwa gatunki oleju napędowego L II i L I o właściwościach zgodnych z PN/C-96048. Nie zaobserwowano znacznych różnic pracy przy stosowaniu tych dwóch gatunków. Jedynie stwierdzono nieco większe zużycie jednostkowe dla oleju L II, jak również trudniejszą filtrację tego oleju. Olej smarny zastosowano marki S 18.

Przeprowadzono badania silnika obciążając go do granicy dymienia. Pojawienia się lekko szarego wydechu przyjęto za granicę dobrego spalania. W ten sposób postępując ustalono 3 krzywe w funkcji obrotów: $N = f(n)$; $M = f(n)$; $g = f(n)$.

Rys. 13 i 14 przedstawiają przebiegi tych krzywych wykreślonych na podstawie danych wziętych z 2 badań. W trakcie pierwszego badania ciśnienie wtrysku, na jakie uregulowano wtryskiwacz, wynosiło 170 G/cm². Drugie badanie było powtó-



Rys. 13. Charakterystyka silnika „RENAG“ przy mocy na granicy dymienia: ciśnienie wtrysku 170 kg/cm², temp. wody w głowicy 55°C, nadciśnienie powietrza przepływającego 0,16 atn, paliwo — olej gazowy L I ($\gamma = 0,85$), olej smarny — S 18.



Rys. 14. Charakterystyka silnika „RENAG“: ciśnienie wtrysku 200 kg/cm², temp. wody w głowicy 60°C, nadciśnienie powietrza przepływającego 0,16 atn, paliwo — olej gazowy L I ($\gamma = 0,85$), olej smarny — S 18.

zeniem pierwszego, jednakże ciśnienie wtrysku podwyższono do 200 kg/cm². Wyraźnie widać z wykresów, że granica dymienia została znacznie podwyższona, a obciążenie silnika zwiększone o ok. 20%. Nasunęło to wniosek, jak duże znaczenie posiada ciśnienie wtrysku paliwa na dobroć spalania w cylindrze. Późniejsze badania i obserwacje pozwoliły na dalsze podniesienie ciśnienia wtrysku, które ustalono na 220 G/cm².

Na podstawie powyższych wykresów można wyprowadzić następujące wnioski:

1) Moc znamionowa wyliczona przez konstruktorów została przekroczona. Przy 500 obr/min uzyskano moc około 93 KM, zamiast spodziewanych 84 KM.

2) Charakter krzywej $N = f(n)$ wskazuje, że maksymalna moc leży powyżej 500 obr/min.

3) Przebieg krzywej momentu jest płaski, co jest specjalnie korzystne ze względu na siłę pociągową śruby.

4) Optymalne zużycie paliwa znajduje się w przedziale obrotów 430 ÷ 460 obr/min i waha się około wartości 166 g/KM godz.

W wyniku tych, jak również późniejszych badań, podniesiono nominalną moc na 90 KM przy 500 obr/min zamiast, jak to początkowo założono, 84 KM.

Wykresy 13 i 14 ilustrują równocześnie zużycie jednostkowe paliwa w funkcji mocy.

Zużycie paliwa przy biegu luzem, tj. przy $n = 350$ obr/min wyniosło 500 cm³ w czasie 10'12,5", co w przeliczeniu na zużycie godzinowe wynosi: $G_h = 2,5$ kG/godz.

Stopień czułości regulatora zbadano w 3 pomiarach przy $n = 500, 450$ i 400 obr/min, obciążając silnik od obciążenia na granicy dymienia do biegu luzem.

Wyniki pomiarów były następujące:

n regul.	500	450	400
n min.	500	445	404
n max.	518	475	450

Stopień czułości liczony ze wzoru:

$$\delta = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{sr}}; \quad n'_{sr} = \frac{n_{\max} + n_{\min}}{2}$$

wynosił:

$$\begin{aligned} \delta_{500} &= 3,5\% \\ \delta_{445} &= 6,1\% \\ \delta_{400} &= 10,8\% \end{aligned}$$

Przebieg procesów w cylindrze był obserwowany w indykatorze elektronowym firmy Philips typ GM 3154. Na podstawie tych obserwacji ustalono, że różnice pomiędzy maksymalnym i minimalnym ciśnieniem sprężania wynoszą przeciętnie: $\Delta p_s = 1,5$ kG/cm², co w stosunku do średniej wartości ciśnienia sprężania $p_c = 36$ kG/cm² wynosi 4,15%. Świadczy to o prawidłowym działaniu pierścieni uszczelniających. Ta równomierność sprężania pociąga za sobą i równomierność zapłonów. Różnice ciśnień spalania wynoszą przeciętnie: $\Delta p_w = 3,5$ kG/cm².

W odniesieniu do średniej wartości ciśnienia spalania $p_z = 60$ kG/cm², co wynosi około 5,8%. Jest to różnica niewielka i świadczy o prawidłowym spalaniu.

Sprawność ogólna silnika wyliczona na podstawie jednostkowego zużycia paliwa wynosi:

$$\eta_o = \frac{632}{g \cdot W_d} = \frac{632}{0,166 \cdot 10250} = 37\%$$

Sprawność tę należy uznać jako bardzo wysoką dla tego typu silników. Na podstawie pomiarów indykatorowych średnie ciśnienie efektywne p_e przy obciążeniu $N_e = 90$ KM i $n = 500$ obr/min wynosi 5,3 kG/cm², zaś $p_i = 6,5$ kG/cm²

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{5,3}{6,5} = 0,815$$

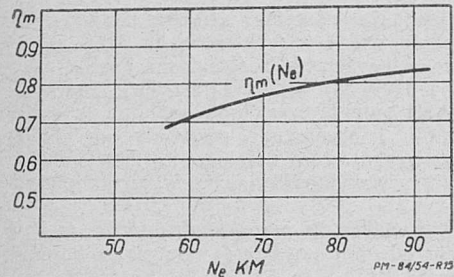
Przebieg sprawności mechanicznej w funkcji mocy podaje wykres rys. 15. Sprawność indykowana odpowiadająca optymalnemu zużyciu paliwa wynosi:

$$\eta_i = \frac{0,37}{0,81} = 0,455$$

Próba długotrwałego obciążenia

Próba polegała na nieprzerwanej pracy silnika pod obciążeniem nominalnym, przy nominalnych obrotach przez 48 godzin. Jest to próba wymagana przepisami kwalifikacyjnymi

Polskiego Rejestru Statków i celem jej jest sprawdzenie przydatności silnika do pracy na morzu. Wiadomo, że zarówno z uwagi na trudne warunki pracy silnika w trakcie silnego sztormu, jak również z uwagi na bezpieczeństwo ludzkie wymaga



Rys. 15. Wykres sprawności mechanicznej η_m silnika „RENAG” 3 RN-1627.

się od silników morskich dużej pewności działania. Próba ta zakończyła się pełnym powodzeniem. Silnik biegł bez zastrzeżeń 48 godzin pod obciążeniem 85 KM przy $n = 510$ obr/min.

W trakcie próby dokonano szeregu pomiarów zużycia paliwa i powtórzono zdjęcie charakterystyki silnika, przy czym stwierdzono, że nie odbiega ona od uprzednio zamieszczonej.

Pomiarów dokonywano co godzinę. Odnosne dane (co 2 godziny) wynotowano w tabl. I.

Analiza próby długotrwałej pozwoliła na wyprowadzenie następujących wniosków:

- 1. silnik łatwo osiąga równowagę cieplną i utrzymuje się stale bez widocznych wahań;
- 2. regulator dobrze utrzymuje oznaczoną liczbę obrotów. Nie zaobserwowano żadnych istotnych wahań mocy i obrotów;
- 3. zużycie paliwa przeciętnie za okres 48 godzin wyniosło 166 g/KMgodz, a więc silnik należy zaliczyć do najbardziej ekonomicznych;
- 4. zużycie oleju smarnego ustalono na około 1 g/KMgodz, co odpowiada około 0,6% w odniesieniu do zużycia paliwa;
- 5. nie zaobserwowano drgań rezonansowych.

TABLICA II.

Typ silnika	Moc w KM	Ilość cyl.	Obroty obr/min	Ro-dzaj	Zużycie paliwa g/KM godz
Burmeister	90	2	450	2-suw.	180
ALPHA Wein					
CALLESEN	75	3	400	2-suw.	180
SKANDIA 212 F	60	2	500	2-suw.	190
POLAR-Atlas	110	3	500	2-suw.	175
DEUTZ PMD 230	75	3	340 ÷ 430	2-suw.	190 ÷ 240
JUNKERS HK 108	75	3	750	2-suw.	195
RENAG ok.	90	3	ok. 500	2-suw.	166 ÷ 170

Dla porównania zestawiono w tablicy II szereg silników zagranicznych o zbliżonej charakterystyce. Z porównania tego wynika jasno duża ekonomiczność w zużyciu paliwa silnika RENAG.

b. Badania eksploatacyjne silnika

Chociaż jakość silnika została ustalona na podstawie prób na hamowni, to jednak zdecydowano wykonać dodatkowo szereg prób, a to dla sprawdzenia jego pracy w warunkach morskich, przy fali i kołysaniu statku, przy tralowaniu sieci rybackich, przy manewrach, przy holowaniu i przeciąganiu silnika. Próby te wykonano w Zatoce Puckiej oraz na pełnym morzu na kutrze rybackim JAS-34 mającym długość 15 m.

Wszystkie próby przeprowadzała komisja powołana przez Ministerstwo Żeglugi przy współudziale przedstawicieli nauki, rybołówstwa, Polskiej Marynarki Handlowej, Polskiego Rejestru Statków oraz konstruktora-autora niniejszego artykułu. Ciekawsze próby opisane są poniżej.

Przeprowadzono próby uruchomienia silnika przy minimalnym ciśnieniu powietrza w butli rozruchowej i przy zimnym silniku nie uruchamianym tego dnia próby dały wyniki podane w tablicy III.

Pojemność butli = 120 l, ciśnienie powietrza $p = 29$ kG/cm², temperatura w motorowni — 23°C. Próba napompowania butli spalinami z początkowego ciśnienia 8 kG/cm² do 30 kG/cm² trwała 8 minut przy pracy silnika $n = 240$ obr/min.

Powtórzona próba rozruchu zimnego silnika przy minimalnym ciśnieniu wykazała, że silnik ustawiony w położenie rozruchowe startuje przy ciśnieniu 12 kG/cm².

Próba uciagu przeprowadzona na większym statku dała następujące wyniki:

$n = 300$ $U = 410$ kG $n = 450$ $U = 960$ kG
 $n = 400$ $U = 770$ kG $n = 500$ $U = 1200$ kG

Dane te ujmując wykres rys. 16.

Data		4.X.1951 r.												5.X.1951 r.												6.X.1951 r.											
Godzina	15°	17°	19°	21°	23°	1°	3°	5°	7°	9°	11°	13°	15°	17°	19°	21°	23°	1°	3°	5°	7°	9°	11°	13°													
n_h — obroty hamulca w obr/min	2300	2280	2290	2280	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300													
W_h — wskazania hamulca w kGm	34,3	34	34	34	34,2	34,2	34,2	34	34,2	34,5	33,9	34	34	34	34	34	34,5	35	35	34	34,5	34,2	33,7	33,9													
t_{500} — czas rozochodu 500 cm ² oleju nap. w sek.	107	110	109	110	109	110	110	108	108	105	108	106	107	107	105,5	103	101	102	100	102	104	106	108	107													
t_g — temperatura głowic	I°C 53 II°C 58 III°C 50	I°C 51 II°C 51 III°C 51	I°C 50 II°C 48 III°C 51	I°C 49 II°C 52 III°C 50	I°C 45 II°C 45 III°C 47	I°C 45 II°C 45 III°C 47	I°C 45 II°C 45 III°C 47	I°C 45 II°C 48 III°C 46	I°C 47 II°C 47 III°C 46	I°C 45 II°C 46 III°C 45	I°C 45 II°C 46 III°C 45	I°C 44 II°C 45 III°C 45	I°C 45 II°C 42 III°C 45	I°C 42 II°C 45 III°C 45	I°C 48 II°C 50 III°C 46	I°C 46 II°C 46 III°C 46	I°C 46 II°C 44 III°C 46	I°C 47 II°C 44 III°C 49	I°C 45 II°C 45 III°C 47	I°C 47 II°C 41 III°C 41	I°C 45 II°C 42 III°C 45	I°C 46 II°C 47 III°C 47	I°C 45 II°C 46 III°C 45														
t_o — temperatura oleju na wlocie w °C	20,8	21	22	19	19	20	20	20	21	20,4	20,6	21,4	21,3	21,1	21,2	21	20	19	22	18	22	20,8	20,6	20,6													
t_s — temperatura oleju na wyjściu w °C	55	55	58	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60													
P_p — ciśn. pow. przepływającego w kG/cm ²	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,19	0,195	0,195													
n_s — obroty silnika w obr/min	500	496	500	496	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500													
N_e — moc znamionowa w KM	85,6	84,3	84,7	84,3	85,5	85,5	85,5	85	85,5	86,3	84,8	85	85	85	85	85	86,3	87,5	87,5	85	86,3	85,5	84,2	84,8													
g — zużycie paliwa w g/KMh	157	165	165,5	165	164	162,5	162,5	166,9	165,8	169	167	170	168	168	170,5	174,9	175,5	171,2	175,5	176,1	170,5	168,8	166,4	168,5													

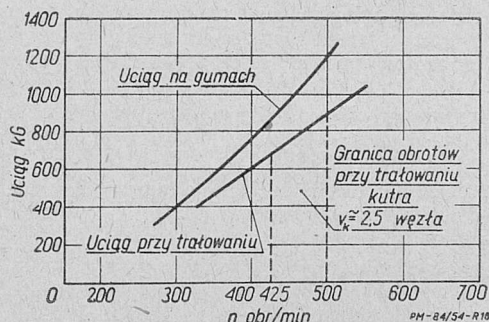
TABLICA I.

TABLICA III

Lp. startu	Czas rozruchu w sek.	Końcowe ciśnienie w utli po rozruchu	Uwagi
1	3	26,0	
2	4	23,5	
3	2,8	21,0	
4	3,2	19,5	
5	3	18,0	
6	2	17,0	
7	3,5	15,5	
8	2	14,0	
9	2	13,0	
10	2	12,2	
11	2	11,0	
12	2	10,0	Nastawiono na rozruch
13	—	—	Nastawiono na rozruch Rozruch nie nastąpił

Pomiar uciagu na linie trałowej ciągnącej włók o wymiarze 85 stop typu ARKA Nr 536, sieć śledziowa, pozwolił na ustalenie wartości, na podstawie których sporządzono wykres uciagu (rys. 16).

Na podstawie doświadczeń rybaków ustalono, że trałowanie powinno odbywać się przy obrotach silnika wynoszących 425 ÷ 450 obr/min. Większe obroty zwiększają znacznie szybkość kutra i mogą spowodować porwanie się sieci. Typowa szybkość, przy jakiej należy trałować, jest to szybkość wynosząca około



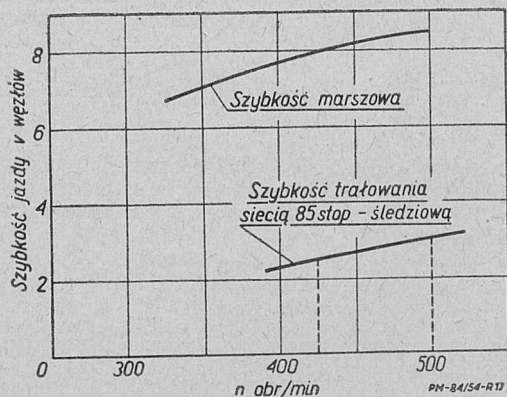
Rys. 16. Wykres uciagu silnika „RENAG” przy trałowaniu siecią śledziową typu 85 stop.

2,5 węzła. Jedynie dla uzyskania pełnych danych w czasie tej próby trałowano przy ilości obrotów silnika wynoszących 515 obr/min, uzyskując szybkość kutra około 3,1 węzła.

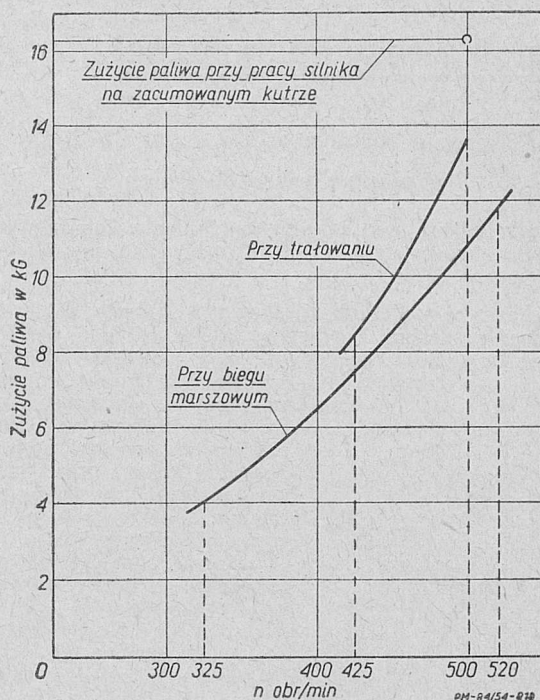
Pomiar szybkości kutra na biegu marszowym, tj. bez trałowania, dokonano na bazie pomiarowej o długości 4,5 mil morskich pomiędzy bojami GL-K i RYB-NWS. Dane uzyskane z tych pomiarów pozwoliły na sporządzenie wykresu rys. 17.

Poza wyżej wymienionymi próbami wykonano cały szereg innych prób, których nie opisano ze względu na szczupłość miejsca niniejszego artykułu (rys. 18).

Sprawdzono zdolność manewrowania kutrem, polegającą na przełączaniu biegu „cała naprzód” na „cała wstecz”, na pomiarze czasu zatrzymania się kutra oraz na ustaleniu minimalnych obrotów, które wyniosły 210 obr/min. W trakcie dokonywania



Rys. 17. Wykres szybkości kutra rybackiego typu MIR-20 z silnikiem „RENAG”.



Rys. 18. Zużycie paliwa przez silnik „RENAG” w warunkach eksploatacyjnych (paliwo — olej gazowy — $\gamma = 0,86$).

wszystkich prób obserwowano i notowano temperatury i ciśnienie.

Temp. wody chłodzącej	45÷50°C
Temp. oleju wlot.	około 25°C
Temp. oleju wylot.	40÷45°C
Temp. łożysk korbowodowych	55°C
Temp. łożysk głównych	50°C
Ciśnienie oleju na wylocie	1÷1,5 kG/cm ²
Ciśnienie powietrza płuczącego	0,16÷0,18 kG/cm ²
Ciśnienie spalania w cylindrze	63 kG/cm ²

Po całkowitym ukończeniu prób na morzu silnik został rozebrany i przejrany. Nie stwierdzono żadnych usterek. Następnie silnik został ponownie złożony i oddany do eksploatacji wraz z kutrem JAS-34.

Ogółem silnik przebiegł do obecnej chwili około 6000 godzin bez żadnych usterek. Na podstawie wyników badań na hamowni, prób na morzu oraz obserwacji jego zachowania się w czasie normalnych morskich warunków eksploatacyjnych można stwierdzić, że silnik RENAG RN1627 jest silnikiem udanym i powinien znaleźć jak najszersze zastosowanie.

Konstruktor tego silnika i autor niniejszego artykułu pracuje obecnie nad rekonstrukcją silnika, wprowadzając ulepszenia do niektórych mechanizmów oraz dążąc do obniżenia ciężaru silnika. Nowe te rozwiązania konstrukcyjne znajdują zastosowanie w silniku czterocylindrowym o mocy 120 KM oznaczonym jako typ RENAG 4 RN 1627.

4. Perspektywy rozwoju budowy silników typu „RENAG”

Obecny stan doświadczeń zdobytych na prototypie silnika stwarza bardzo korzystne warunki do zapoczątkowania budowy tych silników w zakresie odpowiadającym potrzebom naszej gospodarki. Odpada bowiem najbardziej uciążliwy i długotrwały odcinek prac badawczych nad prototypem. Posiadanie dokumentacji technicznych równocześnie ze sprawdzonym i wszechstronnie zbadanym prototypem pozwala na uniknięcie pewnego ryzyka, jakie następcą zawsze nowa konstrukcja skomplikowanego mechanizmu, jakim jest silnik wysokoprężny. Budowę pierwszej serii tych silników podjął resort Ministerstwa Żegluga w Puckich Zakładach Mechanicznych w Pucku. Należy jednak podkreślić, że istotne zapoczątkowanie budownictwa silnikowego może mieć szanse powodzenia tylko i jedynie w resorcie branżowym. Resort Żeglugowy, jako nastawiony na inny zakres działania, będzie miał zawsze ogromne kłopoty z zagadnieniem budownictwa silnikowego, które wypływać będą z braku jego powiązania z przemysłem kluczowym, z braku umiejętności prowadzenia tego typu zagadnień, z braku odpowiednich kadr ludzkich, a wreszcie będzie mógł obciążać jedynie wąską wyciek potrzeb silnikowych bez opanowania tego zagadnienia w skali ogólnogospodarczej. Jak najszybsze podjęcie budowy tych silników przez przemysł maszynowy zagwarantuje szybkie wprowadzenie ich do eksploatacji.

Przegląd prasy technicznej

Obliczanie stateczności wozów do żużla z pieców martenowskich

Niekiedy zdarza się, że przy opróżnianiu koleby, wozu do żużla bryła stwardniałego żużla zakleszcza się, powodując wywrócenie całego wozu (rys. 1).

Dotychczas w obliczeniach chwytników służących do sprzężenia wozu z szynami i przeciwdziałających jego wywróceniu w przypadku zakleszczenia się bryły żużla brano pod uwagę jedynie statyczną równowagę masy żużla. Tymczasem należy uwzględnić również działanie masy stali, jaka może się znajdować w kolebie oraz dynamiczne działanie bryły żużla w momencie zahamowania jej ruchu przy opróżnianiu koleby. Ma to zasadnicze znaczenie przede wszystkim wówczas, gdy w górnej części bryły żużla zebrała się warstwa stali. Jeżeli masa żużla jest jednorodna lub stal znajduje się u dna koleby, to opróżnianie nie napotyka trudności.

Przeprowadzono obliczenia dla wozu o pojemności 46,7 ton, uwzględniając wszystkie siły działające przy opróżnianiu koleby i zakładając, że górna warstwa żużla zawiera stal w ilości 10 ton (na rys. 1 warstwa ta jest zakreskowana). Obliczenia wykazały, że siła, którą należałoby uwzględnić przy obliczaniu na rozciąganie jednego chwytника wynosi 55,7 T. Jest to wielkość praktycznie niedopuszczalna i jeżeli nawet chwytники wytrzymałyby podobne obciążenie, to spowodowałoby wyrwanie lub podniesienie szyny z toru, a więc i tak awaria wozu miałaby miejsce.

Wynika z tego, że niedopuszczalne jest dolewanie żużla do koleby z już zastygłą masą żużla, gdyż wówczas utworzy się górna warstwa ze stali, co może być przyczyną zakleszczenia się bryły żużla przy opróżnianiu koleby i awarii wozu. Chwytники zaś należy obliczać z pominięciem sił i momentów powstających wskutek zakleszczenia bryły żużla przy opróżnianiu koleby.

Zasadniczą częścią obliczenia stateczności wozów do żużla jest określenie sił działających na kolebę. Następnie układa-

tru W (rys. 2) — w odniesieniu do punktu A , tj. styku kołyski i podwozia.

Do określenia nacisku wywieranego przez żużel na kolebę otrzymano dwa równania

$$\begin{aligned} P_V &= \frac{Q}{2} (\mu \sin 2\Theta + \cos 2\Theta - 1); \\ P_H &= \frac{Q}{2} (\sin 2\Theta - \mu \cos 2\Theta + \mu), \end{aligned} \quad [1]$$

gdzie P_V i P_H — pionowe i poziome składowe nacisku żużla na kolebę, Q — ciężar bryły żużla, μ — współczynnik tarcia żużla o ścianki koleby.

$\Theta = \alpha_0 + \beta + \varphi$, gdzie $\alpha_0 = 100^\circ \div 116^\circ$ — kąt obrotu osi koleby, w momencie, gdy bryła żużla zaczyna przy wypadaniu obracać się dokoła dolnej krawędzi koleby, β — kąt określający zbieżność ścianek koleby; φ — kąt między powierzchnią bryły żużla i ścianką koleby.

Rozwiązanie równań wykazuje, że nacisk żużla na kolebę jest tym większy, im kąt α_0 jest mniejszy przy założonym współczynniku tarcia (albo ciśnienie jest tym większe, im większy jest współczynnik tarcia przy założonej wielkości kąta α_0).

Przy obliczeniu chwytника na rozciąganie należy ustalić warunki, przy których nacisk żużla na kolebę byłby największy. Warunki te można ustalić wychodząc z następujących założeń:

a) obliczeniowy ciężar żużla należy przyjąć największy ze wszystkich możliwych, biorąc pod uwagę stal zbierającą się w dolnej części bryły,

b) współczynnik tarcia żużla o powierzchnię koleby, którego wartość waha się w granicach od 0,4 ÷ 0,46, należy przyjąć równy $\mu = 0,6$,

c) przy określeniu P_V i P_H należy przyjąć $\varphi = 0$, ponieważ w tych warunkach powstaje największy moment wywracający wywołany naciskiem żużla.

Równania [1] przybiorą wówczas postać:

$$\begin{aligned} P_V &= \frac{Q}{2} [0,6 \sin 2(\alpha_0 + \beta) + \cos 2(\alpha_0 + \beta) - 1] \\ P_H &= \frac{Q}{2} [\sin 2(\alpha_0 + \beta) - 0,6 \cos 2(\alpha_0 + \beta) + 0,6] \end{aligned} \quad [2]$$

Jeżeli kąt β przy projektowaniu nowych koleb jest określony, to i kąt α_0 można określić wychodząc z założenia, że najmniejsza wielkość kąta γ (rys. 2), przy którym praktycznie możliwe jest oderwanie się żużla od koleby, wynosi 30° , tj. $\gamma = (\alpha_0 + \beta) - 90^\circ = 30^\circ$.

Dla istniejących koleb o pojemności 11 m³ (rys. 2) $Q = 46,7$ T (przyjmując ciężar stali w masie żużla równy 10 T), $\mu = 0,6$; $\alpha_0 = 100^\circ$, $\beta = 19^\circ 23'$, $W = 600$ kG; $G_r = 17083$ kG; $G_k = 16500$ kG; $G_p = 11732$ kG.

Podstawiając powyższe wielkości do równań [2], otrzymamy:

$$P_V = -47500 \text{ kG}; P_H = 1310 \text{ kG}.$$

Pionową składową sił przenoszonych przez 2 chwytники — F wyznaczy równanie sumy momentów sił tych w odniesieniu do punktu A .

$$47,5 \cdot 0,61 - 1,31 \cdot 0,1 - 17,083 \cdot 0,762 + 0,6 \cdot 1,63 + 11,732 \cdot 0,02 - 16,5 \cdot 0,215 - F \cdot 1,425 = 0,$$

skąd $F = 9,5$ T.

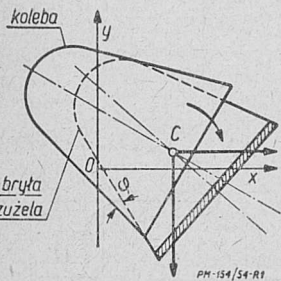
Przy określaniu siły S dla jednego chwytника należy uwzględnić nachylenie jego osi, wynoszące 9° w płaszczyźnie rysunku 1 i około 10° w płaszczyźnie przecinającej płaszczyznę rysunku wzdłuż prostej BK .

$$\text{Wówczas } S = \frac{9500}{2 \cos 9^\circ \cdot \cos 10^\circ} = 4750 \text{ kG}.$$

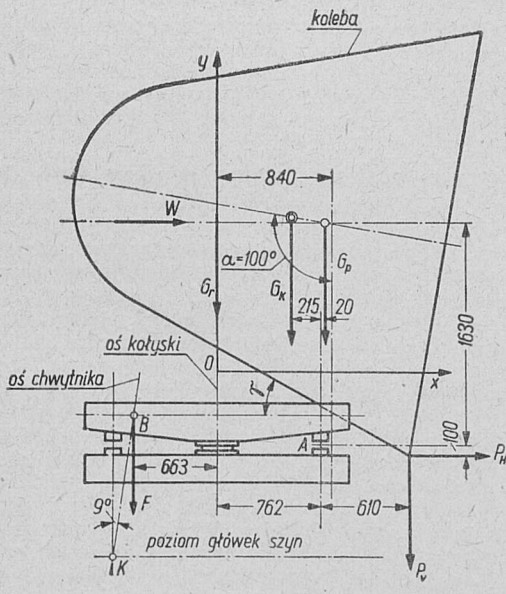
Biorąc pod uwagę możliwą nierówność poziomu główek szyn, przyjmujemy $S = 5000$ kG.

Wł. L.

(Dr mech. nauk prof. N. S. Szczitrenko i kand. mech. nauk K. A. Pak — Wiestnik Maszynostrojenia, 7/54, str. 15).



Rys. 1



Rys. 2

się równanie sumy momentów tych sił: ciężaru kosza G_k , ciężaru oporowego pierścienia G_p , ciężaru ramy G_r i naporu wia-

Nawęglanie gazowe z ogrzewaniem prądami wielkiej częstotliwości

Nawęglanie jest na ogół procesem żmudnym i długotrwałym, dlatego też skrócenie czasu nawęglania może mieć poważny wpływ na przyspieszenie procesów technologicznych i obniżkę kosztów produkcji.

W zakładach GAZ w Gorkim przeprowadzono próby z nowym urządzeniem do nawęglania części samochodowych, w którym przedmioty nawęglane ogrzewane są indukcyjnie prądami o wielkiej częstotliwości. Istotną rolę w tej metodzie odgrywa podwyższenie temperatury zabiegu.

Ilość substancji, która teoretycznie przedyfunduje w czasie dt przez element powierzchni dF na odległość dx , określić można zależnością:

$$dm = D \cdot dF \cdot \frac{dc}{dx} \cdot dt,$$

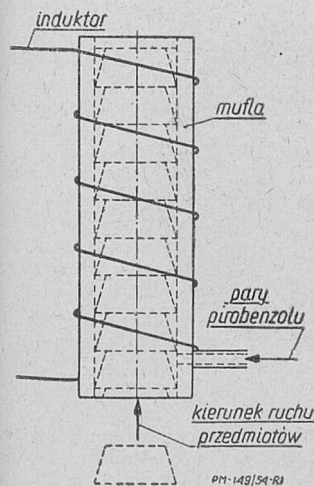
gdzie: D — jest współczynnikiem dyfuzji, a $\frac{dc}{dx}$ — wyraża spadek koncentracji do długości dx .

Zwiększenie szybkości dyfuzji osiągnąć można albo przez zwiększenie gradientu koncentracji $\frac{dc}{dx}$, albo przez podwyższenie temperatury.

Zwiększenie wielkości $\frac{dc}{dx}$ przez dobór warunków obróbki jest dość trudne; wymaga to albo zastosowania bardziej aktywnych ośrodków, albo zwiększenia dopływu czynnika nawęglającego (przy nawęglaniu gazowym). To jednak spowodowałoby niekorzystne przesylenie węglem zewnętrznych warstw przedmiotów. Poza tym, jak wykazały doświadczenia, wpływ zwiększenia aktywności ośrodków na szybkość dyfuzji węgla w stali jest dość nieznaczny.

Podwyższenie temperatury powoduje znaczny wzrost współczynnika dyfuzji D ; przy temperaturze 925°C $D = 1205$, przy 1000°C do 3100, a przy 1100°C $D = 8640$. Odpowiednio z tym wzrasta i szybkość dyfuzji.

Dotychczas podwyższenie temperatury procesu nawęglania natrafiało na trudności, spowodowane ograniczoną wytrzymałością elementów grzejnych i części pieców, poddanych działaniu wysokich temperatur. Zastosowanie ogrzewania indukcyjnego pozwala na podniesienie temperatury procesu do 1000 ÷ 1050°C, skrócenie do minimum czasu nagrzewania, znacz-



Rys. 1. Schemat urządzenia do nawęglania gazowego przy nagrzewaniu prądami wysokiej częstotliwości.

ne zwiększenie wydajności i polepszenie warunków pracy obsługi. Zaletą metody jest również możliwość automatyzacji procesu.

Wspomniane próby przeprowadzono w zakładach GAZ na kołach satelitowych przekładni różnicowej samochodu GAZ-51, wykonanych ze stali 20HNM. Schemat użytego urządzenia przedstawia rys. 1. Induktor zasilany był prądem o częstotliwości 8000 Hz. Przy uzyskiwanej temperaturze 1000 ÷ 1050°C ogólny czas obróbki koła zębatego wynosił 25 minut. Po nawęglaniu następowało bezpośrednie hartowanie w oleju, po czym przedmioty odpuszczano w temperaturze 200°C.

W wyniku otrzymano warstwę nawęgloną o twardości 57 ÷ 58 HRC i grubości 0,95 ÷ 1,05 mm (w tym grubość warstwy

eutektoidalnej 0,55 ÷ 0,65 mm). Wytrzymałość zębów przy badaniach statycznych okazała się taka sama, jak zębów nawęglanych w ośrodkach stałych.

Zastrzeżenia może budzić prowadzenie nawęglania w wysokich temperaturach przy stalach o większej skłonności do rozrostu ziarn. Należy jednak przypuszczać, że krótki czas obróbki nie powinien pozwolić na wystąpienie dostrzegalnych efektów przegrzania.

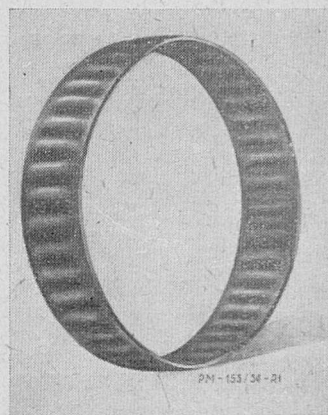
J. T.

(Inż. A. M. Tarasow i inż. B. A. Stecenko —
Wiśnik Maszynostrojenia, 7/54, str. 50).

Pierścienie tolerancyjne

Pierścienie tolerancyjne są to sprężyste pierścienie o falistym zarysie (rys. 1), zamknięte lub przecięte. Wykonywane są najczęściej z taśmy ze stali sprężynowej przez wytłaczanie i następne hartowanie. Brzgi pierścienia pozostawia się gładkie w celu ułatwienia ich zakładania.

Dzięki swym sprężystym właściwościom pierścienie tolerancyjne służą do uzyskania wszelkich połączeń spoczynkowych

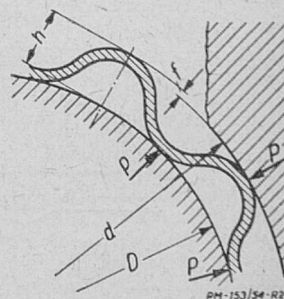


Rys. 1. Pierścień tolerancyjny zamknięty.

i ruchowych, do przenoszenia momentu skręcającego, kompensowania zmian wymiarowych części pasowanych na skutek zmian temperatury, oraz amortyzowania drgań i wstrząsów. Najczęściej używa się je do osadzenia na wcisk piasty na wał, mogą jednak służyć nawet do osadzenia łożysk tocznych w otworach lub na wale. Pierścień wypełnia wówczas luz między wałem i piastą, a ponadto dzięki swej sprężystości (przy odpowiednim ściśnięciu), zapewnia sprzężenie cierne między osią i piastą. W celu ułatwienia zakładania piast na pierścienie tolerancyjne na wale wykonuje się wtoczenie, które równocześnie zapobiega przesuwaniu się pierścienia w kierunku osiowym.

Duże znaczenie pierścieni tolerancyjnych w budowie maszyn polega na tym, że umożliwiają one uzyskanie pasowań bez konieczności dokładnej obróbki. Części, które ze względu na pasowanie wymagają 5 ÷ 8 klasy dokładności, mogą przy zastosowaniu pierścieni tolerancyjnych być wykonane według 10 ÷ 12 klasy dokładności (wg ISA).

Pierścienie oblicza się traktując poszczególne ich fale jako sprężyny (rys. 2). Zmniejszenie wysokości fali po założeniu



Rys. 2. Schemat połączenia ciernego uzyskanego za pomocą pierścienia tolerancyjnego.

pierścienia przyjmuje się jako strzałkę ugięcia, która w tym przypadku wynosi

$$f = \frac{(D + 2h) - d}{2},$$

Nacisk grzbietu na powierzchnie ograniczające wynosi:

$$P = c \cdot f,$$

gdzie: c — stała sprężyny (grzbietu), którą można obliczyć ze wzoru

$$c = 6 \left(\frac{s}{t} \right)^3 E b,$$

gdzie: s — grubość pierścienia, b — szerokość czynna pierścienia, t — podziałka grzbietów, E — moduł sprężystości podłużnej.

Powierzchnia nacisku grzbietu wynosi w przybliżeniu

$$F = b \cdot 2s$$

Siła tarcia wywołana przez nacisk P

$$P_t = \mu P$$

Sprężenie cierne połączenia

$$S_t = z \mu P,$$

gdzie: z — ilość grzbietów pierścienia.

Przy konstruowaniu pierścienia należy wziąć pod uwagę przede wszystkim maksymalny przenoszony moment obrotowy oraz kierunek, wielkość i rodzaj sprężenia cierne.

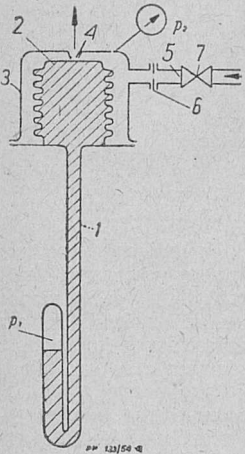
F. M.

(Ing. Gg. Wehr i ing. F. Schultes — Konstruktion, 2/53, str. 50).

Samoczynny, pneumatyczny regulator temperatury

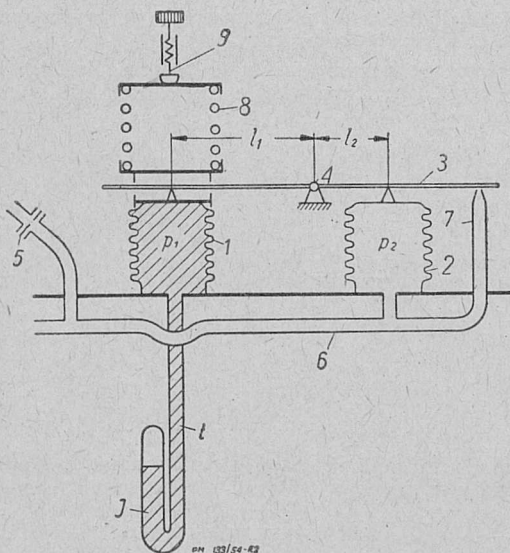
Przyrząd oparty jest na zasadzie wykorzystania zależności ciśnienia pary nasyconej od temperatury i mierzeniu tego ciśnienia za pomocą elementu sprężystego.

Przyrząd (rys. 1) składa się z rurki 1 połączonej z metalową przeponą puszkową 2 umieszczoną w naczyniu 3, dyszy 4, przewodu doprowadzającego 5 z wbudowaną kryzą 6 i zaworem wlotowym 7 oraz manometru do pomiaru ciśnienia w naczyniu 3. Rurka 1 i puszka 2 napełnione są cieczą tak, że ciecz i jej pary w końcu rurki wypierają ją całkowicie. Powietrze mniej więcej pod stałym ciśnieniem wpływa rurką doprowadzającą 5 do naczynia 3 i uchodzi przez dyszę 4. Dzięki sprężystości puszek 2 wielkość szczeliny wlotowej między dnem puszek i dyszą jest taka, że ciśnienie $p_1 \approx p_2$. Zmiany ciśnienia p_2 wykorzystywane są do regulacji zaworu wlotowego.



Rys. 1. Zasada działania regulatora temperatury.

Powietrze jest doprowadzone do przestrzeni 6 przez kryzę 5 i uchodzi do atmosfery dyszą 7. Przestrzeń 6 połączona jest



Rys. 2. Schemat działania regulatora temperatury w urządzeniach grzejnych.

również z puszką 2. Naciskowi wywieranemu na puszkę 1 przez ciśnienie p_1 przeciwdziałają nie tylko ciśnienie p_2 , ale również nacisk sprężyny 8, której napięcie wstępne regulowane jest śrubą 9.

Oznaczając średnicę obu puszek przez D i siłę nacisku sprężyny przez P_s otrzymamy równanie równowagi momentów działających na dźwignię 3:

$$\left(\frac{\pi D^2}{4} p_1 - P_s \right) l_1 = \frac{\pi D^2}{4} p_2 l_2$$

stąd:

$$p_2 = \frac{l_1}{l_2} \left(p_1 - \frac{4 P_s}{\pi D^2} \right)$$

Wynikając z tego, że przez regulację wstępnego napięcia sprężyny 8 możemy uzyskać dla każdego zakresu ciśnień p_1 (a zatem i zakresu temperatur) takie ciśnienie p_2 , jakie jest potrzebne do nastawienia zaworu wlotowego. Ciśnienie p_2 wykorzystywane jest do sterowania zaworu wlotowego. W urządzeniach grzejnych zawór ten będzie zamykał dopływ pary przy określonym wzroście temperatury, a w urządzeniach chłodniczych — otwierał (przy odwrotnym układzie dźwigni 3) dopływ czynnika chłodzącego.

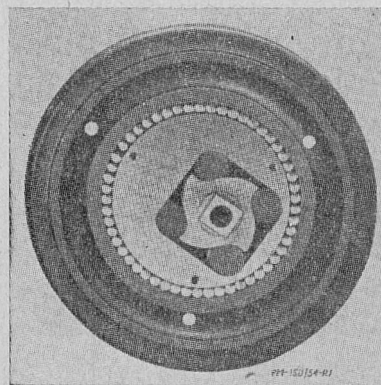
Przyrząd umożliwia regulację temperatury w zakresie 90°C z dokładnością $0,5 \div 1^\circ\text{C}$. Zaletą jego są prosta budowa (rys. 3), małe wymiary i duża trwałość.

F. M.

(I. Komurka — Feingeräte Technik, nr 6/54, str. 248).

Koła jezdne z piastą przesuwającą mimośrodowo

Koło (ogumione) obraca się na łożysku kulowym umieszczonym między zewnętrzną a wewnętrzną tarczą koła (rys. 1). Piasta koła w postaci tulei o krzywkowym zarysie jest umieszczona w kwadratowym otworze tarczy wewnętrznej. Otwór ten



Rys. 1

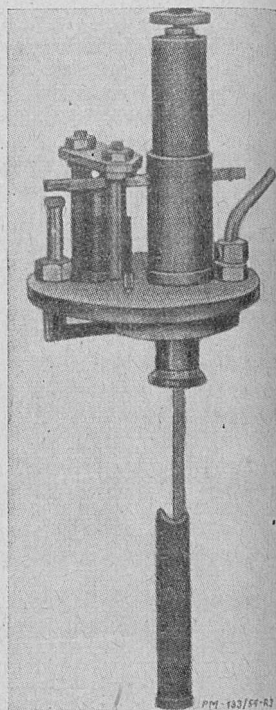
wykonany jest mimośrodowo w stosunku do osi koła, a jego naroża są zaokrąglone. W narożach otworu umieszczone są gumowe wałki.

Przy jeździe po nierównym podłożu oś koła nie tylko zmienia swe kątowe położenie w stosunku do piasty, a więc kompensuje częściowo nierówności podłoża, ale równocześnie powoduje ściskanie wałków gumowych, które w ten sposób spełniają rolę amortyzatorów wstrząsów.

Koła te nadają się szczególnie do środków transportowych (głównie wózków) przeznaczonych do przewożenia dużych ciężarów wrażliwych na wstrząsy. Zapewniają cichą i równą jazdę, zmniejszają one również zużycie środków transportowych i pozwalają na obniżenie wymagań co do gładkości podłoża.

F. M.

(Practical Engineering, July 23, 1954, str. 76; Machinery, July 30, 1954, str. 238).



Rys. 3. Ogólny widok regulatora temperatury.

Bibliografia

Michał Skarbiński — PROJEKTOWANIE PROCESÓW TECHNOLOGICZNYCH W ODLEWNI. Format B5, stron 387, rys. 351, tablic 67. Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Warszawa, 1954. Cena zł 50.—

Treść książki ujęta jest w krótkim wstępie oraz w XXI rozdziałach wyczerpujących temat. Łatwo jest uchwycić układ książki, który wyraźnie podzielić można na trzy części organicznie związane ze sobą. Część pierwsza, obejmująca pierwsze siedem rozdziałów, rozpatruje czynności wynikające z technologicznego procesu wykonania odlewu, przypominając czytelnikowi podstawowe wiadomości z tego zakresu. W części drugiej omówione są wytyczne opracowania rysunku formy odlewniczej (rozdział VIII), rysunku modelowego (rozdział IX), budowy i wykonania zespołu modelowego (rozdziały X i XI), wreszcie wykonania i kontroli próbných odlewów (rozdział XII). Rozdział XIII otwiera część trzecią książki i ustala pojęcia i zakres dokumentacji technicznej, rozdział zaś XIV podaje przykłady opracowania procesu technologicznego dla różnych przypadków spotykanych w praktyce. Rozdziały końcowe (XV—XX) należą do podstawowych części opracowania i obejmują analizę czasu wykonania odlewu na różnych etapach produkcyjnych; zamknięte są analizą ekonomiczną procesu technologicznego wykonania określonej części różnymi metodami (rozdział XXI).

We wstępie do pracy czytamy: „Zagadnienie projektowania procesów technologicznych zostało docenione i pomyślnie rozwiązane dla obróbki mechanicznej... Inaczej przedstawia się sprawa jeżeli chodzi o odlewnictwo. Dotychczas nie została opracowana jednolita metoda projektowania procesów technologicznych. Doniosłość zagadnienia nie była doceniana”.

Dodajmy, że w ogóle doniosłość tego zagadnienia nie była doceniana w okresie do II wojny światowej, a szczególnie oplakanie rzeczy przedstawiała się w Polsce. Tłumaczyć to należy tym, że w okresie międzywojennym tylko kilka przodujących na świecie odlewni, prowadzących przeważnie masową produkcję zawiłych odlewów do fabrykacji odlewów samochodowych i lotniczych interesowało się tym zagadnieniem, a spośród polskich odlewniów znajdzie się najwyżej kilka osób, które mają przygotowanie na tym odcinku. Wyższe uczelnie nawet w okresie powojennym nie dawały w tym kierunku żadnego przygotowania, pomimo faktu, że przewidywany rozwój produkcji masowej dyktował konieczność zgłębienia tego odcinka. Wyjątek stanowiła Politechnika Łódzka.

M. Skarbiński, Autor książki i profesor Politechniki Łódzkiej jest w tym szczęśliwym położeniu, że łączy znajomość zarówno technologii wykonania odlewów, jak i metod obróbki mechanicznej oraz ma poważny dorobek w zakresie prac nad organizacją produkcji w ogóle. To połączenie pozwoliło mu przystąpić do bardzo trudnego tematu, który stanowi treść recenzowanej książki.

Autorowi należy się wdzięczność, że podjął się opracowania tematu bardzo aktualnego, mającego ogromne znaczenie dla usprawnienia jednego z ważniejszych i trudniejszych odcinków odlewnictwa, mającego doniosłe znaczenie z punktu widzenia potrzeb gospodarki narodowej i rozwoju przemysłu maszynowego.

Prace o podobnym zakresie nie są mi znane w literaturze krajów kapitalistycznych, a od bogato wykorzystanych przez autora źródeł radzieckich książka recenzowana odróżnia się swoją wielostronnością; tłumaczy się to koniecznością przedstawienia polskiemu czytelnikowi tematu możliwie wcześniej i najbardziej wyczerpująco, tak aby powstające nowe ośrodki masowej produkcji odlewniczej w kraju dysponowały już odpowiednim materiałem instruujałym.

Stanowi to o oryginalności ujęcia i opracowania tematu; na przykład zagadnienie rysunku modelowego nie było dotąd nigdzie opracowywane i Autor musiał nie tylko szukać nowych dróg, lecz również opracować wyczerpująco sprawę umownych symboli potrzebnych do tego celu.

Wydaje mi się, że na tym odcinku Autor może być atakowany, ponieważ podana symbolika jest bardzo obszerna i nie ułatwiająca pracy, szczególnie konstruktorom modeli. Zrozumiałe jest, że na razie Autor nie miał innego wyjścia: powinien był dać dowód, że symbole w pełni mogą zastąpić opisy; co z tego zostanie praktycznie wykorzystane, pokaże praktyka, która skoryguje układ Autora.

Pomimo imponującej objętości książki oraz pewnych niekoniecznie potrzebnych rozwinieć (o czym mówić będę dalej), treść książki jest skondensowana, a erudycja Autora wysuwa go na jedno z pierwszych miejsc spośród naszych odlewników, szczęśliwie łączących doświadczenie praktyczne z teoretycznym opanowaniem przedmiotu.

Szerę wskazówek rozsianych bogato w książce, a w szczególności podane na str. 18, 19, 22, 101, 128, 165, 168, 229, 254, 264, 276 i innych, daje materiał do prawidłowego projektowania procesu technologicznego, należytego układu karty wykonania odlewu i modelu, karty instrukcyjnej, norm czasowych itp. Jak ujęte są te wskazówki, doskonały przykład daje uwaga na stronie 277: „Na zakończenie należy dodać, że w praktyce wszelkie usiłowania „uproszczenia” lub „przeskoczenia” któregoś z etapów badania próbných odlewów w celu przyspieszenia uruchomienia serii prawie zawsze kończą się niepowodzeniem. Nie dość staranne przygotowanie

wanie produkcji jest przyczyną dużych strat spowodowanych brakami oraz reperacją wadliwie wykonanych odlewów. Często zbyt późne ujawnienie wad zmusza do zatrzymania już rozpoczętej produkcji”. Ze swojego doświadczenia dodam, że nie tylko na etapie „badania próbných odlewów”, lecz przez cały czas opracowania nowej produkcji wszelkie usiłowania „przeskoczenia” dadzą skutek ujemny. Systematyczność i pedantyczność to są dwie obowiązujące cechy odlewnika; do „uproszczeń” i syntezy przejść można tylko po dokładnej, praktycznie stwierdzonej poprawnej analizie zjawisk występujących przy opracowaniu nowej produkcji. Podkreślam to w recenzji dlatego, aby później posługujący się omawianym podręcznikiem nie zarzucali Autorowi rozwlekłości i zbyt „szybnych” przepisów. Książkę tę, szczególnie szereg jej rozdziałów, traktować należy raczej jako „instrukcję”. To nie jest książka do jednorazowego przeczytania, należy ją traktować jako „podręczny poradnik” w zakresie projektowania procesów technologicznych w odlewni.

Jasność ujęcia i wyczerpujące, wszechstronne naświetlenie każdego odcinka pracy technologa, logiczny układ treści ułatwiają jej przyswojenie, wymagają jednak wielokrotnego przeczytania i dogłębnego zapoznania się z nią. Dobór ilustracji i ich poprawność oraz bogactwo materiału w postaci tablic, wzorów i wykresów, ich opracowanie graficzne stanowią mogą chlubę nie tylko Autora, lecz i personelu PWT, który przysłużył się do tego wydawnictwa.

Należy tu podkreślić rzucaną mimochodem uwagę Autora (str. 309): „Normalny czas podane w tej książce są oparte na doświadczeniach przodujących odlewni radzieckich pracujących dla przemysłu obrabiarkowego”. Wynika z tego, że dla naszych odlewni, nawet obsługujących przemysł maszynowy obrabiarkowy, bądź też inne jego odcinki powinny być zastosowane normatywy poprawione. Widzimy z tego również, jaka olbrzymia praca wylania się przed pracownikami biur „opracowania produkcji”, jeśli chcą oni rzetelnie i sumiennie przeprowadzić zaprojektowanie i zaplanowanie produkcji odlewniczej według metody naukowej, a nie „wolnej improwizacji”.

Wydaje mi się, że obecnie, gdy opublikowano tak bogaty materiał, należałoby poddać rewizji wszelkie istniejące w tym zakresie „instrukcje” centralnych zarządów, naukowych instytutów oraz ministerstw i ujednolicić je, wykonując pracę pod egidą odpowiedniej komórki PKPG lub powołanej przez nią specjalnej komisji.

Zgodność treści ze współczesnymi poglądami naukowymi jest pełna, lecz niektóre praktyczne wskazówki, zaczerpnięte z literatury przedmiotu wypadłoby stosować ostrożnie. Do takich należą według mnie na przykład dane na stronie 64 o wielkości dopuszczalnego nacisku jednostkowego na podpórkę rdzeniową, które należałoby może uzupełnić tabelką wytrzymałości podpórki na ściskanie według poniższej (H. Fettweis i L. Frede — Giesserei - Fachkunde):

Grubość ścianki odlewu w mm	Wytrzymałość na ściskanie	
	przy żeliwie t = 1250	przy staliwie t = 1650
10	5 kG/mm ²	4 kG/mm ²
30	4 „	3 „
50	2,5 „	1,5 „

Również mam zastrzeżenia co do uwagi na stronie 253 o sposobie wykonania skomplikowanych małych skrzynek rdzeniowych. Szkoda również, że Autor przed rozpatrzeniem typu rdzennic nie przytoczył klasyfikacji podanej w tablicy 5 wg cytowanego źródła (4). Przez porównanie jej z „typami rdzennic” — rysunek 89 — czytelnik może by miał bardziej wyczerpujący pogląd na zagadnienie. Należałoby może rozwinąć kilka wierszy podanych na stronie 361 i dotyczących wpływu mechanizacji na wydajność pracy rdzeniarni, bo „zamarkowanie” tego poważnego problemu w siedmiu wierszach, robi wrażenie jak gdyby treść zdania nie została zakończona. Okazać się również może, że przy praktycznym posługiwaniu się książką brakować będzie niektórych podanych „ab ovo” liczb orientacyjnych; jednak poziom czytelnika, dla którego przeznaczony jest podręcznik, pozwala prawdopodobnie Autorowi przypuszczać, że ewent. brakujące dane potrafi czytelnik sam uzupełnić.

Poza wymienionymi wyżej stronicami zasługują na podkreślenie tablice podane na rysunkach 211, 217, 218, 219, 220, 221, 222, 223, które według mnie należałoby upowszechnić, stwarzając z tego ogólnie obowiązującą normę. Do wartościowych ilustracji należy również rysunek 231 — drewnianej rdzennicy w panczeru, podający obok konstrukcji skrzynki wymiary wyjmowanych wkładek.

Pomimo że Autor trzymał się mocno „w cuglach”, aby nie zaczepiać tematyki podanej w innych wydawnictwach książkowych i nie powtarzać wiadomości, które czytelnikowi powinny być dobrze znane, rozwinął wg mnie niektóre ustępy zbyt szeroko, widocznie niezbyt ufając „szybkościowemu” czytelnikowi, który może nie zechce przypominać sobie niektórych szczegółów przedstawianych problemów, a przez to nie uchwyci istotę

treści książki. Daje się to zauważyć w pierwszych rozdziałach jej od III do VII, a w szczególności w V i VI; w treści dalszej te dłuższy fragment na ostrości; należałoby je może w ewent. wydaniu następnym skrócić.

Wreszcie wydaje mi się, że Autor bez potrzeby zbyt zagłębił się w zagadnienie obliczania układu wlewowego (str. 117–124). Dane przytoczone przez Niego nie są wystarczające, aby zaprojektować układ prawidłowo i mają nieco jednostronny charakter, nie różniczkując dostatecznie odmiennych warunków wykonania odlewów cienko- i grubościennych; wzór (1) na str. 117 tylko na wąskim odcinku daje właściwe czasy zalewania. Tak samo kontrolowana praktyka nie potwierdza słuszności wzoru (3) na str. 119 i należałoby przestać go zalecać. Tablica 21, oparta na wywodach W. Fundatora i przyjęta w ślad za S. Russianem, również powinna być poddana rewizji. Prace K. Hessa, K. Marcinkowskiego i inn., sprawdzone praktycznie w szeregu odlewni krajowych, ilustrują nasz piękny dorobek na tym odcinku i chętniej widzielibyśmy obliczenia projektujących układy wlewowe w naszych odlewniach oparte właśnie na tych wzorach.

Słownictwo techniczne oparte jest na ostatnio publikowanych materiałach i uważać je należy za zupełnie poprawne; wkraść się jedynie wyraz „kołotok” (str. 167) wyeliminowany z projektu słownictwa odlewniczego oraz kilka innych drugorzędnych potknięć. Na przykład na str. 198 należałoby mówić o skrzyniach formierskich ze stopów aluminium, a nie „z aluminium”, o ramkach nastawianych, a nie „nadstawnych” (str. 153, 154, 155 i inne). Nie wiem, co ma na myśli Autor, gdy na str. 107 mówi o zmechanizowanym wybijaniu rdzeni za pomocą „przebijarek”. Czy to są tzw. ławy wibracyjne, czy też odmiana narzędzi pneumatycznych?

Natomiast uważam za bardzo szczęśliwe wprowadzenie nazwy „uniwersalne płyty modelowe” (str. 227), zamiast nieco niefortunnej próby innych autorów wprowadzenia miana „płyty koordynatowe”, stanowiące tłumaczenia rosyjskiego wyrazu „koordinatnaja plita”. Płyty te znane od przeszło trzydziestu lat (patrz katalog Badische Masch. Fabrik — Durlach, Ausgabe G — str. 125 i dalsze), nazywane przez Niemców „Modellplatte mit Dübellöchern”, były szeroko rozpowszechnione i nie stanowią „nowego” wynalazku, jak o tym teraz często słyszymy.

Jeśli chodzi o poprawność językową, to tu wyknać można Redakcji więcej niedociągnięć. Pomijając już dowolne stosowanie wyrazów „przy-padek” i „wypadek”, od których aż się roi w książce, należałoby może przyjąć w ślad za Redakcją metaloznawczo-odlewniczą PWT miano „metal ciekły”, a nie „płynny”; należałoby ogólniej posługiwać się wyrazem „względnie” (patrz str. 255 i inne) i wreszcie przyjąć, że lepiej nie mówić o skrzynkach formierskich „posiadających” ucha, odlewach „posiadających” wystające części lub znaczną ilość wad, o modelach „posiadających” pionowe ściany itp. Tego „posiadania” jest stanowczo za dużo w treści. Rażą również ucho „następcanie” trudności lub „kłopotów” (str. 250 i in.) oraz „otwory służące” (str. 254).

Na zakończenie można wyrazić żal, że podając „literaturę” w językach obcych i dość obszernie mówiąc o nadlewach wszelkiego rodzaju (str. 125–140), Autor nie wspominał o pracach inż. S. T. Jaźwińskiego, który już przed r. 1939 wykonywał w kraju doświadczenia z nadlewami „atmosferycznymi” i „ciśnieniowymi”. Prace jego w okresie ostatniej wojny na terenie Wielkiej Brytanii wspólnie z S. L. Finchem, pozwoliły nie tylko opatentować wynalazek nadlewów ciśnieniowych we wszystkich krajach przemysłowych jeszcze w r. 1943, lecz i zreferować go na dorocznym walnym zebraniu Instytutu Brytyjskich Odlewników w r. 1945 oraz ogłosić w następujących pracach:

1) S. T. Jaźwiński, E. D. Wells i S. L. Finch „The Gating and Feeding of Steel Castings” paper nr 829 r. 1945 w pracach dorocznego Zjazdu Instytutu of British Foundrymen, June 1945,

2) S. T. Jaźwiński i S. L. Finch „A new method of feeding applied to castings made in static moulds”, Foundry Trade Journal, 29.XI i 6. XII. 1945.

3) S. T. Jaźwiński — Feeding Castings a new Approach — American Foundrymen, May, 1948.

O osiągnięciach S. T. Jaźwińskiego wspominałem w artykule „Mechanika” z r. 1949 str. 38/40. W każdym bądź razie priorytet rewelacyjnego postępu ostatniego ćwierćwiecza na odcinku odlewów stalowych należy się Polakowi, członkowi naszego STOP sprzed 1939 r. i o tym może nie należy zapominać.

Zewnętrzna szata, rodzaj druku i tak zwany układ typograficzny nie nasuwają zastrzeżeń, a oprawa jest trwała i estetyczna, więc książkę z przyjemnością bierze się do ręki.

Autor dokonał dużej pracy pożytecznej dla odlewników polskich, pracy, która stanowi jedną z najcenniejszych pozycji w naszej odlewniczej literaturze powojennej, a PWT należy się uznanie za wielką staranność z jaką przeprowadzono wydawnictwo.

K. Gierdziewiczski

Prof. A. Sokółowski — KURS TECHNOLOGII BUDOWY MASZYN. Część II. Tłum. z ros. mgr inż. Włodzimierz Wasiliew. Format B5, 438 str., 259 rys., tabl. 11, PWT — Warszawa 9154 r. Cena zł 28.—

Praca pod powyższym tytułem obejmuje dwie części, z których pierwsza omawia ogólnie zagadnienia technologii obróbki skrawaniem. Część ta została wydana przez PWT w 1952 r.

Ponieważ niemożliwe jest jeszcze dołączyć sformułowanie dla omawianej technologii praw ogólnych, dlatego w oparciu o typizację procesów technologicznych Autor usiłuje w drugiej części swej pracy usystematyzować doświadczenia osiągnięte w zakresie budowy maszyn. Autor wychodzi z założenia, że przebieg procesu technologicznego zależy w pierwszym rzędzie od kształtu przedmiotu obrabianego i w związku z tym w części drugiej podano technologię obróbki części maszynowych ujętych w grupy według ich kształtu, jak np.: wały, tuleje, tarcze, mimośrodki, przedmioty o przecinających się osiach, powierzchnie płaskie i kształtowe.

Rozdział I na 24 stronicach podaje w sposób zwięzły i jasny pracę narzędzia, możliwość stosowania skrawania szybkościowego na obrabianych dotychczasowej konstrukcji oraz metody prowadzące do uzyskania jakości powierzchni. Ponadto omówiona została obróbka wysokowydajna, na którą składa się nie tylko stosowanie doskonalszych metod, lecz również odpowiedni układ procesu technologicznego i dlatego problem „elastyczności technologii” winien być u nas przedmiotem zainteresowania nie tylko technologów, lecz również i konstruktorów obrabiarek.

Analizując bowiem różne drogi prowadzące do podniesienia wydajności łatwo można dojść do wniosku, że jednym z zasadniczych zadań współczesnej postępowej technologii jest znalezienie sposobów zastosowania w produkcji seryjnej metod produkcji masowej.

W rozdziałach II–VI opisuje Autor w sposób szczegółowy różne metody obróbki wałów, płaszczyzn oraz części o powierzchniach współśrodkowych i wieloosiowych. Omawiając różne metody obróbki, Autor jednocześnie daje analizę porównawczą korzyści ekonomicznych omawianych metod.

Ponadto szerzej omówiono różne rodzaje uchwytów, celowość zastosowania tokarek rewolwerowych przy produkcji małoseryjnej, automatów i półautomatów tokarskich przy produkcji masowej i wielkoseryjnej, wytaczanie współrzędnościowe wg układu współrzędnych prostokątnych lub biegunowych, metody wykonania śrub pociągowych, ślimaków, łożysk, różne rodzaje kopiowania ze sterowaniem hydraulicznym i elektrycznym.

Rozdział VII obejmuje organizację i opis operacji procesu montażowego. Podkreślona została rola montażu w całości produkcji i wpływ jego pracy planowej na zdyscyplinowanie współpracujących wydziałów.

Terminologia nowych pojęć użyta przez tłumacza na ogół jest trafna i zgodna z duchem języka polskiego. W szeregu jednak wypadków tłumacz wprowadził nazwy niezrozumiałe dla polskiego czytelnika, obce językowo, czasem o brzmieniu żargonowym, rezygnując niekiedy z ustalonych i znanych powszechnie terminów. Do nich zaliczyć można dla przykładu nóż wykańczający (str. 22 w. 7), odrzutki olejowe i przejścia wyokrąglone (str. 83 w. 1 i 2), klasa (str. 198 w. 6 od dołu i w całym § 2).

Należy zauważyć, że termin „klasa” w języku polskim ma inne znaczenie, lepszy byłby tutaj termin „grupa” tym bardziej, że na str. 7 w. 11 jest mowa o klasyfikacji na „grupy” wg ich kształtu.

Używanie zaś różnych terminów na określenie tych samych pojęć wprowadza czytelnika w błąd i zaciemnia w tym wypadku proste usystematyzowanie doświadczeń, jakie przeprowadza Autor w oparciu o typizację procesów technologicznych.

Dogłębienie (superfinish) jako metoda wykańczająca jest w polskim tłumaczeniu niezbyt jasno podana przez wprowadzenie terminu „oselka” (str. 24 w. 21, str. 23 w. 14 od dołu), a w innym miejscu użyto terminu „segment” (str. 24 w. 24) lub „segment ścierny” (str. 23 w. 8 od dołu, str. 107 w. 21, str. 108 w. 17 i 5 od dołu).

Używanie terminu „podstawy” obróbkowe lub montażowe (str. 305 w. 7) zamiast „bazy” stwarza zamieszanie, zwłaszcza że w książce Kasziri na pt. „Technologia budowy maszyn” (str. 37–50) termin ten został wprowadzony, gdyż zyskał sobie prawo obywatelstwa na warszacie i w biurach technologicznych. Na jednolitość terminów winni baczną uwagę zwracać redaktorzy nauki PWT, zwłaszcza jeżeli są ci sami przy różnych książkach, co ma miejsce w tłumaczeniach Kasziri i Sokółowskiego.

Jeżeli istnieje termin „elektryfikacja”, to jednak nie przyjął się wyraz „kinofikacja”, dlatego bałmatnie brzmi termin „rewolwerizacja” (str. 185 i 188) i należy przypuszczać, że zarówno tłumacz jak i redaktorzy nie zgodziliby się np. na termin „wiertaryzacja” dla określenia akcji zastępowania wiertarek zamiast wiertarko-frezarek.

Omawiana praca podaje wiele praktycznych wskazówek dla technologów, majstrów i rzemieślników od metod przygotowania półfabrykatów przez obróbkę zgrubną i bardzo dokładną do obróbki gładkościowej. Niektóre przykłady obróbki są w sposób prosty zilustrowane rysunkami, jak np. kolejność stopni wału przy toczeniu zgrubnym, metoda Bortkiewicza, schematy pracy na tokarkach wieloosiowych. Usterką książki są zdarzające się długie opisy metod obróbki bez rysunku, co wymaga dużej wyobraźni i dlatego dla czytelnika nie obeznanego z pracą warsztatową nastrocza może pewne trudności w zrozumieniu treści.

Omawiane wydawnictwo PWT stanowi cenny wkład do polskiego piśmiennictwa technicznego zarówno ze względu na temat jak i jakość tłumaczenia, ponadto jest ono bardzo aktualne z uwagi na obecny rozwój przemysłu maszynowego.

Mgr inż. Stanisław Kulesza

Książki nadesłane

Mgr inż. Zofia Orman i mgr inż. Marian Orman — METALURGIA ALUMINIUM, Format B5, stron 220, rys. 127, tablic 36. Wydawnictwo Górniczo-Hutnicze, Stalinogród, 1954. Cena zł 23.60.

W książce zamieszczono krótki zarys historyczny metalurgii aluminium, opisano surowce do jego produkcji oraz sposoby otrzymywania. Następnie podano sposoby rafinacji aluminium, jak również własności i zastosowanie czystego aluminium.

Książka przeznaczona jest dla inżynierów zatrudnionych przy produkcji aluminium. Poza tym może służyć pomocą słuchaczom wyższych szkół hutniczych.

Prof. dr inż. Kornel Wesółowski — METALOZNAWSTWO. TOM I. BADANIE METALI, Format B5, stron 376, rys. 400, tablic 41, PWT, Warszawa, 1954. Cena zł 37.—

Książka jest tomem pierwszym trzutomowej pracy pt. „Metaloznawstwo”. Podano w niej podstawowe wiadomości z budowy materii, krystalografii oraz opisano badania fizycznych własności metali za pomocą metod cieplnych. Omówiono również badania rentgenograficzne, badania własności mechanicznych, elektrycznych i magnetycznych oraz fizyczne i chemiczne metody analizy metali i stopów. Poza tym szczegółowo omówiono korozję metali. Przy omawianiu poszczególnych metod badań podano opis stosowanych do nich przyrządów i maszyn.

Praca przeznaczona jest dla magistrów i inżynierów mechaników oraz dla studentów wyższych szkół technicznych wydziałów mechanicznych.

Mieczysław Markuszewicz i Aleksander Mierzyjewski — MATERIAŁY MAGNETYCZNE, Format B5, stron 498, rys. 559, tablic 87. Wydawnictwo Górniczo-Hutnicze, Stalinogród, 1954. Cena zł 62,50.

Zadaniem niniejszej książki noszącej charakter opracowania monograficznego, jest ułatwienie inżynierom zatrudnionym w przemyśle hutniczym i elektrotechnicznym umiejętnego wytworzenia, tudzież racjonalnego stosowania wysokowartościowych materiałów metalicznych o szczególnych własnościach magnetycznych. W pierwszej jej części podano najważniejsze wiadomości teoretyczne niezbędne do zrozumienia podstawowych pojęć z nauki o magnetyzmie i szczegółowo omówiono własności charakteryzujące materiały magnetyczne oraz metody i techniki pomiarów magnetycznych. Drugą część książki poświęcono wyczerpującemu, nowoczesnemu ujęciu opisowi i technologii materiałów magnetycznych o szerszym znaczeniu technicznym.

METALURGIA SURÓWKI. TOM II. PROCES WIELKOPIECOWY — opracował *Stanisław Holewiński*, Format B5, stron 343, rys. 128, tablic 58. Wydawnictwo Górniczo-Hutnicze, Stalinogród, 1954. Cena zł 35.00.

Drugi tom dzieła zbiorowego pt. „Metalurgia surówki” zawiera wyczerpujący opis prowadzenia tego procesu i szczegółowy wykład teorii procesu wielkopiecowego oraz omówienie wszystkich ważniejszych prac związanych z obsługą wielkiego pieca.

Książka ta jest przeznaczona w zasadzie dla inżynierów i techników zatrudnionych w oddziałach wielkich pieców hut żelaza, mogą z niej wszakże korzystać również i studenci wydziałów metalurgicznych wyższych uczelni technicznych.

W. M. Szeszopół — ODLEWNICTWO W BUDOWIE OBRABIAREK, Tłumaczył *mgr inż. Jerzy Lutostawski*, Format B5, stron 261, rys. 264, tablic 62. PWT, Warszawa, 1954. Cena zł 26.—

Książka naświetla w sposób jasny i wyczerpujący procesy technologiczne stosowane w odlewniach produkujących odlewy obrabiarkowe. Zagadnienia technologiczne rozpatrywane są pod kątem widzenia najbardziej opłacalnej produkcji odlewów oraz racjonalnego doboru właściwej technologii dla maszynowej produkcji odlewów małoseryjnych.

Obliczenia dokładności wykonywania modeli oparte są na teorii łańcuchów wymiarowych.

Specjalną uwagę poświęcono wprowadzeniu potokowych i innych postępowych metod przy produkcji odlewów dla potrzeb przemysłu obrabiarkowego.

Książka napisana została w oparciu o osiągnięcia przodującej nauki radzieckiej i bogate doświadczenia przemysłu odlewniczego ZSRR.

Książka przeznaczona jest dla inżynierów i techników odlewników oraz konstruktorów projektujących obrabiarki.

Mgr inż. Władysław Pac — PRÓBY MECHANICZNE W SPAWALNICTWIE, Format A5, stron 168, rys. 203 + rys. 8. PWT, Warszawa, 1954. Cena zł 14.—

W książce omówiono wady spawania, rodzaje i zastosowanie prób mechanicznych w spawalnictwie oraz opisano sposoby wykonywania prób rozciągania, zginania, udarności i łamania złączy spawanych.

Praca przeznaczona jest dla mistrzów i techników.

Centralny Instytut Dokumentacji Technicznej — BIBLIOGRAFIA RETROSPEKTYWNA POLSKIEGO PISMIENICTWA TECHNICZNEGO W LATACH 1945-1949, Format A4, stron 307, rys. —, tabl. —. PWT, Warszawa, 1954. Cena zł 106.—

Bibliografia obejmuje okres czasu od chwili wyzwolenia Polski do roku 1949 (włącznie). Zawiera opisy bibliograficzne wydawnictw samoistnych i artykułów z czasopism wydanych w Polsce, w zakresie tematyki technicznej.

Praca jest przeznaczona dla inżynierów, techników, bibliografów oraz wszystkich tych, którzy korzystają z fachowego piśmiennictwa technicznego.

Konkurs na recenzję książki technicznej

Pierwszy konkurs na recenzję książki technicznej ogłoszony przez Państwowe Wydawnictwa Techniczne w 1953 r. dał rezultaty, zachęcające do kontynuowania tej metody pobudzania ruchu recenzyjnego i wzmoczenia pracy twórczej w tym zakresie. Państwowe Wydawnictwa Techniczne i Wydawnictwo „Budownictwo i Architektura” ogłaszają przeto na rok 1955 konkurs na najlepsze recenzje, jakie będą opublikowane w roku 1955.

WARUNKI KONKURSU

1. Recenzja powinna dotyczyć wydanej przez Państwowe Wydawnictwa Techniczne lub Wydawnictwo „Budownictwo i Architektura” książki technicznej oryginalnej lub tłumaczonej, z wyłączeniem instrukcji oraz prac badawczych instytutów naukowo-badawczych.

2. Przedmiotem konkursu są podpisane nazwiskiem recenzje, opublikowane w czasopismach wydanych za rok 1955, mianowicie:

- 2.1. w czasopismach technicznych — wszystkie wydrukowane recenzje bez specjalnych zgłoszeń,
- 2.2. w innych czasopismach po zgłoszeniu do PWT — Warszawa, ul. Mazowiecka 4, egzemplarza czasopisma z wydrukowaną recenzją, z zaznaczeniem na egzemplarzu: „Konkurs na recenzję”.

3. Przy ocenie recenzji brane będą pod uwagę przede wszystkim następujące kryteria:

- 3.1. twórcza krytyka i ocena treści recenzowanej książki, a w szczególności następujących jej cech:
 - 3.1.1. walory ideologiczne,
 - 3.1.2. przydatność i aktualność tematu dla potrzeb gospodarki narodowej,
 - 3.1.3. oryginalność ujęcia i opracowania tematu,
 - 3.1.4. poprawność opracowania tematu (zgodność ze współczesną nauką, jasność ujęcia i wyczerpanie, układ itd.),

3.1.5. dostosowanie ujęcia tematu do poziomu czytelnika, dla którego przeznaczono książkę, ze szczególnym uwzględnieniem potrzeb robotnika,

3.1.6. poprawność słownictwa technicznego,

3.1.7. poprawność językowa,

3.1.8. celowość, trafność i poprawność zilustrowania treści rysunkami, fotografiami i wykresami,

3.2. twórcza krytyka i ocena wykonania edytorskiego recenzowanej książki, a w szczególności następujących elementów:

3.2.1. układ typograficzny,

3.2.2. szata zewnętrzna,

3.2.3. poprawność wykonania technicznego,

3.3. poprawność opracowania samej recenzji,

3.4. okres czasu, jaki dzieli ukazanie się książki od ogłoszenia recenzji.

4. W skład Sądu Konkursowego wchodzi przedstawiciele:

Naczelnej Organizacji Technicznej,

Centralnego Instytutu Dokumentacji Naukowo-Technicznej,

Państwowych Wydawnictw Technicznych,

Wydawnictwa „Budownictwo i Architektura”.

5. Wyniki konkursu ogłoszone będą do dnia 30 czerwca 1956 roku.

6. Autorom najlepszych recenzji zostaną przyznane następujące nagrody:

nagroda pierwsza	—	zł 3.000.—
dwie nagrody drugie	—	po zł 2.000.—
trzy nagrody trzecie	—	po zł 1.500.—

7. Jeśli na podstawie oceny Sądu Konkursowego zajdzie potrzeba podziału przewidzianych nagród albo zmniejszenia ogólnej ich liczby, to zastrzega się prawo dokonania takiej zmiany.

Warunki prenumeraty czasopism technicznych na rok 1955

Administracja Czasopism Technicznych Naczelnej Organizacji Technicznej, Wydawnictwa Górniczo-Hutnicze, Wydawnictwa Komunikacyjne i Filmowa Agencja Wydawnicza wprowadzają następujące warunki prenumeraty czasopism technicznych na rok 1955:

L. n.	Nazwa czasopisma	A b o n a m e n t					
		Opłata normalna			Opłata ulgowa		
		roczna	pół-roczna	kwartałna	roczna	pół-roczna	kwartałna
1	2	3	4	5	6	7	8

CZASOPISMA NAUKOWO-TECHNICZNE

1. Architektura	180,—	90,—	45,—	90,—	45,—	22,50
2. Budownictwo Przemysłowe	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
3. Cement, Wapno, Gips	54,—	27,—	13,50	36,—	18,—	9,—
4. Drogownictwo	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
5. Energetyka (dwumies.)	72,—	36,—	—	36,—	18,—	—
6. Energetyka Przemysłowa (Gospodarka Ciepła) (dwumies.)	48,—	24,—	—	24,—	12,—	—
7. Gazeta Cukrownicza	54,—	27,—	13,50	36,—	18,—	9,—
8. Gaz, Woda i Technika Sanitarna	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
9. Gospodarka Wodna	96,—	48,—	24,—	54,—	27,—	13,50
10. Hutnik	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
11. Inżyniera i Budownictwo	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
12. Materiały Budowlane	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
13. Nafta	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
14. Odzież	54,—	27,—	13,50	—	—	—
15. Ochrona Pracy	72,—	36,—	18,—	—	—	—
16. Poligrafika (dwumies.)	36,—	18,—	—	18,—	9,—	—
17. Przegląd Budowlany	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
18. Przegląd Elektrotechniczny	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
19. Przegląd Geodezyjny	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
20. Przegląd Górniczy	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
21. Przegląd Kolejowy	36,—	18,—	9,—	—	—	—
22. Przegląd Mechaniczny	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
23. Przegląd Odlewnictwa	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
24. Przegląd Papierniczy	60,—	30,—	15,—	36,—	18,—	9,—
25. Przegląd Skórzany	60,—	30,—	15,—	36,—	18,—	9,—
26. Przegląd Spawalnictwa	54,—	27,—	13,50	36,—	18,—	9,—
27. Przegląd Techniczny	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
28. Przegląd Telekomunikacyjny	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
29. Przemysł Chemiczny	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
30. Przemysł Drzewny	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
31. Przemysł Rolny i Spożywczy	90,—	45,—	22,50	54,—	27,—	13,50
32. Przemysł Włókienniczy	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
33. Szkło i Ceramika	54,—	27,—	13,50	36,—	18,—	9,—
34. Technika i Gospodarka Morska	72,—	36,—	18,—	—	—	—
35. Technika Lotnicza (dwumies.)	54,—	27,—	—	36,—	18,—	—
36. Technika Motoryzacyjna	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—

CZASOPISMA POPULARNO-TECHNICZNE

37. Chemik	54,—	27,—	13,50	18,—	9,—	4,50
38. Gospodarka Łączności	54,—	27,—	13,50	—	—	—
39. Gospodarka Węglem	36,—	18,—	9,—	—	—	—
40. Horyzonty Techniki	36,—	18,—	9,—	—	—	—
41. Kinotechnik	36,—	18,—	9,—	—	—	—
42. Mechanik	108,—	54,—	27,—	36,—	18,—	9,—
43. Motoryzacja	60,—	30,—	15,—	18,—	9,—	4,50
44. Przegląd Kolejowy Drogowy	36,—	18,—	9,—	—	—	—
45. Przegląd Kolejowy Elektro-techniczny	36,—	18,—	9,—	—	—	—
46. Przegląd Kolejowy Mechaniczny	36,—	18,—	9,—	—	—	—
47. Przegląd Kolejowy Ruchowo-Handlowy	36,—	18,—	9,—	—	—	—
48. Radioamator	48,—	24,—	12,—	—	—	—
49. Technik Przemysłu Spożywczego	36,—	18,—	9,—	—	—	—
50. Transport	72,—	36,—	18,—	—	—	—
51. Wiadomości Elektrotechniczne	36,—	18,—	9,—	18,—	9,—	4,50
52. Wiadomości Telekomunikacyjne	36,—	18,—	9,—	18,—	9,—	4,50
53. Wiadomości Górnicze	54,—	27,—	13,50	18,—	9,—	4,50
54. Wiadomości Hutnicze	54,—	27,—	13,50	18,—	9,—	4,50
55. Włókiennictwo	36,—	18,—	9,—	—	—	—

Przy czasopismach: „Gospodarka Łączności”, „Odzież”, „Ochrona Pracy”, „Przegląd Kolejowy”, „Technika i Gospodarka Morska”, „Gospodarka Węglem”, „Horyzonty Techniki”, „Kinotechnik”, „Przegląd Kolejowy Drogowy”, „Przegląd Kolejowy Elektrotechniczny”, „Przegląd Kolejowy Mechaniczny”, „Przegląd Kolejowy Ruchowo-Handlowy”, „Radioamator”, „Technik Przemysłu Spożywczego”, „Transport” i „Włókiennictwo” — ze względu na niskie ceny obowiązuje tylko prenumerata normalna.

PRENUMERATA NORMALNA

Zgłoszenia na prenumeratę normalną na rok 1955 przyjmują urzędy pocztowe oraz listonosze miejscy i wiejszy. Ponadto można zamawiać prenumeratę normalną przez wpłacanie należności na odpowiednie konto przekazem PKO.

PRENUMERATA ULGOWA

A CZASOPISMA NAUKOWO-TECHNICZNE

Z prenumeraty ulgowej czasopism naukowo-technicznych na rok 1955 korzystać mogą jedynie:

- 1) członkowie stowarzyszeń naukowo-technicznych zrzeszonych w NOT,
- 2) członkowie Klubów Techniki i Racjonalizacji,
- 3) studenci szkół wyższych

B, CZASOPISMA POPULARNO-TECHNICZNE

Z prenumeraty ulgowej czasopism popularno-technicznych na rok 1955 korzystać mogą:

- 1) członkowie stowarzyszeń naukowo-technicznych,
- 2) członkowie Klubów Techniki i Racjonalizacji,
- 3) studenci szkół wyższych,
- 4) uczniowie szkół zawodowych.

Sposób zamawiania prenumeraty ulgowej

Zamówienia na prenumeratę ulgową powinny być sporządzane zbiorowo, imiennie, z podaniem dokładnego adresu oraz okresu prenumeraty, na każdy tytuł oddzielnie.

Zamówienia te, łącznie z należnością, przyjmować będą koła zakładowe, a od członków niezrzeszonych w kołach — oddziały stowarzyszeń naukowo-technicznych, przekazując je w odpowiednich terminach bezpośrednio do PPK „Ruch” w Warszawie, Stalinogrodzie lub Łodzi, w zależności od miejsca wychodzenia czasopisma.

Analogiczny tryb postępowania obowiązuje studentów i uczniów szkół zawodowych z tym, iż na uczelniach prenumeratę przyjmować będą koła naukowe uczelni, a w szkołach zawodowych — dyrekcja szkoły.

Terminy składania zgłoszeń na prenumeratę ulgową

Nieprzekraczalny termin przekazania zamówień i należności do PPK „Ruch” na I kwartał 1955 r. przez koła zakładowe, oddziały stowarzyszeń naukowo-technicznych, koła naukowe uczelni i dyrekcje szkół — upływa 1 grudnia 1954 r. (obowiązuje data stempla pocztowego).

Zamówienia na następne kwartały 1955 r. należy zgłaszać w terminach:

II kwartał — do 1 marca 1955 r.

III kwartał — do 1 czerwca 1955 r.

IV kwartał — do 1 września 1955 r.

Należność za wszystkie rodzaje prenumerat wpłacać należy na następujące konta.

dla czasopism: poz. 1, 2, 4, 6, 7, 8, 9, 11, 12, 15, 16, 17, 18, 19, 21, 22, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 33, 34, 35, 36, 38, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52

PPK „Ruch”, Warszawa, Centralna Ekspedycja, Srebrna 12, konto PKO Nr I-110/14000

dla czasopism: poz. 14, 24, 25, 32, 55

Oddział PPK „Ruch” w Łodzi, konto PKO Nr VII-579/110.

dla czasopism: poz. 3, 5, 10, 13, 20, 23, 37, 39, 53, 54
Oddział PPK „Ruch”, Stalinogród, konto PKO Nr III-17763/110.

UWAGA: Przy zamawianiu prenumeraty czasopism technicznych prosimy podawać dokładnie: nazwisko, adres, okres prenumeraty oraz tytuł czasopisma.

PRZEGLĄD DOKUMENTACYJNY MECHANIKI

OPRACOWANY PRZEZ OŚRODEK DOKUMENTACJI
INSTYTUTU METALoznawstwa I Aparatury Naukowo-Laboratoryjnej

Dodatek do miesięcznika „Przegląd Mechaniczny”

ROCZNIK 5

WARSZAWA, LISTOPAD 1954

NR 11

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

A. TECHNOLOGIA METALI

A4. Metaloznawstwo

- 123* 620.186:620.171.32 19
Oding I. A., Lozinskij M. G.: **Metody określenia budowy metali i stopów przy wysokich temperaturach**. „Metody izuczenia strojenia metallow i spławow pri vysokich tiempieraturach”. *Wiestn. Maszinostr.*, t. 34, Nr 1, stycz. 54, s. 52; A4, 12,5 str., 2 fot., 3 rys., 6 wykr., 24 mikrogr., 21 poz. bibl. — Metalograficzne badania metali w wysokich temperaturach posiadają poważne znaczenie techniczne. Ich główną trudność stanowi konieczność użycia skomplikowanej próżniowej aparatury grzewczej zaopatrzonej w specjalny mikroskop. Szczegółowo opisano stosowaną aparaturę próżniową do nagrzewania i obserwacji zglądów badanych metali, metodykę wykonywania badań oraz przykłady metalografii wysokotemperaturowej.
- 124* 621.775.74.001:669.73 19
Gerlach J., Knacke O.: **Przyczynek do zagadnienia kinetyki spiekania**. „Zur Kinetik der Sinterung”. *Z. Metallk.*, t. 45, Nr 3, marz. 54, s. 123; A4, 4,5 str., 1 rys., 17 wykr., 1 mikrogr., 23 poz. bibl. — Przeprowadzono próby spiekania kadmu, przy czym mierzone czas prasowania, w którym — przy danej temperaturze i obciążeniu — uzyskiwano założoną wytrzymałość spieku. Podano matematyczną interpretację wyników doświadczeń.
- 125* 620.178.152.32:620.178.14:539.4:539.389.1 19
Witman F. F., Zlatin N. A., Stiepanow W. A., Szeszopalow L. M.: **Określenie mechanicznych własności metali za pomocą małego odcisku stożkowego i niegłębokiej rysy**. „Opriedielenie mekhanicznych swoistw metallow s pomoszczju malowo koniczeskowo otpieczatka i nieglubokoj carapiny”. *Z. techn. Fiz.*, t. 24, Nr 3, marz. 54, s. 388; B5, 12 str., 6 wykr., 1 tabl., 45 poz. bibl. — Krytyczny przegląd literatury omawiającej metody określania mechanicznych własności metali na podstawie wykonanego odcisku stożkowego i drobnej rysy. Stwierdzono, że na tej podstawie określić można takie własności metali, jak granice plastyczności, wytrzymałość i rzeczywistą granicę wytrzymałości.
- 126* 620.178.152.3:620.178.14:539.4:389.1 19
Witman F. F., Zlatin N. A., Joffe B. S., Szeszopalow L. M.: **Oznaczenie mechanicznych własności metali za pomocą małego stożkowego odcisku i niegłębokiej rysy, przy podwyższonych temperaturach**. „Opriedielenie mekhanicznych swoistw metallow s pomoszczju malowo koniczeskowo otpieczatka i nieglubokoj carapiny pri powyszonych tiempieraturach”. *Z. techn. Fiz.*, t. 24, Nr 3, marz. 54, s. 549; B5, 11 str., 5 rys., 14 wykr., 7 poz. bibl. — Opis przyrządów do oznaczania własności mechanicznych (zwłaszcza granicy plastyczności i wytrzymałości) przy podwyższonych temperaturach w próżni metodą wykonania drobnego odcisku stożkowego i płytkiej rysy. Stwierdzono, że własności te w zakresie podwyższonych temperatur określić można zupełnie realnie przez wykonanie odcisku, natomiast wykonanie rysy nie daje jasnych wyników.
- 127 620.172.251.226:539.382.2.001 19
Yon-Han Pao, Marin J.: **Analityczna teoria odkształcenia tworzyw przez pelzanie**. „An analytical theory of the creep deformation of materials”. *J. appl. Mech.*, t. 20, Nr 2, lip. 53, s. 245; A4, 7,5 str., 1 rys., 7 wykr., 10 poz. bibl. — Analityczna teoria odkształceń przy pelzaniu tworzywa wyidealizowanego oraz materiałów zachowujących się podobnie jak tworzywo „idealne”. Teoria uwzględnia początkowe odkształcenie sprężyste, odkształcenie w zakresie pelzania przejściowego oraz pelzanie z najmniejszą prędkością. Teoria jest bardziej uniwersalna niż teorie wcześniejsze.
- 128* 620.172.251.226:539.4.015.2:669.3:669.71 19
Sweetland E. D., Parker E. R.: **Wpływ stanu powierzchni na pelzanie niektórych metali**. „Effect of surface condition on creep of some commercial metals”. *J. appl. Mech.*, t. 20, Nr 1, marz. 53, s. 30; A4, 2,5 str., 1 rys., 2 wykr., 7 poz. bibl. — Próby pelzania miedzi i aluminium w identycznych warunkach — z tym, że najpierw badano próbki (w atmosferze ochronnej) o zupełnie czystej powierzchni, a następnie próbki pokryte warstewką tlenków — wykazują, że obecność tlenków na powierzchni próbek zwiększa ich odporność na pelzanie. Zjawisko to wyjaśniono

w oparciu o teorię dyslokacji. Przypuszcza się bowiem, że warstewka tlenku na powierzchni metalu utrudnia powstawanie dyslokacji.

- 129* 539.389.2:669.71 19
Buligin J. P., Laszko N. F.: **Przyczynek do zagadnienia teorii osłabienia metali w procesie odkształcenia plastycznego. Cz. I. „K teorii razuproczenia metallow w processie plasticzeskowo dieformirowanija”**. *Z. techn. Fiz.*, t. 24, Nr 2, luty 54, s. 231; B5, 10 str., 6 mikrogr., 2 rentgenogr., 10 poz. bibl. — Metale jednorodnie i stopy stale strukturalnie ulegają wzmocnieniu na skutek zgniotu na zimno. Istnieją jednak warunki, w których zarówno metale jak stopy mogą przez zgniot ulec osłabieniu (zmiękczeniu). W obecnej pracy opisano na przykładzie aluminium mechanizm zjawiska zmiękczenia metalu jednorodnego przy dowolnym odkształceniu, bez wzrostu nowych ziaren. Zdanie wielu autorów o wpływie wewnętrznej struktury mozaikowej na efekt osłabienia nie znalazło w niniejszej pracy wyraźnego potwierdzenia.

- 130* 539.389.2:669.71 19
Buligin J. P., Laszko N. F.: **Przyczynek do teorii osłabienia metali w procesie odkształcenia plastycznego. Cz. II. „K teorii razuproczenia metallow w processie plasticzeskowo dieformirowanija”**. *Z. techn. Fiz.*, t. 24, Nr 2, luty 54, s. 241; B5, 9 str., 2 wykr., 6 mikrogr., 1 tabl., 3 poz. bibl. — W uzupełnieniu badań nad mechanizmem osłabienia czystych metali (patrz ten sam numer *Z. t. F.*, s. 231) określono mechanizm bezrekryształizacyjnego osłabienia stopów charakteryzujących się przesyleniem roztworu stalego. W stopach takich efekt rozbicia ziaren na bloki nakłada się z efektem dyfuzji faz. Badania przeprowadzono na stopie aluminium AK4.

- 131* 669.14.018.25.001.6 19
George B.: **Gatunki stali narzędziowej — rozwój historyczny**. „The quality of toolsteel Historical development”. *Metal Progr.*, t. 65, Nr 2, luty 54, s. 97; A4, 4 str. — Historia rozwoju gatunków stali narzędziowych ze szczególnym uwzględnieniem nowych składów chemicznych z ostatnich lat. Optymalny dobór dodatków stopowych W, Mo, V, Co pozwala znacznie zmniejszyć ogólną zawartość dodatków w stali.

- 132* 620.193.4:669.12:541.135.62 19
Bonhoeffer K. F.: **O pasywności żelaza**. „Über die Passivität des Eisens”. *Z. Metallk.*, t. 44, Nr 3, marz. 53, s. 77; A4, 5 str., 5 rys., 4 wykr., 11 poz. bibl. — Opis niektórych zjawisk przy pasywowaniu i reaktywowaniu żelaza w stężonym kwasie siarkowym. Względny i rzeczywisty potencjał pasywności. Względna i rzeczywista gęstość prądu pasywności. Gęstość prądu wywołująca i utrzymująca pasywność. Rola kwasu siarkowego przy pasywowaniu stężonym kwasem siarkowym. Korozja pasywnego żelaza.

A4h. Wady materiałowe i ich wykrywanie

- 133* 620.179.12:620.178.4:620.165 19
New J. C.: **Nieniszcząca próba cienkościennych naczyń metodą ciśnienia różnicowego**. „A nondestructive differential-pressure test for thin shells”. *J. appl. Mech.*, t. 20, Nr 1, marz. 53, s. 48; A4, 5 str., 2 fot., 2 wykr., 1 tabl. — Nowa nieniszcząca próba zbiorników cienkościennych polega na napełnianiu wnętrza zbiornika cieczą (np. wodą) i wszechstronnym ściskaniu hydraulicznym naczyń z zewnątrz. Obserwacje zmiany różnicy ciśnień umożliwiają ocenę odporności naczyń na wyboczenie pod ciśnieniem zewnętrznym. Podano doświadczenia sprawdzenia techniki prób oraz przykłady zastosowań.

- 134 620.179.152 19
Miller N. C.: **Sztuka radiografii**. „The art of radiography”. *Non-destructive Testing*, t. 11, Nr 7, wrzes. 53, s. 11; A4, 5 str., 1 fot., 5 rys., 2 wykr., 3 radiogr., 7 poz. bibl. — Po krótkim omówieniu ogólnych podstaw radiografii przemysłowej, wliczeniu głównych narzędzi pracy radiografa i ogólnie obowiązujących zasad wykonywania zdjęć radiograficznych, opisano kilka zastosowań, w których normalna praca radiograficzna staje się subtelną sztuką. Zastosowania te obejmują: umiejscowienie wewnętrznej szkazy materiałowej w odkuwce aluminiowej; pomiar grubości warstewki niklu na stalowym przedmiocie o kształcie utrudniającym bardzo dokonanie pomiaru; prześwietlenie stalowych drążonych cylindrów metodą zwykłą i kompensacyjną.

- 135* 620.179.16 19
Dickinson T. A.: Nowa metoda badania falami naddźwiękowymi. „New ultrasonic test method”. Steel Process, t. 39, Nr 7, lip. 53, s. 327; A4, 3 str., 3 fot., 2 rys. — Podano krótki opis metody badania za pomocą fal naddźwiękowych. Metoda ta polega na wykorzystaniu odbicia fal o większej częstotliwości (ponad 5 megacykli), nie stosowanej dotychczas. Kryształ i badany materiał znajduje się w kąpeli wodnej. Zalety tej metody: możliwość badania przedmiotu z różnych stron i wykrywania mniejszych wad.
- 136* 620.179.152:539.262 19
Kamery rentgenowskie dyfrakcyjne. „X-ray diffraction camera”. Rev. scien. Instrum., t. 23, Nr 7, lip. 52, s. 391; A4, 0,5 str., 1 fot. — Krótki opis kamer o średnicy: 114,53 mm i 57,3 mm. Zalety tych kamer: łatwe ustawienie próbki, możliwość jej obserwacji w czasie ekspozycji oraz dobre przyleganie filmu.
- A5. Obróbka cieplna
- 137* 621.785.51 19
Kosow K. W.: Zastosowanie cyjanowania w produkcji masowej. „Primienije cjanirowanija w massowom proizvodstwie”. Wiestn. Maszinostr., t. 34, Nr 2, luty 54, s. 62; A4, 4 str., 1 fot., 4 rys., 4 wykr. — W Fabryce Samochodów im. Mołotowa cyjanowanie w stopionych solach zostało szeroko wprowadzone do produkcji masowej. Dzięki temu zdobyto tam poważne doświadczenie w tej dziedzinie obróbki. W artykule opisano stosowane piece i wanny oraz urządzenia pomocnicze, sole różnych typów oraz omówiono wpływ czasu cyjanowania na głębokość nacyjanowanej warstwy i własności wyrobów.
- 138* 621.785.545.45:539.4.016.3:621-2:669.131.6 19
Goldsztejn Ja. E.: Wpływ hartowania z nagrzaniem prądami wysokiej częstotliwości na wytrzymałość części żeliwnych. „Wlijanie zakalki s nagriwom T. W. Cz. na procznost czugunnych detalej”. Wiestn. Maszinostr., t. 34, Nr 2, luty 54, s. 55; A4, 6,5 str., 1 fot., 5 wykr., 1 mikrogr., 6 tabl. 10 poz. bibl. — Sprawozdanie i wyniki prac doświadczalnych nad wpływem indukcyjnego hartowania powierzchniowego na wytrzymałość żeliw szarych i modyfikowanych stosowanych w budowie maszyn. Określono wpływ hartowania prądami wysokiej częstotliwości na własności statyczne i dynamiczne (zmęzeniowe) żeliwa oraz wpływ głębokości przegrzania.
- 139* 620.179.5:669.14.018.23-15:621.941:621.951.1 19
Leyensetter W., Kaluza E.: Wpływ obróbki cieplnej stali na ich obrabialność przy toczeniu i wierceniu narzędziami ze stali szybko tnącej. „Einfluss der Waermebehandlung von Staehlen auf die Bearbeitbarkeit beim Drehen und Bohren mit Schnellarbeitsstahlwerkzeugen”. Stahl u. Eisen, t. 74, Nr 9, 22 kw. 54, s. 540; A4, 12 str., 2 fot., 66 wykr., 7 tabl., 22 poz. bibl. — Badania nad obrabialnością stali (wg oznaczeń DIN) C 35, C 60, 20 MnCr5, 30 CrNiMo8, 34 Cr Mo4 i 37 MnSi5 w stanie wyżarzonym zmiekkająco, normalizowanym, wyżarzonym na rozrost ziaren i ulepszonym cieplnie. Oceny obrabialności dokonano na podstawie prób skrawania z wzrastającą szybkością oraz na podstawie porównania żywotności narzędzia i jego drogi skrawania. Dodatkowo wykonano pomiary gładkości obrabianej powierzchni, obserwacje nad zachowaniem się wióra, pomierzono momenty skręcające przy wierceniu, temperatury na ostrzu noża. Ponadto omówiono zależność struktury, własności mechanicznych i skrawalności wyżej wymienionej stali. (Patrz ten sam numer Stahl u. Eisen, s. 526 i 530).
- 140* 621.785.7:669.14.018.252.3 19
Juszkiewicz P. M.: O mechanizmie odpuszczania stali szybko tnącej. „O prirodie odpuska bystroniezuszczej stali”. Z. techn. Fiz., t. 24, Nr 4, kw. 54, s. 715; B5, 7 str., 1 rys., 7 wykr., 4 poz. bibl. — Rozpatrzone mechanizm i kinetykę odpuszczania stali szybko tnącej z uwzględnieniem przemiany wielopostaciowej i wykazano, że przemiana wielopostaciowa (polimorficzna) stanowi jeden z ważniejszych elementów procesu odpuszczania, że przy tej przemianie następuje znaczne obniżenie zawartości węgla i składników stopowych w austenicie oraz, że podstawowym zjawiskiem zachodzącym przy tej przemianie jest dyfuzja składników stopowych. Określono także wpływ wielokrotnego odpuszczania na własności stali i porównano go z wpływem odpuszczania jednorazowego.
- 141* 621.833.7.05:621.78:621.783.04 19
Mitchell J. T., Buyea R.: Koła zębate o wyższej jakości wymagają dokładnej obróbki cieplnej. „High quality gears require precise heat treating”. Steel Process, t. 30, Nr 4, kw. 54, s. 249; A4, 4 str., 6 fot. — Przy nawęglaniu kół zębatych należy ciągle kontrolować stan atmosfery w piecu. Opisano pokrośce urządzenia do nawęglania. Podano warunki obróbki cieplnej dla koła i wału napędowego ze stali SAE 8125. Części odporne na ścieranie, np. widelki do przesuwania wykonane ze stali SAE 1030 i 1035 cyjanuje się. Fotografie pokazują piece i części urządzeń podających, stosowanych przy omawianej obróbce cieplnej.
- 142* 621.564.385 19
Mc Elgin J.: Przegląd olejów chłodzących. „A survey of quenching oils”. Steel Process, t. 30, Nr 5, maj 54, s. 315; A4, 3,5 str., 2 fot., 1 rys., 1 wykr. — Olej chłodzący powinien mieć dużą i jednakową szybkość chłodzenia w stanie początkowym oziębiania, odpowiednią lepkość, małą zdolność do parowania, dużą termiczną stabilność oraz małą zdolność przejmowania ciepła w końcowym stadium procesu oziębiania. Z nowoczesnej obróbki cieplnej wyeliminowane zostały całkowicie oleje rybne, roślinne i zwierzęce. Omówiono własności oleju mineralnego prostego i złożonego. Nowe typy olejów są tak dobrane, by otrzymać dużą szybkość chłodzenia, lecz jednak mniejszą niż dla wody. Zawierają one specjalne dodatki zmniejszające ich zdolność do parowania w początkowym okresie ochładzania przedmiotu.
- 143* 621.783.3:621.785.32 19
Lutherer O., Reed R. J.: Metoda polepszenia równomiernego rozkładu temperatury w piecach. „Method for improving temperature uniformity in furnaces”. Metal Progr., t. 65, Nr 4, kw. 54, s. 113; A4, 8 str., 2 fot., 1 rys., 4 wykr., 3 tabl. — Przeprowadzono doświadczenia stosując różny nadmiar powietrza. Temperatura mieszaniny gazowej spada ze wzrostem nadmiaru powietrza, zwiększa to stratę kominową, a przez to i wydajność cieplną, lecz robi się to celowo, aby uzyskać równomierny rozkład temperatury, ponieważ koszt paliwa jest znacznie mniejszy od kosztu przedmiotów wygrzewanych w piecach. Stosując nadmiar powietrza, unika się przechodzenia zimnego powietrza z otoczenia do wnętrza pieca, co również dodatnio wpływa na ujednolicenie temperatury. W tablicy podano ciężary i wymiary próbnych wsadów (żeliwo, stal walcowana) oraz ustawienie termpar (żeliwo-konstanta). Schemat pieca i ustawienie wsadu.
- 144* 621.783.3:621.783.061:669.295.5.296 19
Bennett W. D.: Obróbka cieplna w próżni. „Vacuum heat-treatment”. Metal Ind., t. 84, Nr 13, marz. 53, s. 245; A4, 1,5 str., 1 rys., 2 wykr., 2 poz. bibl. — Systematyczne badania nad metalograficznymi i mechanicznymi własnościami cieplnie obrabianych stopów Ti i Zr wymagają prowadzenia obróbki cieplnej w próżni. Schemat i opis pieca do temperatury 1100°C z utrzymaniem temperatury z dokładnością $\pm 1/2^\circ\text{C}$.
- 145* 620.181.428.4 19
Dilatometr Schaabera. Próby dla obróbki cieplnej. „Schaaber Dilatometer. A testing device for heat treating”. Industr. Heat, t. 20, Nr 10, paźdz. 53, s. 2071; A5, 1 str., 1 fot. — Nowy typ dilatometru, opracowany w Niemczech. Zasada jego opiera się na zmianie objętości podczas przemiany austenitycznej. Metoda ta pozwala dokładnie określić koniec przemiany bainitycznej w przypadku hartowania izotermicznego oraz korzystny czas przetrzymywania przy hartowaniu stopniowym. Służy ona również jako kontrola stali przed procesem obróbki.
- 146* 621.365.52.004.15 19
Wiernier M. A.: Podwyższenie wydajności agregatu wysokiej częstotliwości. „Powyszenie efektiwnosti ustanowki t. w. cz.”. Stanki i Instr., t. 24, Nr 9, wrzes. 53, s. 35; A4, 1 str., 3 rys. — Wtórne uzwojenie transformatora wysokiej częstotliwości z jednym wyjściem roboczym zmieniono na uzwojenie o dwóch wyjściach nie zmieniając schematu generatora. Wprowadzenie dwóch stanowisk grzejnych podwyższa wydajność agregatu wysokiej częstotliwości, daje lepsze wykorzystanie transformatora mocy i przynosi oszczędności w zużyciu energii elektrycznej.
- 147* 621.785.545.45:621.993.1 19
Lurje W. S.: Podwójna obróbka cieplna gwintowników do wyrobu nakrętek. „Dwojnaja termiczeskaja obrabotka gajecznych mietczikow”. Stanki i Instr., t. 24, Nr 9, wrzes. 53, s. 35; A4, 1 str., 1 fot. — Gwintowniki (M6 do M30) ze stali węglowej ulepszone, a następnie hartowane indukcyjnie wykazały większą trwałość (40%) od hartowanych normalnie.
- 148* 621.785.542.2:621.785.545.45:621.836:621-229.9 19
Biry R.: Prowadnice łoż obrabiarek. „Glissières de machines-Machine-Outil, t. 16, Nr 52, luty 51, s. 55; A4, 31 $\times$ 23 cm, 2,5 str., 2 fot., 1 rys., 16 mikrogr., 1 tabl. — Przy właściwym doborze składu chemicznego żeliwa hartowanie powierzchniowe prowadnic łoż obrabiarek nie powoduje ich odkształceń. Hartowanie płomieniowe prowadnic łoż jest w zastosowaniu łatwiejsze i daleko mniej kosztowne od indukcyjnego. Prowadnice łoż obrabiarek hartowane płomieniowo są odporne na ścieranie i utrzymują dużą dokładność po wielu latach pracy.
- A9. Metalizacja
- 149 621.793.7 19
Reiniger H.: Metalizacja natryskowa w atmosferze ochronnej. Metaloberfl. A., t. 5, Nr 3, 1951, s. 42. — Wyrażono pogląd

że natryskiwanie w atmosferze gazu obojętnego lub redukującego, chroniącego przed utlenieniem może być skuteczne jedynie wtedy, gdy cały proces prowadzony będzie w specjalnych komorach z wyłączeniem powietrza. Jest to metoda nieekonomiczna i niecałkowicie zadowalająca wskutek utleniania powierzchni w płomieniu. Wg Corrosion, t. 9, Nr 10, paźdz. 53; Corrosion Abstr., s. 216a (34).

150* 621.793.713:669.14.018.821:664:621.944:621-222 19
Natryskiwanie stałą nierdzewną walców i cylindrów w przemyśle chemicznym i spożywczym. „Stainless steel spraying of drums and shafts in the chemical and food industries. Electroplating, t. 6, Nr 7, lip. 53, s. 267; A4, 3 str., 2 fot., 2 poz. bibl. — Stal nierdzewna 18/8 metalizowana natryskowo na walce do zagęszczania cieczy, formowania substancji stałych przez podgrzewanie i odparowanie rozpuszczalnika lub zamrażania w przemyśle spożywczym, chemicznym i papierniczym wykazuje wysoką odporność na korozję i na ścieranie. Walce i cylindry natryskuje się nie demontując maszyn (przy małych ubytkach miejscowych), lub na specjalnych tokarkach za pomocą pistoletów przesuwanych automatycznie. Porównano wyniki chromowania twardego i natryskiwania stałą 18/8; łatwiejsze jest natryskiwanie dużych powierzchni, ale warstwy stali są porowate i trudne do obrobienia, przy chromowaniu zaś zachodzą trudności budowy wanny oraz wyższe koszty. Wybór metody zależy od warunków pracy i możliwości wykonania. Stałą nierdzewną można również natryskiwać powierzchnie podane tarcu.

151* 621.793.714:623.746 19
Odladzanie samolotu za pomocą metalu natryskowego. „De-icing with sprayed metal“. Electroplating, t. 7, Nr 4, kw. 54, s. 159; A4, 4 str., 6 fot., 1 wykr., 4 poz. bibl. — Zastosowanie płyt grzejnych z metalu natryskowego umieszczonego między dwiema warstwami plastiku termoutwardzalnego, do celów odladzania płaszczyzn nośnych. Na tworzywo konstrukcyjne natryskuje się plastik grubości 0,75 mm, po utwardzeniu piaskuje i metalizuje pasmami Al lub stopem Cu-Mg na grubość 0,075 — 0,25 mm. Do metalu natryskanego dołącza się przewodniki miedziane i całość pokrywa drugą warstwą plastiku zabarwionego wg wymagań. Wydajność grzejna przy wyżej wymienionej grubości — 2 waty/cm². Włączanie płyt grzejnych stałe lub okresowe z zastosowaniem tzw. wykrywacza oblodzenia na przodzie samolotu. Do reperacji służy folia Cu do lutowania i kit z masy plastycznej; lutowanie Al przy użyciu topników. Powyższe urządzenia stosują ogrzewanie gazami spalinowymi lub grzejnikami z drutu.

152* 621.793.714:623.746 19
Nowe grzejniki powierzchniowe do odladzania samolotu. „New surface for aircraft de-icing“. Plastics, t. 19, Nr 21, kw. 54, s. 116; A4, 2 str., 6 fot. — Dobre wyniki odladzania osiągnięto przez stosowanie powierzchni grzejnych z elementów metalizowanych natryskowo Al lub Cu między dwiema warstwami masy plastycznej niepalnej; znaczna wydajność cieplna, gładkość powierzchni, mała grubość całej płytki (ok. 1 mm), dobre przyleganie do każdej powierzchni, łatwość naprawy i mały ciężar (ok. 1 kg/m²). Inne zastosowania podobnych płaszczyzn grzejnych: zbiorniki paliwa, procesy chemiczne, instrumenty narażone na działanie niskich temperatur.

153 621.793.713 19
Butler E. C.: Brytyjska metoda metalizacji natryskowej pistoletem drutowym. „The british wire process of metal spraying“. Architects J., Nr 2923, marz. 51, s. 113. — Opis pistoletu drutowego do metalizacji oraz omówienie struktury, przyczepności i odporności powłoki. Zastosowanie obok innych metali, cynku i aluminium do powłok przeciwkorozyjnych. Wg Corrosion, t. 9, Nr 7, lip. 53; Corrosion Abstr., s. 110a (32).

154* 621.793.7:669.71:669.14 19
Ballard W. E.: Ochrona stali przez natryskane aluminium. „The protection of steel by sprayed aluminium“. Electroplating, t. 4, Nr 12, 1951, s. 395. — Próba wyjaśnienia faktu powstawania płam rdzy na powłokach aluminiowych natryskiwanych na stal. Podkreślono, że nie zawsze oznaczają one przerwanie powłoki. Wg Corrosion, t. 9, Nr 7, lip. 53; Corrosion Abstr., s. 110a (32).

155 620.197.6:669.138 19
Burgess C. O.: Powłoki metaliczne i niemetaliczne na żeliwie. „Metallic and non-metallic coating for grey iron“. Foundry, t. 78, Nr 12, grud. 50, s. 76. — Zastosowanie metody nakładania powłok natryskiwanych (ochrona powierzchni łożyskowych w odlewach i przeciwkorozyjna z Zn i Al) oraz zanurzeniowych cynkowych (ochrona przeciwkorozyjna odlewów). Dodatkowa ochrona przez chromianowanie przy pracy przedmiotu w atmosferze wilgotnej w celu zabezpieczenia przed tzw. białą rdzą. Wg Corrosion t. 9, Nr 7, lip. 53; Corrosion Abstr., s. 110a (32).

156* 621.793.7.003.2 19
Koszty metalizacji natryskowej. „The cost of metal spraying“. Electroplating, t. 5, Nr 7, lip. 52, s. 239; A4, 0,5 str. — Skrót artykułu I. C. Fritza z Metalloberfläche Nr 8/1952, str. A-119—120: omawiającego warunki pracy w Niemczech. Koszty są niższe przy zastosowaniu gazu świetlnego, propanu lub acetyleny z przetwornicy. Koszty oblicza się według grubości warstwy. Do celów przeciwkorozyjnych stosuje się zwykle Zn i Al w warstwach grubości 0,05 ÷ 1 mm. Przy dużych powierzchniach straty wynoszą 5 ÷ 10%, przy siatkach 30 ÷ 50%. Ekonomiczne jest natryskiwanie części przed montażem, stosowanie dużej średnicy drutu oraz znacznego ciśnienia. Koszty przygotowania powierzchni zwiększają się przy operacjach na wolnym powietrzu. Koszt metali i stopów trudnotopliwych jest wyższy niż koszt Zn i Al. Stosuje się również stop Al-Mg — hydronal.

157* 621.793.732 19
Nowy nieprzenośny pistolet do metalizacji. „A new tool post pistol“. Electroplating, t. 6, Nr 7, lip. 53, s. 272; A4, 0,5 str., 1 tabl. — Nowy pistolet M. 30 do celów regeneracji (firmy Metalisation Ltd, Dudley, Worcs). Znaczna szybkość natryskiwania przy grubości drutów 4 i 5 mm. Przesuw drutu mechaniczny, obudowa hermetyczna. Dysza wytryskowa z odpowiednimi wkładkami o niskiej ścieralności. W tablicy dane natryskiwania: Al, Cu, Mo, Ni, mosiądzu, brązu fosforowego i stali.

158* 621.793.713:669.71:620.193.54 19
Natryskiwanie aluminium zapobiega utlenianiu w wysokich temperaturach. „High temperature oxidation prevented by sprayed aluminium“. Electroplating, t. 6, Nr 2, luty 53, s. 74; A4, 1 str., 1 fot. — Aluminizacja przez natryskiwanie i wygrzewanie prowadzona jest 3 metodami: 1) warstwę natryskaną chroni się specjalnymi substancjami i wygrzewa w temperaturach do 800°C; 2) natryskuje się stop Al-Cd (Cd—0,75%), gdzie Cd jest odleniaczem; 3) nasycza się warstwę natryskaną krzemieniem etylowym i wygrzewa dopiero w czasie użytkowania. Grubość warstwy 0,15 ÷ 0,2 mm; granica wytrzymałości 950°C, po czym następuje nagły wzrost pochłaniania Al przez stal i zanik warstwy. Podano fotografię pieca poziomego z ogrzewaniem elektrycznym stosowanego w przemyśle metali lekkich w temperaturach do 650°C od wewnątrz metalizowanego Al w celu zapobiegania utlenianiu.

159 621.793.712:624.21:620.193.27 19
Metalizowanie mostów w celu zwalczania korozji przez solankę. „Metallizes bridges to combat brine corrosion“. Railway Engng. a. Maintenance, t. 47, sierp. 51, s. 707. — Omówienie metalizacji natryskowej mostu kolejowego na Missouri. Przewidywana wytrzymałość życiowa mostu — 20 lat. Natryskano cynk z pistoletu drutowego przy użyciu tlenu i acetyleny. Wg Corrosion, t. 9, Nr 11, list. 53; Corrosion Abstr., s. 255a (35).

160 621.793.7 19
Lähne R.: Dające się kontrolować czynniki metalizacji natryskowej. „Ueber beeinflussbare Faktoren beim Metallspritzen“. Schweisstechnik, t. 3, Nr 3, marz. 53, s. 82; A4, 3,5 str., 2 wykr., 6 mikrogr., 3 tabl., 6 poz. bibl. — Omówienie procesu powstawania powłok metalicznych i ich struktury z podkreśleniem wpływu na otrzymane wyniki rodzaju użytego pistoletu, niektórych parametrów natryskiwania oraz umiejętności i wprawy pracownika. Ogólna charakterystyka warstwy natryskanej ze szczególnym uwzględnieniem porowatości, przenikalności i metod kontroli. Minimalne grubości stosowane dla warunków przeciwkorozyjnych. Wzmianka o badaniach rentgenowskich, optycznych i ultradźwiękowych, znajdujących się w stadium rozwoju, bez podania wyników względnie omówienia ich przydatności. Podano 2 wykresy zależności temperatury w strumieniu metalu od odległości od przedmiotu i temperatury przedmiotu w zależności od okresu metalizowania oraz 3 tablice parametrów natryskiwania i danych fizykochemicznych metali.

161 621.793.714:621.793.73 19
Demnitz W.: Rozwój techniki natryskiwania. — O sposobie natryskiwania metalowych i niemetalowych powłok ochronnych. „Weiterentwicklung der Spritztechnik. Über das Verfahren zum Aufspritzen metallischer und nichtmetallischer Schutzschichten“. Schweisstechnik, t. 3, Nr 7, lip. 53, s. 216; A4, 4 str., 10 fot., 5 rys. Opis nowej metody natryskiwania proszkiem (zgłosz. do Urz. Patentowego NRD). Przystosowanie palnika do lutowania i palnika dmuchawkowego do metalizacji natryskowej proszkiem metali doprowadzanym do zbiornika. Stopione cząstki są rozpylane w gazach ochronnych N₂ + CO₂; płomień dotyka bezpośrednio powierzchni przedmiotu i podgrzewa ją powodując dobrą przyczepność. Zastosowano gaz świetlny i powietrze zamiast tlenu i acetyleny. Opis budowy pistoletu pojedynczego oraz zespołów. Podkreślono stronę gospodarczą nowej metody: proszek metalu jest łatwiejszy do uzyskania z odpadów przemysłowych niż drut.

A11. Obróbka powierzchni

- 162* 621.923:687.93 19
Szlifowanie i polerowanie za pomocą szczotek technicznych. „Schleifen und Polieren mit technischen Bürsten“. Metallwaren - Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 4, kw. 54, s. 170; B5, 2 str. — Krótkie ogólne omówienie możliwości zastosowania różnego rodzaju szczotek technicznych do szlifowania i polerowania. Podkreślono korzyści, wynikające ze stosowania szczotek technicznych w porównaniu z innymi sposobami szlifowania.
- 163* 620.183.2:669.14.018.7 19
 Batta G., Scheepers L., Winandy L.: **Trawienie stali specjalnych.** „Pickling of special steels“. Steel Process., t. 39, Nr 11, list. 53, s. 585; A4, 6 str., 2 fot., 1 rys., 4 wyk., 10 tabl. — Po ustaleniu składu cienkiej warstwy tlenków na powierzchni stali typu 18/8 przeprowadzono trawienie następującymi odczynnikami: HF/HNO₃/HCl; HF/Fe₂/SO₄/3 oraz H₂SO₄/Fe/SO₄/3; HNO₃/Fe₂/SO₄/3. Stosując odpowiednio dobrany skład procentowy dwóch ostatnich odczynników otrzymuje się wyniki równie dobre jak przy stosowaniu dwóch pierwszych, które są droższe.
- 164 621.794.4:669.71 19
Trawienie aluminium i jego stopów. „Beizen von Aluminium und seinen Legierungen“. Metallwaren - Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 4, kw. 54, s. 162; B5, 1,5 str., 1 tabl. — Krótkie omówienie procesu trawienia aluminium i jego stopów, stosowanego w celu oczyszczania powierzchni, jako obróbki wstępnej i wykańczającej. Skład stosowanych kąpeli, temperatura i czas trwania. Sposób obróbki wykańczającej oraz materiały służące do budowy zbiorników do trawienia podano w formie tabeli.
- 165* 621.923:621.357.7:669.268 19
 Benninghoff H.: **Szlifowanie powłok twardego chromu.** „Schleifen von Hartchromniederschlagen“. Metallwaren Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 3, marz. 54, s. 106; B5, 1 str. — Krótkie wskazówki odnośnie stosowania optymalnych warunków przy szlifowaniu elektrolitycznych powłok twardego chromu. Omówiono rodzaje tarcz ściernych oraz podano najkorzystniejsze szybkości obrotów tarczy przy szlifowaniu na sucho i na mokro. Bardziej polecane jest szlifowanie na mokro.
- 166* 621.357.5:621.79.02 19
 Krahirus: **Obróbka drobnych przedmiotów.** „Die Bearbeitung von Massenwaren“. Metallwaren Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 4, kw. 54, s. 174; B5, 7 str., 6 fot., 1 poz. bibl. — Zastosowanie urządzeń bębnowych i kielichowych do masowej obróbki mechanicznej drobnych przedmiotów. Proces polerowania, zwłaszcza kulowego (podano wskazówki praktyczne odnośnie polerowania tą metodą żelaza i stali, miedzi i jej stopów oraz aluminium). Czyszczenie, szorowanie i inne sposoby usuwania rdzy i zanieczyszczeń mechanicznych.
- 167* 621.794.4:669.3 19
 Straschill: **Trawienie miedzi i jej stopów.** „Beizen von Kupfer und Kupferlegierungen“. Metallwaren - Ind., t. 45, Nr 4, kw. 54, s. 164; B5, 5 str., 1 tabl. — Ogólne uwagi, odnoszące się do trawienia miedzi i jej stopów. Kilka typowych składów kąpeli do trawienia z polyskiem i na matowo. Wyjaśnienie działania najważniejszych składników kąpeli do trawienia. Możliwości regeneracji kąpeli. W formie tabelarycznej podano błędy, występujące przy trawieniu, ich powody oraz sposoby zapobiegania.
- A8. Powłoki ochronne**
- 168* 621.357.7:669.26.621.9 19
 Anders H.: **O odgazowywaniu pochromowanych narzędzi.** „Über das Entgassen von verchromten Werkstücken“. Metallwaren - Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 3, marz. 54, s. 107; B5, 1,5 str. — Kilka sposobów usuwania nawodorowania narzędzi. Najprostszy z omówionych sposobów polega na ogrzaniu ich do temperatury 200°C. Bardziej skomplikowana metoda polega na odgazowywaniu w próżni w specjalnym urządzeniu. Próby odgazowywania w kąpielach oliwowych i olejowych nie okazały się w użyciu zadowalające.
- 169* 545.828:621.3.035.4:669.248.7 19
 Petrocelli J. V., Tatoian G.: **Polarograficzna analiza kąpeli do elektrolitycznego niklowania.** „The polarographic analysis of nickel plating solutions“. Plating, t. 41, Nr 3, marz. 54, s. 262; A4, 7 str., 1 fot., 2 rys., 6 wyk., 2 tabl., 9 poz. bibl. — Krótki przegląd metod polarograficznych z uwzględnieniem możliwości ich zastosowania do badania kąpeli do elektroplaterowania. Podano ogólne zasady techniki wykonania pomiarów. Opisano nowy typ polarografu dostosowanego specjalnie do wyżej wymienionych celów. Podano przykład zastosowania tej metody do badania kąpeli niklowej typu Watta. Szczegółowy opis sposobu oznaczania niklu, chlorku niklu i kwasu borowego. Krótko omówiono wpływ pH oraz dodatkowych substancji, zwiększających polysk.
- 170* 541.138.2:669.71 19
 Kohler E.: **Przemysłowa oksydacja aluminium.** „Die Wirtschaftliche Oxydation des Aluminium“. Metallwaren - Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 4, kw. 54, s. 154; B5, 8 str. — Praktyczne wykonanie procesu anodowej oksydacji aluminium i jego stopów, za pomocą prądu stałego, w elektrolitach zawierających kwas siarkowy. Omówiono również własności otrzymanej warstewki oraz metodę badania warstewki i stosowanego elektrolitu. Dla zwiększenia odporności korozyjnej polecane jest impregnowanie oksydowanego aluminium za pomocą wolnego od kwasu tłuszczu, oleju, wosku itp. Artykuł zawiera cały szereg praktycznych wskazówek odnośnie przemysłowego stosowania tego procesu.
- 171* 621.793.026:545 19
 Briese W.: **Na temat analiz zakładowych — Badanie kąpeli do elektrolitycznego odtłuszczania.** „Zum Thema Betriebsanalysen — Die Untersuchung der elektrolitischen Entfettungsbäder“. Metallwaren - Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 4, kw. 54, s. 169; B5, 1,5 str. — Sposób oznaczania cyjanków (potasu względnie sodu) oraz ługu sodowego i sody w kąpielach do elektrolitycznego odtłuszczania. Podano wzory przeliczeniowe, potrzebne do wykonania analiz sprzęt laboratoryjny oraz chemikalia.
- 172* 621.357.7 19
 Springer R.: **Substancje dające polysk i środki obniżające napięcie powierzchniowe w roztworach do obróbki powierzchniowej metali.** Część I. „Glanzbilder und Netzmittel in Lösungen zur Oberflächenbehandlung von Metallen“. Metallwaren - Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 1, stycz. 54, s. 1; B5, 5,5 str. — Ogólne omówienie działania i zastosowania dodatkowych substancji, mających na celu zwiększenie polysku powłok metalicznych, otrzymywanych na drodze elektrolitycznej. Podano przykłady praktycznego zastosowania dodatków zwiększających polysk dla kąpeli niklowych, miedziowych, kadmowych, cynkowych i srebrnych.
- 173* 621.357.7:621.79.025:669.14:532.612 19
 Springer R.: **Substancje, dające polysk i środki obniżające napięcie powierzchniowe stosowane w roztworach do obróbki powierzchniowej stali.** Część II. „Glanzbildner und Netzmittel in Lösungen zur Oberflächenbehandlung von Metallen. II“. Metallwaren - Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 2, luty 54, s. 51; B5, 9 str. — Omówienie budowy i działania środków zmniejszających napięcie powierzchniowe. Rys historyczny rozwoju stosowania tych środków. Podział na 3 grupy w zależności od specyficznego rodzaju działania każdej z nich. Zastosowanie substancji obniżających napięcie powierzchniowe do kąpeli do odtłuszczania i trawienia, do elektrolitów do niklowania, do płukania i suszenia i szeregu innych procesów.
- 174* 621.357.7:669.268:620.192.34 19
 Dehmel G.: **Kruchość powłok twardego chromu, spowodowana obecnością wodoru i przeciwdziałanie jej.** „Wasserstoffsprödigkeit in Hartchrom-Überzügen und deren Beseitigung“. Metallwaren - Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 2, luty 54, s. 63; B5, 1,5 str., 9 poz. bibl. — Sposoby stosowane celem zapobiegania kruchości powłok twardego chromu: 1) ogrzewanie pochromowanych elementów w kąpeli olejowej do temp. 180 ÷ 200°C, 2) ogrzanie do 95°C, 3) ogrzewanie do 1200°C. Ponadto szereg innych bardziej skomplikowanych metod. Najczęściej stosowana jest metoda, polegająca na zanurzeniu w gorącej łaźni olejowej.
- 175* 620.197.6:679.5.002 19
 Bobalek E. G.: **Zastosowanie organicznych powłok ochronnych w walce z korozją.** „The use of organic protective coatings in controlling corrosion“. Corrosion, t. 10, Nr 2, luty 54, s. 73; A4, 8,5 str., 1 rys., 2 tabl., 2 poz. bibl. — Omówienie zagadnień związanych z otrzymywaniem i zastosowaniem powłok organicznych ze specjalnym uwzględnieniem cech charakterystycznych, takich jak adhezja, rozpuszczalność i dyspersja pigmentu. Wyjaśnienie mechanizmu zabezpieczania przed korozją za pomocą lakierów. Zestawienie specjalnych powłok organicznych, znajdujących zastosowanie w wybitnie ostrych środowiskach korozyjnych.

Niniejszy Przegląd Dokumentacyjny zawiera jedynie część analiz dokumentacyjnych publikacji z zakresu techniki. Pełna dokumentacja ukazuje się w postaci kart dokumentacyjnych wydawanych przez Centralny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej (Warszawa, al. Niepodległości 188). CIDNT przyjmuje prenumeratę kart dokumentacyjnych, która może obejmować zarówno całą dokumentację naukowo-techniczną, jak i oddzielne jej działy lub poszczególne zagadnienia i tematy techniczne. CIDNT wykonuje (za zwrotem kosztów) fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych zarówno przeglądem dokumentacyjnym jak i kartami dokumentacyjnymi.

Urządzenie do hydraulicznego usuwania zgorzeliny z nagranych prętów

Jakość odkuwek matrycowych, a zwłaszcza odkuwek kutech na kuźniarkach poziomych oraz kuźniczych prasach korbowych, w dużym stopniu zależy od oczyszczania ze zgorzeliny kęsów nagrzwanych przed kuciem. Braki wskutek zakucia zgorzeliny — zwłaszcza przy cienkich ściankach odkuwek — są łatwe do wykrycia i powstają w wyniku niezupełnego oczyszczenia ze zgorzeliny kutego kęsa, albo też na skutek niestarannego usunięcia z wykroju matrycy cząsteczek zgorzeliny, która odpada w czasie kucia.

Ze wszystkich znanych dotychczas sposobów usuwania zgorzeliny najbardziej zadowalające wyniki daje metoda hydrauliczna. Przy tej metodzie zgorzelinę usuwa się strugą wodną pod wysokim ciśnieniem (~ 120 atm). Metoda ta zapewnia uzyskanie bardziej czystych powierzchni, tak bocznych jak i czołowych (przy równoczesnym zmniejszeniu pracochłonności), niż to otrzymuje się w wypadku stosowania znanych sposobów mechanicznego usuwania zgorzeliny (skrobaki, szczotki stalowe, rolki łamiące itp.). Oprócz tego stosowanie metody hydraulicznego usuwania zgorzeliny może zwiększyć wydajność kucia. Podwyższenie wydajności może nastąpić na przykład w tym wypadku, gdy czas normatywow kucia matrycowego jest mniejszy od czasu trwania zabiegu oczyszczania zgorzeliny metodą mechaniczną.

Przeprowadzone w Instytucie Obróbki Plastycznej w Poznaniu doświadczenie nad usuwaniem zgorzeliny przy pomocy strugi wodnej pozwoliły na ustalenie następujących parametrów:

- ciśnienie wody powinno leżeć w zakresie $70 \div 150$ atm;
- średnica cylindrycznego otworu dyszy przechodzącego w stożek o kącie 20° wynosić powinna $0,75 \div 1,0$ mm (rys. 1);
- odległość wylotu dyszy od oczyszczanej powierzchni pręta należy przyjmować w granicach $150 \div 250$ mm;
- szybkość przesuwu oczyszczonego pręta należy przyjmować w granicach $0,3 \div 1,0$ m/sek, wzgl. w wypadku nieruchomego położenia pręta w trakcie jego oczyszczania czas około 1,0 sek.

Liczba dysz rozmieszczonych równomiernie na obwodzie oczyszczanego pręta zależy od wymiaru przekroju poprzecznego pręta i wynosi wg prof. B. J. Zalewskiego.

Wymiar przekroju poprzecznego pręta w mm	do 40	41 $\div$ 60	61 $\div$ 80	81 $\div$ 100
Liczba dysz	6	8	10	12

Rozchód wody pod wysokim ciśnieniem na jedną dyszę w zależności od ciśnienia oraz średnicy dyszy przedstawiony jest w poniższej tablicy.

Średnica dyszy w mm	Ciśnienie wody w atm.		
	50	100	150
Rozchód wody w l/sek			
0,75	0,043	0,061	0,077
1,00	0,071	0,101	0,130

Prędkość strugi wodnej przy wylocie z dyszy zależy od wysokości ciśnienia. Zależność tę przedstawia rys. 2.

Działanie strugi wodnej pod wysokim ciśnieniem uderzającej o nagrzaną warstwę zgorzeliny jest dwójakiego rodzaju: a) cieplne; b) mechaniczne.

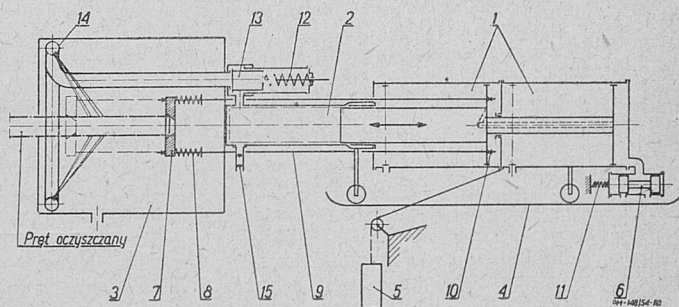
Działanie cieplne polega na ochładzaniu strumieniem wody warstwy zgorzeliny, która wskutek tego kurczy się

i pęka. Natomiast działanie mechaniczne polega na odrywaniu i usuwaniu złuszczonej zgorzeliny. Stąd też pożądaną jest, aby struga wodna padała na oczyszczaną powierzchnię pod kątem ostrym (około 75°), co w pewnym stopniu upodabnia działanie strugi do pracy dłuta. Należy dodać, że wobec bardzo krótkiego czasu działania strugi wodnej na oczyszczaną powierzchnię (czas oczyszczania wynosi w zależności od długości oczyszczanego pręta od $1,5 \div 3$ sek) oziębienie samego pręta przez strugę wodną jest bardzo małe i nie ma praktycznego wpływu na jakość odkuwki.

Proces natryskiwania wodą wymaga odpowiedniej stacji pomp oraz instalacji wysokiego ciśnienia. Nowoczesne stacje wyposażone są zwykle w wielostopniowe pompy odśrodkowe lub też tłokowe, akumulatory powietrzne i niekiedy w sprężarki powietrzne wysokociśnieniowe. Stąd też koszty inwestycyjne są bardzo znaczne, a sama eksploatacja kosztowna. Tłumaczy to stosunkowo małe rozpowszechnienie tej metody, skądinąd bardzo zalecanej.

W kraju, o ile autoprowi wiadomo, hydrauliczne usuwanie zgorzeliny jako pierwsza, wprowadziła jedna z hut przy walcowaniu taśmy stalowej. Natomiast nowopowstająca kuźnia posiadająca w swym planie usuwanie zgorzeliny przy pomocy wody, boryka się z trudnościami nabycia odpowiednich pomp oraz instalacji wysokiego ciśnienia.

W Instytucie Obróbki Plastycznej opracowano urządzenie*) do hydraulicznego usuwania zgorzeliny działające na zasadzie multiplikatora. Urządzenie to przewidziane jest do oczyszczania prętów przy kuciu na kuźniarkach poziomych. Podłącza się je do sieci wodociągowej o ciśnieniu 2 atm oraz źródła sprężonego powietrza o ciśnieniu około 6 atm. Takim źródłem po-



Rys. 3. Schemat urządzenia do hydraulicznego usuwania zgorzeliny — zaprojektowanego w Instytucie Obróbki Plastycznej.

wietrza może być instalacja sprężonego powietrza, znajdująca się w każdej kuźni.

Zasada działania opisywanego urządzenia przedstawiona jest na schemacie (rys. 3).

*) Opisywane urządzenie zostało przez autora zgłoszone w dniu 26. V. 54 w U. P. P. R. L., gdzie udzielono patentu na wynalazek nr 37665.

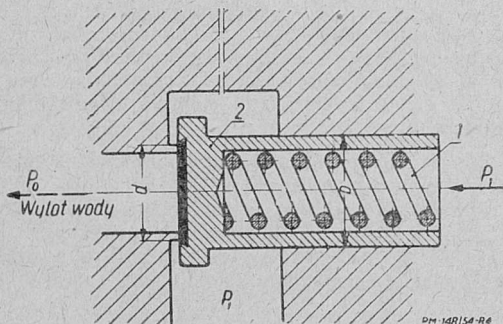
Omawiane urządzenie składa się z dwóch cylindrów powietrznych 1 oraz jednego cylindra wodnego 2. Wszystkie trzy cylindry ustawione są posobnie i stanowią wraz z komorą natryskową 3 wózek, który może się przesuwac po prowadnicach 4. W położeniu wyjściowym wózek pod wpływem przeciwwagi 5 opiera się o tłoczek zaworu powietrznego 6. Zawór ten w takim ustawieniu łączy pracujące strony cylindrów powietrznych z atmosferą.

Proces oczyszczania pręta przebiega następująco: nagrany pręt w drodze z pieca do kuźniarki (wzgl. innej maszyny kuźniczej) zostaje wsunięty w komorę natryskową i oparty o zderzak 7. Zderzak ten dla złagodzenia uderzenia oparty jest o sprężynę amortyzującą 8 oraz połączony dwoma prętami 9 z tłokiem 10. Wskutek bezwładności pręta w czasie jego spotkania ze zderzakiem następuje przesunięcie się wózka po prowadnicy. Stan taki wyzwala sprężynę 11 powodując ruch tłoczka rozdzielczego w zaworze powietrznym, który odcina pracujące strony cylindrów powietrznych od atmosfery i łączy je ze źródłem sprężonego powietrza. Z tą chwilą zostaje zapoczątkowane działanie urządzenia.

Woda w cylindrze wodnym po dojściu do odpowiedniego ciśnienia, regulowanego sprężyną 12 powoduje otwarcie tłoczkiem 13 przełotu do dysz natryskowych 14, w różnicowym zaworze wodnym. Ruch tłoków w cylindrach powoduje poprzez pręty 9 oraz zderzak 7 równomierny przesuw strug wodnych po oczyszczanej powierzchni pręta. Dodatkowo zainstalowana dysza (na schemacie nie zaznaczona) oczyszcza czoło pręta. Po dojściu zderzaka w położenie zaznaczone linią osiową, proces oczyszczania jest zakończony. Pręt zostaje wyjęty i przeniesiony na kuźniarkę.

Z chwilą ustania nacisku na zderzak 7 przeciwwaga powoduje cofnięcie się wózka w położenie wyjściowe. Natomiast zawór powietrzny 6 zamyka dopływ sprężonego powietrza i łączy cylindry z atmosferą. Przedtem jeszcze po dojściu tłoków do oporu następuje spadek ciśnienia w cylindrze wodnym i zamknięcie zaworu 13. Z chwilą połączenia zaworów powietrznych z atmosferą następuje pod wpływem ciśnienia wodociągowego napełnienie cylindra wodnego wodą poprzez zawory zwrotne 15 i przesuw tłoków do położenia wyjściowego. W ten sposób urządzenie przygotowane jest do następnego cyklu.

Dodatkowego wyjaśnienia wymaga działanie wodnego zaworu różnicowego 13. Zawór ten działa na wzór zamkniętej dyszy Diesla. Zasada działania przedstawiona jest na rys. 4.



Rys. 4. Schemat działania zaworu różnicowego.

Sprężyna 1 dociska tłoczek 2 do gniazda zaworu i zamyka przełot wody. Wzrastające ciśnienie w cylindrze wodnym działające na pierścieniową powierzchnię $F_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ pokonuje

nacisk P_1 sprężyny. Z chwilą powstania szczeliny pomiędzy grzybkami a siedzeniem zaworu ciśnienie p_1 działa na zwiększoną powierzchnię $F_2 = \frac{\pi D^2}{4}$. Stąd też następuje gwałtowne otwarcie zaworu i przepływ wody do dyszy. Ciśnienie wody p_1 przy stałym ciśnieniu sprężonego powietrza (np. ciśnieniu warstwowość sieci powietrznej — około 6 atn) wynosi

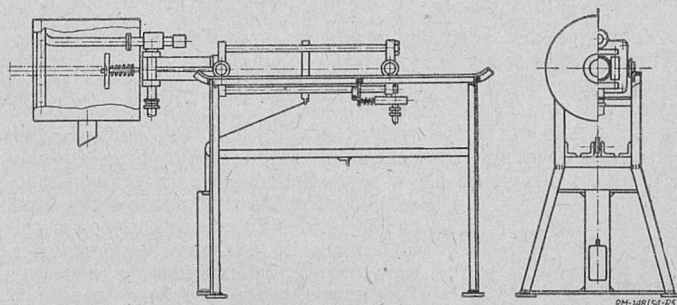
$$p_1 = \frac{6 D_1^2}{d^2} \text{ atn} \text{ względnie przy dwóch cylindrach powietrznych}$$

$$p_1 = \frac{6 (D_1^2 + D_2^2)}{d^2} \text{ atn}$$

gdzie: D_1 i D_2 — średnice cylindrów powietrznych w mm;
 d — średnica tłoka cylindra wodnego w mm.

Oczywiście w powyższych obliczeniach należy uwzględnić straty na tarcie w uszczelnieniach oraz straty przepływu w przewodach.

Zbudowany w Instytucie Obróbki Plastycznej prototyp urządzenia do hydraulicznego usuwania zgorzeliny (rys. 5) wykaza-



Rys. 5. Widok ogólny prototypu urządzenia do hydraulicznego usuwania zgorzeliny przedstawionego schematycznie na rys. 3.

zał pełną przydatność i celowość budowy urządzeń do usuwania zgorzeliny na opisanej zasadzie. Zaletą tego urządzenia jest proste działanie przy równoczesnej pełnej automatyzacji. Należy dodać, że wobec prostej budowy urządzenie powyższe może być wykonane przez każdą narzędziownię przyzakładową sposobem gospodarczym.

Oszczędność w rozchodzie wody, wynikająca z okresowej pracy urządzenia, małej objętości cylindra wodnego (około 0,8 do 2 l w zależności od wielkości oczyszczanych powierzchni) oraz pełnego wykorzystania sprężonej wody, dzięki zaworowi różnicowemu czyni urządzenie nader tanie w eksploatacji.

Hydrauliczna metoda usuwania zgorzeliny może być stosowana do oczyszczania wszystkich gatunków stali bez względu na wymiary przekroju poprzecznego.

Korzyści stosowania usuwania zgorzeliny w kuźnictwie matrycowym wynikają z:

- 1) polepszenia jakości odkuwek;
- 2) zwiększenia żywotności matryc kuziennych około 3-4 razy;
- 3) zmniejszenia nadatków na obróbkę skrawaniem na projektowanych odkuwkach.

Metoda hydraulicznego usuwania zgorzeliny oraz urządzenie zaprojektowane w Instytucie powinny, ze względu na wymienione zalety, zainteresować wszystkie kuźnie krajowe.

T. Rut