

PRZEGLĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW MECHANIKÓW I TECHNIKÓW POLSKICH

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

ADMINISTRACJA: WARSZAWA, CZACKIEGO 3/5, TEL. 8-95-10

W walce o nowe kadry

SYTUACJA I ZADANIA NA ODCINKU KADR

Burzliwy rozwój naszej gospodarki powoduje ciągle i w szybkim tempie rosnące zapotrzebowanie na kierownicze i wykwalifikowane kadry. Jest to zupełnie zrozumiałe w świetle tego rozszerzenia produkcji i inwestycji w stosunku do okresu przedwojennego, które osiągnęliśmy już w rezultacie wykonania 3-letniego Planu i tych olbrzymich zadań, które stawia przed nami Plan Sześcioletni.

Jeżeli poziom produkcji naszego przemysłu przekroczył przedwojenną produkcję o 75 proc., a w ciągu dalszych 6 lat ma wzrosnąć o około 150 proc., to jest rzeczą jasną i zrozumiałą, że potrzeba nam coraz więcej nie tylko siły roboczej w ogóle, ale w pierwszym rzędzie kadr kierowniczych i kwalifikowanych, a więc inżynierów, technologów, konstruktorów, techników, majstrów, sztygarów, robotników wykwalifikowanych itd. Jeżeli rozwijamy teraz gałęzie produkcji, które bądź w ogóle nie istniały w przedwojennej Polsce, bądź były reprezentowane w minimalnym rozmiarze, jak np. kopalnictwo miedzi, kopalnictwo rud żelaznych na wielką skalę, produkcja samochodów i traktorów, turbin, łożysk kulkowych, ciężkich i specjalnych obrabiarek, benzyny syntetycznej, kauczuku syntetycznego, syntetycznego włókna, mas plastycznych itd., to rzecz jasna brak nam wykwalifikowanych i kierowniczych kadr w tych dziedzinach w większym stopniu, niż w całości naszej produkcji.

Jeżeli na olbrzymią skalę rozwijamy inwestycje i inwestujemy w obecnym 1950 r. 4,2 razy więcej na głowę ludności, niż przed wojną, a w 1955 r. inwestować będziemy 8,7 razy więcej na głowę ludności niż przed wojną, jeżeli budujemy masowo wielkie nowe zakłady przemysłowe i przy nich całe osiedla, a nawet całe miasta, jeżeli rozwijamy na wielką skalę budownictwo mieszkań, szkół, przedszkoli, żłobków, wyższych uczelni, instytutów naukowo-badawczych, burs, internatów, szpitali, klinik, sanatoriów, domów kultury, świetlic, dróg, portów, kolei żelaznych, magazynów, chłodni itd., to rzecz jasna, brak nam architektów, urbanistów, budowniczych, mierniczych, techników i majstrów budowlanych, wykwalifikowanych monterów itd.

Jeżeli cała nasza gospodarka jest obecnie gospodarką planową, jeżeli planowym systemem finansowym zostają objęte wszystkie dziedziny naszego życia gospodarczego, to rzecz jasna brak nam planistów, ekonomistów, statystyków, wykwalifikowanych finansistów, współcześnie wyszkolonych buchalterów, kalkulatorów itd. Jeżeli rozwija się w szybkim tempie nasz handel socjalistyczny, wypierając handel prywatny, to rzecz jasna, że odczuwamy coraz ostrzejszy brak wykwalifikowanych i kierowniczych kadr, nadających się i przystosowanych do pracy w nowych i trudnych warunkach handlu uspołecznionego.

Z drugiej strony wiadomo, że w okresie okupacji z rąk niemieckich faszystów zginęła znaczna liczba naszych wykwalifikowanych pracowników technicznych, że w ciągu lat okupacji zamknięte były nasze wyższe i średnie uczelnie, że część wykwalifikowanych pracowników nie powróciła do kraju i sprzęgła się z faszystowską reakcyjną emigracją.

Wszystko to razem stwarza sytuację wielkiego braku kadr, braku, który przechodzi czasem w prawdziwy głód kadr w naszej gospodarce i częstokroć przeszkadza jej rozwojowi.

...Wkraczając w Plan Sześcioletni musimy z całą ostrością postawić przed naszą Partią zagadnienie prawidłowego rozwiązania sprawy uzupełnienia brakujących wykwalifikowanych i kierowniczych kadr. Bez rozwiązania tego zagadnienia bowiem nie ma i nie może być wykonania wielkich i trudnych zadań Planu Sześcioletniego.

Jakie drogi prowadzą do rozwiązania zagadnienia wykwalifikowanych i kierowniczych kadr dla naszej gospodarki?

Drogi są dwie:

1. prawidłowe wykorzystanie istniejących kwalifikowanych kadr, prawidłowe formowanie rezerwy kadrowej i prawidłowy system wysuwania nowych kadr;

2. prawidłowy system szkolenia nowych kadr, taki system, który by przy stosunkowo najmniejszych nakładach dawał największe i najszybsze wyniki.

PRAWIDŁOWE WYKORZYSTANIE ISTNIEJĄCYCH KWALIFIKOWANYCH KADR

Jeżeli chodzi o prawidłowe wykorzystanie kadr wykwalifikowanych, mamy szereg wad i zaniedbań, które ogólnie można byłoby sformułować jako brak planowej polityki kadrowej.

...W końcu roku 1949 w przemyśle państwowym było zatrudnionych około 7.000 inżynierów. Średnio dla całego przemysłu na 1.000 robotników produkcyjnych przypadało 6,9 inżyniera. Jest to nasycenie personelem inżynierskim wysoce niedostateczne i pozostające daleko w tyle poza wszelkimi normami przewidzianymi w tym zakresie. Dlatego Plan Sześcioletni przewiduje, że w r. 1955 średnio dla całego przemysłu na 1.000 robotników ma przypadać 14,2 inżyniera. W ten sposób Plan Sześcioletni zakłada z górami dwukrotne podwyższenie nasycenia inżynierami masy robotników, obsługujących produkcję. Trzeba dodać, że nawet w końcu Planu Sześcioletniego nasycenie personelem inżynierskim będzie dość znacznie niższe od norm obowiązujących i od faktycznego stanu osiągniętego już w Związku Radzieckim. W świetle tych liczb jasnym się staje, w jak bardzo niekorzystnej sytuacji znajdujemy się obecnie i dlaczego przemysł państwowy odczuwa ciągły głód inżynierów, a brak sił inżynierskich limituje częstokroć rozwój poszczególnych gałęzi przemysłu.

Jednakże inżynierowie pracujący bezpośrednio w produkcji w przemyśle państwowym stanowią tylko około połowy kadry inżynierskiej, zatrudnionej w całokształcie gospodarki socjalistycznej. W całokształcie bowiem gospodarki socjalistycznej, inżynierów zatrudnionych w specjalnościach przemysłowych jest około 14.000.

Z tego, jak widzimy, tylko niespełna 7.000 pracuje w produkcji. Gdzie więc pracują pozostali? Są oni zatrudnieni w Zjednoczeniach, Centralach Handlowych, Centralnych Zarządach, Instytucjach Naukowo-Badawczych, Ministerstwach. Rzecz jasna, że instytucje te potrzebują pewnej ilości inżynierów, ale nie ulega wątpliwości, że stan, przy którym połowa kadr inżynierskich o specjalnościach przemysłowych jest zatrudniona poza produkcją przemysłową i często przy pracy zgoła nie wymagającej kwalifikacji inżynierskich, jest wysoce nienormalny i stanowi przejawy braku planowej i przemyślanej polityki kadr.

Żeby ten stan zmienić na lepsze, należy postawić przed sobą zadanie systematycznego przesuwania kadr inżynierskich i technicznych bezpośrednio do produkcji, pozostawiając poza produkcją tylko niezbędną i ściśle określoną obsadę inżynierów i techników. Hasło „Inżynierowie i Technicy — do Produkcji“ musi się stać osią polityki kadrowej wszystkich naszych resortów gospodarczych.

Rzecz jasna, że samo przesuwanie inżynierów i techników do produkcji nie rozwiąże jeszcze zagadnienia. Bowiemy i wewnątrz przemysłu istnieje wysoce nierównomierny rozdział kadr inżynierskich i technicznych. W pewnych gałęziach przemysłu mamy stosunkowo większe skupienia inżynierów, niżby można było sobie na nie obecnie pozwolić. W innych gałęziach brak jest znacznie ostrzejszy, niż średnio dla całości przemysłu. W dużym stopniu, choć nie całkowicie, jest to także rezultatem braku planowej i przemyślanej polityki kadr. W dużym stopniu można ten stan rzeczy poprawić przez dokładną analizę nasycenia inżynierami poszczególnych gałęzi przemysłu i wyciągnięcie z tej analizy wniosków w kierunku doprowadzenia do bardziej równomiernego rozdziału kadr inżynierskich. Sprawa ta, jako pilna i ważna powinna stanąć na warsztacie resortów gospodarczych, PKPG i organów partyjnych.

Przesuwanie inżynierów ze sfery nieprodukcyjnej do produkcji, przeprowadzenie bardziej równomiernego rozdziału kadr inżynierskich i technicznych pomiędzy poszczególnymi

nymi gałęziami przemysłu powinno być ściśle powiązane z prawidłowym i na szeroką skalę rozwiniętym przeszkalaniem personelu inżynierskiego i technicznego. Dla nowych gałęzi przemysłu należy przeszkalać inżynierów, pracujących dotychczas w zawodach pokrewnych lub zbliżonych. Tak np. nie ulega wątpliwości, że szereg inżynierów górniczych, wyspecjalizowanych dotychczas w kopalnictwie węgla, trzeba będzie przeszkolić dla potrzeb kopalnictwa miedzi, rud żelaznych, cynku.

PRZESZKALAĆ I DOSZKALAĆ NOWE KADRY TECHNICZNE

Należy także pamiętać, że naszym kadrom inżynierskim i technicznym grozi poważne niebezpieczeństwo w postaci pewnego prowincjonalizmu technicznego, pewnej zaściankowości technicznej. Przez lata wojny nasi inżynierowie oderwali się od postępu współczesnej techniki, a i przed wojną nie zawsze byli uświadomieni w pełni o postępie technicznym ze względu na świadomą w tym kierunku politykę międzynarodową koncernów i monopolów kapitalistycznych. Żeby uniknąć groźnego niebezpieczeństwa zaściankowości technicznej, które może przynieść wiele krzywd naszej gospodarce narodowej, trzeba organizować systematyczne przeszkalanie i doszkalanie naszych kadr technicznych na bazie postępów i osiągnięć socjalistycznej techniki radzieckiej, pracującej na olbrzymią skalę i osiągającej zadziwiające rezultaty.

...Nie ulega wątpliwości, że wyłączenie wysiłków w kierunku przesunięcia kadry inżynierskiej i technicznej bezpośrednio do produkcji, w kierunku równomiernego rozdziału we wszystkich gałęziach naszej gospodarki kadr wykwalifikowanych oraz w kierunku systematycznego ich przeszkalania i doszkalania, doprowadzi do poważnego złagodzenia i odprężenia sytuacji na odcinku kadr gospodarczych i pozwoli naszej gospodarce narodowej osiągnąć postawione jej zadania.

WYSUWAĆ ROBOTNIKÓW NA KIEROWNICZE STANOWISKA

Przejdźmy teraz do zagadnienia wysuwania kadr. Mamy niewątpliwie w tym zakresie poważne osiągnięcia. Świadczy o tym wymownie liczba około 17.000 robotników, wysuniętych na stanowiska kierownicze w przemyśle państwowym. Niewątpliwie, te wysunięte kadry w dużym stopniu pozwoliły zapęłnić luki, wynikające z olbrzymich braków kadr, które by przeszły przez regularne szkolenie i otrzymały dyplomy. Niewątpliwie także 17.000 wysuniętych robotników na stanowiska kierownicze w przemyśle państwowym odmłodziło aparat przemysłu, polepszyło jego skład socjalny, jego oblicze ideologiczne i polityczne i przybliżyło go do mas.

Czy można jednak uważać proces wysuwania za skończony i rezerwy istniejące w tym względzie za wyczerpane?

...Nie ulega wątpliwości, że takie rezerwy istnieją i że trzeba tylko umieć je widzieć i umieć z tych rezerw korzystać. Przykład umiejętnego i prawidłowego sposobu korzystania z rezerw stanowi inicjatywa Ministerstwa Przemysłu Ciężkiego w zakresie szkolenia konstruktorów. Wiadomo powszechnie, że brak konstruktorów jest szczególnie ostry i dotkliwy, przy czym dotyczy to zarówno konstruktorów-inżynierów, jak i konstruktorów-techników. Dla częściowego zaradzenia temu brakowi Ministerstwo Przemysłu Ciężkiego zorganizowało spośród racjonalizatorów robotników kursy szkoleniowe na konstruktorów. Kursami tymi objęto 400 osób. Jeden z tych kursów 40-osobowy, zorganizowany w przemyśle hutniczym, już zakończył prace. Okazało się, że tylko 4 uczestników 40-osobowego kursu nie zostało zakwalifikowanych na konstruktorów, ale, że nawet ci 4 mogą być wykorzystani, jako kreślarze. Inicjatywa ta i jej powodzenie świadczą, że w dziedzinie kadrowej mamy w naszej gospodarce narodowej poważne rezerwy.

Jeżeli chodzi o dalsze wysuwanie robotników na kierownicze stanowiska, to należy wystrzegać się popełnianych dotychczas w tym zakresie poważnych błędów. Jednym z takich błędów było wysuwanie bez uprzedniego szkolenia, nawet w tych okresach, kiedy takie szkolenie można już było zorganizować. Obecnie sytuacja jest już tego rodzaju, że mamy wszelkie możliwości przeprowadzania szkolenia przed wysunięciem.

Rzecz jasna, że nie można dać ogólnej recepty, jeżeli chodzi o charakter i czas trwania takich kursów szkoleniowych. Wszystko zależy od stanowiska, na które się wysuwa, od ilości wiadomości, potrzebnych dla tego stanowiska itd. Dlatego bogactwo form szkolenia będzie niewątpliwie bardzo wielkie. W każdym razie jasnym jest, że należy obecnie postawić przed sobą jako linię postępowania: coraz więcej wysuniętych, ale ani jednego wysuniętego, który by nie przeszedł uprzednio wstępnego szkolenia.

...Upřednie, wstępne szkolenie nie wyczerpuje jednak zagadnienia. Wysunięty robotnik zyska podczas niego minimum wiadomości, potrzebnych dla rozpoczęcia pracy na nowym stanowisku, ale niewątpliwie brak regularnych studiów będzie mu przeszkadzał w jego pracy. Dlatego obowiązkiem resortów gospodarczych jest organizować systematyczną opiekę nad wysuniętymi i systematycznie ich doszkalać.

...Jak widać, mamy wiele do zrobienia w dziedzinie nasilenia i uporządkowania wysuwania robotników na kierownicze stanowiska w gospodarce narodowej. Jeżeli te zadania wypełnimy, to zyska na tym cała nasza gospodarka narodowa i odczujemy wydatną ulgę na odciążeniu kadrowym, który tak często limituje nasz rozwój.

W WALCE O KADRY WIELKIE ZADANIA PRZYPADAJĄ MINISTERSTWOM GOSPODARCZYM

Bez usunięcia braków w funkcjonowaniu naszego szkolnictwa wyższego i średniego nie osiągniemy odpowiedniego efektu dla naszej gospodarki narodowej.

Wielkie zadania przypadają w przewyżczeniu tych braków i w dalszym rozwoju szkolnictwa technicznego nowoutworzonemu Ministerstwu Szkół Wyższych i Nauki i Centralnemu Urzędowi Szkolenia Zawodowego. Trzeba jednak pamiętać, że zarówno Ministerstwo Szkół Wyższych, jak i CUSZ nie będą mogły wykonać tych zadań bez ścisłej współpracy i bez pomocy gospodarczych ministerstw resortowych. Gospodarcze ministerstwa resortowe dbać muszą o to, by ściśle współdziałać i w doborze studentów i uczniów — w rozdziale ich według uczelni, fakultetów, szkół i w sporządzaniu przystosowanych do życia programów nauczania, w zapewnieniu sprawności nauczania itd.

Gospodarcze ministerstwa resortowe, które nie dbają o przygotowanie kadr, nie przygotowują tego szkolenia i nie kontrolują jego przebiegu, nie spełniają swoich elementarnych zadań.

Jak widać z tego wszystkiego, cośmy powiedzieli, zadania przypadające ministerstwom gospodarczym w dziedzinie kadr są bardzo wielkie. Muszą one dbać o przesyłanie inżynierów i techników do produkcji, muszą zapewnić równomierny rozdział sił technicznych pomiędzy poszczególne gałęzie przemysłu, muszą systematycznie szkolić i przeszkalać stary personel oraz masowo wysuwać i szkolić nowe kadry robotnicze, muszą współdziałać w organizowaniu szkolenia nowych kadr zawodowych wyższych i średnich oraz kontrolować przebieg tego szkolenia.

PRAWIDŁOWE SZKOLENIE NOWYCH KADR

Jest to zagadnienie wagi olbrzymiej, gdyż od prawidłowego jego rozwiązania zależy cała przyszłość naszej gospodarki. Ilościowe osiągnięcia w zakresie szkolenia technicznego wyższego oraz szkolenia zawodowego I i II stopnia mamy bardzo duże. O ile w 1937 r. ilość uczących się w wyższych szkołach technicznych wynosiła 7.754 osoby, to w 1948 r. wynosiła ona już 20.631 osób. O ile w 1937 r. razem w średnich szkołach zawodowych I i II stopnia uczyło się 218.000 osób, to w 1948 r. uczyło się już 428.000 osób. W ten sposób między 1937 a 1948 rokiem ilość studentów w wyższych szkołach technicznych wzrosła o 166,1 proc., a ilość uczniów w średnich szkołach zawodowych o 96,5 proc. Jednakże te wielkie ilościowo osiągnięcia nie powinny przysłaniać nam bardzo poważnych braków w zakresie wyższego i średniego szkolnictwa technicznego.

Rozwój systemu szkolenia kadr dla potrzeb resortów gospodarczych, jak też dla potrzeb we wszystkich dziedzinach życia kraju, hamowany jest w poważnym stopniu przez niedomagania obecnego stanu kadr oraz systemu nauki w szkolnictwie wyższym. Olbrzymi wysiłki, jakie państwo ludowe wkłada w rozwój sieci szkół wyższych przygotowujących kadry nowej inteligencji, nie przynosi dotychczas tych wyników, które odpowiadałyby skali środków w szczerze wykładanych na ten cel. Podstawową przyczyną jest wadliwa organizacja pracy wyższych uczelni, szczupłość kadr odpowiednio wykwalifikowanych i obdarzonych jasnym, nowoczesnym światopoglądem naukowym, stare liberalistyczne tradycje, ciężące na samej strukturze studiów, rozluźniona dyscyplina w nauce, słabe zainteresowanie i opieka ze strony organizacji partyjnych i młodzieżowych. Organizacje partyjne i ZAMP zainteresowania swoje koncentrowały głównie na — ważnej oczywiście — trosce o zmianę składu społecznego studiujących, ale lekceważyły dotychczas sprawę tak ważną jak wyniki nauki.

Wyjątki z referatu, wygłoszonego przez Przewodniczącego KC PZPR Bolesława Bieruta, na IV Plenum Komitetu Centralnego.

Zagadnienie wytrzymałości zmęczeniowo-kształtowej w ujęciu I. A. Odinga

Prof. dr inż. WACŁAW MOSZYŃSKI

Pamięci Inż. M. A. Popiela, pierwszego popularyzatora zagadnienia wytrzymałości zmęczeniowo-kształtowej w Polsce, *) poświęcam.

Rzut oka na linię rozwojową zainteresowania poświęconego zagadnieniu wytrzymałości zmęczeniowo-kształtowej w ZSRR w okresie lat 1927÷1941. — Omówienie książki I. A. Odinga „Napreżenia dopuszczalne w budowie maszyn i zmęczeniowa wytrzymałość metali” i jej wyczerpująca krytyczna ocena.

Przed dwoma laty ukazało się drugie wydanie pracy I. A. Odinga, „Napreżenia dopuszczalne w budowie maszyn i zmęczeniowa wytrzymałość metali“¹⁾). Jest ono nieznacznie rozszerzone w porównaniu z pierwszym wydaniem z 1941 r.²⁾), które dla nas było niedostępne.

Wyczerpująco podana w książce literatura przedmiotu daje nam dokładny obraz linii rozwojowej za-

interesowania świata technicznego ZSRR zagadnieniem wytrzymałości zmęczeniowo-kształtowej w okresie do 1941 r. Jest to tak ciekawe, że warto chwilę się nad tym zatrzymać i zastanowić. Umyślnie opieram się wyłącznie na danych Odinga z 1947 r., by ześrodkować się tylko na pracach ściśle związanych z wytrzymałością zmęczeniowo-kształtową. Najlepiej rzecz odda ujęcie jej w postaci tablicy I.

TABLICA I. Rozwój ilościowy prac z dziedziny wytrzymałości zmęczeniowo-kształtowej w ZSRR w latach 1927÷1941.

	L. p.	Ilość prac ogłoszonych drukiem w poszczególnych latach														Ra- zem	Nazwa pisma lub wydawnictwa	
		1927	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40			41
Artykuły ogłoszone w prasie technicznej	1.	1															1	Mietałłurg
	2.			1													1	Elektryczestwo
	3.					1			1	1		1	1	2			7	Wiestnik mietałłopromyszlennosti
	4.					1		1	1		2	1			5	2	13	Żurnł techniczeskoy fizyki
	5.						1			1	1	1					4	Technicz. otczety zaw. „Elektrosiła“
	6.							1					1				2	Stal
	7.									3	3	3	3				12	Zawodskaja laboratoria
	8.											1					1	Wiestnik inżynierow i technikow
		1	—	1	—	2	1	2	2	5	6	8	4	2	5	2	41	Razem prac ogł. w prasie
Wydawnictwa książkowe	9.						2	2				1		1			6	Różne
	10.								1	2	2	3					8	ONTI
	11.											1	2			1	4	II (Leningr. Industr. Inst.)
	12.												2			1	3	ANSSSR (Ak. Nauk ZSRR)
							2	2	1	2	2	5	4	1		2	21	Razem wydawnictw książkowych
			1	—	1	—	2	3	4	3	7	8	13	8	3	5	4	62

*) Inż. M. A. Popiel „Zagadnienie wytrzymałości postaciowej z punktu widzenia metaloznawcy i konstruktora“, Warszawa, 1937, str. 59. (Odbitka z „Przełądu Mechanicznego“, nakładem Mechanicznej stacji doświadczalnej Politechniki Lwowskiej).

¹⁾ „Dopuskajemyje napriazhenia w maszynostrojenii i cykliczeskaja procznost, mietałłow“. Maszgiz 1947. Str. 184.

²⁾ Nosilo ono tytuł: „Ustałost' mietałłow i zadaczy maszynostrojenia“.

Jak widać, właściwy rozwój tych prac zaznacza się dopiero w 1935 r., gdy zaczęła się przejawiać działalność, nieco wcześniej założonych, metaloznawczych instytutów badawczych. W 1937 r. prace te osiągają punkt szczytowy, po czym zaznacza się wyraźne zmniejszenie ilości ogłaszanych prac³⁾. Jak widać, ogólna sytuacja światowa zmusiła badaczy do zajęcia się zagadnieniami ściśle konkretnymi.

Pierwsze artykuły, o charakterze raczej opisowo-sprawozdawczym, są z rzadka ogłaszane na łamach pism o bardziej ogólnym, lub nawet o odmiennym zakresie zainteresowań. Jest to okres gromadzenia materiałów obcych (1929–1934), przeplatany pierwszymi osiągnięciami własnymi. W 1935 r. zjawia się pismo „Zawodskaja laboratoria“, poświęcone wyłącznie badaniom w dziedzinie metaloznawstwa. Zagadnienie wytrzymałości zmęczeniowo-kształtowej jest tam uwzględniane w szerokim zakresie. W r. 1937 wchodzi ono wreszcie na łamy pisma ogólnotechnicznego.

Zupełnie podobnie przedstawia się linia rozwojowa wydawnictw książkowych. Jej początek jest, oczywiście, w porównaniu z artykułami prasy technicznej, o parę lat przesunięty w czasie; punkt szczytowy przypada jednak i tu na r. 1937, który zamyka się łączną ilością 13 prac wydanych. Jest to też rok ogłoszenia przez S. W. Serensena pierwszej większej pracy o charakterze monografii w danej dziedzinie: „Wytrzymałość metali i obliczanie części maszynowych“⁴⁾. W 1939 r. ukazuje się przystępnie napisana książka I. W. Podzotowa dla szerszego ogółu techników⁵⁾, a w 1941 r. wspomniana wyżej książka I. A. Odina⁶⁾.

To ogromne zainteresowanie, jakie zagadnienie wytrzymałości zmęczeniowo-kształtowej obudziło w ZSRR, dając w krótkim okresie czasu łącznie 62 prace ogłoszone drukiem, z czego 36 prac przypada na cztery zaledwie lata 1935–1938, wykazuje aż nadto wyraźnie, jak wielkie znaczenie przywiązywano do tych spraw. Bo też można bez przesady stwierdzić, iż postęp w dziedzinie motoryzacji i lotnictwa były wręcz niemożliwy bez całkowitego opanowania tych ważnych zagadnień, będących pomostem między klasyczną wytrzymałością materiałów i ogólnymi podstawami konstrukcji z jednej strony, oraz metaloznawstwem i technologią metali z drugiej.

Tak się złożyło, iż badacze Zachodu, wyraźnie zróżnicowani w swych specjalnościach, ujęli to zagadnienie głównie z punktu widzenia metaloznawcy. Pozwoliło to zgromadzić olbrzymi materiał doświadczalny, w znacznej części przystosowany do konkretnych zagadnień i potrzeb tych lub innych szczególnych przypadków konstrukcyjnych. Nie stworzono jednak jakiegś jednolitej syntezy, która mogłaby zapoczątkować wyraźne przejście od elementarnej wytrzymałości ma-

teriałów, opartej na podstawach klasycznej teorii sprężystości, do uogólnionej wytrzymałości, obejmującej zagadnienia zmęczeniowo-kształtowe.

Pierwsze poważniejsze próby takiej cząstkowej syntezy, ograniczającej się wyłącznie do przypadków obciążeń zwykłych, tzn. z pominięciem przypadku obciążeń złożonych, podjęte zostały pod kierunkiem A. Thuma i wydane przez VDI w końcu 1933 r. i w początku 1934 r. w postaci znanych „Wytycznych“ (tzw. „Arbeitsblätter“ Nr 1–5⁷⁾). Można byłoby powiedzieć, że niezmierna obfitość niedostatecznie zgodnych wyników doświadczalnych utrudniała wykrystalizowanie się w sposób naturalny owej syntezy. Nie jest rzeczą przypadku, iż badacze radzieccy, stanąwszy wobec konkretnych zagadnień, nie mogli poprzestać na udostępnieniu szerszym kołom technicznym tego całego olbrzymiego i dość chaotycznego materiału doświadczalnego. Sprawa wysnuca stąd pełnej syntezy stała się sprawą doniosłą, i, jak to dziś możemy stwierdzić w perspektywie lat, została istotnie posunięta naprzód. Wśród nazwisk wielu badaczy wymienimy tu N. N. Dawidenkowa, N. N. Afanasjewa, wspomnianego już S. W. Serensena, oraz najplodniejszego w tej dziedzinie I. A. Odina⁸⁾.

W swej pracy z 1941 r. i 1947 r., częściowo uzupełnionej w 1949 r.⁹⁾, przedstawił on nie tylko całość zagadnienia, prześwietlając je własnym, krytycznym ujęciem, co również cechuje pracę S. W. Serensena z 1937 r., ale poszedł znacznie dalej, dając wiele rzeczy nowych, ujętych w sposób dotychczas nie spotykany. Nie ze wszystkimi z jego założeń można się zgodzić bez zastrzeżeń; wiele rzeczy wymaga, co I. A. Odina sam podkreśla, sprawdzenia przez podjęcie licznych badań. Tym nie mniej postawione przez niego założenia hipotetyczne, dotyczące ilości energii traconej przez histerezę odkształceniową¹⁰⁾ — jego sposoby określania równoważności naprężeń w różnych przypadkach obciążeń, zarówno stałych, jak zmiennych, — jego wytyczne obliczania obniżki naprężeń wywołanych karbem, w wyniku pewnej niewrażliwości metali, i wre-

⁷⁾ Pewne próby uwzględnienia w zjawiskach zmęczeniowych przypadków obciążeń złożonych były również podejmowane przez szereg innych badaczy; prace ich nie miały jednak charakteru ogólnej syntezy.

⁸⁾ Pierwszą z jego prac ogłoszono w 1927 r.; jego pracę doktorską wydano w 1938 r. W r. 1937, będąc członkiem korespondentem Akademii Nauk ZSRR, kierował on laboratoriami Leningradzkiego Instytutu Przemysłowego i Leningradzkich Zakładów „Elektrosiła“.

⁹⁾ „Osnowy procznosti mietalłow parowych kotłow, turbin i turbogeneratorow“. Gosenergoizdat 1949, str. 560. W tym samym roku ukazała się jeszcze jedna praca I. A. Odina „Strukturyjne przynaki ustałoti mietalłow kak sredstwo ustanowlenja poiczn awarij maszyn“ (Wyd. Ak. Nauk ZSRR, str. 76) poświęcona wyłącznie badaniom złomów i pęknięć zmęczeniowych.

¹⁰⁾ G. W. Użyk w swej pracy „Metody ispytani j mietalłow i detale j maszyn na wynosliwost“ (Wydanie Akademii Nauk ZSRR 1948) mówi wręcz o „hipotezie energii histerezy“ Odina, stawiając ją obok innych klasycznych hipotez wyteżeniowych Lamé-Rankine, Guest-Mohr i Huber-(Mises-Hencky).

³⁾ Siedem prac ogłoszonych w latach 1940 i 1941 dotyczy zagadnień raczej teoretycznych.

⁴⁾ „Procznost' mietalla i rasczot detale j maszyn“ N. K. T. P. 1937, str. 252.

⁵⁾ „Dopuskajemyje napriazhenia dla stale j w mazyntrojenii“ Gizmiestprom RSFSR 1939, str. 164.

⁶⁾ I. A. Odina wydał w 1935 r. swą pierwszą książkę „Procznost' mietalłow“, mającą charakter ogólny.

szczie jego daleko posunięte zróżnicowanie cząstkowych współczynników bezpieczeństwa, — wszystko to są myśli nie tylko ciekawe, lecz noszące w sobie cechy twórcze, zdolne do zrodzenia dalszych z kolei, nowych myśli.

I. A. Odina uczynił więc wydatny wkład do naszego stanu wiedzy o najogólniej ujętej wytrzymałości metali. Z prac jego widać, iż jest on zarówno badaczem, jak teoretykiem. Jednak teoretyk bierze w nim wyraźnie górę nad badaczem. I to jest dobre, gdyż dotychczas mieliśmy znacznie mniej teoretyków tego zagadnienia, niż metaloznawców-badaczy. Podobnie, lecz w ściślejszym znaczeniu słowa, teoretykiem jest również S. W. Serensen. Niestety, żaden z nich nie wczuwa się w dostatecznej mierze w potrzeby konstruktora. Stąd ujęcia ich są zawile i dla praktyki najczęściej niedostępne. W syntezie, która ma utworować szeroką drogę dla postępu w konstrukcji maszyn, i to nie tylko w wąskim zasięgu potrzeb jej dziedzin specjalnych, lecz w pełnym zakresie ogólnej budowy maszyn, musi się za wszelką cenę dążyć do najbardziej posuniętej prostoty przy możliwym utrzymaniu ścisłości. Jednak prostota staje się czynnikiem pierwszoplanowym i wszędzie, gdzie trzeba, ścisłość ujęcia musi jej ustąpić pierwszeństwa. Oczywiście, iż brak ścisłości powinien tylko zwiększać bezpieczeństwo konstrukcji. Jedynie w przypadkach szczególnych, gdy jej lekkość staje się z kolei warunkiem najdonioślejszym, można dopuścić stosowanie bardziej złożonych sposobów obliczeń. Tak zresztą dzieje się wszędzie i zawsze. Otóż można ogólnie powiedzieć, że myśli I. A. Odina i S. W. Serensena nie znalazły jeszcze dostatecznie prostego ujęcia¹¹⁾.

To zadanie nie jest jeszcze rozwiązane i można sądzić, że teraz powinni zabrać głos konstruktorzy. Podjęta przez nich próba syntezy powinna uwypuklić wszystkie istniejące słabe punkty konstrukcji myślowej, wymagające doświadczonego sprawdzania lub uzupełnienia¹²⁾.

Celem niniejszej pracy jest przedstawienie najważniejszych rzeczy, podanych przez I. A. Odina, którego nadal nazywać będziemy Autorem, w jego książkach z 1947 i 1949 r., oraz ich krytyczne oświetlenie.

1. Pierwsze dwa rozdziały książki z 1947 r. poświęcone są zagadnieniu statycznej wytrzymałości metali: przy rozciąganiu, oraz przy ścisaniu, zginaniu i skręcaniu. Są one ujęte

¹¹⁾ Dowodem tego może być „popularna“ książeczka I. I. Trapezina „Proczność materiałów przy piermiennym nagruzku“ (Ogiz-Gostechizdat, 1948 r. str. 108), w której nie znajdujemy dostatecznie prostych, syntetycznie ujętych wniosków z prac wymienionych i innych badaczy, które mogłyby stać się podstawą codziennej pracy konstruktorów.

¹²⁾ Podobną próbę syntezy podjąłem w końcu 1942 r., opracowując wstęp do obszernego podręcznika „Podstaw budowy maszyn“, ogłoszony w daleko posuniętym skrócie w „Przeglądzie Mechanicznym“ 1947 r., str. 10-23, oraz w jeszcze większym streszczeniu we wstępie do I tomu „Wykładu Elementów Maszyn“, Instytut Wydawniczy SIMP, 1948 r.

w sposób zupełnie przejrzysty. Autor wprowadza tu pojęcie współczynników równoważności naprężeń stycznych q_r , q_c , q_g i q_s , które można ująć w sposób następujący:

oznaczymy przez Q_r , Q_c , Q_g , Q_s i Q_t ¹³⁾, obliczeniowe granice plastyczności przy rozciąganiu, ścisaniu, zginaniu, skręcaniu i czystym ścinaniu, określone na podstawie ilorazów $\frac{P}{F}$, $\frac{M_g}{W_x}$

i $\frac{M_s}{W_o}$, przy założeniu największego trwałego odkształcenia wynoszącego 0,2% ($\epsilon = 0,002$) w najbardziej obciążonych punktach przedmiotu¹⁴⁾ (P — siła, M_g i M_s — moment zginający i skręcający, F — powierzchnia przekroju, W_x i W_o — wskaźniki wytrzymałości przekroju przy zginaniu i przy skręcaniu).

Oznaczmy dalej przez τ_r , τ_c , τ_g i τ_s podobnie rozumiane obliczeniowe naprężenia styczne, występujące w przedmiotach rozciąganych, ścisanych, zginanych i skręcanych, w których rzeczywiste najwyższe, występujące w nich naprężenia ścinające zostały doprowadzone do granicy plastyczności Q_t . Możemy napisać, iż $\tau_r = \frac{Q_r}{2}$, $\tau_c = \frac{Q_c}{2}$, $\tau_g = \frac{Q_g}{2}$ i $\tau_s = \frac{Q_s}{2}$, przy czym wielkości te różnią się na ogół od Q_t .

Uogólniając Autor zakłada:

$$q_r = q'_r \cdot q''_r = \frac{\tau_r}{Q_t} = \frac{Q_r}{2Q_t},$$

$$q_c = q'_c \cdot q''_c = \frac{\tau_c}{Q_t} = \frac{Q_c}{2Q_t},$$

$$q_g = q'_g \cdot q''_g = \frac{\tau_g}{Q_t} = \frac{Q_g}{2Q_t} \quad \text{i}$$

$$q_s = q'_s \cdot q''_s = \frac{\tau_s}{Q_t} \quad [1a]$$

Cząstkowe współczynniki równoważności q'_r , q'_c , q'_g i q'_s uwzględniają wpływ właściwości budowy metalu na odmienną skuteczność naprężeń w tych różnych przypadkach obciążeń, podczas gdy współczynniki cząstkowe q''_r , q''_c , q''_g i q''_s uwzględniają wpływ na nią nierównomierności rozkładu naprężeń. Sprawa wymaga wyjaśnienia.

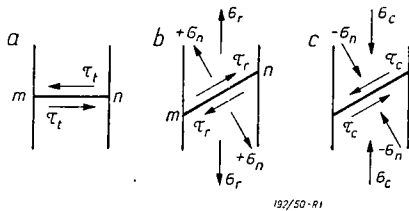
Autor rozpatruje ścinanie, występujące w płaszczyźnie mn w trzech różnych przypad-

¹³⁾ W całej dalszej treści wprowadzamy stosowane u nas symbole, odmienne od stosowanych przez Autora. Uderzającą rzeczą jest brak ujednostajnienia symboli w pracach różnych autorów radzieckich.

¹⁴⁾ W przypadku ścinania i skręcania Autor przyjmuje, za P. Ludwikiem, $\gamma = 2 \ln(1+\epsilon) \approx 2\epsilon = 2 \cdot 0,002 = 0,004$ (mm/mm); γ — przesunięcie względne, ϵ — wydłużenie względne.

kach, przedstawionych na rys. 1, — dotyczących czystego ścinania (a), rozciągania (b) i ściskania (c).

W pierwszym przypadku (a) przesunięcie, wywołane naprężeniem stycznym τ_t , odbywa



Rys. 1.

się swobodnie, można powiedzieć — w sposób naturalny.

W drugim (b), oprócz naprężenia stycznego τ_t , występuje dodatnie naprężenie normalne σ_n . Uwzględniając niedoskonałość budowy metalu w postaci luk, wtrąceń niemetalicznych i skażeń siatki krystalicznej, wywołującą miejscowe spiętrzenia naprężeń, Autor wnioskuję, iż w tym przypadku przesunięcie powinno nastąpić łatwiej, niż przy czystym ścinaniu. Istotnie, doświadczenie wskazuje, iż granica plastyczności Q_t przy ścinaniu zawsze jest większa

(lub równa) granicy plastyczności $\tau_r = \frac{Q_r}{2}$,

czyli że $Q_t \geq 0,5 Q_r$, przy czym nierówność ta wzrasta w miarę zmniejszenia się ciągliwości metalu i powiększenia się wspomnianej niedoskonałości jego budowy.

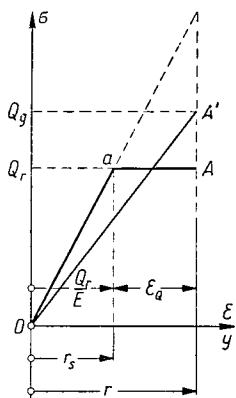
Podobnie, lecz wręcz w przeciwnym kierunku, oddziałują niedoskonałość budowy metalu przy ściskaniu (c). W tym przypadku doświadczenie wskazuje, iż $Q_t \leq 0,5 Q_c$.

Ponieważ w przypadku rozciągania, ściskania i ścinania rozkład naprężeń jest (w braku nieciągłości kształtu) równomierny, więc możemy przyjąć $q''_r = q''_c = 1$ i $q_r = q'_r$, oraz $q_c = q'_c$. Inaczej rzecz przedstawia się w przypadku zginania i skręcania; tu będzie $q''_g \neq 1$ i $q_s \neq 1$; przy skręcaniu jednak zachodzi wła-

ściwie ścinanie, a więc $q'_s = 1$; ostatecznie więc będzie

$$q_g = q'_g \cdot q''_g \text{ i } q_s = q'_s$$

Aby ująć wpływ nierównomierności rozkładu naprężeń przy zginaniu, Autor rozpatruje uproszczony wykres rozciągania, złożony z dwóch odcinków prostych Oa i aA (rys. 2), oraz zakłada, iż $q'_g = 1$, co w przybliżeniu może być przy-



Rys. 2.

jęte dla metali ciągliwych. Z chwilą, gdy najwyższe naprężenia (w punktach odległych o r od osi obojętnej zginanego przekroju) osiągną granicę plastyczności Q_r , właściwą rozciąganiu lub ściskaniu¹⁵⁾, dalszemu zginaniu towarzyszyć będą odkształcenia plastyczne, obejmujące obszary przekroju, leżące poza granicą r_s obszaru odkształceń sprężystych, wg Autora równych $\frac{Q_r}{E}$, gdzie E jest

współczynnikiem sprężystości wzdłużnej. Największe wydłużenie trwale wynosi:

$$\epsilon_Q = \frac{Q_r}{E} \cdot \frac{r - r_s}{r}, \text{ skąd}$$

$$\frac{r_s}{r} = \varrho = \frac{Q}{Q_r + \epsilon_Q E}. \quad [2a]$$

Przyjmując $\epsilon_Q = 0,002$ i $E = 2 \cdot 10^4 \text{ kG/mm}^2$, Autor uzyskuje

$$\varrho = \frac{Q_r}{Q_r + 40}.$$

Łatwo jest teraz wyznaczyć prostą OA' , odzwierciedlającą teoretyczny liniowy rozkład naprężeń $\sigma'_y = Q_g \cdot \frac{y}{r}$, który zapewniłby tę samą

wartość momentu wypadkowego M_g naprężeń występujących w rozpatrywanym przekroju, co rozkład założony wg linii OaA , a więc

$\sigma_y = Q_r \frac{y}{r_s}$ w obszarze odkształceń sprężystych

i $\sigma = Q_r$ w obszarze odkształceń plastycznych. Ogólnie, dla przekrojów symetrycznych względem osi obojętnej Ox , będzie:

$$M_g = 2 \int_0^r b_y \cdot dy \cdot \sigma'_y \cdot y = 2 \int_0^{r_s} b_y \cdot dy \cdot y + 2 \int_{r_s}^r b_y \cdot dy \cdot Q_r \cdot y;$$

w zależności tej b_y jest szerokością przekroju, mierzoną w odległości y od osi obojętnej. Podstawiając wartości σ'_y i σ_y oraz b_y , Autor oblicza

$$q''_g = \frac{Q_g}{Q_r}, \quad [3]$$

wynoszące:

dla przekroju prostokątnego, zginanego w płaszczyźnie ścian

$$q''_g = \frac{3}{2} (1 - \frac{1}{3} \varrho^2), \quad [3a]$$

dla przekroju ukośnikowego, zginanego w płaszczyźnie przekątnej

$$q''_g = 2 + \varrho^3 - 2\varrho^2, \quad [3b]$$

¹⁵⁾ Z założenia $q_g = 1$ wynika $Q_r = Q_c = 2Q_t$, co jest sprzeczne z hipotezą M. T. Hubera.

dla przekroju kołowego

$$q''_g = \frac{2}{\pi} \left[(2\varrho^2 - 1) \sqrt{1 - \varrho^2} + \frac{1}{\varrho} \arcsin \varrho + \frac{8}{3} (1 - \varrho^2)^{3/2} \right], \quad [3c]$$

oraz przytacza wyniki obliczeń N. N. Mirolubowa dla przekroju dwuteowego (rys. 3):

jeżeli odkształcenia plastyczne nie obejmują

środnika ($r_s \geq \frac{h_s}{2}$):

$$q''_g = \frac{\frac{3}{2} - \frac{1}{2} \varrho^2 - \left(\frac{h_s}{h}\right)^3 \left(1 - \frac{g_s}{b_p}\right) \frac{1}{\varrho}}{1 - \left(1 - \frac{g_s}{b_p}\right) \left(\frac{h_s}{h}\right)^3} \quad [3d]$$

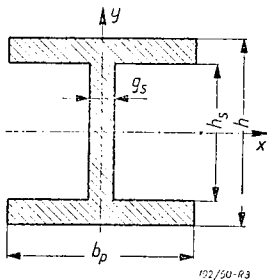
i, jeżeli odkształcenia te obejmują również część

środnika ($r_s < \frac{h_s}{h}$):

$$q''_g = \frac{\frac{3}{2} - \frac{1}{2} \varrho^2 \frac{g_s}{b_p} - \left(\frac{h_s}{h}\right)^2 \left(1 - \frac{g_s}{b_p}\right)}{1 - \left(1 - \frac{g_s}{b_p}\right) \left(\frac{h_s}{h}\right)^3} \quad [3e]$$

Doświadczenia, podjęte dla ustalenia granicy plastyczności przy zginaniu Q_g , wykazują wg Autora dużą zgodność między zależnością [3] i wynikami obliczeń dokonanych na podstawie wzorów [3a ÷ e].

Z kolei Autor przechodzi do skręcania przekrojów kołowo symetrycznych. Postępując zu-



Rys. 3.

pełnie podobnie, jak poprzednio, Autor używa dla przekroju pierścieniowego o zewnętrznym promieniu r i wewnętrznym $r_0 = \varrho_0 \cdot r$ zależność

$$\frac{r_s}{r} = \varrho = \frac{Q_t}{Q_t + r_a G}, \quad [2b]$$

oraz ogólnie

$$q''_s = \frac{Q_s}{Q_t} = \frac{\varrho^4 - \varrho_0^4}{\varrho(1 - \varrho_0^4)} + \frac{4}{3} \frac{(1 - \varrho^3)}{(1 - \varrho_0^4)}. \quad [3f]$$

Dla pełnego przekroju kołowego daje to

$$q''_s = \frac{4}{3} - \frac{1}{3} \varrho^3, \quad [3g]$$

a dla przekroju cienkościennego, poddanego całkowicie odkształceniom plastycznym,

$$q''_s = \frac{4}{3} \frac{1 + \varrho_0 + \varrho_0^2}{(1 + \varrho_0)(1 + \varrho_0^2)}, \quad [3h]$$

Przyjmując

$$Q_t = 0,5 Q_r, \quad \gamma_\varrho \approx 2\varepsilon_\varrho = 2 \cdot 0,002 = 0,004$$

i współczynnik sprężystości poprzecznej dla stali $G = 7800 \text{ kG/mm}^2$, a więc $\varrho = \frac{Q_r}{Q_r + 31,2}$,

Autor porównuje wyniki obliczeń z wynikami doświadczeń, stwierdzając dostateczną ich zgodność. Powyższe obliczenia, nie zawierające w istocie swej nic szczególnie nowego, lecz ujęte w sposób przejrzysty i prosty (dzięki daleko posuniętym założeniom upraszczającym), pozwalają określić orientacyjnie ilościowy wpływ kształtu przekroju na obliczeniowe wartości granicy plastyczności w różnych przypadkach obciążeń. Sprawą współczynników q'_r , q'_c i q'_g w tych przypadkach, gdy nie mogą być one przyrównane do jedności, Autor bliżej się nie zajmuje.

Ta część pracy Autora nie budzi istotnych zastrzeżeń. Nad obliczeniami powyższymi zatrzymaliśmy się tu dłużej dlatego jedynie, iż powołaliśmy się na nie w dalszej treści.

2. Przejdźmy teraz do właściwego tematu naszych rozważań — do ujęcia przez Autora zagadnień zmęczeniowych. Po omówieniu zjawiska histerezy odkształceniowej, towarzyszącej odkształceniom wywołanym przez naprężenia zmienne, Autor wprowadza pojęcie względnej wartości Δ_p początkowej szerokości pętli histerezy odkształceń, wywołanych obustronnie zmiennymi naprężeniami na granicy wytrzymałości zmęczeniowej przy zginaniu Z_{g0} .

Nie wchodząc w drobiazgową analizę wpływów, jaką na szerokość pętli i jej stopniowe zmiany (w miarę narastania ilości okresów obciążeń) posiada wartość naprężeń, przejdźmy odrazu do i tu wprowadzonych przez Autora współczynników równoważności naprężeń przy obciążeniach obustronnie (symetrycznie) zmiennych. Dla odróżnienia od poprzednich, oznaczymy je przez z_r , z_g i z_s w przypadku rozciągania (i ściskania), zginania i skręcania. Postępując zupełnie tak samo, jak poprzednio, Autor przyjmuje

$$z_r = z'_r = \frac{Z_{rc}}{2 Z_{t0}}, \quad z_g = z'_g \cdot z''_g = \frac{Z_{g0}}{2 Z_{t0}} \quad [1c]$$

$$\text{i} \quad z_s = z''_s = \frac{Z_{s0}}{Z_{t0}}$$

gdzie: Z_{rc} , Z_{g0} , Z_{s0} i Z_{t0} są granicami wytrzymałości zmęczeniowej przy obustronnym (symetrycznym) rozciąganiu i ściskaniu, zginaniu, skręcaniu, oraz czystym ścinaniu. Zakłada on tu, jak i poprzednio, $z''_r = 1$ i $z'_s = 1$, oraz ponadto $z'_r = z'_g = z'$, [1d]

skąd wynikają zależności:

$$Z_{rc} = \frac{1}{z''_g} \cdot Z_{go} \quad \text{i} \quad Z_{so} = \frac{z'_s}{2z'_g z''_g} \cdot Z_{go} \quad [1c]$$

Poza tym Autor zakłada, iż dla obliczania z''_g i z'_s , przyjąć można te same zależności, co dla

q''_g i q''_s , podstawiając w nie $\frac{r_s}{r} = \varrho = \frac{Z_{rc}}{Z_{rc} + \Delta_p \cdot E}$ w przypadku zginania, oraz $\varrho = \frac{Z_{to}}{Z_{to} + \gamma_p G}$ [4b]

przy skręcaniu, zamiast poprzednich wartości. Uogólnia on przy tym zależność podaną przez P. Ludwika¹⁴⁾ na odkształcenia przy naprężeniach zmiennych, przyjmując $\gamma_p \approx 2\Delta_p$.

Dla ułatwienia obliczeń Autor podaje dwa łatwe w użyciu wykresy wieloliniowe, ważne dla przekrojów kołowych $f(\Delta_p, Z_{rc}, Z_{so})$ i $\varphi(\gamma, Z_{to}, Z_{so})$; pozwalają one na określanie jednej z trzech zmiennych, jeżeli znane są dwie pozostałe.

Powyzsze ujęcie Autora jest w założeniu swym proste. Jednak związane z tym uproszczenie jest zbyt daleko posunięte. Można je przyjąć bez istotnych zastrzeżeń w odniesieniu do obciążeń statycznych i do granic plastyczności Q . Trudno jednak jest przyjąć je niezmiennione w odniesieniu do granic wytrzymałości zmęczeniowej Z_0 . W tym bowiem przypadku zastąpienie rzeczywistej krzywej $\sigma(\epsilon)$ lub $\tau(\gamma)$ przez proste Oa i aA z rys. 2, musi prowadzić do znacznych dowolności, gdyż w istocie nie da się ono usprawiedliwić nawet w stosunku do tych drobnych obszarów przedmiotów, w których przede wszystkim zaznaczają się odkształcenia plastyczne. Autor sam podaje, iż kształt pętli histerezy jest zupełnie odmienny od tego, jaki wynikałby z rys. 2. Przeniesienie rzeczy dość wiernie odtwarzających to, co się dzieje w przypadku obciążeń statycznych w obszarze odkształceń trwałych, na grunt obciążeń zmiennych, utrzymanych w granicach wytrzymałości zmęczeniowej, może zatem służyć jedynie jako schemat myślowy, przedstawiający te rzeczy ze strony jakościowej, w żadnym jednak przypadku nie ilościowej. Obliczanie więc np. na tej podstawie wartości Z_{rc} lub Z_{so} , wychodząc z najłatwiej określanych doświadczalnie wartości Z_{go} , byłoby wręcz niebezpieczne. Lepiej jest opierać się w tym na zależnościach empirycznych, uzyskanych dla zbliżonych materiałów w drodze doświadczalnej, gdyż wtedy możliwe rozbieżności będą na pewno mniejsze. Zresztą do sprawy tej powrócimy jeszcze w p. 6.

3. Przejdźmy teraz do rzeczy może najistotniejszej w omawianej pracy Autora, — do jego ujęcia sposobu określania naprężeń dopuszczalnych przy obciążeniach okresowo zmiennych między dowolnymi wartościami max

i min. Innymi słowy, chodzi tu o budowę znanych wykresów zmęczeniowych w ujęciu *Smitha* $\sigma_{max}(\sigma_m)$ lub *Haigha* $\sigma_a(\sigma_m)$. I oto znów rzecz, tak charakterystyczna dla Autora, który nie wychodzi, tak jak to robili wszyscy inni badacze tych zagadnień, z wyników mniej lub bardziej wyczerpujących i pewnych doświadczeń, lecz buduje swe rozwiązanie na własnej konstrukcji myślowej, wynikającej z dwóch założeń, które ujmuje jako hipotezy. Twierdzi on mianowicie, iż:

I. graniczna ilość energii, jaką metal może pochłaniać w wyniku histerezy odkształceniowej bez obawy zniszczenia, jest wielkością niezmienną i niezależną od współczynnika κ_n stałości obciążenia¹⁶⁾, oraz

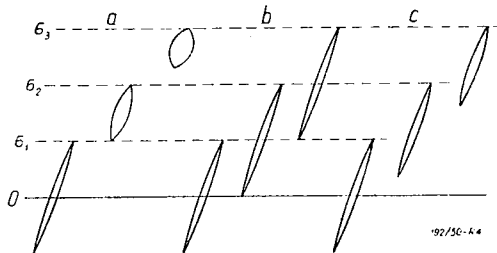
II. w przypadku naprężeń granicznych względna szerokość Δ_p początkowej pętli histerezy odkształceniowej jest proporcjonalna do wartości naprężenia najwyższego.

Pierwsze z tych założeń, jakkolwiek wymaga doświadczalnego potwierdzenia, nie budzi istotnych zastrzeżeń i poniekąd samo narzuca się jako swoiście ujęte rozwinięcie energetycznej hipotezy wyężeniowej *M. T. Hubera*. Można bowiem sądzić, iż w histerezie odkształceniowej w grę wchodzi właśnie przede wszystkim odkształcenia postaciowe. Miarą zmęczeniowego wyężenia metalu na granicy wytrzymałości jest więc wg Autora energia tracona w czasie jednego okresu zmian naprężeń; miarą zaś tej energii, przy określonej amplitudzie wahań naprężeń, jest z kolei względna szerokość pętli histerezy odkształceniowej. Zgoda więc, iż szerokość ta jest ważną charakterystyką wytrzymałości zmęczeniowej metalu. Im jest ona większa, przy niezmiennych innych warunkach, tym pewniejszy jest dany metal na wszelkie możliwe przeciążenia zmę-

¹⁶⁾ Współczynnik ten rozumiany jest, jako stosunek $\kappa_n = \frac{\sigma_m}{\sigma_a}$ lub $\frac{\tau_m}{\tau_a}$ naprężenia średniego σ_m lub τ_m do naprężenia odchyleniowego (amplitudy) σ_a lub τ_a . Autor inaczej ujmuje współczynnik asymetryczności $s = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}}$, tak że $s = \frac{\kappa_n + 1}{\kappa_n - 1}$ lub $\kappa_n = \frac{s+1}{s-1}$. Jeszcze inaczej ujmuje to *S. W. Serensen* i inni, wprowadzając współczynnik amplitudy lub asymetrii okresu $r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{1}{s}$. Obydwa te współczynniki s i r mają tą ujemną stronę, iż wykazują nieciągłość przy $\sigma_{min} = 0$ (naprężenia tętniące dodatnie) lub przy $\sigma_{max} = 0$ (naprężenia tętniące ujemne).

zeniowe, nie dające się dokładnie przewidzieć i ściśle określić¹⁷⁾. Tę cechę metalu można określić mianem jego *wiązkości*; metale mogą więc być bardziej lub mniej *wiązkie*¹⁸⁾. A więc nazwijmy za Autorem Δ_p — *zmęczeniową wiązkością metali*.

Zupełnie inaczej jednak przedstawia się sprawa drugiej hipotezy Autora. O niej nie można powiedzieć, by była przekonującą. Spójrzmy na rys. 4, przedstawiający to w sposób poglądowy. W pierwszej grupie (a)



Rys. 4.

widzimy trzy pętle histerezy wg hipotezy Autora; ich powierzchnie są niezmiennie, lecz ich szerokość, przy zachowaniu ogólnego charakteru ich kształtu, rośnie proporcjonalnie do σ_{max} . W drugiej grupie mamy trzy pętle identyczne, jakie wynikałyby z odmiennego założenia, iż szerokość pętli jest zależna tylko od amplitudy wahań naprężeń; wobec niezmiennej powierzchni pętli, zarówno jej amplituda, jak i szerokość muszą pozostać niezmiennie. Wprawdzie ten schemat myślowy jest również mało przekonujący, gdyż wyższe naprężenia niezaprzeczenie muszą ułatwiać niszczenie budowy metalu przy tej samej amplitudzie naprężeń; jednak z doświadczeń wiemy, iż wiele stali w przypadku skręcania zachowuje się niemal dokładnie w ten właśnie sposób, wykazując b. nieznaczne zmniejszenie dopuszczalnej amplitudy nawet przy wydatnym wzroście najwyższego naprężenia τ_{max} .

W wykresie zmęczeniowym *Smitha* odpowiadałoby to równoległości lub niemal równoległości obydwóch prostych w obszarze naprężeń poniżej granicy plastyczności. Jednak przy rozciąganiu i ściskaniu, oraz przy zginaniu obniżka amplitudy ze wzrostem naprężenia σ_{max} zaznacza się już znacznie wyraźniej; w żadnym przypadku nie tak jednak wyraźnie, jakby to wynikało z II hipotezy Autora. To też niezawodnie prawda leży gdzieś po środku.

¹⁷⁾ Zachodzi tu zupełne podobieństwo do wytrzymałości statycznej; ten metal uznajmy za pewniejszy, który, przy równej granicy plastyczności lub wytrzymałości doraźnej, wykaże większe wydłużenie końcowe (przy rozerwaniu).

¹⁸⁾ Wyrazy te brzmią dobrze i sądzimy, iż powinny przyjąć się. Odpowiadają one dokładnie słowom *wiazkost'* i *wiazkij*, *ténacité* i *ténace*, *tenacity* i *tenacious*, *Zähigkeit* i *zäh*.

Ten stan rzeczy odtwarza trzecia grupa pętli (c) na rys. 4. Autor, w oparciu o swe założenie, wyprowadza równanie krzywej w leżącym wykresie zmęczeniowym *Haigha*, pisząc, iż powierzchnia pętli F , w ogólnym przypadku wynosi:

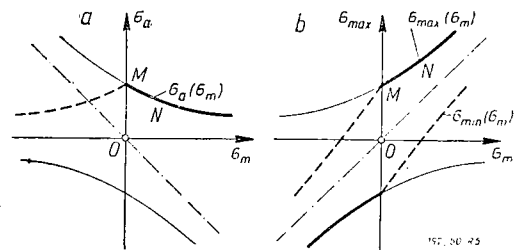
$$F = B \cdot \sigma^a \cdot \sigma_{max} = B \sigma_a (\sigma_a + \sigma_m) = \text{const}, \text{ skąd} \\ \sigma_a^2 + \sigma_a \sigma_m = Z_0^2, \quad [5a]$$

przy czym Z_0 przybiera wartości Z_{rc} , Z_{go} lub Z_{so} w zależności od tego, czy chodzi o rozciąganie i ściskanie, czy o zginanie czy też o skręcanie; w ostatnim przypadku symbole σ należy, oczywiście, zastąpić przez τ . Zależność [5a] jest w swej istocie matematycznym ujęciem owej energetycznej hipotezy wyężeniowej Autora, odnoszącej się do zwykłych¹⁹⁾ naprężeń zmiennych. Możemy ją przekształcić, uzyskując wykres *Smitha*:

$$\sigma_{max}^2 - \sigma_{max} \cdot \sigma_m = Z_0^2. \quad [5b]$$

Oba wyrażenia są całkowicie równoważne; przedstawiają one hiperbole, których asymptotami są oś odciętych (σ_m) i prosta, tworząca z nią kąt 45° , leżąca w 2 i 4 ćwiartce pola układu — w pierwszym przypadku, oraz w 1 i 3 ćwiartce — w drugim (rys. 5)²⁰⁾. Oczywiście, iż w grę wchodzi tylko połowa jednej gałęzi tych hiperbol, leżąca w pierwszej ćwiartce; na rysunkach przeciętno ją grubą linią.

Na rys. 5b dochodzi, oczywiście, gałąź σ_{min} .



Rys. 5.

Uderzającą rzeczą jest to, iż proponowany przez Autora kształt krzywej wykresowej odbiega zasadniczo od wszystkiego, co do tej pory ogólnie przyjmowano i nadal się przyjmuje na podstawie wyników doświadczalnych i wysnutych stąd wzorów empirycznych. Czyżby działała tu siła sugestii seniora badacza zmęczeniowych *A. Wöhlera*, który wyprowadził wzory, dające się przedstawić w postaci:

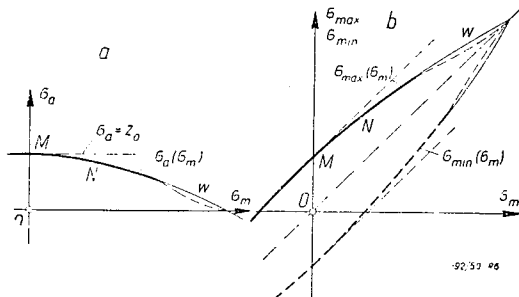
$$\sigma_a = \frac{R}{\varphi} - \frac{\sigma_m^2}{\varphi R}, \quad [6a]$$

$$\text{lub } \sigma_{max} = \frac{R}{\varphi} + \sigma_m \left(1 - \frac{\varphi_m}{\sigma R} \right), \quad [6b]$$

¹⁹⁾ Tzn. nie złożonych.

²⁰⁾ Zauważmy, iż przez obrót krzywych o 180° dokoła osi rzędnych, tzn. przez zmianę zwrotu odciętych, przechodzimy od układu (5a), czyli od wykresu *Haigha* do układu (5b), czyli do wykresu *Smitha*.

i odtwarzające parabole o krzywiznie odwróconej w porównaniu z hiperbolą Autora (rys. 6)? Ważne jest jednak, iż to odwrócenie krzywizny pociąga za sobą zupełnie inny przebieg zmienności dopuszczalnych naprężeń w najważniejszej części MN wykresów zmęczeniowych, od-



Rys. 6.

powiadającej obciążeniom zmiennym bliskim symetrii, jak to wyraźnie widać z porównania rysunków 5 i 6.

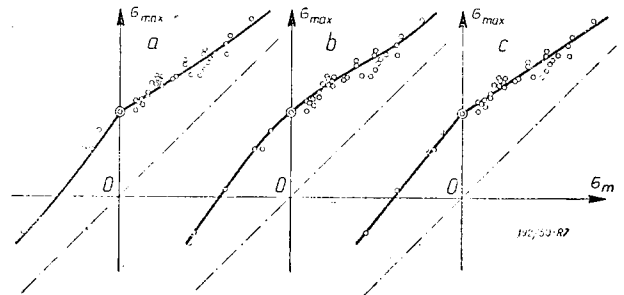
Przebieg krzywej różni badacze odtwarzają rozmaicie; nigdy jednak nie wykazuje on przy $\sigma_m = 0$ tak wyraźnej nieciągłości, jaką Autor musiał z konieczności wprowadzić, przyjmując dla $\sigma_m < 0$ inne krzywe, zaznaczone na rys. 5 liniami kreskowymi. Rozbieżności w przebiegu krzywych dotychczasowych ograniczały się do budowy jej części wierzchołkowej W, wykazującej u niektórych badaczy dążenie do utworzenia dość ostrego „dzioba“, zaznaczonego na rys. 6a i b cienką linią kreskową.

Dla metali, dla których $R_r \approx R_c$, tzn. dla metali ciągliwych, zawsze jednak przedstawiano te krzywe, jako styczne w punkcie $\sigma_m = 0$ do prostej $\sigma_a = Z_0$; dla metali kruchych, dla których $R_c > R_r$, styczna do krzywej w owym punkcie M jest nieco pochylona względem prostej $\sigma_a = 0$, lecz i tu zachowuje ciągłość przy przejściu do $\sigma_m < 0$. W każdym więc przypadku przejście od obszaru przeważającego rozciągania do obszaru przeważającego ściskania zachodziło w sposób ciągły, co jest zupełnie logiczne i naturalne. Jako dowód słuszności swej hipotezy Autor przytacza rys. 7a, na którym przeciągnął swą hiperbolę. Duży rozrzut punktów nie pozwala jednak uznać go za wystarczający.

Jak widać z rys. 7b, można z większym nawet powodzeniem przeciągnąć poprzez skupienia punktów inną krzywą o dotychczas stosowanym kształcie. Zresztą wszyscy inni badacze godzą się, iż cały wykres da się zastąpić przez odcinki prostych, pokazanych na rys. 7c. Tymczasem Autor we wszystkich swych dalszych rozważaniach posiłkuje się hiperbolami, wprowadzając nawet ich pęki, jako krzywych o stałym wyężeniu lub o stałym współczynniku

bezpieczeństwa (pewności). Ulega w tym wyraźnie pokusie posługiwania się łatwą istotnie w przeliczeniach zależnością [5]²¹⁾. Lecz posługiwanie się liniami prostymi jest z pewnością jeszcze łatwiejsze i nic nie tłumaczy, dlaczego mielibyśmy od tego odstąpić.

Zreasumujmy więc nasz pogląd na tę dość istotną sprawę. Po co tworzyć hipotezę, opartą na mało przekonujących założeniach, jeżeli możemy oprzeć się na b. bogatym materiale doświadczalnym i wysnuć zeń zależności empiryczne, zresztą nie pokrywające się z wynikami obliczeń, opartych o ową hipotezę. Sama myśl Autora, przynajmniej to, jest istotnie ciekawa. Wartość jej wyraża się w tym, iż pozwoliła głębiej wnikać w istotę zagadnienia i utrwalić pewne poglądy, zresztą niezgodne z poglądami Autora. Pozostawmy więc raczej przy dotychczasowych wykresach zastępczych, zawierających wyłącznie linie proste w ograniczonych i ważnych dla nas obszarach.



Rys. 7.

4. Drugą istotną częścią pracy Autora jest rozdział poświęcony naprężeniom złożonym. Sądzymy, iż najlepiej uczynimy, podając go w dość zwartym streszczeniu.

Rozpatrując rozbieżności różnych hipotez wyężeniowych, Autor stwierdza brak hipotezy, zdolnej sprostać wszelkim metalom i wszelkim warunkom obciążeń. Jego zdaniem nawet dwie najczęściej dziś stosowane hipotezy, *Guest-Mohr* i *Huber-(Mises-Hencky)*, nie mogą dać wyników zgodnych z rzeczywistością, gdyż opierają się na niewłaściwym ujęciu budowy metali i rozkładu naprężeń w przekroju pręta, obciążonego do granic plastyczności lub zmęczenia. Zakładają one, iż istnieją metale kruche i ciągliwe.

Ograniczając przydatność obydwu tych hipotez do metali ciągliwych, autorzy ich i zwolennicy rozpatrują je, jako zupełnie jednorodne w całym swym obszarze i we wszystkich kierunkach. Tymczasem np. zawartość węgla

²¹⁾ Uderzające jest jednak, iż hiperbole te, wprowadzone przez Autora, jak to wynika z przedmowy do jego książki, już w 1941 r., nie przyjęły się, zdaje się, w ZSRR. Nie spotyka się ich bowiem w wymienionych wyżej książkach G. W. Użyka i I. I. Trapeziņa, ani też w opracowanych przez S. W. Serensena i I. F. Krasontowicza odpowiednich rozdziałach „Maszynostrojenia“ (wszystkie wydania z 1948 r.).

wpływa zasadniczo na własności stali. Stal miękka, składająca się z ziarn ferrytu, wykaże oczywiście inny stosunek $\frac{Q_r}{Q_s}$, niż stal zawierająca

0,9% C, wyżarzona na ziarnisty perlit, zawierający obok ziarn ferrytu również ziarna kruchego cementytu. Niejednorodność budowy metalu, obecność wtrąceń niemetalicznych, pęcherzy i błędów budowy siatki krystalicznej muszą wywierać wpływ na naprężenia składowe, wywołujące odkształcenie plastyczne; nie będzie więc ono jednakie w przypadku czystego ścinania (a) i przy jednoczesnym rozciąganiu (b) lub ściskaniu (c), występujących w płaszczynie poślizgu (por. rys. 1).

Przy składaniu naprężeń stycznych, wywołanych różnymi obciążeniami (rozciąganiem lub ściskaniem, zginaniem i skręcaniem) należy więc uwzględnić ich skuteczność, wprowadzając znane już nam współczynniki równoważności q' (por. p. 1), zależne od budowy materiału. Nie mniejszą, a dla granicy plastyczności rozstrzygającą, jest rola nierównomierności rozkładu naprężeń w przekroju wzorca, ujętej we współczynnikach q'' . Uwzględniając to wszystko, można przyjąć $\frac{Q_s}{Q_r} = 0,667 \div 0,625$. Dla uza-

sadnienia, iż $Q_s > 0,5 Q_r$ nie ma potrzeby uciekać się do hipotezy energii odkształcenia, jeżeli Q_s obliczymy w oparciu o współczynnik q''_s . Dla rury skręcanej o stosunku $r_o/r = 1,00$ 0,95 0,90 0,85 0,80 0,75 otrzymamy na podstawie obliczenia $Q_s/Q_r = 0,500$ 0,510 0,525 0,537 0,551 0,565, co w granicach błędów pomiarowych, jest zgodne z wynikami licznych doświadczeń. Można więc ogólnie przyjąć, iż $Q_s/Q_r = 0,5 \div 0,59$.

Zdaniem Autora, przypadku składania rozciągania lub ściskania i zginania nie ma potrzeby rozpatrywać, ujmując bowiem ogólnie (przy obciążeniach zmiennych), sprowadzimy go do asymetrii zmienności naprężeń, o której była już mowa (do sprawy tej powrócimy w p. 8).

Nowym natomiast jest przypadek składania rozciągania (i ściskania) lub zginania ze skręcaniem. Rozpatrując znane warunki równowagi elementarnego pryzmatu o przekroju w postaci prostokątnego trójkąta (rys. 8), Autor wprowadza do wzoru na naprężenia zastępcze $\tau_z = 1/2 \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau^2}$ [7a]

$$\text{współczynnik równoważności } q = \frac{q''_s}{q' \cdot q''_s}$$

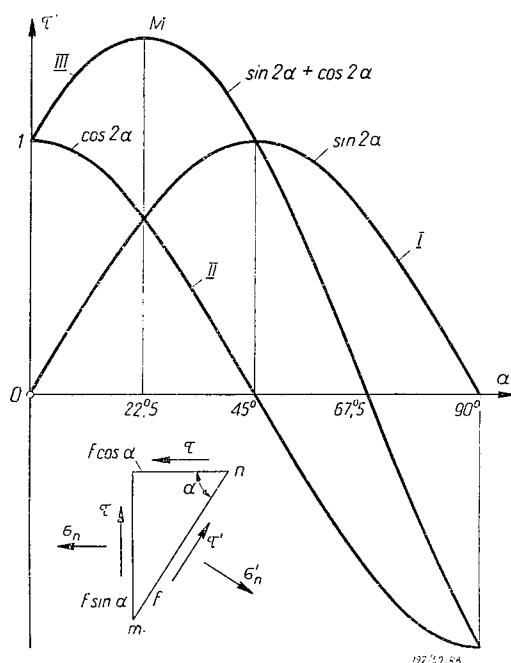
analogiczny do wprowadzonego w zależności [1c], uzyskując dla statycznego zginania i skręcania:

$$\tau_z = 1/2 \sqrt{q^2 \cdot \sigma_n^2 + 4\tau^2} \quad [7b]$$

Jeżeli naprężenia składowe σ_n i τ są zmienne, wynik zależy od charakteru ich zmienności.

Poza tym wielkość naprężeń głównych lub wielkość najwyższych naprężeń składowych nie określają jeszcze, zdaniem Autora, najbardziej niebezpiecznego stanu naprężeń zmiennych.

Niech np. będzie $\tau = \frac{\sigma_n}{2} = 1$; wówczas naprężenie styczne, występujące w przeciwprostokątnej ścianie elementarnego pryzmatu o kącie α , $\tau' = \sin 2\alpha + \cos 2\alpha$, odpowiadające krzywej III na rys. 8, nie będzie osiągało w punk-



Rys. 8.

cie M swej wartości niebezpiecznej, jeżeli choćby jedno tylko z naprężeń składowych, σ_n lub τ , będzie zmienne. Jeżeli σ_n jest zmienne, przyjmując postać $\sigma_m \pm \sigma_a$, musimy wyznaczyć nie maximum τ' , lecz maximum wyrażenia [5a]. W tym tkwi istota przedłożonej przez Autora teorii wytrzymałości w przypadku naprężeń zmiennych. Odbiera ona rozstrzygające znaczenie naprężeniom głównym, które dotychczas przyjmuje się, jako podstawę wszelkich obliczeń wytrzymałościowych przy naprężeniach złożonych. Autor przenosi środek ciężkości zagadnienia na naprężenia styczne, jednakowoż nie najwyższe, lecz te, które określają największą pętlę histerezy, jaką metal może przenosić bez zniszczenia. Innymi słowy, warunek [5] dla zwykłych niesymetrycznych obciążeń zmiennych Autor uogólnia na zmienne naprężenia złożone.

Autor przyjmuje, iż σ_n i τ , założone na podobieństwo rys. 8, zmieniają się zgodnie od σ_1 do σ_2 , oraz od τ_1 do τ_2 . Wówczas

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1}{2} \sin 2\alpha + \tau_1 \cos 2\alpha \quad \text{i}$$

$$\tau_{min} = \frac{\sigma_2}{2} \sin 2\alpha + \tau_2 \cos 2\alpha.$$

Ogólnie jest to równoważne niesymetrycz-
nie zmiennemu naprężeniu $\tau' = \tau_m \pm \tau_a$, gdzie

$$\tau_m = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{4} \sin 2\alpha + \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} \cos 2\alpha \text{ i}$$

$$\tau_a = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{4} \sin 2\alpha + \frac{\tau_1 - \tau_2}{2} \cos 2\alpha.$$

Wprowadzając te wartości do zależności

$$\tau_a^2 + \tau_m \cdot \tau_m = Z_{to}^2 = \tau_z^2, \quad [5c]$$

Autor znajduje

$$\tau_z^2 = A \sin^2 2\alpha + B \cos^2 2\alpha + C \sin 2\alpha \cos 2\alpha. \quad [8]$$

$$\text{gdzie } A = \frac{\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2}{8}, \quad B = \frac{\tau_1^2 - \tau_1 \tau_2}{8}$$

$$\text{ i } C = \frac{2\sigma_1 \tau_1 - \tau_1 \sigma_2 - \sigma_1 \tau_2}{4}.$$

Przyrównując pochodną $\frac{d\tau_z}{d\alpha}$ do zera i wy-

znaczając $\alpha = 1/4 \arctg \frac{C}{B-A}$, dla którego τ_z

osiąga maximum równe Z_{to} , Autor uzyskuje

$$\frac{A}{2} + \frac{B}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(B-A)^2 + C^2} = Z_{so}^2. \quad [9]$$

jako ogólną zależność, wiążącą naprężenia
graniczne σ_1 , σ_2 , oraz τ_1 i τ_2 z wytrzymałością
zmęczeniową przy obustronnym skręcaniu Z_{so} .

I teraz Autor przechodzi do szeregu przy-
padków szczególnych.

1. $\sigma_1 = \sigma_2$ i $\tau_2 = -\tau_1$ (zginanie, albo rozciąganie
lub ściskanie stałe, a skręcanie wahadłowe):

wówczas $\alpha = 1/4 \arctg \frac{2\tau_1}{\sigma_1}$ i

$$Z_{so}^2 = \frac{\tau_1^2}{2} + \frac{\tau_1}{4} \sqrt{q^2 \sigma_1^2 + 4\tau_1^2}; \quad [9a]$$

2. $\tau_1 = \tau_2$ i $\sigma_2 = -\sigma_1$ (skręcanie stałe, a zgina-
nie albo rozciąganie i ściskanie wahadłowe):

wówczas $\alpha = -1/4 \arctg \frac{2\tau_1}{\sigma_1}$ i

$$Z_{so}^2 = \frac{z^2 \sigma_1^2}{8} + \frac{z \sigma_1}{8} \sqrt{z^2 \sigma_1^2 + 4\tau_1^2}; \quad [9b]$$

3. $\sigma_2 = -\sigma_1$ i $\tau_2 = -\tau_1$ (zginanie, albo rozcią-
ganie i ściskanie, oraz skręcanie wahadłowe):

$$\alpha = 1/4 \arctg \frac{4\sigma_1 \tau_1}{4\tau_1^2 - \sigma_1^2} \text{ i } Z_{so}^2 = \frac{z^2 \sigma_1^2}{4} + \tau_1^2 \quad [9c]$$

4. $\sigma = -\sigma_1$ i $\tau_2 = 0$ (zginanie, albo rozciąga-
nie i ściskanie wahadłowe, skręcanie tętniące):

$$\alpha = 1/4 \arctg \frac{3\sigma_1 \tau_1}{2\tau_1^2 - \sigma_1^2} \text{ i } Z_{so}^2 = \frac{z^2 \sigma_1^2}{8} +$$

$$+ \frac{\tau_1^2}{4} + \frac{1}{8} \sqrt{(2\tau_1^2 + z^2 \sigma_1^2)^2 + z^2 \sigma_1^2 \tau_1^2}; \quad [9d]$$

5. $\sigma_2 = 0$ i $\tau_2 = -\tau_1$ (zginanie, albo rozciąganie
i ściskanie tętniące, skręcanie wahadłowe):

$$\alpha = 1/4 \arctg \frac{3\sigma_1 \tau_1}{8\tau_1^2 - \sigma_1^2} \text{ i } Z_{so}^2 = \frac{z^2 \sigma_1^2}{16} +$$

$$+ \frac{\tau_1^2}{16} + \frac{1}{16} \sqrt{(8\tau_1^2 + z^2 \sigma_1^2)^2 + 4z^2 \sigma_1 \tau_1^2}. \quad [9e]$$

Wprowadzone do wzorów tych współczyn-
niki równoważności q i z Autor zaleca przyjąć

równe: w przypadku rozciągania i ściskania

stałego $q = \frac{q''_s}{q}$ i w przypadku stałego zgina-

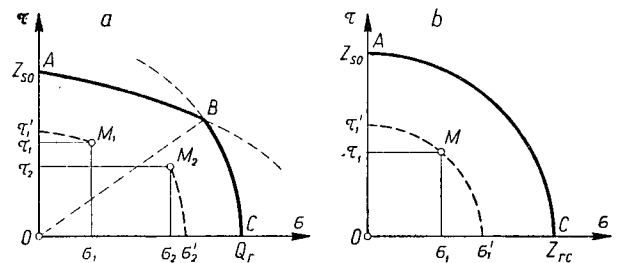
nia $q = \frac{q''_s}{q' \cdot q''_g}$ (por. 1 b); w przypadku rozcią-

gania i ściskania wahadłowego lub tętniącego

$z' = \frac{z''_s}{z'}$ i wreszcie w przypadku zginania wa-

hadłowego lub tętniącego $z = \frac{z''_s}{z' \cdot z''_g}$ (por. 1d).

Celem ułatwienia praktycznego stosowania
powyższych zależności, Autor podaje pięć od-
powiadających im wykresów, dających granic-
zne współwartości σ_1 i τ_1 w pięciu wyżej roz-
patrzonej przypadkach szczególnych. Każdy
wykres posiada po 4 krzywe, obliczone dla
różnych normalnych stali węglowych. Rys. 9a
i b przedstawiają charakterystyczny wygląd
tych krzywych w przypadku, gdy jedno z na-



Rys. 9.

przezeń jest stałe (a)²²⁾, lub gdy obydwa naprę-
żenia są zmienne, wahadłowe lub tętniące (b).
Chcąc określić współczynnik bezpieczeństwa
(stopień pewności) x_Q lub x_z ²³⁾, odpowiadający
określone mu stanowi naprężeń, Autor zaleca
przeprowadzić przez odpowiadający im punkt
M płaszczyzny wykresu z rys. 9b pomocniczą
linię kreskową, równoległą (?) do właściwej
krzywej wykresu²⁴⁾. Ta nowa krzywa odetnie

²²⁾ Część BC krzywej odpowiada ściętej, wierzchoł-
kowej części zmęczeniowego wykresu Smitha, gdy
o wyteżeniu rozstrzyga granica plastyczności.

²³⁾ W ten sposób oznaczamy współczynniki bezpie-
czeństwa, określone względem granicy plastyczności
lub wytrzymałości zmęczeniowej.

²⁴⁾ Chodzi tu oczywiście nie o krzywą równoległą,
lecz o nową krzywą z rodziny krzywych, określonych
wzorami [8] przy zmiennej wartości parametru Z_{so} .

na osiach σ i τ naprężenia σ'_1 i τ'_1 . W przypadku rys. 9a linię tę prowadzimy wg tej części AB lub BC krzywej wykresu, która zamyka jego obszar, na jaki został podzielony prostą OB i w którym znajduje się rozpatrywany punkt M_1 lub M_2 . Dzieląc odpowiadające danemu przypadkowi granicznemu wartości Q_r , Q_g lub Q_s , albo Z_{rc} , Z_{so} lub Z_{so} przez σ'_1 lub σ'_2 albo przez τ'_1 , wyznaczamy x_σ lub x_z .

Wreszcie Autor podaje przekształcenia wzorów [9a ÷ e], przystosowując je do przypadku zginania i skręcania wałów momentami M_g i M_s , podstawiając $\sigma_1 = \frac{M_g}{W_x}$ i $\tau_1 = \frac{M_s}{W_o} = \frac{M_s}{2W_x}$

oraz zastępując Z_{so} przez $\frac{Z_{so}}{x_z}$.

Na zakończenie, dla celów porównania, Autor przytacza analogiczny wzór Soderberga²⁵⁾, określający zastępcze naprężenie statyczne przy zginaniu:

$$\sigma_z = \sqrt{\left(\sigma_m + \sigma_a \frac{Q_g}{Z_{go}}\right)^2 + 4 \left(\tau_m + \tau_a \frac{Q_s}{Z_{so}}\right)^2}, [13a]$$

oraz, oparty na pracach H. J. Gougha i K. Hohenemsera, wzór S. W. Serensena [13b], tym jedynie różniący się od poprzedniego, iż współczynnik 4 zastąpiono w nim uogólnionym stosunkiem $\left(\frac{Q_g}{Q_s}\right)^2$. Autor uważa, iż zależności te należy uważać za przybliżone, ponieważ wysnute są z prostoliniowych wykresów zmęczenia, co nie odpowiada wynikom doświadczeń (?).

Zajmijmy stanowisko wobec przedstawionych tu wywodów Autora, zaczynając od koń-

²⁵⁾ C. R. Soderberg, Journ. of Applied Mechan., vol. I, No 2, 1933.

ca. Otóż wydaje się nam, iż to, że wzory Soderberga i Serensena oparte są na prostoliniowych wykresach zmęzeniowych, przemawia bezwarunkowo na ich korzyść w porównaniu ze wzorami Autora, opartymi na jego własnych wykresach, których prawidłowość budowy podaliśmy w wątpliwość.

Drugą sprawą, którą należy podkreślić, jest złożoność wzoru ogólnego [8] i trudności związane z posługiwaniem się nim w przypadku ogólnym. Albowiem wzory [9a ÷ e] ujmują tylko pięć przypadków, wprawdzie typowych, lecz zawsze jednak — szczególnych; poza nimi zaś istnieje nieprzebrane mnóstwo innych możliwych przypadków o dowolnej asymetrii naprężeń składowych. Wzory Soderberga i Serensena są wzorami — w tym ujęciu — ogólnymi, mimo całej swej prostoty, przy czym wzór Serensena bezwarunkowo jest lepszy od wzoru Soderberga, opartego na hipotezie Guesta-Mohra, jest bowiem od niego bardziej ogólny i odpowiada również hipotezie M. T. Hubera. Poza tymi rzeczami, wywodom Autora nie ma potrzeby nic więcej zarzucać, jeżeli nie chcemy się powtarzać. Zasadnicze zastrzeżenia budzą tu bowiem już same założenia wyjściowe, czyniące z wątpliwej zupełnie zależności [5a] podstawę nowej, uogólnionej hipotezy wyężeńiowej.

W p. 8 przedstawimy dla porównania, nasz punkt widzenia, dotyczący obliczeń zmęzeniowych przy naprężeniach złożonych. Ujmiemy je łącznie z uwzględnieniem wpływu czynników takich, jak działanie karbu, stanu powierzchni i wielkości (wymiarów bezwzględnych) przedmiotu. Chwilowo zaś przejdziemy do dalszych rozdziałów pracy Autora.

Dokończenie nastąpi

PAŃSTWOWA KOMISJA PLANOWANIA GOSPODARCZEGO DEPARTAMENT TECHNIKI

DO AUTORÓW ARTYKUŁÓW TECHNICZNYCH

W celu ułatwienia czytelnikom wykorzystania czasopism technicznych i prac badawczych Instytutów, umożliwienia zapoznania się z tematyką i tezami artykułu lub przyczynku naukowego, bez konieczności studiowania jego w całości oraz dla ułatwienia czynności bibliograficznych zaleca się co następuje:

- 1) Wszystkie artykuły przekraczające rozmiarem 1 str. druku formatu A4, zamieszczane na łamach czasopism technicznych oraz przyczynki zamieszczone na łamach „Prac Badawczych Instytutów“ winny być poprzedzane krótkim streszczeniem w języku polskim.
- 2) Rozmiar streszczenia winien być uzależniony od rozmiarów artykułu oraz bogactwa poruszanych w artykule tematów i zagadnień. Zasadniczo nie powinien on przekraczać 1000 znaków, w wyjątkowych wypadkach może być wyższy (1000 znaków równa się w przybliżeniu 15 wierszom maszynopisu).
- 3) Streszczenie winni wykonywać zasadniczo autorzy artykułów.
- 4) Redaktorzy działowi czasopism winni wykonywać kontrolę streszczeń, przeprowadzając ewentualne poprawki i skróty.
- 5) Streszczenia w języku polskim są traktowane jako część artykułu i opłacane zgodnie ze stawkami autorskimi.

(—) Inż. Ignacy Bursztyn
V-Dyrektor Departamentu

Uwagi o pracy linii automatycznych dla obróbki skrawaniem w ZSRR

inż. W. OLEŹDKI

Uwagi wstępne. — Przykłady linii automatycznych. — Powody powstawania przestoju i sposoby ich zwalczania. — Określanie ilości obrabiarek w linii automatycznej na podstawie czasu ich efektywnej pracy. — Zadania na przyszłość.

1. Uwagi wstępne

Zagadnienia linii automatycznych były już parokrotnie poruszane na łamach czasopism technicznych. Inż. A. Mystkowski podał zasady budowy tych linii i przytoczył opisy linii amerykańskich i niemieckich¹⁾ 2).

Zadaniem zebranych poniżej uwag jest zainteresowanie naszego świata technicznego wielkimi osiągnięciami na tym polu techniki radzieckiej.

Należy podkreślić, że w dążeniu do automatyzacji produkcji przemysł radziecki nie ogranicza się tylko do budowy linii automatycznych dla obróbki skrawaniem. W przemyśle samochodowym istnieją już linie automatyczne do spawania kół³⁾, do produkcji drzwi⁴⁾ i inne.

Podstawą artykułu jest obszerny streszczenie pracy A. E. Prokopowicza „Stankostrojenie i awtomatizacja proizwodstwiennych processów w maszynostrojeniu” — omawiającego wyniki prac plenum Komitetu Technicznego Ministerstwa Budowy Obrabiarek ZSRR.

Pierwsze linie automatyczne składały się głównie z obrabiarek zespołowych wielowrzecionowych i służyły do obróbki otworów w kadłubach i głowicach silników samochodowych oraz traktorowych. Z biegiem czasu w tych liniach, poza wierceniem i wytaczaniem, zastosowano operacje frezowania i inne, pozwalające na wykończenie całkowite danej części. Jednak niezbyt szeroko stosowane były linie automatyczne, w skład których wchodziły automaty tokarskie, szlifierskie itp.⁵⁾, niewystarczająco rozwijała się również całkowita automatyzacja produkcji półfabrykatów i robót montażowych.

Długi czas panowało powszechne uprzedzenie co do rentowności linii automatycznych; oba-

wiano się mianowicie, że przy tak znacznych ilościach obrabiarek pracujących jednocześnie wielką ilością narzędzi wynikną długie przestoje. Jednak doświadczenia z eksploatacji linii zbudowanych przez fabryki radzieckie całkowicie rozwiały te obawy.

Wprowadzenie linii automatycznych pozwoliło na 3—4-krotne zmniejszenie ilości robotników oraz znacznie obniżyło koszt obróbki. Dodatkowe koszty wynikające z automatyzacji amortyzują się w ciągu 2—2,5 lat.

Przy eksploatacji zautomatyzowanych linii wychodziły na jaw ich braki. Niedomagania te powinny być przy projektowaniu nowych analogicznych linii usuwane.

Rozpatrzmy w dalszym ciągu pokrótce charakterystykę linii automatycznych, które podlegały ścisłym obserwacjom w czasie pracy w ciągu 21 dniówek (zmian).

Dla przykładu podajemy krótki opis linii automatycznych A 261—A 268 i A 291—306⁶⁾, zainstalowanych w jednej z fabryk samochodów.

Linia automatyczna typ A 261 — A 268

Linia A 261 — A 268 (rys. 1) służy do obróbki otworów w czołowych ścianach kadłuba silnika. Składa się ona z 3 ustawionych parami naprzeciw siebie obrabiarek zespołowych. W każdym przyrządzie mocuje się jednocześnie 2 kadłuby, a oś kadłuba jest prostopadła do osi linii. Napęd przenośnika jest typu kulisowego. Charakterystyczną cechą tego typu napędu jest mała szybkość przy ruszaniu i zatrzymywaniu. Przenośniki tego rodzaju stosuje się dla niewielkich przesunięć. Dla długich ruchów stosuje się napędy hydrauliczne z mechanizmami

¹⁾ Inż. A. Mystkowski — Mechanik rok 1948 str. 203—207 — Automatyczne linie obrabiarkowe.

²⁾ „Sprawocznik amerykańskiej Techniki i Promyslności” 1946 r. str. 1139—1146 — opisy linii amerykańskich. G. J. Zuzanow. Agregatnyje stanki str. 189 i dalsze — opis linii amerykańskich i niemieckich.

³⁾ S. W. Katowoj „Awtomobilnaja Promyslnost” rok 1949 nr 1 str. 14—18 „Awtomatizieskaja linia dla swarki awtomobilnych kolos”.

⁴⁾ A. N. Frejdlin: „Awtomobilnaja Promyslnost” rok 1949 nr 5 str. 16—22 „Mechanizacja i awtomatizacja proizwodstwa w presowych cechach.

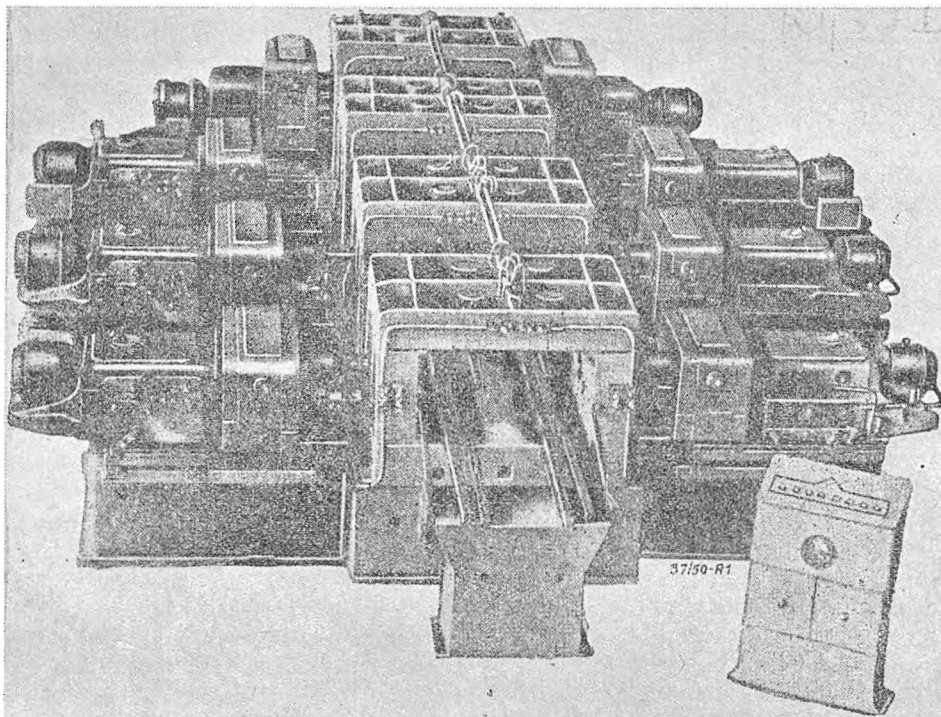
⁵⁾ Prof. G. A. Szaumian w książce: „Osnowy teorii projektrowania stankow-awtomatow” opisuje linię automatyczną, złożoną z automatów tokarskich zaprojektowaną przez J. P. Inoszkina i projekt jednej z linii o podobnym składzie którego jest współautorem. Awtomobilnaja Promyslnost nr 1 rok 1949 w artykule „Awtomatizacja i mechanizacja proizwodstwa w awtomotornoj promyslnosti” str. 1 jest wzmianka, że w fabryce im. Molotowa znajduje się linia automatyczna dla produkcji sworzni tłokowych.

⁶⁾ Wyczerpujący opis omawianych linii znajduje się w „Stanki i Instrument” rok 1946 nr 10, 11, 12.

zwolnienia szybkości w końcu ruchu roboczego. Takt rozpatrywanej linii automatycznej wynosi 2,4 min. Rys. 2 przedstawia szczegóły wyposażenia linii A261—A268.

2. Powody powstawania przestołów i sposoby ich zwalczania

Pierwsze linie automatyczne skonstruowane w ZSRR miały szereg braków i niedociągnięć,

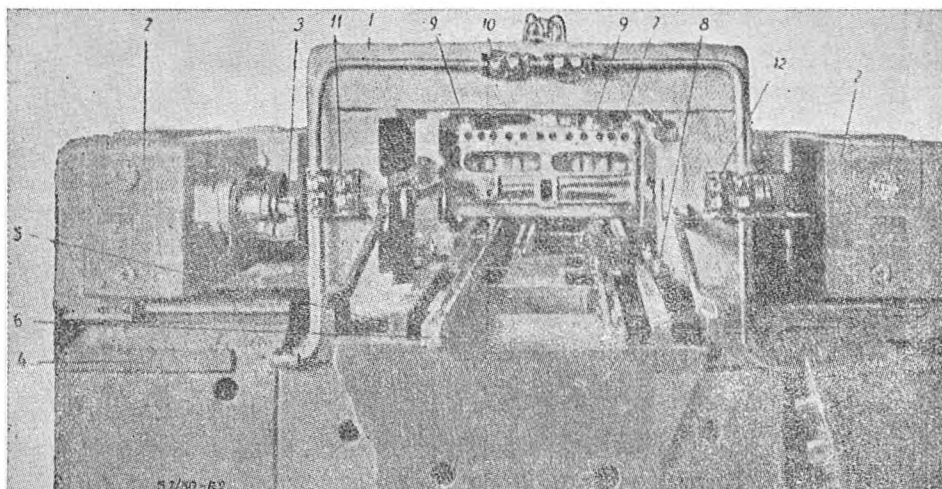


Rys. 1. Linia automatyczna typ A261—A268.

Linia automatyczna A 291 — 306

Linia automatyczna A 291—A 306 (rys. 3) służy do obróbki otworów od strony górnej i pierwszej bocznej kadłuba silnika. Kadłuby podaje się na przenośnik pojedynczo, oś kadłuba równoległa do osi linii. Napęd przenośnika hydrauliczny. Takt linii wynosi 2 min. Tablica I podaje charakterystykę badanych linii.

pochodzących z niedostatecznego doświadczenia konstruktorów i personelu zakładów produkujących. W pierwszym okresie po ich uruchomieniu braki te i niedociągnięcia, jak również niedostateczne doświadczenie personelu, zatrudnionego przy użytkowaniu i konserwacji linii, powodowały znaczne przestoje. Najślabzszymi punktami linii była aparatura elektryczna i hy-



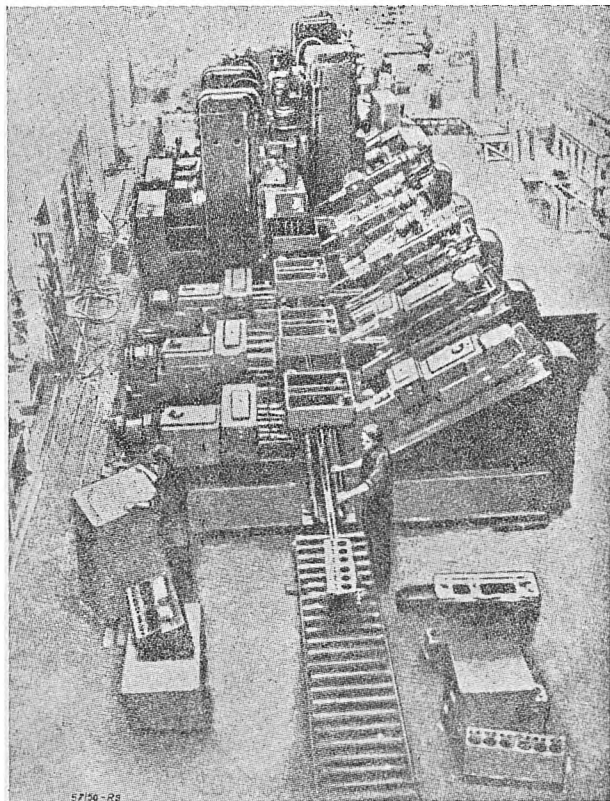
Rys. 2. Oprzyrządowanie operacji I, linii automatycznej A 261- A 268.
1 — przyrząd, 2 — głowica obrabiarki, 3 — narzędzia, 4 — korpus obrabiarki, 5 — prowadnica, 6 — podajnik przenośnika z zapadkami, 7 — obrabiany kadłub silnika, 8 — piloty ustawcze, 9 — zaciski mocujące obrabiany kadłub, 10 — wyłącznik elektryczny uruchamiający mechanizm napędowy przenośnika, pilotów i zacisków, 11 i 12 — wyłączniki prawej i lewej głowicy.

TABLICA I. Charakterystyka i zakres obróbki badanych linii

Oznaczenie linii	Zakres obróbki	Ilość głowic wielowrzec.	Ilość narzędzi	Ilość aparatów elektr. b/silm.	Ilość aparat. hydraulicznych.
A-261-A 268	Obróbka otworów w czołowych ścianach kadłubu	8	57	127	50
A 291-A 306	Obróbka otworów od strony górnej i pierwszej bocznej ściany kadłubu	15	194	227	86
A 421-A 434	Obróbka otworów od strony dolnej i drugiej bocznej ściany kadłubu	14	226	202	36
A 415-A 417	Obróbka otworów pod zawory od strony górnej ściany kadłubu	7	67	106	46

drauliczna, której jakość pozostawiała wiele do życzenia. Jednak po okresie wstępnej pracy zostały usunięte przyczyny najczęściej występujących usterek i zakłóceń.

Poniżej omówimy wyniki ścisłej obserwacji czterech linii automatycznych rozpatrywanych w tym artykule.



Rys. 3. Linia automatyczna typ A291-306.

Linie te pracują na 3 zmiany; obsługa jednej zmiany składa się z 2 ustawiaczy i 6 robotników.

W tablicy II zebrano i sklasyfikowano czas trwania i przyczyny powstawania przestoju.

Jak widać największe przestoje powstają wskutek niedociągnięć organizacyjnych, oraz z powodu uszkodzeń urządzeń mechanicznych i narzędzi. Łącznie 3 rodzaje wyżej wymienionych przestoju stanowią 95% wszystkich przestoju.

Straty czasu pracy z powodu uszkodzeń aparatury elektrycznej i hydraulicznej są obecnie, jak widać, stosunkowo nieznaczne. Analiza wszystkich przestoju dała wyniki następujące:

1. Przestoje z powodu uszkodzeń mechanizmów wynoszą przeciętnie na 1 obrabiarkę ok. 0,5% całkowitego czasu jej pracy.

Bardziej charakterystyczne przyczyny tych uszkodzeń były:

a) ścinanie klinów mocujących koła zębate w głowicach obrabiarek wrzecionowych,

b) częste uszkodzenia łożysk rolkowych stożkowych z powodu ich niedokładnego wykonania,

c) pęknięcie obejm łożysk z powodu nadmiernej nagrzewania się,

d) odginanie się podkładek zabezpieczających, wykonanych z blachy zbyt cienkiej, co powodowało luzowanie się przedmiotów obrabianych,

e) szybkie wyrabianie się łożysk w niektórych obrabiarkach z powodu braku dostatecznych urządzeń smarowniczych.

Brak zamiennych części i zespołów utrudniał wymianę i naprawę elementów uszkodzonych,

TABLICA II. Przestoje wyrażone w % całkowitego czasu pracy linii

Oznaczenie linii automatycznej	organizacyjne	urządzenia mechaniczne	urządzenia elektryczne	urządzenia hydrauliczne	narzędzia	Całkow. przest. na całą linię
A 261-A268	25,85	5,20	0,50	0,15	15,90	47,60
A 291-A306	17,70	8,10	1,70	0	15,30	42,80
A-421-A434	4,51	5,36	3,70	1,37	10,70	25,64
A 413-A417	10,00	4,90	0,40	0,50	15,90	31,70
Srednio dla linii składających się z 10 obrabiarek	13,30	5,40	1,40	0,40	13,10	33,60

co uniemożliwiało wymianę poszczególnych części przed ostatecznym ich zużyciem. Również znaczne przestoje wynikały z powodu złego odprowadzania wiórów.

Większość omówionych braków wyeliminowano, tak że nie powtarzały się one więcej. Dokładne przepracowanie konstrukcji obrabiarek wchodzących w skład linii automatycznych i poprawa jakości ich wykonania powinno doprowadzić do zmniejszenia przestoju, spowodowanych uszkodzeniami mechanizmów, do ok. 0,2 ÷ 0,3% na jedną obrabiarkę.

2. Przestoje z powodu słabej jakości narzędzi wynoszą przeciętnie około 0,1% na jedno

narzędzie. Przyczyny tych przestołów możemy podzielić na dwie kategorie:

a) przestoje z powodu normalnego zużycia narzędzi i konieczności ich wymiany;

b) przestoje z powodu złamań narzędzi, przedczesnego zużycia itp.

Wobec tego, że omawiane linie pracowały na trzy zmiany, stopione narzędzia musiały być wymieniane w czasie pracy, co znacznie powiększyło przestoje linii dla wymiany narzędzi.

Mając do dyspozycji narzędzia dobrej jakości można je wymieniać co 4, 8, 12 i 16 godzin, tj. między zmianami i w czasie przerw obiadowych. Stosując tego rodzaju wymianę można bardzo znacznie zmniejszyć przestoje tak z powodu złamań jak i normalnego zużycia narzędzi. W obecnie używanych konstrukcjach wrzecion czas na wymianę narzędzi (wierteł, frezów) jest duży i wynosi 6÷7 min na narzędzie. Czas ten może być znacznie skrócony przy użyciu szybko mocujących zacisków i szablonów, pozwalających szybko mocować narzędzie na daną długość⁷⁾. Aby uniknąć złamań wiertel, gwintowników itp. należy stosować w najbardziej niebezpiecznych wypadkach specjalne uchwyty ochronne⁸⁾. Aby uniknąć dalszych uszkodzeń, np. na skutek złamania wiertła w otworze, należy stosować urządzenie kontrolujące głębokość otworu przed następną operacją i wyłączające automatycznie linię w wypadku, gdyby otwór nie miał właściwej głębokości, względnie gdyby tkwił w nim kawałek złamanego narzędzia⁹⁾. Obecnie mają miejsce znaczne przestoje z powodu łamania gwintowników. Przestoje te mogą być znacznie zmniejszone drogą wprowadzenia urządzeń oczyszczających otwory z wiórów¹⁰⁾, urządzeń smarujących gwintowniki i przez zastosowanie uchwytów zabezpieczających. Po wprowadzeniu tych ulepszeń przestoje z powodu uszkodzeń i wymiany narzędzi powinny zmniejszyć się 2÷3 razy w stosunku do obecnych.

Przestoje wskutek uszkodzeń urządzeń elektrycznych są niewielkie w porównaniu z omówionymi już stratami czasu. Obecnie wypada średnio na 1 aparat około 0,01% całkowitej sumy przestołów. Główną przyczyną uszkodzeń bywa zazwyczaj nie wystarczająca jakość aparatury elektrycznej.

⁷⁾ N. I. Michajłow w art. „Nakładka i oswojenie awtomatycznych stanoczných linii“ podaje przykłady takich szablonów, używanych w praktyce.

„Awtomobilnaja Promyszlennost“ rok 1949 nr 1 str. 10.

⁸⁾ S. A. Nikitin w artykule „Prismienienie awtomatycznych linii pri obrabotkie kolenczatyh wałow dwigatielej“ wspomina o użyciu tego rodzaju uchwytu dla wiertel, zastosowanego przez jedną z fabryk amerykańskich.

Awtomobilnaja Promyszlennost rok 1949 Nr 9 str. 23.

⁹⁾ Tego rodzaju urządzenie używane w liniach awtomatycznych jest opisane w Maszynostrojenie tom 9, str. 662.

¹⁰⁾ Awtomobilnaja Promyszlennost r. 1949 nr 1, str. 9.

Należy dążyć do centralizacji sterowania i do wprowadzenia aparatury kontrolnej, która sygnalizowałaby, w którym odcinku linii powstało uszkodzenie; skróciłoby to znacznie czas potrzebny do wynajdywania uszkodzonych aparatów.

Przestoje z powodu uszkodzeń aparatury hydraulicznej także nie przewyższają 0,01% na 1 aparat i są powodowane głównie przez stosowanie niewłaściwych materiałów. Np. żeliwne koło zębate pompy olejowej wyrabiano się często, wobec tego zastąpiono je kołem stalowym, obrobionym cieplnie; zdarzały się wypadki ucieczki oleju, przez co różne mechanizmy ulegały przedwczesnemu zużyciu. Obecnie większość tych braków została usunięta.

Tak więc pewność pracy urządzeń hydraulicznych można podwyższyć przez dokładniejsze i lepsze ich wykonanie i przez dobre ich utrzymanie. Przestoje wynikające z powodów organizacyjnych są największe. Związane są one głównie z nieusuwaniami uszkodzeń we właściwym czasie, z opóźnianiem wymiany narzędzi, z nierównomiernym dostarczeniem odlewów na przenośnik itd., a także z pracą linii na 3 zmiany, co jest zjawiskiem nienormalnym. Straty te można zmniejszyć do połowy.

Jak widać z omówionego materiału linie automatyczne wykazują wystarczająco wysoki procent wykorzystania czasu roboczego; nie mniej jednak przestoje są jeszcze dość duże i można je znacznie zmniejszyć.

TABLICA III. Przestoje na jedną obrabiarkę w linii automatycznej.

Rodzaj przestoju	Przestoje w % całkowitego czasu pracy	Podział przestołów w %
Urządzenia mechaniczne	0,54	16,1
Urządzenia elektryczne	0,14	4,2
Urządzenia hydrauliczne	0,04	1,2
Narzędzia	1,31	38,9
Powody organizacyjne	1,33	39,6
Razem	3,36	100,0

Sumaryczne przestoje na jedną wielowrzecionową głowicę w linii nie przewyższają 3,4% (tablica III) a nie 20% jak twierdzili dawniej różni specjaliści.

Tak więc poprawiając dalej konstrukcję obrabiarek i ich mechanizmów, jakość ich wytwarzania, warunki ich pracy i konserwacji, można zmniejszyć przestoje do 2÷2,5% na jedną obrabiarkę wielowrzecionową.

Jak widać przestoje linii automatycznej składającej się z 10 obrabiarek, wynoszące około 35% czasu roboczego, można będzie zmniejszyć do 20÷25% lub więcej. O możliwościach tego świadczą wyniki pracy linii A 421—A 434 składającej się z 14 obrabiarek, gdzie przestoje wyniosły tylko 25,64%.

3. Określenie ilości obrabiarek w linii automatycznej na podstawie czasu ich efektywnej pracy

Najważniejszą cechą obrabiarek i urządzeń pomocniczych w linii automatycznej jest ich pewność ruchu. Przerwy w ruchu jednej obrabiarki wzgl. urządzenia zatrzymują całą linię; przy powtarzaniu się tego rodzaju przestojów ostatecznie wydajność linii automatycznej spada silnie.

Ważne więc dla linii będzie określenie zależności pomiędzy współczynnikiem pewności ruchu oddzielnych obrabiarek linii automatycznej, czasem ich efektywnej pracy i całkowitą długością linii (ilością obrabiarek w linii).

Obserwując jedną obrabiarkę w linii automatycznej w ciągu jednostki czasu można czas obserwacji podzielić w sposób następujący:

1) obrabiarka pracuje (pod słowem obrabiarka należy tu rozumieć samą obrabiarkę, oprzyrządowanie, część przenośnika i odnoszące się do niej wszelkie urządzenia hydrauliczne i elektryczne),

2) obrabiarka ma przestój z powodu jej uszkodzeń,

3) obrabiarka ma przestój z powodu uszkodzeń innej obrabiarki w linii automatycznej,

Przy założeniu, że całkowity czas obserwacji danej obrabiarki równy jest 1 (jedności) i oznaczając:

Q_n — czas efektywny pracy danej obrabiarki.

r_n — czas przestoju danej obrabiarki z powodu jej uszkodzeń.

P_n — całkowity czas przestoju danej obrabiarki z powodu jej uszkodzeń i z powodu uszkodzeń innych obrabiarek w linii,

n — ilość obrabiarek w linii automatycznej, otrzymamy:

$$P_n + Q_n = 1.$$

Przy założeniu, że wszystkie obrabiarki podlegają w równej mierze uszkodzeniom w ciągu bardzo długiego okresu czasu i biorąc pod uwagę, że jeżeli przestój powstał wskutek jednoczesnego uszkodzenia np. 2-ch obrabiarek, to przestój będzie dwukrotnie dłuższy niż z powodu uszkodzenia tylko jednej obrabiarki, gdyż będą one naprawiane kolejno. Czas przestoju obrabiarki r_n wyniesie:

$$r_n = \frac{P_n}{n}.$$

Stosunek czasu efektywnej pracy danej obrabiarki do czasu przestojów danej obrabiarki z powodu jej uszkodzeń oznaczamy przez S , przy założeniu, że warunki pracy są ciągle takie same (tj. jakość narzędzi, jakość obrabianego materiału itd.):

$$S = \frac{Q_n}{r_n}.$$

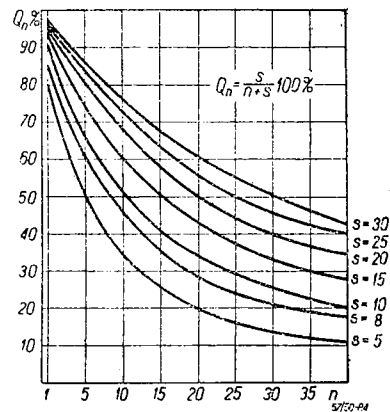
S charakteryzuje przy wszystkich wyżej podanych założeniach pewność ruchu obrabiarek w linii.

Stąd zależność pomiędzy Q_n i S będzie:

$$Q_n = \frac{S}{n + S}$$

Dla niektórych wielkości S zależność tę przedstawimy wykreślnie (rys. 4).

Z wzoru i rysunku widać, że przy założeniu jakiegos S czas efektywnej pracy linii maleje



Rys. 4.

wraz ze wzrostem ilości obrabiarek w linii. Aby przy powiększeniu n , czas efektywnej pracy pozostał ten sam należy zwiększyć S , tj. zwiększyć pewność ruchu obrabiarek. Dla lepszego zilustrowania przytoczymy przykład cyfrowy.

Typowa obrabiarka zespołowa używana w liniach automatycznych pracowała efektywnie 465 min., przestoje wynosiły 15 min., a więc czas całkowity 480 minut.

$$Q_1 = \frac{480-15}{480}; r_1 = \frac{15}{480}; S = \frac{480-15}{15} = 31$$

Z obrabiarek o tej samej pewności ruchu została zbudowana automatyczna linia produkcyjna, ilość maszyn 40, takt 2 min.

Jeżeli linia pracuje bez żadnych przerw, wydajność = $\frac{480}{2} = 240$ szt./zmianę.

Jeżeli na każdą obrabiarkę przypadnie 15 min przestoju:

$$Q_{40} = \frac{31}{40 + 31} = 0,44$$

wydajność = $\frac{480}{2} \cdot 0,44 = 105$ szt./zm.

Analogicznie obliczamy wydajność dla odcińków linii składających się z 5, 10 i 20 obrabiarek. Wyniki zestawiamy w tabelicy IV przy założeniu, że takt linii pozostaje stały i że dla obsłużenia samodzielnie pracującego odcinka linii potrzeba 2 robotników.

TABLICA IV. Wydajność linii automatycznych

Ilość obrabiarek w samodzielnie pracującym odcinku linii	1	5	10	20	40
wydajność w sztukach na 8 godz.	232	207	181	146	105
ilość robotników zatrudnionych	40	16	8	4	2

Jak widać z tablicy IV rozbitcie całej linii automatycznej, składającej się z 40 obrabiarek na np. 4 samodzielnie pracujące linie (odcinki linii) ustawione kolejno jeden za drugim i z magazynami międzyoperacyjnymi pomiędzy tymi odcinkami, wpłynie na zwiększenie wydajności o 76 szt. na zmianę.

Robotników musimy w tym wypadku zatrudnić 8 zamiast 2.

Długie linie składające się z wielkiej ilości obrabiarek opłaca się stosować, gdy przestoje na 1 obrabiarkę będą b. małe, tj. gdy wszelkie urządzenia mechaniczne, hydrauliczne i elektryczne linii oraz narzędzia pracują bardzo pewnie.

Oczywiście w praktyce przeciętne przestoje przypadające na 1 obrabiarkę będą różne dla różnych obrabiarek i należy to uwzględnić przy projektowaniu linii. Ilość więc obrabiarek, które wejdą w skład poszczególnych, samodzielnie pracujących odcinków mogą być różne.

Jak widać z tego rozmowania i przytoczonych przykładów liczbowych, ze względu na możliwe przestoje linia nie powinna być długa, najlepiej jeżeliby miała $6 \div 8$ obrabiarek. Z drugiej strony należy dążyć do całkowitej obróbki danego detalu, co może wymagać znacznie większej ilości operacji. W ostatecznym więc wyniku najpraktyczniejszym rozwiązaniem będzie podzielenie linii na kilka odcinków, po $6 \div 8$ obrabiarek, związanych ze sobą w jedną całość, systemem wspólnego elektrycznego sterowania.

Każdy odcinek w razie przestoju musi mieć możliwość wykonywania pracy oddzielnie, to znaczy musi mieć swój własny system transportu i zamocowania części obrabianych oraz swój system automatycznego sterowania.

W razie uszkodzenia na jednym z odcinków zostaje on unieruchomiony, a wszystkie inne odcinki zaczynają pracować niezależnie jeden od drugiego. W tym celu pomiędzy nimi muszą być przewidziane niewielkie składy międzyoperacyjne; ilość części półobrobionych w każdym z nich musi być zwiększana lub zmniejszana, stosownie do potrzeb w wystarczająco dużych granicach ¹¹⁾.

¹¹⁾ Dyskusja w sprawie linii automatycznych, ich wydajności i ilości obrabiarek w linii pomiędzy J. B. Erpszerem i prof. G. A. Szaujanem, Stanki i Instrument 1949 nr 3.

4. Zadania na przyszłość

Zadania na przyszłość wyznaczone przez Komitet Techniczny Ministerstwa pozwalają nam pobieżnie zorientować się w szerokim zakresie zagadnień będących obecnie w opracowaniu w odniesieniu do linii automatycznych.

Oberne doświadczenia co do operacji wiertarskich i wytaczarskich, a także wystarczające wyniki pracy automatów frezarskich i tokarskich w niektórych liniach świadczą o możliwości użycia do pracy w liniach automatycznych frezarek, szlifierek, maszyn do kół zębatach itd. Przykładem możliwości tego rodzaju konstrukcji obrabiarek może być automat szlifiarski wykonany w E. N. I. M. S. ¹²⁾

Prace przy konstruowaniu linii automatycznych w kuźniach, prasowniach i odlewniach będą dalej prowadzone, ze względu na korzystne wyniki prac dotychczasowych.

Budowa linii automatycznych dla montażu, zwłaszcza drobnych wytworów (łożyska toczne) znacznie poprawi warunki produkcji i podniesie wydajność pracy.

Aby osiągnąć jak najlepsze wyniki, należy skupić wysiłki na automatyzacji procesów wytwórczych typowych dla masowo występujących części, jak koła zębata, wały, łożyska itp. Budowa typowych linii automatycznych dla podobnych części znacznie poprawi zagadnienia automatyzacji w przemyśle motoryzacyjnym i maszyn rolniczych ¹³⁾. Jednocześnie powinny być doprowadzone do końca prace, których celem jest doprowadzenie do całkowitej obróbki w liniach automatycznych takich części jak wały korbowe, wały rozrządu itp.

Dotychczasowe doświadczenia przy przechodzeniu na produkcję na liniach automatycznych wykazały konieczność bardzo dokładnego przemyślenia i przerobienia całego procesu technologicznego. Przede wszystkim chodzi tu o obranie jednej bazy i o jak największe zmniejszenie ilości zmian położenia przedmiotu obrabianego.

Po ustaleniu przebiegu procesu obróbki należy go sprawdzić jak najdokładniej w praktyce, a zwłaszcza zwrócić uwagę na mocowanie przedmiotów w przyrządach, na zachowanie się narzędzi i trwałość ich ostrzy, na zachowanie koniecznych tolerancji wymiarowych. Należy również określić warunki skrawania (szybkość skrawania, posuwu, grubości wiorów).

Dla części skomplikowanych, zwłaszcza gdzie jest konieczna kilkakrotna zmiana położenia przedmiotu i wielka ilość operacji, należy jak już wspomniano podzielić linię automatyczną na parę (lub kilka) odcinków mogących pracować niezależnie od siebie ze składami międzyopera-

¹²⁾ Eksperymentalnyj Naucznyj Instytut Metalorezuszczych Stankow.

¹³⁾ S. A. Nikitin „Awto-matizirizowanije cechi“ Awto-mobilnaja Promyslennost 1949 r. nr 1 tłumaczone na polski, Przegląd Mechaniczny, rok 1949.

cyjnymi, co pozwoli znacznie zmniejszyć sumaryczne przestoje całej linii, w wypadku przestoju na jednym z jej odcinków.

Konstrukcje obrabiarek dla linii automatycznych powinny być konstrukcjami normalnymi z możliwością użycia ich w zwykłych liniach produkcyjnych. Stosowanie specjalnych obrabiarek, wykonywujących tylko wąski zakres operacji dla obróbki tylko jednej części, dopuszczalne jest tylko w wyjątkowych wypadkach. Używane obecnie narzędzia w większości wypadków nie mają cech nieodzownych dla użycia ich w liniach automatycznych, a przede wszystkim wymagają zbyt częstego ostrzenia. Narzędzie w linii automatycznej musi wytrzymać jedną zmianę. Narzędzia należy konstruować w ten sposób, aby można je było szybko ustawić na wymiar i zamocować⁷⁾.

W dziedzinie przyrządów kontrolno-pomiarowych osiągnięto znaczne wyniki i szereg nowych konstrukcji pracuje w liniach automatycznych. Szczególnie korzystnie wypadły przyrządy pneumatyczno-elektryczne¹⁴⁾. Aparatura elektryczna na ogół nie odpowiada wymaganiom stawianym przez warunki pracy linii automatycznych. Konieczne jest wyprodukowanie szeregu nowych typów aparatów i wypracowanie nowych schematów elektrycznych dla linii automatycznych. Obecne konstrukcje urządzeń

hydraulicznych dają dużą pewność ruchu, ale nastawianie ich trwa długo i są one bardzo czułe na temperaturę i jakość oleju. Konieczne jest wyprodukowanie standartowych aparatów do kontroli ciśnienia, mechanizmów posuwów i obrotów, charakteryzujących się łatwością nastawiania i pewnością w pracy. Konstrukcje przenośników w wyżej opisanych liniach są proste i niezawodne w pracy, ale istnieje jeszcze za mało typów. Należy opracować konstrukcje przenośników dla takich detali jak koła zębate i drobne przedmioty dla obróbki tokarskiej.

Po zapoznaniu się z podanymi w artykule źródłami można sobie w przybliżeniu zdać sprawę z dorobku uczonych, konstruktorów i warsztatowców radzieckich w dziedzinie linii automatycznych.

ŹRÓDŁA:

1. A. E. Prokopowicz: „Stankostrojenie i awtomatizacja proizwodstwiennych processow w Maszynostrojenii“. Stanki i Instrument, rok 1949, Nr 11, str. 1—3.
2. G. M. Zuzanow: „Agregatnyje Stanki“ str. 185—189.
3. Maszynostrojenie: t. 9, str. 656—662.
4. J. E. Erpszer: „Wiestnik Maszynostrojenia“ rok 1948 nr 10, str. 31—39.
5. P. B. Erlich: „Opredielenie czisła stankow w awtomatycznej linii ischodia iz wierojatnowo wremiena ich poleznoj raboty“. Stanki i Instrument 1949, nr 5.
6. J. B. Erpszer: „O niekotorych teoreticznychich woprosach awtomatizacji pctocznych linii“. Stanki i Instrument 1949, nr 3.

Zarys organizacji produkcji ciągłej (potokowej)

inż.-mech. mgr fil. ZBIGNIEW NAWROCKI

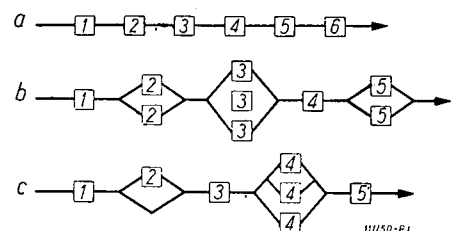
Zasady ogólne. — Takt produkcji potokowej. — Synchronizacja operacji potoku. — Dodatkowe cechy produkcji potokowej. — Wydajność produkcji potokowej.

1. Zasady ogólne

Kośćcem produkcji potokowej są linie produkcyjne tj. łańcuchy stanowisk roboczych, następujących kolejno po sobie w porządku procesu technologicznego. Z każdą linią jest związany jeden lub kilka procesów technologicznych, odnoszących się do wykonania jednej lub kilku określonych części. Łańcuch stanowisk roboczych może być prosty (rys. 1a) lub złożony (rys. 1b, c).

W praktyce fabrycznej niekiedy trzeba odstąpić od zasady utrzymania technologicznej kolejności w rozstawieniu stanowisk roboczych; w niektórych wypadkach trzeba wynosić z linii poszczególne operacje, w innych — dla lepszego wykorzystania urządzeń — wprowadzić na linię części dla niej obce.

Linia, na której wykonuje się jedną część, jest typową dla produkcji masowej. Na jednej linii można produkować kilka części w ten sposób, że pewne części omijają niektóre stanowiska pracy. Po wykonaniu serii sztuk jednej części, stanowiska pracy wspólne dla kilku części, trzeba zwykle przezbudzić dla innej części. Należy zaznaczyć, że



Rys. 1. Schemat linii: a — prosty, b — przy istnieniu równoległych stanowisk roboczych, c — przy wykonywaniu na linii kilku części.

¹⁴⁾ A. N. Małow. Kontrolnyje Stanki i prysposoblenia.

organizacja potokowa w produkcji seryjnej jest mało rozpowszechniona, jednak może znaleźć zastosowanie przy starannie przemysłowym doborze części i przy zastosowaniu konstrukcyjnej normalizacji części. Ilustracje obu typów organizacji potokowej podaje tablica I.

TABLICA I. Dzienny program produkcji linii 1 i 2

Nr linii	Nr części	Program miesięczny	Dzienny program produkcji													
			S 1	P 5	W 4	S 5	Cz 6	P 7	S 8	P 10	W 11	S 12	Cz 15	P 14		
1	13.10	250	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
2	40.54	250	25	25	—	—	—	25	25	—	—	—	25	25		
	40.28	300	—	—	20	20	20	—	—	20	20	20	—	—		

Najważniejszą cechą organizacji potokowej jest *rytmiczność procesu produkcyjnego*. Żeby proces był ciągły, musi być rytmiczny. Stopień zrytmizowania może być różny: powiemy, że linia pracuje rytmicznie, jeśli daje jednakową ilość sztuk dziennie, jeśli daje jednakową ilość sztuk na godzinę i wreszcie — w wypadku rzeczywistej ciągłości — jeśli daje jednakową ilość sztuk co pewien określony interwał czasu, zgodny z przesuwaniem się części na kolejnych operacjach, czyli na takt. Podstawą tej ostatniej, najsurowszej formy produkcji potokowej jest jednakowa wydajność na wszystkich operacjach. Jeśli nie udało by się utrzymać na wszystkich operacjach jednakowych wydajności, na operacjach o wysokiej wydajności powstałyby przestoje.

Utrzymanie ściśle jednakowej wydajności na wszystkich operacjach nie jest rzeczą łatwą. Jednym z najbardziej rozpowszechnionych sposobów wyrównywania czasów na wszystkich operacjach jest powierzenie robotnikowi wykonywania dwóch lub więcej operacji. Robotnik może je wykonywać albo jednocześnie, tzn. uruchamiając po kolei jedną maszynę po drugiej, dla każdej sztuki osobno, albo pracując partiami, jak pokazuje rys. 2.

Nr operacji	Nr marki robotnika	rozłożenie pracy w godzinach													
		7÷8	8÷9	9÷10	10÷11	11÷12	13÷14	14÷15	15÷16						
1	1	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	
2	2	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	
3	2	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	
	3	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	
4	4	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	

Rys. 2. Wykres pracy na kilku obrabiarkach.

Charakterystycznym wreszcie dla produkcji potokowej jest zastosowanie środków nieprzerwanego transportu czyli wszelkiego rodzaju przenośników o ruchu ciągłym. Trzeba podkreślić, że niejednokrotnie zupełnie wystarczające jest podawanie części z „ręki do ręki“ lub za pomocą środków zwykłego trans-

portu (wózków, żurawi itp.), niemniej jednak w miarę możliwości należy dążyć do zastosowania przenośników o ruchu ciągłym ze względu na ich olbrzymie organizacyjne i ekonomiczne znaczenie. Przenośniki te jeszcze bardziej porządkują ruch części, zapobiegają powstawaniu między-operacyjnych zatorów części, układają części w określonym porządku na poziomie wygodnym dla wykonania operacji, porządkują organizację miejsc pracy, zmniejszają fizyczną pracę robotników, wyrównują pracę całej załogi linii i, utrzymując ją w optymalnym i równym tempie, podnoszą jej wydajność, zmniejszają wydatnie rolę nadzoru mistrzów, a nawet pozwalają ich zupełnie zlikwidować oraz zmniejszyć ilość personelu pomocniczego.

2. Takt produkcji potokowej

Miarą rytmiczności jest *takt* czyli okres czasu między wypuszczeniem z linii dwóch kolejno po sobie następujących części.

Jeśli oznaczyć wielkość produkcji w określonym czasie przez W , przez C rozporządzalny czas, to takt produkcji potokowej T będzie:

$$T = \frac{C}{W}$$

Do obliczeń należy przyjmować okres operatywnego czasu roboczego, tzn. odrzucając okresy przerw na obsługę organizacyjno-techniczną stanowisk pracy, potrzeby osobiste robotników itp. Jako wielkość produkcji należy przyjąć liczbę wyrobów uwzględniającą pewien procent braku.

3. Synchronizacja operacji potoku

Synchronizacją nazywamy wyrównanie wydajności wszystkich operacji potoku. Synchronizację otrzymamy, jeśli trwanie każdej operacji będzie równe lub wielokrotne taktowi.

Praca zmierzająca do synchronizacji rozpada się na dwa etapy: przy projektowaniu linii mamy etap pierwszy czyli *synchronizację wstępną*, przy stabilizowaniu się pracy na linii otrzymamy etap drugi — *synchronizacji ostatecznej*. W pierwszym etapie wychodzimy z czasów kalkulacyjnych, które nie są nigdy zbyt dokładne i ponadto nie uwzględniają wpływu samego potoku.

Podstawową metodą we wstępnym etapie synchronizacji jest rozbitcie operacji na technologicznie niepodzielne zabiegi, które łączymy w ten sposób, że zmieniamy podział starych operacji i tworzymy nowe równe lub wielokrotne taktowi.

Tworzenie nowego podziału operacji jest łatwiejsze przy pracach ręcznych. Z tego powodu potok ściśle zsynchronizowany najczęściej spo-

tyka się na liniach montażowych. Na liniach zmechanizowanych podział operacji jest zależny od charakteru maszyn i przyrządów. W poszczególnych wypadkach należy dążyć do zastosowania maszyn jednostkowych, przystosowanych do wykonywania określonych operacji. Na tablicy II podano przykład wyników pierwszego etapu synchronizacji.

TABLICA II. Przykład projektu synchronizacji

Operacje stare	Czasokres starych operacji	70		3,4	5,8	6,2	3,2	3,7	6,5				
	Numeracja starych operacji	1		2	3	4	5	6	7				
Zabiegi	Zabiegi niepodzielne	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
	Czasokres zabiegów	2,1	3,2	1,7	3,4	1,9	3,9	4,0	2,2	3,2	3,7	2,3	4,2
Operacje nowe	Numeracja operacji nowych	1		2	3		4		5				
	Czasokres nowych operacji	5,3		5,1	9,8		5,4		10,2				

Jak widać z tablicy II, czasokres wszystkich operacji nie jest dokładnie równy lub wielokrotny. W praktyce dopuszczalne są odchylenia do 10%.

Dalsze wyrównywanie czasów następuje w trakcie stabilizowania się pracy na linii. Tutaj jest nieograniczone pole dla pomysłowości, racjonalizatorstwa technologicznego i organizacyjnego. Należy projektować nowe przyrządy i narzędzia oraz udoskonalać organizację stanowisk pracy. Bardzo ważny jest przemyślany dobór i rozstawienie robotników. Mianowicie słabszych należy podstawić na łatwiejsze operacje, a przodowników na trudniejsze.

W ścisłym związku z synchronizacją jest konieczność rozpracowania wszystkich technicznych i organizacyjnych możliwości, służących celowi podniesienia wydajności, jak: zmniejszenie powierzchni i nadatków obróbkowych, użycie specjalnych obrabiarek, zastosowanie narzędzi z twardych stopów, mechanizacja robót ręcznych i automatyzacja mechanicznych, właściwa organizacja stanowisk pracy, praca na kilku obrabiarkach, studium ruchów i czasów itp. Wszystkie te metody oczywiście stosuje się i bez linii, linia jednak zmusza do ich użycia dla celów synchronizacji. Następnie trzeba skoncentrować wszystkie wysiłki w celu stabilizacji procesu obróbkowego. Odnosi się to szczególnie do opanowania nierównomierności czasów roboczych oraz brakowania części na operacjach pośrednich. Linia zmusza do głębokiej analizy i wysiłku umysłowego, żeby zupełnie wykluczyć możliwości powstawania braków czy nawet poprawek. To jest zasadnicze zadanie technika projektującego linię. Nic tak nie dezorganizuje linii jak nierównomierny procent braków wskutek nieopanowania procesu obróbki.

Rozstawienie stanowisk kontroli winno odbyć się na podstawie znalezienia i przestudiowania ognisk i przyczyn powstawania braków. Ogólnym założeniem dla rozstawienia na linii punktów kontroli międzyoperacyjnej jest ustawianie ich nie po każdej operacji, lecz co kilka operacji. Natomiast plan operacyjny tak wniён być opracowany, żeby operacja następna kontrolowała poprzednią, np. przez odpowiednie oprzyrządowanie.

4. Dodatkowe cechy produkcji potokowej

Obliczenie taktu i zaprojektowanie synchronizacji same przez się nie gwarantują utrzymania rytmu pracy. Jest kilka sposobów utrzymania rytmu: pierwszy — to *system zadań*. Każdemu robotnikowi daje się zadanie na krótki okres czasu, najlepiej na godzinę. Rola mistrza polega wtedy na pilnowaniu, żeby wszyscy robotnicy istotnie zachowywali żadaną wydajność w sposób ciągły.

Drugi sposób polega na tym, że na jednej z operacji (pożądane żeby na jednej z pierwszych) za pomocą urządzenia automatycznego lub doboru odpowiedniego rzemieślnika zabezpiecza się ściśle utrzymanie taktu. Przy tym systemie, *operacji nadającej rytm*, mistrzowi pozostaje tylko śledzenie za tym, żeby części nie gromadziły się na dalszych stanowiskach roboczych.

Obu tym sposobom jest wspólne to, że troska o pilnowanie rytmu spoczywa ostatecznie bezpośrednio na samych robotnikach, a odpowiedzialność na niższym personelu kierowniczym.

Ostatnim wreszcie sposobem jest zastosowanie automatycznych urządzeń sygnalizacyjnych, dźwiękowych i optycznych oraz — i to przede wszystkim — mechanicznych przenośników.

Następnie charakterystyczny dla danej linii potokowej jest rodzaj zastosowanych środków transportowych. Należy tu rozróżniać trzy warianty: 1) transport niezorganizowany, 2) transport zorganizowany, specjalny, ale nie zmechanizowany oraz 3) transport zmechanizowany, ciągły.

Transport niezorganizowany nie przyczynia się sam przez się do reglamentacji liczby sztuk podawanych z operacji na operację i nie reguluje okresowości tych podawania. W potoku nie ma przy takim systemie większego porządku: jedni robotnicy mają duży zapas części, inni żaden; poszczególne stanowiska pracy są nieczynne; choć zapasy części dla nich są, lecz nie zostały dowiezione. Ten system niezależnie od tego czy stosuje się ręczne czy zmechanizowane wózki, suwnice, żórawie itp., nie jest racjonalny, choć bardzo rozpowszechniony.

W transporcie zorganizowanym decydującą rolę odgrywają wszelkiego rodzaju przenośniki napędzane mechanicznie lub ręcznie. Już przenośniki nie napędzane mechanicznie

nie stwarzają sprzyjające warunki dla ciągłego dcwozu części wzdłuż potoku. Przenośniki zmechanizowane pozwalają ponadto reglamentować okresowość podawania części.

Nie rzadko w produkcji małoseryjnej jest możliwe włączenie tylko niektórych elementów produkcji potokowej, czyli tworzenie linii tzw. *półpotokowych*. Należy to jednak uważać tylko za stan przejściowy. Z drugiej strony ewolucyjny rozwój form organizacji potokowej prowadzi do jak najpełniejszego zastosowania przenośników zmechanizowanych, a w jeszcze dalszym etapie do całkowitej automatyzacji transportu i samego procesu obróbkowego. Połączenie obu tych tendencji tworzy tzw. *linie automatyczne*.

5. Wydajność produkcji potokowej

Wydajność produkcji potokowej we wszystkich formach jej organizacji, nawet najprostszyc, jest znacznie większa od wydajności warsztatu przy grupowym rozmieszczeniu obrabiarek.

Z jednej strony wydajność ta jest rezultatem udoskonalonego procesu technologicznego, zmechanizowania pracy, zastosowania doskonalszych przyrządów i narzędzi, uproszczenia konstrukcji części itp., jednym słowem jest to zaśnięgą środków, które można użyć i bez potoku, jednak potok zmusza do ich zastosowania.

Z drugiej strony wielka wydajność produkcji potokowej jest prostym skutkiem osoblności właściwych tej formie organizacji produkcji.

Organizacja potokowa przedstawia najdoskonalszą formę zamkniętych gniazd produkcyjnych i przez to znacznie wzmacnia odpowiedzialność robotników oraz mistrza za ilość i jakość produkcji.

Linie potokowe stwarzają bezpośredni, mocny związek wszystkich ludzi, biorących w nich udział. Robotnik w potoku samym rytmem pracy jest zmuszony do zabezpieczenia następnej operacji konieczną liczbą sztuk części i do pośpiechu.

Dzięki krótszej drodze przebiegu znacznie zmniejsza się czas transportu. Przez szybsze podawanie części osiąga się skrócenie cyklu produkcyjnego. Rytmiczność produkcji zabezpiecza równomierną i przez to wydajniejszą pracę.

Specjalizowanie robotników w wykonywaniu określonej operacji przyspiesza nabywanie przez nich wprawy, pobudza ich zainteresowanie dla danej pracy i ducha wynalazczości.

Określone jasno zadanie dzienne i godzinowe daje przejrzystość administracji częściami, upraszcza dokumentację i stwarza ogólny porządek na warsztacie.

Bezwarunkowa konieczność suwerennego opanowania procesu obróbki przez kierownictwo i wzajemne kontrolowanie się robotników zabezpieczają ostatecznie przed powstawaniem braków i poprawek.

Wszystkie te środki, charakterystyczne dla produkcji potokowej i tylko jej towarzyszące, zwiększają wydajność produkcji o dziesiątki procent, obniżają koszt własny produkcji oraz zmniejszają wielokrotnie ilość środków obrotowych.

O wyborze rodzaju i zakresu organizacji potokowej zadecyduje skala produkcji. Produkcja masowa musi oprzeć się na organizacji potokowej. Dalej potok musi być zastosowany do produkcji wielko-seryjnej, gdzie konstrukcja części — jednej lub kilku — pozwala na wykonywanie ich na linii.

Należy szukać dróg przystosowania tych metod również i do produkcji małoseryjnej. Wszędzie tam, gdzie podobieństwo konstrukcyjne i wspólnota dróg obróbkowych pozwoli utrzymać potrzebny poziom obciążenia obrabiarek, i można przeznaczyć do produkcji na linii choćby kilka części, należy ustawić potok seryjny. Tam, gdzie skala produkcji i konstrukcyjno-technologiczna charakterystyka części nie gwarantuje dostatecznie wysokiego obciążenia stanowisk roboczych, należy przejść na produkcję półpotokową lub zastosować tylko niektóre elementy potoku.

Metalowcy!

WIĘCEJ OBRABIAREK, WAGONÓW, LOKOMOTYW, TRAKTORÓW,
NA KTÓRE CZEKA KRAJ!

Z hasel KC PZPR na 1 Maja 1950 r.

Układ tolerancji gwintów na tle tolerancji średnic¹⁾

Prof. dr. inż. WACŁAW MOSZYŃSKI

Rys historyczny układów tolerancji gwintowych na tle rozwoju układu tolerancji średnic. — Dawne układy tolerancji gwintów. — Projekt ISA tolerancji gwintów z 1939 r. — Poprawki wniesione przez Holendrów i nowe projekty francuski i polski, zgłoszone do ISO. — Korzyści stosowania jednolitej drobno-stopniowanej tablicy tolerancji podstawowych, stanowiącej istotną treść projektu polskiego.

Jakkolwiek układy tolerancji gwintowych tworzyły się niezależnie od układów pasowań otworów i wałków, ogólna ich linia rozwojowa wykazuje wiele podobieństwa. Jedne i drugie wyrosły na podstawach czysto empirycznych, przy czym i w jednym i w drugim przypadku środek ciężkości pracy normotwórczej przesunął się w następstwie na badania teoretyczne, dla których doświadczenie stało się tylko sprawdzianem trafności wyboru dróg prowadzonych do ostatecznych rozwiązań. W obydwu też przypadkach zagadnienia układów tolerancyjnych rozwijały się niezależnie w krajach cała angielskiego i w krajach metrycznych, przy czym to przesunięcie środka ciężkości badań z empirii ku teorii w tych ostatnich zaznaczyło się szczególnie wyraźnie. Same podstawy teoretyczne ulegały podobnej ewolucji. Najwyraźniejszym jej przejawem jest przejście w obydwóch przypadkach od początkowo przyjętego arytmetycznego sumowania błędów składowych do ich sumowania geometrycznego, zgodnie z wymaganiami rachunku prawdopodobieństwa.

Najbardziej jednak uderzającą cechą owej ewolucji układów pasowań i tolerancji gwintowych, podkreślającą szczególnie wyraźnie podobieństwo ich dróg rozwojowych, jest stopniowe powiększanie się ilości klas dokładności wykonania. Układy pasowań zjawily się, jako układy jednoklasowe, jeszcze zanim normalizacja przyjęła w krajach przemysłowo produkujących swój obecny charakter urzędowy. W ogromnej jednak większości przypadków bardzo szybko stwierdzono, iż oparcie wytwórczości maszynowej na z góry opracowanych normach tolerancji i pasowań korzystne jest nie tylko w odniesieniu do wyrobów dokładnych, lecz również i średnio dokładnych, a nawet zgrubnych. Wynikiem tego była istna powódź układów pasowań powstałych w różnych krajach w latach dwudziestych. Pasowania stały się „modne”. Można powiedzieć, iż każdy szanujący się kraj za punkt ambicji uważał stworzenie własnego układu pasowań, odmiennego i lepszego od układów poprzednio powstałych. W chwili, gdy w r. 1925—26 podjęto w Polsce prace nad normami pasowań, mieliśmy już przed oczyma cztery układy całkowicie opracowane: niemiecki,

szwajcarski, szwedzki i czechosłowacki, wszystkie wyrosłe z jednego wspólnego pnia, jakim niewątpliwie był układ niemiecki. Uderzające są przede wszystkim wahania ilości klas dokładności w tych różnych układach. Startując z dawniejszych układów jednoklasowych, stworzonych przez przodujące wytwórnie, oraz uwzględniając istnienie w owym czasie już układów dwuklasowych, jak np. dawny układ francuski, układ niemiecki przyjął w 1920 r. 4 klasy dokładności, później powstały układ szwajcarski przyjął 3 klasy, dalszy z kolei, szwedzki 10 klas, ostatni wreszcie, czechosłowacki, 5 klas. Polski Komitet Normalizacyjny miał do wyboru bądź przyjęć jeden z tych czterech układów, bądź śladem poprzedników, opracować jeszcze jeden nowy układ. Istotnie obrano tę ostatnią drogę, jednak po raz pierwszy stworzono układ, który, nie wnosząc nic nowego, stał się jak gdyby syntezą czterech poprzednich układów. Tym sposobem Polska zapoczątkowała w parę lat później podjętą przez ISA pracę scalenia istniejących układów pasowań celem stworzenia jedyne go międzynarodowego układu tolerancji średnic.

Układy tolerancji gwintowych powstawały wszędzie z opóźnieniem paru lat w stosunku do układów pasowań. Jakkolwiek samo zagadnienie tolerowania gwintów jest trudniejsze, niż pasowanie gładkich otworów i wałków, z powodu złożonej geometrycznej budowy gwintu i nieuniknionego sprzężenia błędów średnicy, skoku i kąta zarysu, to jednak prostota pasowań gwintowych i mniejsza ilość koniecznych klas dokładności równoważy poprzednie trudności. Toteż niemal wszędzie od razu przyjęto trzy klasy dokładności i przeważnie ograniczono się do jednego tylko przypadku pasowań suwliwych o zerowym luzie najmniejszym. Niektóre tylko układy przyjęły ponadto pasowania ciasne i luźne.

Nie będziemy tu omawiali norm gwintów całowych, opracowanych w ich krajach ojczyńskich, gdzie dość szybko stworzono wyczerpujące tablice tolerancyjne, całkowicie rozwiązujące tę sprawę. Trudniej przedstawiało się to zagadnienie w odniesieniu do gwintów metrycznych ze względu na mnogość szeregów gwintów drobnozwojowych. Podstawą jego rozwiązania stały się teoretyczne prace prof. Berndta z Drezna, który w drodze szczegóło-

¹⁾ Referat wygłoszony na Konferencji Pomiarowej SIMP w dniu 5. 12. 1949 r. w Warszawie.

wych badań zarówno doświadczalnych, jak i teoretycznych, określił ilościowo poszczególne składniki łącznego błędu podziałowej średnicy gwintu. Zgodnie z ówczesnymi poglądami, na których ukształtowanie się *prof Berndt* wywarł sam wpływ przemożny, przyjął on skok gwintu h , jako parametr niezależny, będący podstawą dla obliczenia łącznej tolerancji średnicy podziałowej. Tolerancja ta $T_{dp} = k \sqrt[3]{h}$ mm, gdzie k jest współczynnikiem klasy dokładności; jest on równy $\sim 0,1$ dla klasy 2, średnio dokładnej. Wzór ten jest, oczywiście, ważny tylko dla gwintu metrycznego zwykłego, dla którego sprawdza się z dostatecznym przybliżeniem zależność $h \approx 0,26 d^{0,75}$. Podstawiając tę wartość do poprzedniego wzoru, znajdujemy zależność między tolerancją średnicy podziałowej gwintu i jego średnicą:

$$T_{dp} \approx 0,51 k \cdot d^{0,375} \text{ mm.} \quad [1]$$

W odniesieniu do gwintów metrycznych zwykłych można było więc, przy wyznaczaniu tolerancji średnicy podziałowej, oprzeć się bezpośrednio na średnicy d gwintu, zamiast na jego skoku h . Minęło jednak kilka lat, zanim myśl ta została urzeczywistniona w projekcie tolerancji gwintowych, opracowanych przez specjalną Podkomisję ISA 2a/1 i ogłoszonym w marcu 1939 r. Tymczasem, wkrótce po przyjęciu w Niemczech w 1930 r. układu tolerancji gwintowych, w 1932 r. powstał układ polski, opracowany w łonie Komisji Normalizacyjnej Departamentu Uzbrojenia¹⁾. Układ ten wprowadza pięć klas dokładności, tworzących prawidłowy postęp geometryczny o współczynniku postępu $\sqrt{2}$: jednakowoż tylko trzy klasy, o współczynniku równym 2, były podstawowymi; pozostałe były pomocniczymi.

I znów można byłoby powiedzieć, że również w dziedzinie tolerancji gwintowych układ polski stał się w pewnym sensie prekursorem późniejszych osiągnięć na terenie współpracy międzynarodowej, tym razem wytyczając drogę zwiększenia ilości klas dokładności i ich wyraźnego zagęszczenia. Podkomisja ISA poszła dalej jeszcze w tym samym kierunku, zmniejszając współczynnik postępu do 1,25, przez co ilość klas zwiększyła się do 7, oraz dodając jeszcze po jednej dalszej klasie, bardziej i mniej dokładnej, dla uwzględnienia wpływu długości skręcenia złącza. Po raz pierwszy w projekcie tym utworzono tablicę podstawowych tolerancji gwintowych. Nie wykorzystano jednak w tym

celu, jako podstawy, tablicy tolerancji otworów i wałków gładkich, lecz stworzono nową tablicę o dwukrotnie drobniejszym stopniowaniu klas dokładności i znacznie grubszym stopniowaniu obszarów średnic.

Dążąc do prostoty układu, pominięto całkowicie wpływ drobnozwojności gwintu na wielkość tolerancji średnicy podziałowej (tzn. pominięto wpływ błędu kąta zarysu gwintu), uzależniając ją jedynie od średnicy gwintu d i od stosunku w/d , gdzie w jest długością skręcenia złącza gwintowego. Przyjęto trzy normalne długości sprawdzianów gwintowych przechodnich $L = 0,32d, 0,8d$ i $2d$, przy czym odpowiadające im sprawdziany nieprzechodnie wyznaczają pola tolerancyjne, rosnące w stosunku 1 : 1,25 : 1,6. Przechodząc więc od średniej do małej lub do dużej długości skręcenia, wystarczy przesunąć się w tablicy tolerancji podstawowych o jedną kolumnę w lewo lub w prawo. Wybuch wojny uniemożliwił przyjęcie projektu ISA z 1939 r.

Z powyższego widzimy, iż projekt ten wniósł szereg poważnych i korzystnych zmian do układów dotychczasowych: 1) stworzył pełną tablicę podstawowych tolerancji gwintowych, która, wraz z klasami pomocniczymi, objęła 13 klas dokładności, wystarczających nie tylko dla gwintów złącznych, lecz również i dla gwintów ruchowych, oraz 2) wprowadziła racjonalne uwzględnienie długości skręcenia złącza. Ujemnymi jej cechami były: a) odmienność tablicy tolerancyjnej od niezwykle bliskiej tablicy układu tolerancji otworów i wałków gładkich, oraz b) zbyt grube stopniowanie obszarów średnic. Ta ostatnia strona ujemna została usunięta w tymczasowej normie holenderskiej V 1494 z marca 1944 r., w której przyjęto obszary średnic wg ciągu R5, a więc o współczynniku $\sim 1,6$, zamiast wg ciągu R 5/2 o współczynniku $\sim 2,5$, jak w projekcie ISA. Dało to dwukrotnie drobniejsze stopniowanie tolerancji w obrębie każdej klasy; tworzyły one ciągi R40/3 o współczynniku

wynoszącym $\sim \sqrt[4]{2}$, zamiast przyjętych w układzie ISA ciągów R20/3 o współczynniku $\sim \sqrt{2}$. Zauważmy, iż ilorazy wykładników 5 i 40/3, oraz 5/2 i 20/3 powyższych ciągów równe są dokładnie wykładnikowi 0,375 w zależności [1]. W założeniu swym budowa obydwu tablic tolerancyjnych rozwiązana jest więc zupełnie poprawnie, odpowiada bowiem ściśle prawu empirycznemu [1], przyjętemu jako podstawa układu tolerancyjnego, i wykorzystuje wyłącznie liczby normalne. Jednak przyjęcie wykładników potęgi 0,375, zamiast bardzo bliskiej mu wartości 0,333, będącej podstawą układu tolerancji średnic otworów i wałków, przekreśliła możliwość bezpośredniego powiązania tych dwóch układów. Mu-

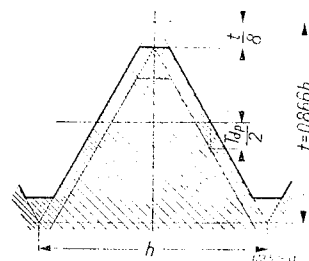
¹⁾ Autorem tego projektu był ś. p. ppłk. inż. *Bolestaw Car*, który poległ we wrześniu 1939 r. w okolicach Nadwórnej. Pierwszy projekt, który nie został przyjęty, będący kompromisem między układami DIN i anglosaskimi, opracowany był w 1931 r. przez ś. p. inż. *Kazimierza Stojanowskiego*.

simy jednak przyznać, iż oparcia ich na jednej i tej samej podstawowej tablicy tolerancyjnej byłoby rozwiązaniem najlepszym. A jesteśmy tak bliscy tego rozwiązania, tym bardziej bliscy, iż, jak wiemy, prawo pierwiastka sześciennego, poczynając od średnic większych od 250 mm, nie odpowiada dobrze tolerancjom otworów i wałków gładkich. Najlepiej więc byłoby przyjąć, od tej średnicy zaczynając, prawo pierwiastka kwadratowego, które pozwoliłoby nam osiągnąć średnice aż do co najmniej 3 metrów. Jeżeli przyjmiemy to rozwiązanie, możemy zbudować bez trudności niezwykle piękną tablicę tolerancyjną podstawowych o skoku tolerancyjnym w obrębie każdej z klas równym 12%, co odpowiada ciągłowi R20; obszary średnic odpowiadałyby więc ciągłowi R 20/3 o współczynniku postępu równym $\sqrt[3]{2}$, w granicach $d = 1 \div 250$ mm, oraz ciągłowi R 10 o współczynniku 1,6 dla $d > 250$ mm. Odnośnie stopniowania dokładności poszczególnych klas, układ tolerancyjny średnic otworów i wałków gładkich od dawna przyjął współczynnik 1,6, a projekt ISA z 1939 r. przyjął współczynnik 1,25; nie ma więc żadnej trudności, aby klasy tolerancyjnej gwintowych przyjąć ściśle zgodne z klasami tolerancyjnymi gładkich, ilościowo podwojonymi przez wtrącenie nowych klas „połówkowych”. Szereg oznaczony liczbą 8 w projekcie ISA z 1939 r., określający tolerancję T_{dp} gwintu metrycznego o średniej dokładności, odpowiadałby dokładnie nowej klasie $11^{1/2}$ układu tolerancyjnego gładkich. Można pójść jeszcze o jeden krok naprzód i jeszcze bardziej zróżnicować skoki tolerancyjne poszczególnych klas, przyjmując je równe 12%, zgodnie z ciągiem R 20, a więc tak samo, jak tolerancje w obrębie każdej z klas. Obok klas „pełnych”, oznaczonych liczbami całkowitymi... 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14..., zjawilyby się nie tylko klasy połówkowe, ale i ćwiartkowe. Jedne i drugie najlepiej jest oznaczyć tymi samymi liczbami, uzupełnionymi literami A, B i C; a więc mielibyśmy klasy ...8, 8A, 8B, 8C, 9, 9A, 9B, 9C..., przy czym literami B oznaczono klasy połówkowe. Wprowadzenie klas ćwiartkowych rozszerza wprawdzie znacznie tablicę tolerancyjną, przedstawia jednak wiele korzyści, dając tablicę tolerancyjną jednolitą, tj. obejmującą w pełnym swym zakresie, zarówno w szeregach, jak i wzdłuż (tzn. w wierszach poziomych, jak i w pionowych kolumnach) te same ciągi tolerancyjne normalnych, wyrażonych w mm liczbami ...0,100 — 0,110 — 0,125 — 0,14 — 0,16 — 0,18 — 0,20 — 0,22 — 0,25 — 0,28 — 0,32 — 0,36 — 0,40 — 0,45 — 0,50 — 0,56 — 0,63 — 0,70 — 0,80 — 0,90 — 1,00.... W każdej kolumnie powtarzałyby się te same liczby, przesunięte jednak o jedno miejsce w górę lub dół, przy przejściu do sąsiedniej klasy po prawej lub po lewej stronie, a więc bezpośrednio

mniej lub bardziej dokładnie. W całej tablicy mielibyśmy więc te same tolerancje wzdłuż linii skośnych, idących z lewa z dołu — w prawo ku górze.

Proponując tak gęste stopniowanie klas mamy na myśli oczywiście, nie estetyczny układ tablicy, lecz ważne względy rzeczowe. Są one następujące.

Wiemy, iż autorzy projektu ISA z 1939 r. pominęli całkowicie wpływ drobnozwojności gwintu na wielkość tolerancyjnej średnicy podziałowej. Uprościło to znacznie układ, ale nie było właściwe, i to dla dwóch przyczyn: po pierwsze — pomijanie wpływu błędu kąta zarysu, do czego się to w istocie sprowadza, nie jest niczym uzasadnione; po drugie, i to jest ważniejsze jeszcze, zubożenie gwintu ułatwia możliwość uzyskania ostrego wierzchołka gwintu. Jak widać bowiem z rys. 1, połowa tolerancyjnej średnicy podziałowej $T_{dp}/2$ nie po-



Rys. 1.

winna być większa od ścięcia wierzchołkowego $t/8 = 0,108 h$, czyli $T_{dp} < 0,216 h$. Zależność ta pozostanie ważna dla wierzchołków gwintu śruby również i po zwiększeniu ścięć wierzchołków gwintu nakrętki, czy to wg projektu ISA z 1939 r., czy to w myśl zaleceń ISO z 1949 r. Z natury rzeczy wynika więc, iż gwint drobnozwojny powinien mieć mniejsze tolerancje średnicy podziałowej, być więc gwintem dokładniejszym, niż gwint zwykły, i to tym dokładniejszym, im bardziej jest drobnozwojny.

W końcu 1948 r. opracowano we Francji nowy projekt tolerancyjny gwintowych, zupełnie odmienny od projektu ISA, uwzględniając w nim wpływ drobnozwojności gwintu i długości skręcenia. Opierając się na wzorze empirycznym, geometrycznie sumującym błędy składowe, oraz na nowych zupełnie, trzech tylko szeregach gwintów drobnozwojnych, obliczono dla nich i dla gwintu metrycznego zwykłego tablice tolerancyjne gwintowych w trzech klasach dokładności²⁾. Tolerancje obrano wg

²⁾ Właściwie klas tych jest cztery. Oznaczono je liczbami od I (zgrubna) do IV (b. dokładna). Jednak gwinty zwykle obejmują tylko klasy I do III, drobnozwojne zaś klasy II do IV. Gwint zwykły oznaczono numerem 40, drobnozwojne zaś kolejno numerami 30, 20, 10.

liczb normalnych ciągu R 10, a więc o skoku 25%; tworzą one ciąg liczb0,100 — 0,125, 0,16 — 0,20 — 0,25, — 0,32, — 0,40 — 0,50 — 0,63 — 0,80 — 1,00..., a więc dwukrotnie rzadszy od przyjętego poprzednio przez nas. Byłoby to wszystko poprawnie rozwiązane. Słabą jednak stroną projektu jest to, iż, w dążeniu do najściślejszego wyznaczenia tolerancji, obliczono — na podstawie wzorów empirycznych — obszary średnic i wyrażone w mm długości skręcenia, niezależnie dla każdego szeregu gwintów. Układ nie posiada więc tablicy tolerancji podstawowych, tej najcenniejszej rzeczy, po raz pierwszy wprowadzonej przez projekt ISA. Czyni to układ mało przejrzystym i nadmiernie złożonym, uniemożliwiając raz na zawsze wszelkie powiązanie z układem tolerancji średnic otworów i wałków gładkich. Tymczasem jest rzeczą oczywistą, iż szukanie nadmiernej dokładności tam, gdzie w gruncie rzeczy posługujemy się grubą empirią, oraz dużymi skokami tolerancyjnymi i długości skręcenia, jest rzeczą zupełnie zbędną, a nawet niewłaściwą, jeżeli ma się to osiągnąć kosztem utraty dużych korzyści, jaką stanowi niezwykła przejrzystość układu, opartego o jednolitą, pełną tablicę tolerancyjną.

I właśnie to drobne stopniowanie tej tablicy, uzyskane dzięki wprowadzeniu klas ćwiartkowych, umożliwia dostatecznie subtelne stopniowanie tolerancji podziałowej przy zmianie drobnozwojności gwintu. Normy nasze przewidują dość dużą ilość ich szeregów; oznaczono je literami B, C, D, E i F, zachowując literę A dla gwintu zwykłego. Możemy poszczególne szeregi przydzielić do kolejnych ćwiartkowych klas, dzięki czemu tolerancje średnic podziałowych w gwintach dokładnych, średnio dokładnych i zgrubnych, (które oznaczmy tu literami 1, 2, 3, kojarzonymi z powyższymi literami), ułożyłyby się harmonijnie wewnątrz podstawowych tolerancji gwintowych³⁾.

W tablicy tej uwzględniono też jednocześnie długości w skręcania złącza gwintowego, określone przez stosunek w/d . Ujęcie to, zgodnie z projektem ISA z 1939 r., jest bardziej celowe, niż oparcie się na ilości n zwojów pozostających w skręceniu, lub na długości L złącza. Jeżeli bowiem rozpatrujemy nakrętki określonego typu, to właściwie stosunek w/d pozostaje w nich niezmienny. Mamy więc np. nakrętki niskie, zwykłe, wysokie i długie, dla których stosunek ten wynosi 0,5, 0,8, 1,25 i 2. Jak widzimy, pierwsze dwie nakrętki mieszczą się w obszarze $w/d = 0,32 \div 1$, mogą być więc

sprawdzone jednym i tym samym zespołem sprawdzianów. W każdym przypadku w grę nie będzie wchodzić więcej, niż trzy obszary stosunku w/d .

Drugą, również bardzo ważną korzyścią jaką możemy wyciągnąć z tak drobno stopniowanej tablicy tolerancyjnej, jest możliwość zastosowania jej przy obliczaniu tolerancji wymiarów powierzchni innych, niż walcowe powierzchnie otworów i wałków. Nie będziemy się zatrzymywać tu nad tym zagadnieniem, nie mającym nic wspólnego z tolerancjami gwintowymi. Zaznaczymy jedynie, iż tolerancje wymiarowe wyznaczamy w tych przypadkach na podstawie przeliczeń, którymi wyniki z łatwością będziemy mogli zawsze podciągnąć pod jedną z dostatecznie drobno stopniowanych wartości tolerancji podstawowych, popelniając błąd nie przekraczający $\pm 6\%$, zamiast $\pm 12\%$ lub nawet $\pm 25\%$, co miałyby miejsce przy uwzględnieniu tylko połówkowych lub tylko pełnych klas dokładności.

Wreszcie drobne stopniowanie klas powinno oddawać ogromne usługi w budowie narzędzi, wykonywanych i zużywanych w ściśle założonych granicach wymiarowych, pozostających w określonym stosunku do wyjściowego obszaru tolerancji wykonania przedmiotu. Dotyczy to zarówno narzędzi roboczych, jak wiertła, rozwiertaki, frezy rowkowe (palcowe i krążkowe) oraz gwintowniki, tj, tych narzędzi, których wymiary robocze bezpośrednio stanowią o wymiarach obrabianych przez nie powierzchni, jak też i przyrządów obróbkowych, oraz przede wszystkim wszelkich sprawdzianów. Wychodząc z tolerancji T wymiaru D lub B obrabianego lub sprawdzanego przedmiotu, odpowiadającej jednej z klas tablicy, możemy tolerancje T_n wymiaru narzędzia, przesunięcie e odpowiadającego jej pola tolerancyjnego i zapas Z na zużycie przyjąć równe odpowiednio dobranemu ułamkowi k tolerancji T . Jeżeli k przyjmować będzie wartości 0,9 — 0,8 — 0,7 — 0,63 — 0,56 — 0,50 — 0,45 — 0,4 — 0,36 — 0,32 — 0,28 — 0,22 — 0,20 — 0,18 — 0,16 — 0,14 — 0,125 — 0,11 — 0,1..., zawsze możemy znaleźć od razu pewien ciąg wielkości liczbowych odpowiadających jednej z klas tablicy, określających poszukiwane wartości T_n , e lub Z . Wiemy też, iż owe ułamki k nie mogą zachowywać wartości niezmiennych w granicach rozległych zmian wymiaru wyjściowego D lub B , dla którego określona była tolerancja T . Dzięki subtelności stopniowania klas tolerancyjnych bez trudności będziemy mogli jednak wyznaczyć obszary graniczne owych parametrów D lub B , przy przekroczeniu których zmieniać będziemy o jeden tylko 12%-towy skok wszystkie wartości współczyn-

³⁾ Patrz „Wiadomości PKN“ 1950 r. str. 159. Podobnie ujęty projekt układu tolerancji gwintowych został przekazany przez Polski Komitet Normalizacyjny do ISO (Międzynarodowej Organizacji Normalizacyjnej).

ników *k*. Takie ujęcie rzeczy ogromnie ułatwia pracę zarówno konstruktorowi narzędzi i przyrządów, jak też ich wykonawcom.

Należy podkreślić, iż dzisiejsza tablica podstawowych tolerancji średnic otworów i wałków nie jest tablicą zbudowaną jednolicie; zarówno obszary średnic, jak i tolerancje rosną w niej dość nieregularnie. Mimo więc ogólnej dokładnej zgodności jej z tablicą, jaką utworzyłyby klasy całkowite opisaną wyżej tablicy tolerancji gwintowych, między tablicami zachodzą nieuniknienie niewielkie miejscowe różnice.

Przyjęcie jednolitej tablicy tolerancji gwintowych nie mogłoby pociągnąć za sobą jednoczesnego zastąpienia przez nią obecnej tablicy tolerancji średnic otworów i wałków. Można jednak oczekiwać, iż mogłoby to nastąpić przy

pierwszej rewizji międzynarodowego układu tolerancji średnic⁴⁾.

⁴⁾ Bliższe oświetlenie niektórych z poruszonych wyżej zagadnień znaleźć można w artykule autora pt. „Możliwości jednolitego ujęcia zagadnienia tolerancji wymiarowych obróbki zimnej“, ogłoszonym w „Wiadomościach PKN“, zeszyt 5, str. 193 z 1949 r.

Projekt tolerancji gwintowych ISA z 1939 r. omówiony jest w „Wiadomościach PKN“, zeszyt 3, str. 138 z 1948 r., a jego krytyczne oświetlenie znajduje się w tym samym zeszycie, str. 97. Dalsze materiały, dotyczące zagadnienia tolerancji gwintowych znajdują się w „Wiadomościach PKN“, zeszyt 4, str. 188 z 1948 r. i zeszyt 1, str. 43 z 1949 r.

Zagadnienie liczb normalnych oświetlone jest w artykule ogłoszonym w „Wiadomościach PKN“, zeszyt 10, str. 433 z 1948 r. W tym samym zeszycie, str. 467, zamieszczony jest projekt PN/N-02100 — Liczby normalne.

Pojazdy mechaniczne na XXIII Międzynarodowych Targach Poznańskich

inż.-mech. ADAM MINCHEJMER

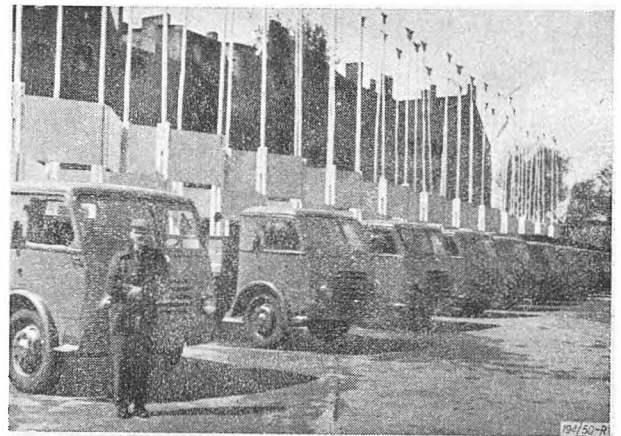
Rozwój produkcji i zastosowanie samochodów oraz pokrewnych pojazdów mechanicznych odgrywa coraz większą rolę w rozwoju przemysłu, współczesnej techniki i gospodarki. Znajduje to swoje należyte odbicie i na Targach Poznańskich, na których z roku na rok stoiska obejmujące samochody, ciągniki i pojazdy robocze są coraz to większe i zawierają coraz liczniejsze i ciekawsze eksponaty.

Samochodowe stoiska tegorocznych Targów Poznańskich dały znów piękny obraz dalszego postępu i rozwoju twórczości motoryzacyjnej państw Demokracji Ludowej oraz przegład wielu nowych ciekawych konstrukcji, odzwierciedlających współczesne tendencje rozwoju techniki samochodowej.

Pięknie reprezentował się przede wszystkim nasz własny Przemysł Motoryzacyjny. Ciężarowe samochody *Star 20* wyszły już z okresu produkcji eksperymentalnej i stały się już popularnym zjawiskiem na naszych drogach i ulicach. Na Targach Poznańskich wystawiono prócz dużego zespołu normalnych seryjnych samochodów ciężarowych *Star 20* (rys. 1) również prototypy dwóch pochodnych odmian: bardzo ładnie rozwiązanego ciągnika siodłowego o zmniejszonym rozstawie osi i z nacząpą o ładowności 5 ÷ 6 ton (rys. 2) oraz podwozia dla małego autobusu. Podwozie autobusowe *Star* różni się od normalnego podwozia ciężarowego zwiększeniem rozstawu osi

i zastosowaniem w związku z tym dzielonego wału napędowego oraz obniżeniem ramy, usztywnionej skrzyżowanymi ukośnymi poręczkami.

Zakłady *Ursus* wystawiły również duży zespół swych ciągników w dwóch wykonaniach: na obręczach żelaznych — dla zastosowania wyłącznie rolniczego, oraz na kołach gumowych i resorowaną przednią osią (rys. 3).



Rys. 1. Polskie samochody *Star 20* na Targach Poznańskich.

Poza tym obok znanych już poprzednio motocykli *SHL*, motopomp *M 80* i *M 200* z dwusuwowymi silnikami — jednocylindrowym chłodzonym powietrzem, i dwucylindrowym chło-

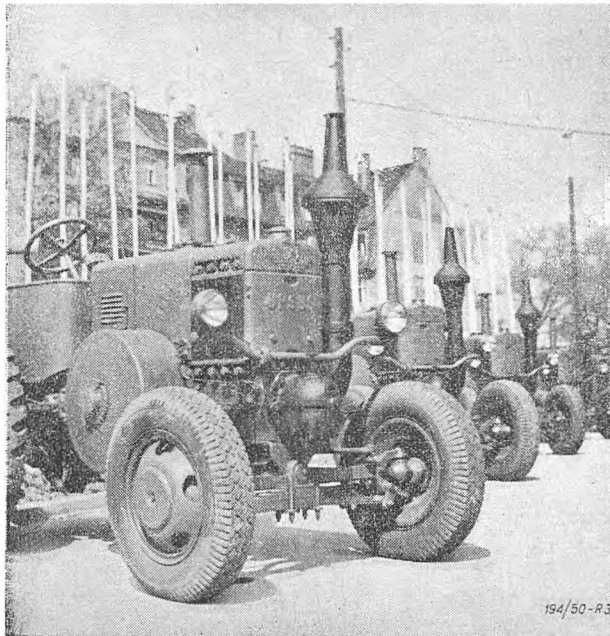
dzonym wodą, oraz prócz rolniczych jednocylin-drowych poziomych silników wysokopreżnych S 60 o mocy 7÷12 KM w zależności



Rys. 2. Ciągnik siodłowy Star 20 z naczepą.

od ilości obrotów — wystawiona została również seria prototypów wysokopreżnych silników przemysłowych S 61, S 62, S 63 i S 64. Są to pionowe rzędowe silniki 1, 2, 3 i 4-o cylindrowe o elem ntach wspólnych z silnikiem S 60, z mokrymi wymiennymi tulejami i posiadające oddzielne głowice dla każdego cylindra.

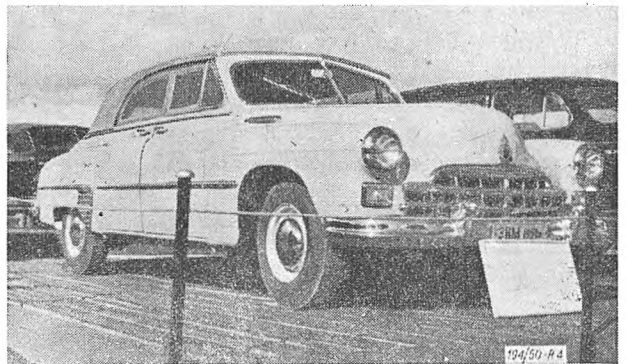
Najbardziej imponująco przedstawiał się dział radzieckich pojazdów mechanicznych. Jego największą sensacją był nowy model dużego osobowego samochodu ZIM (rys.4) — który wchodzi w bieżącym roku



Rys. 3. Ciągniki rolnicze Ursus 45.

na produkcję w Zakładach Imienia Mołotowa w Gorkim. Jest to typ pośredni między *Pobiedą* i dużym luksusowym samochodem

ZIS-110. Pokazano go w dwóch wykonaniach: jako karetę i jako wóz otwarty — convertible. Nadwozie o pięknych nowoczesnych liniach, pełnej szerokości bez wyodrębnionych błotników, jest wykonane jako samonośne. W wozie otwartym płyta podłogowa jest w oryginalny sposób usztywniona dodatkowymi krzyżującymi się ukośnie belkami skrzynkowymi. Sześciocylin-drowy silnik o pojemności 3,45 l jest zasadniczo silnikiem ciężarowego samochodu GAZ-51, doprowadzonym do mocy 90 KM przy 3600 obr/min. Sprzęgło hydrauliczne, skrzynka biegów trój-biegowa ze zmianą biegów drażkiem na kierownicy. Zawieszenie kół rozwiązane jest analogicznie jak w samochodzie *Pobieda* — przód niezależny z dwiema parami trójkątnych wahaczy poprzecznych, sprężynami śrubowymi i stabilizatorem skrętnym; tył natomiast sztywny z podłużnymi, półelip-tycznymi resorami piórkowymi w metalowych



Rys. 4. Nowy radziecki samochód osobowy ZIM.

pokrowcach i osadzonymi w tulejkach gumowych. Zachowano również charakterystyczne rozwiązanie tylnego wspornika resoru w postaci elastycznego szerokiego płaskownika, wygiętego w kształt podkowy i przymocowanego jednym ramieniem do ramy nadwozia.

W tylnym moście zamiast pochwy trójdzielnej zastosowano pochwę składaną ze środkową częścią odlaną stanowiącą obudowę przekładni napędowej. Główna przekładnia hypoidalna.

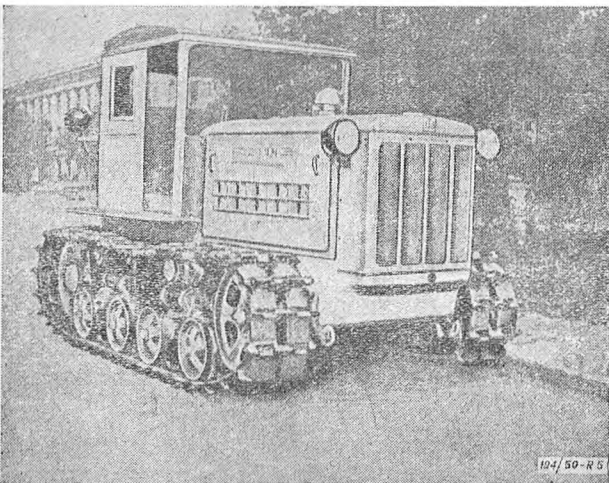
Spośród typów znanych już nam z poprzednich Targów, z eksploatacji i z opisów w prasie technicznej, pokazano ponownie samochody osobowe ZIS-110, *Pobieda* i *Moskwicz* o różnych nadwoziach; ciężarowe: GAZ-51 o ładowności 2,5 t i pochodny od niego GAZ-63 terenowy z napędem na obie osie, ZIS-150 o ładowności 4 t oraz pochodne od niego: ZIS-151 terenowy sześciokołowy o wszystkich 3 osiach napędzanych i ZIS-585 z samowyladowczym nadwoziem-wywrotką, JAZ-200 o ładowności 7 t z silnikiem wysokopreżnym i jego odmianę MAZ-205 z samowyladowczym nadwoziem-wywrotką, duży autobus ZIS-154 o samonośnym nadwoziu, i z wysokopreżnym silnikiem umieszczonym na tyle i przekładnią elektryczną.

Nowością natomiast był średni autobus ZIS-155 o samonośnym nadwoziu analogicznym do poprzednio wspomnianego typu ZIS-154, ale o konwencjonalnym układzie mechanizmów napędowych: gaźnikowy silnik z podstawowego typu ZIS-150 umieszczony na przodzie i normalne mechaniczne przekładnie napędowe.

Nowością były również specjalne odmiany podstawowych typów: samochodu typu ZIS-150 dla robót wiertniczych ze składaną wieżą i napędem świdrów, oraz 5-cio tonowy żuraw na podwoziu MAZ-205. Ciekawie rozwiązany jest w obu tych wozach napęd dla dodatkowych urządzeń. Napęd ten pobierany jest bowiem nie z dodatkowej przekładni umieszczonej na skrzynce biegów, ale ze skrzynki rozdzielczej, umieszczonej między skrzynką biegów a główną przekładnią napędową. Pozwala to wykorzystać dla tych napędów różne przełożenia skrzynki biegów.

Wśród pojazdów transportowych wystawione były również elektryczne wózki magazynowe oraz elektryczny wózek-podnośnik.

W dziale ciągników rolniczych obok znanego już średniego gąsienicowego cią-

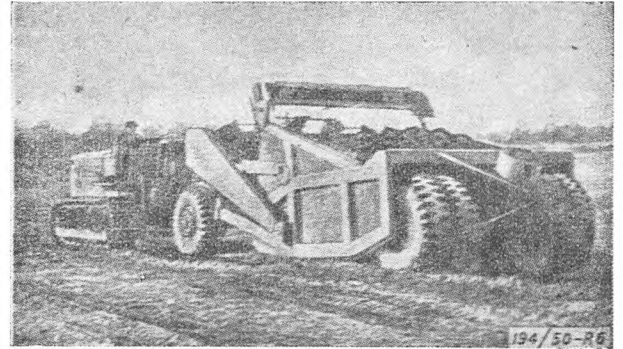


Rys. 5. Nowy radziecki ciągnik gąsienicowy DT54.

gnika KD-35 z silnikiem wysokoprężnym o mocy 35 KM wystawiony był nowy duży gąsienicowy ciągnik DT-54 (rys. 5) również z silnikiem wysokoprężnym o mocy 54 KM. Ciągnik ten, zastępujący dotychczasowe ciągniki ChTZ i STZ-NATI z naftowymi silnikami, stanowi zakończenie etapu przejścia na stosowanie w ciągnikach wyłącznie silników wysokoprężnych. Poza tym wystawiono szereg zmotoryzowanych maszyn rolniczych, znanych już na ogół z poprzednich Targów.

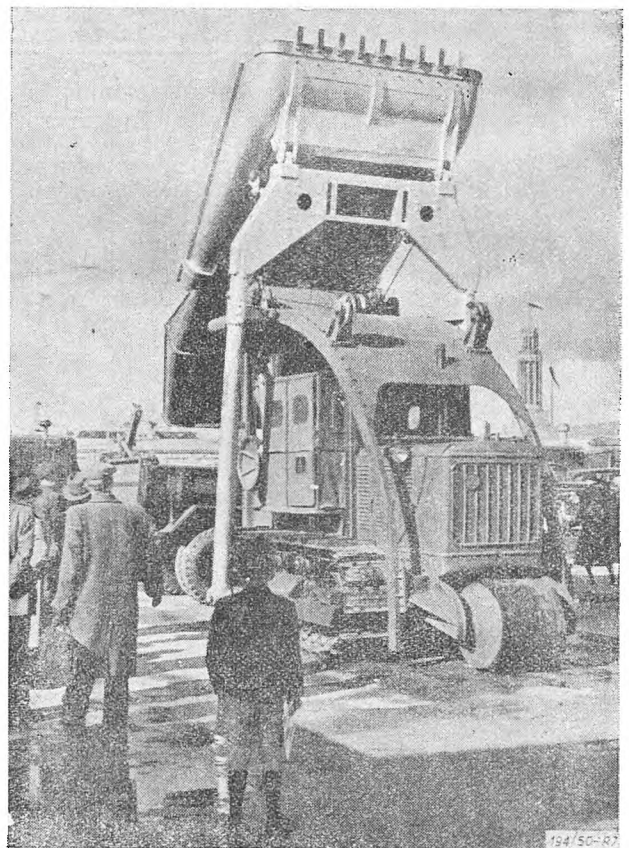
Ciężkie gąsienicowe ciągniki S-80 z wysokoprężnym silnikiem o mocy 92 KM pokazano w dziale specjalnych maszyn do robót ziemnych. Radzieckie maszyny drogowe i budo-

wlane skonstruowane są z maksymalnym wykorzystaniem zespołów i mechanizmów ciągnikowych i samochodowych. Ciągniki S-80 widzieliśmy więc w wykonaniu z wciągarką wielkiej mocy, w przystosowaniu do uciągu z g a r n i a c z y (scraper) D-222 o pojemności 6 ÷ 7 m³



Rys. 6. Radziecki zgarniacz (scraper) ciągniony przez ciągnik S-80.

(rys. 6) i D-213 o pojemności 10 m³ oraz jako ładowniczkę o pojemności łyżki 5 ÷ 6 m³ (rys. 7).

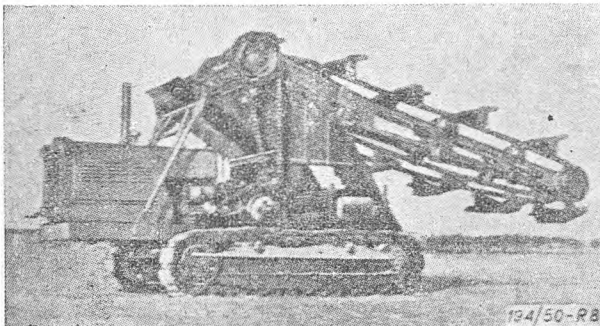


Rys. 7. Ładowaczka na ciągniku S-80 w chwili wysypywania zawartości łyżki.

Zgarniacze przeznaczone są do ścinania warstwy ziemi grubości do 20 cm, która wypełnia przy tym kosz. Po podniesieniu ścinającej krawędzi kosza i zamknięciu przedniej kłapy ziemia przewożona jest na wysypisko. W miarę otwierania kłapy tylna ściana kosza przesuwa się i wypycha ziemię. Oba zgarniacze są dwuosiowe na kołach ogumionych, ale różnią się wymiarami i rozwiązaniem linowego mechanicznego urządzenia sterującego ruchu kosza i kłapy.

Ładowaczka przeznaczona jest do ładowania na platformy kolejowe lub samochody złożonych w zwalach materiałów sypkich (piasku, żwiru, tłuczni czy węgla kamiennego). Łyżka ładowaczki przymocowana jest do ramy osadzonej obrotowo na tylnym końcu belki wózka gąsienicy. Przy napełnianiu łyżki rama jej znajduje się w położeniu poziomym, a ciągnik posuwając się do przodu wbija łyżkę w zwal nabieranego materiału, po czym przy pomocy linowej wciągarki łyżka zostaje podnoszona do góry. Gdy rama znajdzie się w pionowym położeniu, zawartość łyżki zsypuje się po pochylni do ustawionego z tyłu samochodu lub wagonu. Ładowaczka więc „przerzuca“ ładowany materiał „przez głowę“.

Dalszą ciekawą gąsienicową maszyną budowlaną była koparka do rowów *ET-251*, oparta na konstrukcyjnych elementach ciągnika *STZ-NATI* (rys. 8). Posuwając się z szyb-

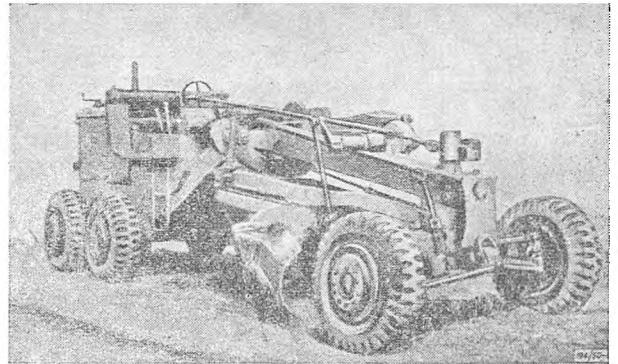


Rys. 8. Radziecka koparka do rowów.

kością 25÷185 m/h wykopuje ona przy pomocy łańcucha czerpakowego rów o szerokości 0,8÷1,1 m i głębokości do 2,5 m. Wydajność kopania wynosi do 135 m³/h. Różną głębokość rowu uzyskuje się przez odpowiednie ustawienie ramy prowadzącej łańcuch czerpakowy. Krótki przenośnik usypuje ziemię obok kopanego rowu.

Pokazane były również dwa wyrównywacze (graders): samobieżny *D-144* (rys. 9) z prostym lemieszem długości 3,5 m i zębowym zrychlaczem oraz ciągniony *D-192* z tarczowym lemieszem średnicy 0,9 m, przeznaczony do ciągnięcia ciągnikiem *S-80*. Samobieżny wyrównywacz jest sześciokołowy. Silnik o mocy

92 KM (ciągnika *S-80*) oraz mechanizmy napędowe umieszczone są na tyle. Na wygiętej belce ramy między przednią osią i tylnym wózkiem zawieszony jest zrychlacz oraz lemiesz, który może być ustawiany w bardzo szerokim

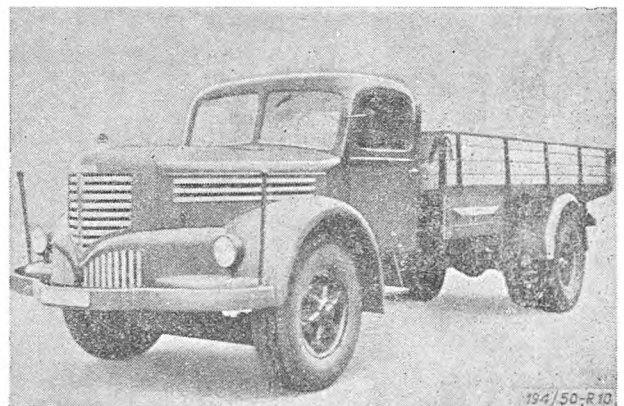


Rys. 9. Radziecki samobieżny wyrównywacz (grader).

zakresie kierunków i położen. Przystawianie zrychlacza i lemiesza wykonywane jest za pomocą silnika. Wyrównywacze tego typu stosowane są do kształtowania poziomych i pochyłych powierzchni wykopów i rowów.

Wyrównywacz z tarczowym lemieszem wyposażony jest w przenośnik, który może przetrzucać zrywaną warstwę ziemi na odległość do 8,5 m lub wysokość do 3,5 m. Przenośnik napędzany jest oddzielnym silnikiem o mocy 52 KM (ciągnik *STZ-NATI*), który służy również do ustawiania lemiesza. Wyrównywacze tego typu stosowane są przy takich robotach jak kopanie płytkich rowów lub wykonywanie nasypów kosztem pobocznego gruntu.

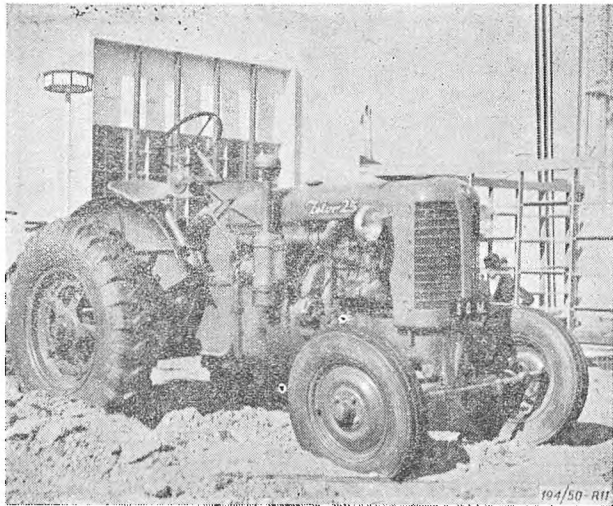
Czeski dział motoryzacyjny był również zapełniony licznymi eksponatami. Widzieliśmy tam znane już u nas z eksploatacji małe samochody osobowe *Skoda 1101* w nowym wykonaniu ze zmianą biegów drążkiem na kierownicy i doskonały średni samochód *Tatra-Plan* o pięknych aerodynamicznych kształtach i umieszczonym na tyle czterocylindrowym silnikiem mocy 45 KM, chłodzonym po-



Rys. 10. Duży samochód ciężarowy *Skoda 706 R*.

wietrzem. Z ciężarówek pokazane były 3-tonowa *Praga* z silnikiem gaźnikowym oraz duża 7-tonowa *Skoda 706 R* (rys. 10) z silnikiem wysokoprężnym mocy 145 KM.

W dziale rolniczym obok ciekawych narzędzi, samobieżnych spryskiwaczy i dwukołowego ciągnika ogrodniczego pokazana została grupa lekkich ciągników *Zetor 25* (rys. 11)



Rys. 11. Czeski lekki ciągnik rolniczy *Zetor 25*.

w różnych przystosowaniach. Między innymi również z podwieszonymi narzędziami, co reprezentuje najnowsze tendencje w dziedzinie mechanizacji uprawy roli.

Z prasy technicznej wiemy, że w Związku Radzieckim opracowane już zostały i wypróbowane podwieszane narzędzia do wszystkich typów radzieckich ciągników rolniczych, a na Targach Poznańskich zobaczyliśmy ciągniki z hydraulicznymi urządzeniami do podwieszonych narzędzi i na innych stoiskach, jak np. włoski gaśienicowy ciągnik *FIAT 35* z silnikiem wysokoprężnym, angielski kołowy ciągnik *Fordson* z silnikiem benzynowym i francuski kołowy ciągnik *Renault*. Ten ostatni ciągnik był ciekawy z dwóch względów: posiadał on podwieszony dwuskibowy pług obracalny oraz gaźnikowy silnik do napędu surówką spirytusową. Silnik ten mocy 35 KM o zwiększonym stopniu sprężania uruchamiany jest na benzynie, a po rozgrzaniu przełączany jest na spirytus. Dla uzyskania należytego odparowania spirytusu, odznaczającego się znacznie większym ciepłem parowania niż benzyna, zastosowano specjalne powiązanie rury wydechowej i ssącej, która jest przy tym osłonięta specjalnymi blaszanymi osłonami, zapewniającymi podgrzewanie rury ssącej przez rurę wydechową na całej długości.

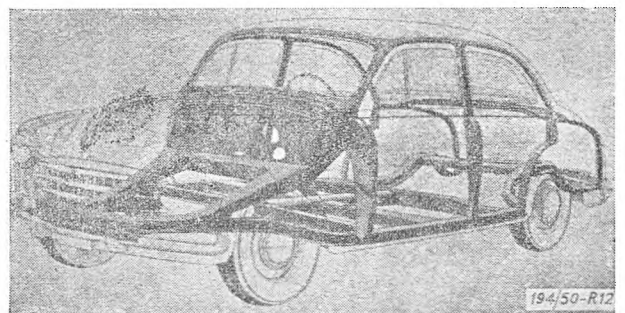
Na stoiskach węgierskich obok znanego już z eksploatacji autobusu miejskiego *Mavag* pokazano wykonany na tym samym podwoziu ładny autobus do komunikacji mię-

dzymiatowej, konstrukcyjnie pokrewny samochód ciężarowy o ładowności 5 t z silnikiem wysokoprężnym oraz mały motocykl *Cepel* z silnikiem o pojemności skokowej 125 cm³.

Na stoisku *Demokratycznych Niemiec* ciekawą nowością był osobowy samochód *DKW* z trzycylindrowym silnikiem dwusuwowym mocy 28 KM. Samochód ten posiada napęd przedni, a rozwiązanie konstrukcyjne podwozia jest analogiczne do poprzednich znanych typów tej marki. Nadwozie o ładnych nowoczesnych kształtach jest stalowe, a rzędowy silnik ustawiony wzdłuż samochodu, zawieszony jest przed linią przednich kół. Silnik wyposażony jest w normalną samochodową prądnicę a układ zapłonowy składa się z normalnej cewki zapłonowej i rozdzielacza.

Szereg ciekawych nowości zobaczyliśmy na stoisku *FIATA*, a przede wszystkim nowy model samochodu *FIAT 1400*, który słusznie wzbudził sensację na rynku wszechświatowym. Jest to zgrabny nieduży samochód mogący pomieścić 6 osób na dwóch szerokich siedzeniach.

Samoniosące nadwozie ma typowe nowoczesne kształty o pełnej szerokości bez wyodrębnionych błotników (rys. 12). Najciekawszym jest jednak rozwiązanie poszczególnych mechanizmów. Górnozaworowy silnik o pojemności 1395 cm³ rozwijający 45 KM przy 4400 obr/min. posiada wstawiane mokre tuleje i odznacza się



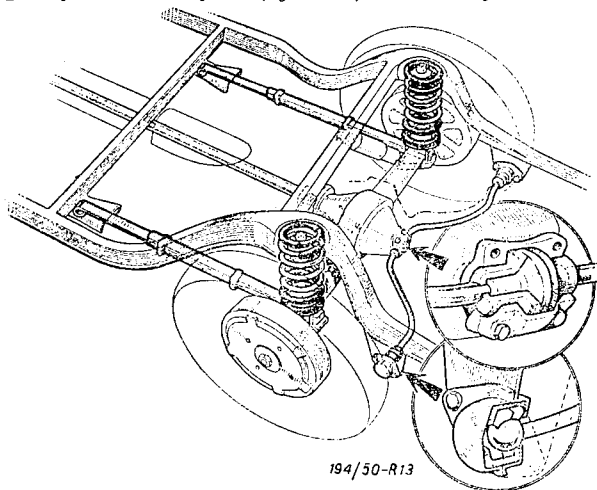
Rys. 12. Konstrukcja samoniosącego nadwozia nowego modelu *FIAT 1400*.

skokiem znacznie mniejszym od średnicy tłoka, bo wynoszącym tylko 66 mm przy średnicy 82 mm! Skrzynka biegów 4-o biegowa ze zmianą biegów drążkiem na kierownicy. Wał napędowy dwudzielny przy czym pierwsza jego część wykonana jest jako wiotki drążek skrętny, a dopiero druga posiada normalną postać rurową. Przegub na wale głównym skrzynki biegów jest specjalnej budowy i napęd przenoszony jest przez grube a zarazem elastyczne wkładki gumowe.

Do tłumienia drgań skrętnych pierwszej części wału napędowego osadzona jest na niej za pośrednictwem pierścieni gumowych luźna rura, stanowiąca tłumik drgań. Wspomniane szczegóły konstrukcyjne zabezpieczają całkowicie przed przenoszeniem się na samoniosące

nadwozie wszelkich drgań i szarpnięć. Główna przekładnia napędowa hypoidalna, tylny most sztywne. Zawieszenie przednich kół niezależne na dwóch parach wahaczy przy zastosowaniu stabilizatora skrętnego, śrubowych sprężyn resorowych i teleskopowych amortyzatorów, umieszczonych wewnątrz sprężyn.

Ciekawym szczegółem zawieszenia tylnego mostu jest zastosowanie resorów w postaci sprężyn śrubowych (rys. 13) oraz drążków re-



Rys. 13. Zawieszenie tylnego mostu nowego modelu FIAT 1400.

akcyjnych, przenoszących siły wzdłużne i momenty, w postaci obustronnie działających ćwierćeliptycznych resorów piórowych, związanych sztywno z pochwą tylnego mostu, a natomiast przegubowo z nadwoziem. Siły poprzeczne przejmowane są przez wiotki wygięty drążek, którego końce są osadzone przegubowo w podłużnicach nadwozia, a środek przymocowany jest do pokrywy przekładni napędowej tylnego mostu. Drążek ten spełnia również rolę stabilizatora. Tylny amortyzator teleskopowy, umieszczone są skośnie w płaszczyźnie pionowej.

Maska silnika jak i wieko kufra zamykane są z wnętrza nadwozia, a koło zapasowe i wlew zbiornika paliwa znajdują się wewnątrz kufra.

Bardzo ładnie przedstawia się również nowa odmiana małego samochodu z czterocylindrowym silnikiem pojemności 500 cm³, zawieszonym przed linią przednich kół. Nowy model ma ładne zmodernizowane obłachowanie przedniej części wozu. Pokazano go z uniwersalnym nadwoziem typu *Giardiniera*.

Fiat wystawił również dwa nowe samochody ciężarowe: model 640N o ładowności 4,5 t z sześciocylindrowym silnikiem wysokopiętnym o mocy 72 KM oraz 680N o ładowności 8 t również z sześciocylindrowym silnikiem wy-

sokopiętnym o mocy 123 KM. Oba te samochody przystosowane są przede wszystkim do uciążliwych przyczep i w stosunku do poprzednich analogicznych modeli 626N i 666N odznaczają się zwiększoną ładownością oraz nieco większą mocą, co przyczynia się do znacznego zwiększenia ekonomiczności ich eksploatacji.

Pokazany był również nowy duży autobus 680RN.

Na stoisku Renault prócz wspomnianego ciągnika oraz znanych już samochodów półciężarowych i małego osobowego z silnikiem pojemności 750 cm³, umieszczonym z tyłu, wystawiony był ciekawy nowy autobus 4-190. Posiada on na wzór *Chaussona* samonośne nadwozie i równomierne obciążenie obu osi, co pozwala na zastosowanie z przodu i z tyłu pojedynczych opon typu *Pilote*. Najciekawsze jest jednak rozwiązanie i umieszczenie silnika. Jest to mianowicie sześciocylindrowy silnik wysokopiętny o mocy 100 KM o poziomych cylindrach, umieszczony pod podłogą na środku autobusu; dostęp do pompy wtryskowej i pomocniczych urządzeń przez klapę w podłodze. Chłodnica znajduje się normalnie na przodzie wozu, a wentylator napędzany jest przez silnik za pomocą wału przegubowego. Pięciobiegowa skrzynka biegów jest oddzielna i umieszczona na połowie odległości tylnego mostu od silnika. Resorowanie za pośrednictwem podłużnych resorów półeliptycznych oraz dodatkowych sprężyn śrubowych w układzie wg patentu *Gregoire'a*, zapewniającym progresywny wzrost twardości w miarę obciążenia. Hamulce oraz servo-mechanizm kierownicy — pneumatyczne.

Anglosaska produkcja samochodowa pokazana została na stoiskach Kopenhaskich oddziałów *General Motors* i *Forda*. Pokazane zostały olbrzymie nowe *Cadillaci* i *Buicki* z hydraulicznymi przekładniami, nowy model *Chevroleta*, angielski *Vauxhall Velox* oraz nowy *Opel Olympia* o zmodernizowanym przodzie i błotnikach oraz ze zmianą biegów drążkiem na kierownicy. Spośród modeli *Forda* wystawiony był nowy *Mercury*. Z ciężarówek: podwozia *Bedforda* i *Fordsona* o nośności 5 t.

Ciekawym eksponatem był nowy sześciocylindrowy silnik *Forda* o pojemności 3,35 l o mocy 90 KM.

Zastosowanie niezależnego zawieszenia przednich kół i otwartego wału napędowego oraz stopniowe przechodzenie na sześciocylindrowy rzędowy silnik stanowi zupełne zerwanie z konstrukcyjną tradycją stosowaną w poprzednich modelach *Forda*.

Produkujemy

więcej, taniej i lepiej.

Z hasel KC PZPR na 1 Maja 1950 r.

DZIAŁ ODLEWNICZY

Dobór i obliczanie układów wlewowych form odlewniczych

inż. KAZIMIERZ HESS

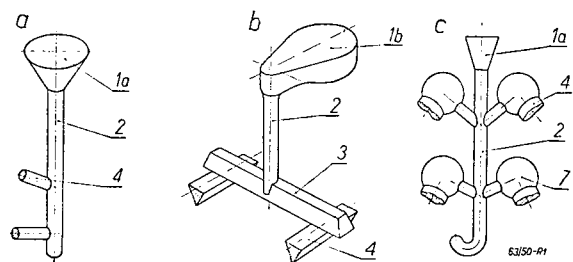
Systematyczna symbolika pojęć, związanych z układem wlewowym form odlewniczych oraz kolejne czynniki technologiczne wpływające na jego kształty i rozwinięcie w przestrzeni formy. — Omówienie szeregu pojęć pomocniczych, jak: ciśnienie przy zalewaniu formy, szybkość zalewania formy, szybkość wypływu metalu z kadzi oraz czas zalewania formy. — Wzory i wykresy do obliczania powierzchni przekrojów wlewów doprowadzających, dla różnych sposobów zalewania formy. — Obliczanie przekrojów dalszych elementów układu wlewowego.

1. Układ wlewowy w pojęciu ogólnym

Układem wlewowym formy odlewniczej nazywamy system kanałów formy, przy pomocy którego doprowadza się ciekły metal do wnętrza formy, w sposób zapewniający uzyskanie zdrowego odlewu. Do układu wlewowego zaliczają się również przelewy oraz wszelkiego rodzaju nadlewy.

Kształty i wymiary układów wlewowych są różne, zależnie od ich zadań oraz od czynników technologicznych (formowania, odlewania, krzepnięcia i studzenia odlewu).

Przykłady typowych układów wlewowych podaje rys. 1, przy czym układ a dotyczy głów-



Rys. 1.

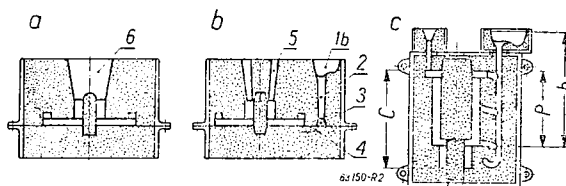
nie ciężkich odlewów stalowych, układ b średnich odlewów żeliwnych, a układ c lekkich odlewów z metali kolorowych.

Schematy całych form z układami wlewowymi zgodnymi z rys. 1 b, c podaje rys. 2 b, c.

Układ wlewowy może ograniczyć się również tylko do nadlewu, przez który wlewa się metal do formy za pośrednictwem lejka, zaformowanego w skrzynce nadstawianej (rys. 2a). Wypadek taki spotyka się często w odlewnictwie staliwa.

W układach wlewowych rozróżniamy następujące elementy, oznaczone na rysunkach liczbami:

- 1 — lejek wlewowy 1a lub zbiornik wlewowy 1b, do których wlewamy metal z kadzi,
- 2 — wlew główny, którym metal spływa do poziomu doprowadzania go do formy,
- 3 — belka wlewowa, rozprowadzająca metal do wlewów doprowadzających; ma ona równocześnie hamować bieg metalu i zatrzymać zanieczyszczenia niemetaliczne; niekiedy nazywamy ją odźwiżaczem poziomym,
- 4 — wlewy doprowadzające, wprowadzające metal do formy,
- 5 — przelewy mające jako zadanie: a) zasygnalizowanie momentu wypełnienia formy, b) wyprowadzenie z formy ewentualnych zanieczyszczeń niemetalicznych, jakie dostały się do formy, c) odprowadzenie gazów z formy, d) zamortyzowanie uderzenia metalu w górną część formy w momencie jej wypełnienia;
- 6 — nadlewy otwarte, mające oprócz zadań wymienionych dla przelewów, zasilić formę ciekłym metalem w okresie krzepnięcia odlewu,
- 7 — nadlewy zamknięte, mające jedynie zatrzymać ewentualne zanieczyszczenia niemetaliczne oraz zasilić formę ciekłym metalem w okresie krzepnięcia odlewu.



Rys. 2.

2. Czynniki wpływające na kształty układów wlewowych

a. Rozwinięcie układu wlewowego w formie, a rozmiary odlewu i skrzynek

Układ wlewowy może być przestrzennie różnie poprowadzony w formie zależnie od rozmiarów i kształtów modelu, rozłożenia powierzchni podziałów oraz stojących do dyspozycji skrzynek formierskich.

Rozróżniamy trzy rodzaje układów wlewowych pod względem ich rozwinięcia przestrzennego:

- 1) przy odlewach dużych, dla których formuje się układ wlewowy przy pomocy kształtek szamotowych, możemy poprowadzić go dowolnie, bez konieczności trzymania się powierzchni podziałów formy. Przykład podaje rys. 1a.

W wypadkach, gdy układ wlewowy wykonuje się wprost w masie formy, może on być dwojako rozwiązany:

- a2) gdy formę mamy zalewać w takim samym położeniu w jakim była ona formowana i składana, układ wlewowy możemy rozwiązać po dwóch kierunkach: wlew główny w pionie, a belki odciążające i wlewy doprowadzające po powierzchniach podziałów formy. Przykłady podają rys. 1b i 2b,
- b3) gdy formę mamy po zaformowaniu obrócić do zalewania o 90°, układ wlewowy możemy rozwinać jedynie po powierzchni podziału formy. Przykład takiego rozwiązania układu wlewowego pokazano na rys. 1c i 2c.

b. Miejsce wprowadzenia metalu do formy, a kolejność krzepnięcia i stygnięcia odlewu.

Części odlewu, do których doprowadzamy metal, są mocniej ogrzane od innych przez przepływający przez nie metal, a w końcu zalania formy pozostaje w nich najgorętszy metal. Wyznaczeniem miejsca doprowadzenia metalu do formy możemy więc regulować rozkład temperatur i kolejność krzepnięcia poszczególnych części odlewu.

Są dwa ujemne zjawiska, występujące w odlewie, zależnie od rozkładu temperatur i kolejności krzepnięcia poszczególnych części odlewu:

- 1) powstawanie skurczowych *jam usadowych* w czasie krzepnięcia metalu,
- 2) powstawanie *naprężeń wewnętrznych* pod wpływem nierównomiernego krzepnięcia i kurczenia się przy studzeniu różnych części odlewu.

Tworzeniu się *jam usadowych* można zapobiegać przez utrzymanie kolejności krzepnięcia,

od dolnych części odlewu ku górnym tak, aby każda część odlewu mogła służyć jako nadlew dla części pod nią krzepnącej. W tym celu odlew formujemy cieńszymi ścianami w dół a grubszy do góry z odpowiednio mocnymi nadlewami. Metal należy doprowadzać wtedy w najgrubszą część odlewu pod podstawę nadlewu, zapewniając dopływ najgorętszego metalu do części górnych, mających krzepnąć na końcu. Jeżeli nie zezwala na to względ na wytrzymałość formy, metal wprowadza się *skadowo* w paru coraz to wyższych poziomach formy, co również zapewni układanie się metalu gorętszego nad zimniejszym. Przykłady podają rys. 1a i 2c.

Opisany sposób nierównomiernego krzepnięcia jest najskuteczniejszy w walce z *jamami usadowymi*, powoduje jednak równocześnie powstawanie największych naprężeń wewnętrznych w odlewie. Części bowiem cieńsze odlewu krzepną wcześniej, kurczą się wcześniej. Części zaś grubsze kurczą się daleko później, w okresie gdy części cieńsze stawiają opór dalszemu skurczowi. W efekcie powstają naprężenia ściskające w ściankach cieńszych, a rozciągające w ściankach grubszych.

Chcąc uniknąć naprężeń wewnętrznych, musi się postępować przeciwnie, jak przy *walce z jamami usadowymi*. Metal winien być wprowadzany do odlewu przez najcieńsze jego ścianki, aby uległy one przegrzaniu, natomiast do części grubszych doszedł już częściowo ostudzony. Zapewni to większą równomierność krzepnięcia i studzenia poszczególnych części odlewu.

Przy doborze miejsca wprowadzania metalu do formy musimy oprzeć się na jednym z wyżej wymienionych sprzecznych ze sobą względów, zależnie od własności zalewanego metalu.

W wypadku wykonywania odlewu z metalu o dużym skurczu (np. stali, brązów specj. itp.) zwalczamy *jamę usadową* przy pomocy układu wlewowego, wprowadzając metal w górne najgrubsze części formy. Ewentualne naprężenia wewnętrzne usuwa się drogą późniejszego wyżarzania.

Przy odlewaniu żeliwa szarego, czułego na naprężenia wewnętrzne, a wykazującego znikomy skurcz krzepnięcia, układ wlewowy doprowadzamy do najcieńszych części odlewu tak, by zagwarantować jak największą równomierność krzepnięcia i powstanie minimalnych naprężeń wewnętrznych.

Dla zilustrowania różnicy między wprowadzaniem staliwa a żeliwa do formy pokazano na rys. 2a i b zaformowanie takiej samej tarczy sprzęgła, przy czym rys. 2a podaje formę, zalewaną staliwem przez nadlew, a rys. 2b przedstawia formę na żeliwo, zalewaną od najcieńszych części tarczy, tj. od obwodu przez odpowiedni układ wlewowy.

c. Hamowanie i odżużlanie metalu, a jego temperatura i lejność.

Temperatura krzepnięcia i lejność metalu oraz kształty odlewu (grubości ścianek) decydują, czy metal musi być szybko wprowadzany do formy, czy też można bieg jego odpowiednio hamować.

Metale o wysokiej temperaturze krzepnięcia i małej lejności powinny być jak najszybciej wprowadzone do formy, zanim metal zdąży stężeć, szczególnie przy odlewach cienkościennych o dużej powierzchni. Wymaga to układu wlewowego jak najkrótszego (rys. 1a), o minimalnej ilości kolan i czynników hamujących przepływ. W tym przypadku nie może być mowy o zatrzymaniu zanieczyszczeń niemetalicznych w układzie wlewowym. Żużel staramy się wtedy bądź zatrzymać w kadzi, bądź umożliwić mu przepłynięcie przez formę i wypłynięcie do nadlewu.

Przy odlewaniu, do form o grubszych ściankach, metali łatwopłynnych i nie grożących szybkim zakrzepnięciem, metal hamujemy możliwie najmocniej w układzie wlewowym tak, aby wpływał on spokojnie do formy i nie wciągnął do niej zanieczyszczeń niemetalicznych.

Taki układ wlewowy winien posiadać szereg załamań i elementów, w których zanieczyszczenia niemetaliczne muszą wypłynąć na górną powierzchnię metalu i tam zostają zatrzymane przez odpowiednie elementy układu wlewowego (zbiornik wlewowy, belka wlewowa i ewentualne nadlewy na układzie wlewowym). Zatrzymanie to jest możliwe jedynie w wypadku stałego zapełnienia metalem całego układu wlewowego. W tym celu suma powierzchni poszczególnych przekrojów układu wlewowego powinna się stale zmniejszać w miarę zbliżania się ich do formy. Coraz to większy opór przepływu powoduje wtedy stałe zapełnienie wszystkich elementów układu wlewowego, konieczne ze względu na możliwość zatrzymania żużla. Przykłady układów wlewowych, umożliwiających zatrzymanie żużla, podają rys. 1b i 1c.

d. Zasysanie gazów przez płynący metal

Jeżeli kanał, którym przepływa metal, nagle rozszerza się, może w miejscu rozszerzenia wytworzyć się podciśnienie wskutek zmiany szybkości przepływu metalu. Powoduje to zassanie gazów z masy formierskiej do strumienia metalu, które nie zdążą już wypłynąć i pozostaną w odlewie w postaci baniek.

Aby temu zapobiec, należy unikać wszelkich nagłych powiększeń przekrojów układów wlewowych, zgodnie ze wskazaniem omówionymi przy zagadnieniu odżużlania.

3. Postawy do obliczeń wymiarów układów wlewowych

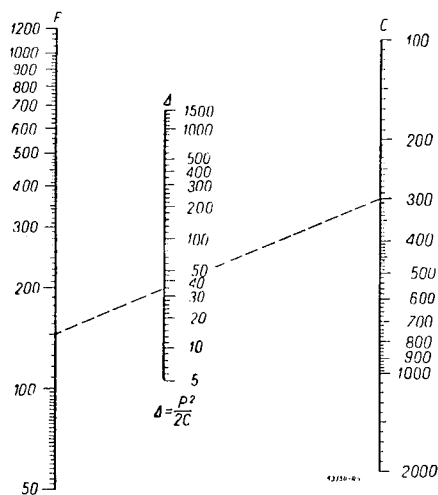
a. Ciśnienie statyczne przy zalewaniu formy

Wartość ciśnienia statycznego metalu przy zalewaniu formy, wyrażona różnicą poziomów metalu w zbiorniku wlewowym i formie, jest zmienna z czasem jej zalewania.

Do obliczeń przyjmuje się jej średnią wartość, obliczoną przybliżonym wzorem H. Dieterta:

$$H = h - \frac{P^2}{2C} = h - \Delta; \quad [1]$$

gdzie (zgodnie z rys. 2c): H — średnie ciśnienie statyczne metalu w cm jego słupa, h — wysokość głównego wlewu, do połączenia go z wnętrzem formy, albo też największy słup ciśnący metal do formy w cm, P — wysokość odlewu nad poziomem umiejscowienia wlewu doprowadzającego metal do formy w cm, C — wysokość odlewu, czyli istotna głębokość formy w cm, $\Delta = \frac{P^2}{2C}$ w cm. Wartość Δ można odczytać z wykresu rys. 3.



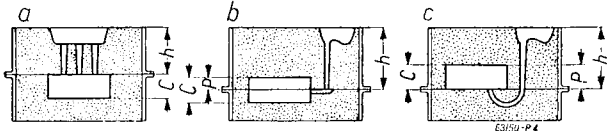
Rys. 3.

Sposób posługiwania się wykresem jest następujący: Na skali P odszukuje się wartość P cm, na skali C wartość C cm. Wartości te łączy się prostą i w punkcie jej przecięcia się ze skalą Δ odczytuje się wartość $\Delta = \frac{P^2}{2C}$ cm.

Wartość H otrzymana z wzoru [1], jest dostatecznie ścisła jedynie dla form zamkniętych ($h > P$). Dla form otwartych ($h = P$) wzór [1] jest bez wartości, gdyż podaje wartość H o 100% za dużą.

Wartości H w szczególnych wypadkach parametrów h , C i P , pokazanych na rys. 4, przyjmuje się następujące:

$$\begin{aligned} \text{wypadek a} \quad & P = C, \quad H = h, \\ \text{„ b} \quad & P = \frac{C}{2}, \quad H = h - \frac{C}{8}, \\ \text{„ c} \quad & P = C, \quad H = h - \frac{C}{2}. \end{aligned}$$



Rys. 4.

b. Szybkość zalewania formy

Wartości najkorzystniejszych szybkości zalewania form są ograniczone różnymi czynnikami technologicznymi.

Maksymalną szybkość zalewania ograniczają: 1) stopień skomplikowania i wytrzymałość formy na jej uszkodzenie, 2) wytrzymałość formy na rozepchnięcie strugą metalu, 3) możliwość odprowadzania gazów, zależna od konstrukcji formy i jej przepuszczalności, 4) sprawność urządzeń podających metal (dźwignic i kadzi).

Minimalną szybkość zalewania ograniczają: 1) temperatura metalu, 2) stopień przegrzania metalu, 3) lejność metalu, 4) grubość ścianek odlewu, 5) przewodnictwo cieplne formy, 6) procent nawilżenia formy, 7) ognioodporność formy.

Czynniki 1-6 wymagają pewnej minimalnej szybkości ze względu na czas zalewania, w którym metal nie powinien stracić swej lejności.

Ognioodporność formy ogranicza zaś czas, po którym forma zacznie pękać i sypać się od przegrzania, przez co wymaga również odpowiedniej szybkości zalewania.

Praktycznie szybkość zalewania formy dobiera się na podstawie najważniejszych spośród tych czynników:

1. metalu i jego własności odlewniczych,
2. wytrzymałości formy,
3. stopnia skomplikowania i oporu formy,
4. grubości ścianek odlewu,
5. wagi odlewu.

Szybkość zalewania formy powinna być tak dobrana, aby przy odpowiednim układzie wlewowym, ruch metalu nie wchodził nigdzie w zakres ruchu burzliwego. Przy ruchu burzliwym szybkość przepływu maleje, a możliwość zniszczenia formy wzrasta.

W odlewnictwie rozróżnia się dwa rodzaje szybkości zalewania formy, charakteryzujące proces odlewania: *szybkość liniową* i *szybkość wagową zalewania*.

Liniową szybkość zalewania formy

określa się wzorem:

$$v_l = \frac{C}{T}; \quad [2]$$

gdzie: v_l — liniowa szybkość zalewania formy w cm/sek, C — wysokość odlewu w cm (wg rys. 2c), T — czas zalewania formy w sek.

Posługiwanie się liniową szybkością zalewania formy jest racjonalne, gdyż jej pojęcie ustala najważniejszy czynnik ze względu na wytrzymałość formy, tj. szybkość przepływu metalu względem ścian formy.

Wartości zalecanych liniowych szybkości zalewania żeliwa i stali w zależności od średniej grubości ścianek odlewu, podaje tablica I.

TABLICA I. Liniowe szybkości zalewania formy v dla żeliwa (wg Henona) i dla staliwa (wg Dubickiego i Izrailewicza).

Ż e l i w o		S t a l	
Srednia grubość ścianek mm	v_l cm/sek	Srednia grubość ścianek mm	v_l cm/sek
ponad 40	0,8 ÷ 1,0	ponad 40	ponad 0,8
10 ÷ 40	1,0 ÷ 2,0	10 ÷ 40	„ 1,0
4 ÷ 10	2,0 ÷ 3,0	7 ÷ 10	„ 2,0
1,5 ÷ 4	3,0 ÷ 10,0	—	—

Wagową szybkość zalewania formy

określa się wzorem:

$$\begin{aligned} v_q &= \frac{Q}{T} = F \cdot v \cdot \frac{\gamma}{1000} = F \sqrt{2gH} \cdot m \cdot \frac{\gamma}{1000} \\ &= 0,0443 F \sqrt{H} \cdot \gamma \cdot m; \quad [3] \end{aligned}$$

gdzie: v_q — wagowa szybkość zalewania formy w kG/sek, Q — waga odlewu z nadlewami i układem wlewowym w kG, T — czas zalewania formy w sek, F — suma najmniejszych przekrojów poprzecznych wlewów doprowadzających w cm^2 , $v = \sqrt{2gH} \cdot m$ — średnia liniowa szybkość przepływu metalu przez przekrój F wlewów doprowadzających w cm/sek , γ — ciężar właściwy metalu w G/cm^3 lub kG/dm^3 , $g = 981 \text{ cm/sek}^2$ — przyspieszenie ziemskie, H — średnie ciśnienie statyczne w cm słupa, metalu, m — współczynnik oporu formy i metalu; wartości jego podaje tablica II.

TABLICA II. Wartość współczynnika oporu formy m do wzoru [3] dla żeliwa i staliwa (wg Dubickiego i Izrailewicza).

Opór formy	Żeliwo w formach		Stal w formach	
	suchych	wilgotnych	suchych	wilgotnych
mały	0,60	0,50	0,50	0,42
średni	0,48	0,42	0,38	0,32
duży	0,41	0,35	0,30	0,25

Wartości podane w tabelicy mogą ulec odchyłkom w zależności od następujących czynników:

1. podwyższona temperatura metalu . . . do +0,05
2. obecność odkrytych przelewów i nadlewów w zależności od stosunku powierzchni przekrojów nadlewów do pow. przekrojów wlewów . . . +0,05÷0,3
3. obecność większych przekrojów belki wlewowej i wlewu głównego aniżeli $F'' > 1,5 F_1$ i $F''' > 2 F_1$ (F_1 — przekrój wlewu doprowadzającego) . . . +0,05÷0,2
4. skomplikowany układ wlewowy z większą ilością wlewów doprowadzających . . . —0,05÷0,1
5. mała przepuszczalność formy . . . do —0,05

Praktyczne wartości wagowych szybkości zalewania formy wahają się w dużo większych granicach, aniżeli wartości liniowych szybkości zalewania.

c. Ciśnienie dynamiczne przy zalewaniu formy

W praktyce spotyka się często zdanie, że szybkość zalewania formy można zwiększyć drogą powiększenia ciśnienia dynamicznego metalu. W tym celu zalewa się formę z większej niż normalnie wysokości.

Odnieść to może skutek jedynie przy układach wlewowych zaopatrzonych w lej wlewowy. Przy układach wlewowych skomplikowanych postępowanie takie jest błędne, gdyż zwiększenie energii kinetycznej wpływającego metalu sprzyja powstawaniu przepływu burzliwego, w efekcie czego szybkość przepływu maleje.

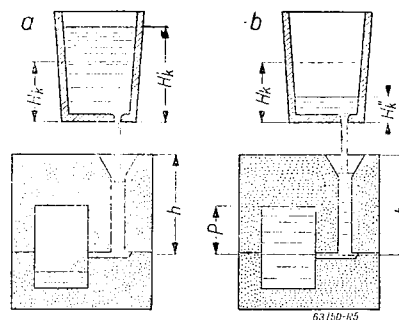
Przy projektowaniu układów wlewowych nie powinno się brać pod uwagę powiększenia szybkości przepływu przez ciśnienie dynamiczne, a oblicza się je tak, aby jedynie pod ciśnieniem statycznym słupa metalu przeprowadzały wymaganą jego ilość do formy.

d. Szybkość wagowa spływu metalu z kadzi

Wagowa szybkość spływu metalu z kadzi jest to ilość kG metalu, jaka spływa z kadzi w ciągu 1 sek. Przy zalewaniu formy przez dziób kadzi może ona być dowolnie różna, zależnie od kąta przechylenia kadzi.

Przy wypływie metalu przez otwór w dnie kadzi szybkość ta jest zależna od wielkości otworu i wysokości słupa ciekłego metalu w kadzi. Wobec zmienności tego słupa do obliczeń przyjmuje się *średnią wagową szybkość wypływu*, określoną wzorem przybliżonym (bez wpływu słupa żużla w kadzi):

$$W = \frac{Q}{T} = F_0 v_k \frac{\gamma}{1000} = F_0 \sqrt{2gH_k} \mu \frac{\gamma}{1000} = F_0 \sqrt{H_k \gamma} \cdot 0,0354 = d^2 \sqrt{H_k \gamma} \cdot 0,0278 \quad [4]$$

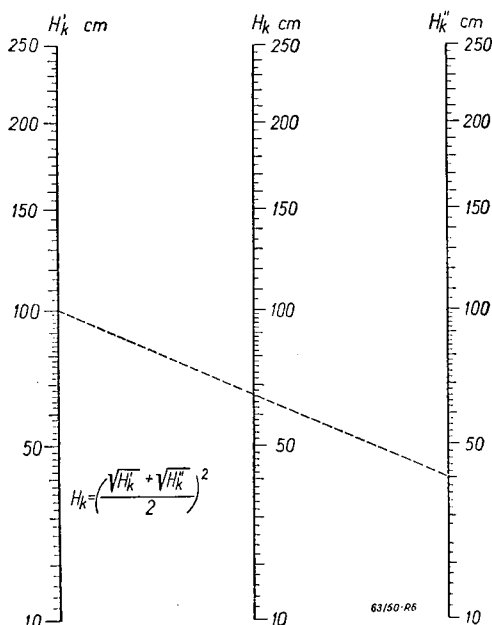


Rys. 5.

gdzie: W — średnia wagowa szybkość spływu metalu z kadzi w kG/sek, Q — waga metalu w kG, jaka spłynęła z kadzi w czasie T sek, T — czas zalewania formy w sek, $F_0 = \frac{\pi d^2}{4}$ — czynna powierzchnia otworu w cm^2 , d — średnica otworu w cm , $v_k = \mu \sqrt{2gH_k}$ — średnia liniowa szybkość wypływu metalu z kadzi w cm/sek ,

$$H_k = \left(\frac{\sqrt{H'_k} + \sqrt{H''_k}}{2} \right)^2 \quad \text{— średnie ciśnienie statyczne (w kadzi) w cm słupa metalu, od początku wypływu (H'_k) do czasu T (H''_k).}$$

Wielkości H_k , H'_k , H''_k pokazuje schematycznie rys. 5. Wartości H można odczytać z wykresu rys. 6, $g = 981 \text{ cm/sek}^2$ — przyspieszenie ziemskie, γ — ciężar właściwy metalu w G/cm^3 lub kG/dm^3 , μ — współczynnik oporu wypływu metalu z kadzi o wartości około 0,8.



Rys. 6.

Wykres rys. 6 może być zastosowany do:

1. odszukanie wartości średniego ciśnienia statycznego metalu H_k dla danych jego skrajnych wartości H'_k i H''_k , w tym celu łączymy punkty wartości H'_k i H''_k odpowiednich skal prostą, a przecięcie się jej ze skalą H_k określi jednoznacznie szukaną wartość średniego ciśnienia statycznego H_k ;

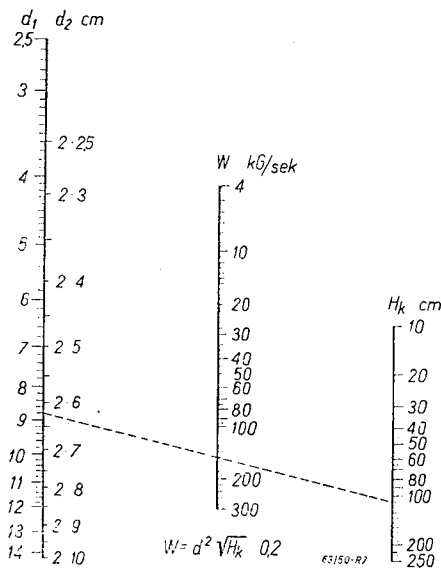
2. dobranie skrajnych wartości ciśnienia statycznego metalu przy splywie H'_k i H''_k tak, aby średnie ciśnienie statyczne wyniosło daną wartość H_k ; w tym celu z punktu wartości H_k na skali prowadzimy prostą, by przecięła skalę H'_k i H''_k w najodpowiedniejszych dla nas wartościach. Rozwiązań można uzyskać wiele, zależnie od kierunku poprowadzenia prostej.

Wzór [4] w zastosowaniu dla żeliwa ($\gamma = 7,3 \text{ G/cm}^3$) przedstawia się następująco:

$$W = 0,2 d^2 \sqrt{H_k}; \quad [4a]$$

gdzie: W , d , H_k — jak we wzorze [4].

Wzór [4a] ujęto w wykres na rys. 7. Wykres ten posiada podwójną skalę średnic otworu: d_1 — średnica otworu w cm przy zalewaniu formy przez 1 otwór kadzi, d_2 — średnica otworów przy zalewaniu formy przez 2 otwory kadzi.



Rys. 7.

Wykres może być trojako zastosowany:

1. odszukanie wartości średniego ciśnienia statycznego metalu H_k przy zalewaniu formy przez otwór kadzi o danej średnicy d_1 tak aby średnia wagowa szybkość wypływu wynosiła wymaganą wartość W ;

2. odszukanie średniej wagowej szybkości splywu metalu W przez otwór kadzi o danej średnicy d_1 przy średnim ciśnieniu statycznym metalu H_k ;

3. dobranie wartości średnicy otworu kadzi d , by przy danym średnim ciśnieniu metalu w kadzi H_k uzyskać jego splyw z wymaganą średnią wagową szybkością W .

Wartości d można dobierać we wszystkich trzech wypadkach z obu skal d_1 i d_2 , zależnie od ilości otworów, przez które wypuszczamy metal przy zalewaniu formy.

e. Czas zalewania formy

Czas zalewania formy jest odwrotnie proporcjonalny do szybkości jej zalewania.

Najwłaściwszy czas zalewania formy jest ograniczony tymi samymi czynnikami, co szybkość zalewania.

Praktycznie dobór czasu zalewania uzależnia się od trzech najważniejszych czynników:

1) własności odlewniczych metalu, 2) wagi odlewu, 3) grubości ścianek odlewu.

Najprostszy wzór na czas zalewania formy uzyskać można ze wzoru [2] na liniową szybkość zalewania formy:

$$T = \frac{C}{v_i} \quad [5]$$

H. Dietert podał dla odlewów cienkościennych do wagi 400 kG empiryczny wzór:

$$T = Q \cdot s \quad [6]$$

gdzie: T — czas zalewania formy w sek, Q — waga odlewu z nadlewami i układem wlewowym w kG, s — współczynnik zależny od rodzaju metalu i grubości ścianek; wartości s dla żeliwa podaje tabela III.

TABLICA III. Wartości współczynnika s do wzoru [6] dla żeliwa.

Średnia grubość ścianek mm	s
2,5÷3,5	1,63
3,5÷8	1,85
8 ÷15	2,20

Wzór dokładniejszy i o szerszym zastosowaniu podał K. A. Sobolew:

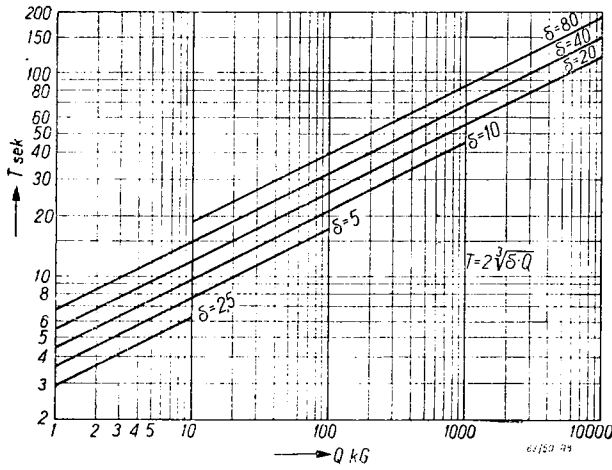
$$T = s_1 \sqrt[3]{\delta \cdot Q} \quad [7]$$

gdzie: T — czas zalewania formy w sek, δ — średnia grubość ścianek w mm, Q — waga odlewu z nadlewami i układem wlewowym w kG, s_1 — współczynnik, zależny od rodzaju metalu i sposobu zalewania formy; wartości s_1 podaje tabela IV.

TABLICA IV. Wartości współczynnika s_1 do wzoru [7].

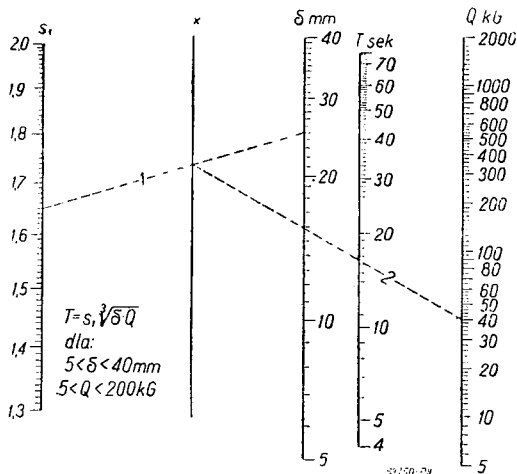
Temperatura metalu i rzadko-płynność	Żeliwo	Staliwo doprowadzone do formy		
		1) syfonowo 2) do grubych części odlewu	Na połowie odlewu lub kaskadowo	1) Z góry 2) Równomiernie do cienkich części odlewu
normalna	1,8÷2,0	1,3	1,4	1,5÷1,6
podwyższona	2,0	1,4÷1,5	1,5÷1,6	1,6÷1,8

Wartości czasu T zalewania formy dla żeliwa, zgodnie z wzorcem [7] przy $s_1 = 2$ podaje wykres na rys. 8. Dla $s_1 = 1,8$ należy wartości otrzymane zmniejszyć o 10%.



Rys. 8.

Wykresy na rysunkach 9 do 11 podają wartości T obliczone wg wzoru [7] dla żeliwa i staliwa z uwzględnieniem wszystkich zmiennych parametrów wzoru. Dotyczą one następujących zakresów grubości ścianek i wag: rys. 9 dla ścianek $5 \div 40$ mm, dla ciężaru $5 \div 2000$ kG; rys. 10 dla ścianek $25 \div 100$ mm, dla ciężaru $100 \div 10000$ kG; rys. 11 dla ścianek $40 \div 150$ mm, dla ciężaru $10 \text{ t} \div 60 \text{ t}$.



Rys. 9.

Sposób posługiwania się wykresami jest następujący: na skalach s_1 i δ odczytujemy wartości s_1 i δ , łącząc je prostą. Od punktu przecięcia się tej prostej ze skalą pomocniczą x prowadzimy drugą prostą do wartości Q na skali Q . W punkcie przecięcia tej prostej ze skalą T odczytuje się szukaną wartość zalewania formy T , dla danych s_1 , δ i Q .

4. Obliczanie elementów układów wlewowych

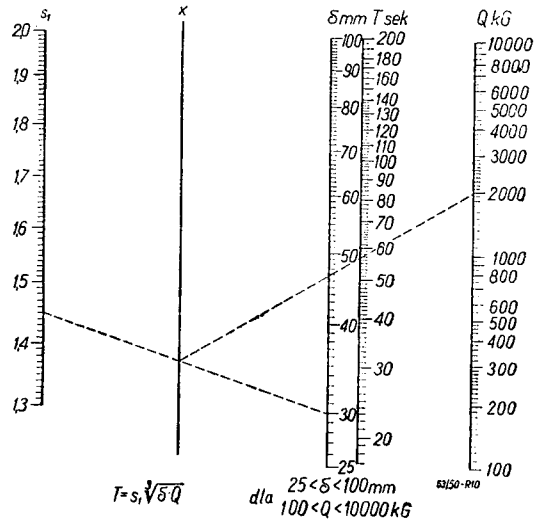
a. Obliczanie przekroju poprzecznego wlewów doprowadzających, przy zalewaniu form przez dziób kadzi.

Do obliczenia sumy najmniejszych przekrojów wlewów doprowadzających przyjmuje się

wzór [3] skąd po przekształceniu uzyskuje się:

$$F = \frac{Q}{T \sqrt{H} \cdot \gamma \cdot m \cdot 0,0443} \quad [8]$$

Wzór [8] można przekształcić, zależnie od tego wg którego z poprzednio wyprowadzonych wzorów zastąpimy czas zalewania formy T .

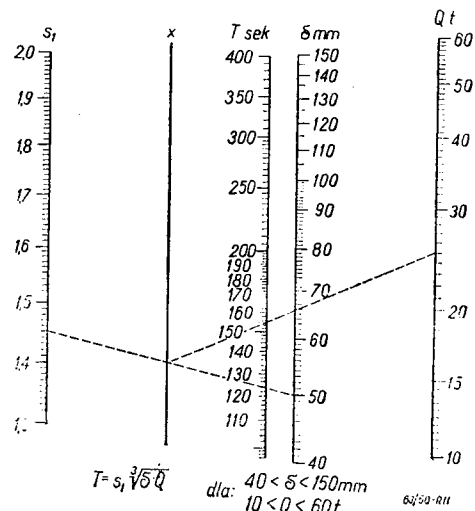


Rys. 10.

Postawiając w miejsce T wzór [6], uzyskamy dla odlewów cienkościennych do 400 kG wzór na F :

$$F = \frac{Q}{\sqrt{Q} \cdot s \cdot \sqrt{H} \cdot \gamma \cdot m \cdot 0,0443} = \sqrt{\frac{Q}{H}} \cdot x \quad [9]$$

gdzie: F , Q , H , γ , m , $0,0443$ — jak we wzorze [3], $x = \frac{1}{\gamma \cdot s \cdot m \cdot 0,0443}$ współczynnik, zależny od metalu, grubości ścianek i oporu formy. Wartości jego składników m i s podają tablice II i III. Wartości współczynników x podają tablice V i VI.



Rys. 11.

TABLICA V. Wartości współczynnika x do wzoru [9] dla żeliwa szarego wg H. Dieterta (przy: $m = 0,34$; $\gamma = 7 \text{ kG/dm}^3$).

Średnia grubość ścianek mm	x
2,5 ÷ 3,5	5,8
3,5 ÷ 8,0	4,9
8 ÷ 15	4,3

TABLICA VI. Wartości współczynnika x dla żeliwa białego do produkcji żeliwa ciągłego wg Niekrytyja (przy: $m = 0,25$; $\gamma = 7,4 \text{ kG/dm}^3$).

Średnia grubość ścianek mm	x
do 5	7,5
5 ÷ 10	6,3
ponad 10	5,5

Dla odlewów większych i o grubych ściankach wzór [9] da za dużo wartości F .

Jeżeli do wzoru [8] wprowadzimy wartość czasu zalewania T wyrażoną wzorem [7], uzyskamy wzór możliwie najdokładniejszy i najprostszy na wartość powierzchni przekrojów wlewów doprowadzających:

$$F = \frac{Q}{\sqrt{H} \cdot \sqrt{\delta} \cdot s_1 \cdot \gamma \cdot m \cdot 0,0443} = Q^{2/3} \cdot \delta^{-1/3} \cdot H^{-1/2} \cdot z \quad [10]$$

gdzie: $z = \frac{1}{\gamma \cdot s_1 \cdot m \cdot 0,0443}$ — współczynnik ten wykazuje już tylko stopień oporu formy.

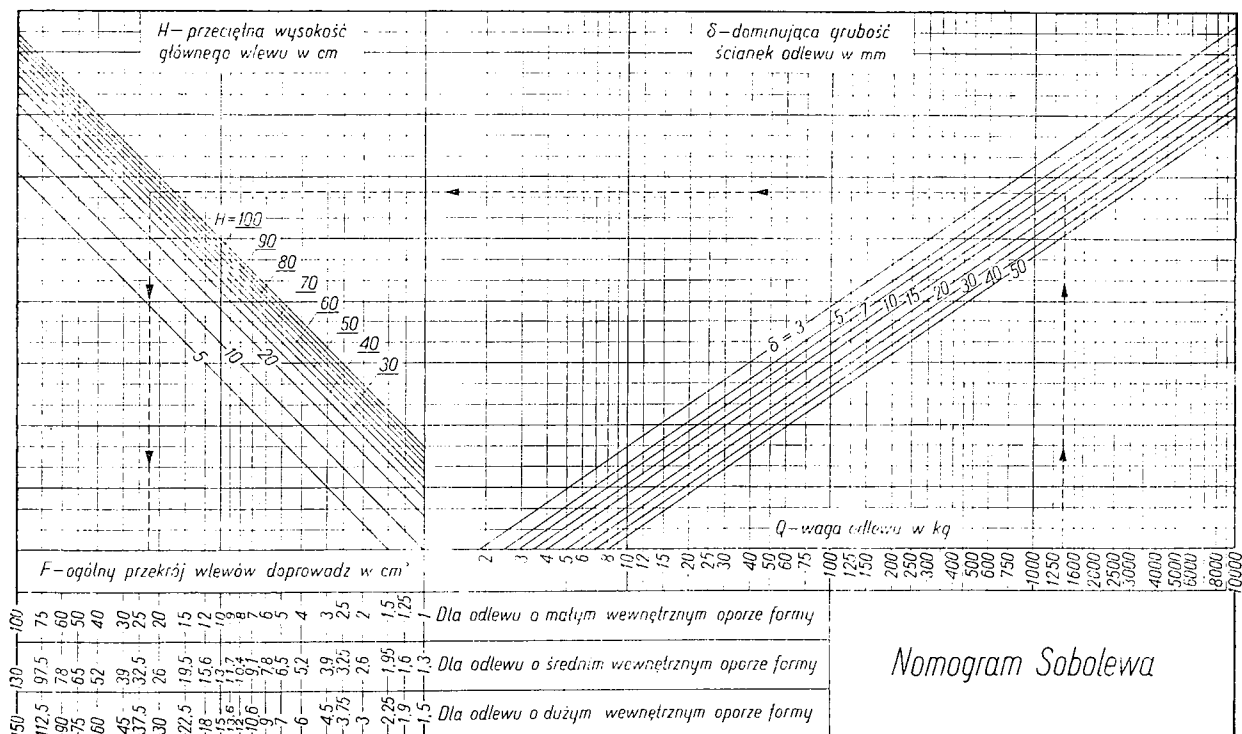
Ponieważ obliczenie wartości F przy pomocy powyższego wzoru jest utrudnione przez ułamkowe potęgi jego składników, K. A. Sobolew ujął go w nomogram, umożliwiający wyznaczenie F na podstawie wartości Q , δ i H . (rys. 12).

Współczynnik z znajduje w nomogramie swój wyraz w 3 różnych skalach wyników wartości F , zależnie od stopnia oporu formy. Nomogram K. A. Sobolewa przewidziany jest dla form wilgotnych. Dla form suszonych można przyjmować wartości F odczytane przy pomocy nomogramu, zmniejszone o 15-20%. Nomogram nie nadaje się dla form cienkościennych o dużym rozstawieniu ścian w przestrzeni, gdyż dla tych form wartości F przezeń podane są za małe. Kierunek posługiwania się nomogramem jest podany linią przerywaną.

b. Obliczanie przekroju wlewów doprowadzających przy zalewaniu form przez otwór w dnie kadzi.

Przy zalewaniu formy przez otwór w dnie kadzi nie można regulować ilości wypuszczonego z kadzi metalu. Dlatego wymiary układu wlewowego muszą być dostosowane do ilości metalu spływającego z kadzi.

Wychodzi się tu z założenia, że wagowa szybkość zalewania formy v_q , określona wzo-



Rys. 12. Nomogram K. A. Sobolewa.

62/5-114

rem [3] musi się równać wagowej szybkości sływu metalu z kadzi W , określonej wzorem [4]:

$$v_q = W.$$

Z równości tej uzyskuj się wzór:

$$F = F_0 \sqrt{\frac{H_k}{H_n}} \cdot \mu = d^2 \sqrt{\frac{H_k}{H_n}} \cdot \frac{\pi \mu}{4m} = d^2 \sqrt{\frac{H_k}{H_n}} \cdot \frac{0,63}{m} \quad [11]$$

$$F_1 = d^2 \sqrt{\frac{H_k}{h}} \cdot \frac{0,63}{m} \quad [11a]$$

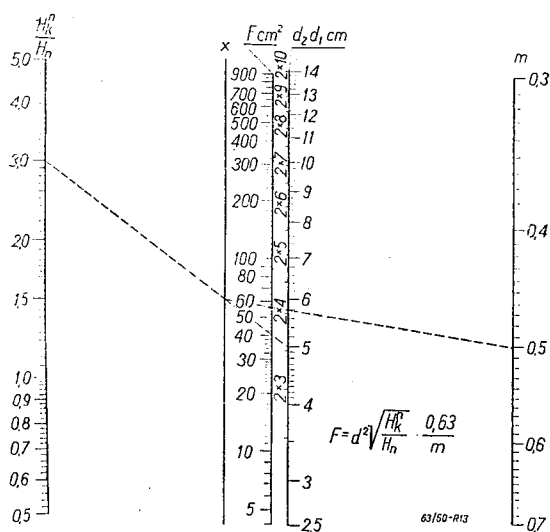
$$F_2 = d^2 \sqrt{\frac{H_k}{h - P}} \cdot \frac{0,63}{m} \quad [11b]$$

gdzie:

F_1 — suma przekrojów wlewów doprowadzających w cm^2 obliczona dla początku zalewania formy (rys. 5a), F_2 — dla końca zalewania formy (rys. 5b), H_n — wartość chwilowego ciśnienia statycznego w cm. słupa metalu, pod jakim metal wpływa do formy, h i P — wg rys. 2c. Pozostałe oznaczenia podano poprzednio.

Wartość F oblicza się dla dwóch skrajnych wypadków, tj. dla początku i końca zalewania formy. Spośród dwóch obliczonych wartości F_1 i F_2 , przyjmuje się wartość większą.

Wzór [11] ujęto w wykres, podany na rys. 13.



Rys. 13.

Sposób posługiwania się wykresem jest następujący: na skali $\frac{H_k}{H_n}$ odnajdujemy wartość $\frac{H'_k}{h}$ lub $\frac{H'_k}{h - P}$, na skali d_1 wartość średnicy otworu d przy zalewaniu formy przez jeden otwór, lub na skali d_2 wartość średnicy otworu d przy zalewaniu formy przez dwa otwory w dnie kadzi. Prosta łącząca odszukane dwa punkty przecina prostą pomocniczą x . Od punktu tego przecięcia prowadzimy drugą prostą do wartości współczynnika oporu formy m na skali m . W miejscu przecięcia się tej prostej ze skalą F odczytuje się szukaną wartość sumy powierzchni przekrojów wlewów doprowadzających F .

c. Obliczenie przekrojów poprzecznych belki wlewowej i wlewu głównego.

Przekroje poprzeczne dalszych elementów, tj. belki odzuszającej F' i wylotu głównego F'' , oblicza się z sumy przekrojów wlewów doprowadzających F , drogą pomnożenia jej przez przyjęte współczynniki. Wartości tych współczynników, polecane przez różnych autorów ze względu na szybkość zalewania i możliwość wstrzymania żużla, podaje tablica VII.

TABLICA VII. Wartości stosunków $F'' : F' : F$, dla żeliwa i staliwa.

Autor	Metal	U w a g i	$F'' : F' : F$
Dane niemieckie		dla odlewów dużych i średnich	2 : 1,5 : 1
Dubicki i Izrailewicz	staliwo żeliwo	ponad 10 t	1,6 : 1,3 : 1
	żeliwo	poniżej 10 t	1,4 : 1,2 : 1
Fundator		dla wlewów kaskadowych	1,15 : 1,1 : 1
Dienglierow	żeliwo	dla odlewów cienkościennych	1,1 : 1,06 : 1
Andrejew	żeliwo	Teoretycznie ze względów na wypełnienie układu wlewowego	1 : 1,8 : 1
	stal		1 : 1 : 1
F. ede	żeliwo		1,1 : 1,34 : 1
Niekrytyj	żeliwo ciągliwe	Formowanie z płyt przy długościach belki wlewowej 250 ÷ 500 mm	1,5 : 1 : 2,5
		ponad 300 mm	2 : 1 : 4,9

Wskazania praktycznego zastosowania

Artykuł niniejszy zestawil mozliwie systematycznie pojecia, wzory i wykresy, sluzace do obliczania układow wlewowych, jakimi posluje się nowoczesne odlewnictwo.

W praktycznym zastosowaniu na odlewni dobór układu wlewowego winien być zgodny z uwagami, omówionymi na wstępie artykułu, a obliczenia jego wymiarów winno zacząć się od obliczenia sumarycznego przekroju wlewów doprowadzających. W tym celu należy posłużyć się następującymi wzorami i wykresami:

a) Przy zalewaniu formy przez dziób kadzi dla:

- wszystkich metali ogólnie: wzorem [10] z pomocą wzoru [1] i tablic II i IV,
 - żeliwa ogólnie: wykresem rys. 12 z pomocą wzoru [1],
 - żeliwa (do 400 kG) do form cienkościennych: wzorem [9] z pomocą tablicy V lub VI.
- b) Przy zalewaniu formy przez otwór w dnie kadzi dla wszystkich metali ogólnie wzorami [11a] i [11b], lub wykresem rys. 13, w obu wypadkach z pomocą tablicy II.

Z obliczonej tak sumy przekrojów wlewów doprowadzających należy dopiero obliczyć przekroje belki wlewowej i wlewu głównego, mnożąc ją przez odpowiednie współczynniki, podane w tablicy VIII.

Wzory i wykresy, związane z szybkościami i czasami zalewania form, należy uważać jedynie jako pomocnicze, służące głównie dla kontroli prawidłowości zalewania formy.

ŹRÓDŁA

- O. Marcinowski — „Kurs Odlewnictwa“ — Układ wlewowy, skrypt z roku 1943.
 W. M. Andrejew — „Osnowy technologii litiejnych form“ — Maszgiz 1947, str. 102÷156.
 W. A. Aronowicz — „Wybor i raszczot litnikowych sistiem“, 1938.
 W. A. Bielenkij — „O metodach raszczota litnikowych sistiem“ — Litiejnoje dieło nr 11, 1935 r.
 H. A. Dietert — „Skorost zaliwki“ Litiejnoje dieło nr 5, 1930.
 G. M. Dubickij i Izrailewicz — „Nomogrammy dla raszczota litnikowych sistiem“ — broszura — Maszgiz 1948.
 G. M. Dubickij — „Raszczoty litnikowych sistiem dla stalnych otliwok“ — Maszgiz 1945.
 M. Z. Kotlarow — „Litnikowyje sistiemy dla czugana, stali i cwietych mietałłow“, 1941.
 K. A. Sobolew — „Nowyj miethod raszczota litnikowych sistiem dla otliwok iz sierogo czuguna“ Litiejszczik nr 10, 1934.
 S. S. Niekrytyj — „Proizwodstwo kowkawo czugana“, Maszgiz, 1945, str. 173÷183.
 F. Henon — „Etude de quelques points conservant la coulee de pieces en fonderie“ La Fonte nr 3 i 4, 1939.
 Gui Henon — „Temps de coulee et section d'attaque“ La Revue de Fonderie Moderne, 25 grudzień 1935.
 Frede Ludger — „Ueber Trichter Schlackenläufe und Anschnitte“, Giessereipraxis 1939, zeszyt 15/16, str. 143.
 Fritz Paschke — „Eingusse, Streiger und Ueberkopfe, ihre zweckmässige Anwendung zur Erzielung guter Gusswaren“. Die Giesserei 1935, zeszyt 22, str. 539÷542.

Przegląd prasy odlewniczej

FORMY I RDZENIE

Gazy wydzielane przez spoiwa organiczne.

Substancje organiczne znajdują z każdym rokiem coraz większe zastosowanie w przemyśle odlewniczym jako spoiwa do mas formierskich i rdzeniowych. Spośród cech substancji organicznych, kwalifikujących je jako dobre spoiwa lub powodujących niedopuszczenie ich do stosowania w przemyśle odlewniczym, jedną z najważniejszych jest ich zdolność do wydzielania gazów w wyższej temperaturze. Duża ilość gazów wydzielanych przez spoiwo może być przyczyną wad odlewniczych jak strupy i pęcherze. Ważne jest również ustalenie, czy substancje lotne wydzielane przez spoiwa organiczne nie są szkodliwe dla odlewników, pracujących w ich atmosferze. Woń gazów nie stanowi tu kryterium szkodliwości, ponieważ pewne trucizny są bezwonne, a niektóre substancje o woni odrażającej nie są dla zdrowia szkodliwe.

Spoiva organiczne dodawane do mas formierskich i rdzeniowych ulegają rozkładowi pod wpływem ciepła, z równoczesnym wydzielaniem gazów. Wydzielanie gazów następuje w kilku, kolejno po sobie następujących stadiach:

1. przy przygotowaniu mas formierskich i rdzeniowych, aż do czasu wstawienia wykonanych form i rdzeni do suszarni,
2. w czasie suszenia form i rdzeni,
3. po wyjęciu rdzeni z suszarni, aż do ostudzenia do temperatury normalnej,
4. w czasie odlewu i bezpośrednio po odlewie.

W praktyce cztery wymienione stadia nie są ściśle rozgraniczone, gdyż wydzielanie się gazów uzależnione jest od szeregu czynników. Np. rdzeń, który nie został należycie wysuszony, może, pomimo wystarczającej wytrzymałości dla celów odlewniczych, wydzielć większą ilość gazów w późniejszych stadiach niż rdzeń, który był wysuszony prawidłowo. Przy wy-

dzielaniu gazów ważna jest przepuszczalność piasku, będąca w ścisłym związku z ziarnistością. Rdzeń, do wykonania którego użyto drobnoziarnistego piasku może wydzielać po odlewie więcej gazów, niż gdy użyto piasku gruboziarnistego, który umożliwił wydzielanie większej części gazów w czasie suszenia rdzenia.

Pierwsze ważniejsze stadium wydzielania gazów przez materiał formierski następuje w czasie suszenia form i rdzeni. Charakter gazów wydzielanych w tym czasie zależy od rodzaju substancji, użytych jako spoiw.

Opierając się na pracach szeregu uczonych rozpatrujemy kolejno rozkład poszczególnych grup spoiw.

1. Oleje schnące.

Produkty rozkładu olejów uzależnione są od warunków suszenia. Np. olej lniany przy suszeniu w temperaturze 150°C ulega rozkładowi z wydzielaniem akroleiny, kwasu mrówkowego, octowego, akrylowego, masłowego, tlenku i dwutlenku węgla, różnych aldehydów i innych lotnych produktów rozkładu. Kwasy, głównie kwas mrówkowy, mogą stanowić do 10% ogółu produktów rozkładu.

Ilość wydzielanych gazów zależy od temperatury suszenia rdzeni. Istnieje temperatura, przy której następuje maximum wydzielania się gazów. Stwierdzono na przykład, że przy suszeniu w 100°C 1 g rdzenia olejowego wydzielił 28 ml gazu, zaś przy suszeniu w 400°C ilość gazu wytworzonego zmniejszyła się do 5 ml/1g rdzenia. Istnieje poza tym optymalna temperatura suszenia rdzeni, na którą składa się maksymalna ilość wydzielonych gazów, przy równoczesnym osiągnięciu najlepszych własności technologicznych. Rdzenie z olejem lnianym suszy się zazwyczaj w temperaturze 230 ÷ 260°C.

2. Skrobia.

Skrobia ogrzewana w 160°C ulega przemianie na skrobię rozpuszczalną, która skolei przechodzi w mie-

szaninę dekstryn. W wyższej temperaturze następuje kompletny rozkład skrobi z wydzieleniem wody, dwutlenku węgla, kwasu octowego i mrówkowego, pirokatechiny itd. Stwierdzono, że mieszanina 1 części skrobi z 4 częściami kredy poddana suchej destylacji wydziela aceton oraz mieszaninę produktów jego kondensacji. Produkty te pochodzą z rozkładu wytworzonego octanu wapnia. Wiadomo również, że ze skrobi ogrzanej do 180° C otrzymuje się aldehyd furfuroł.

3. Dekstryny.

Związki te, jako pośrednie produkty rozkładu skrobi dają te same końcowe związki jak skrobie. Od szeregu lat dekstryny uważane są za dobre spoiwa, nadające masom formierskim i rdzeniowym spoistość na wilgotno.

4. Cukry.

Produkty, zawierające cukry, jak np. melasy i sypyropy ulegają pod działaniem temperatury rozkładowi z wydzieleniem furfurołu, różnych kwasów i dwutlenku węgla.

5. Ług posiarzynowy.

Jest to produkt uboczny uzyskiwany przy otrzymywaniu celulozy. Ług posiarzynowy posiada rozległe zastosowanie w różnych gałęziach przemysłu, w odlewnictwie stosowany jest jako spoiwo do form i rdzeni. Wykonano próby destylacji roztworu ługu posiarzynowego zneutralizowanego wapnem. Jako produkty destylacji otrzymano aceton, alkohol metylowy i etylowy, amoniak i inne związki azotowe oraz mieszaninę o konsystencji oleju, zawierającą wyższe alkohole, aldehydy, ketony i węglowodany.

6. Żywice syntetyczne.

Żywice syntetyczne są to niemal doskonałe spoiwa rdzeniowe. Do dnia dzisiejszego jednakże gazy wydzielane przez żywice stanowią poważny kłopot dla odlewnika. Żywice, specjalnie żywice fenolowe, jako wydzielające mniejszą ilość gazów z rdzenia po odlewie, znajdują zastosowanie w odlewniach metali lekkich. Żywice mocznikowo-formaldehidowe wydzielają bezpośrednio po odlewie gazy o wstrętnej woni, przy czym ilość wydzielanych gazów przewyższa ilości wydzielane przez wszelkie inne spoiwa, włączając w to oleje.

W Niemczech stosowana jest od pewnego czasu nowa metoda wykonywania mas formierskich i rdzeniowych z żywicami. Jest to tzw. proces C. Piasek o liczbie ziarnistości 90 ÷ 100 wg norm AFA miesza się na sucho ze sproszkowanym spoiwem fenolowym, składającym się z 90% żywicy fenolowej i 10% heksametylenotetraminy. Mieszaninę poddaje się przez parę minut działaniu temperatury 300° C. Heksametylenotetramina ulega rozkładowi na amoniak i formaldehyd, z których pierwszy stanowi katalizator, a drugi wchodzi w reakcję z żywicą fenolową. Rdzenie, wykonane według procesu C, wydzielają podczas odlewu niewielką ilość gazów, które poza tym nie są tak szkodliwe dla organizmu człowieka jak w wypadku innych żywic.

7. Związki celulozowe.

Stosowane w Niemczech tak zwane Alkalin 360 i Alkalin 260 wydzielają wg relacji tamtejszych uczo-

nych małą ilość gazów. Dla uzyskania lepszych wytrzymałości dla odlewów z żeliwa i staliwa do rdzeni, wykonanych z wymienionymi spoiwami, dodaje się pewną ilość cementu.

Z produktów destylacji celulozy większość stanowi dwutlenek węgla.

8. Żywice kumaronowe i indenowe.

Spoiwa te są stosowane dla celów odlewnictwa w Ameryce. Produkty destylacji żywic kumaronowych wykazują obecność pochodnych benzenu, fenolu i dwuhydrokumaronu. Przy rozkładzie pochodnych poliindenowych uzyskuje się niższe poliindeny i sam inden.

9. Estry krzemowe i silikony.

Z uwagi na to, że jedyne lotne produkty rozkładu stanowią para wodna i alkohol etylowy, związki chemiczne tej grupy mogą być uważane za dobre spoiwa, nie wydzielające gazów.

10. Związki borowe.

Kwas borowy, użyty jako spoiwo do piasku w ilości 3%, z dodatkiem 1% dekstryn dla nadania masom spoistości na wilgotno, nie wytwarza gazów w czasie odlewu (poza gazami, wytwarzanymi przez dodatek dekstryn). Trudność stosowania kwasu borowego polega na jego właściwości przechodzenia w kwas pyroborowy, który jako wysoce higroskopijny powoduje kwałtówny spadek wytrzymałości rdzeni na sucho.

Drugie ważne stadium wydzielania gazów przez spoiwa organiczne następuje w czasie odlewu i po odlewie. Gazy wydzielane przez rdzenie po odlewie są bez wątpienia najszkodliwsze. Obecność ich w atmosferze odlewni działa wybitnie niekorzystnie na ustrój człowieka.

Z punktu widzenia technologicznego wskazanym jest, aby ilość gazów wydzielanych w tym stadium zmniejszona była do minimum, ze względu na to, że wydzielanie ich powoduje szereg wad odlewniczych. Gazy, wydzielane przez rdzeń w okresie odlewu, stanowią skomplikowaną mieszaninę i mało wiemy o ich faktycznym składzie; w czasie odlewu reszta skład ten ulega zmianie niemal z minuty na minutę. Krańcowo może to być z jednej strony para wodna i dwutlenek węgla, z drugiej zaś strony może to być skomplikowana mieszanina produktów destylacji substancji organicznych.

Oznaczenia gazów wydzielanych przez spoiwa przy ogrzewaniu rdzeni można dokonać prostą metodą laboratoryjną: gaz wydzielony z próbki rdzenia wprowadza się do biurety wypełnionej wodą. Objętość wydzielonego gazu pokrywa się z objętością wody wypartej przez gaz. Metoda ta jednak daje pojęcie jedynie o ilościowym wydzielaniu gazów przez spoiwa organiczne. Dokładnej jakościowej analizy możnaby dokonać w sposób zbliżony do oznaczania produktów destylacji węgla.

Należy się spodziewać, że w niedalekiej przyszłości będzie można znaleźć w literaturze opublikowane wyniki prac nad tym zagadnieniem.

Z. Czaj.

Foundry Cores and Moulds.
Vapours and Fumes Evolved from Organic Bonding Materials, by W. M. Lord, B. Sc. (Tech).
Iron and Steel, vol. XXIII, Nr 1, January 1950, p. 21 ÷ 25.

LANE TRWAŁE MAGNESY

W związku z rozwojem techniki zwiększa się zakres stosowania magnesów trwałych w aparaturze różnych typów jak np. radiowej, telekomunikacyjnej, elektrycznej (galwanometri itp. aparaty pomiarowe) oraz w przemysłowych maszynach elektrycznych.

A. Braybrook i D. Hadfield opisują metody produkcji lanych magnesów trwałych w firmie angielskiej *William Jessop & Sons, Limited, Sheffield*.

Pierwszym materiałem, jaki używano na trwałe magnesy z początkiem bieżącego stulecia była stal hartowana o zawartości ok. 1% C — następnie wprowadzono stale stopowe, jak np. zawierające wolfram (6% W) lub chrom (6% Cr). Stale te wykazywały indukcję magnetyczną (remanencja) $B = 9500 \div 11000$ gaussów, zaś natężenie pola magnetycznego (koercja) $H = 55 \div 70$ erstedów i BH_{\max} rzędu $0,3 \cdot 10^6$.

W 1917 r. wprowadzono do techniki stal kobaltową o składzie: 0,08% C, 9,0% Cr, 4,0% W, względnie 1,5% Mo; zawartość kobaltu była różna i wynosiła zazwyczaj 3, 6, 9, 15 i 35% Co. Własności magnetyczne tych stali były następujące remanencja — 7800 ÷ 9500 gaussów, koercja 115 ÷ 250 erstedów, $BH_{\max} = 0,4 \cdot 10^6 \div 1,0 \cdot 10^6$.

Magnesy z wymienionych materiałów wykonywano przez odkucie z wlewków lub przez odlewanie i po wykańczającej obróbce utwardzano. Zagadnienie lanych magnesów stało się bardzo aktualne przy stopach żelaza z niklem, aluminium, kobaltem i miedzią, zwanych popularnie Alnico-stopy, stopy te bowiem są twarde i kruche, co ogranicza możliwości odkuwania na gorąco i obróbki. Jako przykład własności magnetycznych stopu Alnico o składzie 54% Fe, 18% Ni, 10% Al, 12% Co, 6% Cu można podać: remanencja — 7500 ÷ 8000 gaussów, koercja — 500 ÷ 600 erstedów i $BH_{\max} = 1,6 \cdot 10^6 \div 1,8 \cdot 10^6$.

Dalszym postępowaniem (1938 r.) była specjalna magneto-termiczna obróbka stopów Alnico polegająca na chłodzeniu stopu w polu magnetycznym wskutek czego uzyskane własności magnetyczne były anizotropowe.

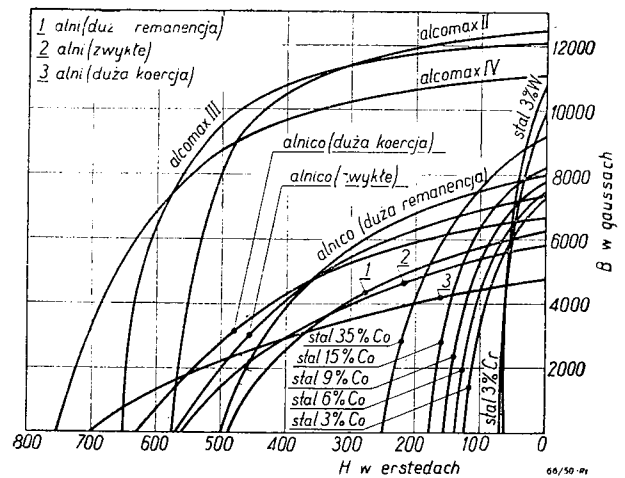
Jeszcze lepsze własności posiadają stopy Alcomax i Ticonal, wprowadzone do przemysłu od r. 1940, o składzie 11 ÷ 14% Ni, 7 ÷ 8% Al, 21 ÷ 25% Co, 4 ÷ 6% Cu, reszta Fe. Stopy te zawierają niekiedy dodatek niobu. Optymalne własności magnetyczne w określonym kierunku są następujące: remanencja — 12000 ÷ 13000 gaussów, koercja 500 ÷ 600 erstedów i $BH_{\max} = 4,5 \cdot 10^6 \div 5,0 \cdot 10^6$.

Na rys. 1 podano szereg krzywych odmagnesowania dla różnych stopów na magnesy trwałe.

Rys. 2 podaje rozwój stopów na magnesy trwałe pod względem ich własności magnetycznych.

Odlewy, przeznaczone na magnesy trwałe, formuje się maszynowo w masie formierskiej na wilgotno przy użyciu dokładnych modeli drewnianych lub metalowych z nadatkiem 0,25 mm (0,010") na szlifowanie. Masa formierska, zawierająca 2% bentonitu, posiada wilgotność 2 ÷ 3%, przepuszczalność AFS 80 ÷ 100 i twardość 70.

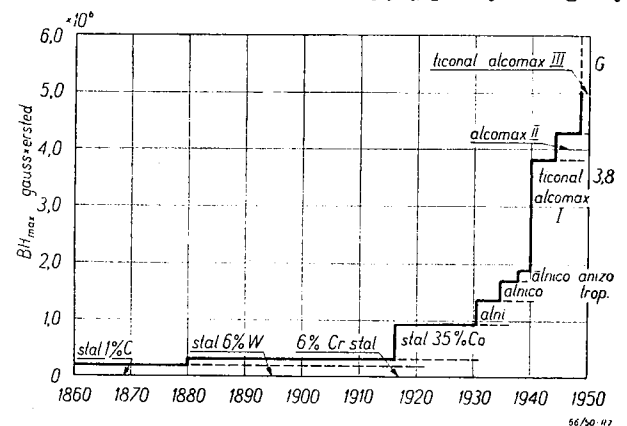
Stop przyrządza się w piecach indukcyjnych o wysokiej częstotliwości (około 2000 okresów/sek.) o pojemności 50 ÷ 250 kG (1 ÷ 5 cwts). Temperatura odlewania jest ściśle kontrolowana przy pomocy ter-



Rys. 1.

mopary celem zapewnienia należytego przegrzania metalu. Czas topienia powinien być jak najkrótszy celem zabezpieczenia się przed utlenieniem jakie zachodzi zwłaszcza przy większej zawartości aluminium.

Po usunięciu wlewków i nadlewów odlewy bada się odrzucając sztuki wadliwe — po wyżarzeniu przeprowadza się obróbkę wykańczającą, po czym magnesy



Rys. 2.

zostają poddane utwardzającej obróbce cieplnej. Magnesy ze stopów Alnico i Alcomax wykańcza się drogą szlifowania. Magnesy ze stopu Alcomax obrabia się termicznie w polu magnetycznym.

W końcu przeprowadza się magnesowanie gotowych magnesów trwałych stosując zwykle jedną z trzech metod:

1. duże magnesy w kształcie podków magnesuje się w polu elektromagnetycznym, wytworzonym przez wielozwojową cewkę,

2. małe magnesy magnesuje się przez umieszczenie ich na grubym przewodniku miedzianym, przez który przepływa prąd elektryczny; przewodnik przechodzi przez otwór względnie wnękę, jaka znajduje się zwykle w środku magnesu.

3. magnesy o kształcie prostych prętów magnesuje się umieszczając je równolegle w polu magnetycznym pomiędzy dwoma biegunami elektromagnesu.

J. P.

A. Braybrook i D. Hadfield, Foundry Trade Journal, 1950, Tom 88, Nr 1743, str. 95.

TECHNIKA TURBINOWA

OD REDAKCJI

W bieżącym zeszycie otwieramy dział techniki turbinowej na łamach „Przeglądu Mechanicznego”. Obejmuje on turbiny parowe, turbiny gazowe oraz sprężarki wirnikowe i wszelkie maszyny i urządzenia pomocnicze. Nowy dział jest wyrazem rosnącego zainteresowania naszej gospodarki narodowej zagadnieniami maszyn cieplnych wirnikowych. Turbiny parowe i sprężarki wirnikowe po raz pierwszy w naszym rozwoju przemysłowym przeszły do produkcji seryjnej w ramach planu 6-letniego. Turbiny gazowe rozwijające się od zakończenia wojny z ogromnym rozmachem i jeszcze większymi perspektywami na przyszłość przeszły na warsztat naszych pracowni naukowych i instytutów. Coraz liczniejsze grono naszych fachowców w dziedzinie techniki turbinowej, w konstrukcji, eksploatacji i wytwarzaniu, będzie miało sposobność na łamach nowego działu „Przeglądu Mechanicznego” wypowiadać swoje poglądy, wymieniać swe spostrzeżenia, dzielić się swym doświadczeniem. Zapraszamy!



Nowa teoria uszczelnień labiryntowych

Prof. dr ROBERT SZEWAŁSKI

Stosowana dość powszechnie teoria uszczelnień labiryntowych podana przez Stodolę opiera się na pewnej ilości założeń mniej lub więcej przybliżonych. Stąd i wyniki opartej na niej metody obliczeniowej obciążone są błędem, w pewnych wypadkach niemałym. Współczynniki korekcji wzięte z doświadczeń (pomiarów) pokrywają wtedy nie tylko odstępstwa od założeń uszczelnienia idealnego ($i = \text{const.}$), ale i pewne nieściśłości związane z tokiem wyprowadzania wzorów Stodoli.

Metoda podana przez Autora jest ścisła, oparta jedynie na założeniu przebiegu linii dławienia mniej lub więcej doskonałego (≤ 1) i daje się z powodzeniem stosować w praktyce konstruktorskiej.

I.

Stosowana dotychczas dość powszechnie teoria Stodoli stanowi jedynie przybliżenie do przyjętych, rzeczywistych lub choćby teoretycznych, założeń odnośnie warunków pracy uszczelnienia labiryntowego. Przybliżenie to zapisuje na swoje dobro fakt, że wyniki opartej na nim teorii są raczej bezpieczne, dostarczając dla danego uszczelnienia większej na ogół ilości labiryntów, niż wynika z rozważań ścisłych. Jest to jednak zaleta pod innymi względami problematyczna. Wynikający z niej współczynnik bezpieczeństwa zmienia się bowiem z warunkami pracy uszczelnienia i nie jest a priori znany konstruktorowi. Powtóre zaś — i to jest bodaj ważne, zarówno z teoretycznego jak i praktycznego punktu widzenia — teoria Stodoli uniemożliwia uwzględnienie tych odstępstw od przyjętych dotychczas powszechnie założeń idealnych, które odróżniają uszczelnienie niedoskonałe lub, jak mówimy inaczej, „niezupełne” od „zupełnego” uszczelnienia, zamieniającego całkowitą energię kinetyczną uchodzącego czynnika, nabytą w szczelinach, na

energiją cieplną drogą zwirowania strumienia w kolejnych rozszerzeniach wzgl. komorach, i pozbawienia go tym samym prędkości dopływu do następnej szczeliny.

Faktycznie, założenie stanów początkowych czynnika przed każdą szczeliną systemu jako otworem ekspansyjnym na linii $i = \text{const.}$ tj. na linii dławienia jest założeniem teoretycznym, a w każdym razie idealnym, którego nie spełnia każde uszczelnienie labiryntowe, mniej lub więcej niedoskonałe i „niezupełne”.

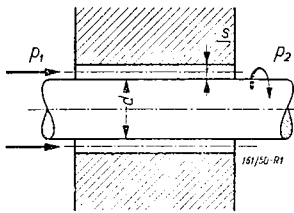
Doświadczenie klasyfikuje szczegółową konstrukcję, scharakteryzowaną podziałem i kształtem geometrycznym uszczelnienia, pewnym współczynnikiem energetycznym, wyrażającym zdolność komory międzyszczelinowej do zniweczenia energii kinetycznej czynnika, nabytej przez ekspansję w szczelinie.

Teoria dostosowana do potrzeb praktyki winna uwzględniać tę specyficzną cechę konstrukcji, tak samo dla niej charakterystyczną, jak np. współczynniki wyporu i oporu dla profilu lotniczego. Teoria Stodoli nie uwzględnia wcale tej możliwości; zaproponowany przez Buissona współczynnik korekcji stanowi w najlepszym razie niezbyt szczęśliwą jej namiastkę

Druga poprawka wzięta z doświadczenia i uwzględniająca zwięźenie (kontrakcję) strumienia w szczelinie ma charakter współczynnika przekroju i daje się zastosować na ogół jednakowo w teorii *Stodoli* i w teorii ścisłej.

II.

Stratę nieszczelności w zwykłej szczelinie (rys. 1) oblicza się jak przelotność przyrzędu ekspansyjnego:



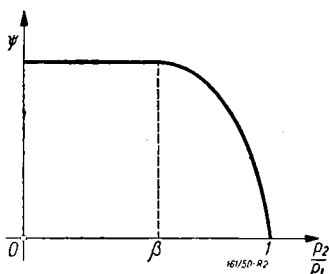
Rys. 1.

$$G = a \cdot F \cdot \frac{c}{v} = a \cdot F \cdot \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \cdot \psi \left(\frac{p_2}{p_1} \right),$$

gdzie: G — strata nieszczelności,
 a — współczynnik zwięźenia,
 $F = \pi ds$ — przekrój normalny szczeliny,
 p_1, v_1 — parametry stanu początkowego czynnika,
 $\psi \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$ — funkcja *de St. Venanta-Wantze-la*, (rys. 2).

Strata ta rośnie ze spadkiem stosunku $\frac{p_2}{p_1}$ aż do pewnej granicy podyktowanej wartością funkcji $\psi \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$ dla parametrów krytycznych. Istotnie ekspansja w szczelinie nie może być doprowadzona poniżej ciśnienia krytycznego.

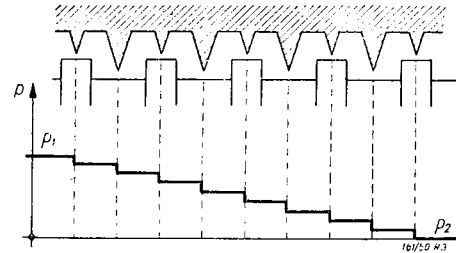
Stratę nieszczelności zmniejszamy, zastępując pojedynczą szczelinę systemem kolejnych zwiężeń i rozszerzeń przekroju, szczelin i komór, szeregowo za sobą. System taki charakteryzuje ogólne uszczelnienie labiryntowe. Cały spadek ciśnienia od p_1 do p_2 rozkłada się tym



Rys. 2.

samym na mniejsze spadki częściowe — tym mniejsze, im większa jest ilość labiryntów —

i co za tym idzie zmniejsza się strata nieszczelności, co wynika choćby z obrazu funkcji $\psi \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$, (rys. 2). Poglądowy schemat uszczelnienia labiryntowego przedstawia rys. 3.

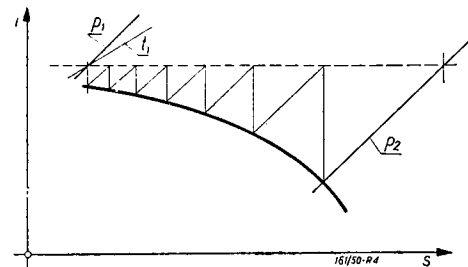


Rys. 3.

Dla uszczelnienia „zupełnego“ zamieniającego całą energię kinetyczną nabytą przez ekspansję w szczelinie na energię cieplną w kolejnej komórce systemu, stany początkowe czynnika przed poszczególną szczeliną leżą na linii dławienia: $i = const$, stany końcowe leżą przy założeniu: $F = const$, słusznym dla uszczelnień spotykanych normalnie w turbinach osiowych, na linii „Fanno“:

$$\frac{G}{F} = \frac{c}{v} = const.$$

Wyznaczenie krzywych „Fanno“ związane jest z określeniem parametrów stanu początkowego (p_1, t_1), oraz jednostkowej straty nieszczelności $\frac{G}{F}$, i nie przedstawia w wykresie entropowym $i-s$ żadnej trudności, (rys. 4).



Rys. 4.

Można na tej podstawie obliczyć uszczelnienie, ustalając liczbę szczelin (labiryntów). Kwestia, czy punkt końcowy ekspansji w ostatniej szczelinie wypada właśnie na izobarze przeciwcisnienia p_2 jest praktycznie bez znaczenia i liczbę labiryntów zaokrągla się do najbliższej liczby całkowitej. Trudność tkwi w tym, że praktycznie liczba labiryntów wypada nieraz bardzo znaczna i że spadki ciśnienia zarówno jak i ciepłota wypadają zwłaszcza w początkowych labiryntach tak drobne, że niema możliwości należytego odcięcia ich na wykresie i tym samym prowadzenia obliczenia tym sposobem z wystarczającą dokładnością.

Metoda ta jest poza tym żmudna, związana z wykresem entropowym $i-s$ dla rozpatrywanego czynnika i pozwala jedynie na określenie ilości labiryntów z dla danej jednostkowej straty nieszczelności $\frac{G}{F}$, nie zaś straty dla danej ilości labiryntów, chyba drogą próbowania. Przy zmianie założenia odnośnie wartości $\frac{G}{F}$ wymaga powtórzenia, ewentualnie wielokrotnie, całej uciążliwej procedury.

III.

Trudności metody wykreslonej opartej na krzywych „Fanno“ stara się ominąć analityczna metoda Stodoli.

Oznaczając przez Δp spadek ciśnienia w poszczególnej szczelinie, jednostkowa strata nieszczelności wyraża się wzorem:

$$\frac{G}{F} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p}{v} \left[\left(\frac{p-\Delta p}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p-\Delta p}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

Przy dużej liczbie szczelin jest Δp małe w stosunku do p , usprawiedliwiają przekształcenie powyższego wyrażenia:

$$\begin{aligned} \left(\frac{G}{F} \right)^2 &\approx 2g \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p}{v} \left[1 - \frac{2}{k} \cdot \frac{\Delta p}{p} - 1 + \frac{k+1}{k} \cdot \frac{\Delta p}{p} \right] = \\ &= 2g \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p^2}{RT_1} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\Delta p}{p} = 2g \frac{p}{RT_1} \cdot \Delta p. \end{aligned}$$

Wypisując tego rodzaju równanie dla każdej z z szczelin uszczelnienia labiryntowego otrzymujemy za Stodolą przez sumowanie:

$$z \left(\frac{G}{F} \right)^2 = \sum_{i=1}^{z} 2g \frac{p}{RT_1} \cdot \Delta p \approx - \int_{p_1}^{p_2} \frac{2g}{RT_1} p dp.$$

Jeżeli według założenia stany początkowe czynnika przed każdą szczeliną leżą na linii: $i = \text{const}$, natenczas:

$RT_1 = p_1 v_1 = \text{const}$ i w rezultacie:

$$z \left(\frac{G}{F} \right)^2 = \frac{2g}{p_1 v_1} \cdot \frac{p_1^2 - p_2^2}{2}.$$

Stąd:

$$G = F \sqrt{\frac{g(p_1^2 - p_2^2)}{z \cdot p_1 v_1}};$$

względnie:

$$z = \frac{g(p_1^2 - p_2^2)}{p_1 v_1} \cdot \left(\frac{F}{G} \right)^2.$$

Powyższe wzory, służące do obliczenia lub oceny wykonanych uszczelnień, ważne są pod założeniem, że w żadnej ze szczelin nie został przekroczony krytyczny stosunek ciśnienia. Z teorii przyrządów ekspansyjnych wiadomo

zaś, że poszczególne szczeliny labiryntowe mają charakter zwykłych otworów wypływu i nie są zdolne rozpręzać czynnika poniżej stanu krytycznego. Jedynie zatem ostatnia szczelina uszczelnienia labiryntowego może pracować ewentualnie w warunkach ponadkrytycznego spadku ciśnienia. W tym przypadku wypisuje się wyprowadzone wyrażenie na nieszczelność dla wszystkich $(z-1)$ szczelin z wyjątkiem ostatniej:

$$G = F \sqrt{\frac{g(p_1^2 - p_2^2)}{(z-1) p_1 v_1}},$$

gdzie p_2' — jest ciśnieniem czynnika przed ostatnią szczeliną; dla ostatniej zaś szczeliny wypisuje się wyrażenie:

$$G = F \sqrt{\frac{p_2'}{v_2}} \cdot \psi_{\max}.$$

Przyrównując powyższe wyrażenia do siebie, na zasadzie ciągłości przepływu, otrzymujemy wynik zależny już po przez ψ_{\max} od charakteru czynnika uchodzącego uszczelnieniem, tak np. dla pary przegrzanej:

$$\left(\frac{p_2'}{p_2} \right)^2 = \frac{p_1^2}{0,42z + 0,58},$$

dla powietrza:

$$\left(\frac{p_2'}{p_2} \right)^2 = \frac{p_1^2}{0,47z + 0,53}$$

Podstawiając te wartości w równanie na G otrzymujemy:

$$\text{dla pary przegrzanej: } G = F \sqrt{\frac{g}{z + 1,4} \cdot \frac{p_1}{v_1}}.$$

$$\text{dla powietrza: } G = F \sqrt{\frac{g}{z + 1,13} \cdot \frac{p_1}{v_1}}.$$

Powyższe wzory ważne są dla: $\frac{p_2}{p_2'} \leq \beta$ ($\beta = 0,5457$ dla pary przegrzanej, $\beta = 0,5283$ dla powietrza). Podstawiając za p_2' wartości powyżej wyprowadzone otrzymujemy:

dla pary przegrzanej:

$$\frac{p_2}{p_2'} = \frac{p_2}{p_1} \sqrt{0,42z + 0,58} \leq 0,5457$$

dla powietrza:

$$\frac{p_2}{p_2'} = \frac{p_2}{p_1} \sqrt{0,47z + 0,53} \leq 0,5283$$

oraz ostatecznie kryterium dla pary przegrzanej:

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{\text{gran.}} = \frac{0,5457}{\sqrt{0,42z + 0,58}} \approx \frac{0,85}{z + 1,4}$$

i dla powietrza:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{gran.} = \frac{0,5283}{\sqrt{0,47z + 0,53}} = \frac{0,78}{\sqrt{z + 1,13}}.$$

Dla wszelkich stosunków ciśnienia przed i za uszczelnieniem:

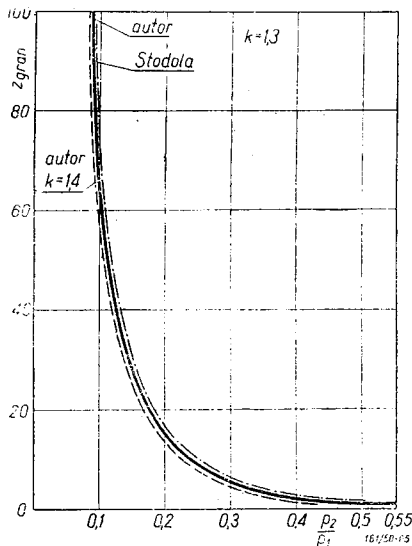
$\frac{p_2}{p_1} \geq \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{gran.}$ — obowiązuje zatem I. wzór *Stodoli*,

zaś dla $\frac{p_2}{p_1} < \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{gran.}$ — wzór II. Graniczny stosu-

nek ciśnień jest zatem funkcją jedynie tylko ilości labiryntów z (rys. 5).

IV.

Jak wynika z powyższych rozważań, wzory *Stodoli* są jedynie przybliżone. Im większy jest bowiem spadek ciśnienia w danej szczelinie — Δp — w stosunku do absolutnej wartości ciśnie-



Rys. 5.

nia, tym większy jest błąd rozwinięcia. Łatwo sobie wyobrazić, że w ostatniej szczelinie uszczelnienia mogą być te dwie wartości Δp i p , absolutnie biorąc, tego samego rzędu.

Ścisłejsza teoria musi zająć się przede wszystkim poprawnym ujęciem przebiegu teoretycznego: $i = const$. Wychodząc ze znanej albo przyjętej straty nieszczelności $\frac{G}{F}$ oraz ze znanego

stanu początkowego czynnika (p_1, t_1) określamy z równania *de St. Venanta*:

$$\begin{aligned} \frac{G}{F} &= \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} = \\ &= \frac{p_1}{\sqrt{p_1 v_1}} \cdot \sqrt{2g \frac{k}{k-1}} \cdot \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \quad [1] \end{aligned}$$

Równanie to pozwala obliczyć spadek ciśnienia $\frac{p_2}{p_1}$ w 1-ej szczelinie uszczelnienia labiryntowego, gdy dane są:

$\frac{G}{F}, p_1, t_1, k$.

Z warunku ciągłości przepływu: $\frac{G}{F} = const$.

wynika zależność:

$$\frac{p_1}{\sqrt{p_1 v_1}} \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}} = \frac{p_2}{\sqrt{p_2 v_2}} \sqrt{\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{k+1}{k}}}$$

albo przy założeniu: $i = const$, tj. $p_1 v_1 = p_2 v_2$:

$$\frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2} = \frac{\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{k+1}{k}}}{\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^2}$$

$$\frac{\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{k+1}{k}}}{\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^2} = \frac{\left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k+1}{k}}}{\left(\frac{p_4}{p_3}\right)^2}$$

$$\frac{\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)^{\frac{k+1}{k}}}{\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)^2} = \frac{\left(\frac{p_{n+2}}{p_{n+1}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{n+2}}{p_{n+1}}\right)^{\frac{k+1}{k}}}{\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)^2} \quad [2]$$

Innymi słowy:

$$A \left(\frac{p_2}{p_1}\right) = B \left(\frac{p_3}{p_2}\right) \quad \text{i} \quad A \left(\frac{p_3}{p_2}\right) = B \left(\frac{p_4}{p_3}\right)$$

$$A \left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right) = B \left(\frac{p_{n+2}}{p_{n+1}}\right) \quad [2a]$$

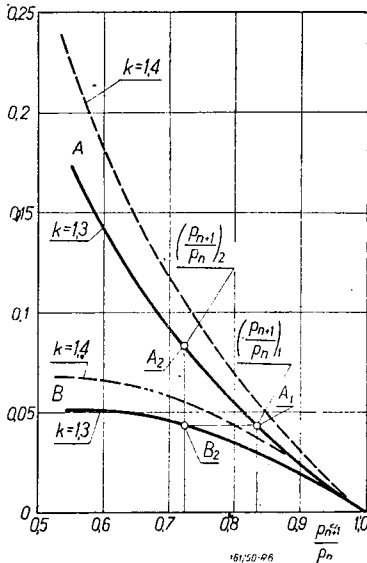
Tym samym, obliczywszy na wstępie spadek ciśnienia $\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_1$ w pierwszej szczelinie, obliczyć można kolejne spadki ciśnienia w dalszych szczelinach: $\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_2, \left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_3, \dots$. Wszystkie te spadki zależą przy danym charakterze czynnika (k) wyłącznie tylko od wartości spadku ciśnienia w poprzedzającej szczelinie (rys. 6).

Wzory ważne są dla spadków cieplnych nie większych od krytycznego. W wyniku obliczeń, przechodząc na przemian z jednej krzywej do drugiej, dochodzi się wreszcie do krytycznego stosunku ciśnień i taki przypadek możliwy jest tylko w ostatnim pierścieniu uszczelnienia labiryntowego. Znaczy to, że nie przekraczając nigdzie krytycznego stosunku ciśnień zarówno ilość labiryntów z , jak i opanowywany całkowity stosunek ciśnień przed i za uszczelnieniem

$\frac{p_2}{p_1}$ są funkcjami jedynie tylko spadku ciśnienia w pierwszej szczelinie: $\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_1$. Im większe

jest $\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_1$, tj. im mniejszy jest spadek ciśnienia w pierwszej szczelinie, tym większej trzeba ilości labiryntów z dla opanowania danego ogólnego stosunku ciśnień $\frac{p_2}{p_1}$ i tym mniejsza jest w danym przypadku również jednostkowa strata nieszczelności $\frac{G}{F}$. To jest prawo podstawowe.

Graniczny przypadek, gdy spadek ciepłika w ostatniej szczelinie równy jest właśnie spad-



Rys. 6.

kowi krytycznemu, może być dokładnie określony. Obliczenie wykonuje się wtedy od końca, idąc od ostatniej szczeliny ku pierwszej tak,

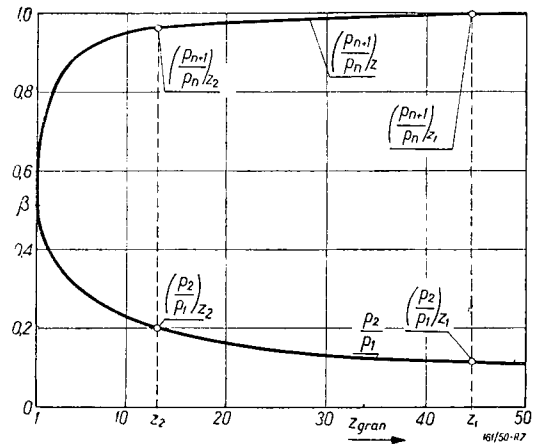
aby spełnić warunek $\frac{p_2}{p_1}$ dany w zadaniu.

$$\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_z = \beta \quad [3]$$

$$B \left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_z = A \left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_{z-1}$$

$$B \left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_{z-1} = A \left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_{z-2}$$

Im większe z , tym mniejsze jest $\frac{p_2}{p_1}$, tj. tym większy jest całkowity spadek ciśnienia opanowywany przez dane uszczelnienie; zarazem rośnie z z stosunek $\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_1$ czyli maleje spadek ciśnienia w poszczególnej szczelinie, w szczególności zaś w szczelinie pierwszej; tym mniejsza jest w końcu jednostkowa strata nieszczelności



Rys. 7.

(rysunek 7). Dla tego granicznego przypadku, $\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_z = \beta$; wyniki odnośnie całkowitego spadku ciśnienia przed i za uszczelnieniem nie odbiegają znacznie od wzoru Stodoli:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{gran.} = \frac{0,85}{\sqrt{z+1,4}} \text{ dla pary przegrzanej lub}$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{gran.} = \frac{0,78}{\sqrt{z+1,13}} \text{ dla powietrza (rys. 5).}$$

V.

W praktyce mamy do czynienia z dwoma przypadkami:

1. Konstruując uszczelnienie labiryntowe żądamy przy danym stanie początkowym czynnika (p_1, t_1) i danym całkowitym stosunku ciśnień $\frac{p_2}{p_1}$ nie przekroczenia określonej wartości $\frac{G}{F}$.

Rachunkowo z wzoru [1], lub przy pomocy odpowiednich wykresów pomocniczych określamy spadek ciśnienia w pierwszej szczelinie $\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_1$ jako funkcję wielkości danych: $\frac{G}{F}, p_1, t_1, k$.

Z wykresu (rys. 5), lub z odpowiedniej tabeli odczytujemy odpowiadającą mu wartość graniczną $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{gran.}$ oraz $z_{gran.}$

a) Jeżeli $\frac{p_2}{p_1} < \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{gran.}$, natenczas: $z = z_{gran.}$, które odczytuje się, jak wyżej, dla odpowiedniego $\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_1$.

b) Jeżeli $\frac{p_2}{p_1} > \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{gran.}$, natenczas nie osiąga się w ostatniej szczelinie spadku krytycznego.

Wychodząc z określonego spadku ciśnienia w szczelinie pierwszej $\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_1$, spadki ciśnienia w następnych szczelinach rosną (stosunki ciśnień $\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)$ maleją), lecz nie dochodzą do wartości krytycznej β . Tym samym liczba potrzebnych labiryntów wypada mniejsza niż pod a).

W ogólności:

$$z = z_1 - z_2, \quad [4]$$

gdzie: z_1 — jest liczbą labiryntów odpowiadającą w przypadku granicznym danej wartości $\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_1$,

z_2 — jest liczbą labiryntów „zbędnych” w porównaniu z przypadkiem granicznym (rys. 7) i określa się z równania:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{z_1}}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{z_2}} > \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{z_1}$$

$$\text{Stąd: } \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{z_2} = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{z_1}}{p_1} \quad [4a]$$

zaś z wykresu (rys. 7), określa się z_2 dla obliczonego $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{z_1}$.

2. Oceniając przydatność wykonanego uszczelnienia labiryntowego znamy z pomiaru z i F , a pytamy o stratę nieuszczelnności G dla określonego stanu początkowego czynnika (p_1 , t_1) oraz całkowitego stosunku ciśnień $\frac{p_2}{p_1}$.

Dla danego z odczytuje się z wykresu (rys. 7), wartość $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{gran.}$

a) Jeżeli $\frac{p_2}{p_1} < \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{gran.}$, to w ostatnim labiryntcie rozpręży się czynnik poniżej stanu krytycznego. Dla danego z i odczytanego $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{gran.}$, znajduje się z wykresu (rys. 7), odpowiednią wartość $\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_1$, a stąd w dalszym ciągu $\frac{G}{F}$ i G z równania *de St. Venanta*, względnie z odpowiednich wykresów pomocniczych.

b) Jeżeli $\frac{p_2}{p_1} > \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{gran.}$, to w ostatnim labiryntcie spadek nie osiąga wartości krytycznej. Szukamy wtedy takiej pary wartości z_1 i z_2 i odpowiadających im wartości $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{z_1}$ i $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{z_2}$, aby

spełnione były zależności:

$$z = z_1 - z_2 \quad \text{i} \quad \frac{p_2}{p_1} = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{z_1}}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{z_2}}$$

Znalazszy z_1 , odczytujemy w dalszym ciągu z z wykresu (rys. 7), przynależną wartość $\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_1$ w pierwszej szczelinie labiryntu, po czym obliczamy $\frac{G}{F}$ ze wzoru *de St. Venanta-Wantzela*, bądź też określamy je przy pomocy wykresów pomocniczych.

VI.

Nowa metoda opracowana została w marcu roku 1942, lecz nie została opublikowana ze zrozumiałych przyczyn.

Podobne rozwiązanie zagadnienia proponuje w *Journal of Applied Mechanics*, XII/48, C. S. L. Robinson, podając obok podstawowej zależności — wzoru rekurencyjnego — pomiędzy spadkami ciśnienia w dwóch sąsiadujących ze sobą szczelinach uszczelnienia labiryntowego także wykres funkcji $A\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)$ i $B\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)$ oraz $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{gran.} = f(z)$.

VII.

Przykład 1.

Ławnica zewnętrzna turbiny parowej:
 $p_1 = 5$ ata; $v_1 = 0,457$ m³/kG; $p_2 = 1,1$ ata;
 $d = 160$ mm; $s = 0,5$ mm; $F = \pi ds = 2,51 \cdot 10^{-4}$ m²;
 $G_n = 0,05$ kG/sek;
 $z = ?$

Obliczenie metodą *Stodoli*:

Z I. wzoru *Stodoli*:

$$z = \frac{F^2}{G^2} \cdot \frac{g(p_1^2 - p_2^2)}{p_1 v_1} = \frac{2,51^2 \cdot 10^{-8}}{5^2 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{9,81(5^2 - 1,1^2) \cdot 10^8}{5 \cdot 10^{-4} \cdot 0,457} = 25,72 \approx 26$$

Sprawdzenie:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{1,1}{5} = 0,22$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{gran.} = \frac{0,85}{\sqrt{z+1,4}} = \frac{0,85}{\sqrt{26+1,4}} = 0,1626 < \frac{p_2}{p_1}$$

Wzór I zastosowano prawidłowo.

Obliczenie metodą *ścisłą*.

$$\frac{G}{F} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\sqrt{p_1 v_1}} \cdot \sqrt{\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_1^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_1^{\frac{k+1}{k}}}}$$

$$E_1 = \left(\frac{G}{F}\right)^2 \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \frac{1}{2g} \cdot \frac{v_1}{p_1} = \left(\frac{5 \cdot 10^{-3}}{2,51 \cdot 10^{-4}}\right)^2 \cdot \frac{0,30}{1,30} \cdot \frac{1}{2 \cdot 9,81} \cdot \frac{0,457}{5 \cdot 10^1} = 0,00426$$

Stąd najlepiej przy pomocy wykresu $B = f\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)$ znajduje się $\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_1 = 0,9812$

Dla tego stosunku odczytuje się z wykresu (rys. 7):

$$z_1 = 24,4; \quad \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{z_1} = 0,159.$$

Wobec tego, że $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{z_1} < \frac{p_2}{p_1}$, oblicza się:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{z_2} = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{z_1}}{\frac{p_2}{p_1}} = \frac{0,159}{0,22} = 0,722,$$

i w dalszym ciągu odczytuje się z wykresu (rys. 7):

$$z = z_1 - z_2 = 24,4 - 1 = 23,4 \approx 24.$$

Przykład 2.

Dławnica zewnętrzna turbiny parowej:
 $p_1 = 11,9$ ata; $v_1 = 0,225$ m³/kG; $p_2 = 1,1$ ata;
 $d = 160$ mm; $s = 0,5$ mm; $F = \pi ds = 2,51 \cdot 10^{-4}$ m²;
 $z = 33$;
 $G_n = ?$

Obliczenie metodą Stodoli:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{1,1}{11,9} = 0,0924$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{gran.} = \frac{0,85}{\sqrt{z+1,4}} = \frac{0,85}{\sqrt{33+1,4}} = 0,1547 > \frac{p_2}{p_1}$$

z II wzoru Stodoli oblicza się:

$$G_n = F \sqrt{\frac{g}{z+1,4}} \cdot \frac{p_1}{v_1} = 2,51 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{9,81}{1,4}} \cdot \frac{11,9 \cdot 10^4}{0,225} = 0,0976 \text{ kG/sek.}$$

Obliczenie metodą ścisłą:

Dla: $z = 33$ jako $z_{gran.}$ odczytuje się z wykresu (rys. 7):

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{gran.} = 0,1387 \text{ oraz } \left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_1 = 0,9860$$

Wobec tego, że $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{gran.} > \frac{p_2}{p_1}$ w ostatniej szczelinie dławnicy labiryntowej panują parametry krytyczne. Dla $\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_1$ obliczamy — najlepiej przy pomocy

wykresu — $B \left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_1 = 0,0032$, a w dalszym ciągu:

$$G_n = F \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \cdot \sqrt{2g \frac{k}{k-1}} \cdot \sqrt{B \cdot \left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)_1} = 2,51 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{11,9 \cdot 10^4}{0,225}} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,30}{0,30}} \cdot \sqrt{0,0032} = 0,0947 \text{ kG/sek.}$$

U w a g a:

Przykłady obliczono obydwoma metodami dla dławnic „zupełnych“ i bez uwzględnienia kontrakcji.

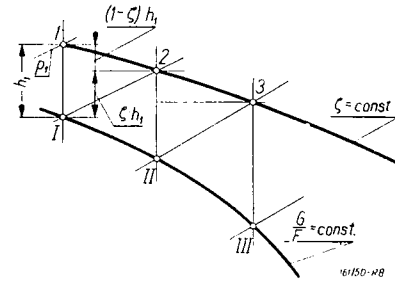
VIII.

W przypadku uszczelnienia niezupełnego (rys. 8): $i_1 > i_2 > i_3 > \dots$

$$\frac{G}{F} = \frac{c}{v} = \frac{91,53 \sqrt{h_1}}{v_I} = \frac{91,53 \sqrt{h_2 + (1-\zeta)h_1}}{v_{II}} =$$

$$= \frac{91,53 \sqrt{h_3 + (1-\zeta)[h_2 + (1-\zeta)h_1]}}{v_{III}} \approx \frac{91,53 \sqrt{h_3 + (1-\zeta)\zeta h_2}}{v_{III}} \dots, \quad [5]$$

gdzie: $\zeta < 1$ jest wyrazem „niezupełnego“ dławienia w uszczelnieniu ($\zeta = 0,9 \div 0,8 \div \dots$)



Rys. 8.

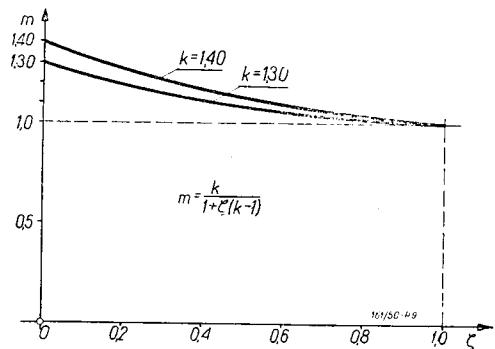
Przy tym:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_I^k; \quad p_2 v_2^k = p_3 v_{II}^k \dots,$$

względnie:

$$v_I = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}; \quad v_{II} = v_2 \left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{1}{k}} \dots$$

Punkty 1, 2, 3, 4, ... leżą na politropie o wykładniku m zawierającym się w granicach: $k > m > 1$.



Rys. 9.

W szczególności, jak łatwo sprawdzić, jest m jednoznaczna funkcją parametru ζ (rys. 9):

$$m = \frac{k}{1 + \zeta(k-1)}$$

W konsekwencji:

$$p_1 v_1^m = p_2 v_2^m = p_3 v_3^m = \dots,$$

stąd:

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{m}}; \quad v_3 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_3}\right)^{\frac{1}{m}} \dots,$$

oraz

$$v_I = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}$$

$$v_{II} = v_2 \left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{1}{k}} = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{m}} \cdot \left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{1}{k}}$$

$$v_{III} = v_3 \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{1}{k}} = v_1 \left(\frac{p_1}{p_3}\right)^{\frac{1}{m}} \cdot \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{1}{k}} \quad [6]$$

Ogólnie wyrażenie na stratę nie szczelności w n -tej szczelinie brzmi:

$$\left(\frac{G}{F}\right)_n = \left(\frac{c}{v}\right)_n \approx \frac{91,53 \sqrt{h_n + (1-\zeta)h_{n-1}}}{v_1 \left(\frac{p_1}{p_n}\right)^{\frac{1}{m}} \left(\frac{p_n}{p_{n+1}}\right)^{\frac{1}{k}}} \quad [7]$$

Przyrównując do siebie stratę nie szczelności w dwóch następujących po sobie labiryntach uszczelnienia, n -tym i $(n+1)$ -ym, otrzymujemy wzór rekurencyjny:

$$\frac{\sqrt{2g \frac{k}{k-1}} \sqrt{p_n v_n \left[1 - \left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] + (1-\zeta)p_{n-1} \cdot v_{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_n}{p_{n-1}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}}{v_1 \left(\frac{p_1}{p_n}\right)^{\frac{1}{m}} \cdot \left(\frac{p_n}{p_{n+1}}\right)^{\frac{1}{k}}} = \frac{\sqrt{2g \frac{k}{k-1}} \sqrt{p_{n+1} v_{n+1} \left[1 - \left(\frac{p_{n+2}}{p_{n+1}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] + (1-\zeta)p_n v_n \left[1 - \left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}}{v_1 \left(\frac{p_1}{p_{n+1}}\right)^{\frac{1}{m}} \left(\frac{p_{n+1}}{p_{n+2}}\right)^{\frac{1}{k}}}$$

albo inaczej po uproszczeniu:

$$\frac{\left[\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right] + (1-\zeta) \left(\frac{p_{n-1}}{p_n}\right)^{\frac{m-1}{m}} \left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{p_n}{p_{n-1}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}{\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)^{\frac{m+1}{m}}} = \frac{\left[\left(\frac{p_{n+2}}{p_{n+1}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{n+2}}{p_{n+1}}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right] + (1-\zeta) \left(\frac{p_n}{p_{n+1}}\right)^{1 - \frac{1}{m}} \left(\frac{p_{n+2}}{p_{n+1}}\right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}{\left(\frac{p_{n+1}}{p_{n+2}}\right)^{\frac{m+1}{m}}} \quad [8]$$

czyli

$$A_\zeta \left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right) = B_\zeta \left(\frac{p_{n+2}}{p_{n+1}}\right) \quad [8a]$$

Dla $\zeta = 1$ i $m = 1$ przechodzi wzór [8] w postać [2]. Zależność pomiędzy spadkami ciśnienia w dwóch następujących po sobie labiryntach uszczelnienia „niezupełnego“ jest podobna jak dla uszczelnień zupełnych, choć bardziej złożona.

W porównaniu z przypadkiem: $\zeta = 1$ wartość mianownika w wyrażeniu po lewej stronie znaku równości: $\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)^{\frac{m+1}{m}}$ rośnie. Wyraz dodatkowy przy współczynniku $(1-\zeta)$ niewątpliwie jest

większy po stronie lewej aniżeli po prawej; w rezultacie przy danym $\frac{p_{n+1}}{p_n}$, takim samym — założmy — jak w przypadku: $\zeta = 1$, wartość dwumianu $\left(\frac{p_{n+2}}{p_{n+1}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{n+2}}{p_{n+1}}\right)^{\frac{k+1}{k}}$ wypada mniejsza, a co za tym idzie — stosunek $\frac{p_{n+2}}{p_{n+1}}$ większy aniżeli w przypadku dławnicy zupełnej ($\zeta = 1$).

Przy danym całkowitym spadku ciśnienia $\frac{p_2}{p_1}$ trzeba zatem większej liczby labiryntów w uszczelnieniu, jeżeli spadek ciśnienia w pierwszej

szczelinie, a tym samym i strata nie szczelności, nie mają ulec zmianie.

Analogicznie można się spodziewać, że przy tej samej liczbie labiryntów w dławnicy, uszczelnienie „niezupełne“ wykazywać będzie większą stratę nie szczelności.

Ułożenie wykresów dla przypadku: $\zeta < 1$ jest niewątpliwie uciążliwe; dalsze postępowanie jednak, tj. praktyczne użytkowanie takich wykresów w konstrukcji i ocenie uszczelnień labiryntowych nie odbiega od szablonu ustalonego dla uszczelnień „zupełnych“.

Komunikat Redakcji

Wszystkie artykuły ogłoszone w dziale „Technika Turbinowa“ mają charakter dyskusyjny. Uwagi na temat poruszonych zagadnień, opracowane w formie nadającej się do publikacji, mogą być nadsyłane w ciągu miesiąca od daty pojawienia się odpowiedniego zeszytu

czasopisma i zostaną wraz z odpowiedzią autora wydrukowane w możliwie najkrótszym terminie.

Wszelką korespondencję dotyczącą działu „Technika Turbinowa“ prosimy przysyłać bezpośrednio na ręce redaktora Prof. dr R. Szewalskiego, Gdańsk-Wrzeszcz, Politechnika (tel. 426-18).

Współbrzmienie w układzie łopatkowym turbin parowych i spalinowych

inż.-mech. ANDRZEJ PIECHOTA

Krótką klasyfikacja awaryj turbinowych, wywołanych drganiami układu łopatkowego. Analiza sił wzbudających drgania. — Wyznaczanie częstości drgań własnych łopatek wirnikowych. — Prawidłowa konstrukcja układu łopatkowego z uwzględnieniem zjawisk dynamicznych, które mogą doprowadzić do groźnych awaryj. — Sposób oceny groźby współbrzmienia w układzie łopatkowym przez podanie metod wyznaczania częstości drgań własnych łopatek wirnikowych i zanalizowanie sił wzbudających drgania. — Czynniki konstrukcyjne, prowadzące do prawidłowego pod względem dynamicznym rozwiązania układu łopatkowego.

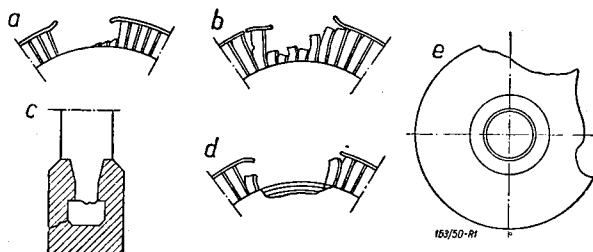
1. Typowe awarie turbinowe wywołane przyczynami dynamicznymi

Znaczny procent awaryj turbinowych przypisać należy awariom układu łopatkowego. W wypadku, gdy podczas ekspertyzy danej awarii nie stwierdzono zatarć spowodowanych czy to błędami montażu, czy to zjawiskami termicznymi lub uszkodzeniem łożyska, natomiast zaobserwowano w układzie łopatkowym przełomy zmęczeniowe o charakterystycznym muszlowym kształcie, przyczyn awarii należy doszukiwać się w zjawiskach dynamicznych i to nie natury kinetostatycznej, lecz w drganiach.

Opierając klasyfikację na konkretnych zachodzących w praktyce wypadkach, możemy wyróżnić pięć typowych grup uszkodzeń (rys. 1):

- złamanie łopatek u podstawy połączone z wyrwaniem części bandaża i zniszczeniem nitów sąsiednich łopatek,
- złamanie łopatek powyżej zamocowania, połączone często z odkształceniami plastycznymi łopatek sąsiednich i zniszczeniem bandaża,
- złamanie stopy łopatki w rowku wirnikowym,
- wyłamanie kilku łopatek połączone z uszkodzeniem brzegu tarczy wirnikowej,
- wyłamanie znacznych części tarczy wirnikowej.

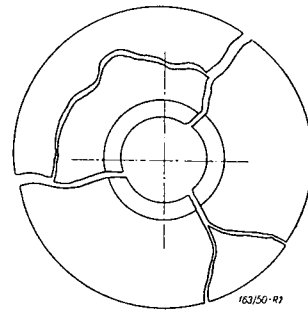
Teoria i doświadczenie wskazuje na to, że przyczyn awaryj wymienionych w punktach a i b należy szukać w drganiach łopatek



Rys. 1.

w płaszczyznach zbliżonych do płaszczyzny stopnia, natomiast odnośnie awaryj opisanych w punktach c, d, e w płaszczyznach zbliżonych do płaszczyzny osiowej, przechodzącej przez daną łopatkę.

Jak widać z opisu i szkiców, awarie c, d, e są znacznie groźniejsze w skutkach i mogą o wiele łatwiej spowodować zniszczenie całej turbiny. Awaryje grupy e zachodzą wtedy, gdy



Rys. 2.

drgania przeniosły się na tarczę wirnikową i spowodowały jej zniszczenie. Nie należy mieszać tej klasy awaryj z kinetostatyczną eksplozją tarczy (rys. 2).

2. Sformułowanie problemu

Celem poniższych rozważań jest określenie groźby rezonansu pomiędzy n -tą harmoniczną siły wzbudającej drgania oraz j -tą częstością własną łopatki. Wzory będące później podstawą dyskusji wyprowadzimy przy następujących założeniach:

- łopatkę traktujemy jako belkę (o stałym lub zmiennym profilu),
- zamocowanie łopatki w wieńcu uważamy za doskonałe,
- zamocowanie łopatki w bandażu uważamy za doskonałe przegubowe,
- punkt podparcia łopatki przez bandaż uważamy za nieruchomy względem punktu zamocowania w wieńcu,
- pole wektorowe prędkości medium uważamy za niezależne od czasu, przy czym

prędkość medium w płaszczyźnie wlotowej wieńca wynosi c_1 , lub 0, zaś w płaszczyźnie wylotowej c_2 , lub 0 zależnie od współrzędnej kątowej względem osłony, a niezależnie od promienia.

3. Oznaczenia:

- $P_t; P_{t \max}$ — siła działająca na łopatkę w kierunku t (obwodowym) kG
 $P_r; P_{r \max}$ — siła działająca na łopatkę w kierunku r (osiowym) kG
 G — ciężarowe natężenie przepływu przypadające na jedną łopatkę kG/sek
 g — przyspieszenie ziemskie m/sek²
 $w_1; w_2; w_{1t}; w_{1r}; w_{2t}; w_{2r}$ — prędkości względne medium lub ich składowe m/sek
 γ — ciężar właściwy medium kG/m³
 F — pole przekroju strumienia medium przypadającego na jedną łopatkę płaszczyzną wylotową przyrządów ekspansyjnych m²
 $\beta_1; \beta_2$ — kąty łopatkowe
 φ — współczynnik prędkości (bezwymiarowy)
 h — wysokość przyrządów ekspansyjnych m
 k — ilość segmentów przyrządów ekspansyjnych
 l — ilość przyrządów ekspansyjnych w segmencie
 $2\tau_s$ — kątowa podziałka segmentów w mierze łukowej
 $2\tau_h$ — kątowa podziałka przyrządów ekspansyjnych w mierze łukowej
 $2\tau_r$ — kątowa podziałka łopatek wirnikowych w mierze łukowej
 $2\tau_w$ — kąt wolnego wylotu medium z przyrządu ekspansyjnego w mierze łukowej
 R_p — promień podziałowy koła przyrządów ekspansyjnych m
 a — współrzędna kątowa w mierze łukowej
 ω — prędkość kątowa wirnika sek⁻¹
 t — czas sek
 C_n — względna amplituda n -tej harmonicznej siły działającej na jedną łopatkę
 E — moduł Younga kG/cm²
 J — geometryczny moment bezwładności cm⁴
 ρ — gęstość materiału łopatki kG sek²/cm⁴
 f — pole przekroju łopatki cm²
 $X_j(x)$ — forma drgań łopatki (j -tego rzędu) cm
 $A; B$ — stałe
 $C_1; C_2; C_3; C_4$ — stałe cm
 ν_{1x} i ν_{1y} — częstości kołowe własne łopatki

j -tego rzędu w kierunku xx lub yy sek⁻¹

R — siła odśrodkowa działająca na łopatkę kG

l — długość łopatki cm

T — energia kinetyczna kGcm

V — energia sprężysta kGcm

V_2 — praca sił odśrodkowych kGcm

a — promień zamocowania łopatki cm

i — ramię bezwładności profilu łopatki cm

4. Analiza sił wzbudzających drgania

Wobec istniejącego niewątpliwie tłumienia, przyczyn powstania tak nieraz groźnych w skutkach drgań należy się doszukiwać w siłach wzbudzających, pochodzących od strumienia medium (pary czy też spalin) działających na łopatkę, a zmiennych w czasie. Okresem zmienności tych sił jest okres jednego obrotu.

Punktem wyjścia dalszych rozważań będą wzory klasycznej teorii turbin, określające siłę styczną i osiową działającą na jedną łopatkę:

$$P_t = -\frac{G}{g}(w_{2t} - w_{1t});$$

$$P_r = -\frac{G}{g}(w_{2r} - w_{1r}) \quad [1]$$

Uwzględniając zależności trygonometryczne (rys. 3) oraz związku:

$$G = F'w_1\gamma_1; w_2 = \varphi w_1 \quad F' = F \sin \beta_1$$

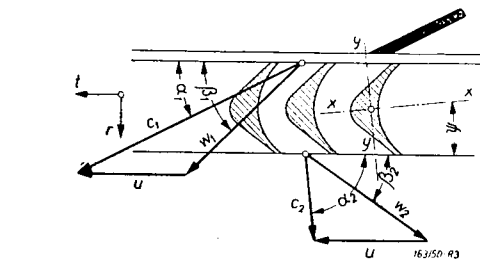
otrzymamy:

$$P_t = \frac{\gamma_1}{g} w_1^2 \sin \delta_1 (\cos \beta_1 + \varphi \cos \beta_2) F; \quad [2a]$$

$$P_r = \frac{\gamma_1}{g} w_1^2 \sin \beta_1 (\sin \beta_1 - \varphi \sin \beta_2) F. \quad [2b]$$

We wzorach tych F — oznacza czołowy (\perp do osi turbiny) przekrój strumienia pary działającej na jedną łopatkę, a mieszczący się (kąto-
 towo) w podziałce kątowej łopatki wirnikowej. Nie wnikamy bliżej w to, jak jest zorientowana dana łopatkę względem tego przekroju.

Przekrój F zmienia się w czasie jednego obrotu, a zmienność ta jest spowodowana następującymi przyczynami:

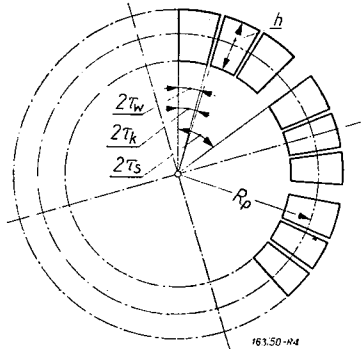


Rys. 3.

1. ewentualnym częściowym zasilaniem stopnia,

2. skończoną grubością ścianek oddzielających poszczególne aparaty ekspansyjne,
3. ewentualnym podziałem aparatów ekspansyjnych w sekcje (segmenty).

Rys. 4 przedstawia widok koła zasilającego od strony wylotów. Na podstawie tego szkicu



Rys. 4.

(stosując się do podanych na nim oznaczeń) możemy przedstawić wysokość strumienia pary \$h(a)\$ jako funkcję współrzędnej kątowej względem osłony turbiny. Wysokość ta wynosi bądź \$h\$ bądź \$O\$ (rys. 5).

Rozwińmy funkcję \$h(a)\$ w szereg Fouriera:

$$h(a) = \frac{h}{\pi} \left(k \cdot l \cdot \tau_w + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\text{sink}n\tau_s}{\text{sinn}\tau_s} \cdot \frac{\text{sinln}\tau_k}{\text{sinn}\tau_k} \cdot \frac{\text{sin}n\tau_w}{n} \cos na \right) \quad [3]$$

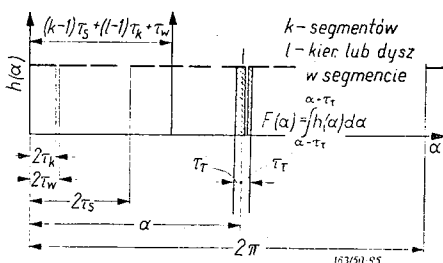
Zdefiniowany wyżej przekrój \$F(a)\$ można obliczyć ze związku:

$$F(a) = R_p \int_{\alpha - \tau_r}^{\alpha + \tau_r} h(a) da \quad [4]$$

Podstawiając [3] w [4] otrzymamy rozwinięcie w szereg Fouriera funkcji \$F(a)\$:

$$F(a) = \frac{2R_p h}{\pi} \left(kl\tau_w\tau_r + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\text{sink}n\tau_s}{\text{sinn}\tau_s} \cdot \frac{\text{sinln}\tau_k}{\text{sinn}\tau_k} \cdot \frac{\text{sin}n\tau_w}{n} \cdot \frac{\text{sin}n\tau_r}{n} \cos na \right) \quad [5]$$

Maksymalna wartość \$F(a)\$ odpowiada maksymalnym wartościom \$P_t\$ oraz \$P_r\$. Ponieważ



Rys. 5.

z reguły \$\tau_w > \tau_r\$, zatem ta maksymalna wartość \$F(a)\$ wyniesie:

$$F(a)_{\max} = 2R_p h \tau_r$$

co odpowiada z kolei siłom:

$$P_{t \max} = 2 \frac{\gamma_1}{g} w_1^2 \sin \beta_1 (\cos \beta_1 + \varphi \cos \beta_2) R_p h \tau_r \quad [6a]$$

$$P_{r \max} = 2 \frac{\gamma_1}{g} w_1^2 \sin \beta_1 (\sin \beta_1 - \varphi \sin \beta_2) R_p h \tau_r \quad [6b]$$

Podstawiając [5] w [2] oraz uwzględniając wzory [6], możemy napisać:

$$P_t = P_{t \max} \left(\frac{k \cdot l \cdot \tau_w}{\pi} + \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cos n\omega t \right); \quad [7a]$$

$$P_r = P_{r \max} \left(\frac{k \cdot l \cdot \tau_w}{\pi} + \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cos n\omega t \right); \quad [7b]$$

bowiem

$$n\alpha = n\omega t;$$

$$C_n = \frac{2}{n^2 \pi \tau_r} \cdot \frac{\text{sink}n\tau_s}{\text{sinn}\tau_s} \cdot \frac{\text{sinln}\tau_k}{\text{sinn}\tau_k} \cdot \text{sin}n\tau_w \cdot \text{sin}n\tau_r \quad [8]$$

Z wzorów [7] łatwo otrzymać możemy wzory na składowe siły działającej na łopatkę w kierunkach osi głównych bezwładności przekroju łopatki, znając kąt \$\psi\$ nachylenia tych osi do kierunków \$t\$ i \$r\$ (rys. 3).

5. Częstości drgań własnych łopatek

Znając już zmienność sił wzbudzających drgania przystąpimy do określenia częstości własnych drgań łopatek.

Dla łopatek o profilu stałym zagadnienie to da się łatwo rozwiązać w sposób ścisły, natomiast dla łopatek o profilu zmiennym stosujemy metodę Rayleigha-Ritza.

a) Łopatki o profilu stałym.

Równanie różniczkowe drgań giętych pręta przyrządczego ma postać

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho J \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0; \quad [9]$$

Szukając własnych form drgania i częstości przynależnych tym formom, przewidujemy rozwiązanie tego równania w postaci:

$$y_j = X_j (A \cos \nu_j t + B \sin \nu_j t). \quad [10]$$

Ze względu na wymagane spełnienie się równania różniczkowego [9] niezależnie od czasu \$t\$ otrzymujemy po podstawieniu [10] [9]:

$$X_j^{(4)} - \frac{\nu_j^2 \rho J}{EJ} y_j = 0; \quad [11]$$

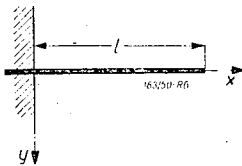
Oznaczając:

$$\frac{\nu_j^2 \rho}{EJ} = k_j^4, \quad [12]$$

znajdziemy funkcję X_j , która jest formą drgania:

$$X_j = C_1 \sin k_j x + C_2 \cos k_j x + C_3 \sinh k_j x + C_4 \cosh k_j x; \quad [13]$$

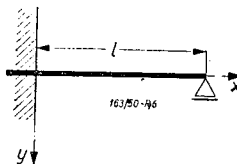
Warunki brzegowe dla łopatek wolnonośnych mają postać (rys. 6a):



Rys. 6a.

$$\begin{aligned} (X_j)_0 &= 0; & \left(\frac{dX_j}{dx}\right)_0 &= 0; \\ \left(\frac{d^2X_j}{dx^2}\right)_l &= 0; & \left(\frac{d^3X_j}{dx^3}\right)_l &= 0; \end{aligned}$$

dla łopatek z bandażem (rys. 6b):



Rys. 6b.

$$\begin{aligned} (X_j)_l &= 0 & \left(\frac{dX_j}{dx}\right)_0 &= 0; \\ (X_j)_0 &= 0 & \left(\frac{d^2X_j}{dx^2}\right)_l &= 0; \end{aligned}$$

W obu wypadkach warunki brzegowe ustalają na podstawie związku [13] układ 4 równań liniowych jednorodnych względem stałych.

Szukając niezerowych rozwiązań otrzymanych powyższą drogą układów przyrównamy wyznaczniki główne układów do zera.

W wypadku pierwszym warunek zerowania się wyznacznika głównego prowadzi do równania:

$$\cos k_1 l \cosh k_1 l + 1 = 0 \quad [14]$$

o pierwiastkach:

$$k_1 l = 1,875; \quad k_2 l = 4,694; \quad k_3 l = 7,855; \quad k_4 l = 10,966; \quad k_5 l = 14,137; \dots$$

W wypadku drugim otrzymujemy równanie:

$$\operatorname{tg} k_1 l - \operatorname{tgh} k_1 l = 0 \quad [15]$$

o pierwiastkach

$$k_1 l = 3,927; \quad k_2 l = 7,069; \quad k_3 l = 10,210; \quad k_4 l = 13,352; \quad k_5 l = 16,495; \dots$$

Znając długość łopatki możemy wyznaczyć wielkości $k_1; k_2; \dots$ a ze związku [12] $\nu_1; \nu_2; \dots$

Wskazaną wyżej drogą możemy znaleźć częstości własne łopatek o stałym profilu, nie poddanych działaniu sił odśrodkowych.

Siły odśrodkowe wpływają przede wszystkim na podwyższenie częstości własnej pierwszego rzędu łopatki wolnonośnej.

W tym wypadku wpływ ten możemy łatwo uwzględnić, wprowadzając do wyprowadzonych wzorów zamiast sztywności EJ , sztywność zastępczą $[EJ]_{zast}$ obliczoną z wzoru

$$[EJ]_{zast} = EJ \left(1 + \frac{R_{odśr} l^2}{6EJ} \right); \quad [16]$$

W powyższy sposób możemy obliczyć częstości $\nu_1; \nu_2; \nu_3; \dots$ oraz $\nu_{1y}; \nu_{2y}; \nu_{3y}; \dots$ drgań własnych łopatki w obu kierunkach głównych.

b) Łopatki o profilu zmiennym. Przy obliczaniu częstości własnych łopatek o profilu zmiennym zastosujemy metodę Rayleigha-Ritza.

Podczas gdy metoda energetyczna Rayleigha pozwala na wyznaczenie tylko częstości podstawowej (I-szego rzędu), metoda wariacyjna Ritza pozwala także na wyznaczenie częstości dowolnej ilości rzędów wyższych.

Przyjmując, że równanie ruchu łopatki da się przedstawić w postaci:

$$y_j = X_j \cos \nu_j t, \quad [17]$$

możemy napisać wzory na maksymalną energię kinetyczną i potencjalną (sprężystą) drgającej według formuły [17] łopatki, a mianowicie:

$$T_{max} = \frac{1}{2} \int_0^l f \cdot \rho \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)_{max}^2 dx = \frac{\nu_j^2 \rho}{2} \int_0^l f X_j^2 dx; \quad [18]$$

$$V_{max} = \frac{1}{2} \int_0^l EJ \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)_{max}^2 dx = \frac{1}{2} \int_0^l EJ \left(\frac{d^2 X_j}{dx^2} \right)^2 dx; \quad [19]$$

W wypadku łopatki wirującej

$$V_{max} \neq T_{max}$$

bowiem dochodzi praca sił odśrodkowych, przy przejściu od skrajnego wychylenia do położenia środkowego.

Promieniowe maksymalne przemieszczenia elementu łopatki wskutek ugięcia wynosi:

$$\frac{1}{2} \int_0^x \left(\frac{dX_j}{dx} \right)^2 dx \quad [20]$$

Siła odśrodkowa działająca w czasie tego przesunięcia na element łopatki ma wartość

$$f \rho (a+x) \omega^2 \quad [21]$$

gdzie: a — promień zamocowania łopatki. Zatem praca sił odśrodkowych przy przejściu z wychylenia skrajnego X_j do środkowego wyrazi się z uwagi na związki [20], [21] wzorem:

$$V_2 = \frac{\rho \omega^2}{2} \int_0^l f (a+x) dx \int_0^x \left(\frac{dX_j}{dx} \right)^2 dx \quad [22]$$

Z równania

$$V_{max} + V_2 = T_{max} \quad [23]$$

znajdziemy [24]:

$$v_j^2 = \frac{\int_0^l EJ \left(\frac{d^2 X_j}{dx^2} \right)^2 dx + \rho \omega^2 \int_0^l f(a+x) dx \int_0^x \left(\frac{dX_j}{dx} \right)^2 dx}{\rho \int_0^l f \cdot X_j^2 dx}$$

Oznaczając:

$$(v_j^2) = \frac{\int_0^l EJ \left(\frac{d^2 X_j}{dx^2} \right)^2 dx}{\rho \int_0^l f X_j^2 dx}; \quad [25]$$

$$v_{jo}^2 = \frac{\omega^2 \int_0^l f(a+x) dx \int_0^x \left(\frac{dX_j}{dx} \right)^2 dx}{\int_0^l f X_j^2 dx}; \quad [26]$$

możemy napisać

$$v_j = \sqrt{(v_j)^2 + v_{jo}^2}; \quad [27]$$

(v_j) — jest częstością łopatki nieruchomej j — tego rzędu,

v_{jo} — jest częstością łopatki wirującej pozbawionej sprężystości.

Zajmiemy się teraz obliczeniem (v_j) oraz v_{jo} .

Biorąc pod uwagę wzór [25] i podstawiając za X_j , dowolną funkcję ciągłą spełniającą warunki brzegowe, otrzymujemy jak wiadomo na (v_j) wartości przybliżone zawsze większe od rzeczywistej częstości drgań rzędu pierwszego.

W metodzie Ritz'a obliczając (v_j) z formuły [25] podstawiamy

$$X_j = a_1 \varphi_1(x) + a_2 \varphi_2(x) + \dots + a_n \varphi_n(x) + \dots + a_h \varphi_h(x)$$

gdzie $\varphi_1; \varphi_2; \dots; \varphi_K$ jest ciągiem funkcji spełniających warunki brzegowe zamocowania łopatki, a pozatym dowolnym. Szukamy takiego zbioru wartości $a_1; a_2; \dots; a_h$ który daje minima prawej strony równości [25].

$$\frac{\partial}{\partial a_n} \frac{\int_0^l J \left(\frac{d^2 X_j}{dx^2} \right)^2 dx}{\int_0^l f X_j^2 dx} = 0 \quad [28]$$

albo z [25] oraz [28]

$$\frac{\partial}{\partial a_n} \int_0^l \left[J \left(\frac{d^2 X_j}{dx^2} \right)^2 - \frac{(v_j)^2}{\rho} X_j^2 \right] dx = 0 \quad [29]$$

Równania [29] są liniowe i jednorodne względem $a_1; a_2 \dots a_h$; jest ich k .

Szukając niezerowego rozwiązania należy wyznacznik główny układu przyrównać do zera. Otrzymamy wtedy k tego stopnia równanie częstości, które daje nam k częstości własnych.

Rozwiązanie tego układu możemy w ogólnej formie napisać:

$$(v_j) = a_j \frac{i}{l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad [30]$$

gdzie i — ramię bezwładności przekroju zamocowania.

a_j — współczynnik zależny od kształtu, rodzaju zamocowania i rzędu drgań.

Współczynniki a_j dla łopatek turbinowych zostały obliczone w następujący sposób:

Przyjmijmy, że zmienność przekroju i momentu bezwładności da się przedstawić w postaci wzorów (rys. 7):

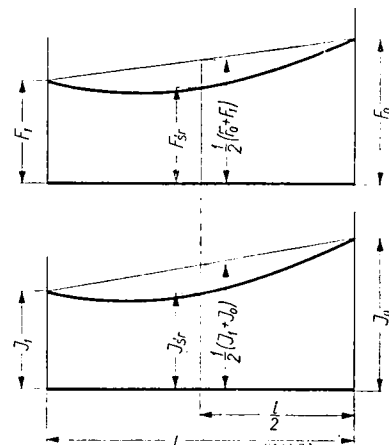
$$f = f_0 \left(1 - m \frac{x}{l} - n' \sin \frac{\pi x}{l} \right), \quad [31a]$$

$$J = J_0 \left(1 - m' \frac{x}{l} - m'' \sin \frac{\pi x}{l} \right), \quad [31b]$$

gdzie

$$n = \frac{f_0 - f_1}{f_0}; \quad m = \frac{J_0 - J_1}{J_0} \quad [32]$$

$$n' = \frac{1}{f_0} \left(f_0 + \frac{f_1}{2} - f_{sr} \right); \quad m' = \frac{1}{J_0} \left(\frac{J_0 + J_1}{2} - J_{sr} \right);$$



Rys. 7.

Wtedy współczynnik a_j można wyrazić wzorem:

$$a_j = a_{oj} \sqrt{\frac{1 - m\beta_j - m'\beta'_j}{1 - n\gamma_j - n'\gamma'_j}};$$

gdzie: a_{oj} odpowiada wartościom $k_j^2 l^2$ (kwadrat pierwiastków równania [14] lub [15] zależnie od zamocowania) zaś współczynniki $\beta_j; \beta'_j; \gamma_j; \gamma'_j$ podaje dla łopatki wolnonośnej tabela I, dla podpartej II.

TABLICA I.

j	1	2	3	4	5	6
β_j	0,193	0,405	0,468	0,483	0,490	0,493
γ_j	0,807	0,594	0,532	0,517	0,510	0,507
β_j'	0,493	0,703	0,661	0,649	0,703	0,642
γ_j'	0,493	0,703	0,661	0,649	0,645	0,642

TABLICA II.

j	1	2	3	4	5	6
β_j	0,431	0,480	0,490	0,494	0,496	0,497
γ_j	0,569	0,520	0,510	0,506	0,504	0,503
β_j'	0,626	0,612	0,623	0,628	0,631	0,633
γ_j'	0,857	0,724	0,680	0,662	0,654	0,649

Częstość ν_{j0} dla pierwszego rzędu tzn. ν_{10} została obliczona przez Akimaza Ono przy pomocy metody wariacyjnej Ritza:

$$\nu_{10} = \beta\omega \quad [34]$$

gdzie β — współczynnik z tablicy III.

TABLICA III.

$a/l \backslash n$	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
1	1,57	1,58	1,59	1,61	1,64	1,71
2	1,98	2,00	2,01	2,04	2,09	2,19
4	2,62	2,44	2,66	2,70	2,77	2,92
6	3,13	3,15	3,18	3,23	3,31	3,50
8	3,56	3,59	3,62	3,68	3,78	4,00
10	3,95	3,98	4,02	4,08	4,19	4,44

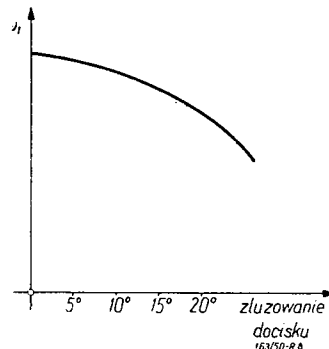
W powyższy sposób możemy obliczyć częstości własne w kierunku obu osi głównych.

6. Dyskusja założeń upraszczających

W rozdziale 2 podano szereg założeń obowiązujących przy wyprowadzeniu wszystkich dotychczasowych związków. Chcąc ocenić teraz konstrukcyjną ważność otrzymanych wyników, zastanowimy się kolejno nad każdym z powyższych założeń.

ad 1) Traktowanie łopatki jako pręta jest słuszne tylko przy łopatkach dostatecznie długich. Oczywiście, że obliczone powyższymi metodami częstości własne łopatek o stosunku l/b małym (orientacyjnie < 2) nie mogą zgadzać się z rzeczywistością. Łopatki krótkie należałoby traktować jako płyty zakrzywione o zmiennej grubości, co prowadziłoby niewątpliwie do bardzo złożonych rozważań.

ad 2) Wpływ niedoskonałości utwierdzenia łopatki jest znaczny, co wykazuje proste doświadczenie badania częstości drgań własnych łopatki zamocowanej w imadle. W zależności od wielkości docisku szczęk imadła częstość pierwszego rzędu zmienia się według wykresu (rys. 8).



Rys. 8.

ad 3) Badania doświadczalne wykazały, że nitowe połączenia bandaży dosyć dokładnie odpowiadają przegubowi, jeśli chodzi o wartości częstości własnych.

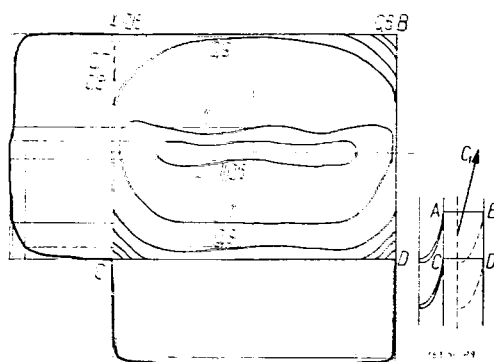
ad 4) Przesuwanie się punktu podparcia względem punktu zamocowania wybitnie komplikuje zagadnienie. Zależnie od rodzaju pakietowania łopatek częstości własne mogą znacznie odbiegać od schematu łopatki podpartej.

Jeśli chodzi o drganie w kierunkach zbliżonych do osiowego, to twierdzenie, że bandaży mało wpływa na częstość drgań, wydaje się być usprawiedliwione. Natomiast częstości drgań w kierunkach zbliżonych do obwodowego mogą zależnie od rodzaju pakietowania przybierać wartości leżące pomiędzy częstościami obliczonymi dla łopatki wolnonośnej i podpartej.

Zagadnienie pakietowania wymaga osobnej dokładnej analizy, nie mieszczącej się w ramach niniejszego artykułu.

Oprócz tego w danym pakiecie występują różnice częstości pomiędzy łopatkami środkowymi i skrajnymi pakietu, spowodowane skończoną sztywnością bandaży.

ad 5) Badania prof. Ackereta opublikowane w „Escher Wyss Mitteilungen” dostarczają nam



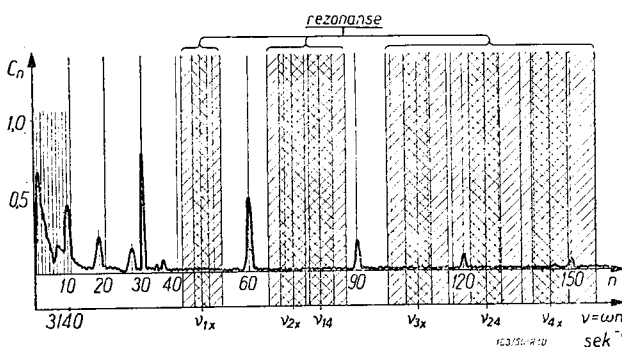
Rys. 9.

obrazu rozkładu szybkości u wylotu z przyrządów ekspansyjnych. Obraz ten przedstawia rys. 9. Jak widać, założenie 5 niezbyt odbiega od stanu faktycznego. Rozkład prędkości (rys. 9) obowiązuje w wypadku wolnego wylotu medium. Oczywiście, że obecność w polu wylotowym krawędzi łopatki wirnikowej wpływa na pole prędkości. Rachunkowe ujęcie wpływu niejednorodności pola prędkości na wyniki analizy harmonicznego sił wzbudzających jest b. trudne, a komplikowałoby się jeszcze bardziej, gdybyśmy chcieli uwzględnić wspomniane zaburzenia spowodowane przesuwaniem się krawędzi wlotowej łopatki wirnikowej.

7. Ocena groźby rezonansu

Dysponując obliczonymi wyżej amplitudami względnymi poszczególnych harmonicznymi, możemy łatwo sporządzić wykres ciągu $C_n = f(n)$ (rys. 10).

Jeśli na ten wykres naniesiemy obliczone podanymi sposobami częstości własne w obu



Rys. 10.

plaszczynach głównych, otrzymamy tzw. wykres rezonansowy stopnia. Wykres ten może służyć jako podstawa oceny groźby rezonansu. Ocenę tę możemy poprowadzić w sposób następujący. Z uwagi na założenie upraszczające [2] i [4] oraz rozrzut fabrykacyjny produkowanych łopatek naniesiemy na wykres rezonansowy zakresy, w których mieścić się mogą częstości drgań własnych. Pola te zostały na wykresie 10 zakreskowane w lewo. Uwzględniając teraz zmiany ilości obrotów turbiny w granicach δ_{regul} otrzymamy rozszerzone pola zakreskowane w prawo, w granicach których mogą mieć miejsce rezonanse.

Jako wynik naszych rozważań określiliśmy zatem, które częstości własne mogą rezonować z którymi harmonicznymi sił wzbudzających, oraz poznaliśmy wielkości amplitud rezonujących harmonicznymi, a więc pośrednio groźbę ewent. rezonansu. Przez porównanie względnych wielkości amplitud rezonujących C_n z innymi amplitudami możemy ocenić, czy rezonans jest w stanie wywołać uszkodzenie układu łopatkowego czy nie.

Jako wniosek ogólny możemy stwierdzić, że rezonansów w ogóle nie możemy uniknąć, natomiast możemy tak skonstruować stopień, aby powstające współbrzmienia nie były niebezpieczne.

8. Czynniki konstrukcyjne

Prowadząc do prawidłowego pod względem dynamicznym rozwiązania układu łopatkowego można zmieniać i odpowiednio dobierać cały szereg czynników konstrukcyjnych, mających wpływ na stopień niebezpieczeństwa powstających rezonansów.

Jak wynika z przeprowadzonych rozważań do czynników tych zaliczamy:

1. ilość i rozmieszczenie aparatów ekspansyjnych.
2. częstości własne łopatek zmieniane bądź przez zmianę profilu, bądź też przez bandażowanie lub wzmacnianie drutami,
3. grubość ścianek rozdzielających poszczególne aparaty ekspansyjne (zaostrenie wylotów),
4. stosunek podziałki łopatek wirnikowych do kierowniczych,
5. wielkość statyczną naprężenia gnącego.

Oprócz wymienionych czynników konstrukcyjnych wpływ na groźbę rezonansu ma wielkość szczeliny osiowej, co zresztą ze względu na przyjęte założenie upraszczające nie wynika z podanych wzorów. Wzory ujmują zatem wypadek bardziej niekorzystny, niż to ma miejsce w rzeczywistości.

W dalszym ciągu powyższych rozważań należałoby uwzględnić wpływ pakietowania w dokładny sposób, co umożliwiłoby wybranie na wykresie rezonansowym pewnych dodatkowych bezpiecznych zakresów (wyostrzenie oceny możliwych częstości własnych).

Dalszym zagadnieniem jest obliczenie naprężeń rezonansowych powstałych przy współbrzmieniu znanej już harmonicznymi z wiadomą częstością własną.

ŹRÓDŁA

1. D. Kirillov i S. A. Kantor — Teoria i konstrukcii parowych turbin, 1947.
2. A. A. Moisiejew — Konstruktiwnyje rascziety turboagregatow, 1948.
3. K. K. Bodaszko — Awarii parowych turbin i borba s nimi, 1948.
4. M. J. Janovskij — Konstruirowanie i rasczet parowych turbin, 1947.
5. C. B. Biezeno i R. Grammel — Technische Dynamik, 1939.
6. J. P. Den Hartog — Mechanische Schwingungen, 1936.
7. S. Timoszenko — Swingungsprobleme der Technik, 1932.
8. W. Hort — Berechnung der Eintöne nicht gleichförmiger, insbesondere verjüngter Stäbe Zeitschr. f. techn. Physik, 1925.
9. W. Hort — Die Schwingungen der Räder und Schaufeln in Dampfturbinen. Zeitschr. V. D. I., 1926.
10. A. Stodola — Dampf- und Gas-Turbinen, 1924.

Zasady geometrycznego kształtowania kierownic turbinowych

inż.-mech. STEFAN PERYCZ

Celowy, ze względów sprawnościowych i wykonawczych, dobór kształtów geometrycznych kierownicy turbiny parowej, oraz sposoby rysowania (rzutowania) łopatki kierowniczej i skrzynki rdzeniowej. — Szczegółowa geometria przepływu pary przez stopień turbiny i klasyfikacja geometryczna kształtów części wylotowej kierownicy, wraz z oceną zalet i wad (sprawnościowych i wykonawczych) rozmaitych rozwiązań. — Rodzaje ścianek bocznych (łopatek) i krytyka celowości łopatek o krawędziach wlotu i wylotu nierównoległych. — Zasady wykreślenia rzutów i rozwinięcia łopatki.

Wstęp

Parametry kształtu kierownicy są istotne dla sprawności kierownicy i sprawności stopnia turbiny. Rozważając wyłącznie kierownice lane z zalewanymi łopatkami blaszanymi (rys. 1), pominiemy całkowicie zagadnienie profilowania łopatek kierownic frezowanych, nie będziemy się też zajmować kierownicami spawanymi ani rzeźbionymi. Pominiemy przyrządy ekspansyjne dla spadku większego niż krytyczny czyli dysze (*de Laval*).

Mimo tych ograniczeń zasadnicze rozważania mogą być bezpośrednio rozciągnięte na wszystkie typy przyrządów ekspansyjnych turbinowych.

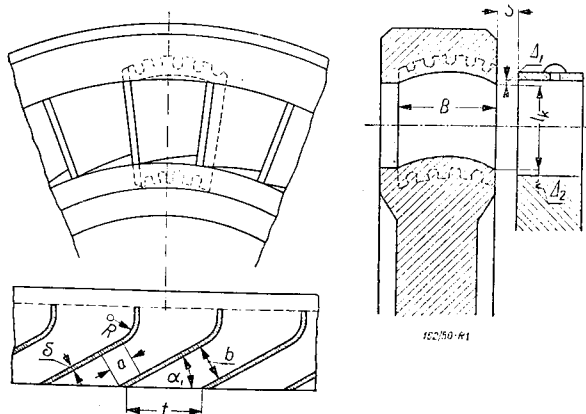
Odnosnie kształtu łopatek blaszanych i kanału parowego w tzw. rozwinięciu po walcu podziałowym ograniczymy się do podania znanych proporcji stosowanych przez praktykę turbinową.

Więcej miejsca poświęcimy ograniczeniom kanału od góry i od dołu oraz prawidłowemu kształtowaniu części wylotowej.

Wymienione punkty stanowią dodatek do części, w której omówimy sposób rzutowania i rysowania kanału parowego oraz łopatki blaszanej.

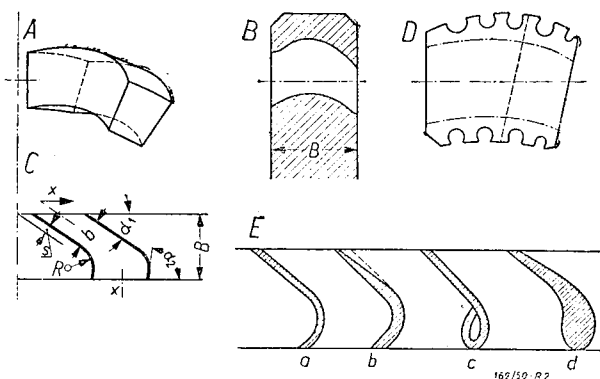
1. Kształt kanału parowego

Z rys. 1. możemy zdjąć kształt samego kanału parowego czyli klocka rdzeniowego, przedstawionego na rys. 2. Na rys. 2. oznaczają:



Rys. 1.

A — rzut pionowy klocka rdzeniowego (widok w kierunku przepływu pary),
B — przekrój podłużny kanału parowego ($x-x$),



Rys. 2.

C — tzw. rozwinięcie po walcu podziałowym,
D — blachę łopatki rozprostowaną z zaznaczoną linią zalania w odlewie,
E — kilka stosowanych profili łopatek zalewanych,
a — blacha równej grubości,
b — „ „ ścieniona w części wylotowej,
c — „ „ zaginana na wlocie,
d — łopatka profilowana.

Rzut C zwany *rozwięciem według walca podziałkowego* ma odpowiadać liniom prądu pary przepływającej wzdłuż powierzchni walcowych. Po pierwsze — powierzchnie prądu nie są cylindryczne; po drugie — jeżeli łopatka na wylocie ma część płaską, to przekrój jej z walcem daje elipsę, zaś przy rozwinięciu pobocznic walca linia ta nie może być linią prostą! Z częścią walcową łopatki jest jeszcze gorzej, tak, że zrezygnujemy z tego sposobu rzutowania.

Przyjmujemy inne określenie rzutu C. Mianowicie kroimy tylko łopatki zamykające kanał i przekroje te rozsuwamy równolegle o wielkość średniego podziału.

Fikcyjny „kształt kanału“ w rzucie C praktycznie biorąc mało się różni od „rozwię-

cia po walcu podziałkowym“, ponieważ ilość łopatek jest na ogół duża (rzędu $40 \div 80$).

Zadanie nasze polega na znalezieniu rzutów A , B i C i rozwinięcia D .

Rzuty te odpowiednio zwymiarowane dają kształt wykroju skrzynki rdzeniowej.

Rozwinięcie D pozwala przyciąć blachę, którą następnie zaginamy na klocek odpowiadającym klockowi rdzeniowemu otrzymanemu ze skrzynki rdzeniowej.

Rozróżniamy dwa zasadnicze sposoby formowania tarczy z zalewanymi łopatkami:

1. ustawianie specjalnie wykonanych rdzeni i przekładanie łopatkami,

2. formowanie łopatek przy pomocy maszyny podziałowej. Ustawia się dwie blachy w dokładnych położeniach i zabija między nie piasek. Wymagane są wobec tego klocki ograniczające od góry i od dołu. Ta metoda ma tę wyższość, że tak zaformowane rdzenie lepiej przylegają do łopatek i ułatwiają zalanie. Także dokładniej zachowana jest wielkość podziału.

Natomiast pierwszy sposób jest tańszy w wypadku produkcji seryjnej.

W części szczegółowej omówimy następujące zagadnienia:

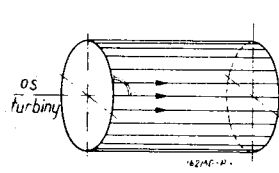
- geometrię wypływu pary z kierownicy i przepływu pary przez stopień turbiny,
- obieranie pochylenia osi kierownicy (w przekroju podłużnym),
- celowe kształty ograniczeń kanału parowego od góry i od dołu,
- typowe ścianki boczne, ich rzutowanie i rozwijanie.

2. Geometria wypływu pary z kierownicy

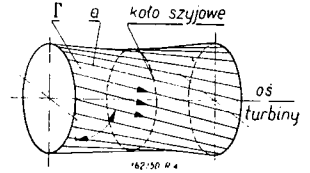
Linie prądu na wylocie z kierownicy o łopatkach jak na rys. 2, są w znacznym przybliżeniu liniami prostymi i jeżeli spadek ciśnienia w kole kierowniczym jest $p_2/p_1 \geq \beta$, podział nie za duży, oraz istnieje pozytywne równoległe prowadzenie, to kierunek tych linii jest w rzucie poziomym zgodny z kątem wlotowym łopatek α_1 . W rzucie pionowym odpowiada on kierunkowi stycznemu do ostatniego elementu ograniczenia od góry wzgl. od dołu — w odpowiednim miejscu.

Jeżeli $\alpha_1 = 90^\circ$ oraz kierunek osi kierownic jest równoległy do osi turbiny, to linie prądu są do siebie równoległe. Powierzchnie prądu (dla linii prądu opuszczających koło kierownicze na jednym promieniu) są walcami obrotowymi (rys. 3). W przekroju poprzecznym do osi turbiny otrzymujemy koła współśrodkowe, zaś w przekroju podłużnym (płaszczyzną przechodzącą przez oś turbiny) proste równoległe do osi turbiny. Proste te przedstawiają zarówno linie prądu, jak i linie przecięcia powierzchni prądu.

Jeżeli $\alpha_1 \neq 90^\circ$ to linie prądu są skośne względem siebie, powierzchnie prądu są hiperboloidami obrotowymi (rys. 4). Tę hiperbo-



Rys. 3.



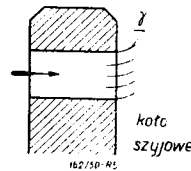
Rys. 4.

loidę obrotową otrzymujemy przez obrót dookoła osi prostej skośnej a (linii prądu) względem osi.

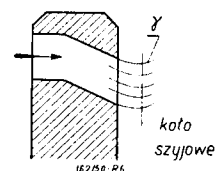
W przekroju poprzecznym otrzymujemy koła współśrodkowe; w przekroju podłużnym hyperbole γ , jako krzywe tworzące hiperboloidy obrotowej Γ .

Związek między hyperbolą γ i prostą a jest taki, że w dowolnym przekroju prostym do osi punkty hyperboli γ i prostej a (tworzących tę samą hiperboloidę Γ) są równoodległe do osi hiperboloidy, czyli leżą na tym samym promieniu. Można powiedzieć, że hyperbola — przedstawiając przekrój podłużny powierzchni prądowej — przedstawia jednocześnie rzut walcowy linii prądu (przynależnych do tej powierzchni), $\gamma = a_w$.

Należy zatem zauważyć, że hyperbole te, (rys. 5 i 6) nie przedstawiają linii prądu; te bowiem są liniami prostymi.



Rys. 5.



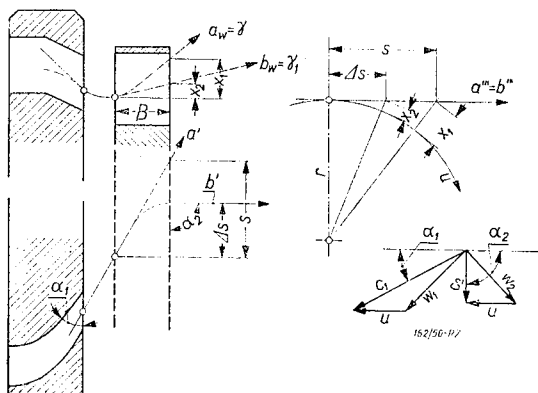
Rys. 6.

W miejscu przewężenia hiperboloidy możemy wpisać walec obrotowy o osi identycznej z osią hiperboloidy.

Koło styczności z tą powierzchnią walcową nazywamy *kołem sztywnym*.

3. Przepływ pary przez stopień

Ponieważ droga bezwzględna pary nie jest prostoliniowa, ale przepływając przez łopatki pracujące strumień pary odchyła się (linia b' na rys. 7), przeto w przekroju osiowym otrzymamy hyperbolę $\gamma = a_w$ tylko do płaszczyny wlotu do łopatek wirnikowych, następnie zaś linia $\gamma_1 = b_w$ przebiega bardziej płasko od hyperboli $\gamma = a_w$, przechodząc dla wypadku $\alpha_2 = 90^\circ$ w prostą styczną do krzywej $\gamma_1 = b_w$ w płaszczynie wylotu z wieńca wirnikowego. Sposób wykreślenia linii $\gamma_1 = b_w$ (głównie zaś jej „wysokość“ x_2 jest podany na rys. 7.



Rys. 7.

Jak wynika z rys. 7 wielkość x_1 („wysokość“ hyperboli) jest zależna od składowej s i promienia krzywizny r .

$$s = \frac{B}{\operatorname{tg} \alpha_1} \quad [1]$$

$$x = \sqrt{r^2 + s^2} - r \quad [2]$$

stąd

$$x = r \left(\sqrt{1 + \left(\frac{B}{r \cdot \operatorname{tg} \alpha_1} \right)^2} - 1 \right) \quad [3]$$

Jeżeli para odchyła się w wirniku, to wielkość Δs da się obliczyć w następujący sposób. Cząsteczka pary przepływając przez kanał wirnikowy przebywa w nim przez czas Δt ; przez ten czas łopata zakreśla łuk $\widehat{\Delta s}$:

$$\widehat{\Delta s} = \Delta t \cdot u \quad [4]$$

Z drugiej strony w kierunku składowym osiowym para o prędkości składowej osiowej c_a przepływa w tym samym czasie drogę równą szerokości wieńca B , czyli

$$B = c_a \cdot \Delta t \quad [5]$$

stąd szukane

$$\Delta t = \frac{B}{c_a} \quad [5a]$$

Podstawiając [5a] — [4] przy założeniu $\Delta s \approx \widehat{\Delta s}$ (cięciwa = łuk) otrzymamy:

$$\Delta s = \frac{u}{c_a} \cdot B \quad [6]$$

$$\frac{u}{c_a} = \frac{u}{c_1} \cdot \frac{c_1}{c_a} = \frac{u}{c_1} \cdot \frac{1}{\sin \alpha_1} \quad [7]$$

przy czym przyjęto $c_{1a} \approx c_{2a} \approx c_a$ [7a]
ostatecznie [7] — [6] daje:

$$\Delta s = \frac{1}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{u}{c_1} \cdot B \quad [8]$$

Podstawiając [8] — [2] otrzymamy:

$$x_2 = r \left(\sqrt{1 + \left(\frac{1}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{u}{c_1} \cdot \frac{B}{r} \right)^2} - 1 \right) \quad [9]$$

Zatem przy danym promieniu r wielkość x_2 zależy od stosunku $\Delta s/r$, czyli od kąta, u/c_1 , i szerokości łopatki wirnikowej.¹⁾

Szczegółajew dochodzi do wniosku, że wielkość ta zależy od ilości obrotów turbiny; mianowicie rośnie ze wzrostem ilości obrotów turbiny.

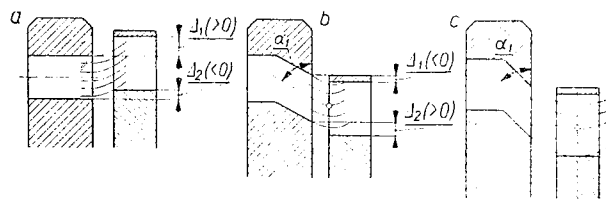
Jak wynika z podanych rozważań, jest to wniosek nieścisły.

4. Obieranie pochylenia osi kierownicy

(rzutu pionowego prostej stycznej do osi kierownicy w płaszczyźnie wylotu z kierownicy).

Różne możliwości przedstawia rys. 8.

Energetycznie najgorszy jest przypadek a, bo składowa pionowa prędkości pary nie tylko nie daje pracy na obwodzie, ale ponadto powoduje zaburzenia przepływu związane z dodatkowymi stratami. Z tego punktu widzenia



Rys. 8.

najkorzystniejszy jest przypadek c (koło szyjowe w środku szerokości łopatek wirnikowych), zaś b stanowi rozwiązanie pośrednie. Wypadek c wymaga jednak bardzo silnego pochylenia osi, co utrudnia oprofilowanie powierzchni ograniczających od góry i od dołu, a ponadto wlot pary do łopatek wirnikowych odbywa się nie stycznie do bandaży i przekładki — stąd straty uderzenia.

Ogólnie biorąc najlepsze jest rozwiązanie b (o ile wielkość x_2 , rys. 7 nie wypada za duża) i ono jest powszechnie — z małymi wyjątkami — stosowane.

Przy małych kątach α_1 i dużych luzach osiowych hyperbola wypada stroma i musimy na ogół uwzględnić fakt, że kąt wylotowy kierownicy α_1' jest inny niż kąt pary α_1 przy wlocie do łopatek wirnikowych.

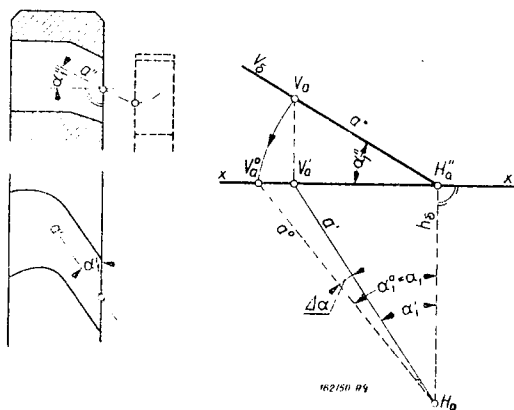
Mianowicie kąt α_1 mierzony w płaszczyźnie przechodzącej przez oś kierownicy a prostopadłej do płaszczyzny przekroju podłużnego odpowiada rzeczywistemu kątowi α_1 , przy wlocie do łopatek wirnikowych w przekroju koła szyjowego hyperboloidy. Tak obrana płasz-

¹⁾ Kształt linii b''' jest prostoliniowy tylko w przybliżeniu. Faktycznie w obecności np. bandaży następuje wzrost ciśnienia ku górze co odgina linię prądową nieco ku dołowi. Z drugiej strony warstewki przyścienne łopatek wirnikowych mają składową promieniową prędkości skierowaną na zewnątrz, co dodatkowo komplikuje przebieg zjawiska. Nie bez znaczenia jest sam kształt profilu.

czynna jest w tym wypadku prostopadła do krawędzi wlotowej łopatki pracującej.

Kąt ustawienia łopatki kierowniczej mierzony w płaszczyźnie prostopadłej do promieniowo ustawionej krawędzi wylotowej łopatki kierowniczej — α'_1 — jest tylko rzutem poziomym kąta α_1 i dlatego $\alpha'_1 < \alpha_1$.

Inaczej: rzeczywisty kąt wlotu pary jest większy od kąta ustawienia łopatek kierowniczych, mierzonego poprawnie w płaszczyźnie δ , prostopadłej do kierunku promieniowego, krawędzi wylotowej łopatki kierowniczej.



Rsy. 9.

Wyznaczenie rzeczywistej wielkości kąta α_1 przedstawia rys. 9, z którego wynika, że przy większych pochyleniach osi (kąt α_1''), zatem dla małych α_1 i dużych szczelin osiowych, kąt $\Delta\alpha$ szybko rośnie i koniecznym jest wprowadzenie tej poprawki.

5. Obieranie kształtu ograniczeń od góry i od dołu

W konstrukcji powierzchni ograniczających kanał parowy od góry i od dołu największą uwagę należy zwrócić na odpowiednie ukształtowanie części wylotowej, od niej bowiem zależy w dużej mierze sprawność stopnia.

Natomiast część wlotowa ma — głównie w wypadku kierownic blaszanych — podrzędniejsze znaczenie, gdyż straty energii zachodzące tu przy ściankach górnych i dolnych wpływają stosunkowo mniej na sposób pracy kierownicy.

Dlatego kształt części wlotowej dobiera się odpowiednio do celowo obranego kształtu części wylotowej.

Należy zwrócić uwagę na utrzymanie nie za małych przykryć promieniowych; przejście do powierzchni wylotowych wykonać możliwie płynnie przy użyciu prostych geometrycznie powierzchni — w miarę możliwości powierzchni obrotowych. Pola przekrojów prostopadłych do osi kanału powinny ku wylotowi stale maleć.

Ograniczenia od góry i od dołu w części wylotowej powinny mieć kształt wykonalny, do-

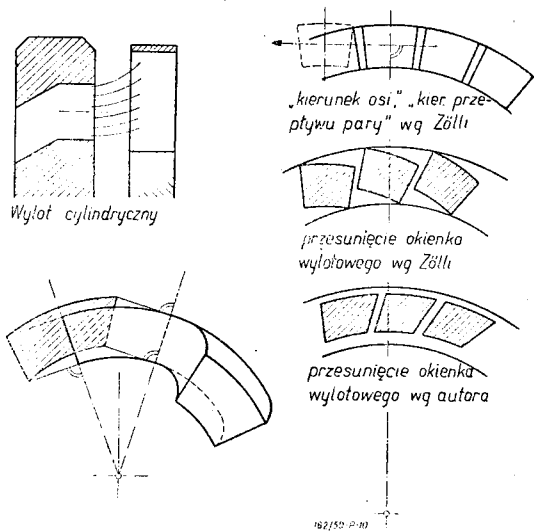
brany celowo, tak, aby zapewnione było dobre prowadzenie pary i małe straty przepływu.

a) Powierzchnie obrotowe

1. Cylindry, stożki (rys. 10).

Rozwiązania te są przeplywowo niekorzystne. Para w części wylotowej porusza się po liniach zakrzywionych, co powoduje wzrost ciśnienia i spadek prędkości w kierunku rosnącego promienia. Poszczególne linie prądu mają różne kierunki i różne prędkości. Stąd dodatkowe straty przepływu.

Począwszy od okienka wylotowego para porusza się wg linii prostych równoległych (prze-strzennie) do ostatniego elementu wylotu (wzgl. do kierunku linii prądu w płaszczyźnie wylotowej). Okienko wylotowe nie przesuwa się zatem równolegle względem jakiejś fikcyjnej osi jak to podaje Zöllly i inni autorzy za nim cytujący (np. Stodola) dlatego, że poszczególne strugi nie są i nie mogą być równoległe. Jeżeli strugi poruszają się według kierunków jakie mają w płaszczyźnie wylotowej (patrz rys. 9), to — oczywiście — kołowe ograniczenia pozostają kołowe współśrodkowe (patrz hiperboloida przepływu), zaś ograniczenia boczne przesuują się równolegle. „Cień“ na płaszczyźnie wlotu do łopatek wirnikowych kształtuje się znacznie korzystniej, niż to podaje Zöllly (porównaj rys. 9).



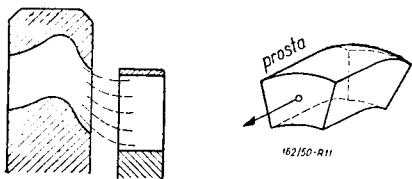
Rys. 10.

(Schemat podany jest oczywiście uproszczony, jednak na małej drodze — jaką jest szczelina osiowa — wpływy uboczne nie mogą oddziaływać w sposób wyraźny tak, że przybliżenie ocenić należałoby jako praktycznie wystarczające).

Wylot stożkowy poza pewną możliwością redukcji składowej pionowej prędkości wylotowej ma te same wady, co wylot cylindryczny.

2. Wylot hyperboloidalny (rys. 11).

Ograniczenia od góry i dołu są w części wylotowej hyperboloidami obrotowymi. Poszczególne linie prądu są zatem w części wylotowej liniami prostymi (tworzącymi hyperboloidy). To jest korzystne. Jednak linie te nie są równoległe — chociaż odchylenie jest niewielkie —



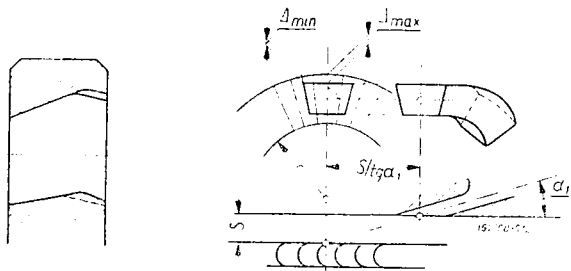
Rys. 11.

co powoduje istnienie względnych prędkości strug i pewne dodatkowe straty tarcia wewnętrzne. W porównaniu z walcem czy stożkiem są one mniejsze. Poza tym prowadzenie pary na wylocie jest lepsze.

Rozwiązanie hyperboloidalne jest bardzo często spotykane i jest zasadniczo biorąc najlepsze.

b) Powierzchnia kombinowana

Ograniczenia płaszczyznami wg patentu Zölly, rys. 12.



Rys. 12.

Według patentu Zölly wykonuje się płaszczyznowe ograniczenia od góry i od dołu w części wylotowej, przejście do powierzchni obrotowej w części wlotowej jest zrealizowane odpowiednio dobraną powierzchnią przejściową (nieobrotową). Razem mamy tu trzy typy powierzchni.

Ograniczenie płaszczyznami u wylotu zapewnia prostoliniowość osi strumienia i jej zdecydowany kierunek, prawidłowe prowadzenie pary i minimalne straty energetyczne.

To rozwiązanie bywa uważane za najkorzystniejsze.

Ze względu jednak na konieczność stosowania większych przykryć średnich Δ (Δ_{min} nie może przekroczyć pewnej określonej wartości, zatem $\Delta_{max} > \Delta_{sr} > \Delta_{min}$) niż przy wylocie hyperboloidalnym; straty z tym związane odsuwają patent Zölly na drugie miejsce.

Porównując wylot hyperboloidalny z wylotem syst. Zölly należy przyznać, że ogranicze-

nie płaszczyznami ma w wypadku kanałów lanych ważną zaletę. Jest nią możliwość prostej obróbki powierzchni przy pomocy małej dłutownicy.

Zaleta obróbki polega na:

1. dokładniejszych wymiarach
2. gładkości powierzchni.

Znaczenie tych zalet jest duże. Ze względów kalkulacyjnych przechodzi się z kierownic całkowicie obrabianych na blaszane zalewane nieco za wcześnie, przy zbyt wysokich ciśnieniach i zbyt małych wysokościach kanału parowego.

Zatem ad 1) tolerancje średnic odlewu (położenia rdzenia) muszą być dość szerokie. W związku z tym musimy przyjmować odpowiednio większe przykrycia promieniowe. Zaś straty smoczkowe rosną proporcjonalnie do wielkości tych przykryć.

Ad 2) — liczba Reynoldsa jest u wylotu zbyt duża, chropowatość graniczna zbyt mała, ażeby powierzchnia surowego odlewu była aerodynamicznie gładka. Wywołuje to jak wiemy znaczny wzrost strat energetycznych.

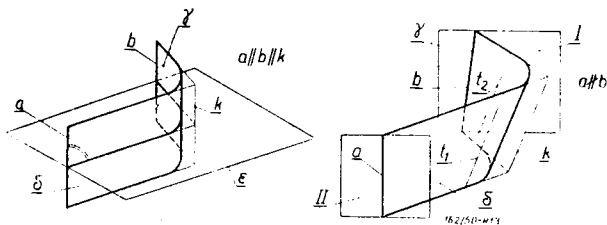
Wnio ski

W przypadku kierownic lanych najlepszy jest wylot syst. Zölly pod warunkiem, że obrabia się wylot. Ogólnie najlepszy jest wylot hyperboloidalny — zarówno dla kierownic lanych (jeżeli wylotu się nie obrabia), jak i dla kierownic obrabianych (ze względów obróbczych kształt trudno osiągalny, wymagający specjalnych konstrukcji). Dla kierownic obrabianych najprostszy w wykonaniu jest wylot syst. Zölly.

6. Ścianki boczne

(Łopatkki blaszane równej grubości)

Ścianka boczna kanału parowego składa się (ogólnie) z dwu płaszczyzn: wlotowej γ i wylotowej δ , określonych kątami wlotu wzgl. wylotu (α_2 i α_1) oraz położeniami krawędzi wlotowej b , wzgl. wylotowej a . Płaszczyzny te przecinają się wzdłuż krawędzi k . Oś i tworzące walca przejściowego są równoległe do krawędzi k (rys. 13).



Rys. 13.

Powierzchnia ścianki, czyli powierzchnia łopatkki jest ograniczona od góry i od dołu powierzchniami omówionymi w poprzednim rozdziale, zaś od wlotu i od wylotu dwiema płaszczyznami I i II prostopadłymi do osi turbiny (rzadziej zaś powierzchniami stożkowymi).

Jeżeli krawędzie a , b i k są do siebie równoległe, to narysowanie klocka rdzeniowego i rozwinięcia łopatki bardzo się upraszcza; upraszcza się także wykonanie tych elementów.

Nierzadko spotykamy jednak takie konstrukcje, gdzie krawędzie a i b mają kierunki promieniowe, a w każdym razie nie są one względem siebie równoległe. Nie można niestety dopatrzeć w tym jakichś oczywistych zysków energetycznych, któreby usprawiedliwiały utrudnienie konstrukcji i wykonania. Przecież kierownice obrabiane: składane, spawane i rzeźbione, mają doskonałą sprawność, mimo iż krawędzie wlotowa i wylotowa są tam zawsze równoległe do siebie — ze względów wykonawczych. Jeżeli pamiętamy o tym, żeby kąt wlotowy a_2 mierzyć w płaszczyźnie prostopadłej do kierunku promieniowego, to i w prostszym wypadku ($a \parallel b$) osiągnąć możemy bez najmniejszego trudu styczną wlot do kierownicy.

1. Rysowanie rzutów i rozwinięcia łopatki jest dla $a \parallel b$ proste. Przecinamy łopatkę jedną płaszczyzną ε prostopadłą do krawędzi wylotowej ($\varepsilon \perp a$, $\varepsilon \perp b$). Linia przecięcia łopatki jest w rzucie pionowym (— jeżeli celowo rzutnia pozioma obrona prostopadłe do a) i w rozwinięciu łopatki linią prostą, zaś w rzucie poziomym pokrywa się z kształtem łopatki.

Wysokości wszystkich tworzących (równoległych do a) występują w rzucie pionowym w naturalnej wielkości — bez skrótu.

2. W wypadku drugim $a \nparallel b$ omówimy ogólniejszy wypadek, gdy $a_2 \neq 90^\circ$, (rys. 14).

Przykład

Dane: kąt wlotowy a_2 , kąt wylotowy a_1 , szerokość profilu B , ograniczenia od góry i od dołu są płaszczyznami równoległymi do rzutni poziomej (płaszczyzna ε i rzutnia), ograniczenia od wlotu i wylotu są płaszczyznami równoległymi do rzutni pionowej (płaszczyzna I i II).

Znaleźć: dwa rzuty łopatki oraz jej rozwinięcie, jeżeli kierunek krawędzi wlotowej i wylotowej ma być promieniowy.

a) Łopatką bez walca przejściowego (rys. 14)

1. Kreślimy ślady płaszczyzn ograniczających: $v\varepsilon$, h_I i h_{II} w odstępnie B .

2. Obieramy krawędź wylotową $a'' = 1_1''1_2''$ i $a' = 1'_11'_2$ (jeden punkt). Krawędź wylotowa przechodzi przez punkt $P''_1 = O''$ przedstawiający rzut pionowy osi turbiny prostopadłej do rzutni pionowej.

3. Pod kątem $a'_1 = a_1$ rysujemy ślad poziomy h_δ płaszczyzny wylotowej δ , poziomo rzucającej.

4. Przez odpowiednio obrany (tu — przyjęty dowolnie) punkt $2'$ kreślimy ślad poziomy h'_1 płaszczyzny wlotowej (ogólnej) pod kątem a'_2 względem h . Punkt $2'$ odnosimy do rzutu pionowego $2''$.

5. Punkt przecięcia się h'_1 i h_{II} , $3'$ odnosimy do rzutu pionowego — $3''$.

Linia $1'2'3'$ przedstawia rzut poziomy konturu łopatki w płaszczyźnie rzutni.

6. Przez punkt $3''$ kreślimy rzut pionowy krawędzi wlotowej b'' tak, aby miała ona kierunek promieniowy, tj. przechodziła przez punkt $P''_2 = P''_1$.

7. Krawędź b przebija płaszczyznę ε w punkcie 4. Jeżeli przez $4'$ przeprowadzimy prostą $4'5' // 3'2'$, to przedstawia ona krawędź przecięcia płaszczyzn γ i ε .

8. Odnosząc punkt 5 do rzutu pionowego otrzymamy razem oba rzuty krawędzi przecięcia płaszczyzn wlotowej γ z wylotową δ : $2''5'' = k''$ i $2'5' = k'$.

9. Chcąc wykonać rozwinięcie łopatki $1_1 1_2 2 3 4 5 1_1$, kroimy ją dwiema płaszczyznami pionowo rzucającymi prostopadłymi do krawędzi: $\eta \perp a$, $\mu \perp b$.

Odpowiednie punkty przebicia η i μ z krawędziami a , k i b oznaczamy 6, 7 i 8.

10. Kreślimy rozwinięcie łopatki: $a^0 = 1_1^0 1_2^0 = 1_1'' 1_2''$ także $1_1^0 6^0 = 1_1'' 6''$; $6^0 7^0 \perp a^0$, przy czym $6^0 7^0 = 6' 7'$.

11. Analogicznie rysujemy odcinki $1_1^0 5^0$ i $1_2^0 2^0$. Stąd otrzymujemy $k^0 = 2^0 5^0$. Oczywiście $k^0 > k''$.

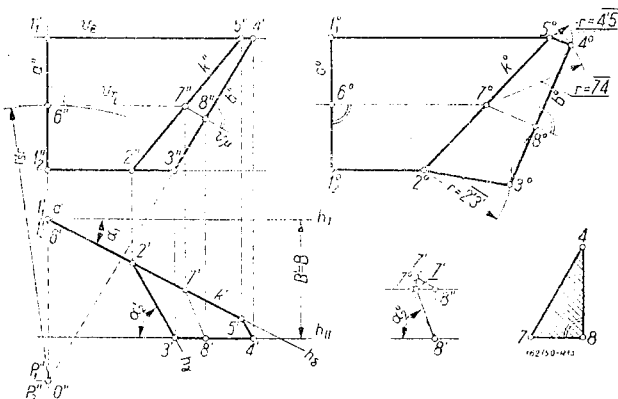
12. Chcąc znaleźć krawędź b^0 zakreślamy z punktu 2^0 łuk promieniem $2^0 3^0 = 2' 3'$ oraz z punktu 4^0 łuk promieniem $4^0 5^0 = 4' 5'$.

Punkty 4^0 i 3^0 leżą gdzieś na tych łukach.

13. Wykonujemy kład odcinka 78 przy pomocy konstrukcji omówionej na rys. 9. (Z kładu tego odczytujemy także rzeczywistą wielkość kąta $a_2 < a'_2$).

14. Budujemy pomocniczy trójkąt $\Delta 7 8 4$, gdzie $4 8 = 4'' 8''$, $7 8 = 7^0 8^0$, $7 8 \perp 8 4$.

15. Wracając do rozwinięcia — zakreślamy z punktu 7^0 łuk kołowy promieniem $7^0 4^0 = 7 4$ (wielkość znaleziona z pomocniczego trójkąta $\Delta 7 8 4$) i wyznaczamy położenie punktu 4^0 ,



Rys. 14.

a w dalszym ciągu punktu 3°, bo 3°40' = 3"40' (wzgl. 2°30' || 5°40').

W ten sposób otrzymujemy położenie krawędzi b°. Oś 7°08' jest do niej prostopadła.

Stanowi to rozwiązanie zadania.

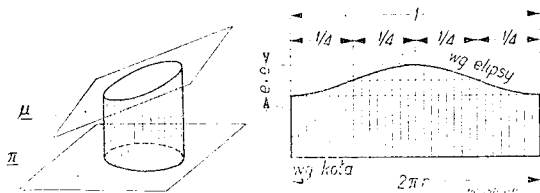
Mając rozwinięcie i rzuty łopatki możemy przyjąć dowolne powierzchnie ograniczające od góry i od dołu i przenosić linie przecięcia z łopatką na rozwinięcie jako tzw. *linię zalania*. Na odwrót — możemy obrać linię zalania i odnieść ją do rzutów.

b) Wprowadzenie walca przejściowego.

Oś walca jest równoległa do krawędzi k, zatem skośna względem obu rzutni.

Jeżeli walec obrotowy o osi skośnej do obu rzutni przetniemy płaszczyzną pionowo-rzucającą (v/u), zatem nieprostopadłą do osi walca, to otrzymamy w przestrzeni i w rzucie poziomym elipsy.

W rozwinięciu pobocznic walca otrzymamy pewną krzywą, której charakter przedstawiony jest na rys. 15.



Rys. 15.

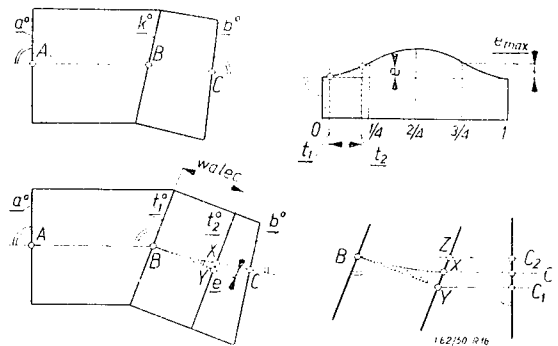
Zatem w rozwinięciu łopatki otrzymamy (rys. 16) — zamiast łamanej linii A B C (bez walca) bardziej złożoną linię A B X C (z walcem). Odcinek BY ⊥ t₁° przedstawia rozwinięcie według przekroju kołowego, płaszczyzną π prostopadłą do osi walca. Linia BX przebiega wyżej od prostej BY, przy czym oznaczono XY = e. Linia XC jest oczywiście prostą, XC ⊥ b°.

Całe to nowe zadanie można rozwiązać dokładnie — wprowadzając trzecią rzutnię, równoległą do osi walca.

Okazuje się jednak, że praktycznie nie ma potrzeby tak robić, bo wielkość e = XY dla stosowanych kątów i średnich wielkości kierownic jest zaledwie rzędu 1 ÷ 2 mm (a stosunek osi głównych elipsy przekroju płaszczyzną rzucającą — ok. 100/101 do 100/102).

Możemy zatem uniknąć kłopotliwego wyznaczania linii BXC albo przyjmując zastępczą linię łamaną BYC₁, albo też linię prostą BZC₂. Punkt C leży praktycznie zawsze między C₁ i C₂. Pierwsze przybliżenie (BYC₁), jest lepsze dla małych YC, drugie (BZC₂) lepsze dla dużych ZC₂.

Jeżeli kąty α₁ są bardzo duże (powyżej ok. 20° — co się rzadko zdarza w turbinach akcyjnych), a ponadto ilość kierownic na obwodzie

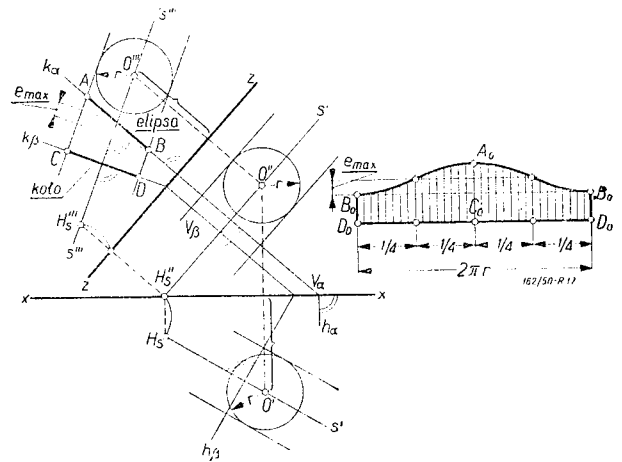


Rys. 16.

mała (np. poniżej 50) oraz szerokości kierownicy B — duże, można wyznaczyć wielkość e_{max} i ocenić na tej podstawie wielkość e < e_{max}. Wielkość e_{max} otrzymujemy dla 1/4 rozwinięcia pobocznic walca. W naszym zagadnieniu znajdujemy się z reguły w obrębie pierwszej ćwiartki. Jeżeli „kątem odchylenia” φ = 180° — (α₁ + α₂) jest φ ≈ 90° można przyjmując e ≈ e_{max}, zaś np. dla φ ≈ 45° wypada e ≈ 1/2 e_{max}.

Prosty sposób wyznaczenia wielkości e_{max} przedstawia rys. 17, który zasadniczo nie potrzebuje objaśnień szczegółowych. Jako dane przyjęto kierunki rzutów osi walca s'' i s' oraz promień kuli wpisanej r. Obrano trzecią rzutnię równoległą do osi walca (oś z-z') i znaleziono trzeci rzut osi — s''' w sposób tłumaczący się bezpośrednio z rysunku.

Przekrój płaszczyzną pionowo-rzucającą α przedstawia w rzucie bocznym odcinek AB (w przestrzeni — elipsa).



Rys. 17.

Przekrój płaszczyzną β ⊥ s przedstawia w rzucie bocznym odcinek CD (w przestrzeni — koło). Wykonanie rozwinięcia pobocznic walca tłumaczy się bezpośrednio z rysunku — jest ono praktycznie zbędne.

Interesującą nas wielkość e_{max} odczytujemy bezpośrednio z rzutu bocznego. Z rzutu tego mamy też osie główne elipsy: CD i AB.

Uwagi końcowe

Dlaczego decydujemy się w przypadku $a \parallel b$ na konstrukcję przybliżoną?

1. Pierwszym względem jest brak miejsca — rzecz wyglądająca „na oko” śmiesznie, ale — przy stosowaniu podziałki powiększającej i konieczności umieszczenia odpowiedniej liczby rzutów — w rzeczywistości realna.

2. I tak nie można rysować dowolnie dokładnie, bo ze względu na konieczność rysowania dużych łuków wielkość powiększenia jest ograniczona.

3. Skomplikowane konstrukcje kryją w sobie zawsze znaczne możliwości pomyłek — niezależnie od faktu, że w ogóle dokładność rysowania bywa często problematyczna. Zatem ścisła konstrukcja może czasem dać większe błędy niż przybliżona, ale za to prostsza.

4. Różnice pozostałe skutkiem przybliżonego rysowania nie są istotne dla konstrukcji, bo dotyczą części wlotowej — i przy odpowie-

dnim wymiarowaniu blachy (głębokość zalania!) i klocka nie grają żadnej roli i gubią się w błędach samego wykonania.

Natomiast większą rolę grają nieuniknione błędy samego wykonania. (Wykonanie rdzeni i zaginanie blach nie może być dowolnie dokładne, odchyłki rzędu 1 ÷ kilku mm).

ŹRÓDŁA

- K. Bartel — Geometria wyreślana, II Wyd., Książnica Polska, Lwów-Warszawa, 1922.
 G. Bauer — Der Schiffsmaschinenbau, II. Band, Verlag R. Oldenburg, München-Berlin, 1927.
 G. Flügel — Die Dampfturbinen, J. A. Barth, Leipzig, 1931.
 W. J. Kearton — Steam Turbine Theory and Practice, IV. Wyd. Pitman, London, 1945.
 I. I. Kirilow; S. A. Kantor — Teoria i konstrukcja parowych turbin, G. N. T. I., Moskwa-Leningrad, 1947.
 A. Stodola — Dampf- und Gasturbinen, VI. Wyd., Springer-Verlag, Berlin, 1924.
 A. W. Szczegłajew — Parowyje turbiny, II. Wyd., G. E. I. Moskwa-Leningrad, 1947.
 C. Zietemann — Berechnung und Konstruktion der Dampfturbinen, Springer-Verlag, Berlin, 1930.

Przegląd prasy technicznej turbinowej

Tygodnik „Schweizerische Bauzeitung“ z dnia 22. 4. 50 w zeszycie 16 zamieszcza artykuł „Neuere Entwicklungen im Ventilatorenbau“, w którym firma „Sulzer“ — Winterthur podaje do wiadomości zmiany konstrukcyjne wprowadzone w nowych wentylatorach własnej produkcji.

Wentylatory nowej produkcji obejmują 5 seryj geometrycznie podobnych, a mianowicie:

Serie HV, MV, NV, (wysokiego, średniego i niskiego ciśnienia), budowane do napędu bezpośredniego.

Seria NVS — wentylatory niskiego ciśnienia do napędu poprzez paski klinowe.

Seria PV — wentylatory śmigłowe.

Wentylatory HV, MV, NV są typu reakcyjnego o łopatkach ukształtowanych według powierzchni nierozwijalnej. Wirniki tych wentylatorów przypominają swym kształtem wirniki turbin *Francisa*. Konstrukcja ich jest całkowicie spawana.

Wentylatory NVS są typu akcyjnego (elementy wlotowe łopatek wyraźnie wygięte w kierunku obrotu). Łopatki ukształtowane według powierzchni rozwijalnej. W odróżnieniu od odpowiadających tej serii wentylatorów starej produkcji (NCV), wentylatory NVS mają wirniki całkowicie spawane o samoniosącym pierścieniu zewnętrznym pozbawionym wzmocnienia sprychowego.

Wentylatory serii PV przypominają kształtem wirnika stopień sprężarki osiowej.

Powyższe 5 serii pokrywa cały obszar istniejącego zapotrzebowania, aż do mocy ca 50 KM.

Artykuł zwraca uwagę na to, że całkowicie spawane wirniki wentylatorów są nie tylko technicznie lepsze, ale także tańsze w produkcji pod warunkiem stosowania odpowiednich pomocniczych przyrządów spawalniczych oraz nowoczesnych spawarek, co usuwa potrzebę prostowania wirników po zesparowaniu.

A. P.

NALEŻNOŚCI z tytułu prenumeraty PROSIMY WPLACAĆ NA KONTO ADMINISTRACJI CZASOPISM TECHNICZNYCH NOT PKO I-4665, podając na blankiecie w sposób czytelny 1) imię i nazwisko, 2) dokładny adres, 3) ilość egzemplarzy, 4) okres, za który prenumerata została opłacona.

PRENUMERATA NORMALNA — kwartalnie zł 600,— rocznie zł 2.400,—

PRENUMERATA ULGOWA — kwartalnie zł 450,— rocznie zł 1.800,—

Prenumerata ulgowa przysługuje pracownikom przemysłu, uczniom szkół zawodowych i studentom wyższych uczelni przy zgłoszeniach zbiorowych co najmniej 10 egzemplarzy.

DŹWIGI I PRZENOŚNIKI

OD REDAKCJI

Ogólnokrajowa Konferencja Transportu Wewnętrznego w Zakładach Pracy, która odbyła się w dniach 30 i 31 maja 1950 r., wykazała olbrzymie znaczenie transportu wewnętrznego w procesie produkcyjnym.

Trzy tezy, charakteryzujące całokształt zagadnienia, a naświetlone w przemówieniu Ministra Eugeniusza Szyra oraz w referatach, umieszczonych w „Przeglądzie Technicznym” — zostały zestawione w referacie głównym prof. inż. Ignacego Bracha w sposób następujący:

1. Transport wewnętrzny zmechanizowany uwalnia człowieka od ciężkiej fizycznej pracy, a przez przyspieszenie procesu produkcyjnego wyzwala wielkie rezerwy i przysparza socjalistycznej gospodarce nowych sił roboczych.
2. Transport wewnętrzny jest istotną częścią procesu produkcyjnego.
3. O doborze środków transportu wewnętrznego decyduje:
 - a) przedmiot transportowany,
 - b) droga po której przedmiot przebiega,
 - c) ilość przedmiotów przewiezionych w czasie czyli wydajność urządzenia i
 - d) koszt transportu na jednostkę ciężaru.

O znaczeniu transportu wewnętrznego dla gospodarki narodowej świadczy fakt, iż koszty transportu stanowią 20÷50% kosztów własnych procesu produkcyjnego.

Transport wewnętrzny odbywa się przy pomocy środków transportu bliskiego, czyli tzw. nośników bliskich, do których zaliczamy dźwigi (dźwignice) i przenośniki.

Konferencja wykazała konieczność z jednej strony szerzenia świadomości co do właściwego stosowania środków transportu wewnętrznego, z drugiej strony konieczność uruchomienia produkcji dźwigów i przenośników do pełnego pokrycia potrzeb transportu wewnętrznego.

Szczególnie ważne jest zagadnienie przygotowania produkcji, które musi być poprzedzone zakrojonym na szeroką skalę szkoleniem kadr konstruktorów poprzez specjalne kursy do kształcające, i wydawanie odpowiednich publikacji.

Redakcja „Przeglądu Mechanicznego”, czasopisma inżynierskiego kierunku mechanicznego, pragnąc przyczynić się do jak najszybszej realizacji uchwał Ogólnokrajowej Konferencji Transportu Wewnętrznego, uruchamia dział pt. „Dźwigi i przenośniki”. W dziale tym będą omawiane przede wszystkim zagadnienia konstrukcyjne, a więc najnowsze rozwiązania i osiągnięcia konstrukcyjne, uwagi techników ruchu o konstrukcyjnych pomysłach racjonalizatorskich, prace naukowe pracowników wyższych uczelni i konstruktorów oraz pracowników instytutów naukowo-badawczych, odzwierciedlające postępy nauki w Polsce, jak również sprawozdania z osiągnięć w tej dziedzinie zagranicą, zwłaszcza w Związku Radzieckim.

Na łamach działu „Dźwigi i przenośniki” omawiane będą również zagadnienia związane z produkcją montażem oraz z eksploatacją, o ile mają one wpływ na konstrukcję nośników.

Również i niektóre maszyny robocze blisko związane z dźwigami i przenośnikami jak maszyny budowlane i drogowe, maszyny dla przemysłu mineralnego i kopalnictwa odkrywkowego znajdują na łamach działu „Dźwigi i przenośniki” odpowiednie naświetlenie.

Oczekujemy od czytelników życzliwego poparcia naszej akcji i nadsyłania artykułów.

Redakcja Działu „Dźwigi i przenośniki”

Wstęp do klasyfikacji nośników bliskiego transportu

Prof. inż. IGNACY BRACH

Nośniki bliskiego transportu, zwane krótko *nośnikami bliskimi*, są to maszyny robocze służące do przenoszenia ciał stałych na odległości bliskie o zasięgu ograniczonym. Maszyny te, jak wszelkie maszyny, należą do środków produkcji. Wynika to z podziału środków produkcji i charakterystyki nośników, co podajemy poniżej.

Proces produkcyjny (wytwórczy) obejmuje (według *Marksa*):

- a) celową działalność człowieka,
- b) przedmiot produkcji (surowce),
- c) środki produkcji.

Środki produkcji dzielimy na:

- a) narzędzia produkcji,
- b) stałe środki produkcji (budynki, drogi).

Narzędzia produkcji, stanowiące właściwe

Środki produkcji dzielimy na:

- a) maszyny napędowe,
- b) maszyny robocze,
- c) sprzęt (narzędzia, urządzenia pomocnicze, narzędzia pomiarowe itp.).

Maszyny napędowe dzielimy na:

- a) maszyny przetwarzające energię (jeden rodzaj na drugi),
- b) maszyny wytwarzające energię kinetyczną napędu (silniki).

Maszyny robocze dzielimy na:

- a) maszyny przerabiające surowce (robniki),
- b) maszyny przenoszące materiały stałe (nośniki),
- c) maszyny przepływu cieczy i gazów (pompy, dmuchawy, wentylatory).

Nośniki¹⁾ stanowią więc grupę maszyn roboczych służącą do przenoszenia ciał stałych.

Nośniki dzielimy na:

- a) nośniki dalekie (ściślej nośniki transportu dalekiego),
- b) nośniki bliskie (ściślej nośniki transportu bliskiego).

Nośniki dalekie są to maszyny robocze, służące do przenoszenia ciał stałych na odległości dalekie i o zasięgu nieograniczonym. Nazywamy je również *środkami transportu dalekiego*, a więc kolejowego, drogowego, wodnego i powietrznego.

Nośniki bliskie (jak to już podano na wstępie) są to maszyny robocze służące do przenoszenia ciał stałych na odległości bliskie i o zasięgu ograniczonym. Nazywamy je również *środkami transportu bliskiego*. Mieszczą się one z reguły w obrębie jednego zakładu pracy lub też zajmują niewielką ograniczoną przestrzeń.

¹⁾ Nazwa *nośniki* podana została przez inż. A. Rachalskiego w artykule pt. „Wstęp do klasyfikacji maszyn bliskiego transportu”, „Wiadomości PKN” Nr 2/49.

Z pojęciem nośników wiąże się pojęcie *transportu*.

Transport jest to zespół czynności związanych z przenoszeniem materiałów. Z pojęciem nośników bliskich wiążą się pojęcia *transport bliski* i *transport wewnętrzny*.

Pojęcia te są do siebie zbliżone, jednak nie jednoznaczne. *Transport bliski* operuje tylko nośnikami bliskimi, których zasięg jest ograniczony, *transport* zaś *wewnętrzny* obejmuje określony zakład pracy i posługuje się z reguły nośnikami bliskimi, ale może też posługiwać się i nośnikami dalekimi (taborem kolejowym i samochodowym), których zasięg jest nieograniczony.

Nośniki bliskie jako środki transportu bliskiego a w przeważnej części i wewnętrznego, dzielią się na:

- a) dźwignice lub dźwigi,
- b) przenośniki.

Dźwignice lub dźwigi są to maszyny do przenoszenia ciał stałych w sposób przerywany.

Przenośniki są to maszyny do przenoszenia ciał stałych w sposób ciągły.

Dźwignice dzielimy na:

- a) dźwignice proste,
- b) suwnice albo dźwignice mostowe,
- c) żurawie albo dźwignice żurawiowe.

Obydwie ostatnie grupy stanowiące dźwignice złożone nazywamy również *żurawiami*. W tym wypadku podzielią się one na *suwnice* i na *żurawie właściwe*. Taki podział odpowiada przyjętemu w literaturze światowej podziałowi na podnośniki i żurawie jak np.: ang. *hoists and cranes*, niem. *Winden und Krane*, ros. *podjemnyje mechanizmy i krany*.

Ze względu na wielkie różnice konstrukcyjne między suwnicami a żurawiami pozostajemy przy naszym podziale na trzy grupy. Podział taki stwarza w pewnych wypadkach trudność określenia konstrukcyj granicznych, które mogą być określone jako suwnice lub jako żurawie.

Przenośniki dzielimy na:

- a) przenośniki cięgnowe,
- b) przenośniki bezcięgnowe,
- c) przenośniki powietrzne i wodne,
- d) przenośniki cięgnowe dalekie (linowe i szynowe cięgnowe).

Dalszy podział omówiony będzie w jednym z następnych artykułów na łamach Polskiej Encyklopedii Mechaniki.

Szczegółowy podział nośników bliskich omówiony jest w opracowanym przez Instytut Konstrukcji Mechanicznych „Wykazie maszyn i urządzeń do transportu bliskiego”.

Kompensacja przy napędzie łańcuchów długoogniwowych

Dr Inż. ALEKSY PIĄTKIEWICZ

Kinematyka niewyrównanych układów nabiegania cięgien na wieloboki napędowe: układu nabiegania styczynego i cięciwowego. Skrócenia i wydłużenia cięgien przy różnych układach nabiegania i zbiegania cięgna; wykresy skróceń i wydłużeń cięgna. — Układy wyrównane nabiegania cięgien na wieloboki napędowe, szybkości i przyspieszenia cięgna.

Wstęp.

Nieustanne dążenie do powiększenia wydajności i rentowności urządzeń przENOŚNIKOWYCH zmusza do przeprowadzania okresowych przeglądów metod roboczych i uświęconych praktyką przybliżeń, stosowanych powszechnie przez konstruktorów. W wyniku prowadzi to do ustalenia zmienionych wymagań, stawianych nowym konstrukcjom. Wymagania te najczęściej wynikają ze zwrócenia uwagi na zjawiska dotychczas pomijane, nie występujące wyraźnie przy małych jednostkach, stanowiące natomiast przy dużych urządzeniach rękojmię podniesienia wydajności przy najbardziej oszczędnym zużyciu surowców i najniższych kosztach eksploatacyjnych.

Jednym z problemów tego rodzaju jest napęd długoogniwowych cięgien łańcuchowych, znajdujących zastosowanie w urządzeniach przENOŚNIKOWYCH. Łańcuchy te są napędzane za pomocą wieloboków, które biegnąc ze stałą szybkością kątową są przyczyną powstawania okresowych zmian szybkości liniowej napędzanych cięgien. Wielkość powstających przyspieszeń i opóźnień cięgien jest uzależniona od ilości boków wieloboku napędowego i wzrasta ze zmniejszeniem liczby tych boków. Dlatego też w urządzeniach przENOŚNIKOWYCH zaopatrzonych w łańcuchy krótkoogniwowe, nie powiększając nadmiernie wymiarów mechanizmu napędowego, można ukształtować wielobok napędowy z taką liczbą boków, że wspomniane zjawisko praktycznie nie wywiera wpływu na wielkość naprężeń występujących w przekrojach cięgien. Inaczej jest jednak przy łańcuchach długoogniwowych, stosowanych obecnie w przENOŚNIKACH ŚREDNIEJ I WIELKIEJ WYDAJNOŚCI, oraz w koparkach i pogłębiarkach wodnych. Ze względu na dużą podziałkę łańcucha koniecznym się staje, dla uzyskania możliwych do przyjęcia wymiarów mechanizmu napędowego, jak najdalej idące zmniejszenie liczby boków wieloboku napędowego. Z tych przyczyn w obecnie budowanych urządzeniach tego rodzaju spotyka się najczęściej wieloboki o 4 do 6 bokach. Tak małe liczby boków powodują znaczną nierównomierność biegu cięgien i konieczność uwzględniania przy obliczaniu łańcucha znacznych zmiennych sił spowodowanych pul-

sacją szybkości łańcucha. W wyniku, przy napędach wieloboków ze stałą szybkością kątową uzyskuje się przewymiarowane, w stosunku do wymaganej siły ciągnącej, łańcuchy i silniki o większej mocy.

Na tym gruncie zjawiał się szereg patentów urządzeń wyrównujących szybkość cięgna.¹⁾

Przeważająca liczba tych urządzeń wyrównawczych powoduje nadawanie okresowo zmiennej szybkości kątowej wielobokom napędowym, dobranej w taki sposób, że wahania liniowej szybkości cięgna łańcuchowego są nieznaczne.

Brak w literaturze technicznej wskazań teoretycznych, dotyczących projektowania urządzeń wyrównawczych, skłonił autora do przeprowadzenia analizy układów napędowych przENOŚNIKÓW Z CIĘGNA MI DŁUGOOGNIWOWYMI.²⁾

Streszczenie wyników tej analizy, stanowiące treść niniejszego artykułu, jest podane w postaci dogodnej do zastosowań praktycznych, co może przyczynić się do ułatwienia zadania wszystkim projektującym urządzenia przENOŚNIKOWE O WIĘKSZYCH WYDAJNOŚCIACH.

1. Kinematyka układów niewyrównanych

Układem napędowym niewyrównanym nazywać będziemy taki układ, w którym wieloboki napędowe posiadają niezmienną szybkość kątową. W układach tych względy kinematyczne powodują powstawanie okresowych wahań szybkości liniowej cięgna nabiegającego, przy czym okres pulsacji tej szybkości zależy od liczby boków i ilości obrotów wieloboku napędowego. Natomiast charakter przebiegu zmian szybkości liniowej cięgna jest zależny od sposobu prowadzenia łańcucha przy jego nabieganiu na wielobok napędowy.

Wśród wielu możliwych sposobów prowadzenia łańcucha można wyodrębnić dwa układy, stanowiące niejako przypadki graniczne, naj-

¹⁾ E. Wörner „Neuzeitliche beschleunigungsfreie und überlastungssichere Antriebe für mehreckige Antriebs- und Umlenksterne von Baggern, Absetzen und Becherwerken“, *Fördertechnik*, 1939, Nr 12—14.

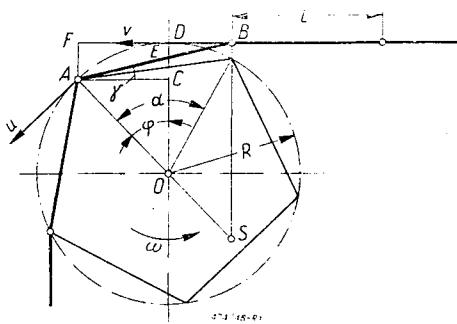
²⁾ A. Piątkiewicz „Kompensacja przy napędzie łańcuchów długoogniwowych“, rozprawa doktorska. Łódź, marzec 1947.

bardziej interesujące pod względem teoretycznym. W pierwszym z nich cięgno nabiegające jest tak prowadzone, że przedłużenie jego kierunku jest stale styczne do koła opisanego na wieloboku napędowym (rys. 1). Takie prowadzenie cięgna nazywać będziemy *układem stycznym nabiegania*.

Drugi sposób prowadzenia cięgna nabiegającego, tak, aby przedłużenie jego kierunku było stale styczne do koła wpisanego w wielobok napędowy, nazwiemy *układem cięciwowym nabiegania*. W układzie tym koło opisane na wieloboku napędowym odcina na przedłużeniu kierunku nabiegającego cięgna cięciwę o długości równej długości ogniwa łańcucha (rys. 3).

a) Układ styczny (rys. 1).

Dla określenia szybkości liniowej cięgna w układzie stycznym użyjemy znanej właściwości chwilowego środka obrotu. Z rys. 1 wynika, że poszukiwaną szybkością liniową v



Rys. 1. Nabieganie cięgna w układzie stycznym.

cięgna jest szybkość punktu B nabiegającego ogniwa AB, którego punkt A posiada stałą szybkość $u = R \cdot \omega$. Szybkość v i u każdorazie spełniają związek:

$$\frac{U}{AS} = \frac{v}{BS}; \text{ zaś } \frac{AS}{BS} = \frac{AO}{EO} = \frac{AO}{EC+CO}$$

nadto $EC = AC$; $\text{tg } \gamma = R \cdot \sin \varphi \cdot \text{tg } \gamma$; $CO = R \cdot \cos \varphi$; $AO = R$;

oraz z $\triangle BAF$; $AF = L \sin \gamma = R(1 - \cos \varphi)$.

Stąd po podstawieniu i przekształceniach otrzymamy:

$$v = R\omega \left[\cos \varphi + \sin \varphi \frac{\frac{R}{L}(1 - \cos \varphi)}{\sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}(1 - \cos \varphi)^2}} \right] \quad [1]$$

Ze wzoru [1] podstawiając $v = \frac{dx}{dt}$ oraz

$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ i zcałkowaniu, uwzględniając warunki graniczne $\varphi = 0, x = 0$, otrzymamy drogę x

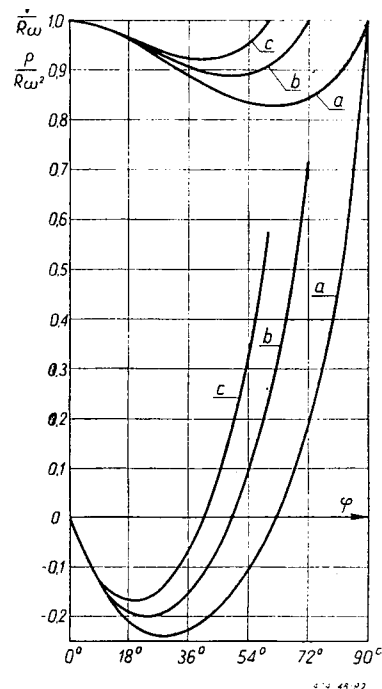
przebytą przez cięgno nabiegające.

$$x = L \left(1 - \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}(1 - \cos \varphi)^2} \right) - R \sin \varphi \quad [2]$$

Różniczkując natomiast względem czasu wzór [1] otrzymamy przyśpieszenie łańcucha:

$$p = R\omega^2 \left\{ \frac{\frac{R}{L} \sin^2 \varphi}{\left[1 - \frac{R^2}{L^2}(1 - \cos \varphi)^2 \right]^{\frac{3}{2}}} + \cos \varphi \left[\frac{\frac{R}{L}(1 - \cos \varphi)}{1 - \frac{R^2}{L^2}(1 - \cos \varphi)^2} \right]^{\frac{1}{2}} - \sin \varphi \right\} \quad [3]$$

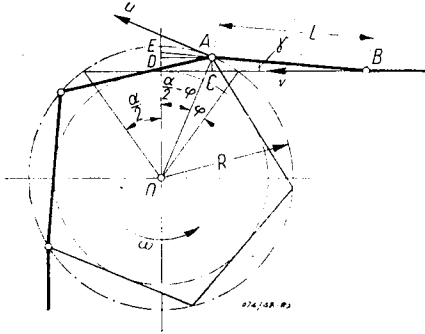
Wykresy na rys. 2 przedstawiają szybkości i przyśpieszenia cięgna nabiegającego w układzie stycznym, przy czym krzywe a są sporządzone dla czworoboku, b dla pięcioboku, zaś c dla sześcioboku. Górne krzywe są wykresami szybkości, sporządzonymi według wzoru [1], zaś dolne wykresami przyśpieszeń, otrzymanymi ze wzoru [3]. Rzędne obu wykresów przyjęto odpowiednio $\frac{v}{R\omega}$ i $\frac{p}{R\omega^2}$. Zatem dla określenia przy zadanych warunkach rzeczywistych szybkości i przyśpieszeń w niewyrównanym układzie stycznym należy rzędne wykresu wielokrotnie $R\omega$ lub $R\omega^2$ razy.



Rys. 2. Szybkości i przyśpieszenie dla nabiegania stycznego.

b) Układ cięciwowy (rys. 3).

Szybkość liniową cięgna nabiegającego w układzie cięciwowym znajdziemy w podobny sposób, jak dla układu stycznego.



Rys. 3. Nabieganie cięgna w układzie cięciwowym.

Z rys. 3 wynika:

$$\frac{AS}{BS} = \frac{OA}{OE} = \frac{OA}{OD+DE}; \text{ przy czym}$$

$$OA = R \text{ zaś } OD = R \cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right); \text{ oraz } DE =$$

$$= AD \cdot \operatorname{tg} \gamma = R \sin \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) \operatorname{tg} \gamma;$$

z $\triangle BAC$:

$$AC = L \sin \gamma = R \left[\cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) - \cos \frac{\alpha}{2} \right];$$

stąd po podstawieniu i przekształceniach:

$$v = R\omega \left\{ \cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) + \sin \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) \cdot$$

$$\frac{R \left[\cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) - \cos \frac{\alpha}{2} \right]}{\sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \left[\cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) - \cos \frac{\alpha}{2} \right]^2}} \right\} [4]$$

Podobnie jak poprzednio określimy:

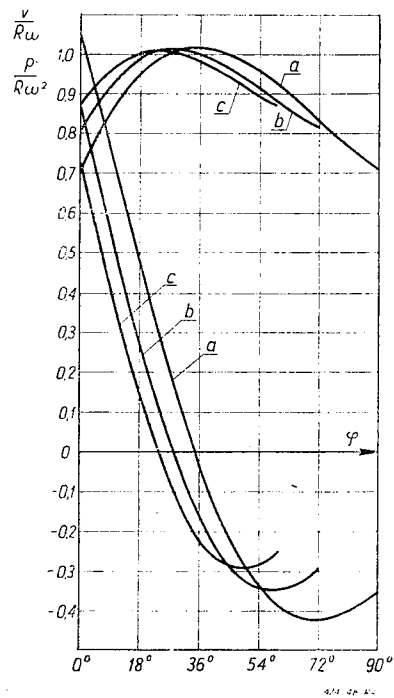
$$x = L \left\{ \frac{3}{2} - \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \left[\cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) - \cos \frac{\alpha}{2} \right]^2} \right\} - R \sin \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) [5]$$

$$\text{oraz } p = R\omega^2 \left\{ \sin \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) + \frac{R}{L} \sin^2 \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) + \frac{1 - \frac{R^2}{L^2} \left[\cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) - \cos \frac{\alpha}{2} \right]^2}{\left[1 - \frac{R^2}{L^2} \left[\cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) - \cos \frac{\alpha}{2} \right]^2 \right]^{\frac{1}{2}}} - \cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) \frac{R \left[\cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) - \cos \frac{\alpha}{2} \right]}{\left[1 - \frac{R^2}{L^2} \left[\cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) - \cos \frac{\alpha}{2} \right]^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \right\} [6]$$

Wykresy na rys. 4, przedstawiające szybkości i przyspieszenia cięgna nabiegającego w układzie cięciwowym, zostały sporządzone w identyczny sposób, co i wykresy na rys. 2. Krzywa a dotyczy czworoboku, b pięcioboku, zaś c sześcioboku. Rzędne wykresów przyjęto odpowiednio $\frac{v}{R\omega}$ i $\frac{p}{R\omega^2}$.

Pośrednie prowadzenia cięgna, zawarte pomiędzy układami stycznymi i cięciwowym, powodują zmianę przebiegu krzywych szybkości i przyspieszeń, jednak charakter tych przebiegów nie wnosi nic interesującego i stanowi mniej lub więcej zniekształcony przebieg krzywych układu cięciwowego²⁾.

W literaturze technicznej znalazł duże rozpowszechnienie pogląd, że zjawiska zachodzące przy nabieganiu cięgna łańcuchowego na wielobok napędowy mogą być rozpatrywane z dostatecznym dla praktyki przybliżeniem w założeniu, że cięgno nabiegające doznaje równoległych przesunięć w czasie nabiegania³⁾.



Rys. 4. Szybkości i przyspieszenie dla nabiegania cięciwowego.

Przypadek taki zachodzi przy pionowych cięgnach, o odpowiedniej długości, pozbawionych prowadnic.

²⁾ Dr inż. P. Nickel — „Der Einfluss der Kettenführung auf die Geschwindigkeitsverhältnisse bei langgliedrigen Förderketten“, Fördertechnik 1938, Nr 7 ÷ 8. Nickel otrzymuje metodami wykreślnymi właściwy charakter przebiegu krzywych, jednak wartości uzyskane przez niego różnią się do 16% od otrzymanych na drodze analitycznej.

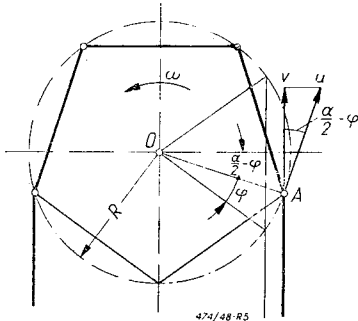
³⁾ G. Hanffstengel — „Die Förderung von Massengütern“, tłum. ros. ONTI, 1934.

Rys. 5 przedstawia nabieganie w takim układzie, stanowiącym szczególny wypadek nabiegania cięciwowego. Z rys. 5 wynika związek:

$$v = R\omega \cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) \quad [7]$$

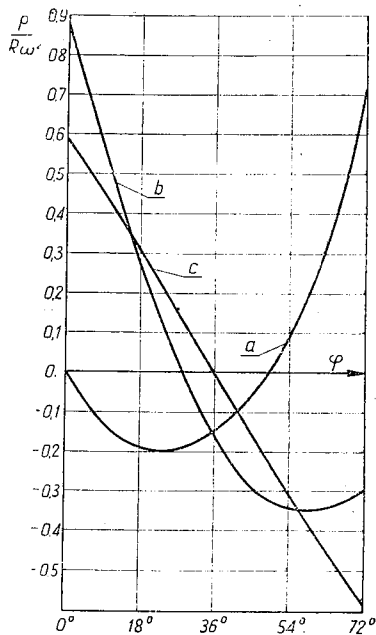
Różniczkując otrzymamy:

$$p = R\omega^2 \sin \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) \quad [8]$$



Rys. 5. Szczególny przypadek nabiegania w układzie cięciwowym.

Rys. 6 przedstawia krzywe przyspieszeń dla pięcioboku pracującego w różnych układach nabiegania, przy czym krzywa a odpowiada nabieganiu w układzie stycznym, b — cięciwowym, zaś c dla przypadku szczególnego według związku [8]. Jak wynika z porównania tych krzywych, rozpowszechniony pogląd o słuszności związku [7] dla wszystkich przypadków nabiegania należy uznać za błędny. Nadto z wykresów na rys. 6 wynika, że najkorzystniejszym pod względem kinematycznym jest układ styczny, gdyż występują przy nim nie tylko mniej-



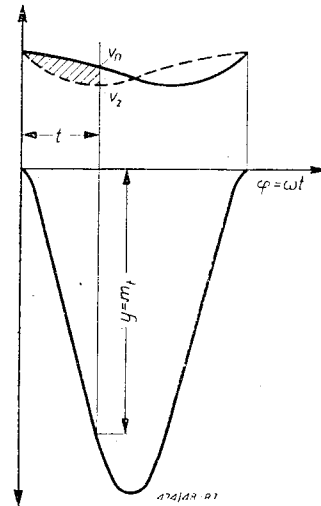
Rys. 6. Porównanie przyspieszeń cięzna przy nabieganiu: a — stycznym, b — cięciwowym, c — wypadek szczególny.

sze przyspieszenia, lecz, co najważniejsze, nie zachodzi zmiana znaku przyspieszeń w chwili odpowiadającej wejściu ogniwa na wielobok napędowy.

Podczas zbiegania cięzna łańcuchowego z wieloboku napędowego, ogniwo zbiegające zajmuje położenia odwrotne w kolejności tym, jakie zajmowało przy nabieganiu. Dotyczy to oczywiście tego przypadku, gdy układy prowadzenia cięgien nabiegającego i zbiegającego są identyczne. Pomijając tu ze względu na objętość artykułu wyprowadzenie odpowiednich związków funkcjonalnych, można przyjąć że przebieg krzywej szybkości cięzna zbiegającego jest o d w r o t n y do przebiegu krzywej szybkości cięzna nabiegającego, przy zachowaniu warunku identyczności obu układów prowadzenia cięzna.

c) Skrócenia i wydłużenia cięzna.

Na rys. 7 przedstawione są krzywe szybkości cięzna w układzie stycznym, przy czym krzywa



Rys. 7.

ciągła jest krzywą szybkości cięzna nabiegającego, zaś przerywana — krzywą szybkości cięzna zbiegającego. W przyjętej chwili t szybkości te nie są sobie równe i wynoszą odpowiednio v_n i v_z , czyli skrócenie bądź wydłużenie cięzna, jakie zajdzie od chwili $t = 0$ do chwili t możemy przedstawić jako:

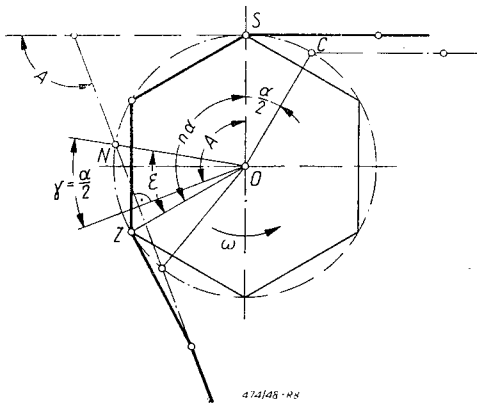
$$m_t = \int_0^t (v_n - v_z) dt \quad [9]$$

Ponieważ na osi odciętych wykresu na rys. 7 jest odłożony kąt φ obrotu wieloboku, proporcjonalny w układach niewyrównanych do czasu ($\varphi = \omega t$), więc, jak łatwo zauważyć, całka związku [9] jest równa w określonej skali zakreskowanemu polu, zawartemu pomiędzy krzywymi szybkości. Zatem rzędna wykresu skróceń $y = m_t$ może być określona, zarówno dla chwili t jak i dla każdej innej dowolnie obranej.

Na wykresie rys. 7 przyjęto, że początek nabiegania i zbiegania cięga zachodzi dla tego samego położenia wieloboku. Ogólnie rzecz biorąc, tak nie jest, i z tego względu krzywe szybkości będą względem siebie przesunięte o pewien kąt. Celem wyznaczenia tego kąta rozpatrzmy wielobok na rys. 8, dla którego kąt opięcia wynosi A .

Jak wynika z rys. 8, położenie wieloboku odpowiadające początkowi nabiegania nie pokrywa się tu z położeniem odpowiadającym początkowi zbiegania cięga.

Nazwijmy kąt ε jaki utworzą ze sobą promień wodzący ON , odpowiadający położeniu początkowemu zbiegania, z promieniem OZ , odpowiadającym położeniu cięga zbiegającego w chwili początku nabiegania, *kątem wyprzedzenia*



Rys. 8.

dzenia zbiegu. Poza tym początek nabiegania w układzie stycznym (punkt S) nie pokrywa się z odpowiednim położeniem dla układu cięciwowego (punkt C) i oba te położenia tworzą ze sobą kąt $\gamma = \frac{a}{2}$, który nazwiemy *kątem przesunięcia*

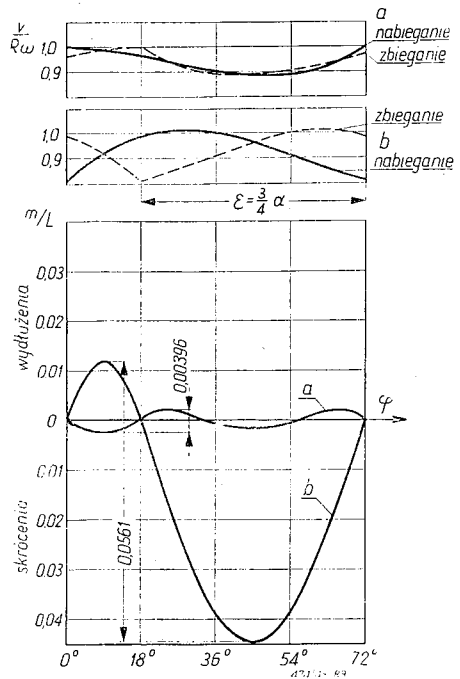
wzajemnego układów. Ponieważ na rys. 8 przyjęto różne układy, nabiegania (styczny) i zbiegania (cięciwowy), otrzymamy tu związek ogólny między powyższymi kątami w postaci:

$$A = na - \varepsilon + \gamma; \quad \text{gdzie } n = 1, 2, 3 \dots$$

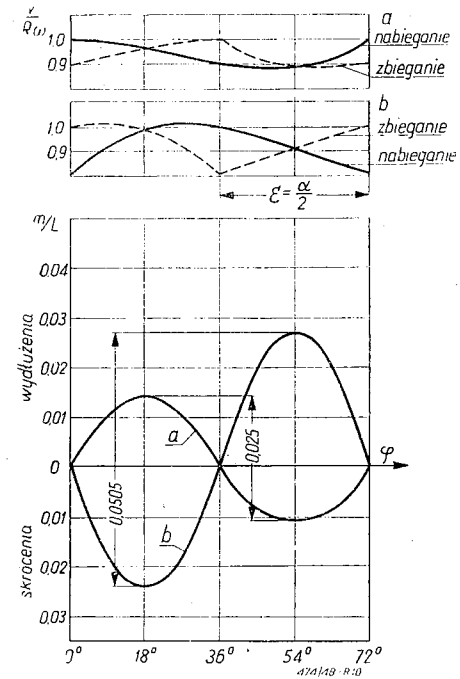
$$\text{oraz} \quad \varepsilon = na + \gamma - A \quad [10]$$

Ze związku [10] dla każdego przypadku można określić kąt wyprzedzenia zbiegu ε , a więc ustalić wzajemne przesunięcie krzywości szybkości nabiegania i zbiegania, niezbędne dla sporządzenia wykresu skróceń i wydłużeń cięga, zachodzących dla danego przypadku. Dla zilustrowania wpływu kojarzenia układów nabiegania i zbiegania cięga na skrócenia i wydłużenia, mogą posłużyć wykresy przedstawione na rysunkach 9 do 12. Rzędne dolnych wykresów przyjęto dla $L = 1$. Dla znalezienia rzeczywistych skróceń i wydłużeń cięga rzędne tych wykresów należy zwielokrotnić L razy, gdzie L jest długością ogniwa przyjętego łańcucha.

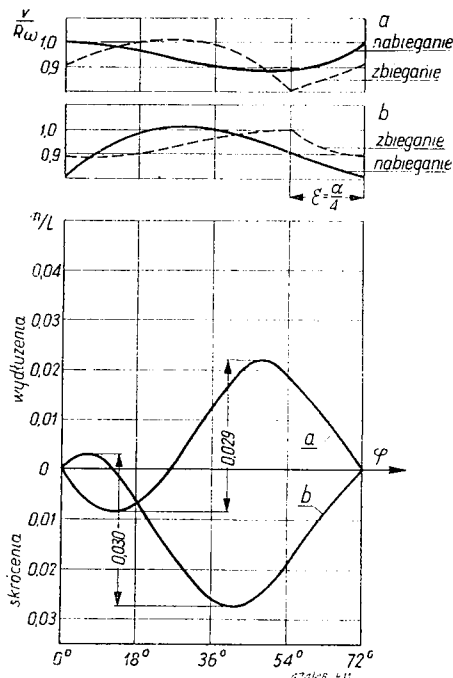
Z porównania wykresów wynika, że najmniejsze wahania długości cięga zachodzą dla pięcioboku, przy kącie opięcia $A = 90^\circ$ i obu układach stycznych. To samo spostrzegamy



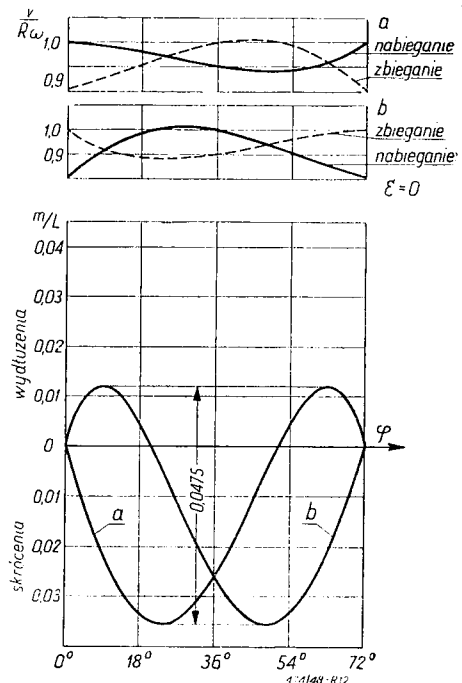
Rys. 9. Wykres skróceń i wydłużeń cięga dla pięcioboku przy jednakowych układach nabiegania i zbiegania i kącie opięcia $A = 90^\circ$; krzywe a dotyczą obu układów stycznych, b — obu układów cięciwowych. Wykresy górne są wykresami szybkości, dolne — skróceń i wydłużeń cięga.



Rys. 10. Wykresy skróceń i wydłużeń cięga dla pięcioboku przy jednakowych układach nabiegania i zbiegania, i kącie opięcia $A = 180^\circ$. Krzywe a odpowiadają układom stycznym, b — układom cięciwowym.



Rys. 11. Wykres skróceń i wydłużeń cięgna dla pięcioboku i różnych układach nabiegania i zbiegania przy kącie opięcia $A = 90^\circ$. Krzywe *a* odpowiadają nabieganiu stycznemu i zbieganiu cięciwowemu, krzywe *b* — nabieganiu cięciwowemu i zbieganiu stycznemu.



Rys. 12. Wykres skróceń i wydłużeń dla pięcioboku, pracującego przy różnych układach nabiegania i zbiegania, dla kąta $A = 180^\circ$. Krzywe *a* sporządzone dla nabiegania stycznego i zbiegania cięciwowego, krzywe *b* — dla nabiegania cięciwowego i zbiegania stycznego.

i przy kącie opięcia $A = 180^\circ$, lecz tu wahania te są przeszło sześciokrotnie większe niż dla wypadku poprzedniego.

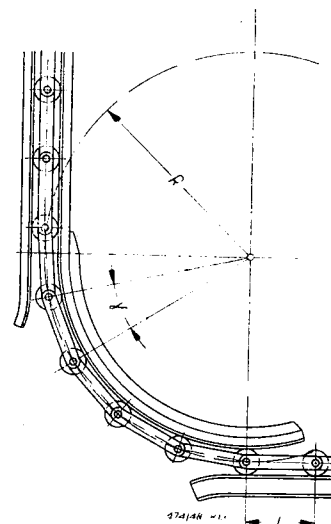
Badanie skróceń, zachodzących dla czworoboku, wykazuje, że najkorzystniejsze warunki zachodzą przy różnych układach nabiegania i zbiegania. Dotyczy to zarówno kąta opięcia $A = 90^\circ$ jak i $A = 180^\circ$. Sześciobok natomiast wykazuje lepsze warunki przy obu układach stycznych tylko dla $A = 90^\circ$. Natomiast przy $A = 180^\circ$ lepsze wyniki daje stosowanie różnych układów nabiegania i zbiegania.

Omawiając wpływ elementów napędowych i kierujących na skrócenia i wydłużenia cięgien, nie można pominąć przypadku stosowania przewodnicy zakrzywionej.

Na rys. 13 jest przedstawiona *przewodnica zakrzywiona*. Układy nabiegania i zbiegania są tu oczywiście stycznne. W zastosowaniach praktycznych najczęściej używa się przewodnic o stosunku $\frac{L}{R} \sim 3$. Nie zmieniając w niczym przebiegu zjawiska możemy przewodnicę zakrzywioną zastąpić równoważnym jej wielobokiem zastępczym. Najniekorzystniejszy będzie tu sześciastobok, dla którego:

$$\frac{R}{L} = 2,563; \alpha = 22^\circ 30'; \varepsilon = 0; m_{\max} = 0,0027 L;$$

z czego wynika, że nawet przy najdłuższych stosowanych ogniwach wahania długości cięgna są tak małe, że mogą być praktycznie pominięte. Czyli można również przyjąć, że przewodnica za-



Rys. 13. Przewodnica zakrzywiona.

krzywiona nie wprowadza zmiany przyśpieszeń, występujących w zbiegającej gałęzi cięgna łańcuchowego.

2. Układy wyrównane

Jak wynika z poprzednich rozważań względny kinematyczne powodują, że funkcje określające prawa nabiegania i zbiegania cięgna są różne i wymagają dla wyrównania szybkości liniowej łańcucha, różnych praw zmienności szybkości katowej napędu. Z tych względów wyrównujemy tylko szybkość cięgna nabiegającego (jako najbardziej obciążonego) i żądamy, a by $v = v_0 = \text{const}$.

Ponieważ dla układów niewyrównanych otrzymaliśmy zależność o postaci ogólnej:

$$v = R\omega \cdot f(\varphi),$$

gdzie $f(\varphi)$ jest funkcją zależną tylko od przyjętego sposobu prowadzenia łańcucha przy nabieganiu, a więc dla uzyskania wyrównania w przyjętym układzie musi być spełniony warunek:

$$\omega_{\varphi} = \frac{v_0}{R \cdot f(\varphi)} \quad [11]$$

określający prawo zmienności szybkości kątowej napędu.

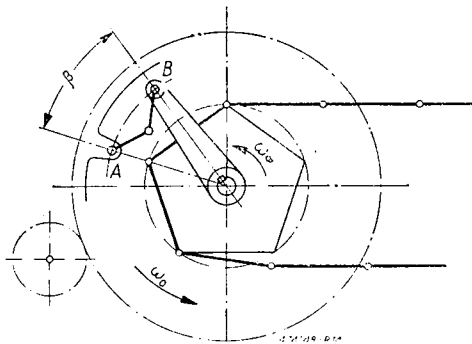
Zmienną szybkość kątową wieloboku napędowego ω_{φ} możemy zawsze przedstawić jako szybkość wypadkową pewnej szybkości stałej ω_0 , tak zwanej szybkości podstawowej i zmiennej ω_{β} wytworzonej przez mechanizm wyrównawczy. Czyli:

$$\vec{\omega}_{\varphi} = \vec{\omega}_0 + \vec{\omega}_{\beta} \quad [12]$$

Ponieważ w mechanizmach wyrównawczych mamy układy o osiach równoległych, możemy sumę wektorową [12] zastąpić sumą algebraiczną:

$$\omega_{\varphi} = \omega_0 + \omega_{\beta} \quad [13]$$

Rys. 14 wyjaśnia zasadę mechanizmu wyrównawczego. Punkt A koła zębatego mechanizmu napędowego jest połączony układem przegubowym z punktem B ramienia związanego z wałem wieloboku napędowego. Układ przegubowy



Rys. 14. Schemat mechanizmu wyrównawczego.

łączy punkty A i B jest układem mechanizmu wyrównawczego i powoduje zmiany kąta β w sposób warunkujący powstanie zmiennej składowej ω_{β} szybkości kątowej ω_{φ} określonej związkiem [13]. Stałą zaś szybkością ω_0 jest szybkość kątowa koła zębatego A mechanizmu napędowego. Z uwagi, że przyrosty kąta β , a więc dodatnie wartości składowej ω_{β} powodować będą zmniejszanie się szybkości wypadkowej ω_{φ} możemy związek [13] przyjąć w postaci:

$$\omega_{\varphi} = \omega_0 - \omega_{\beta}$$

skąd $d\beta = \omega_0 dt - d\varphi$ oraz $\beta + C = \omega_0 t - \varphi$

Dla $t = 0$, a więc i $\varphi = 0$, $C = -\beta_0$ gdzie β_0 jest kątem uwarunkowanym konstrukcją mechanizmu wyrównawczego, otrzymamy:

$$\beta = \beta_0 + \omega_0 t - \varphi \quad [14]$$

lub z uwagi, że dla napędu wyrównanego, drogą przebyta przez ciągnio $x = v_0 \cdot t$, związek:

$$\beta = \beta_0 + \omega_0 \frac{x}{v_0} - \varphi \quad [15]$$

Ponieważ zadaniem mechanizmu wyrównawczego jest wywoływanie okresowych zmian szybkości kątowej ω_{β} , o okresie równym okresowi pulsacji szybkości łańcucha, przeto warunkiem koniecznym możliwości działania tego mechanizmu jest, aby kąt β_0 odpowiadający chwili $t = 0$ a więc i $\varphi = 0$ był równy kątowi β_T przy końcu okresu pulsacji, a więc dla chwili $t = T$, czyli dla $\varphi = \alpha$ oraz $x = L$. Dla tej chwili ze związku [15] mamy:

$$\beta_T = \beta_0 + \omega_0 \frac{L}{v_0} - \alpha$$

czyli:

$$\beta_T - \beta_0 = \omega_0 \frac{L}{v_0} - \alpha$$

lecz żądamy aby $\beta_T = \beta_0$ stąd $\omega_0 \frac{L}{v_0} = \alpha$

i ostatecznie: $\omega_0 = \alpha \frac{v_0}{L}$ [16]

Stąd wynika, że warunkiem zamknięcia cyklu mechanicznego urządzenia wyrównawczego jest zachowanie związku [16] i szybkość podstawowa ω_0 nie jest dowolna. Łatwo się przekonać, że warunek ten wymaga, aby szybkość podstawowa była równa średniej szybkości kątowej wieloboku napędowego.

Uwzględniając związek [16] napiszemy funkcję określającą prawo zmienności kąta β mechanizmu wyrównawczego w postaci:

$$\beta - \beta_0 = \alpha \frac{x}{L} - \varphi \quad [17]$$

czyli dla układu stycznego:

$$\beta - \beta_0 = \alpha \left[1 - \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} (1 - \cos \varphi)^2} - \frac{R}{L} \sin \varphi \right] - \varphi \quad [18]$$

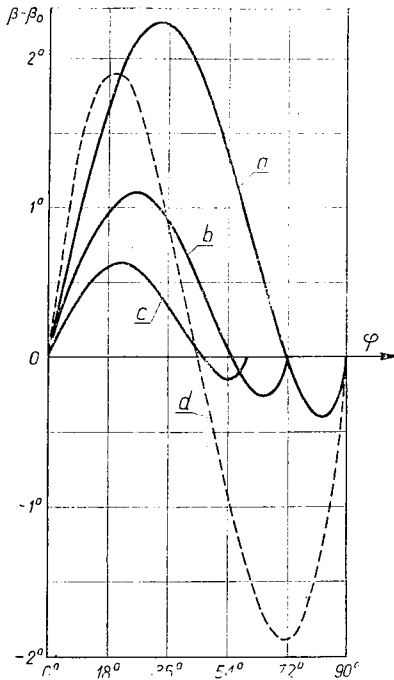
dla układu cięciwego:

$$\beta - \beta_0 = \alpha \left\{ \frac{5}{2} - \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \left[\cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) - \cos \frac{\alpha}{2} \right]^2} - \frac{R}{L} \sin \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) \right\} - \varphi \quad [19]$$

Dla szczególnego wypadku nabiegania określonego związku [7] prawo zmienności kąta wyrównawczego β , jak łatwo się przekonać, będzie wyrażone związkiem:

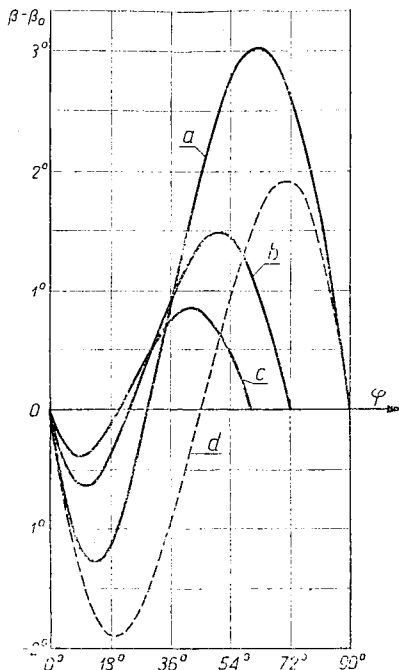
$$\beta - \beta_0 = \alpha \left[\frac{1}{2} - \frac{R}{L} \sin \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) \right] - \varphi \quad [20]$$

Rys. 15 przedstawia krzywe zmienności kąta wyrównawczego $\beta - \beta_0$ w funkcji kąta φ obrotu wieloboku napędowego, pracującego przy stycz-



Rys. 15. Kąty wyrównawcze w układzie stycznym.

nym układzie nabiegania. Krzywe ciągłe naniesiono według związku [18], przy czym krzywa *a* dotyczy czworoboku, *b* — pięcioboku, zaś *c* sześcioboku. Na wykresie została naniesiona krzywa przerywana *d*, dla czworoboku według związku [20], wykazująca jeszcze raz błędność



Rys. 16. Kąty wyrównawcze w układzie stycznym.

rozpowszechnionego mniemania o możliwości stosowania związku [7] dla wszystkich przypadków nabiegania.

Rys. 16 przedstawia krzywe zmienności kąta wyrównawczego $\beta - \beta_0$ w funkcji φ dla cięgowego układu nabiegania. Podobnie jak na wykresie poprzednim krzywa *a* dotyczy czworoboku, *b* — pięcioboku, zaś *c* sześcioboku. Krzywa przerywana *d* została naniesiona według związku [20] dla czworoboku. Prócz podanych na rys. 15 i 16 wykresów mogą być z łatwością sporządzone wykresy $\beta - \beta_0 = f(\omega_0 t)$ bardziej wygodne w użyciu przy projektowaniu niektórych rodzajów mechanizmów wyrównawczych.

Szybkości i przyspieszenia cięga zbiegającego w układach wyrównanych można łatwo określić przez funkcje wyznaczone poprzednio dla układów niewyrównanych. Dla cięga zbiegającego w układzie wyrównanym jest słuszny związek:

$$v_{wz} = R \frac{d\varphi}{dt} F(\varphi)$$

gdzie $F(\varphi)$ jest funkcją zależną tylko od przyjętego układu zbiegania. Z [11] wynika:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{v_0}{R \cdot f(\varphi)}$$

gdzie $f(\varphi)$ jest funkcją zależną tylko od przyjętego układu nabiegania. Wynika stąd, że:

$$v_{wz} = v_0 \frac{F(\varphi)}{f(\varphi)} \quad [21]$$

Z równania [21] można wyznaczyć poszukiwaną szybkość zbiegania w układach wyrównanych, posilując się znanymi i określonymi dla układów niewyrównanych funkcjami:

$$F(\varphi) = \frac{v_z}{R\omega} \quad \text{i} \quad f(\varphi) = \frac{v_n}{R\omega}$$

W podobny sposób można wyznaczyć i przyspieszenie cięga zbiegającego w układzie wyrównanym. Różniczkując względem czasu związek [21] otrzymamy:

$$p_{wz} = \frac{v_0^2}{R} \frac{1}{[f(\varphi)]^2} \left[F'(\varphi) - f'(\varphi) \frac{F(\varphi)}{f(\varphi)} \right] \quad [22]$$

$$\text{przy czym funkcje: } F(\varphi) = \frac{v_z}{R\omega};$$

$$f(\varphi) = \frac{v_n}{R\omega}; \quad f'(\varphi) = \frac{p_n}{R\omega^2} \quad \text{i} \quad F'(\varphi) = \frac{p}{R\omega^2}$$

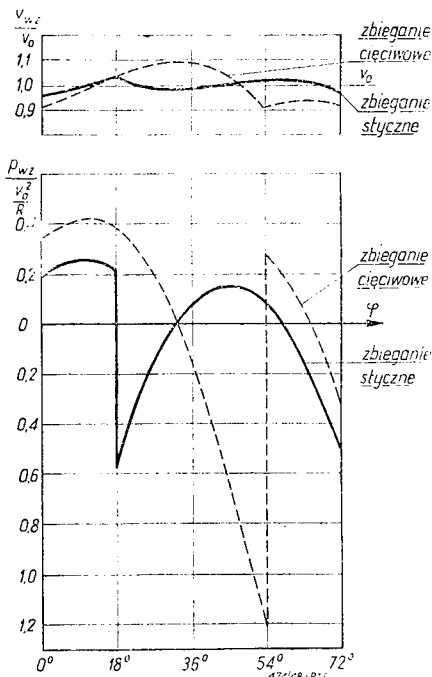
są znane i określone dla układów niewyrównanych.

Wyznaczenie przyspieszeń cięga zbiegającego w układach wyrównanych umożliwia obliczenie mechanizmu napinającego. Zagadnienie to było dotychczas pomijane, aczkolwiek obliczenie mechanizmu napinającego jest możliwe tylko przy znajomości wielkości niezbędne-

go naciągu cięgna zbiegającego lub tego odcinka cięgna, w którym panuje najmniejszy naciąg.

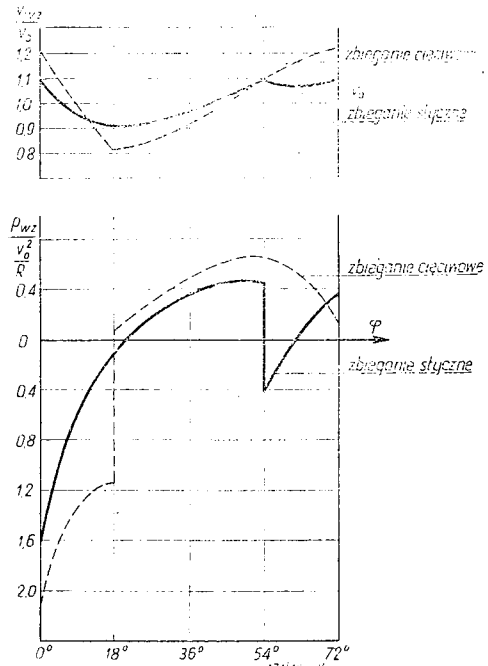
Mechanizm napinający ma do spełnienia następujące zadania: wywołać w cięgnie naciąg dostateczny do wytworzenia niezbędnych przyspieszeń i pokonania występujących oporów oraz kompensować zjawiające się ze względów kinematycznych skrócenia cięgna. Wielkość skróceń cięgna została wyznaczona dla układów niewyrównanych w funkcji kąta φ . Przy wyrównaniu będzie tylko inne prawo zmienności kąta φ w czasie, przeto ulegnie zmianie również charakter przebiegów krzywych skróceń cięgna w czasie, natomiast wielkość tych skróceń pozostanie bez zmian.

Ze względu na pracę mechanizmu napinającego interesujące jest, czy warunki najmniejszych skróceń pokrywają się z warunkami najmniejszych przyspieszeń dla układów wyrównanych. Względędy techniczne utrudniają podanie wykresów tych przyspieszeń dla wszystkich wypadków, mających praktyczne znaczenie. Na rys. 17 podano jedynie wykresy dotyczące pięcioboku przy $A = 90^\circ$ i nabieganiu w układzie stycznym, zaś na rys. 18 dla pięcioboku pracującego w tych samych warunkach, lecz przy nabieganiu cięciwowym. Dla określenia rzeczy-



Rys. 17. Szybkości i przyspieszenia cięgna zbiegającego dla pięcioboku. Górne krzywe obrazują przebiegi szybkości cięgna zbiegającego. Dolne krzywe przedstawiają przebieg przyspieszeń cięgna zbiegającego. Rzędne dla górnych krzywych przyjęto w założeniu $v_0 = 1$ m/sek, zaś dla $v_0^2/R = 1$ m/sek².

wistych wartości przyspieszeń w każdym rozpatrywanym przypadku należy zwielokrotnić rzędne wykresu $\frac{v_0^2}{R}$ razy.



Rys. 18. Szybkości cięgna zbiegającego (górne krzywe) i przyspieszenia (dolne krzywe) dla pięcioboku przy kącie opięcia $A = 90^\circ$ i nabieganiu w układzie cięciwowym.

Porównawcze badanie przebiegu przyspieszeń cięgna zbiegającego dla różnych wieloboków, pracujących w układach wyrównanych, wykazuje, że jedynie dla pięcioboku przy kącie opięcia $A = 90^\circ$ i $A = 180^\circ$ warunki najmniejszych skróceń pokrywają się z warunkami najmniejszych przyspieszeń. Dotyczy to również i sześcioboku przy kącie opięcia $A = 90^\circ$. Natomiast dla czworoboku przy $A = 90^\circ$ i $A = 180^\circ$ oraz dla sześcioboku przy $A = 180^\circ$ warunki te są ze sobą sprzeczne. Porównanie z sobą przyspieszeń cięgna zbiegającego w układach wyrównanych dla pięcioboku i sześcioboku wykazuje tylko nieznaczne polepszenie się warunków przy zastosowaniu sześcioboku.

Względędy powyższe skłaniają do zalecania stosowania pięcioboku w układach wyrównanych, gdyż stosowanie sześcioboku, zwiększając wymiary mechanizmu napędowego nie równoważy powstałych stąd niedogodności i skutkiem tego nie daje, praktycznie rzecz biorąc, żadnych korzyści.

Wyniki przeprowadzonej analizy układów z cięganami długoogniwowymi umożliwiają projektowanie mechanizmów wyrównawczych. Zmienną szybkość ω można uzyskać stosując krzywkę sterującą lub odpowiednio ubrany układ bezskrzywkowy. W ostatnim wypadku skuteczność wyrównania zależy od trafności doboru cech kinematycznych układu bezskrzywkowego. Czytelnicy interesujący się tym zagadnieniem, znajdą w jednym z następnych numerów „Przeгляdu Mechanicznego“ omówienie konstrukcji i projektowania mechanizmów wyrównawczych.

Maszyny budowlane i dźwigowe na Targach Lipskich 1950 r.

Prof. inż. IGNACY BRACH

1. Uwagi ogólne

Od początku ubiegłego stulecia do lat 30-tych największy rozwój maszyn budowlanych i dźwigowo-transportowych obserwowaliśmy w Niemczech; bezpośrednio przed wojną i w latach wojny duże postępy w tej dziedzinie, a zwłaszcza w maszynach drogowych osiągnął przemysł Stanów Zjednoczonych, po wojnie największy rozwój widzimy w Związku Radzieckim.

Wystawa Lipska dała nam przegląd najnowszych osiągnięć w tej dziedzinie w Demokratycznej Republice Niemieckiej, a częściowo i w Niemczech Zachodnich. Największe przedwojenne fabryki maszyn budowlanych i dźwigowych zostały w Niemczech Zachodnich (Menck i Hambrock, Humboldt, Lubecker M. G., Krupp, Demag); przedsiębiorstwa te nie były reprezentowane na Targach.

W Niemczech Wschodnich było tych przedsiębiorstw znacznie mniej i obecnie zostały następujące: fabryka dźwigów Unruh & Liebig — przedsiębiorstwo państwowe, fabryka silników i maszyn Buckau Wolf — przedsiębiorstwo państwowe, oraz VVB Abus — Zjednoczenie Ludowych Przedsiębiorstw dla wyposażenia górnictwa i ciężkiego przemysłu. To ostatnie przedsiębiorstwo obejmuje szereg drobnych przedsiębiorstw dźwigowych oraz fabrykę Ardelt.

2. Dźwigi

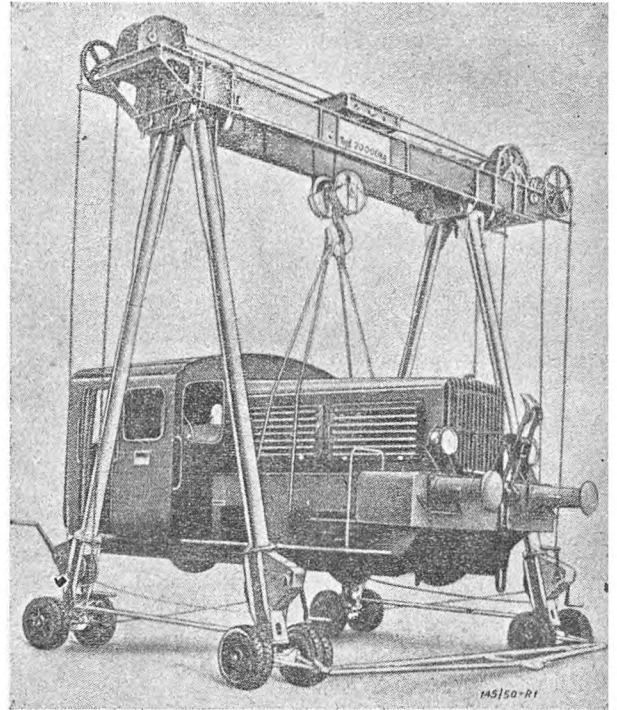
W dziedzinie dźwigów przemysł Niemieckiej Republiki Demokratycznej pokrywa całkowicie potrzeby własne z pewną nadwyżką eksportową. Wszelkie rozwiązania od dźwigów budowlanych i samochodowych do wielkich dźwigów kolejowych o udźwigu 50 t są wykonywane.

Firma Unruh & Liebig wystawiła ciężki dźwig kolejowy o udźwigu 50 t, którego konstrukcja charakteryzuje się dobrym wyważeniem mas.

VVB Abus reprezentuje cały szereg fabryk dźwigowych o rozległym programie produkcyjnym. Wystawiono lekki dźwig kolejowy o udźwigu 3 t. Ten ostatni jest naśladownictwem radzieckich rozwiązań z tym, że do żurawia zamiast silnika samochodowego zastosowano niezależny napęd elektryczny; ogranicza to oczywiście zasięg działania żurawia. Rozwiązano natomiast dodatkowe podparcie wozu w kierunku poprzecznym, zwiększające stateczność wozu.

Nowe oryginalne rozwiązanie przedstawia suwnica bramowa Abus szybko montująca się (rys. 1 i 2). Suwnica ta składa się z gotowych

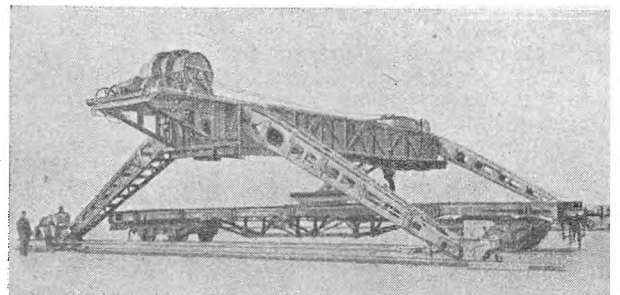
części tj. belki nośnej i czterech nóg, przymocowanych wahliwie (na czopach) do belki nośnej. Po przywiezieniu na miejsce montażu i przytwierdzeniu, na poziomie podłoża nóg do belki nośnej, następuje ściąganie nóg przy pomocy



Rys. 1. Suwnica bramowa „Abus“, udźwig 20 000 kg.

wbudowanych w nogi ręcznych wciągarek. Belka nośna podnosi się do góry, a nogi stają w swojej pozycji roboczej.

Suwnice te buduje się od 2 do 175 ton (patrz okładka) nośności. Koła mogą być szynowe lub przy mniejszych nośnościach (do 20 ton) ogumione. Te ostatnie są niezwykle wygodne na placach montażowych i przeładunkowych.



Rys. 2. Suwnica bramowa „Abus“, udźwig 75 000 kg.

Ruchome żurawie warsztatowe na kołach ogumionych i o napędzie akumulatorowym przedstawiła firma Miag. Jest to rozwiązanie bardzo ciężkie i nie przedstawia tych zalet, co najnowsze rozwiązanie radzieckie.

3. Przenośniki i ładowarki

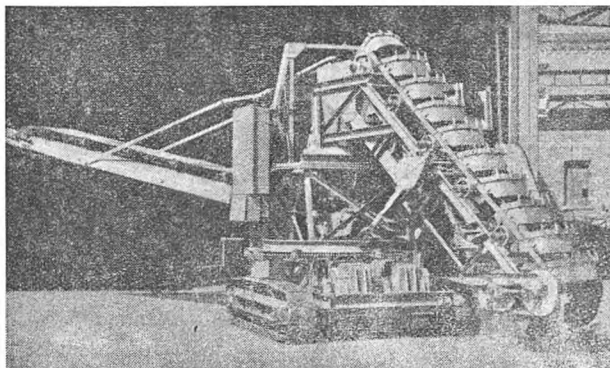
Interesujące jest rozwiązanie ruchomego przenośnika taśmowego (rys. 3) z dobudowaną



Rys. 3. Przenośnik taśmowy z mechaniczną łopata.

mechaniczną łopatą (skrobakiem). Na normalnym przenośniku osadzona jest specjalna wciągarka do łopaty. Sterowanie ruchu łopaty odbywa się przyciskami, umieszczonymi w rączkach łopaty. Jeden przycisk wywołuje ruch wciągarki przyciągający łopatę z materiałem ku taśmie, drugi przycisk wywołuje odwrotny ruch wciągarki i wyrzucanie liny z powrotem, co ułatwia odciąganie łopaty na miejsce ponownego jej załadowania. Odpada więc przy tym urządzeniu ręczne ładowanie taśmy transportowej. Dane techniczne tej ładowarki są następujące: wydajność przenośnika — $20 \text{ m}^3/\text{h}$, długość przenośnika — 10 m , szerokość taśmy — $0,5 \text{ m}$, szybkość ruchu taśmy — $1,5 \text{ m}/\text{sek}$, moc silnika napędowego taśmy — 3 KM , siła pociągowa na linii łopaty — 300 kG , szybkość ruchu łopaty — $0,6 \text{ m}/\text{sek}$, moc silnika wciągarki skrobakowej — 3 KM .

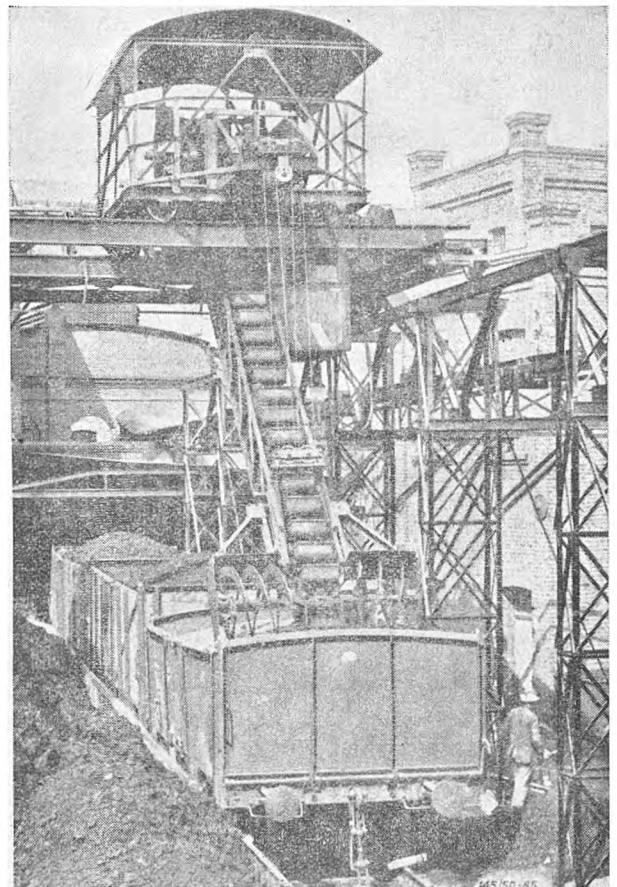
Rys. 4 przedstawia ładowarkę czerpakową do żwiru, piasku i węgla z placów składowych na



Rys. 4. Ładowarka czerpakowa.

samochody. Nowością tej ładowarki, produkowanej również przez firmę Abus, jest to, że prowadnica łańcucha czerpakowego wykonuje w czasie czerpania powolne ruchy wahadłowe na prawo i lewo w stosunku do płaszczyzny pionowej, przeprowadzonej przez środek ładowarki między gąsienicami. W ten sposób szerokość czerpania jest kilkakrotnie większa niż szerokość kulek i większa niż szerokość ładowarki między zewnętrznymi krawędziami gąsienic. Ładowarka posiada wydajność do $60 \text{ m}^3/\text{h}$, prędkość 6 km/h , moc silnika — 14 KM .

Znaczną szerokość czerpania uzyskiwano dotychczas przy pomocy poprzecznych ślimaków, które widzimy na rys. 5 w ładowarce typu Heinzelmanna, zastosowanej do wyladunku z wagonów i wykonywanej przez jedno z lipskich



Rys. 5. Ładowarka czerpakowa z zastosowaniem poprzecznych ślimaków narzucających.

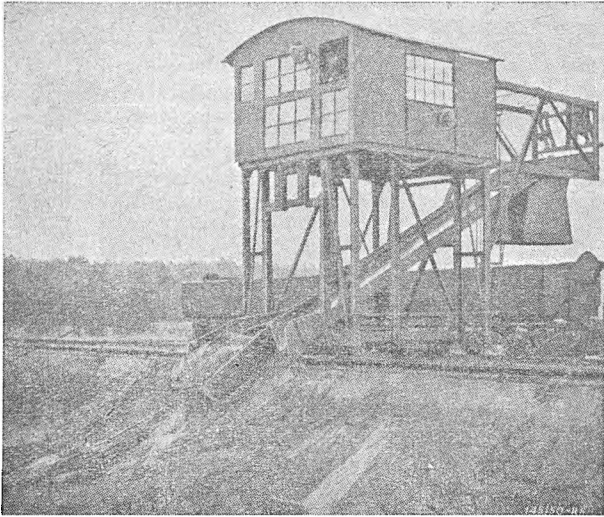
przedsiębiorstw. Ładowarki Abus dają lepsze bezpośrednie ładowanie czerpaków.

4. Koparki

Obserwujemy duży rozwój koparek skrobakowych do usuwania urobku w kopalniach węgla, soli potasowych, do rozdzielania i zbierania materiałów na placach składowych, do kopania i pogłębiania rzek, stawów. Na rys. 6 widzimy

koparkę skrobakową przeznaczoną do oczyszczania osadnika wodociągowego w wykonaniu firmy Abus.

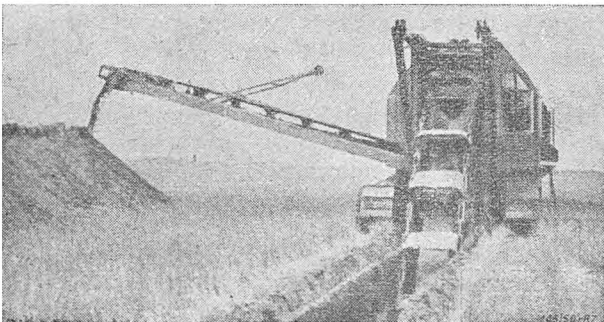
Fabryka Buckau-Wolf wystawiła koparkę do rowów (rys. 7) o dużej wydajności. Firma ta



Rys. 6. Koparka skrobakowa.

ma z przedwojennych czasów wiekie doświadczenie w budowie koparek czerpakowych, które były zawsze ulubionym wytworem niemieckich fabryk maszyn budowlanych. Koparka ta zachowuje też bardzo wiele cech koparek czerpakowych, jak np. zmiana wysięgu. Ma to tę zaletę, że duży wysięg prowadnic czerpakowych pozwala na kopanie rowów do 4 m głębokości przy szerokości ok. 1 m. Wydajność koparki wynosi 175 m³/h; moc silnika 100 KM.

W pawilonie radzieckim wystawiona była koparka MCGM, zmontowana na ciągniku z typowym silnikiem o mocy 52 KM, o wydajności do 140 m³/h przy głębokości rowu do 2,5 m i szerokości 1 m. Konstrukcja zgrabna i lżejsza od niemieckiej. Wprawdzie wobec ułożenia prowadnic na ciągniku bez wysięgnicy nie można osiągać tak wielkich głębokości, jednak osiąga się wydajność zbliżoną do wydajności koparki Buckau-Wolf przy dwa razy mniejszej mocy silnika.

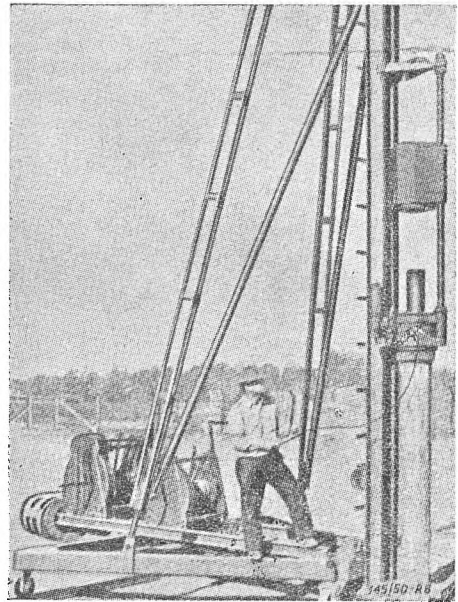


Rys. 7. Koparka do rowów.

5. Kafary

Fabryki niemieckie wschodnie nie wystawiły niczego z tej dziedziny. Natomiast zachodniemiecka firma Delmag przedstawiła swój znany program ubijarek „żab“ o wadze 500 i 1000 kG oraz baby kafarowe dieslowe, bardzo wygodne w pracy.

Rys. 8 przedstawia taką babę o ciężarze części uderzającej 450 kG. Część uderzająca prowadzona w 2 prowadnicach, jest równocześnie cylindrem. Część dolna osadzona na palu zbijanym, posiada wystający tłok. Cylinder spadając na tłok wywołuje sprężenie powietrza do ok. 30 at i w tym momencie następuje wstrzyk paliwa, wybuch mieszanki i podrzucenie cylin-



Rys. 8. Baba kafarowa o ciężarze części uderzającej 450 kG.

dra do góry. Praca odbywa się całkowicie automatycznie bez udziału człowieka, który może najwyżej regulować dopływ paliwa. Baby te są budowane w wielkościach 100, 300, 450, 1000 i 1250 kG. Trzeba stwierdzić, że baby spalinowe obok młotów pneumatycznych stanowią maszyny przyszłości.

6. Betoniarki

W dziedzinie betoniarek wolnospadowych pokazano kilka typów dość przestarzałych.

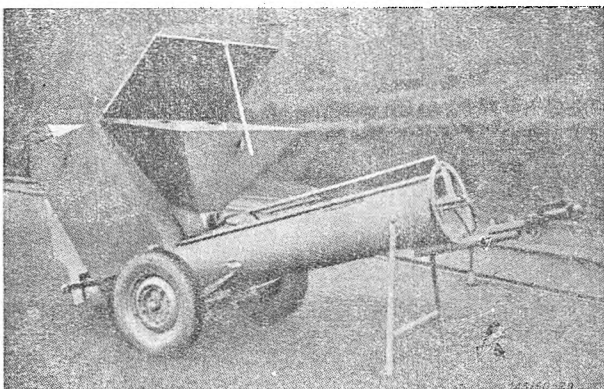
Niemcy jako dobrzy teoretycy nauk technicznych i w tej dziedzinie szli i idą w kierunku maszyn o ruchu ciągłym. Fabryka Regulus, należąca do Zjednoczenia L. B. H., wystawiła swoje dwa zasadnicze typy betoniarek o ruchu ciągłym tj. betoniarka wielka ze ślimakami doprowadzającymi materiał z dołu automatycznie i betoniarka mała, w której materiał zesypuje się do koszy bez dalszego oczywiście odmierzania.

Betoniarki wielkie budowane są o wydajnościach masy betonowej 10÷40 m³/h, a betoniarki małe 3÷8 m³/h.

Betoniarki te są w Polsce znane. Ich zalety — to małe zużycie mocy w stosunku do betoniarek okresowych (2÷3 razy mniejsze), olbrzymia wygoda wynikająca z niezależnienia dopływu materiałów od odbioru masy betonowej, oraz samoczynne dozowanie.

Wadą jest niedostateczna gwarancja jednorodności masy, wobec braku możliwości stwierdzenia, czy praca ślimaka jest dostatecznie ciągła i nie ma przesklepień materiału. Należy przypuszczać, że stosowanie tych betoniarek będzie coraz większe.

Jedna z zachodnich niemieckich firm Aulei-Klinger wystawiła *betoniarkę ciągłą*, zmontowaną na dwukołowej przyczepie ogumionej (rys. 9). Jest to jakby mały Regulus na kołach



Rys. 9. Betoniarka ciągła.

ogumionych. Widać tu amerykański wpływ na konstrukcję niemiecką. Jest to konstrukcja bardzo lekka i zgrabna przy dużych stosunkowo wydajnościach. Typ mniejszy o ciężarze całkowitym 350 kG osiąga wydajność do 8 m³/h, a typ większy o ciężarze 450 kG osiąga wydajność do 15 m³/h. Zasyw do zbiornika odbywa się ręcznie, natomiast dozowanie jest ciągle automatyczne. Betoniarka po pracy może być przyczepiona do samochodu i przewieziona na inne miejsce.

7. Wibratory

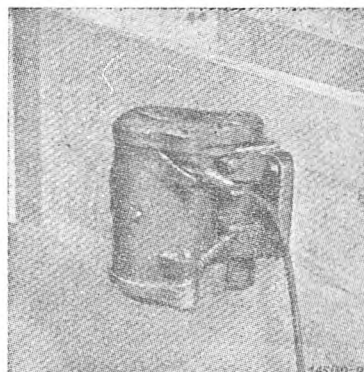
Obserwuje się dążność do znormalizowania typów i wielkości *wibratorów*, które pracowałyby w różnych warunkach przez zmianę ułożenia lub przytwierdzenia wibratora.

Wystawione były wibratory jednej firmy wschodnio-niemieckiej i jednej zachodnio-niemieckiej.

Firma Elma VEB Radeberg buduje 2 typy wibratorów zewnętrznych i 2 typy wewnętrznych (wgłębnych). Wibratory mają albo 3000 drgań na minutę (z silnikami połączonymi do sieci normalnej o napięciu 220/380 V i 50 okresów) albo 9000 drgań na minutę (z silnikami

o napięciu 42 V i 150 okresów, podłączonymi do sieci za pośrednictwem przetwornicy.

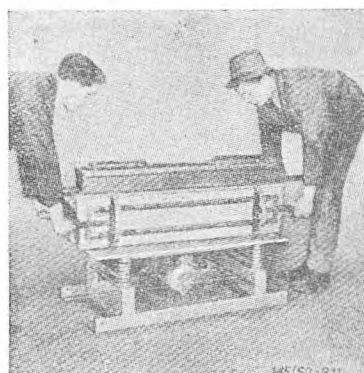
Firma Losenhausenwerk (Düsseldorf) buduje znormalizowane typy *wibratorów zewnętrznych* o wielkości silnika 60, 150, 250 i 1000 W na prąd 220/380 V.



Rys. 10. Wibrator zewnętrzny.

Wibratory zewnętrzne mają niezwykle szerokie zastosowanie. Ta sama jednostka o mocy np. 250 W może być:

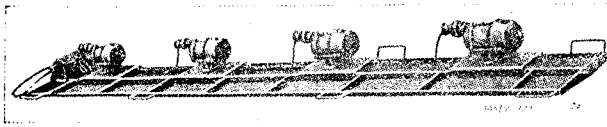
1. zawieszona na deskach oszalowań, belkach lub słupach,
2. przytwierdzona do skrzyni szalunkowej przy produkcji elementów prefabrykowanych (rys. 10),
3. przytwierdzona do znormalizowanej płyty wibracyjnej (rys. 11),
4. przytwierdzona do ściany wylotów z silosa dla uniknięcia przesklepień materiału,
5. przytwierdzona do sit sortowniczych lub koryt podajników.



Rys. 11. Wibrator zewnętrzny.

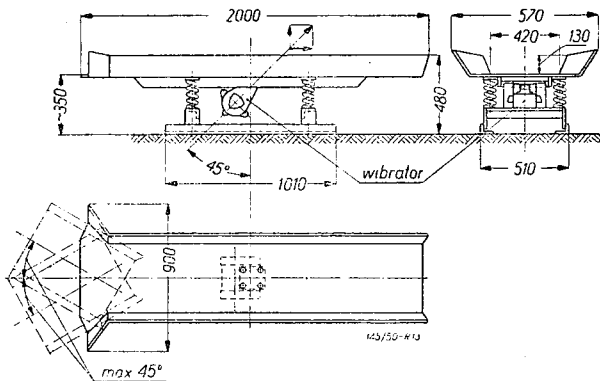
Istnieją dalej zupełnie specjalne zastosowania normalnych wibratorów zewnętrznych, jak np. do ubijania dróg betonowych i do rynien transportowych.

Rys. 12 przedstawia 4 *wibratory Elma* ustawione na płycie blaszanej. Płytę podciąga się ręcznie po wyrównanym uprzednio betonie lub można ją przytwierdzić do wózka wyrównującego. Płyta taka zastępuje skomplikowaną maszynę do ubijania betonu.



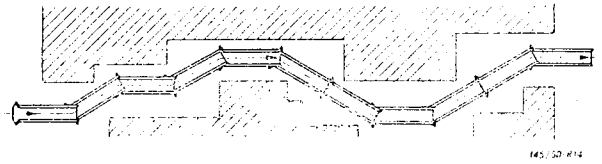
Rys. 12. Wibratory „Elme“ ustawione na płycie.

Bardzo oryginalne jest zastosowanie normalnego wibratora zewnętrznego, przytwierdzonego do rynny transportowej (rys. 13). Przez skośne nastawienie wibratora osiągamy ukośny



Rys. 13. Wibrator przytwierdzony do rynny transportowej.

kierunek drgań i ruch cząsteczek materiału transportowego podobnie jak w rynnach wstrząsanych. Normalny element rynny transportowej posiada długość 2 m i szerokość 570 mm. Z szeregu takich elementów można ułożyć długi przenośnik prowadzony po linii prostej lub wyginanej (rys. 14), pozwalający na transport po-



Rys. 14.

ziomy, a nawet pochyły do 10° . Wydajność przenośnika dochodzi do $9 \text{ m}^3/\text{h}$ gruzu ceglanego lub $7 \text{ m}^3/\text{h}$ piasku. Silnik wibratora posiada moc $0,25 \text{ kW}$, a ciężar całego elementu rynny transportowej z wibratorem wynosi 135 kG .

Z wielu oznak można wnioskować, że przemysł maszyn budowlanych i dźwigowych ilościowo nie osiąga jeszcze w Niemieckiej Republice Demokratycznej poziomu przedwojennego, jednak szybko się do niego zbliża. Jakościowo natomiast przemysł ten idzie już z postępem technicznym.

Ogólnokrajowa Konferencja Transportu Wewnętrznego w Zakładach Pracy

W dniach 30 i 31 maja br. odbyła się zwołana przez NOT w porozumieniu z PKPG, Ogólnokrajowa Konferencja Transportu Wewnętrznego w zakładach pracy. W konferencji wzięło udział około 700 osób, przedstawiciele zakładów przemysłowych, biur projektowania, biur konstrukcyjnych, instytutów naukowo-badawczych, pracowników naukowych wyższych uczelni, przedstawiciele stowarzyszeń technicznych i związków zawodowych, racjonalizatorów produkcji i przodowników pracy.

Obrady otworzył przewodniczący Komitetu Organizacyjnego prof. inż. Ignacy Brach, który powitał przybyłych na zebranie: Ministra E. Szyra zastępcę przewodniczącego PKPG, Vice-ministra Górnictwa Mieczysława Lesza, przedstawiciele wyższych uczelni w osobach Rektora E. Warchałowskiego i Rektora L. Uzarowicza, jak również przedstawiciele władz, związków zawodowych i uczestników.

Przewodnictwo obrad objął sekretarz generalny NOT inż. J. W. Czarnowski.

Do prezydium zostały zaproszone następujące osoby: prof. inż. Ignacy Brach, inż. Ilja Epstein, Zygmunt Kaczmarczyk, prof. Stanisław Łukasiewicz, inż. Bohdan Mączewski, inż. Mieczysław Radwan, prof. Wacław Suchowiak, inż. Jan Śmigielski, Roman Zuchowicz.

Przemówienie wygłosił Minister E. Szyr, który wskazał na znaczenie mechanizacji transportu jako części składowej mechanizacji pracy, która przyspiesza procesy produkcyjne i daje nam nowe siły robocze. Mechanizacja transportu to jeden z elementów postępu technicznego.

Mówca wskazał, że droga, która nam pozwoli wykonać olbrzymie zamierzenia 6-letniego planu, prowadzi przez socjalizację środków produkcji i związane z nią metody pracy, przejawiające się w postępie technicznym, w mechanizacji pracy i współzawodnictwie pracy. Mówca wskazuje na wielkie różnice między ustrojem socjalistycznym a ustrojem kapitalistycznym. Ustrój socjalistyczny pozwala na pełne wykorzystanie wszystkich środków produkcji i na wszechstronne wykorzystanie nauki i zdobyczy techniki. W ustroju kapitalistycznym nie stosuje się mechanizacji pracy, jeśli ona się nie kalkuluje. Minister Szyr zobrazował obszerne różnice i przeciwstawności obu ustrojów i wykażał, że ze spokojem możemy oczekiwać wyników realizacji naszych planów, zwłaszcza że mamy zapewnioną pomoc, przykład i doświadczenie Związku Radzieckiego.

Referat główny wprowadzający wygłosił prof. Ignacy Brach. Referent sprecyzował zasadnicze po-

jęcia transportu wewnętrznego i transportu bliskiego, ujął w sposób syntetyczny całość zagadnienia w trzech tezach (podanych w artykule wstępnym działu „Dźwigi i przenośniki“), oraz zanalizował wszystkie artykuły zgłoszone na zjazd i wydrukowane w „Przebiegu Technicznym“, stanowiące podstawę do obrad plenarnych i komisyj. Mówca postawił zadania każdej z komisji oraz ujął generalne zadania konferencji w następujących punktach:

1. obudzić świadomość w szerokich masach pracowników przemysłu, że transport jest częścią procesu produkcyjnego i musi być planowany tak jak proces technologiczny,
2. obudzić świadomość, że transport jest nosicielem olbrzymich kosztów, często większych, niż sam proces technologiczny i że właściwie rozplanowany i stosowany transport zmniejsza te koszty, co może stać się źródłem olbrzymich oszczędności,
3. narzucić metody planowania transportu przez analizę czynników: przedmiot, droga, masa i koszt,
4. obudzić świadomość, że mamy wielki wybór środków transportu wewnętrznego, tzw. nośników bliskich, i że do każdego procesu produkcyjnego można dobrać najbardziej odpowiednie środki transportu,
5. pobudzić techników przemysłu do niezwłocznego zapoznania się i stosowania nośników mechanicznych i ręcznych, jak dźwigniki, ciągniki, wózki, byle tylko wyeliminować ciężką pracę ludzką i przyspieszać cykl produkcyjny,
6. wydobyć na światło dzienne niedomagania transportu we wszystkich gałęziach produkcji i postawić tezy co do najlepszej organizacji transportu w danej dziedzinie,
7. pobudzić myśl racjonalizatorską w stosowaniu nośników i współzawodnictwo w osiągnięciu najniższych kosztów transportu,
8. pobudzić myśl konstrukcyjną do budowy najlepszych środków transportu wewnętrznego,
9. ustalić ważność zagadnienia budowy środków transportu bliskiego dla pełnego zaspokojenia potrzeb transportu wewnętrznego, oraz określić sposoby realizacji budownictwa tych środków.

Podział na Komisje

Następnie dokonano podziału obrad konferencji na komisje oraz ustalono przewodniczących tych komisji w sposób następujący:

1. komisja mechanizacji transportu w przemyśle metalowym, elektrotechnicznym i lekkim; przewodniczący *inż. J. Tymowski*,
2. komisja mechanizacji transportu w górnictwie, hutnictwie i odlewnictwie; przewodniczący *inż. M. Radwan*,
3. komisja mechanizacji transportu materiałów sypkich; przewodniczący *inż. St. Król*,
4. komisja mechanizacji transportu na placach budowy i w zakładach prefabrykacji; przewodniczący *inż. K. Jaworski*,

5. komisja mechanizacji transportu w domach towarowych i transportu pneumatycznego; przewodniczący *dr inż. Z. Zbichorski*,
6. komisja mechanizacji transportu leśnego oraz kolejek linowych; przewodniczący *inż. R. Giesing*,
7. komisja budowy środków transportu bliskiego; przewodniczący *inż. I. Brach*.

Zgodnie z ustaleniami podanymi w referacie głównym *inż. I. Bracha*, Komisja Plenarna oraz wymienione wyżej komisje miały ustalony program pracy w oparciu o artykuły umieszczone w specjalnym zeszycie „Przebiegu Technicznego“ nr 3—4/50 oraz w zeszytach 11—12/49 i 1—2/50.

Po ustaleniu podkomisji przystąpiono do obrad plenarnych, na których wygłoszone były trzy podstawowe referaty, a mianowicie: 1) V-min. *inż. M. Lesza* pt. „Transport wewnętrzny w zakładach pracy“, 2) *inż. J. Tichy'ego* pt. „Transport wewnętrzny w zakładach przemysłowych“, oraz 3) *inż. I. Bracha* pt. „Wózki przemysłowe“.

Po referatach odbył się pokaz filmu pt. „Transport wewnętrzny“. Film opracowany przez Główny Instytut Pracy, zobrazował stan transportu w różnych produkujących zakładach przemysłowych w Polsce oraz w portach morskich. Film ten dzięki zobrazowaniu nowoczesnych środków transportu wewnętrznego, właściwemu układowi i poprawnemu słownictwu, stanowi pracę dokumentarną.

Dyskusja

Nad referatami plenarnymi oraz zagadnieniami natury ogólnej rozwinęła się dyskusja, w której zabierało głos około 20 mówców.

Zagadnienie produkcji środków transportu wewnętrznego omówił *prof. inż. K. Studziński*. Zagadnienie organizacji omówili: inżynierowie: *J. Tymowski*, *J. Lutostawski* i *Prus*. Zagadnienie instytutów i szkolenia poruszali *inż. J. Bohdanowicz*, *prof. inż. Stan. Łukasiewicz*, *dr inż. Z. Zbichorski*, *prof. inż. A. Piątkiewicz*. O potrzebie współpracy instytucji projektujących z Centr. Instytutem Pracy mówił *inż. J. Dobrzański*. Zagadnienia transportu w leśnictwie omówili inżynierowie *Giesing* i *Radzymiński*. Zagadnienie związane z produkcją przedstawił *inż. Otdakowski*. Na sprawy instalacji elektrycznych w transporcie wewnętrznym zwrócił uwagę *inż. Żarnecki*. Potrzeby przemysłu okrętowego i portów omówili przedstawiciele tych instytucji obywatele *Dawidowski* i *Kaczmarczyk*. Różne zagadnienia związane z organizacją transportu omówili inżynierowie i technicy *Florek*, *Gauza* i *Tabor*.

Wyniki obrad plenarnych zesumował w swoim referacie *inż. I. Brach*.

Sprawozdania Komisji i rezolucja

W drugim dniu obrad odbył się pokaz dwóch filmów radzieckich, obrazujących postępy mechanizacji leśnictwa w Związku Radzieckim.

Po pokazie filmu przewodniczący poszczególnych komisji złożyli sprawozdania z obrad swych komisji, zakończone zasadniczymi wnioskami.

Przewodniczący Komisji Wnioskowej *inż. I. Bursztyn* odczytał na zakończenie obrad rezolucję, ujmującą całokształt wyników obrad w sposób następujący:

REZOLUCJA

I Ogólnokrajowej Konferencji Transportu Wewnętrzznego

Pierwsza Ogólnokrajowa Konferencja Transportu Wewnętrzznego w zakładach pracy, zwołana przez Naczelną Organizację Techniczną w porozumieniu z PKPG, zgromadziła przedstawicieli zakładów przemysłowych, biur projektowania, instytutów naukowo-badawczych, pracowników naukowych wyższych uczelni, związków zawodowych i działaczy gospodarczych, racjonalizatorów produkcji i przodowników pracy i po obradach w dniach 30 i 31 maja 1950 r. zakończyła swoje prace.

W wyniku prac Komisji Roboczych i obrad plenarnych konferencja uchwaliła następującą rezolucję:

1. W Polsce przedwzrzesniowej zagadnienie transportu wewnętrznego było całkowicie zaniedbane. Tania praca fizyczna zamieniała robotnika w maszynę pociągową. Opanowanie naszego przemysłu przez kapitał zagraniczny uniemożliwiało rozwój mechanizacji transportu wewnętrznego.

W przeciwieństwie do Polski przedwzrzesniowej, której nieodłącznym zjawiskiem było bezrobocie, w Polsce Ludowej notujemy w szeregu gałęziach przemysłu brak robotników. Zwiększenie wydajności pracy jako jedno z założeń 6-letniego planu wymaga daleko idącej mechanizacji pracy, a przede wszystkim mechanizacji transportu wewnętrznego.

2. Transport wewnętrzny jest nieodłączną częścią procesu wytwórczego i musi być planowany tak samo, jak proces wytwórczy. Transport wewnętrzny w zakładach pracy reprezentuje wielką część kosztów produkcji, a niekiedy większą, niż koszt właściwego przerobu. Dlatego należyte planowanie i stosowanie zmechanizowanego transportu jest źródłem wielkich oszczędności i wyzwoli olbrzymie rezerwy, potrzebne do zrealizowania 6-letniego planu.

W związku z powyższym Ogólnokrajowa Konferencja Transportu Wewnętrznego postanawia:

1. Podjąć akcję uświadamiania szerokich mas pracujących, a w szczególności projektantów, konstruktorów, kierowników zakładów, inżynierów i techników ruchu, racjonalizatorów i nowatorów — o znaczeniu właściwego planowania i stosowania mechanicznych środków transportu bliskiego, oraz ulepszenia środków istniejących.

2. Podjąć walkę w oparciu o plan techniczny o wykonanie zadań tego planu na odcinku transportu bliskiego, a w szczególności w okresie planu 6-letniego:

- a) zlikwidować transport ręczny w przemyśle węglowym, hutniczym i chemicznym,
- b) wyeliminować w zasadzie transport ręczny pionowy w przemyśle budowlanym i podwyższyć w tym przemyśle mechanizację transportu poziomego o 120%,

c) zredukować we wszystkich innych gałęziach gospodarki narodowej transport ręczny przynajmniej o 50%.

Dla zrealizowania powyższych postanowień Ogólnokrajowa Konferencja Transportu Wewnętrznego zaleca stosowanie następujących środków:

1. Przygotowanie kadr do planowania i stosowania środków transportu we wszystkich dziedzinach gospodarki narodowej przez:
 - a) wydanie odpowiednich podręczników i pomocy naukowych.
 - b) przyśpieszenie wydania katalogu maszyn do transportu bliskiego przewidzianych do produkcji w planie 6-letnim.
 - c) wprowadzenie na wyższych i średnich uczelniach technicznych, wykładów i ćwiczeń z zakresu organizacji transportu wewnętrznego.
2. Szkolenie konstruktorów budowy środków transportu bliskiego w oparciu o katedry dźwignic i przenośników na wyższych uczelniach, biura konstrukcyjne przemysłowe i Instytut Konstrukcji Mechanicznych.
3. Rozszerzenie działalności instytutów naukowo-badawczych, jak np. Instytut Konstrukcji Mechanicznych, kierunku rozwiązywania zagadnień, planowania transportu wewnętrznego we wszystkich przedsiębiorstwach i poradnictwa dla biur projektowania zakładów przemysłowych, dla opracowania wytycznych do nowych konstrukcji i dla przenoszenia badań nad nowymi i stosowanymi środkami transportu.
4. Przy projektowaniu i zatwierdzaniu nowych zakładów należy zwrócić szczególną uwagę na rozwiązanie transportu wewnętrznego z uwzględnieniem właściwości danego zakładu.
5. Należy na podstawie ankiety sporządzić bilans środków transportu wewnętrznego do końca br.
6. Należy znormalizować wszelkie proste środki transportu bliskiego, jak np. dźwigniki, wciągniki, wózki oraz elementy złożonych środków transportu, jak np. przekładnie, koła, hamulce.
7. Przy projektowaniu i przy stosowaniu środków transportu bliskiego, należy zwrócić szczególną uwagę na warunki bezpieczeństwa i higieny pracy, zarówno bezpośredniej obsługi jak i otoczenia.
8. Uruchomienie w specjalnych fabrykach produkcji maszyn do transportu bliskiego, tj. dźwignów prostych, przenośników, wózków przemysłowych i dźwignów złożonych, oraz odpowiedniego wyposażenia elektrycznego.

Z uwagi na istniejące już osiągnięcia polskiego przemysłu w dziedzinie konstruowania i budowania dźwignów i przenośników, uruchomione zakłady przemysłowe powinny pokryć w pełni zapotrzebowanie na środki transportowe, wynikające z planowania transportu we wszystkich zakładach pracy.

9. Przyswojenie i przystosowanie do warunków naszej gospodarki, osiągnięć w dziedzinie transportu bliskiego technicznie przodujących krajów, a przede wszystkim osiągnięć bratniego Związku Radzieckiego, kraju przodującej techniki.

I. B.

Bibliografia

Inż. Mieczysław Lesz „NOWA TECHNIKA W CIĘŻKIM PRZEMYSŁLE”. Szkic Techniczno-ekonomiczny. Wydawnictwo „Książka i Wiedza”. Format A5, stron 192, rys. 35, Warszawa, 1949 r.

Praca inż. M. Lesza omawia współczesny stan podstawowych gałęzi przemysłu, jak górnictwo węglowe, hutnictwo, przemysł metalowy i energetyka w Związku Radzieckim oraz w innych krajach o przodującej technice. Autor przedstawia kierunki rozwoju i osiągnięcia w ciągu ubiegłych 30 lat, wprowadzając w ten sposób czytelnika w zagadnienie dynamiki rozwojowej przemysłu w ścisłym związku z politycznymi i ekonomicznymi warunkami. Z przytoczonych cyfr i innych danych widzimy, jakim wahaniem ulega przemysł hutniczy w krajach o gospodarce kapitalistycznej, wstrząsanej różnymi kryzysami, oraz zapoznajemy się z ustawicznym i planowym wzrostem produkcji hutniczej w Związku Radzieckim, wynikającym z osiągnięcia wysokiej wydajności wielkich pieców, stalowni, odlewni, walcowni, z wnoszenia tych działań produkcji w urzędzenia i środki o możliwie największej mocy, z racjonalnej i oszczędnej gospodarki surowcami i kosztem.

W rozdziale pierwszym, poświęconym hutnictwu, autor opisuje najnowsze procesy hutnicze, oraz omawia transport surowców, zagadnienia materiałów pomocniczych i wyrobów. Na podstawie tych danych zapoznajemy się z tendencjami w kształtowaniu jakości i asortymentu wytworów hutniczych, decydującymi o kierunku rozwoju wszystkich gałęzi przemysłowych, związanych z produkcją hutniczą.

Dynamika rozwoju hutnictwa radzieckiego wynika z budowy i użytkowania najbardziej wydajnych wielkich pieców ok. 1200 tonowych, pieców martenowskich 200÷300 tonowych, pieców elektrycznych 60÷70 tonowych, z podwyższenia szybkości walcowania oraz z mechanizacji procesów odlewniczych.

Wiele miejsca poświęca autor nowej technice w budowie maszyn, obrabiarek, samochodów i taboru kolejowego. Tablice i zestawienia ilustrują rozwój tych gałęzi przemysłu metalowego w różnych krajach uprzemysłowionych oraz potężny ich wzrost w Związku Radzieckim, w kraju największych planowych inwestycji.

W ZSRR zwraca uwagę szybki wzrost produkcji taboru kolejowego, rozwój elektryfikacji i automatyzacji transportu kolejowego oraz postępy w budowie torów kolejowych celem podwyższenia ich nośności, a zarazem obniżenia kosztów eksploatacji.

Rozdział poświęcony przemysłowi samochodowemu dowodzi, że w tej gałęzi przemysłu metalowego kwitnie kultura nowej techniki, zarówno w konstrukcji, jak i w procesach technologicznych.

Autor omawia szczególne znaczenie przemysłu samochodowego dla obronności kraju.

W przeciwieństwie do innych krajów uprzemysłowionych przemysł samochodowy ZSRR kładzie główny nacisk na produkcję samochodów ciężarowych o ładowności ponad 7 t zaopatrzonych w silnik wyso-

kopreżny o mocy ponad 120 KM. Rośnie stale liczba obrotów i stopień sprężania silników samochodów osobowych, a wraz z nimi szybkość użytkowa. Zachodzą poważne zmiany w stosowanych materiałach na koła i części metali lekkich, rozpowszechniają się karoserie samoniosące o kształtach opływowych.

Autor dobitnie podkreśla szczególną rolę obrabiarek, ich konstrukcji i rozmiarów produkcji w rozwoju i postępie technicznym wszystkich gałęzi przemysłu, zaznaczając, iż „w obrabiarce, jak w soczewce skupiają się wszystkie nowe tendencje obróbki”. Nowoczesne tendencje w rozwoju obrabiarek polegają na wypieraniu tokarek przez rewolwerówki i automaty, zastępowaniu strugarek frezarkami, na wzroście parku szlifierek, automatów, przeciągarek, obrabiarek agregatowych, zwiększaniu się ciężaru maszyn i mocy silnika, wzroście ilości obrotów i sztywności obrabiarek, normalizacji części i zespołów, zmniejszeniu ilości typów obrabiarek, składaniu z elementów znormalizowanych obrabiarek specjalnych i agregatowych, zastępowaniu napędów mechanicznych napędami hydraulicznymi i elektrycznymi, oraz sterowaniu przy pomocy aparatury elektronowej.

Nowe metody obróbki wywierają najczęściej wpływ na konstrukcje obrabiarek. Autor podkreśla wielkoseryjność produkcji obrabiarek przez przemysł obrabiarkowy ZSRR, który przyjął w tej produkcji metody obróbki i montażu stosowane w produkcji samochodowej. Konstruktorzy radzieccy opracowali nowoczesne typy rewolwerówek z zastosowaniem preselekcji (nastawiania obrotów i posuwów dla następnego operacji w czasie trwania operacji poprzedniej), automatów i półautomatów, wiertarek wielowrzecionowych automatycznych linii obrabiarkowych oraz przeciągarek do przeciągania zewnętrznego.

Autor obszernie omawia nowe metody wytwórcze w przemyśle metalowym, jak np. skrawanie szybkościowe, możliwe dzięki postępowi w wytwarzaniu materiałów narzędziowych i konstrukcji narzędzi, stosowanie zautomatyzowanych uchwytów, zastępowanie obróbki skrawaniem przez tłoczenie i prasowanie, obróbka cieplna prądami wysokiej częstotliwości, granie indukcyjne, wiórkowanie zastępujące szlifowanie lub docieranie kół zębatach, itp.

Omawiając wydobycie węgla autor zwraca uwagę, że wzrasta ono stosunkowo wolniej od produkcji przemysłowej. Przyczyny tego stanu rzeczy leżą w wielkich oszczędnościach węgla u głównych konsumentów, jakimi są energetyka, hutnictwo i kolejnictwo. Postęp techniczny w przemyśle węglowym znajduje swój wyraz w mechanizacji wydobycia, w stosowaniu maszyn wiertniczych i kombajnów, mechanizacji załadunku i transportu dołowego.

Autor uwydatnia znaczenie wydobycia odkrywkowego, gdy węgiel znajduje się na nieznacznej głębokości oraz wzrost udziału tego sposobu w światowym wydobyciu węgla.

Autor omawia szczegółowo nową technikę wypalania koksu podkreślając znaczenie produktów ubocz-

nych. Opisuując urządzenia do płukania węgla wsadowych i sposoby koksowania w zależności od gatunku węgla, przedstawia wpływ automatyzacji czynności ręcznych oraz systematycznego badania węgla przed załadowaniem do pieców na wzrost szybkości koksowania.

W rozdziale poświęconym energetyce autor analizuje wzrost produkcji energii elektrycznej w ZSRR i stwierdza, że ogromny wzrost spożycia energii elektrycznej podczas drugiej wojny światowej był wynikiem rosnącej mechanizacji i automatyzacji procesów produkcyjnych. Szczególnie duże zapotrzebowanie energii wykazuje produkcja: aluminium, chloru, gumy i benzyny syntetycznej oraz materiałów z włókna syntetycznego. Celem lepszego wyzyskania mocy rozwinęło się w ZSRR łączenie liniami wysokiego napięcia elektrowni określonego rejonu przemysłowego lub łączenie wszystkich elektrowni pracujących w granicach jednego kraju. Dzięki gospodarce socjalistycznej, nie znającej konkurencji między właścicielami elektrowni, w ZSRR już przed ostatnią wojną światową powstały potężne systemy energetyczne. Ogromne inwestycje energetyczne we wschodnich rejonach ZSRR oraz podniesienie produkcji energii elektrycznej pozwoliło na rozwinięcie produkcji przemysłowej na Uralu, w Zachodniej Syberii i w Azji Środkowej.

Celem zwiększenia wydajności elektrowni ciepłych stosuje się wyższe temperatury i ciśnienia pary w kotłach. Stało się to możliwe dzięki opanowaniu zagadnienia produkcji stali ognioodpornych. Przemysł radziecki buduje kotły o ciśnieniu 140 at. z przegrzewaniem pary do 500°C, oraz turbiny parowe o mocy 100000 kW. Do chłodzenia generatora turbiny stosuje się wodór.

Omawiając wzrost wydajności pracy autor zgodnie z definicją *Marksa* stwierdza, że zmiana wydajności pracy jest to „wszelka zmiana w procesie pracy, skracająca czas pracy społecznie niezbędny do wykonania danego towaru“. Wzrost wydajności pracy w Związku Radzieckim nie spotykany w innych krajach jest z jednej strony związany z szybszym niż w krajach kapitalistycznych rozwojem techniki, a z drugiej ze wzrostem świadomości robotników, który wyraża się w ruchu stachanowskim.

Autor omawia sprawę wartości wymiennej towaru, składającej się z trzech elementów: kapitał stały, kapitał zmienny oraz wartość dodatkowa. Rozwojowi techniki towarzyszy wzrost udziału kapitału stałego (maszyn, urządzeń, narzędzi), spadek udziału kapitału zmiennego (robocizny), przypadającego na jednostkę produkcji. Nowe tendencje techniki we wszystkich gałęziach ciężkiego przemysłu dają silniejszy spadek robocizny w koszcie własnym, niż kapitału stałego. Prowadzi to do wydatnego spadku zatrudnienia. W języku ekonomii oznacza to gwałtowny wzrost składu organicznego kapitału.

Po analizie gospodarki przemysłowej w krajach kapitalistycznych autor daje syntezę potężnego rozwoju wytwórczości i rozwoju techniki w ZSRR, wolnym od karteli, trustów i monopolii. Sztandar postępu technicznego został przejęty przez pierwsze w świecie państwo socjalistyczne — ZSRR, które opiera się o nową,

przodującą technikę, dąży do jej szybkiego rozwoju i stosuje ją na wielką skalę w produkcji. Dążenie do nieustannego postępu technicznego nie jest dorywczą kampanią, ale ważnym i trwałym elementem walki o rozwój socjalistycznej gospodarki i podniesienie dobrobytu mas. Związek Radziecki łoży ogromne sumy na rozwój nauki i techniki, na instytuty naukowo-badawcze, laboratoria, stacje doświadczalne oraz na naukowe wydawnictwa. Dlatego też postęp techniczny przejawia się we wszystkich gałęziach przemysłu, rolnictwa i transportu radzieckiego.

Książka *inż. M. Lesza* jest wyrazem nowej formy w literaturze technicznej. Ujmując w sposób trafny i zwięzły istotę zagadnień, autor przedstawia językiem żywym nowe osiągnięcia w przemyśle ciężkim. Ograniczając się do syntetycznego zestawienia zdobyczy nowej techniki w ciężkim przemyśle — autor odsyła czytelnika po wiadomości szczegółowe do źródeł wskazanych w tekście.

Książka *inż. M. Lesza* ułatwi niewątpliwie technikom i ekonomistom zapoznanie się ze współczesnym stanem techniki w przemyśle ciężkim i pobudzi wielu z nich do gruntownego opanowania i stosowania nowej techniki przy rozbudowie przemysłu w planie 6-letnim.

Inż. M. Wakalski

A. A. Mojsiejew: „KONSTRUKTYWNYJE RAS-CZOTI KORABELNYCH TURBOAGREGATOW“. Format A5, stron 411, tablic 68, rysunków 199. Gosudarstwennoje Izdatielstwo Sudostroitelnoj Literatury, Leningrad 1948.

Ostatnio ukazała się na półkach księgarskich książka *A. Mojsiejewa* „Konstruktivnyje rasczoty turboagregatow“ wypełniająca w sposób dość szczęśliwy lukę między literaturą turbinową ogólną, gdzie dział obliczeń konstrukcyjnych jest zwykle zbyt szczupły, a literaturą specjalną wytrzymałościową, niewygodną w użytkowaniu. Książka *Mojsiejewa* zajmuje się obliczeniami wytrzymałościowymi elementów konstrukcji turbin parowych oraz podaje metody obliczeń i smarowania. Jej dużą zaletą jest przejrzystość układu i ujęcie większości obliczeń w ostatecznej formie tabelarycznej, ułatwiającej pracę i zmniejszającej znacznie możliwość pomyłek. Z ważniejszych rozdziałów książki wymienić należy:

1. Obliczenia wytrzymałościowe dysz i łopatek kierowniczych z podaniem stosowanych materiałów.
2. Obliczenia łopatek wirnikowych i odwracających, z uwzględnieniem łopatek o zmiennym przekroju oraz wpływu bandaża. Drgania łopatek potraktowane są w sposób uproszczony, zresztą na ogół wystarczający. Dobre wskazówki daje zestawienie materiałów i naprężeń dopuszczalnych.
3. Obliczenia tarcz wirnikowych w wypadkach prostych i bardziej złożonych. Z zagadnień specjalnych poruszono wpływ rozkładu temperatur oraz drgania tarcz.
4. Obliczenia wirników bębnowych i tarczowych traktują oprócz normalnych wykonań również wypadek wirnika spawanego, oraz połączenia śrubowe w stanie zimnym i ciepłym.

5. Obliczenia wałów uzupełnione są danymi statystycznymi i zestawieniem materiałów. Przy obrotach krytycznych omówiony jest wpływ niewyważenia na łożyska.

6. Obliczenia korpusów turbin zawierają praktyczne dane statystyczne. Dołączone dane materiałowe obejmują również zakres wyższych, obecnie stosowanych, temperatur.

7. Obliczenia tarcz kierowniczych lanych i składanych podają metodę ogólną i ujęcie tabelaryczne. W omówionych na końcu rozdziału uszczelnieniach labiryntowych tarcz, podane naciski sprężyn, przy wkładkach podatnych, wydają się zbyt duże.

8. Rozdział o łożyskach jest nieco przeciążony teorią, która dla konstruktora w tej formie ma mniejsze znaczenie, wobec danych doświadczalnych. Obejmuje on łożyska poprzeczne i oporowe i uzupełniony jest krótką dyskusją nad wyborem typu łożyska.

9. Obliczenie smarowania, zwykle prawie pomijane w książkach turbinowych, daje praktyczne wytyczne dla przyjęcia zasadniczych wielkości. W uzupełnieniu podane są dane charakterystyczne stosowanych olejów.

10. Obliczenia przekładni zębatych nie wnoszą, w porównaniu z rozpowszechnionymi już opracowaniami specjalnymi, nic nowego.

11. Obliczenie sprzęgieł dotyczy głównie sprzęgieł podatnych ze specjalnym uwzględnieniem systemu Bibby.

12. Na zakończenie podane są dane do obliczeń oddziaływania na fundament.

Jak widać z podanego krótkiego przeglądu, książka *Moisiejewa* daje możliwości rozwiązania większości zagadnień wytrzymałościowych spotykanych w budownictwie turbin parowych, a uwzględnienie nowych osiągnięć techniki w tej dziedzinie, oraz podanie stosowanych materiałów i dopuszczalnych naprężeń, czyni z niej podręcznik praktyczny i godny polecenia dla konstruktora.

Inż. Jan Brosch.

„WYKAZ MASZYN I URZĄDZEŃ DO TRANSPORTU BLISKIEGO. NOŚNIKI BLISKIE“. Wydanie I. Format B5, stron 70. Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Warszawa, 1949.

Nakładem Departamentu Techniki P. K. P. G. została wydana przez Państwowe Wydawnictwa Techniczne książka pod powyższym tytułem, opracowana w Instytucie Konstrukcji Mechanicznych G. I. M. pod redakcją *inż. Ignacego Bracha*.

1. Treść podzielona jest na dwie części tj. na część opisową i na katalog.

W części pierwszej mamy określenie podstawowych pojęć, podział klasyfikacyjny dźwigów i przenośników, krótki opis tych urządzeń i ich zastosowanie, wytyczne do projektowania transportu bliskiego oraz do kalkulacji kosztów ruchu.

Część druga obejmuje katalog zestawiony wg podziału klasyfikacyjnego, w którym umieszczono około 140 rysunków schematycznych dźwigów i przenośników z podaniem poprawnych nazw. Przy dźwigach podano stosowane nośności wg normy GOST 15.75/42, przy przenośnikach podano stosowane wydajności na podstawie własnych opracowań.

2. Przeznaczenie pracy. W słowie wstępnym Instytutu Konstrukcji Mechanicznych oraz w charakterystyce podanej na karce tytułowej przez P. W. T. podano, że celem książki jest ułatwienie pla-

nowania inwestycji w dziedzinie transportu w zakładach przemysłowych. Uzyskuje się to przez przedstawienie wszystkich zasadniczych typów i wielkości tych urządzeń stosowanych w przemyśle, transporcie i komunikacji.

3. Opinia.

3. 1. Zalety.

3. 1. 1. Znaczenie pracy wybitnie wybiega poza ramy założone przez nakładcę i autorów. Jest to podstawowa praca dla wszelkich studiów i dalszych opracowań w tej dziedzinie. Można to dzieło potraktować jako encyklopedię nośników bliskich.

Po raz pierwszy w polskiej literaturze technicznej sprecyzowano pojęcia i nazwy.

3. 1. 2. Tekst części opisowej jest niezwykle zwięzły, wynika zresztą z encyklopedycznego ujęcia dzieła. Rysunki wykonano i odbito poprawnie. Rysunki dźwienic wzięte w większości z normy GOST zostały nawet korzystniej niż w oryginale. Rozdział dotyczący kalkulacji kosztów ruchu dał w sposób zwięzły i przejrzysty wzory oraz metody obliczeń.

Zastosowano podział *dźwigniów* na *podnośniki* tj. maszyny proste oraz na *swinnice i żurawie*. Odpowiada to pojęciom ustalonym w literaturze zagranicznej: podziemnie mechanizmy i krany, hoists and crans, Winden und Kräne.

3. 2. Usterki.

3. 2. 1. We wstępie Instytut Konstrukcji Mechanicznych jako autor zbiorowy podaje, że praca nie jest kompletna gdyż jeszcze brak jest niektórych rozwiązań konstrukcyjnych, oraz materiałów takich jak wymiary i ceny dla umożliwienia wstępnych kalkulacji.

3. 2. 2. W klasyfikacji wydaje się niesłuszne dzielenie *przenośników cieżarowych* na *bezpośrednie i pośrednie*. Przenośniki pośrednie stanowią wprawdzie ważną grupę jako przenośniki montażowe, jednakże z punktu widzenia konstrukcyjnego jest to grupa mała. Należało by je raczej włączyć jako podgrupę przenośników ciężarowych pod nazwą „Przenośniki wózkowe“.

W grupie przenośników bezciągniowych należało uwzględnić przenośniki rzeczno wózkowe i wózkowe.

W grupie wózków przemysłowych należało by dla kompletności dodać inne wózki przemysłowe, a mianowicie wózki rzeczne i ciągniki warsztatowe. Ten sam autor uwzględnił to już w innej swojej pracy (*Inż. Ignacy Brach* „Wózki przemysłowe“ *Przeгляд Techniczny* Nr 11-12/49).

3. 2. 3. W mianownictwie nasuwa się wątpliwość w określeniu „Przenośników śrubkowych“, jakkolwiek odpowiada to ściśle określeniom w językach obcych: scraper, Schapper. Czy nie korzystniej byłoby użyć określenia przyjętego w budownictwie „żgarniakowe“.

Na str. 47 wprost H. 22 mamy żuraw jednoszynowy, który na stronie 9 nazywany jest nieślusnie welocypedowym. Na str. 67 należy w określeniu B. 2 przenośniki śrubowe ślimakowe słowo „ślimakowe“ wzięte w nawias jako synonim.

3. 3. Uwagi ogólne.

Wymienione usterki należy uważać za drobne i nie mogą one zmniejszyć wielkiej wartości pracy. Należy wyrazić uznanie dla nakładcy P. K. P. G. i wydawcy P. W. T. za wydanie dzieła wprowadzającego porządek w tej odległej leżącej dziedzinie.

Specjalne uznanie należy się autorowi dzieła *inż. Ignacemu Brachowi*, który ukryty wprawdzie pod zbiorowym autorstwem Instytutu Konstrukcji Mechanicznych, jest ja kto widać ze „słowa wstępnego“ faktycznym autorem całej pracy w oparciu o rysunki i zestawienia wykonane w I. K. M. oraz przy pomocy swoich współpracowników.

inż. Stanisław Król

Wiadomości SIMP

Program prac SIMP na rok 1950/51

Zwyczajny Walny Zjazd Delegatów Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Mechaników Polskich w dniu 24 marca br. obradował pod hasłem realizacji 6-letniego Planu Gospodarczego w dziedzinie przemysłu metalowego.

W pierwszym roku realizacji tego planu Polska wchodzi w okres przebudowy i rozwoju przemysłu, a zarazem okres budowy podstaw socjalizmu.

Przed członkami SIMP stoją nowe zadania, wymagające poważnych wysiłków i zobowiązań. Aby tym zadaniom sprostać inżynierowie i technicy-mechanicy polscy, rozsiani po wszystkich gałęziach przemysłowych, powinni pogłębiać posiadane wiadomości, przyswajając sobie nowe formy organizacji przemysłu i opanowywać coraz to nowe dziedziny wiedzy technicznej.

Inżynierowie i technicy mechanicy powinni wraz z klasą robotniczą współdziałać w ruchu współzawodnictwa i racjonalizatorstwa prac, wyzyskując cenne doświadczenia inżynierów i techników radzieckich.

Wprowadzenie nowoczesnych metod i środków wytwarzania ułatwi wykonanie planów gospodarczych i podniesienie wskaźników gospodarczych na najwyższy poziom, jaki jest do osiągnięcia jedynie tylko w ustroju socjalistycznym.

Poszczególne odcinki programu SIMP na rok 1950/51 stanowią rozwinięcie powyższych założeń podstawowych.

I. Ogólne zamierzenia organizacyjne

Zarząd Główny SIMP stawia jako naczelną zadanie wciągnięcie do prac Stowarzyszenia wszystkich inżynierów i techników mechaników przez stałe zwiększanie liczby członków.

Zadania SIMP należy wypełnić przez:

1. wzmożenie aktywności sekcji, kół fachowych i komisji, wnikliwe opracowanie programów ich działalności oraz ciągłe kontrolowanie terminowego wykonania programów,
2. wciągnięcie do prac w ramach sekcji, kół i komisji wszystkich członków Stowarzyszenia,
3. zaprowadzenie ścisłej ewidencji członków SIMP o wysokich kwalifikacjach zawodowych, celem racjonalnego wykorzystania ich wiedzy i doświadczenia w realizacji planów Stowarzyszenia,
4. uaktywnienie wszystkich Oddziałów i Kół terenowych, oraz tworzenie nowych placówek SIMP wszędzie tam, gdzie istnieją lub powstają większe skupienia przemysłowe,
5. rozszerzenie i pogłębienie form współpracy terenowych agend SIMP z zakładami pracy przemysłu metalowego.
6. wciągnięcie do pracy w Stowarzyszeniu młodych inżynierów i techników, oraz wyszkolenie spośród nich świeżego aktywnego elementu, którym będą stopniowo zasilane władze i wszystkie komórki organizacyjne Stowarzyszenia.

7. prowadzenie w ramach Stowarzyszenia analizy przyczyn nie wykonania planów gospodarczych oraz opracowywanie metod i środków zaradczych.

II. Zamierzenia szczegółowe

Program działalności SIMP na poszczególnych odcinkach przedstawia się następująco:

1. Program działalności w związku z Planem 6-letnim.

SIMP powołuje Komisję Realizacji Planów Gospodarczych o następującym zakresie działalności:

1. współpraca z Władzami Państwowymi i czynnikami społecznymi w zakresie realizacji planów gospodarczych,
2. wydawanie opinii w sprawie planowanych inwestycji, celowości uruchamiania nowych gałęzi produkcji w przemyśle metalowym, gospodarki siłami ludzkimi, oraz w sprawach importu i eksportu wyrobów przemysłu metalowego,
3. propaganda hasel, związanych z realizacją 6-letniego Planu Gospodarczego,
4. przestrzeganie wykonania uchwał zjazdów polskiego świata technicznego w sprawie Planu 6-letniego. na odcinku przemysłu metalowego.
5. podnoszenie kwalifikacji zawodowych członków SIMP. od których w wysokim stopniu zależy realizacja planów gospodarczych,
6. utrzymywanie członków SIMP w stałej gotowości do pokonywania przeszkód, jakie stoją na drodze realizacji Planu 6-letniego.

2. Program działalności oświatowo-szkoleniowej

W kapitalistycznej, obszarniczej Polsce przedwojennej anarchizujący charakter gospodarki nie sprzyjał rozwojowi szkolnictwa w ogóle, a szkolnictwa zawodowego w szczególności. Te wieloletnie zaniedbania, jak i wyniszczenie naszych szczupłych kadr fachowych przez hitlerowskiego okupanta spowodowały niedostatek kadr fachowych w obecnym okresie budowy podstaw socjalizmu w Polsce.

W związku z tym Zarząd Główny SIMP w programie Stowarzyszenia na rok 1950/51 zwrócił szczególną uwagę na objęcie akcją szkoleniową szerokich rzesz robotników przemysłu metalowego przez:

1. organizowanie fachowych kursów dokształcających z zakresu metaloznawstwa, obróbki cieplnej metali, obróbki mechanicznej metali, pomiarów warsztatowych i samochodownictwa,
2. urządzenie cykli odczytów popularnych, celem stałego podnoszenia poziomu wyszkolenia technicznego robotników przemysłu metalowego i uwypuklenia korzyści, jakie płyną ze współzawodnictwa i racjonalizatorstwa dla naszej uspołecznionej gospodarki,
3. tworzenie przy zakładach pracy kół racjonalizatorów i wynalazców,

4. uruchamianie poradni technicznych w terenie,

5. organizowanie w ścisłym porozumieniu z przedstawicielami partyj politycznych, związków zawodowych i przemysłu metalowego, narad ogólnokrajowych dla podsumowania dotychczasowych osiągnięć i wytyczenia dalszych linii postępowania w dziedzinie współzawodnictwa i racjonalizatorstwa.

W zakresie szkolenia zawodowego Dział Szkoleniowy SIMP będzie współpracował z Władzami Szkolnymi:

1. przy układaniu programów szkolenia na wszystkich szczeblach nauczania,

2. przez wydawanie opinii w sprawie metod nauczania,

3. przez interweniowanie u kompetentnych czynników w sprawach potrzeb szkolnictwa zawodowego,

4. przez informowanie o potrzebach przemysłu metalowego w zakresie szkolenia kadr,

5. przy opracowywaniu i opiniowaniu podręczników dla szkół zawodowych.

3. Program działalności naukowo-technicznej

Program działalności naukowo-technicznej SIMP przewiduje:

1. organizowanie serii odczytów naukowo-technicznych ze wszystkich dziedzin wiedzy, na których opiera swą działalność przemysł metalowy,

2. organizowanie kursów dokształcających dla inżynierów,

3. organizowanie konferencji naukowo-technicznych,

4. popieranie prac naukowych i badawczych,

5. opracowywanie dezyderatów technicznych i gospodarczych, aktualnych dla poszczególnych gałęzi przemysłu metalowego,

6. współpracę z instytucjami naukowymi w zakresie szerzenia wiedzy technicznej.

W roku 1950/51 przewiduje się zorganizowanie następujących konferencji: szybkościowego skrawania, motoryzacyjnej, wytrzymałościowej i fabrykacyjnej, poświęconej nowym metodom technologicznym i organizacji gniazd obróbczych.

Ponadto SIMP weźmie udział w przygotowaniach do Kongresu Nauki.

4. Program wydawniczy

Program wydawniczy na rok 1950 obejmuje wydawanie czasopism: „Mechanik“, „Przegląd Mechaniczny“, „Przegląd Spawalnictwa“ i „Technika Samochodowa“.

Począwszy od 1951 r. przewiduje się powiększenie działów odlewniczego i samochodowego, lub też założenie dwu nowych czasopism: „Przegląd Odlewniczy“ i „Technika Samochodowa“.

We wszystkich czasopismach będą omawiane zagadnienia społeczne oraz ogłaszane porady techniczne.

—O—

Ponieważ realizacja olbrzymich zadań, wynikających z 6-letniego Planu Gospodarczego, będzie wymagać od całego społeczeństwa technicznego niezwykłego wysiłku i ofiarności, Zarząd Główny SIMP wezwał wszystkie sekcje, komisje i koła fabryczne SIMP do pełnej realizacji programów w ścisłych i z góry ustalonych terminach. Entuzjazm, jaki cechuje klasę robotniczą przy realizacji planów gospodarczych, powinien być najlepszym przykładem dla wszystkich członków SIMP.

Konferencja Szybkościowego Skrawania Metali w Poznaniu

W dniach 11 i 12 maja br. na terenie Zakładów im. Stalina w Poznaniu odbyła się Konferencja Szybkościowego Skrawania Metali.

Konferencja była zorganizowana przez Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich (SIMP) oraz Związek Zawodowy Metalowców.

Konferencja poświęcona szybkościowemu skrawaniu, miała na celu wymianę doświadczeń i przegląd osiągnięć, dokonanych w tej dziedzinie przez pracobników pracy, racjonalizatorów, techników, inżynierów i naukowców. Zarówno wygłoszone referaty, jak i przebieg dyskusji były żywym dowodem ważności zagadnienia, podjętego już znacznie wcześniej na zorganizowanej przez SIMP Konferencji stopów spiekanych, która odbyła się 27. X. 1949 r. w Warszawie.

Odbyta Konferencja szybkościowego skrawania potwierdziła, że twórczy wysiłek racjonalizatora jest popierany przez wiedzę inżyniera, że naukowiec szuka rozwiązania niektórych zagadnień u robotnika, którego bogate doświadczenie ułatwia drogę postępowi technicznemu.

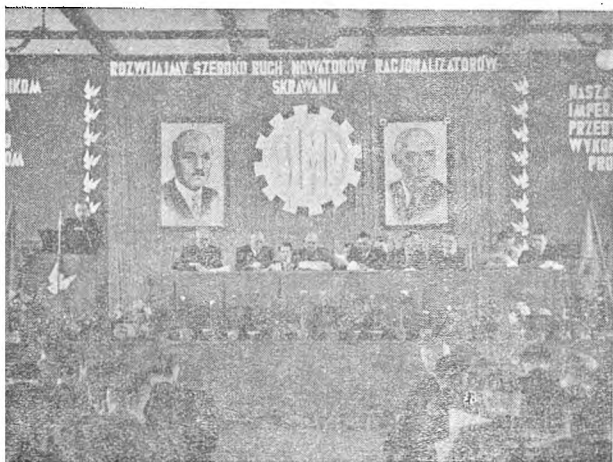
W Konferencji wzięło udział 725 pracowników technicznych przemysłu metalowego, w tym blisko połowa pracowników fizycznych. W Konferencji uczestniczyli dyrektorzy fabryk, szefowie produkcji, kierownicy biur technicznych, biur fabrykacji i warsztatów, konstruktorzy, kalkulatorzy, kontrolerzy, brygadierzy, usprawniacze i racjonalizatorzy oraz przodownicy pracy.

Program Konferencji obejmował 9 referatów fachowych (o łącznej objętości 63 stron maszynopisu, 99 tablic) oraz praktyczny pokaz skrawania metodą szybkościową.

Obradom przewodniczył Rektor *prof. Ludwik Uzarowicz* łącznie z *inż. Janem Pawlikowskim*. W Prezydium Zjazdu obok przedstawicieli Ministerstwa Przemysłu Ciężkiego, Związku Metalowców, Wyższych Uczelni, Instytutów Naukowych zasiadli owacyjnie witani przodownicy pracy jak: *R. Ber, Krawczyk, St. Miernik, St. Matela, Z. Gębska, St. Chorbacz*.

Program Konferencji obejmował następujące referaty:

1. *prof. Witold Biernawski* — „Podstawy i historia szybkościowego skrawania“ (wygłosił *inż. J. Kaczmarek*);



Prezydium konferencji szybkościowego skrawania.

2. *inż. Andrzej Józefik* — „Trwałość ostrza w procesie szybkościowego skrawania“;
3. *ob. Adam Pogruszewski* — „Osiągnięcia radzieckie w szybkościowym skrawaniu“;
4. *inż. Andrzej Ankiewicz* — „Narzędzia do obróbki szybkościowej“;
5. *inż. Andrzej Sadowski* — „Nowoczesne metody ostrzenia narzędzi ze spieków“;
6. *prof. dr inż. Witold Szymanowski* — „Obrabiarki do szybkościowego skrawania“;
7. *inż. Mieczysław Groblewski* — „Szybkościowe frezowanie“;
8. *inż. Jan Kaczmarek* — „Organizacja zbierania osiągnięć i upowszechniania badań z zakresu obróbki szybkościowej“;
9. *inż. Piotr Wrzosek* — „Szybkościowe toczenie“;
10. *inż. Jan Pawlikowski* — „Podsumowanie dyskusji i wytyczne organizacyjne“.

Przybyłych na Konferencję powitał *inż. Jan Pawlikowski*, Prezes Oddziału Poznańskiego SIMP, podkreślając aktualność tematu obrad, jak i fakt nawiązania ścisłej współpracy na polu szybkościowego skrawania pomiędzy racjonalizatorami a naukowcami, co w wynikach powinno mieć doniosłe znaczenie dla dalszego rozwoju polskiego przemysłu.

Rektor Ludwik Uzarowicz omawiając zagadnienie szybkościowego skrawania, sformułował następujące potrzeby zakładów produkcyjnych, jako apel do inżynierów, technologów, konstruktorów i naukowców: „Poddajcie badaniom proces szybkościowego skrawania, sprawdźcie nasze osiągnięcia i sformułujcie prawa w zakresie szybkościowego skrawania. Wytwórzcie jak najlepsze węgliki spiekane. Zbudujcie bardziej szybkościowe i mocniejsze obrabiarki niż dotychczas, a my zwiększymy produkcję“.

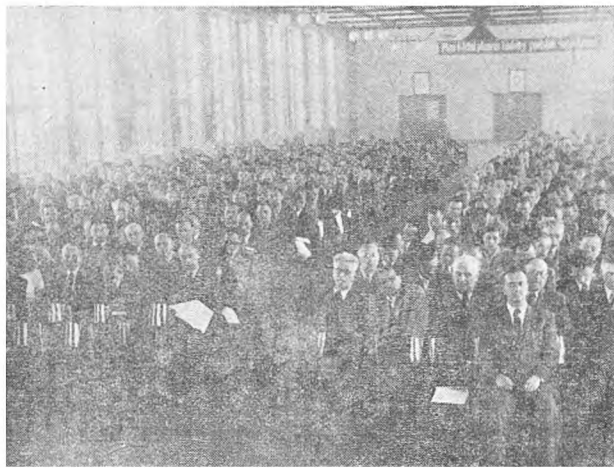
Istotnie w naszych oczach powstaje nowy proces: przodownicy pracy i racjonalizatorzy, pragnąc wykrzysnąć obecny park obrabiarkowy, podnoszą natężenie i jakość produkcji, przyczyniając się wybitnie do odbudowy Kraju i do zachowania Światowego Pokoju.

Na te zagadnienia szybkościowego skrawania wpływa szereg problemów, związanych z przystosowaniem poszczególnych zakładów do wzmożonej produkcji, lecz najważniejszym jest problem kadr. Na Konferencji tej teoria profesorska styka się z osiągnięciami praktycznymi, uzupełniając się wzajemnie dla dokonania postępu technicznego.

Przedstawiciel Centralnej Rady Związków Zawodowych *roman Zuchowicz* — mocno podkreślił w swym przemówieniu, że... „szybkościowe skrawanie metali to nie tylko nowa metoda pracy, to nie tylko nowa technologia obróbki metali, ale to jednocześnie głęboki przejaw świadomości, wyrosłej na dokonanych przemianach społeczno-politycznych w naszym Kraju, uwidoczniający się w nowym stosunku robotnika do zagadnienia produkcji i własności społecznej. Maszyna przestała być dla robotnika obcą i wrogą siłą obliczoną na wyżyłowanie jego pracy. Wyzwolony i wolny człowiek walczy o to, aby osiągnąć z techniki maksimum tego, co można z niej wydobyć“.

„Doświadczenia i zdobycze Związku Radzieckiego, ich bohaterów pracy, winny być dla nas przykładem, a osiągnięcia naszej narady należy przenieść natychmiast na warsztaty pracy dla powiązania z życiem.“

W drugim dniu obrad, po referacie przodownika pracy *inż. Piotra Wrzosa* z Huty „Gliwice“ rozpoczęto dyskusję, która dotyczyła problemów, występujących przy szybkościowym skrawaniu; niektóre z nich



Widok ogólny sali obrad.

są trudne do przewyciężenia, lecz twórcza i kolektywna praca rozwiązuje je, tworząc postęp techniki.

W dyskusji zabierali głos liczni przodownicy pracy, jak *ob. Karol Walczak* z Huty „Gliwice“, *ob. Jan Kubiak* z F-ki Automatów, *ob. Bronisław Kurowski* z Zakł. Nr 7 z Krakowa, *ob. Stefan Matela* z ZISPO, *ob. Czesław Pason* z Eytomia, *ob. Gerard Siwiec*, *ob. Władysław Fels*, *ob. Stefan Miernik*, którzy mówili

o trudnościach i sposobach rozwiązywania problemów o brakach, jakie występują w zakładach pracy; opisywali własne pomysły łamaczy wiórów, lub szlifowania ostrza, które dały im pomyślne wyniki.

Jeden z przodowników pracy podkreślił wielki brak tablic i modeli, któreby ułatwiały przyswojenie podstaw geometrii ostrza, brak przezroczystości i filmów, skryptów ujętych w sposób przystępny.

W dyskusji zabierało głos około 25 mówców oraz prelegenci, którzy udzielali odpowiedzi, dotyczących wygłoszonych referatów.

Prezes SIMP *kol. Zbigniew Muszyński* wezwał obecnych do przetransponowania osiągnięć i materiałów konferencji w teren, na zakłady pracy, dla pełnego wykorzystania zdobytych wiadomości, dla podniesienia wydajności, dla wzbogacenia tematu narad technicznych w klubach i poradniach racjonalizatorskich.

Nestor budowy obrabiarek w Polsce *inż. Jan Piotrowski* poruszył sprawę organizacji gromadzenia doświadczeń, upowszechnienia wiadomości niezbędnych dla racjonalizatorów i przodowników, umożliwiających pełne wykorzystanie narzędzi i obrabiarek, dzięki sprzyjającym warunkom rozwoju postępu techniki w obecnym ustroju, i bogatej radzieckiej literaturze naukowo-technicznej.

Po obszernym i wnikliwym podsumowaniu wyniku obrad *kol. Pawlikowski* odczytał treść rezolucji, która została przyjęta owacyjnie.

Przedstawiciel Zarz. Gł. Z. Z. Metal. tow. *Aleksander Kowalski* powiedział, że „narada wykazała duże bogactwo materiałów dla tysięcy przodowników pracy, racjonalizatorów i inżynierów; narada ujawniła, że pewna nieumieszność, która istniała w poszczególnych ośrodkach pracy, nawet pewien nonszalancki stosunek do nowych form pracy, należy już do przeszłości; narada potwierdziła, że szybkościowe skrawanie jest jednym ze sposobów rewolucjonizowania naszej techniki, do wykonania tych wielkich zadań, które stoją przed metalowcami w Polsce w związku z Planem 6-letnim“.

Poznańska Konferencja jest próbą upowszechnienia doświadczeń w szybkościowym skrawaniu w skali ogólnokrajowej.

Tow. Kowalski złożył serdeczne podziękowanie gospodarzom narady, Zarządowi SIMP, Przewodniczącemu Narady, referentom i wszystkim kolegom, którzy przyczynili się współpracą swą w tej roboczej naradzie technicznej.

Kolega *J. Pawlikowski* odczytał treść rezolucji oraz depeš do obywateli Ministra *E. Szyra*, Ministra *K. Żemajtisa*, Ministra *R. Fidelskiego* oraz do KC PZPR, które wysłano w imieniu Zjazdu.

Prof. Uzarowicz zamykając obrady wezwał uczestników do jak najbardziej wydajnej i ekonomicznej pracy nad rozwojem przemysłu metalowego Polski Ludowej.

REZOLUCJA

I. Ogólnokrajowej Konferencji Szybkościowego Skrawania Metali w Poznaniu

I. Ogólnokrajowa Konferencja Szybkościowego Skrawania Metali, zorganizowana przez Stowarzyszenie

Inżynierów i Techników Mechaników Polskich oraz Związku Zawodowy Metalowców, przy Współudziale Instytutu Obrabiarek i Narzędzi, wykorzystując najszerzą pomoc i poparcie PZPR — po wysłuchaniu referatów oraz w wyniku dyskusji z udziałem racjonalizatorów i przodowników pracy w zakresie obróbki skrawaniem — uchwała następujące wnioski:

A. Samorzutnie rozwijający się ruch racjonalizatorski i współzawodnictwo pracy w zakresie skrawania szybkościowego, opierający się na dotychczasowych osiągnięciach Związku Radzieckiego, oraz wyniki tej akcji — wskazują na konieczność wprowadzenia tego ruchu na tory zorganizowanego i planowego rozwoju.

B. Konferencja stwierdza konieczność jak najszerzego masowego popularyzowania zasad skrawania ze szczególnym uwzględnieniem czynników decydujących o ekonomii skrawania szybkościowego. Szybkościowe skrawanie przynosi pełne korzyści przy równoczesnym:

- zwiększeniu szybkości skrawania z zachowaniem ekonomicznego czasu okresu trwałości ostrza;
- zmniejszeniu czasów pomocniczych i przygotowawczych;
- dostosowaniu organizacji produkcji do metod szybkościowego skrawania;
- przystosowaniu istniejących obrabiarek;
- racjonalizowaniu metod i środków ostrzenia narzędzi z uwzględnieniem nowych metod elektrycznych.

C. Konferencja stwierdza konieczność jak najszerzego i najszybszego uwzględnienia wymogów skrawania szybkościowego przez przemysł obrabiarkowy i narzędziowy w zakresie nowych konstrukcyj, jak również w zakresie przystosowania użytkowych obrabiarek i narzędzi.

D. Popularyzacja zasad skrawania i metod szybkościowej obróbki winna być prowadzona poprzez:

- tanie — masowe publikacje: książki, broszury, tablice i wykresy;
- prasę codzienną i techniczną oraz pogadanki radiowe;
- realizację i rozpowszechnianie filmów ilustrujących;
- konferencje regionalne i zakładowe z udziałem naukowców i praktyków racjonalizatorów;
- kursy szybkościowego skrawania, dające wytyczne i uwzględniające ostatnie osiągnięcia naukowe i praktyczne racjonalizatorów.

E. Realizacja tych zadań winna być prowadzona przez:

- oddziały SIMP;
- Związki Zawodowe;
- instytuty naukowe i placówki badawcze;
- kluby techniki i racjonalizacji i biura postępu technicznego;
- techniczne szkoły zawodowe, które uwzględnią w programach nauczania zasady szybkościowego skrawania na odpowiednim poziomie.

F. Konferencja widzi konieczność zorganizowania akcji gromadzenia i opracowywania wyników i osią-

nięć praktyki szybkościowego skrawania przez Instytut Obrabiarek i Narzędzi celem najszerszego ich upowszechnienia i stosowania.

G. Systematyczna i planowa realizacja powyższych wytycznych przy najpełniej stosowanej zasadzie współpracy zakładów pracy i instytucji naukowych, naukowców i racjonalizatorów, robotników, techników i inżynierów przyczyni się do postępu technicznego, rozbudowy

naszego przemysłu, terminowego wykonania planu 6-letniego, zbudowania podstaw socjalizmu w Polsce Ludowej.

Szybkościowe skrawanie — to tysiące ton stali przerobionej ponad plan w gotowych maszynach i urządzeniach, to najlepsza odpowiedź anglosaskim imperia-listom, to wzmocnienie światowego frontu pokoju ze Związkiem Radzieckim na czele.

Realizacja Ustawy o stopniu inżyniera z dnia 28. I. 1948 r.

Aby jednostki zdolne, posiadające odpowiednie wykształcenie techniczne oraz długoletnią praktykę zawodową, na kierowniczych stanowiskach przemysłowych, w dziedzinie mechaniki mogły skorzystać z dobrodziejstw Ustawy o stopniu inżyniera z dnia 28 stycznia 1948 roku, Stowarzyszenie Inżynierów Mechaników Polskich powołało do życia poradnie techniczne, które mają za zadanie udzielenie wszelkich porad technicznych oraz informacji kandydatom, ubiegającym się o tytuł inżyniera.

W I kwartale br. sama tylko poradnia warszawska, mieszcząca się w Domu Technika, przy ul. Czackiego 3/5, udzieliła porad 123 kandydatom, zaś Komisja Usprawnień Zawodowych SIMP, która kwalifikuje praktyki kandydatów, rozpatrzyła 198 podań.

W wyniku tej działalności Komisja Egzaminacyjno-Weryfikacyjna Wydziału Mechanicznego Politechniki Warszawskiej załatwiła pozytywnie 43 petentów, przyznając im stopień inżyniera mechanika. Bez egzaminu otrzymali następujący koledzy:

Jan Bidziński, Ryszard Gdulewski, Mieczysław Skwierczyński, Józef Michnowski, Leon Degler, Ludwik Miszczuk, Marian Wierzbicki, Teofil Swita, Waclaw Brodowicz, Stanisław Heinrich, Jerzy Kurowski, Jerzy Łekowski, Mieczysław Ballowski, Władysław Marczyk, Henryk Ferenc, Bronisław Mańkowski, Zygmunt Bochenek, Kazimierz Luboński, Stanisław Monkiewicz, Zdzisław Perzyk, Michał Roszkowski.

Na podstawie złożonego egzaminu otrzymali koledzy:

Ludwik Bednarkiewicz, Stanisław Łyszkowski, Józef Makuch, Józef Doliński, Mieczysław Michalski, Ryszard Kowalczyk, Eugeniusz Grzebala, Szczepan Łazarkiewicz, Czesław Kolesiński, Waclaw Ferenc, Marceł Dietrich, Bolesław Bochenek, Wilhelm Staszewski, Narcyz Kędziński, Mikołaj Kretowicz, Józef Pawelec, Tadeusz Siarkiewicz, Feliks Śmielewski, Eugeniusz Wodziczko, Czesław Zborowski,

zaś dalsze wnioski są w toku załatwiania.

Powyższe dane świadczą, że zdolności, doświadczenie i praca na stanowiskach kierowniczych, dzięki wprowadzeniu Ustawy stwarzają realne możliwości uzyskania stopnia inżyniera.

W ten sposób przełamane zostały obawy niektórych kolegów, że Ustawa nie będzie w życiu stosowana.

A zatem Zakłady pracy, Koła Związkowe winny dopilnować, aby praktycy posiadający odpowiednie kwalifikacje, którzy się jeszcze wahają, składali swe wnioski o przyznanie dyplomów. Ci, którzy pragną pomocy i porady, znajdują ją w poradniach SIMP.

SIMP organizuje tę pomoc nie tylko po przez poradnie, lecz również przez kurs korespondencyjny dla kandydatów na stopień inżyniera. Z kursu tego winni skorzystać zdolni mistrzowie i technicy, aby zdobywszy wiedzę mogli swą pracą przyczynić się walcnie do realizacji planów gospodarczych na stanowiskach inżynierów.

Korespondencyjny kurs przygotowawczy, ma na celu przerobienie teoretycznych przedmiotów niezbędnych dla inżyniera, jak matematyka, fizyka, elektrotechnika, wytrzymałość materiałów, termodynamika oraz zagadnienia o Polsce Współczesnej. Wykłady ujęte będą w sposób zwięzły i przystępny, a ponadto uzupełnione przykładami zaczerpniętymi z praktyki.

Kurs rozpocznie się z dniem 1. IX. 1950 r. Informacji udzielać będą Oddziały i Koła terenowe, Centrala Kursu, W-wa, Czackiego 3/5, SIMP Wydział Szkoleniowy.

W ten sposób dokształca się drogą korespondencyjną ci wszyscy, którzy muszą podnieść i rozszerzyć poziom swej wiedzy, ażeby móc wykazać się umiejętnością rozwiązywania zagadnień, które stawia się inżynierom. Zdobyta na kursie wiedza i odpowiednia praktyka zawodowa umożliwi złożenie pomyślnie egzaminu w zakresie swej specjalności przed Komisją Egzaminacyjno-Weryfikacyjną Politechniki.

E. M.

„INŻYNIEROWIE I TECHNICY —
DO PRODUKCJI”

Kronika

XXIII Międzynarodowe Targi Poznańskie 29 kwietnia – 21 maja 1950 r.

„Międzynarodowe Targi Poznańskie umacniają w zwiedzającym wiarę w szybki proces uprzemysłowienia Polski i przekonanie o wysokich walorach twórczych pracowników naszego przemysłu“.

Bolesław Bierut

Rozważania ogólne

Dnia 29 kwietnia 1950 r. zostały otwarte XXIII Międzynarodowe Targi Poznańskie. Okres ich trwania, na skutek niezwykłego zainteresowania się zarówno polskiego społeczeństwa, jak i gości zagranicznych, został przedłużony do dnia 21 maja br. Ogromna frekwencja, przekraczająca 1.200.000 osób, jakie w ciągu czterech tygodni przewinęły się przez pawilony wystawowe, zmusza nas do zastanowienia się, czym powinny być Targi Poznańskie i czy spełniły założenia programowe organizatorów.

Jednym z czynników, wywierających wpływ na charakter Targów, był niewątpliwie moment przelomowy, w jakim znajduje się obecnie polska gospodarka narodowa, po zwycięskim i przedterminowym wykonaniu 3-letniego Planu Odbudowy Gospodarczej Państwa, a zarazem u progu walki o realizację 6-letniego Planu Gospodarczego.

Drugim czynnikiem, decydującym o obliczu Targów, jest ustrój polityczny i gospodarczy naszego kraju. W krajach kapitalistycznych sukces Targów ocenia się ilością i fakturą zawartych transakcyj, natomiast w krajach socjalistycznych lub krajach zmierzających do przebudowy swej gospodarki w kierunku socjalistycznym, o powodzeniu Targów decyduje przede wszystkim frekwencja zwiedzających. Targi bowiem reprezentując w sposób naoczny osiągnięcia na polu gospodarczym, posiadają olbrzymie znaczenie nie tylko ekonomiczne, lecz i polityczne, jako czynnik wychowawczy szerokich mas społeczeństwa.

Trzecim czynnikiem, który wywarł swoje piętno na Targach Poznańskich, to oparcie ich organizacji na zasadach planowości, przyświecających naszej działalności na polu gospodarczym.

Czwartym czynnikiem — to międzynarodowy charakter Targów, które mają za zadanie ułatwić i wzmocnić eksport wytworów przemysłu krajowego, a równocześnie umożliwić przywóz z zagranicy towarów i dóbr inwestycyjnych, niezbędnie potrzebnych dla dalszego pełnego rozwoju naszego przemysłu.

Rozwój MTP w okresie Planu 3-letniego

O rozwoju Międzynarodowych Targów Poznańskich w okresie 3-letniego Planu Odbudowy świadczą poniższe liczby:

Urządzenia i tereny MTP po 2-giej Wojnie Światowej były stertą gruzów, zgliszcz i ruin. Jednakże

już w 1947 r. powierzchnia pawilonów wynosiła około 20.000 m², w roku następnym podniosła się do 39.500 m², a w roku 1949 dorównała przedwojennej powierzchni w budynkach, osiągając 44.400 m².

Podobne zjawisko obserwujemy w odniesieniu do powierzchni ogólnej terenów Targowych, która w bieżącym roku na skutek włączenia Parku Wilsona osiągnęła imponującą cyfrę 290.000 m²; powierzchnia ogólna MTP zwiększyła się więc przeszło 4-krotnie w porównaniu ze stanem przedwojennym.

O stałym rozwoju MTP, a zarazem ich roli gospodarczej i politycznej świadczą liczby zwiedzających: w 1947 r. zwiedziło MTP 351.000 osób, w 1948 r. — niemal dwukrotnie więcej, bo 682.000 osób, w 1949 r. — ponad milion, w roku bieżącym ponad 1.200.000 osób.

Zjawisko to jest nie tylko niewątpliwym sukcesem MTP, lecz również dowodem dojrzałości gospodarczej naszego społeczeństwa, które interesuje się coraz to bardziej zagadnieniami ekonomicznymi kraju.

Również i ilość państw zagranicznych, biorących udział w Targach, wzrosła z 11 państw w 1947 r. na 19 państw w 1949 r. Zwiększyła się również z roku na rok ilość gości zagranicznych, która w bieżącym roku przekroczyła 5000 osób, w tym wielu przedstawicieli nauki, życia gospodarczego i publicystyki.

Opis XXIII MTP

Pawilony targowe możemy podzielić na trzy grupy:

1) pawilony krajowe, 2) pawilony radzieckie i państw demokracji ludowej (Albanii, Bułgarii, Czechosłowacji, Niemieckiej Republiki Demokratycznej, Rumunii i Węgier) i 3) pawilony i stoiska innych państw (Anglii, Austrii, Belgii, Danii, Francji, Holandii, Szwajcarii, Szwecji i Włoch).

1. Pawilony polskie.

Znaczny wzrost wszystkich dziedzin, reprezentowanych w Pawilonie Przemysłu Ciężkiego, spowodował konieczność znacznego ograniczenia ilości obrabiarek, wystawionych w roku bieżącym, w stosunku do rozmiarów tego stoiska w roku ubiegłym. Niemniej jednak znaczna liczba nowych konstrukcyj prototypów wykazała dalsze znaczące osiągnięcia Polskiego Przemysłu Obrabiarkowego. Spośród obrabiarek, wystawionych po raz pierwszy, a wyprodukowanych w ostatnich miesiącach należy wymienić ciężką tokarkę do toczenia walców o średnicy \varnothing 1000 mm i rozstawie kłód 5000 mm, nowe udoskonalone rozwiązanie konstrukcyjne budowanej już poprzednio tokarki do zestawów parowozowych wagi 50 ton, dwa nowe typy wiertarek, wielką wiertarkę

promieniową i wiertarkę kolumnową do 63 mm średnicy wiercenia, tokarkę o średnicy toczenia \varnothing 700 mm, frezarkę typu 3FY, przystosowaną do obróbki szybkościowej, szlifiarki do wiertel i noży i inne. Szczególne zainteresowanie fachowców budziła jednostka wiertarska z głowicą 18 wrzecionową i całkowicie automatycznym cyklem pracy. Jednostka ta będzie częścią składową projektowanych obecnie obrabiarek zespołowych i automatycznej linii obrabarkowej.

W hali tej znajdowały się również maszyny włókiennicze, papiernicze, młyńskie oraz ciężka aparatura chemiczna. Pawilon ciężkiego przemysłu, jakkolwiek efektowny w widoku dzięki nagromadzonemu i będącym w ruchu ciężkim obrabiarkom, nie daje syntetycznego obrazu naszej wytwórczości, ani nie umożliwia zorientowanie się w jego kierunkach rozwojowych. Brak schematów i krótkich charakterystyk maszyn, brak wykresów i danych statystycznych o produkcji obrabiarek utrudniał orientację i zmniejszał korzyści, jakie mogli odnieść zwiedzający, a w szczególności uczestnicy tłumnych wycieczek szkolnych.

W hali zgromadzono również wyroby elektrotechniczne, a więc prądnice i silniki elektryczne, transformatory, prostowniki, kable, urządzenia telefoniczne, radiowe itd. Niektóre ekspozyty były ujęte w grupy według zakresu stosowania, pod hasłami: elektrotechnika w służbie transportu, w służbie kultury, w służbie zdrowia itd.

Pozostałą część hali zajęły maszyny górnicze i hutnicze, jak młoty, wrębówki, narzędzia wiertnicze, przenośniki, wentylatory.

Na piętrze hali ciężkiego przemysłu rozmieszczono drobniejsze wytwory przemysłu metalowego, jak narzędzia ręczne i mechaniczne, przyrządy precyzyjne i optyczne, zegary, narzędzia lekarskie, meble stalowe, sprzęty gospodarstwa domowego itp.

Na terenie otwartym przemysłu metalowego umieszczono parowóz typu Pt 47, wagony towarowe i osobowe, wagony sypialne, maszyny rolnicze, ciągniki, ciężkie odlewy itd. Na terenie otwartym znalazły się również ekspozyty przemysłu motoryzacyjnego, opisane wyczerpująco w oddzielnym artykule.

Przemysł chemiczny i farmaceutyczny wystawił swe wyroby w czterech grupach: wytwory oparte na węglu, wytwory chemii organicznej, masy sztuczne oraz barwniki.

Przemysł rolno-spożywczy, opierający swą wytwórczość na płodach rolnych i leśnych, rozwinął przed zwiedzającymi szeroki wachlarz swej produkcji.

Najpiękniej — jak zwykle — wypadł pawilon włókienniczy, przecięty wstęgami zwisających barwnych tkanin i zarzucony belami najprzeróżniejszych materiałów, świadczących o ogromnym zakresie produkcji przemysłu włókienniczego. Na uwagę zasługiwały również mniej efektowne stoiska, zawierające wyroby techniczne z włókien naturalnych i sztucznych.

W pawilonie drobnej wytwórczości wystawiono ekspozyty placówek podległych Rzemieślniczej Cen-

trali Spółdzielczo-państwowej oraz zakładów prywatnych, zrzeszonych w Związku Izb Rzemieślniczych. W pawilonie tym, skupiającym przedmioty codziennego użytku oraz wyroby artystyczne na szczególną uwagę zasługiwały meble artystyczne, wyroby skórzane oraz wytwory przemysłu ludowego.

3. Pawilony państw demokracji ludowej.

Na czoło wystawców zagranicznych wysuwał się Związek Radziecki, zarówno ilością, jak i różnorodnością ekspozatów. Planowy układ ekspozatów radzieckich umożliwiał zorientowanie się w możliwościach produkcyjnych i potędze przemysłowej ZSRR. Obchodząc dookoła (wnętrze Wieży Górnośląskiej, stanowiącej pawilon radziecki, podziwialiśmy różne typy nowoczesnych obrabiarek, przyrządy precyzyjne, aparaty do badań naukowych, dźwiękowe aparaty filmowe, maszyny rolnicze, maszyny przemysłu spożywczego, motocykle, maszyny spawalnicze itd. itd.

Śród obrabiarek na szczególną uwagę zasługuje seria frezarek, wykonanych ze znormalizowanych zespołów. Frezarki te, za które ich konstruktorzy otrzymali w roku ubiegłym premię Stalinowską, przystosowane są do obróbki szybkościowej, a jednocześnie odznaczają się wielkimi udogodnieniami obsługi przez wprowadzenie preselekcji obrotów i posuwów. Ponadto zwracały uwagę: frezarka dwustronna produkcyjna, frezarka obwiedniowa do 800 mm średnicy, dwa automaty wielowrzecionowe, wiertarka koordynatowa do przyrządów, specjalna rozłaczarka całkowicie zautomatyzowana do korbowodów, szereg szlifierek i wiele innych obrabiarek. We wszystkich tych maszynach zaznaczał się niezwykle wysoki poziom techniczny zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych. Na otwartym stoisku zgromadzono maszyny rolnicze, drogowe i budowlane, koparki czerpakowe, ciągniki specjalne, samochody osobowe i ciężarowe, autobusy i trolleybusy. Wielkie wrażenie robił radziecki pawilon tkacki, gdzie znajdowały się w ruchu różne maszyny tkackie i włókiennicze.

Śród krajów demokracji ludowej na pierwszy plan wybijają się stoiska czechosłowackie i niemieckie.

Czesi wystawili obrabiarki, wyroby elektrotechniczne, wyroby skórzane, wyroby papierowe, przyrządy optyczne, maszyny biurowe, adresarki, urządzenia dentystryczne, instrumenty muzyczne i książki, w których sporo przekładów dzieł polskich.

Na stoisku Niemieckiej Republiki Demokratycznej zwracały uwagę maszyny poligraficzne i rolnicze, samochody, silniki, dźwigi, obrabiarki, przyrządy precyzyjne, meble i urządzenia gospodarstwa domowego, artykuły sportowe i instrumenty muzyczne.

Węgry wystawili głównie wyroby przemysłu metalowego, elektrotechnicznego, komunikacyjnego i precyzyjnego; ponadto wytwory przemysłu chemicznego, farmaceutycznego, drzewnego, skózanego i spożywczego.

Natomiast Albania, Bułgaria i Rumunia ograniczyły się do wyrobów ludowych, produktów rolnych oraz przetworów spożywczych. Stoiska tych krajów posiadają raczej charakter propagandowy.

3. Stoiska krajów zachodnich:

Na czoło państw zachodnich wybija się niewątpliwie Szwajcaria, która korzystając ze spokoju w okresie drugiej wojny światowej doprowadziła do niebywałego rozkwitu swój przemysł metalowy i precyzyjny. Wśród przyrządów mierniczych i naukowych szczególną uwagę zwracał mikroskop elektronowy. Największe tłumy ścigało oczywiście stoisko zegarków.

Austria wystawiła różne maszyny, jak obrabiarki, sprężarki, injektory, dźwigi, armaturę; przyrządy miernicze, narzędzia itp.

Holandia wystawiła odbiorniki radiowe Philipsa, przyrządy elektryczne, przyrządy miernicze. Belgia — narzędzia diamentowe; Dania — obrabiarki i urządzenia chłodnicze; Francja — samochody, sprężarki przewożne; Szwecja — wyroby przemysłu metalowego, maszyny do pisania i liczenia, elektrotechnicznego i telefonicznego; Włochy — samochody, maszyny do pisania i liczenia, maszyny budowlane.

Próba syntezy

Czym są właściwie Międzynarodowe Targi Poznańskie: targami czy wystawą? Na to pytanie dają odpowiedź oświadczenia organizatorów MTP, decyzja Rządu o przedłużeniu okresu trwania Targów o tydzień, oraz tłumy zwiedzających, którzy nie bacząc na trudy podróży ścignęli z całej Polski, by poznać impenujące osiągnięcia naszej gospodarki i zacerpnąć sił do pracy nad realizacją wielkich zadań, jakie stoją przed polskim społeczeństwem u progu 6-letniego planu gospodarczego.

Z oświadczeń Naczelnego Dyrektora MTP *mgr A. Rosochowicza* wynika, iż Komisja Organizacyjna XXIII MTP postawiła sobie za zadanie zorganizowanie głęboko przemyślanych i dydaktycznie przygotowanych targów; a za' em urządzenie wystawy, która by równocześnie spełniała rolę targów. Czy cel ten został osiągnięty? Niestety tylko częściowo. Wprawdzie wyniki naszej pracy, ucieleśnione w ekspozycjach mówiły o dynamizmie rozwojowym niemal wszystkich gałęzi wytwórczości Polski Ludowej, a jakoś tych wytworów świadczyło chlubnie o zwycięskim pochodzie walki o jakość produkcji, lecz w nagromadzonych ekspozycjach brakło syntezy, któraby dała pojęcie o metodach pracy i o organizacji wytwórczości w ramach gospodarki społecznej. Przeważająca ilość ekspozycji imponowała rozmiarami lub starannym wykonaniem, ale pozostawała dla ogółu zwiedzających czymś tajemniczym i niezrozumiałym. Poglądowy schemat, charakterystyka maszyny lub przyrządu, krótki opis zasady działania, podanie zakresu stosowalności przyczyniłyby się wielce do zrozumienia ogromu wysiłku świata pracy włożonego w odbudowę i rozwój gospodarczy Polski.

A. T. T.

BIBLIOTEKA NOT

Wobec kompletnego zniszczenia księgozbioru dawnego Stowarzyszenia Techników, Naczelna Organizacja Techniczna musiała od nowa zacząć tworzenie biblioteki, przy czym już w samym założeniu należało dostosować jej charakter i zakres do roli, jaką w Polsce Ludowej odgrywają zagadnienia techniczne. Dzięki wydatnej pomocy finansowej ze strony Prezydium Rady Ministrów, biblioteka NOT mogła przejść w roku ubiegłym od skromnych zaczątków do planowej rozbudowy. Przystąpiono więc do tworzenia księgozbioru, obejmującego wszystkie dziedziny techniki, w oparciu o dorobek wydawniczy zarówno polski, jak zagraniczny, a w pierwszym rzędzie radziecki. Równocześnie Stowarzyszenia branżowe NOT doceniając praktyczne znaczenie centralnej biblioteki technicznej, przekazały jej swoje biblioteki specjalne.

W chwili obecnej biblioteka NOT liczy około 4500 dzieł. W tej skromnej jeszcze liczbie znajdują się jednak niektóre cenne publikacje, którymi poszczycić by się mogła niejedna od dawna istniejąca biblioteka.

W zakres biblioteki wchodzi dzieła ze wszystkich dziedzin techniki, jak: mechanika, elektrotechnika i energetyka, budownictwo, hutnictwo, górnictwo, chemia, przemysł spożywczy, komunikacja itp. Szczególny nacisk kładzie Biblioteka na skompletowanie polskiego dorobku naukowo-technicznego, zarówno współczesnego, jak i dawniejszego. Obok dzieł o charakterze ściśle technicznym Biblioteka posiada wydawnictwa z dziedziny matematyki, fizyki, astronomii, planowania, organizacji i bezpieczeństwa pracy oraz zagadnień społeczno-gospodarczych. Równoległe z głównymi zbiorami bibliotecznymi zapoczątkowano w szerokim zakresie kompletowanie biblioteki podręcznej, jako podstawowego aparatu informacyjnego przy pracy bieżącej.

Ze względu na wielkie znaczenie, jakie stanowi dla świata technicznego szybka informacja o aktualnych postępach nauki z jednej strony, i o najnowszych zdobyczach praktyki technicznej z drugiej, Biblioteka poświęca szczególną uwagę czasopismom technicznym. Już obecnie ilość posiadanych czasopism wynosi około 500 tytułów we wszystkich językach, przy czym dział ten jest stale rozbudowywany i uzupełniany.

Obok Biblioteki Głównej w Warszawie, NOT przystąpił do organizowania sieci bibliotek oddziałowych.

Pierwsze partie książek wysłano już do Oddziałów, jak również zaprenumerowano dla Bibliotek Oddziałowych czasopisma polskie i radzieckie. Biblioteki te będą stale rozbudowywane i zaopatrywane w nowości wydawnicze, równoległe do Biblioteki Głównej. Biblioteka uzyskała nowy, znacznie obszerniejszy lokal, mieszczący się w Domu Technika, ul. Czackiego 3/5, na I piętrze w lewej części gmachu i uruchomiła w nim osobną czytelnię i pracownię naukową. Są one dostępne dla wszystkich czytelników, od 18- roku życia, codziennie w dni powszednie od godziny 9 do 19. Członkowie NOT mogą ponadto w tychże godzinach korzystać z wypożyczalni.

ZJAZD REKTORÓW SKÓŁ INŻYNIERSKICH NOT

W dniu 22 maja br. odbył się w Warszawie w Domu Technika zjazd Rektorów Szkół Inżynierskich NOT.

W zjeździe udział wzięli przedstawiciele KC PZPR Ministerstwa Oświaty, PKPG, Gł. Instytut Pracy rektorów szkolnictwa ministerstw gospodarczych.

Na zebraniu obecna była delegacja wyższych uczelni radzieckich w osobach *prof. Fomina* i *prof. Reczikowa*.

Głównym punktem obrad Zjazdu był referat *prof. Fomina*, poświęcony wieczorowym szkołom inżynierskim i szkolnictwu korespondencyjnemu w ZSRR. Po referacie *prof. Fomina* udzielał wyczerpujących odpowiedzi na zadawane pytania i dzielił się doświadczeniami radzieckimi z uczestnikami Zjazdu.

W dyskusji omawiano sprawy bieżące, które zgłaszali przedstawiciele poszczególnych Szkół Inżynierskich NOT.

Ustalono m. in. konieczność interwencji w sprawie zwalniania z pracy słuchaczy szkół zgodnie z okólnikiem, konieczność podniesienia poziomu przedmiotów teoretycznych tak, aby umożliwić absolwentom przystąpienie do magisterium.

KONFERENCJA REDAKTORÓW CZASOPISM TECHNICZNYCH NOT

Dnia 25. 4. 50 r. w siedzibie NOT odbyła się konferencja redaktorów naczelnych czasopism technicznych, wydawanych przez NOT. Przewodniczący Sekretarz Generalny NOT *J. W. Czarnowski* podał w zagajeniu przyczyny niezadawalającego stanu dotychczasowych prac oraz zadania, które powinna rozwiązać obecna konferencja, dotycząca spraw organizacyjnych. Następnie *inż. L. Morsztynkiewicz* w referacie pt. „Obecny etap organizacyjny działu czasopism technicznych NOT” omówił projekt ujednostajnienia działalności wydawnictw technicznych w przełomowym dla tej sprawy roku 1950.

Przy Departamencie Techniki PKPG istnieje samodzielny Referat Wydawnictw Technicznych, normujący sprawy Planów Wydawniczych, opracowujący zarządzenia dotyczące honorariów autorskich i porządkujący wiele zaniedbanych odcinków na terenie wydawniczym. Departament Techniki PKPG powołał również Komisję Wydawniczą, w skład której oprócz 4 przedstawicieli NOT wchodzi również przedstawiciele instytucji wydawniczych oraz ministerstw związanych z techniką. W chwili obecnej Komisja Wydawnicza powołuje do życia Komisje Programowe, których działanie przyczyni się do rozwoju czasopism technicznych.

Przez przejście czasopism technicznych, NOT ułatwił pracę redaktorom, którzy tracili energię i czas na zdobywanie subwencji, przydziałów papieru i inne czynności administracyjne. Sprawy te obecnie całkowicie odpadły redakcjom, co stworzyło warunki umożliwiające twórczą, spokojną pracę.

Niedostateczne osiągnięcia w niektórych redakcjach są spowodowane brakiem odpowiednio licznego i wykwalifikowanego zespołu redakcyjnego oraz słabym planowaniem prac autorskich i redakcyjnych.

Celem usprawnienia i ułatwienia pracy redakcjom, NOT powołał, poza administracją czasopism technicznych NOT, Redakcję Techniczną czasopism NOT pod kierunkiem *kol. K. Olszewskiego*. Komórka ta rozpoczęła swą pracę od organizacji planowania; bezpośrednio z nią została związana komórka inspekcji technicznej drukarni. Jest to wstęp do następnego etapu pracy, który rozpocznie się z chwilą uruchomienia w Warszawie wspólnej drukarni dla czasopism technicznych.

Celem podniesienia poziomu graficznego czasopism powołanych został kierownik graficzny.

Wydawany od dwu miesięcy Biuletyn Wewnętrzny NOT ma na celu podanie szeregu wiadomości z prasy codziennej i czasopism ekonomicznych polskich i radzieckich oraz z życia stowarzyszeń.

Referat Tłumaczeń ma za zadanie wykonywanie tłumaczeń nadsyłanych przez redakcje.

Omówieniem zakresu prac poszczególnych pracowników redakcji zakończył *inż. L. Morsztynkiewicz* swój referat.

W toku dyskusji zabierali głos redaktorzy poszczególnych czasopism omawiając trudności spotykane przy redagowaniu czasopism. Poza tym wysunięto i omówiono szereg wniosków mających na celu usprawnienie działalności zespołów redakcyjnych.

Na zakończenie *inż. J. Czarnowski* wyjaśnił, iż następna konferencja poświęcona będzie tematyce czasopism i planowaniu.

POSIEDZENIE RADY GŁÓWNEJ NOT

Dnia 26 maja br. odbyło się posiedzenie Rady Głównej NOT z następującym porządkiem obrad:

1. Przyjęcie protokołu poprzedniego zebrania
2. Przemówienie Prezesa NOT
3. Sprawozdanie Sekretarza Generalnego NOT,
4. Sprawozdanie finansowe na rok 1949 i preliminarz budżetowy na rok 1950,
5. Walny Zjazd Delegatów NOT
6. Wolne wnioski.

Prezes NOT *Min. B. Rumiński* w swym przemówieniu, położył nacisk na zagadnienie kształcenia i dokształcania kadr technicznych w Polsce.

Po obszernym sprawozdaniu Sekretarza Generalnego NOT *inż. W. Czarnowskiego*, rozwinęła się ożywiona dyskusja, poświęcona głównie sprawom szkolenia i dokształcania za pośrednictwem korespondencyjnych kursów technicznych.

Po złożeniu sprawozdania finansowego, zatwierdzeniu preliminarza budżetowego, Rada Główna NOT uchwaliła rezolucję w sprawie pokoju, wzywającą wszystkich członków NOT do czynnego udziału w Komitetach Obrony Pokoju oraz do wytrwałej ofiarnej pracy, przyczyniającej się do umocnienia i rozwoju gospodarki socjalistycznej w Polsce Ludowej.

Rada Główna NOT wystosowała do Prezesa C. T. M. *prof. A. Antoine* pismo z prośbą o rozesłanie do wszystkich Komitetów Narodowych C. T. M. rezolucji w sprawie pokoju oraz wezwania w sprawie usunięcia przez Rząd Francuski *prof. Fr. Joliot-Curie* ze stanowiska Wysokiego Komisarza do spraw energii atomowej.

Ponadto Rada NOT uchwaliła rezolucję w sprawie I Kongresu Nauki Polskiej, którego zadaniem jest

ożywienie ruchu naukowego w Polsce, nadanie doskonalszych form działalności naukowej, oparcie badań naukowych o materializm dialektyczny i historyczny, wykorzystanie zdobyczy i doświadczeń nauki radzieckiej oraz powiązanie nauki z życiem i gospodarką naukową.

Celem podkreślenia znaczenia Kongresu Nauki dla rozwoju kulturalnego i gospodarczego Państwa, Naczelna Organizacja Techniczna postanowiła:

1. odwołać Kongres Techników, który miał odbyć się w końcu bieżącego roku, a którego organizacja mogłaby utrudniać organizację Kongresu Nauki,

2. wezwać wszystkich inżynierów i techników pracujących w ramach Kongresu Nauki, do najbardziej wydajnej pracy dla dobra nauki,

3. wezwać wszystkie podległe NOT organizacje tj. zarządy Stowarzyszeń i zarządy Oddziałów Terenowych do niesienia pomocy Sekcjom, Podsekcjom i Grupom Problemowym Kongresu Nauki przy organizowaniu swych prac,

4. postawić do dyspozycji Kongresu Nauki wszystkie czasopisma techniczne wydawane przez NOT dla umieszczania opracowań kongresowych.

INAUGURACJA ROKU SZKOLNEGO W SZKOLE INŻYNIERSKIEJ NOT WE WROCŁAWIU

Dnia 29. 4. br. odbyła się w Szkole Inżynierskiej NOT we Wrocławiu uroczysta inauguracja roku szkolnego. W inauguracji wzięli udział oprócz Rektora, profesorów Szkoły i młodzieży, Przedstawiciele Sekretariatu Generalnego NOT — Sekretarz Generalny NOT *mgr inż. J. W. Czarnowski* i kier Wydziału Studiów Inżynierskich *mgr inż. J. Gubrynowiczowa*. Partię reprezentowali I-szy Sekretarz Komitetu Miejskiego PZPR, oraz II-gi Sekretarz Komitetu Wojewódzkiego PZPR. Uroczystość zagał *Rektor prof. Eugeniusz Kuczyński*. Przemówienia wygłosili — Sekretarz Generalny NOT *mgr inż. J. Czarnowski*, oraz II-gi Sekretarz Komitetu Wojewódzkiego PZPR.

Wykład inauguracyjny na temat organizacji pracy wygłosił Prorektor *mgr inż. J. Grzędziński*.

Wieczorem tegoż dnia w gmachu NOT przy ul. Gen. Świerczewskiego 74 odbyła się część towarzyska przy licznych udziale społeczeństwa wrocławskiego.

Komunikaty

○ mobilizacji rezerw przez przyspieszenie obiegu środków obrotowych

Dnia 12 kwietnia br. ukazało się ZARZĄDZENIE PRZEWODNICZĄCEGO PAŃSTWOWEJ KOMISJI PLANOWANIA GOSPODARCZEGO w sprawie mobilizacji rezerw drogą przyspieszenia obiegu środków obrotowych w gospodarce uspołecznionej, którego ważniejsze postanowienia podajemy poniżej:

A. Szybkość obiegu środków obrotowych w gospodarce przedsiębiorstw uspołecznionych jest wyraźnie niedostateczna i powoduje konieczność przeznaczania zbyt wielkiej części dochodu narodowego na wzrost środków obrotowych w produkcji i handlu. Powyższy stan rzeczy wynika wskutek:

1. niedociągnięć na odcinku planowania zaopatrzenia fabryk;
2. nieterminowości dostaw surowcowych i materiałów;
3. niedostatecznie jeszcze usprawnionej pracy przedsiębiorstw;
4. braku walki o przewyżczenie wąskich gardeł w produkcji;
5. braku na wielu odcinkach należytej walki o skompletowanie, szybkość wysyłki i jakość produkcji oraz zharmonizowania asortymentowego planu produkcji z planem obrotu towarowego;
6. niedostatecznie jeszcze opanowanej techniki planowania obrotu towarowego;
7. nieterminowego przekazywania do eksploatacji nowych obiektów;

8. opóźnień w fakturowaniu dostaw i wynikającej stąd zwłoki w realizowaniu należności i płaceniu zobowiązań.

B. W wyniku powyższych niedociągnięć ilość środków obrotowych zarówno własnych, jak i pochodzących z kredytu bankowego, względnie wynikających z niezapłaconych zobowiązań wobec dostawców związana z procesem produkcji i obrotu towarowego jest nadmierna. Konieczność mobilizacji rezerw gospodarki narodowej w okresie planu 6-letniego wymaga postawienia przed przedsiębiorstwami i organizacjami gospodarczymi zadania znacznego przyspieszenia w gospodarce uspołecznionej, w ciągu roku 1950, średniej szybkości obiegu środków obrotowych w stosunku do faktycznej ich szybkości w roku 1949, mierzonej wartością produkcji na każdą złotówkę środków obrotowych, co pozwoli na uzyskanie wielomiliardowych sum na potrzeby rozwoju gospodarczego, kulturalno-socjalne i obronę państwa.

W tym celu należy:

1. wprowadzić w życie system umów planowych w gospodarce uspołecznionej;
2. upłynnić zbędne i nadmierne zapasy surowców i materiałów pomocniczych;
3. opracować ściśle normy zużycia surowców i materiałów oraz normy zapasów dostosowanych do warunków dostaw materiałowych;

4. zmniejszyć ilość środków obrotowych w poszczególnych przedsiębiorstwach;
5. zwiększyć punktualność i kompletność dostaw;
6. obniżyć ilości materiałów, przewidziane w planach zaopatrzenia przedsiębiorstw;
7. wprowadzić do planów produkcyjnych zmiany wynikające z rewizji planów zaopatrzenia;
8. wprowadzić w całej pełni zasadę bezpośredniego fakturowania przez centrale zbytu dostaw przedsiębiorstw z pominięciem centrali zaopatrzenia;
9. opracować w poszczególnych gałęziach gospodarki narodowej konkretny plan reform organizacyjno-technicznych celem usprawnienia procesów technologicznych i konstrukcyjnych;
10. wprowadzić do bilansów zapasy materiałowe w tych działach gospodarki, w których to dotąd nie nastąpiło;
11. usprawnić księgowość i sprawozdawczość rachunkową;
12. pogłębić kontrolę działalności gospodarczej przedsiębiorstw;
13. usprawnić regulację zobowiązań wobec dostawców;
14. wprowadzić zasadę rozrachunku gospodarczego w gospodarce społecznej.

Końcowe punkty zarządzenia ustalają terminy ogłoszenia rozporządzeń wykonawczych przez Ministrów resortowych, zapewniających wykonanie zarządzenia PKPG o mobilizacji rezerw drogą przyspieszenia obiegu środków obrotowych.

O oszczędności w przemysłowej gospodarce stałą

Dnia 19 maja br. ukazało się ZARZĄDZENIE PRZEWODNICZĄCEGO PAŃSTWOWEJ KOMISJI PLANOWANIA GOSPODARCZEGO w sprawie oszczędności w przemysłowej gospodarce stałą, którego ważniejsze postanowienia podajemy poniżej:

W związku z rozwojem przemysłu w planie 6-letnim i stałym wzrostem zapotrzebowania na stal, zachodzi konieczność wprowadzenia we wszystkich gałęziach przemysłu jak najdalej posuniętej oszczędności w gospodarce stałą i surowcami wyjściowymi do jej produkcji oraz usunięcia wszelkiej rozrzutności i marnotrawstwa tego podstawowego surowca przemysłowego we wszystkich etapach jego przepływu (produkcja hutnicza, produkcja przetwórcza i remonty).

A. W związku z powyższym w przemysłowej gospodarce stałą należy bezwzględnie stosować oszczędne zużycie stali, które można uzyskać między innymi:

1. Na odcinku norm zużycia przez zrewidowanie norm istniejących i wprowadzenie w miejsce przestarzałych nowych norm, i stałą kontrolę przestrzegania norm zużycia.
2. Na odcinku zaopatrzenia przez prawidłowe planowanie zakupów i dostaw, tak aby nie tworzyć nadmiernych zapasów materiałowych.
3. Na odcinku braków przez zmniejszenie ilościowych braków tak w produkcji hutniczej jak i w produkcji przetwórczej jak najdalej idące wyzyskanie braków, właściwe zorganizowanie kontroli fabrykacyjnej, która powinna współdziałać w wykorzystaniu braków.
4. Na odcinku odpadków przez wykorzystanie tzw. „wilków hutniczych“ i zgaru, obcinków prętów, kształtowników, rur i blach do wyrobu części drobniejszych.
5. Na odcinku produkcji i dostawy wytworów hutniczych przez stosowanie tylko ujemnych odchyłek wagowych i grubościowych; wprowadzenie dostaw fakturowania materiałów według ich wagi rzeczywistej nie większej od wagi nominalnej; zorganizowanie dostawy elementów o określonych wymiarach.
6. Na odcinku magazynowania przez dokładne

prowadzenie ewidencji materiałów i odpadków, nadających się do dalszego przerobu; wydawanie materiałów w sposób zgodny z kwitami materiałowymi; właściwy sposób magazynowania, nie dopuszczający niszczenia materiałów przez korozję; upłynnienie w jak najkrótszym czasie remanentów zbędnych lub nadmiernych.

7. Na odcinku gospodarki złomem przez upłynnienie złomu dotychczas nie wykorzystywanego; usprawnienie zbiórki złomu.
8. Na odcinku biur fabrykacji drogą usprawnienia procesów technologicznych w kierunku osiągnięcia wyższych współczynników wykorzystania surowców.
9. Na odcinku biur konstrukcyjnych przez lepsze wykorzystanie własności wytrzymałościowych materiałów, stosowanie stali wyższej jakości celem zmniejszenia ciężaru konstrukcji; normalizacji kształtów typowych i jak najdalej idące stosowanie części znormalizowanych.
10. Na odcinku działów remontowych przez zmniejszenie do minimum ilości maszyn i urządzeń, przeznaczonych na złom; wykorzystanie przy remontach elementów uzyskiwanych z rozbiórki maszyn i urządzeń zakwalifikowanych na złom.
11. Na odcinku stosowania materiałów zastępczych zamiast stali, przez powiększenie produkcji i wykorzystanie materiałów zastępczych przy projektowaniu i konstruowaniu.
12. Na odcinku ruchu racjonalizatorskiego i wynalazczości przez pobudzanie inicjatywy w kierunku oszczędności stali i stosowania materiałów zastępczych.

B. Akcja oszczędności w gospodarce stałą oraz konsekwentna walka z wszelkimi przejawami marnotrawstwa powinna być prowadzona stale i obejmować wszystkie działy przemysłu, na wszystkich odcinkach prac związanych z gospodarką stałą, a zatem na odcinku prac badawczych, prac konstrukcyjnych, opracowań fabrykacyjnych, kontroli fabrykacji, odbioru materiałowego, produkcji, remontów, magazynowania, współzawodnictwa itd.

C. Końcowe postanowienia powyższego zarządzenia ustalają terminy ogłoszenia zarządzeń szczegółowych przez Ministrów Przemysłu Ciężkiego, Przemysłu Lek-

kiego, Górnictwa, Komunikacji i Żeglugi, zapewniających pełną realizację i kontrolę ich wypełniania przez centralne zarządy przemysłowe.

Nowe Polskie Normy z dziedziny mechaniki

W miesiącu marcu 1950 r. zostały przez PKN wydane drukiem następujące normy:

Chemia:

PN/C-96022 Przetwory naftowe. Benzyny ekstrakcyjne. Warunki techniczne.

Hutnictwo i odlewnictwo:

PN/H-74324 Rurociągi. Kołnierze do nawalcowania okrągłe, gładkie. Ciśnienie nominalne do 6 kG/cm².

H-75325 Kołnierze do nawalcowania okrągłe z szyjką. Ciśnienie nominalne do 6 kG/cm².

H-74326 Kołnierze do nawalcowania okrągłe z szyjką. Ciśnienie nominalne 10÷16 kG/cm².

H-74327 Kołnierze do nawalcowania okrągłe z szyjką. Ciśnienie nominalne 25÷40 kG/cm².

H-74328 Kołnierze do nawalcowania owalne z szyjką. Ciśnienie nominalne do 6 kG/cm².

H-83110 Żeliwne odlewy handlowe. Skład chemiczny.

H-85020 Stal węglowa narzędziowa (wyd. drugie).

H-92321 Taśma stalowa zimno walcowana. Warunki techniczne.

Technika Warsztatowa:

PN/M-59020 Rozwiertaki kotlarskie z chwytem stożkowym Morse'a.

M-59021 Rozwiertaki kotlarskie z chwytem kwadratowym.

M-60203 Uchwyty dwuszcękowe do wiertła.
M-61051 Przyrządy i uchwyty. Dociski widlaste.
M-61052 Dociski korytkowe.
M-61053 Dociski płytkowe.

Motoryzacja:

PN/S-76056 Wtyczka gniazda. Elektryczne połączenie pojazdu z przyczepą.

S-76059 Elektryczne połączenie pojazdu z przyczepą. Obsada wtyczki zbierającej.

W zeszycie 5/50 „Wiadomości PKN“ zostały opublikowane następujące projekty norm:

PN/M-02498 Radełkowanie. Rodzaje i podziały.

PN/M-56161 Korby dwuramienne.

M/59640,

59641 Radełka.

M-61222 Przyrządy i uchwyty. Zarzutki.

M-86001 Czopy gwintowe i gniazda smarownic.

M-86011 Zawory smarowe przykrywkowe z blachy.

M-86012 Zawory smarowe kulkowe z blachy.

M-86013 Gniazda zaworów smarowych przykrywkowych i kulkowych z blachy.

PN/M-86042 Zawór smarowy kulkowy.

M-86043,

86044 Zawory smarowe kołnierzowe.

M-86051 Smarownice kapturowe.

PN/N-59004 Narzędzia rzemieślnicze. Szczypce do otworów.

TREŚĆ ZESZYTU NR 4—6/50

	Str.
W walce o kadry	97
I. ARTYKUŁY GŁÓWNE	
Prof. W. Moszyński — Wytrzymałość zmęczeniowo-kształtowa w ujęciu I. A Odina	101
Inż. W. Oleźki — Uwagi o pracy linii automatycznych dla obróbki skrawaniem w ZSRR	112
Inż. Zb. Nawrocki — Zarys organizacji produkcji potokowej	118
Prof. W. Moszyński — Układ tolerancji gwintów na tle tolerancji średnic	122
Inż. A. Minchejmer — Pojazdy mechaniczne na XXIII Międzynarodowych Targach Poznańskich	126
II. DZIAŁ ODLEWNICZY	
Inż. K. Hess — Obliczanie układów wlewowych	132
Przegląd czasopism technicznych odlewniczych	141
III. TECHNIKA TURBINOWA	
Inż. A. Szewalski — Nowa teoria uszczelnień labiryntowych	144
Inż. A. Piechota — Zagadnienie dynamiki układu łopatkowego turbin parowych i spalinowych	152
Inż. St. Perycz — Zasady geometrycznego kształtowania kierownic turbinowych	159
Przegląd prasy turbinowej	166
IV. DZIAŁ „DZWIGI I PRZENOŚNIKI“	
Prof. I. Brach — Wstęp do klasyfikacji nośników do transportu bliskiego	168
Dr inż. A. Piątkiewicz — Kompensacja przy napędzie łańcuchów długoogniwowych	169
Prof. I. Brach — Maszyny budowlane i dźwigowe na Targach Lipskich, 1950 r.	178
„ „ — Ogólnokrajowa Konferencja Transportu Wewnętrznego w Zakładach Pracy	182
V. BIBLIOGRAFIA	185
VI. WIADOMOŚCI SIMP	188
VII. KRONIKA	193
VIII. KOMUNIKATY	198

СОДЕРЖАНИЕ

I. ГЛАВНЫЕ СТАТЬИ

Предел усталости и формы в представлении И. А. Одингга.
Замечания о работе автоматических линий по обработке резаньем в С. С. С. Р. Общие черты организации поточного производства.
Система толеранции винтовой нарезки на основе толеранции диаметров.
Механическая локомотия на XXIII Международной Поэнаньской Ярмарке.

II. ЛИТЕЙНОЕ ДЕЛО.

Разчет отливных систем.
Обзор литейной печати.

III. ТУРБИНАЯ ТЕХНИКА.

Новая теория лабиринтных уплотнений.
Основы геометрического формирования направляющих турбинных лопаток.
Вопросы динамики лопаточной системы в паровых турбинах и турбинах внутреннего сгорания.
Обзор турбинной печати.

IV. ПОДЪЕМНЫЕ КРАНЫ И ТРАНСПОРТЕРЫ.

Введение в классификацию транспортеров внутри заводского транспорта.
Компенсация приводов цепных передач при длинноцепных звеньях.
Строительные и подъемные машины на Ярмарке в Лейпциге в 1950 году.
Общегосударственное совещание по делам внутривозовского транспорта на предприятиях.

V. СООБЛЕНИЯ СИМП

VI. БИБЛИОГРАФИЯ.
VII. ХРОНИКА.
VIII. КОМУНИКАТЫ.

CONTENTS

I. GENERAL ARTICLES

Strength of Materials against Fatigue Stress and Deformation according to I. A. Odling
Remarks on work on automatic Flow Lines for Machining in the U. S. S. R. Outlines concerning Organization of Flow Production
System of Thread Tolerances on the Basis of Diameter Tolerances
Automobile Vehicles on the XXIII International Fair of Poznań.

II. FOUNDRY PRACTICE

Calculation of Gating System
Review of periodicals

III. STEAM AND GAS TURBINES

A new Theory on Labyrinth Packings
Principles of Geometrical Design of Turbine Nozzles
The Problem of Dynamics of the Blade System of Steam and Gas Turbines
Review of Periodicals

IV. CRANES AND CONVEYING EQUIPMENT

Editorial
Introduction for the Classification of Conveying Equipment for Short Range Transport
Compensation with Long Link Chain Drives
Building Machinery and Hoisting Equipment on the Leipzig Fair 1950
All Polish Conference of Internal Conveyance in workshops

V. SIMP BULLETIN

VI. BIBLIOGRAPHY
VII. CHRONICLE
VIII. ANNOUNCEMENTS

SOMMAIRE

I. ARTICLES GENERAUX

Resistance à la fatigue et de forme Conception de I. A. Odling
Observations sur le travail des lignes automatiques pour usinage par coupe en U. S. S. R.
Esquisse de l'organisation continue des travaux de construction
Système de tolérance des vis à la base de tolérance des diamètres
Voitures mécaniques à la XXIII-me Expositions Internationale de Poznań

II. SECTION DE FONDERIE

Calcul des systèmes de coulée
Revue de la presse de fonderie

III. SECTION: TECHNIQUE DE TURBINES A RAPEUR ET A GAZ.

Nouvelle théorie sur les joints à labyrinthe
Principes du façonnage géométrique des directrices de turbines
Problème de la dynamique du système des aubes de turbines à vapeur et à gaz
Revue des périodiques de turbines

IV. SECTION GRUES ET TRANSPORTEURS

Introduction à la classification des transporteurs à courte distance
Compensation dans la commande à chaînes à longues mailles
Machines de construction et grues à l'exposition de Leipzig de 1950
Conférence nationale au sujet du transport intérieur dans les usines

V. NOUVELLES DE SIMP

VI. BIBLIOGRAPHIE
VII. CHRONIQUE
VIII. CUMMUNIGUES

WYDAWCA: NACZELNA ORGANIZACJA TECHNICZNA — Warszawa, Czackiego 3/5

Redaktor Naczelny Czasopism Mechanicznych: *inż.-mech.* MARIAN WAKALSKI

Kolegium Redakcyjne: *Prof. inż.* IGNACY BRACH red. działu „Dźwigi i przenośniki“, *prof. inż.* KAZIMIERZ GIERDZIELEWSKI — „Dział odlewniczy“, *inż.-mech.* PAWEŁ KOSIERADZKI, red. działu metaloznawstwa i obróbki cieplnej, *EUGENIUSZ MAŁKIEWICZ*, red. „Wiadomości SIMP“, *inż.-mech.* JAN OBALSKI, red. działu mechaniki precyzyjnej i metrologii, *prof. dr inż.* ROBERT SZEWAŁSKI, red. „Techniki Turbinowej“, *inż.-mech.* WIESŁAW STYPUŁKOWSKI, red. działu samochodowego

Redaktor Naczelny: *inż.-mech.* ADAM TADEUSZ TROSKOLAŃSKI

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

Sekretarz redakcji: HELENA MIKULSKA

PKO Nr konta I-4665

WARUNKI PRENUMERATY

Przedpłata kwartalna zł 600.—
Przyjmuje Administracja i Poczta Kasa Oszczędności na konto Nr I-4665 czasopisma „Przegląd Mechaniczny“.
Cena zeszytu pojedynczego zł 240.—

CENY OGŁOSZEN

Cała strona zł 50.000.—
½ strony „ 30.000.—
¼ „ „ 20.000.—
1/6 „ „ 12.000.—
1 mm wiersza w szpalcie „ 200.—

PRZEGLĄD BIBLIOGRAFICZNY MECHANIKI

OPRACOWANY PRZEZ OŚRODKI DOKUMENTACJI
GŁÓWNEGO INSTYTUTU MECHANIKI

DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „PRZEGLĄD MECHANICZNY“

ROCZNIK 1

WARSZAWA, KWIECIEŃ – CZERWIEC 1950

NR 1

OŚRODEK DOKUMENTACJI OBRABIAREK I NARZĘDZI

N – NARZĘDZIARSTWO

NF Frezy

1 NF B2 1—50

Watts F. G. **Frezy ślimakowe do nacinania ewolwentowych kół zębatach.** „Involute Gear Hobbing Cutters“. Machinery, London, 12 sierpień 48, 18 × 24 cm, 8 str. 6 rys. — Omówiono kształt freza, sposób jego wykonania i obliczenia. Artykuł zawiera również przykłady obliczenia freza ślimakowego o profilu z kanałami prostymi i freza o profilu prawidłowym z kanałami śrubowymi.

2 NF B2 1—50

Aleskovskij H. V. **Frezy dla skrawania getinaksu i tekstolitu.** „Frezy dla rezki getinaksa i tekstolitu“. Stanki i Instrument, nr 1, styczeń 50, s. 28, 22 × 29 cm, 0,3 str. 1 rys. — Krótki opis wytwarzania getinaksu i tekstolitu. Opis frezów do skrawania tych materiałów z podaniem optymalnych warunków pracy przy skrawaniu. Na załączonym do artykułu rysunku przedstawiono prawidłowy profil zębów freza.

NH Noże strugarskie, dłutownicze i tokarskie

3 NH : SH1 B2 1—50

Pointer E. **Narzędzia do zlobienia powierzchni płaskich.** „Surface Broaching Tools“. Machinery, London, t. 76, nr 1941, 5 styczeń 50, s. 26, 18 × 24 cm, 0,5 str. 4 rys. — Opisano zespoły narzędzi do wycinania równoległych rowków w płaszczyszach. Na rysunkach wskazano sposób zamocowania narzędzi w uchwycie i ich kształt. Określono zadanie poszczególnych zespołów narzędzi i podano cyfry je charakteryzujące.

4 Kravczenja. V. I. **Narzędzie skrawające dla tokarek kołówek.** „Rezuščij instrument dla kołesotokarnych stankov“. Stanki i Instrument, nr 1, styczeń 50, s. 25, 22 × 29 cm, 1 str. 4 rys. 1 tab. — Opisano proces obróbki kół kolejowych przy użyciu noży z nakładkami ze stopu T15, K6 i WK8, uformowanych w kształcie tarczy. Omówiono zastosowanie noża z kątem natarcia ujemnym. Przytoczono czasy i warunki skrawania.

5 NH B2 1—50

Watts F. G. **Projekt noża grzebieniowego do nacinania kół zębatach czolowych i śrubowych.** „The Design of Rack-type Cutters for Spur and Helical Gears“. Machinery, London, 1 lipiec 48, 18 × 24 cm, 4 str. 6 rys. — Krótko omówiono zalety metody podanej w tytule i sam sposób nacinania. Podano wzory potrzebne do projektowania noża. Przytoczono dwa praktyczne przykłady liczbowe obliczenia noża grzebieniowego dla koła zębatego walcowego o zębatach prostych i dla koła o zębatach śrubowych.

6 NH B2 1—50

Watts F. G. **Nóż okrągły do dłutowania kół zębatach ewolwentowych.** „Pinion Type Cutters for Involute Gears“. Machinery, London, 8 lipiec 48, 18 × 24 cm, 5,5 str. 6 rys. — Krótki opis noża typu Sykesa, jego wyrób, wzory do obliczenia kątów i wy-

miarów. Dwa przykłady liczbowe obliczenia noża do obróbki koła zębatego walcowego o zębatach prostych i śrubowych. Dodatkowe wzory odnośnie noża typu Fellows'a.

NK Projektowanie i zagadnienia konstrukcyjne

7 NK : SU1 B2 1—50

Lopadze T. N. **Zagadnienie racjonalnej geometrii noża tokarskiego przy szybkościowym skrawaniu metali.** „K voprosu o racionalnoj geometrii resca pri skorostnom rezanii metallov“. Stanki i Instrument, nr 1, styczeń 50, s. 19, 22 × 29 cm, 2 str. 3 rys. 1 tab. — Autor zastanawia się nad najbardziej racjonalną powierzchnią natarcia uważając, że winna ona zapewniać możliwie najbardziej równomierny rozkład nacisków. Przepuszczalnie, zdaniem autora, najbardziej racjonalną formą powierzchni natarcia jest ostre ścinowe z krzywolinią krawędzią tnącą (zmienny kąt nachylenia krawędzi tnącej) ze ścinem wypukłym, o zmiennym kącie i zmiennej szerokości ścina.

NP Produkcja narzędzi

8 NP : NF. SF1 B2 1—50

Watts F. G. Silversides R. D. **Kształt i produkcja frezów do kół zębatach.** „Design and Manufacture of Worm Gear Hobs“. Machinery, London, t. 76, nr 1945, 2 luty 50, s. 157, 18 × 24 cm, 4 str. 5 rys. 1 poz. bibl. — Opis zasady frezowania zębów kół ślimakowych wraz z podaniem warunków niezbędnych do uzyskania należytego profilu. Rodzaje profilów zębów określono wyrażeniami matematycznymi. Podano opis i konstrukcję frezów motylkowych, stosowanych do wycinania zębów, oraz dwa sposoby skrawania, stosowane zależnie od osadzenia freza i od wielkości posuwu.

9 NP : NW : NT : OK B2 1—50

English Steel Corporation Ltd. **Wyrób wiertel krętych.** „Twist Drill Manufacture“. Machinery, London, t. 76, nr 1945/46, 2 i 9 luty 50, s. 147 i s. 183, 18 × 24 cm, 12 str. 2 rys. 17 fot. — Opisano produkcję wiertel krętych. Podano ogólny schemat zakładu produkcyjnego, zezwalający na zapoznanie się z całkowitym przebiegiem operacji. Liczne ilustracje uzupełniają szczegóły podane w tekście. Przytoczono dużo danych liczbowych, dotyczących operacji na wiertłach różnych wymiarów, stosowanych frezów, posuwów i szybkości tych frezów oraz opisano różne typy używanych do omawianej obróbki obrabiarek. Podano sposób obróbki termicznej drobnych wiertel.

10 NP : NM : SV1 : NT B2 1—50

Narzędzia z materiałów ceramicznych. „Ceramic Cutting Tools“. Machinery, London, t. 76, nr 1941, 5 styczeń 50, s. 27, 18 × 24 cm, 0,3 str. — Opisano metodę produkcji narzędzi z materiałów ceramicznych (skały osadowe, krzemionkowe lub wapienne), przy użyciu tlenku glinu jako środka wiążącego. Przytoczono sposób obróbki mechanicznej dla uzyskania dostatecznych własności mechanicznych.

O — OBRABIARKI

OC Części i zespoły obrabiarek

11 OC B2 1—50
Victoria Machine-Tool Co. **Sprzęgło Oldhama do wiertel i rozwiertaków.** „Oldham Coupling for Boring Bors and Reamers“. *Machinery*, London, t. 76, nr 1941, 5 stycznia 50, s. 26, 18 × 24 cm, 0,75 str. 1 rys. — Opis patentu sprzęgła Oldhama i urządzenia zabezpieczającego przed złamaniem wiertła lub rozwiertaka przy pracy z rysunkiem konstrukcji sprzęgła gwarantującego osiową pracę narzędzia.

12 OC : OH B2 1—50
Konik tokarski obsługiwany ręcznie lub hydraulicznie. „Teilstock for Hand or Hydraulic Operation“. *Machinery*, London, t. 76, nr 1941, 5 stycznia 50, s. 27, 18 × 24 cm, 0,15 str. 1 rys. — Rysunek i opis patentu konika do tokarki z tuleją, która może być nastawiana bądź ręcznie, za pomocą koła i śruby, bądź hydraulicznie, dzięki zastosowaniu urządzenia o działaniu zbliżonym do tłoka w cylindrze maszyny parowej.

OE Eksploatacja obrabiarek

13 OE B2 1—50
Lawson A. E., Mach M. I. **Smarowanie obrabiarek.** „Machine Tool Lubrication“. *Machinery*, London, t. 76, nr 1941, 5 stycznia 50, s. 13, 18 × 24 cm, 5 str. 4 rys. 4 tab. — Omówiono własności typowych środków stosowanych do smarowania obrabiarek podając równocześnie wskazówki, w jaki sposób ocenić i określić przydatność oleju bez względu na jego pochodzenie. Artykuł zezwala na zorientowanie się w chaosie gatunkowym olejów, panującym na rynkach światowych. Przytoczono przykłady praktyczne zastosowania różnych olejów do poszczególnych części obrabiarek.

OK Konstrukcja i zagadnienia teoretyczne obrabiarek

14 OK B2 1—50
Gradusov N. M. **Dwa sposoby sterowania obrabiarek i ich charakterystyki.** „Dve sistemy upravlenija primenjaemye v stankach i ich charakteristik“. *Stanki i Instrument*, nr 1, styczeń 50, s. 13, 22 × 29 cm, 1,5 str. 3 rys. — Sposoby mechanicznego i hydraulicznego sterowania obrabiarek. System centralnego niezależnego sterowania przy pomocy głównego wału kierującego oraz system sterowania zależnego od ruchu samej obrabiarki (zatrzymywanie suportu), oba gwarantujące zachowanie dokładnych wymiarów obrabianego przedmiotu. Szczegóły techniczne konstrukcji przy tych systemach.

15 OK : SF1 : SU1 B2 1—50
Zivarev A. F., Ciganov V. F. **Modernizacja frezarki poziomej, celem przystosowania do obróbki szybkościowej.** „Modernizacija uproščennogo gorizontaľno-frezernogo stanka s celju prisposoblenija jego dĩa skrostonoj obrabotki“. *Stanki i Instrument*, nr 1, styczeń 50, s. 21, 22 × 29 cm, 1 str. 2 rys. — Opisano przeprowadzoną modernizację frezarki poziomej typu KF9, polecającą na powiększeniu mocy, szybkości obrotów wrzeciona, posuwu stołu oraz ogólnej automatyzacji. Opisano automatyczny napęd stołu z przyspieszonym ruchem jałowym.

16 OK : OH B2 1—50
Kalinkov M. V. **Szlifierki do płaszczyzn.** „Ploskošlifovalnye stanki“. *Stanki i Instrument*, nr 1, styczeń 50, s. 8, 22 × 29 cm, 5 str. 9 rys. — Opis nowoczesnej szlifierki (model 3740) o podwyższonej dokładności. Opis konstrukcji głowicy szlifierki z silnikiem, umieszczonym bezpośrednio na wrzecionie obra-

cającym się w trzech łożyskach ślizgowych, napędu hydraulicznego stołu i poprzecznego posuwu głowicy. Schemat hydraulicznych mechanizmów oraz opis smarowania.

17 OK B2 1—50
Barback B. **Projekt konstrukcji frezarki obwiedniowej o średnicy frezowania do 4.250 mm.** „Design and Construction of a 14-Gear Hobbing Machine“. *Machinery*, London, 10 czerwiec 48, 18 × 24 cm, 5,5 str. 3 fot. 4 rys. — Opis konstrukcji spawanej i sposobu wykonania dużej frezarki obwiedniowej, zaprojektowanej specjalnie do nacinania zębów na kołach przekładni do turbin okrętowych, przy której główny nacisk położono na możliwie dużą dokładność obróbki.

OS Opisy obrabiarek specjalnych

18 OS B2 1—50
Rabinov L. J. **Specjalna frezarka DF11 z półautomatycznym cyklem pracy.** „Specjalno-frezernyj stanok DF11 s poluavtomaticheskim ciklom raboty“. *Stanki i Instrument*, nr 1, styczeń 50, s. 22, 22 × 29 cm, 1 str. 2 rys. — Opisano frezarkę do obróbki różnego rodzaju przedmiotów, wymagających długości frezowania do 60 mm. Podano szczegóły techniczne dotyczące charakterystyki obrabiarki. Określono optymalne warunki skrawania ze względu na dokładność obrabianego przedmiotu. Opisano mechanizm automatycznego stołu i pneumatycznego zamocowywania przedmiotu.

19 OS B2 1—50
Kodak Ltd. **Produkcja szpilek do filmu fotograficznego.** „Making Photographic Film Reels“. *Machinery*, London, 11 listopad 48, 18 × 24 cm, 3 str. 3 fot. 3 rys. — Opis automatu Brown i Sharp nr 006, przystosowanego do wyrobu osiek do szpilek, przy którym, mimo zatrzymania wrzeciona do frezowania, czas produkcji jednej sztuki wynosi 7 sek i przy którym przewiduje się zmniejszenie tego czasu do 3,6 sek. przez zastosowanie automatu CVA. Opis automatu do składania szpilek w czasie 3 sekund na sztukę.

20 OS B2 1—50
Szlifierka do obróbek wrzecion tkackich. „Machining Cotton-Spinning Spindles“. *Machinery*, London, 21 październik 48, 18 × 24 cm, 3 str. 4 fot. 1 rys. — Opis szlifierki bezkłowej Scrivenera, przystosowanej do pracy automatycznej, przy której szlifowanie wrzecion odbywa się w dwóch operacjach: zgrubnej i wykańczającej. Opis przyrządu do wytaczania wrzeciona za jednym przejściem noża, nadającego się do każdej tokarki o wymaganej długości posuwu.

21 OS B2 1—50
Dunlop Rim and Wheel Co. Ltd. **Produkcja i kontrola wentyli rowerowych.** „Production and Inspection of Cycle Tyre Valves“. *Machinery*, London, 16 wrzesień 48, 18 × 24 cm, 9 str. 13 fot. 6 rys. — Opis produkcji wentyli Dunlop, która, ze względu na ilość, jest całkowicie zautomatyzowana. Opis automatów tokarskich BSA, specjalnych automatów do wiercenia bocznego otworka i frezowania, niklowania bębnowego i suszenia w elektrycznie podgrzewanych wirówkach. Opis ciekawej kontroli całkowicie automatycznej za pomocą aparatów „Sigma“.

22 OS B2 1—50
Maszyny Gleasona do produkcji dużych spiralnych i hipoidalnych kół stożkowych. „Gleason Machines for Generating Large Spiral and Hypoid Bevel Gears“. *Machinery*, London, t. 76, nr 1941, 5 stycznia 50, s. 18, 18 × 24 cm, 1,5 str. 2 fot. — Opis maszyny do nacinania zębów kół spiralnych i hipoidalnych o dużej średnicy. Opis maszyny, która pracuje bez przerwy od chwili uruchomienia aż do chwili uzyskania wyma-

O — OBRABIARKI c. d.

ganego profilu zębów i w tym momencie automatycznie zatrzymuje się. Fotografia maszyny do sprawdzania dokładności wykonanych zębów.

OT Elektronika w obrabiarkach

23 OT B2 1—50
Zastosowanie elektroniki do obrabiarek. „The Application of Electronics to Machine-Tools“. Machinery, London, 11 listopad 48, 18 × 24 cm, 5 str. 1 rys. 7 fot. — Podano zastosowanie elektroniki do regulacji obrotów wrzeczona szlifierki do gwintów Churchilla, do tokarki Swifta i innych obrabiarek. Omówiono zastosowanie elektroniki do toczenia profilowego na niektórych obrabiarkach.

OW Wyposażenia obrabiarek

24 OW B2 1—50
Wyposażenia obrabiarek na wystawie w Olimpii. „Machine Set-Ups Demonstrated at Olympia“. Machinery, London, 4 listopad 48, 18 × 24 cm, 7 str. 8 rys. 7 fot. — Opis ciekawego wyposażenia automatów tokarskich z urządzeniami dodatkowymi do wiercenia bocznych otworów, frezowania, nacinania podłużnych rowków, usuwania zadziórów itp. Opis obrabiarek wielowrzeczonych (automat pionowy). Opis obróbki przy ujemnych kątach natarcia (frezowanie).

P — POMIARY ORAZ PRZYRZĄDY I URZĄDZENIA POMIAROWE

PD Pomiar gładkości powierzchni

25 PD B2 1—50
Djacentko P. E., Bojnstein V. Z. **Mierzenie falistości obrabianych powierzchni.** „Izmerenie volnistosti obrabotannoj poverchnosti“. Stanki i Instrument, nr 1, styczeń 50, s. 15, 24 × 29 cm, 2 str. 4 rys. — Autor omawia zagadnienie określenia odchyleń geometrycznych kształtu powierzchni rzeczywistej w stosunku do założonej na podstawie trzech jej zasadniczych cech, którymi są: makronierówność, np. zbieżność lub owalizacja, mikronierówność (chropowatość) oraz falistość. W dalszym ciągu podaje wyniki praktyczne pomiarów i wykresy falistości, sporządzone profilometrem Lewina (typ IZP-5) i profilometrem Ammona.

S — OBRÓBKA SKRAWANIEM

SP Przeciąganie i piłowanie

26 SP1 : SW1 B2 1—50
Schnejder J. G. **Powiększenie małych otworów okrągłych.** „Protjagivanie točnych otverstij malogo diametra“. Stanki i Instrument, nr 1, styczeń 50, s. 17, 24 × 29 cm, 2,5 str. 1 fot. 3 rys. 2 tab. — Korzyści wynikające z zastosowania operacji przeciągania do obróbki otworów ϕ 6—12 mm. Wyższość tej metody nad rozciąganiem i rozwiercaniem. Sposoby osiągnięcia wymaganej gładkości powierzchni w granicach klasy 6—9 skali gładkości powierzchni. Szczegóły techniczne samej obróbki, charakterystyka przeciagaczy i opis odpowiedniej przeciagarki.

SF Frezowanie

27 SF1 : SU1 B2 1—50
Blinov I. S. **Nowa metoda obróbki wałków wieloklinowych.** „Novyj metod obrabotki ślicievych valikov“. Stanki i Instrument, nr 1, styczeń 50, s. 24, 24 × 29 cm, 1,5 str. 2 rys. — Autor podaje prostą metodę szybkościowego wykańczającego frezowania wieloklinów, przy pomocy zespołu dwóch głowic frezarskich, oraz warunki niezbędne do przeprowadzenia

obróbki. Opisana metoda nie wymaga specjalnego wyposażenia, jak np. frezarka do wieloklinów, i ma pozwolić na obróbkę szybszą niż normalna.

28 SF1 : SU1 B2 1—50
Ignatov S. I., Olchovskij N. V. **Frezowanie szybkościowe frezami walcowymi.** „Skorostnoe cilindričeskoe frezovanie“. Stanki i Instrument, nr 1, styczeń 50, 24 × 29 cm, 6 str. 2 fot. 4 rys. — Autor opisuje próbę szybkościowego frezowania frezami dwóch typów o nakładkach ze spieków, przy której stwierdzono pozytywne wyniki, oraz podaje najlepsze parametry i wyprowadza wzór na wydajność freza z nakładką T15 K6.

29 SF1 B2 1—50
Rozenberg S. A. **Frezowanie obtaczaniem — nowa metoda obróbki brył obrotowych.** „Ochvatyvajuščee frezovanie — novyj metod obrabotki tel vrasčenijsja“. Stanki i Instrument, nr 1, styczeń 50, s. 3, 24 × 29 cm, 4 str. 8 rys. — Autor analizuje zagadnienia frezowania obtaczaniem rozpatrując przypadek skrawania przeciwbieżnego z głowicą obejmującą przedmiot, omawia możliwości stosowania tego rodzaju głowicy do innych prac niż gwintowanie, przeprowadza porównanie z frezowaniem i toczeniem z punktu widzenia wydajności, zapotrzebowania mocy, gładkości powierzchni i dokładności obróbki.

SS Szlifowanie

30 SS1 B2 1—50
Wyposażenie do ostrzenia frezów. „Set-Ups for Grinding Milling Cutters“. Machinery, 12 sierpień i 14 październik 48, 24 × 29 cm, 11 str. 23 fot. 3 rys. 1 tab. — Opisano sposoby ostrzenia zębów prostych i śrubowych na obwodzie freza ściernicą garnkową i talerzową, ustawianie blaszki prowadzącej zęb, ostrzenie frezów trzpieniowych wysokosprawnych z zębami naprzemian skośnymi, frezów zataczanych oraz ostrzenie zębów czołowych freza.

SV Obróbka gładkościowa

31 SV1 B2 1—50
Bristol Aeroplane Co. Ltd. **Obróbka maszynowa produkcji płytek turbinowych.** „Machining Operations in Turbine Blade Production“. Machinery, London, t. 76, nr 1044, 26 styczeń 50, s. 111, 18 × 24 cm, 8 fot. 8 str. 4 rys. — Przedmiotem artykułu jest gładkościowa obróbka maszynowa łopatek do turbin. Opisano szereg specjalnych obrabiarek przystosowanych do tego rodzaju obróbki, wymagającej urządzeń, zezwalających na uzyskanie dopuszczalnej tolerancji wykonania łopatek w granicach do 0,12 mm. Podano fotografie i rysunki obrabiarek oraz odpowiednich uchwytów do łopatek przy różnych operacjach.

SX Podręczniki i poradniki ogólne

32 SX : SM B2 1—50
Maliskin K. P., Sechter M. M. **Złożona obróbka ciężkich części.** „Kombinirovannaja obrabotka krupnych detalej“. Moskwa — Sverdłowski, 1948, Masgiz, — D — 15 × 21 cm, 111 str. 73 rys. 14 tab. 4 poz. bibl. — W książce podano materiał zebrany przez Uralską Fabrykę Maszyn, dotyczący obróbki złożonej bardzo ciężkich elementów maszyn przez wiele obrabiarek jednocześnie. Podano wskazówki, odnoszące się do projektowania i przeprowadzenia procesu technologicznego organizacji obróbki złożonej, oraz określono charakterystykę używanych przy tym obrabiarek. Na szeregu typowych, konkretnych przykładów z praktyki produkcyjnej pokazano zastosowanie obróbki złożonej i jej wyższość nad innymi sposobami obróbki ciężkich części.

U — UCHWYTY I PRZYRZĄDY

UK Konstrukcja przyrządów

33 UK B2 1—50
Nuttal Engineering Ltd. Sydney. **Głowica do skrawania poprzecznego do precyzyjnej wiertarki.** „Facing Head for Precision Boring Machine“. Machinery, London, t. 76, nr 1945, 2 luty 50, s. 156, 18 × 24 cm, 1 str. 1 rys. 1 fot. — Szczegółowy opis głowicy do precyzyjnej wiertarki, zezwalającej na dośrodkowe i odśrodkowe planowanie, którą zastosowała przy produkcji fabryka tokarek Nutta Engineering (Australia).

34 UK B2 1—50
Kulakov A. M. **Uchwyt nożowy dla połączenia czterech operacji.** „Derzavka dla sovmescenija cetyrech jerechodov“. Stanki i Instrument, nr 1, styczeń

50, s. 26, 22 × 29 cm, 0,4 str, 1 rys. — Autor opisuje głowicę nożową z wmontowanymi trzema nożami, z których dwa obrabiają powierzchnię boczną a trzeci powierzchnię czołową. Uchwyt posiada miejsce na umieszczenie wiertła. Opisana konstrukcja przypomina uchwyty narzędziowe rewolwerówek.

35 UK B2 1—50
Gerasimov V. S. **Głowica frezarska z nożami nastawialnymi.** „Torcevaja freza z reguliruemymi rezcami“. Stanki i Instrument, nr 1, styczeń 50, s. 27, 22 × 229 cm, 0,5 str. 2 rys. — Zamieszczono opis głowicy frezarskiej pionowej do frezowania szerokiego rowków. Opisano przyrząd zezwalający na frezowanie rowków z dwóch stron przedmiotu. Sama głowica służy do frezowania szybkościowego, posiada 4 noże z możliwością regulacji promieniowej, co, w przeciwieństwie do rozwiązań normalnych, pozwala na wy-frezowanie rowka od pierwszego przejścia.

OŚRODEK DOKUMENTACJI TECHNIKI CIEPLNEJ

A — SILNIKI

1 AO4z : AO5r B4 1—50
Talbert J. E., Smith J. C. (Wright Aeronautical Corp. U. S. A.) **Aerodynamiczne i termodynamiczne projektowania turbin lotniczych.** „Aerothermodynamic Design of Turbines for Aircraft Power Plant“. Journal of the Aeronautical Sciences, t. 15, nr 9, wrzesień 48, s. 556, 29 × 21 cm, 9 str. 1 fot. 5 rys. — Artykuł omawia zagadnienia związane z uzyskaniem maksymalnej sprawności turbiny spalinowej w świetle badań ostatnich lat. Autorzy reasumują znane wiadomości z tej dziedziny i wskazują na nowe problemy, dotychczas nierozwiązalne, z którymi spotyka się konstruktor. Rozważania uzupełnia obliczenie liczbowe silnika odrzutowego.

2 AO4k : BO1 : CO6 B4 1—50
Bowden A. T., Jefferson J. L. (C. A. Parsons and Co. Anglia) **Konstrukcja i badania doświadczalnej turbiny spalinowej Parsons'a.** „The Design and Operation of the Parsons Experimental Gas Turbine“. Engineer, t. 188, nr 4890, 21 październik 49, s. 442, nr 4891, 28 październik 49, s. 472, 35 × 25 cm, 8 str. 2 fot. 7 rys. 3 tab. 5 wyk. — Opis kolejnych etapów rozwojowych badań i konstrukcji turbiny spalinowej od chwili, gdy w latach 1937—43 firma Parsons zbudowała pierwszą tego rodzaju maszynę doświadczalną o mocy około 500 KM. W opisie uwzględniono oddzielnie poszczególne zespoły, jak sprężarka, turbina, wymiennik ciepła, komora spalania, podając równocześnie odpowiednie dane liczbowe. W obecnej chwili, wobec nowszych badań, wiele z tych danych posiada już znaczenie tylko historyczne, tym niemniej stanowią one nadal materiał interesujący.

3 AO4z : ZO2kr B4 1—50
Mallinson D. H., Lewis W. G. E. (Nat. Gas Turb. Establ. Anglia). **Sprawność różnych układów turbin spalinowych obciążonych częściowo.** „The Part-Load Performance of Various Gas-Turbine Engine Schemes“. Institution of Mechanical Engineers, Proceedings, t. 159, 1948, s. 198, 28 × 22 cm, 21 str. 1 rys. 1 tab. 27 wyk. — Autorzy, opierając się na doświadczeniach, rozpatrują charakterystyki turbin przy obciążeniu częściowym i wywołane tym zmiany sprawności oraz wzajemne zależności obrotów, temperatury i ciśnienia. Rozpatrują różne metody zmiany mocy w rozmaitych możliwych układach zespołów turbinowych. Materiał zebrany w artykule daje do pewnego stopnia możliwość zorientowania się, jaki układ może być najlepiej wykorzystany w określonych wa-

runkach, chociaż nowość tematu i jego złożoność nie pozwala jeszcze na wyprowadzenie wniosków bardziej ogólnych.

4 AO4z : ZO4 B4 1—50
Ainley D. G. (Nat. Gas Turb. Establ. Anglia). **Sprawność turbin osiowych.** „Performance of Axial-Flow Turbines“. Institution of Mechanical Engineers, Proceedings, t. 159, 1948, s. 230, 28 × 22 cm, 15 str. 11 fot. 7 rys. 2 tab. 25 wyk. — Praca wskazuje na zmiany, jakie wprowadziła do konstrukcji turbin spalinowych aerodynamika, w porównaniu do zasad budowy turbin parowych. Omówiono cały szereg zadań doświadczalnych na stoiskach pomiarowych i w turbinach oraz opisano szczegółowo samą technikę badania turbiny gazowej.

5 AO4ot : DO2 : O9k : MO5 B4 1—50
Darling R. F. **Komory spalania okrętowych turbin spalinowych o cyklu otwartym.** „Combustion Chambers for Open-Cycle Marine Gas Turbines“. The Engineer, t. 188, nr 4897, 2 grudzień 49, s. 653, nr 4898, 9 grudzień 49, s. 670, 35 × 25 cm, 6 str. 9 rys. 3 wyk. 2 poz. bibl. — Opisano konstrukcję komory doświadczalnej pozwalającej na pewną regulację przepływów, przebieg badań nad tą komorą i jej modyfikacje. Przytoczono odpowiednie dane liczbowe i opisano użyte materiały. W drugiej części pracy omówiono konstrukcję wtryskiwaczy paliwa przeznaczonych do pracy w turbinach gazowych.

6 AO2k : DO3z B4 1—50
Nowy Diesel Firmy Göta. „Götaverken Introduces a New Welded Diesel Motorship, t. 34, nr 8, sierpień 49, s. 30, 28 × 21 cm, 2 str. 2 fot. 1 rys. — Przez zastosowanie konstrukcji spawanej zamiast odlewów w silniku Diesla można zmniejszyć jego ciężar o 30%. Wytwórnia szwedzka Göta wyprodukowała kilka typów Diesli okrętowych. W artykule znajdujemy opis konstrukcji używanego typu dużej mocy (700 KM z cylindra). Każdy cylinder tworzy osobny blok, co ułatwia fabrykację silników o różnej ilości cylindrów.

7 Azt : ZO2 B4 1—50
Sposoby przepłukiwania i doładowywania okrętowych silników Diesla. „Methods of Scavenging and Supercharging Marine Diesel Engines“. Motorship, t. 34, nr 8, sierpień 49, s. 32, 28 × 21 cm, 4 str. 2 fot. 7 rys. — Podano przegląd różnych metod przepłukiwania i doładowywania w dwu i czterotaktach okrętowych, przy uwzględnieniu rozmaitych układów kon-

A — SILNIKI c. d.

strukcyjnych. Omówiono ogólnie istotę tych dwóch zabiegów i zanalizowano korzyści, wynikające z jednoczesnego doładowania i przepłukania, pod względem ekonomii paliwa i wydatku mocy z jednostki pojemności cylindra.

8 AO4t : BO2t : Dxz : CO6t : ZO2 : O4 B4 1—50

Shephard D. G. (Professor of Cornell University, Canada). **Wiadomości podstawowe o turbinach spaliniowych.** „An Introduction to the Gas Turbine“. Londyn, 1949, Constable and Company Ltd. — D-22×15 cm, 387 str. 5 fot. 87 rys. 6 tab. 129 wykr. 217 poz. bibl. — Książka jest próbą zebrania w jedną całość podstawowych wiadomości o turbinie spalinowej i stanowi wypełnienie luki pomiędzy literaturą popularną w tej dziedzinie a publikacjami technicznymi, dostępnymi tylko dla specjalistów. Autor omawia przepływ gazów przez łopatki, cykle pracy turbiny spalinowej, zajmuje się poszczególnymi jej elementami: różnego rodzaju sprężarkami, kołem turbinowym, spalaniem i komorami spalania, wymiennikami ciepła oraz opisuje niektóre istniejące konstrukcje, jak stacyjne, trakcyjne lub lotnicze. Osobny rozdział poświęcony jest omówieniu możliwości rozwojowych turbin spalinowych i specjalnym pomysłem, jak „Comprex“, opalenie pyłem węglowym itp. W dużym skrócie opisane są metody badań turbin i ich elementów, akcesoria pomocnicze. Opisy uzupełniają przykłady obliczeń. Autor porusza wiele problemów nie wchodzących w rozważania szczegółowe, które znaleźć można w publikacjach specjalnych, wzamian za to na końcu każdego rozdziału podaje obszerną bibliografię. Książka zawiera liczne wskazówki praktyczne i dane liczbowe.

B — MASZYNY

9 BO2k : ZO4 B4 1—50

Hunt Davis (Ellicot Company) **Nowa metoda projektowania aerodynamicznego wielostopniowych sprężarek osiowych.** „A New Method for the Aerodynamic Design of Multistage Axial-Flow Compressors“. Journal of the Aeronautical Sciences, styczeń 48, s. 41, 29×21 cm, 8 str. 3 rys. 8 wykr. 8 poz. bibl. — Autor stara się wykreślić warunki najlepszej użyteczności sprężarki osiowej, polegające na uzyskaniu największego sprężu przy optymalnej liczbie Macha. Rozważania doprowadzają do ustalenia całego szeregu ważnych dla konstruktora zależności. W pracy rozpatrzono wyłącznie układ wiru swobodnego, pominięto natomiast wpływ liczby Reynoldsa oraz efekty indukcji wydłużenia i szczeliny.

10 BO2t : D12z B4 1—50

Osiowy wentylator kopalniany dużej mocy. „A Powerful Axial-Flow Mine Ventilation Fan“. The Engineer, t. 188, nr 4893, 4 listopad 49, s. 528, 34×25 cm, 2 str. 1 fot. 1 rys. — Artykuł poświęcony jest opisowi wentylatora kopalnianego czterostopniowego, którego łopatki wirników dają się przedstawiać lub też wymieniać całymi kompletami i w którym można zmieniać ilość stopni.

C — URZĄDZENIA CIEPLNE

11 CO5tz : Zz B4 1—50

Bogdonoff S. M. (Langley Memorial Aeronautical Laboratory NACA). **Dane NACA dotyczące palisad dla**

konstrukcji łopatek sprężarek osiowych o dużej sprawności. „NACA Cascade Data for the Blade Design of High-Performance Axial-Flow Compressors“. Journal of the Aeronautical Sciences, t. 15, nr 2, luty 48, s. 89×21 cm, 6 str. 10 fot. 4 rys. 10 wykr. 4 poz. bibl. — Opisano stoiska badawcze stałe palisad równoległych, na małe i duże prędkości, znajdujące się w laboratorium NACA. Poddano analizie celowości tych urządzeń. Opisano wyniki niektórych badań i porównano dane doświadczalne z danymi obliczonymi na zasadzie teorii dwuwymiarowej.

P — PALIWA

12 PO1zg : AO4 B4 1—50

Lloyd P. (Nat. Gas Turb. Establ. Anglia). **Zagadnienia paliw w turbinie spalinowej.** „The Fuel Problem in Gas Turbine“. Institution of Mechanical Engineers, Proceedings, t. 159, 1948, s. 220, 28×22 cm, 10 str. 2 tab. 20 wykr. 11 poz. bibl. — Autor zajmuje się wyłącznie paliwami płynnymi starając się odpowiedzieć na trzy pytania: 1) Jaki może być zakres właściwości paliw, z którymi możemy się spotkać? 2) Jakie cechy paliwa mają największe znaczenie dla turbin? 3) Co należy zrobić, aby móc zastosoować paliwo najtańsze? Rozpatruje również różne rodzaje paliw i wpływ ich własności na proces spalania.

Z — ZAGADNIENIA TEORETYCZNE

13 ZO4r B4 1—50

Chieh-Chien Chang (The Glen L. Martin Company). **Uproszczona metoda obliczania oporu ciała poruszającego się z dużą prędkością na podstawie obserwacji wirów sphywających.** „Simplified Method of Obtaining Drag of a High-Speed Body from Wake Surveys“. Journal of the Aeronautical Sciences, t. 15, nr 2, luty 48, s. 123, 29×21 cm, 5 str. 5 wykr. 12 poz. bibl. — Obliczenie oporów szkodliwych oparto na fakcie doświadczalnym stałych temperatur w obszarze warstwy sphywających wirów. Autor rozszerza zakres stosowania tej metody na wypadki przepływu z falą uderzeniową i wskazuje na możliwości stosowania tego rodzaju obliczeń przy przepływie naddźwiękowym. Omówiono warunki ograniczające i podano przykład liczbowy.

14 ZO4 : BO2z : D12 B4 1—50

Carter A. D. S. (Nat. Gas Turb. Establ. Anglia). **Teorie przepływu trójwymiarowego w sprężarkach osiowych i turbinach.** „Three-Dimensional-Flow Theories for Axial Compressors and Turbines“. Institution of Mechanical Engineers, Proceedings, t. 159, 1948, s. 255, 28×22 cm, 14 str. 3 fot. 17 rys. 1 tab. 10 wykr. 20 poz. bibl. — Praca analizuje trójwymiarowy przepływ przez palisadę, z poświęceniem uwagi wyłącznie wpływowi wtórnemu, a to zarówno w palisadzie równoległej jak i promieniowej oraz w maszynie wirującej. Podano ciekawy sposób określania wpływu indukcji za pomocą bezpośredniego pomiaru wirów sphywających z łopatki oraz metodę Wintea. Artykuł daje wyczerpujące wyjaśnienie natury fizycznej indukcji i strat szczelinowych.

OŚRODEK DOKUMENTACJI METALOZNAWSTWA I OBRÓBK

A — TECHNOLOGIA METALI

A1 Metalurgia

1 A1c B5 1—50

Jones W. D. **Metalurgia proszków.** (Przegląd postępu technicznego w 1947 r.). („Powder Metallurgy Review of Progress in 1947“). Metal Industry, nr 2, styczeń 48, s. 23; 2 str. — Autor podaje przemysłową metodę proszkowania aluminium i metali o niższej

temperaturze topnienia niż aluminium przez rozpylanie ciekłego metalu, opisuje otrzymywanie proszków innych metali drogą elektrolizy oraz mielenie żelaza na proszek. Artykuł zawiera również określenie fizycznych własności proszków, opis prasowania i spiekania oraz nowych pras do tłoczenia. Jako ciekawy przykład wytworów metalurgii proszków podaje autor płyty molibdenowe. Pracę uzupełnia bibliografia z zakresu metalurgii proszków.

A — TECHNOLOGIA METALI c. d.

A2 Odlewnictwo2 **A2a : A2b** B5 1—50

Jašin P. S. **Wymiary przegród odlewniczych, stosowanych do nadlewów.** „Razmery peregorodok legkotdeljaemych pribylej“. Vestnik mašinostroenija, nr 6, marzec 48, s. 43; 4,5 str. 3 rys. 1 tab. 2 wykr. — Zagadnienie zmniejszenia do minimum kosztów obcinania nadlewów w odlewach żeliwnych i stalowych doprowadziło między innymi do prób stosowania przegród odlewniczych, rozdzielających na dużej przestrzeni nadlew od odlewów. Ażeby przegroda odpowiadała swemu zadaniu, winna spełniać 4-ry następujące warunki: a) przegroda nie powinna kruszyć się i deformować przy zalewaniu; b) otwór w przegrodzie, łączący odlew z nadlewem, winien być normalny, lecz metal w nim powinien zastygać później niż przyległa do nadlewu część odlewu; c) przegroda nie powinna się roztopiać i nadtopiać lub zgrzewać się z metalem, który zapełnia formę i odlew; d) przegroda powinna posiadać minimalną grubość przy jednocześnie odpowiedniej wytrzymałości. Autor przytacza przeliczenia przegród i poprzez równanie Cardano dochodzi do prostych wzorów określających wymiary przegród, zaznacza również, że słuszność tych wzorów stwierdził na całym szeregu odlewów, których waga wahała się od 1,5—35 t.

A3 Przeróbka plastyczna3 **A3c** B5 1—50

Hyde F. S. **Projektowanie części wytłaczanych na gorąco ze stopów miedzi.** „Designing Cooper-Base Alloy Hot Die Pressing“. Materials and Methods, nr 4, październik 48, s. 89; 2,5 str. 10 rys. — Jakość wykonania i koszt produkcji przy wytłaczaniu na gorąco części ze stopów miedzi zależy w dużej mierze od właściwego „przepływu“ metalu w matrycy. Autor wylicza i ilustruje na rysunkach szereg warunków, które winny być spełnione przy projektowaniu wytłaczanej części i matrycy.

4 **A3b** B5 1—50

Schreiden R. J. **Praktyczne perspektywy wyoblania metali.** „The Practical Aspects of Metal Spinning“. Iron Age, nr 7, luty 48, s. 76; 3 str. 7 fot. — Korzyści techniki wyoblania metali w porównaniu z innymi metodami kształtowania blachy. Wymieniono zakres stosowania techniki wyoblania, używane metale, narzędzia i przyrządy oraz osiągalne tolerancje wymiarów. Zwrócono uwagę na racjonalne projektowanie kształtów przedmiotów otrzymywanych przez wyoblanie. Podano szereg przykładów wyoblania (ze stali, stopów miedzi, cynku i aluminium).

5 **A3c** B5 1—50

Navrockij G. A. Ruskiewicz M. L. **Młoty pneumatyczne.** „Privodnyje pnevmaticeskije moloty“. Vestnik mašinostroenija, nr 1, styczeń 49, s. 62; 2 str. 2 rys. 1 tab. — Charakterystyki techniczne młotów pneumatycznych 75, 150, 400, 750 kg produkcji Zakładów im. Kalinina w Woroneżu. Opis konstrukcji i działania ilustrowany rysunkami i wykresami inżynierskimi.

A4 Metaloznawstwo6 **A4b** B5 1—50

Archarov V. I. Kiselew S. T. **Mechanizm rozpuszczalności węglików w austenicie.** „O mechanizme rastvorenija karbidov v austenite“. Izvestia Ak. Nauk ZSRR, nr 1, styczeń 49, s. 136; 2 str. 2 tabl. — Przeprowadzone w 1947 r. przez V. I. Archanowa, I. S. Kwatera i S. T. Kiselewa badania nad stalami wysokostopowymi (zawierającymi wolfram) wykazały,

że podczas rozpuszczania się złożonych węglików w austenicie powiększa się parametr siatki przestrzennej węglika, co wskazuje na zmianę jego składu. W pracy podane są wyniki badań przeprowadzonych nad stalami małopopowymi. Badania te potwierdzają poprzednio uzyskane wyniki. Ustalono mianowicie, że w czasie rozpuszczania się węglików w austenicie przy temp. powyżej A_{c3} , skład węglików zmienia się dzięki przejściu do austenitu atomów żelaza, co wywołuje wzbogacenie się węglików w pierwiastki stopowe, w danym wypadku w wolfram.

7 **A4c** B5 1—50

Albert L. **Metale zastępujące miedź w budowie linii kontaktowych dla tramwajów i trolejbusów.** „Les métaux de remplacement du cuivre dans la construction des lignes de contact pour tramways et trolleybus“. Revue de l'Aluminium, nr 140, styczeń 48, s. 3; 10 str. 1 fot 7 rys. 9 tab. — Autor udawadnia, że najlepsze własności do wymienionego w tytule celu posiadają druty żelazne ze „stalu“ — połączenia mechanicznego stali z aluminium (alutroll, aluminium-stal). W artykule podano tablice z charakterystycznymi danymi (wymiary powierzchni, ciężar liniowy, dane wytrzymałościowe, dane fizyczne i inne) odnośnie drutów miedzianych, Almelec'u (o składzie: Fe poniżej 0,35%, Si — 0,6% do 0,1%, Mg — 0,7% do 0,1%, reszta Al), alutrolu i stalu oraz wyniki z prób praktycznych.

8 **A4c : A5a** B5 1—50

Studders R. J. **Stabilizacja magnezu stałego.** „Permanent Magnet Stability“ cz. I. Product Engineering, nr 11, listopad 48, s. 129; 5 str. 3 tab. 6 wykr. — Dla uzyskania niezmiennej wartości strumienia magnetycznego magnezu stałego przeprowadza się stabilizację metalurgiczną i magnetyczną. Zmiany strukturalne, zachodzące w ciągu czasu w materiale magnetycznym, wywołują zjawisko nazywane starzeniem się magnezu. Usunąć je można przez umiejętną obróbkę cieplną albo, jak to się mówi, ustabilizowanie metalurgiczne. Ustabilizowany metalurgicznie i namagnesowany do nasycenia magnes ulega jednak wpływom zmian temperatury, uzewnętrzniając się spadkiem strumienia magnetycznego w szczelinie powietrznej. Dlatego magnes namagnesowany w zespole poddaje się pewnemu cyklowi temperatur, przekraczając nieco maksymalną temperaturę pracy. Operacja ta niezależnie od wpływu wahań temperatury otoczenia. Jest to stabilizacja magnetyczna magnezu wobec jednego z czynników zewnętrznych.

9 **A4c : A5a** B5 1—50

Studders R. J. **Stabilizacja magnezu stałego.** „Permanent Magnet Stability“ cz. II. Product Engineering, nr 12, grudzień 48, s. 113; 6 str. 1 tab. 8 wykr. — W artykule udowodniono konieczność stabilizacji magnesów stałych, używanych w aparatach pomiarowych, i opisano wynikające z tego korzyści. Szeroko omówiono wpływ wstrząsów mechanicznych na własności magnetyczne różnych gatunków materiałów magnetycznych. (Alnico; 36% Co; W Cr). Podano parę metod stosowanych dla uzyskania stabilizacji magnezu w różnych warunkach jego pracy szczegółowo omawiając wpływ zewnętrznego pola magnetycznego. W artykule spotykamy się z twierdzeniem, że nie ma starzenia się magnesów ustabilizowanych metalurgicznie, zaś zjawisko spadku strumienia magnetycznego następuje wskutek działania wypadkowej wszystkich wpływów zewnętrznych, jak zmiany temperatury lub naprężeń, wstrząsy mechaniczne, wpływ obcych pól magnetycznych itp.

A5 Obróbka cieplna10 **A5b** B5 1—50

Dunkley G. T. **Własności olejów, używanych przy obróbce termicznej stali.** „The Properties of Oils Used in the Heat-Treatment of Steel“. Metal Treatment, nr 54, lato 48, s. 67; 6 str. 1 fot. 5 wykr. —

A — TECHNOLOGIA METALI c. d.

Ze względu na mniejszą szybkość studzenia oleje nadają się do hartowania stali stopowych i tych stali węglowych, w których nie są wymagane najwyższe twardości. Mniejsza szybkość studzenia pozwala uniknąć zniekształceń hartowanych części, zwłaszcza przy skomplikowanych przekrojach. Autor podaje kryteria wyrobów właściwego oleju, podkreślając ważność jego lepkości, dalej wylicza charakterystyczne własności fizyczne olejów i zastanawia się nad wyborem i utrzymaniem właściwej temperatury kąpieli olejowej.

A6 Obróbka wiórowa

11 **A6a** B5 1—50
Feldstajn E. J. Doc. **Wpływ obróbki cieplnej i mikrostruktury stali na gładkość obrabianych powierzchni.** „Vlijanie režima termičeskoj obrabotki i mikrostruktury stali na čistost' obrabotannojo poverchnosti“. Vestnik masinostroenija, nr 12, grudzień 48, s. 26; 11 str. 11 fot. 3 rys. 2 tab. wyk. 3. — Autor omawia wyniki własnych badań, przeprowadzanych dla ustalenia wpływu warunków obróbki cieplnej oraz mikrostruktury stali na gładkość powierzchni obrabianej skrawaniem. Badania te przeprowadzone zostały dla stali chromowej marki 40x, z której wykonane były próbki w formie krążków. Autor zajmował się ustaleniem zależności między wysokością nierówności powierzchni i szybkością skrawania. Dla każdego stanu określano dwie szybkości skrawania (górną i dolną), tzw. krytyczne, przy których osiąga się najlepszą jakość powierzchni. Autor omawia przyczyny powstawania nierówności podłużnych i poprzecznych wyjaśniając mechanikę ich powstawania i wpływ narostu, tworzącego się na powierzchni natarcia narzędzia, na gładkość i dokładność wymiarów. W dalszym ciągu klasyfikuje obrabialność z punktu widzenia jakości otrzymywanej powierzchni oraz wyszczególnia pożądane składniki strukturalne jakie powinny posiadać stale i żeliwo. Zaleca opracowanie wzorów struktur dla poszczególnych gatunków i rodzajów obróbki oraz przeprowadzanie kontroli przez porównanie struktury z wzorcem przed przystąpieniem do obróbki.

12 **A6a** B5 1—50
Gardin A. J. inż. **Struktura i obrabialność stali i żeliwa.** „Struktura i obrabialność stali i żeliwa“. Vestnik mašinostroenija, nr 9, wrzesień 48, s. 49; 4,5 str., 8 rys. — Obrabialność materiałów określa zespół cech warunkujących łatwość odrywania wiórowo od przedmiotów obrabianych. Decydujący wpływ na różnicę w obrabialności materiałów, posiadających nawet ten sam skład chemiczny i własności mechaniczne, posiada struktura wewnętrzna. Autor zaleca dobieranie struktury w zależności od rodzaju obróbki (zgrubna lub wykańczająca) oraz od gatunku materiału (zawartość węgla). Zmianę struktury osiąga się przez odpowiednią obróbkę cieplną. Autor wyszczególnia najważniejsze składniki strukturalne jakie powinny posiadać stale oraz żeliwo.

A7 Spawanie i cięcie

13 **A7a** B5 1—50
Clauser H. R. **Otwarte zgrzewanie stykowe pod ciśnieniem w zastosowaniu do stali.** „Open-Butt Pressure Welding of Steel“. Materials and Methods, nr 1, styczeń, s. 83; 3,5 str., 2 fot., 1 rys., 1 tab. — Nowa metoda zgrzewania stykowego pod ciśnieniem, stosowana do stopów żelaza, która, zdaniem autora, nie tylko, dzięki regulacji składu gazu i umieszczeniu ogrzewanych powierzchni w odpowiednim miejscu płomienia palnika, zapobiega utlenieniu i odwęgleniu, ale ponadto pozwala na ulepszenie w ten sposób własności wytrzymałościowych złącza. Do zalet tej metody mają także należeć: proste przygotowanie powierzchni zgrzewanych i krótki czas zgrzewania.

A8 Korozja

14 **A8a : A8b** B5 1—50
Sussex A. G. **Środki zapobiegające korozji.** „Corrosion Inhibitors“. Metal Treatment, nr 55, s. 159; 6 str., 1 tab., 4 wyk. — Na wstępie autor podaje, popartą przez liczne badania, elektrochemiczną teorię korozji. Według tej teorii powierzchnia materiału ulegającego korozji jest podzielona na części o charakterze anodowym i katodowym. Działanie środków zapobiegających (inhibitorów) polega na polaryzacji jednej z elektrod lub obu jednocześnie. Na tej podstawie autor przeprowadza klasyfikację tych środków. Dalej zaznajamia nas z metodami laboratoryjnymi i praktycznymi badania inhibitorów, wreszcie wylicza środki zapobiegające o szerokim zastosowaniu oraz dwa z nich: chromiany i rozpuszczalne oleje opisuje bardziej szczegółowo.

A9 Metalizacja

15 **A9a : A9b** B5 1—50
Wakefield J. E. **Metalizowanie — wszechstronna metoda przy produkcji i konserwacji.** „Metallizing — A Versate Method for Production and Maintenance Work“. Materials and Methods, nr 3, wrzesień 48, s. 86; 4,5 str. 2 fot. 1 tab. — Zastosowanie metalizowania jest wszechstronne i rozciąga się na drzewo, plastyki, tkaniny, papier. Przy metalizowaniu metalem o wysokim punkcie topliwości autor zaleca stosowanie podkładu z ołowiu lub cynku. Powierzchnia gładka musi być odpowiednio przygotowana, by mogła zostać pokryta metalem. Nałożona powłoka jest porowata, co ma swoje zalety, gdy zależy nam na dobrym smarowaniu przedmiotu, ale znowu nie chroni przed korozją. Autor analizuje zalety i wady metalizowania oraz opisuje aparat do pokrywania metalem.

16 **A9b** B5 1—50
Porter J. **Nowy sposób przygotowania powierzchni do natryskiwania metalem.** Przegląd techniczny, nr 5, marzec 48, s. 91; 1,5 str. — Opisana metoda polega na tym, że przy pomocy łuku elektrycznego nadaje się przygotowanej do natryskiwania powierzchni większą szorstkość. Zwiększenie szorstkości uzyskuje się przez posuwiste uderzenia powierzchni elektrodą, co powoduje, że w miejscach styku roztopionej elektrody i powierzchni metal parując tworzy łańcuch małych wybuchów. Wspomniane wybuchy odrzucają drobne kuleczki stopionego metalu żłobią na obrabianej powierzchni małe kraterki, które właśnie zwiększają szorstkość obrabianej powierzchni. Przez elektrodę winien przy tym przechodzić prąd o dużym natężeniu a małym napięciu.

A10 Specjalne metody obróbki metali

17 **A10a** B5 1—50
Austin C. R., dr. **Śrutowanie odlewów.** „Shot-Peening Castings“. Steel, nr 14, kwiecień 48, s. 79, 6,5 str. 3 fot. 1 rys., 1 tabl., 4 wyk. — Artykuł poświęcony jest zagadnieniu śrutowania (shot-peening) odlewów. Ogólnie dobrze jest znany fakt, że pęknięcia w metalu powstają prawie zawsze na skutek działania naprężeń rozciągających, a bardzo rzadko od działanie naprężeń ściskających. Można przytoczyć wiele przykładów przedwczesnego pęknięcia z powodu obróbki wywołującej na powierzchni naprężenia rozciągające. Do tego rodzaju zjawisk należą na przykład pęknięcia w odlewach i kołach zębatych, wywołane szlifowaniem przez „spiętrzenie“ ciepła na obrabianej części lub pęknięcia wywołane obróbką termiczną. Powstałe zacinając pęknięć łatwo dają w dalszym ciągu pracy przedmiotu pęknięcia zmęczeniowe już przy niskich nawet naprężeniach. Jeżeli na powierzchni wywołamy naprężenia ściskające przy pomocy procesu śrutowania, to aby nastąpiło pęknięcia, należy najpierw te naprężenia ściskające sprowadzić do zera, a później

A — TECHNOLOGIA METALI c. d.

wytworzyć naprężenia rozciągające o wielkości wytrzymałości materiału. Jest to równoznaczne ze zwiększeniem naprężeń rozciągających, które metal może przenieść, o wartości naprężeń ściskających wywołanych przez śrutowanie. Próby przeprowadzone na odlewie tzw. Mechnite wykazały, że śrutowanie mało działa na granicę wytrzymałości zmęczeniowej tego metalu przy obciążeniu przemiennym, zginającym. Prób dla obciążeń jednokierunkowych nie przeprowadzono, chociaż w praktyce takie obciążenia najczęściej występują i śrutowanie daje wtedy wyniki korzystne.

18 **A10a** B5 1—50

Koslovsky J. S. **Praktyczne zastosowanie procesu shot-peening (śrutowania) do obróbki odpowiedzialnych części maszyn.** „Praktika primeneniya processa shot-peening dlja obrabotki atvestvennykh detalej mašin“. Amerikanskaja tehnika, nr 2, luty 47, s. 18; 6 str., 9 rys. — Artykuł zawiera omówienie procesu technologicznego zwanego śrutowaniem lub kulowaniem (shot-peening), proces powyższy, polegający na powierzchniowym utwardzaniu odpowiedzialnych części maszyn, pracujących pod zmiennym obciążeniem, ma na celu podniesienie wytrzymałości zmęczeniowej obrobionego przedmiotu. Utwardzanie przeprowadza się przy pomocy „deszczu“ śrutu, wyrzucanego z dużą szybkością, przy pomocy turbinki zwanej Wheelabrator. Autor podaje przykłady śrutowania typowych części samochodowych, jak sprężyny, koła zębate, wałki skrętne oraz części sprzętu artyleryjskiego. Powszechnie przykłady obejmują ogólny opis maszyny służącej do śrutowania, sposób zamocowania narzędzia obrabianego, dane liczbowe potrzebne do przeprowadzenia śrutowania oraz wyniki tego procesu. Na zakończenie omówiona jest sprawa samego śrutu żeliwnego, a więc jego składu chemicznego, sposobu produkcji (rozpylaniem płynnego żeliwa w strumieniu zimnej wody), własności mechanicznych i ich badania oraz podane są normy amerykańskie wymiarów śrutu. Artykuł kończy porównanie między śrutem żeliwnym a stalowym.

B — TECHNOLOGIA MATERIAŁÓW NIEMETALOWYCH

B3 Własności, badania i obróbka materiałów pochodzenia mineralnego

19 **B3b** B5 1—50

Morgan W. R., Hursh R. K. **Oznaczanie czynników powodujących zmiany objętości produktów ceramicznych.** „Determination on Factors Affecting Size Variation in Clay Products“. Journal of the American Ceramic Society, listopad 48, s. 299; 18,5 str. 14 fot. i rys., 14 wykr. — Autorzy próbują ustalić czynniki powodujące zmiany w końcowych wymiarach produktów z gliny. Czynniki te uporządkowane są w kolejności ich ważności. Podane są granice, w jakich muszą być one kontrolowane, by osiągnięte zostało zmniejszenie zmian objętości do rozmiarów istotnych dla przemysłowej produkcji wyrobów wymiarowanych. Czynniki, które mają największy wpływ na wymiary końcowe produktów, są czas i temperatura mięknięcia gliny przy wypalaniu.

B4 Własności, badania i obróbka materiałów otrzymanych głównie na drodze chemicznej

20 **Ba** B5 1—50

Foster J. L. **Nieuplastycznione mlecza winylowe nadają się w wielu wypadkach do pokrywania materiałów warstwą ochronną.** „Unplasticized Vinyl Latices are Versatile Coatings“. Materials and Methods, nr 4, październik 48, s. 81; 3 str., 1 fot., 2 tabl., 1 wykr. — Syntetycznym odpowiednikiem mlecza gumowego są sztuczne zawiesiny syntetycznych materiałów gumowych w wodzie. Mlecza te są obecnie w przemyśle materiałami standardowymi. Za-

kłady B. F. Goordrich udoskonalili wytwarzanie zawiesiny wodnej jednego z Vinylów (Geonu). Najnowsza forma tego mlecza (Latex 31x) jest specjalnie interesująca, gdyż pozwala na pokrywanie rozmaitych materiałów wytrzymałą warstwą ochronną po prostu przez wysuszenie w temperaturze pokojowej nałożonej zawiesiny, bez użycia dodatków uplastyczniających. Papier, pokryty tą zawiesiną, nadaje się na opakowanie artykułów spożywczych, ponieważ jest dobrym izolatorem wilgoci, nie przepuszcza tłuszczów, nie skleja się przy podgrzaniu, nadaje się do druku przy użyciu specjalnych farb, nie traci giętkości w niskich temperaturach (co pozwala na pakowanie mrożonych artykułów spożywczych). Latex 31x pozwala na bardzo szybkie sklejanie wielu rozmaitych materiałów bez podgrzewania czy ściskania.

21 **B4b** B5 1—50

Glass M. H. dr. **Zastosowanie żywic sztucznych i pokrewnych materiałów w przemyśle materiałów ogniotrwałych.** „The Application of Synthetic Resins and Related Materials in the Refractories Industry“. Refractories Journal, nr 3, marzec 48, s. 77; 8 str., 5 tabl. z wzorami. — Autor rozpatruje rodzaje żywic sztucznych, jak fenolo i mocznikowo-aldehydowe pochodne furanu i alkoholu poliwinylowego oraz żywice krzemowe i estry krzemu. Rozpatrywane są ich własności oraz możliwości zastosowania w charakterze spoiw w przemyśle materiałów ogniotrwałych. Autor przewiduje, że w przyszłości możliwości te powiększą się i na przykład żywice sztuczne będą mogły być zastosowane jako spoiwa do materiałów ogniotrwałych o wiązaniu chemicznym nie wymagających wypalania.

22 **B4b** B5 1—50

Knight H. A. **Czyszczenie i polerowanie wyrobów z mas plastycznych w bębnoch wirujących.** „Plastic Parts are Cleaned and Finished by Tumbling“. Materials and Methods, nr 3, wrzesień 48, s. 83; 2,5 str. 3 fot. — Czyszczenie wyrobów z mas plastycznych w bębnoch obrotowych autor dzieli na 3 fazy: 1. czyszczenie popiołem z domieszką pumeksu, niekiedy z dodatkiem pasty polerowniczej (ostatnio używano lodu, co dawało dużą oszczędność na czasie); 2. polerowanie proszkiem polerskim; 3. nadanie połysku (w czasie tej operacji zamiast wosku używa się ostatnio środków syntetycznych.) Do czyszczenia i polerowania w bębnoch wirujących nadają się wszystkie termoplastyki, jak również przedmioty z gumy.

23 **B4b** B5 1—50

Francis R. J. **Masy plastyczne i celulozowe.** „Cellulosis Plastics“. Product Engineering, nr 5, maj 48, s. 85; 6,5 str., 5 fot., 1 rys., 2 tab. — Pięć plastyków celulozowych: nitrat, acetat, butyrat, propinat oraz etyl odznacza się nieco odrębnymi własnościami fizyczno-chemicznymi i znajduje różne zastosowanie w przemyśle. Głównymi ich cechami wspólnymi są: łatwość odlewania, obróbki mechanicznej, wysoka wytrzymałość na zerwanie, udurowienie, b. duże odkształcenie sprężyste, mały ciężar właściwy (1-1,2-1,7), duży opór elektryczny, odporność na słabe kwasy i zasady, łatwość przyjmowania barw i odporność na wodę. Zastosowania przemysłowe tych plastyków są następujące: cienkościenne skrzynki, korpusy, oprawki elektryczne, izolatory, rury, pręty, galanteria, odkurzacze elektryczne, koła sterowe (koła sterowe z rdzeniem stalowym natryskiwane masą plastyczną), wyposażenie wnętrza samochodów, zegary elektryczne, taśmy filmowe, błony fotograficzne, pióra wieczne, opakowania hermetyczne itp.

24 **B4b** B5 1—50

Masy plastyczne jako tworzywa maszynowe. „Plastics as Engineering Materials“. Product Engineering, nr 9, wrzesień 48, s. 124; 5 str., 4 fot., 3 rys. — Plastyki o podstawie fenolowej i winylowej znalazły zastosowanie do wyrobu prasowanych kół zębatach i łożysk wykazując następujące zalety: niską cenę, sa-

B — TECHNOLOGIA MATERIAŁÓW NIEMETALOWYCH c. d. mosmarowność, małe wahania jakości i tolerancji wykonania w porównaniu z kołami nacinanymi, cichobieżność, długa praca bez zużycia. Inne zastosowania obejmują przemysł włókienniczy, fotograficzny, elektryczny, chłodniczy, samochodowy oraz potrzeby gospodarstwa domowego. Plastyki te cechują takie wspólne właściwości, jak łatwość otrzymania skomplikowanych kształtów na gorąco, dobra obrabialność, duża wytrzymałość na zerwanie ($R_r = 18 \text{ kg/mm}^2$), samosmarowność, wyższa odporność na podwyższoną temperaturę niż plastyków celulozowych oraz duży opór elektryczny i odporność na odczynniki chemiczne.

25 B4b B5 1—50

Francis R. J. **Mocne złącza mas plastycznych.** „Characteristics and Configurations of Reinforced Plastic Joints“. *Product Engineering*, nr 5, maj 48, s. 104; 5 str., 1 fot., 16 rys. — Złącza te są podobne do złączy stosowanych przy wyrobach z drzewa, np. stykowe, klinowe, na zakładkę, na wpustkę, na ogon jaskółczy, rowkowe, kątowe itp. Ze względu na dużą giętkość i jednolitość materiału złącza takie są bardzo mocne.

B6 Specjalne metody badania materiałów niemetalowych

26 B6a B5 1—50

Gruver R. M. **Precyzyjna metoda analizy termicznej.** „Precision Method of Thermal Analysis“. *Journal of the American Ceramic Society*, grudzień 48, s. 323; 5,5 str., 8 fot., 8 wykr. — Do oznaczenia temperatury różnicowej między próbką a materiałem porównawczym stosuje się stale pracujący potencjometr rejestrujący, mierzący dokładnie efekty cieplne od $0,1$ — 500°C . Wzrost temperatury próbki i materiału porównawczego jest kontrolowany z dokładnością do 5°C w jednostajnym tempie (na ogół 400° na godzinę) przez ciągle pracujące urządzenie typu regulującego woltaz. Pomieszczenie nad próbką różni się od zwykle opisywanego w literaturze, ponieważ posiada małą pojemność ciepła, wysoką przewodność i małą masę. Własności te stwarzają konieczność istnienia obszaru, w którym nie występują lokalne różnice temperatury.

27 B6b B5 1—50

Baab K. A., Kraner H. M. **Próby wytrzymałości na ścieranie różnego rodzaju materiałów ogniotrwałych.** „Investigation of Abrasion Resistance of Various Refractories“. *Journal of the American Ceramic Society*, nr 11, listopad 48, s. 293; 6 str., 7 rys., 3 tab. — Artykuł opisuje nową metodę badania wytrzymałości na ścieranie materiałów ogniotrwałych, polegającą na ścieraniu powierzchni próby strumieniem piasku pod ciśnieniem powietrza z kompresora. Zawiera opis badań 24 próbek z różnego rodzaju materiałów ogniotrwałych, ilustrujących zależność między stratą ścierania w g/godz. i innymi własnościami (ciężar właściwy, moduł wytrzymałości na złamanie itp.). Z badań tych wynika, że najwyraźniej występuje zależność między modułem wytrzymałości na złamanie a wytrzymałością na ścieranie. Jest to zależność wprost proporcjonalna.

C — PROBLEMY TEORETYCZNE

C4 Wytrzymałość materiałów

28 C4d B5 1—50

Huber M. T. prof. dr. **Wytrzymałość na obciążenie zmienne.** *Przeгляд Mechaniczny*, nr 6, czerwiec 48, s. 235; 2,5 str., 1 wykr. — Ogólne zasady określenia wytrzymałości materiałów na podstawie próby „doraźnej“, długotrwałej i przy obciążeniach zmiennych. Omówienie wykresu Smitha dla wytrzymałości zmęczeniowej metali. Wpływ zastosowanych częstości zmian obciążenia na zmianę wytrzyma-

łości na zmęczenie. Teoria autora odnośnie próby rozciągania w zastosowaniu do przypadku obciążeń okresowo-zmiennych. Teoria oparta na spostrzeżeniu, że odkształcenia sprężyste pręta rozciąganego lub ściśkanego, przy obciążeniu rosnącym, powstają z prędkością przewodzenia podłużnych drgań sprężystych, która jest bardzo duża w porównaniu z „żółwią“ prędkością powstawania wydłużeń plastycznych pod obciążeniem przewyższającym granicę sprężystości. Według autora, przy obciążeniach szybko-zmiennych brak po prostu czasu na powstanie odkształceń plastycznych, których wzrost mógłby być niebezpieczny. Omówienie zastosowania przybliżonej reguły Moora.

29 C4e B5 1—50

Jackeвиć S. J. **Maszyna do badania na zmęczenie nieobracającej się próbki w podwyższonych temperaturach.** „Maszyna dla ispytania nepodvizhnogo obrazca na ustalost' pri povysennyh temperaturach“ *Za vodsckaja Laboratorija*, nr 1, styczeń 49, s. 86; 3 str. 1 fot. 3 rys. — Opis i konstrukcyjne zastosowanie maszyny do badania zmęczenia na gięcie w podwyższonych temperaturach. Charakterystyka maszyny: 1) średnica próbki 8 mm; 2) maksymalne naprężenie 50 kG/mm^2 ; 3) zamocowanie próbki — pionowe; 4) częstość zmian obciążenia — 3000 na min; 5) automatyczna regulacja temperatury i automatyczny wyłącznik. Produkcja Zakładów C. N. I. I. T. M. A. S.

30 C4e: C4f B5 1—50

Bergsman E. B. **Proste i dokładne urządzenie do badania mikrotwardości.** „A Simple, Accurate Micro-Hardness Testing Device“. *Metal Progress*, t. 54, nr 2, sierpień 48, s. 183; 4,5 str. 7 fot. 2 wykr. 1 tab. — Artykuł przedstawia sposób przeprowadzenia prób mikrotwardości przy pomocy prostego, ale dokładnego urządzenia, zamontowanego na zwykłym mikroskopie metalograficznym, przy dokonaniu w nim niewielkich zmian, umożliwiającego b. dokładne ustalenie punktu, w którym ma być wykonany pomiar twardości w ten sposób, że próbka zamocowana jest na stoliku, a badane miejsce ustawione na przecięciu nitki obiektywu mikroskopu. Obiektyw ten, po ustaleniu punktu badanego, może być wymieniony na odpowiednio pasującą oprawkę, posiadającą dokładnie wycentrowaną piramidkę diamentową Vickers'a. Próbka wraz ze stołem jest opuszczona do zetknięcia się z wierzchołkiem diamentu, po czym zaczyna działać obciążenie wciskające penetrator, rzędu $0,5$ — 500 g . Po dokonaniu próby stół z próbką jest podnoszony a oprawka zastępowana obiektywem dla zbadania odcisku i jego pomiaru. W artykule podano szereg badań laboratoryjnych, dokonanych przy pomocy opisanego urządzenia, jak np. badanie twardości cienkiego drutu, folii aluminiowej, powierzchni azotowej, ziarna w danej strukturze, kruchej materiału itd.

31 C4f B5 1—50

Monflard M. **Studia krytyczne nad pomiarami twardości i mikrotwardości.** (rola polerowania elektrolytycznego). „Etude critique des mesures de dureté et de microdureté (Role du polissage electrolytique)“. *Metaux e' Corrosion*, listopad 48, s. 245; 10 str. 3 fot. 1 rys. 5 tab. 5 wykr. — Charakterystyka poszczególnych metod pomiaru twardości. Zależności między twardością Brinella, Rockwella, Vickersa i Shore'a. Wpływ różnych czynników na dokładność pomiaru sposobem Brinell-Vickers. Wpływ stanu powierzchni na wyniki i dokładność pomiaru. Wyniki własnych pomiarów autora.

32 C4g: A8a B5 1—50

Berkowitch J. **Ścieranie, erozja i korozja — jako rodzaje uszkodzeń powierzchni metali.** „Abrasion, Erosion and Corrosion Surface Damage to Metals“. *Iron and Steel*, t. 21, nr 4, kwiecień 48, s. 116; 1 str. — Krótki przegląd zmiany poglądów na istotę ścieralności. Wyjaśnienie przyczyny tworzenia się tlenków na powierzchni metali podczas tarcia. Wyniki badań prze-

B — PROBLEMY TEORETYCZNE c. d.

prowadzonych przez Bowdena (Cambridge) odnośnie wpływu punktu topliwości środków polerskich na ścieralność. Wytlumaczenie zjawiska wywołującego powstanie wysokich temperatur, polegające na założeniu, iż przy ścieraniu następuje styk powierzchni tylko w kilku punktach. Opis stosowanych metod badania. Ogólne dane odnośnie erozji i polerowania elektrolitycznego. Omówienie metody i niektórych wyników badań wyglądu powierzchni mikroskopem elektronowym przy zastosowaniu repliki. Wyjaśnienie wpływu kulowania na odporność na korozję.

33 C4b B5 1—50

Snitko N. K. **O teorii wytrzymałości metali, z uwzględnieniem struktury.** „O teorii próczności metallov s učetom struktury“. *Żurnal techničeskoj fiziki*, nr 18, 1848, s. 857; 5 str. 1 rys. — Autor opisuje teorię wytrzymałości metali z uwzględnieniem struktury, polegającą na określeniu warunku płynięcia poli-kryształu dla danego stanu naprężeń przez syntezę warunków płynięcia oddzielnych monokryształów, wyprowadza odpowiednie wzory i przytacza wyniki doświadczeń.

34 C4i B5 1—50

Huber M. T. prof. dr. **Wartość naukowa i praktyczna prób zginania i skręcania.** *Przeгляд Mechaniczny*, nr 4—5, kwiecień—maj 48, s. 200; 1,5 str. — Za wielkość cechującą materiał przy próbie na zginanie i skręcanie uważana była dotychczas wartość ciągnięcia w warstwie skrajnej pręta zginanego (skręcane) w chwili jego pęknięcia. W tym względzie bowiem opierano się na założeniu, że naprężenia w warstwie zewnętrznej winny mieć wartość tę samą, co naprężenia niebezpieczne w rozciągającym osiowo pręcie z tego samego materiału. Powyższe założenia okazały się mylne. Jako przykład można przytoczyć, że ciągnięcia krańcowe w zginanych prętach ze szkła tego samego rodzaju są tym większe, im pręt jest cieńszy. W związku z tym autor proponuje wprowadzić nowy termin określający pozorną lub zredukowaną, albo zastępczą wytrzymałość na zginanie (skręcanie).

C8 Chemia

35 C8c B5 1—50

Chudjakov G. N. **Metoda oceny własności fizyko-chemicznych cieczy w wypadku szczególnym — ich palności.** „Metod ocenki fiziko-chemičeskich svojsty židkosćej v časnosti ich gorjućesti“. *Izvestija A. K. Nauk ZSRR*, nr 4, kwiecień 48, s. 579; 5,5 str. 2 rys. 2 wykr. — Autor opracował nowy sposób oceny własności fizyko-chemicznych cieczy w wypadku ich palności. Sposób ten tym się różni od sposobów stosowanych dotychczas, że własności cieczy określa się na podstawie szybkości parowania ich z powierzchni swobodnej pod wpływem doprowadzonego przez promieniowanie ciepła z zewnątrz.

36 C8f B5 1—50

Metody analizy glinu. „Methodes d'analys de l'aluminium. *Revue de l'Aluminium*, nr 145, czerwiec 48, s. 196; 5 str. 2 rys. — Artykuł jest pierwszym z serii artykułów, zaprojektowanych przez redakcję pisma i opracowanych przy współudziale Services Techniques de l'Aluminium Français, mających na celu podanie metod analitycznych stosowanych przy analizach rozjemczych i przy kontroli bieżącej produkcji. Mają być podane metody oznaczania następujących pierwiastków: Si, Fe, Cu, Mn, Mg, Zn oraz rzadziej spotykanych jak: Cr, Be, Ti i inne. Pierwszy artykuł zawiera opis przygotowania wiórków ze sztab, płyt, blach, wyrobów gotowych i odpadków. Podane są metody oznaczania następujące: Si alkaliczna Regelsbergera, stosowana w analizach rozjemczych i kwasowa Lassieur'a odznaczająca się szybkością (1,5 godz.). Podana jest również metoda miareczkowego oznaczania żelaza trójchlorkiem tytanu oraz sposób przyrządzania i przechowywania roztworu mianowanego TiCl₃.

37 C8f B5 1—50

Ronnie E. J. **Oznaczanie molibdenu w żelazie i stali.** „Estimation of Molybdenum in Iron and Steel“. *Metalurgia*, t. 38, nr 226, sierpień 48, s. 235; 2 str. 1 rys. — Opisano szybką metodę oznaczania molibdenu w zakresie zawartości 0—10% Mo w stalach przy użyciu prostego fotokolorymetru. Oznaczenia przeprowadzono w stalach o zawartości 4,5% Ni i 1,0% Cr. Podany czas wykonania oznaczenia ma wynosić 15—20 minut.

OŚRODEK DOKUMENTACJI MOTORYZACJI

F — BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE

1 F C2 1—50

Badania zmęczeniowe. „Fatigue testing“. *Automobile Engineer*, t. 38, nr 503, lipiec 48, s. 278, 21 × 30 cm, 0,5 str. — Na Kongresie Mechaniki Stosowanej w Paryżu P. Cor opisał metodę i prosty przyrząd do określania w krótkim czasie (ok. 1 godz.) granicy zmęczeniowej materiałów. Przy metodzie tej próbka badanego materiału utwierdzona jest jednym końcem nieruchomo, podczas gdy drugi koniec wprowadzony jest w zmienne pole elektromagnetyczne i zmuszony do drgań o częstotliwości nieco mniejszej niż częstotliwość rezonansowa. Gdy zaczną się pojawiać rysy zmęczeniowe, amplituda drgań zaczyna wzrastać a częstotliwość drgań własnych próbki maleje i zbliża się do częstotliwości drgań pola magnetycznego. Od momentu zjawiania się rys ilość ich wzrasta gwałtownie i prowadzi do zniszczenia materiału. Moment wzrostu amplitudy drgań próbki, ściśle związanego z powstawaniem rys, uważa się za odpowiadający granicy zmęczeniowej danego materiału. Posługując się polem magnetycznym i zmianą napięcia można również określać granice wytrzymałości materiałów, ich moduły sprężystości, naprężenia rozciągające, ściskające i ścinające.

2 F C2 1—50

Cutcheon D. M. Mc. **Technicy zwracają uwagę na nieuporządkowanie dziedziny badań nieniszczących.** „Engineers Seek Uniformity in Nondestructive Testing“. *S. A. E. Journal*, t. 4, 1948, s. 25, 21 × 30 cm, 2,25 str. — Artykuł jest streszczeniem referatu D. M. Mc. Cutcheon'a, wydanego oddzielnie przez S. A. E. pt. „Application of Nondestructive Testing to Automotive Parts“. Rozpowszechnienie się metod badań nieniszczących, coraz więcej pojawiających się przyrządów, pomyłki wynikłe na skutek złej kwalifikacji materiałów, na skutek nieodpowiedniego użycia metod badawczych lub przyrządów itp. spowodowały konieczność utworzenia specjalnej komisji w tonie S. A. E., której zadaniem jest takie uporządkowanie całego zagadnienia, aby mogły być w metodyczny sposób opisane poszczególne zasady przeprowadzania prób i wskazane ich zastosowania w praktyce. Zwrócono uwagę na doniosłe znaczenie, jakie mogą mieć te badania w dziedzinie motoryzacji. W referacie autor podaje podział badań na następujące grupy: sprawdzenie na wygląd, analizy, badanie fizyczne, elektryczne, właściwości magnetyczne, użycie promieni Roentgena, środki wnikaające, kontrola styczna.

F — BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE c. d.

3 F : K C2 1—50

Rousseau M. J. **Metody i aparaty do kontroli bezpieczeństwa pojazdów mechanicznych.** „Méthodes et appareils pour le controle de securité des véhicules”. S. I. A. Journal, nr 1, 1949, 21 × 27 cm, 5,5 str. 4 rys. — Autor porusza sprawę bezpieczeństwa ruchu pojazdów mechanicznych, czynników wpływających na jego zmniejszenie oraz opisuje akcję kontrolną organizowaną we Francji przed wojną (ruchome stacje kontrolne), Belgii i U. S. A., podaje belgijskie normy minimalnego opóźnienia przy hamowaniu dla różnych typów wozów i zakresów szybkości. Artykuł uzupełnia ogólnie omówienie metod i aparatów kontrolnych, podzielonych na 5 grup, a mianowicie: 1) urządzenia do badań hamulców, oparte na działaniu sił bezwładności, oraz urządzenia o działaniu odwrotnym do hamowni podwoziowych, 2) urządzenia kontroli zawieszenia mechanizmu kierowniczego, 3) kontroli ogumienia, 4) kontroli widoczności, 5) kontroli instalacji i urządzeń elektrycznych.

4 F : KGu C2 1—50

Faroux C. **Oficjalne próby samochodu „Gregoire R”.** „Les essais officiels d'une grande voiture „la Gregoire R”. La Vie Automobile, nr 1379—80, 1948, s. 207, 21 × 30 cm, 4,5 str. 4 fot. — Konstruktor samochodu Gregoire mod. „R”, przy wykorzystaniu ostatnich zdobyczy techniki i uwzględnieniu wymagań stawianych nowoczesnym pojazdom mechanicznym, wyposażył wóz w szereg ulepszeń własnego pomysłu, co dało w efekcie jedną z najbardziej udanych konstrukcji, która stanowi poważne osiągnięcie w budownictwie samochodowym. Model ten przy silniku o mocy 60 KM, pod pełnym obciążeniem wynoszącym 313 kg posiada szybkość maksymalną 145 km/godz. i średnie zużycie paliwa 8,27 litra na 100 km, przy szybkości około 80 km/godz. Liczby te zostały stwierdzone przez oficjalną komisję kontrolną. W porównaniu z najoszczędniejszym wozem amerykańskim tej klasy samochód Gregoire oszczędza więc około 7 litrów paliwa na 100 km. Tak doskonałe wyniki są w pierwszym rzędzie konsekwencją lekkości wozu i jego wysokich własności aerodynamicznych ($C_x = 0,27$). Artykuł zawiera wyczerpujący opis samochodu oraz dokładne dane liczbowe umożliwiające zorientowanie się w najważniejszych szczegółach tego nieprzeciętnego wozu.

5 F : KGa C2 1—50

Laptey S. A. (N. A. M. I.) **Badania drogowe ekonomii samochodu M-20 „Pobeda”.** „Ekonomičnost' avtomobilja M-20 „Pobeda“ po dānym doroznyh ispytanij”. Avtomobilnaja Promyslennost', nr 5, 1948, 22 × 29 cm, 3,5 str. 4 rys. 4 tab. — W roku 1947 przeprowadzono badania ekonomiczności dwóch samochodów M-20 seryjnych przy największym obciążeniu. Ciężar ogólny każdego samochodu wynosił przy próbach 1930 kg. Przy badaniach używano różnych gatunków benzyny. Przeprowadzono badania drogowe na różnych typach dróg, wykonano jazdy dalekobieżne i miejskie w różnych porach roku. Po badaniach drogowych przeprowadzono kontrolę wyników na stałych stanowiskach. Otrzymano dla średnich warunków eksploatacyjnych w ZSRR określenie normy na zużycie paliwa dla samochodu osobowego M-20 równe 13,5 l/100 km. Na autostradach zużycie spada o 15%, na szosach 1-ej klasy o 10%. Zimą normą może być podwyższona o 10%, a więc do 14,85 l/100 km.

6 F : L C2 1—50

Jegorov L. A. **Badania naprężeń części samochodowych za pomocą metody pokrywania lakiem.** „Izšedovanije napraženij v avtomobilnyh detaljah metodom lakovyh pokrytij”. Avtomobilnaja Promyslennost', nr 5, 1948, 22 × 29 cm, 3,5 str. 10 rys. — Badania wielkości i charakteru deformacji i naprężeń w częściach maszyn mają na celu określenie miejsca deformacji i koncentracji naprężeń. Jedną z metod służących do powyższych celów jest pokrywanie części badanych do powłazyn lakiem. Metoda ta

pozwała na badanie części wzajemnie nieruchomych, obrazuje rozłożenie deformacji plastycznych, powstałych pod działaniem stałego, zmiennego lub uderzeniowego obciążenia. Podana jest również instrukcja dokładna pokrywania części badanych.

7 F : LJJ C2 1—50

Chromowane gładzie cylindrowe. „Chromium Plated Cylinder Bores”. Automobile Engineer, nr 510, styczeń 49, s. 27, 21 × 30 cm, 0,25 str. — Przeprowadzono badania drogowe na 1,5 l samochodzie z gładziami cylindrowymi chromowanymi na zasadzie procesu Van der Horst'a. Samochód przebył 54.530 mil. Załączona tablica podaje wymiary średnicy cylindrów na początku i na końcu doświadczenia. Maksymalne zużycie okazało się równe 0,0008 cala w środkowym punkcie gładzi cylindrowej 1-go i 2-go cylindra. Przy górnej krawędzi otworu największe zużycie było równe 0,0005 cala w cylindrze 2-gim. W normalnej praktyce daje się grubość warstwy chromu 0,004 do 0,005 cala. W procesie Van der Horst'a warstwę chromu kładzie się wprost na obrobioną powierzchnię gładzi a porowatość powierzchni otrzymuje się przez zmianę kierunku prądu.

8 F : LJJ C2 1—50

Jalbert J. **Wyniki badań zasilania wtryskowego silnika Citroën.** „Resultats d'essais d'alimentation par injection d'un moteur Citroën”. S. I. A. Journal, grudzień 48, 21 × 27 cm, 3 str. 3 wyk. — W seryjnym silniku Citroën zmieniono stopień sprężania z 6,1 na 6,5 przez zastosowanie specjalnej głowicy, która ponadto pozwala na zasilanie wtryskowe (wtrysk powietrzny). Przeprowadzono próby ze zwykłą benzyną handlową o liczbie oktanowej 60 dodając 37% wody dla zmniejszenia temperatury końca sprężania i uniknięcia detonacji. Próby z alkoholem etylowym wykazały, że nadaje się on dobrze jako paliwo pod warunkiem dokładnego rozpylania. Z podanych charakterystyk dla obu paliw wynika, że osiągnięte zwiększenie sprawności spowodowane jest zmniejszeniem dławienia w rurze ssącej (brak gaźnika) oraz wyższym stopniem sprężania. Sprawność termiczna przy użyciu alkoholu wynosiła 33,9% przy benzynie 27,2%.

9 F : Ljnr C2 1—50

Reichel M. **Zużycie cylindrów w silniku Diesla, przyczyny uszkodzeń oraz pomiary zużycia.** „Usure des cylindres dans un moteur Diesel. Ses causes. Comment la mesure”. La Technique Automobile et Aerienne, nr 243, czerwiec 48, 31 × 23 cm, 2 str. 1 rys. — Autor podaje w skrócie wypowiedzi pisma amerykańskiego S. A. E. na temat zużycia silników wysokoprężnych, omawia uszkodzenia spowodowane korozją, wytarciem pierścieni tłokowych i owalizacją cylindra oraz podaje wyniki badań laboratoryjnych przyczyn uszkodzeń. Przy korozji omówiono dokładnie skutki obecności siarki w materiałach pędnych i skutki tworzenia się osadów zwęglonych. Przy analizowaniu zużycia pierścieni tłokowych pobieżnie omówiono amerykańską metodę chromowania pierścieni. Na specjalną uwagę zasługują podane przez autora metody badań pomiarowych stopnia zużycia cylindrów, stosowane przez Biuro Norm (Bureau of Standards).

10 F : LJt C2 1—50

Petit E. **Doładowanie silników spalinowych.** „La Suralimentation des Moteurs Thermiques”. S. I. A. Journal, styczeń 49, 21 × 27 cm, 5 str. 3 rys. 9 wyk. — Artykuł jest wyczerpującym studium teoretycznym na temat wpływu doładowania na pracę silnika spalinowego, z uwzględnieniem różnych systemów doładowania, poparty szeregiem otrzymanych z doświadczeń charakterystyk sprężarek i silników doładowanych. Autor stwierdza, że ciśnienie doładowania wywiera silniejszy wpływ na wzrost mocy, średnie ciśnienie elektryczne i spadek jednostkowego zużycia przy określonych obrotach, niż wynikałoby to ze zwiększenia gęstości powietrza w cylindrze silnika.

F — BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE c. d.

przy czym, na podstawie doświadczeń, podaje, że rozbieżności te wynoszą 20 do 22%. Zysk z doładowania gwałtownie spada wraz ze spadkiem sprawności sprężarki, a ponadto w tym wypadku zjawia się skłonność do detonacji już przy niższych ciśnieniach. Na zakończenie autor przytacza wyniki osiągnięte w różnych okresach czasu na silnikach wozów ciężarowych i osobowych z doładowaniem. Szczególnie ciekawe są dane dotyczące samochodu Renault Juvaquatre ze sprężarką. Autor przypuszcza, że sprężarka może dać bardzo dobre wyniki w wypadku stosowania gazogeneratora.

11 F: LQgk C2 1—50

Faroux C. „Air Box“ i laboratoria Solex. „L'Air-Box et les laboratoires Solex“. La Vie Automobile, nr 1385—6. grudzień 48, 21 × 30 cm, 2 str. 1 rys. 2 fot. — Względy racjonalnej gospodarki paliwem oraz należytego funkcjonowania silnika (rozruch, zmienne zapotrzebowanie mocy), wymagające głęboko przemyślanej konstrukcji gaźnika i konieczności przeprowadzenia metodycznych badań naukowych, zmusiły Zakłady Solex do zbudowania szeregu precyzyjnych przyrządów pomiarowych. Autor podaje opis działania jednego z nich tzw. „Air Box“, który pozwala na dokładne ustalenie składu, temperatury i ciśnienia mieszanki, umożliwiając jednocześnie swobodną regulację poszczególnych elementów gaźnika. Przy pomocy przyrządu tego z góry można określić przydatność badanego gaźnika do warunków pracy określonego pojazdu. Specjalną zasługą Solex'a jest całkowite zautomatyzowanie urządzenia pomiarowego, umożliwiające szybkie i pewne pomiary, przy wyeliminowaniu subiektywnych „błędów obserwatora“ i równoczesnym zaoszczędzeniu poważnych ilości paliwa (w porównaniu z badaniem gaźnika wprost na silniku „Air-Box“ daje 95% oszczędności). Jasny schemat i 2 ilustracje uzupełniają wyczerpujący opis całej instalacji.

12 F: Ls C2 1—50

Filtrowanie powietrza i oleju. Doświadczenia z filtrem olejowym o częściowym przepływie. „Air and Oil Filtration“. „Test with a Partial Flow Oil Filter“. Automobile Engineer, nr 510, styczeń 49, s. 12, 21 × 30 cm, 0,75 str. 1 tab. — W numerze styczniowym 1948 r. „Automobile Engineer“ zamieszczono szczegółowo trzech doświadczeń przeprowadzonych dla Vokes Ltd przez Moore i Banett. Doświadczenia miały na celu wykazanie wpływu zastosowania filtra powietrznego i olejowego na szybkość zużycia silnika. Obecnie przedstawiono wyniki podobnego doświadczenia z filtrem powietrznym i olejowym filtrem Vokes o częściowym przepływie. Załączona tabela podaje wyniki wszystkich czterech prób. Z tabeli tej wynika, że wszystkie części najmniej zużywają się przy pełnym przepływie oleju. Analiza filtrów wykazuje, iż filtr o częściowym przepływie zatrzymał cztery razy tyle cząstek stałych z oleju, co filtr o pełnym przepływie. Wyjaśniając ten fakt autor stwierdza, że filtr o pełnym przepływie przepuszczał cząstki drobne nierozrywające błony olejowej, ale zatrzymał wszystkie cząstki większe, kaleczące powierzchnie robocze, natomiast przy filtrze o przepływie częściowym większe cząstki mogły dostawać się do łożysk pomijając sam filtr.

13 F: N C2 1—50

Downs D., Pigneguy J. H. **Badania olejów silnikowych.** „Lubricating oil tests“. Automobile Engineer, t. 39, nr 511, luty 49, 21 × 30 cm, 7,5 str., 9 fot., 4 rys., 6 wykr. — Praca autorów jest zebraniem rezultatów ich badań w laboratorium „Ricardo“ nad ustaleniem metod badawczych dla oceny właściwości olejów w eksploatacji. W artykule przeprowadzono systematyczny podział zagadnienia rozpatrując główne czynniki, które należy uwzględnić przy ocenie olejów. Czynniki te są: tworzenie się warstwy węglowej na tłoku, gromadzenie się osadów na dnie miski olejowej, korozja łożysk, korozja

gładzi cylindrów i pierścieni oraz zalepianie się pierścieni. Metoda, jaką zastosowali autorzy, polegała na stworzeniu takich warunków dla zadań, aby każdą z żądanych właściwości olejów można było badać w stopniu spotęgowanym i w pewnym zakresie wyodrębnionym. W wyniku wieloletnich badań wyciągnięto wnioski, że dla pełnej oceny właściwości olejów w pracy potrzebne są badania laboratoryjne, badania przyspieszone praktyczne i wreszcie dane z eksploatacji. Same wyniki laboratoryjne nie dają jeszcze pełnego obrazu zachowania się w pracy. Badania przyspieszone muszą być robione przy użyciu różnych silników i w takich warunkach, aby pewne cechy olejów dały się wyodrębnić. Pełna ocena olejów jest zależna od wyników badań silnikowych i drogowych.

14 F: P C2 1—50

Tereny doświadczalne Stowarzyszenia Badawczego Przemysłu Silnikowego. „The M. I. R. A. Proving Ground“. Automobile Engineer, nr 515, czerwiec 49, 21 × 30 cm, 1 str. — Artykuł poświęcony jest omówieniu terenów doświadczalnych M. I. R. A. w Lindley. Autor podkreśla właściwe położenie terenów w okręgu, w którym mieści się większa część fabryk brytyjskiego przemysłu samochodowego.

15 F: T C2 1—50

Richardson R. A. **Badania przemysłowe w General Motors.** „La recherche industrielle á la General Motors“. La Vie Automobile, nr 1381-2, 1383-4, 1385-6, 1948, 21 × 30 cm, 16 str. 31 fot., 2 tab. — Badania naukowe, przeprowadzane dla potrzeb przemysłu, powodując stały postęp w jakości wytwarzanych produktów, dzięki ulepszaniu metod wytwórczych oraz pogłębieniu wiedzy teoretycznej, są jednocześnie źródłem znacznych korzyści natury ekonomicznej. Względny ten zmuszają każde duże zakłady do poważnego rozbudowywania działów badawczych. Dział badawczy General Motors dzieli się na dwie grupy: 1. Każdy dział produkcyjny posiada osobną komórkę badawczą, pracującą tylko dla własnej produkcji bieżącej. 2. Wyodrębniony dział badawczy, zasadniczo nie związany bezpośrednio z produkcją, obejmujący całokształt badań w sposób bardziej ogólny, ze specjalnym uwzględnieniem zagadnień ocenianych przez kierownictwo General Motors jako szczególnie ważne dla przyszłości Zakładów. Dział badawczy nie wpływa na produkcję bieżącą i nie ponosi za nią żadnej odpowiedzialności posiadając jedynie głos doradczy. Dział ten rozpada się na szereg wydziałów specjalnych, które opracowują wiele zagadnień równoległe, co pozwala na wszechstronne i wyczerpujące rozwiązanie problemu. Laboratoria General Motors prowadzą badania w bardzo szerokim zakresie, poczyniwszy od dokładnej analizy pracy części pojazdów, a skończywszy na całkowicie teoretycznych rozważaniach fizyko-chemicznych, rozporządzają one przy tym nowoczesnymi metodami i aparaturą badawczą wyzyskującą ultradźwięki, promienie X, promienie podczerwone, magnetyzm itp. Tak zbudowany aparat eksperymentalny zapewnia osiągnięcie wybitnych rezultatów. W obecnej chwili na przykład laboratoria General Motors są w posiadaniu paliwa o liczbie oktanowej 500 oraz mają na swym dorobku szereg odkryć z dziedziny metalurgicznej, stosowanych już w produkcji. Działy badawcze zatrudniają ogółem 2200 specjalistów.

C — NORMALIZACJA
I WARUNKI TECHNICZNE

16 C: MS: T C2 1—50

Lysenko E. A. **Normalizacja drewnianych nadwozi ciężarowych i organizacja strumieniowego ich wykonania.** „Unifikacija derevjannyh platform gruzovogo avtomobilja i organizacija ich potocno konwejnogo proizvodstva“. Avtomobilnaja Promyšlennost', nr 1, 1949, s. 22 × 29 cm, 3 str., 2 rys., 1 tab. — W ogólnym dążeniu do organizacji produkcji strumieniowej, zakłady samochodowe przystępują do badań nad zorganizowaniem strumieniowej produkcji

C — NORMALIZACJA I WARUNKI TECHNICZNE c. d.

nadwozi samochodów ciężarowych. Doświadczenie i praktyczne prace nad konstrukcją i wykonaniem wzorcowych nadwozi ciężarowych doprowadziły do wniosków, że dla umożliwienia produkcji strumieniowej nadwozi konieczna jest zasadnicza zmiana konstrukcji ich części drewnianych. Wszystkie te części muszą być w jak najszerszym stopniu znormalizowane pod kątem wymiarów, profili, typów i asortymentu narzędzi tnących. „Organtoprem” opracował nowe, znormalizowane nadwozie ciężarowe dla ZIS 150. Zmiany w stosunku do nadwozia starego ZIS-180 dały efekty następujące: obniżenie różnych grubości drzewa z 5 na 2, szerokości z 9 na 4, długości z 11 na 8, obniżenie ilości odpadków (wiórów i trocin) o 10—15%. W przyszłości należy dążyć do opracowania uniwersalnego typu konstrukcji nadwozia dla wszystkich wytwórni samochodowych w Związku Radzieckim, co pozwoli znormalizować wykonanie strumieniowe części drewnianych nadwozi, wyposażenie obrabiarek i narzędzi, środki mechanicznego transportu na działkach obróbki drzewnej i asortyment wymiarowy desek.

J — TEORIA ORAZ ZASADY OBLICZEŃ I KONSTRUKCJI

17 J: K C2 1—50

Muller E. (Buick). **Zmniejszenie drgań zmniejsza koszt pojazdu.** „Reduced Vibration cuts car cost”. S. A. E. Journal, październik 48, s. 40, 21×30 cm, 3 str., 8 fot., 3 rys. — Intensywne badania nad drganiami w samochodach doprowadziły do ustalenia warunków, przy których osiągają one minimalne wartości. Autor podaje drogę, po jakiej szły badania w tym kierunku, przy czym najistotniejszym odkryciem było ustalenie faktu, że drgań nie należy rozważać z punktu widzenia całości konstrukcji, lecz w odniesieniu do wydzielonych elementów. Artykuł uzupełnia opis prób statycznych i dynamicznych, przeprowadzanych dla samej ramy, względnie ramy łącznie z podwoziem. Z otrzymanych wyników wypływa wniosek, że większą część sił statycznych przenosi w samochodzie nadwozie.

18 J: KFN C2 1—50

Julien M. A. **Zgodność teorii francuskiej z badaniami i osiągnięciami angielskimi odnośnie stateczności ruchu na drodze.** „Convergence des théories françaises et des études et réalisations anglo-saxonnes concernant la stabilité de route”. La Technique Automobile et Aérienne, nr 244, sierpień 48, 21×23 cm, 5,5 str., 6 rys. — Omówiono stateczność ruchu pojazdu mechanicznego z względnieniem elastyczności poprzecznej opon rozpatrując prace różnych badaczy francuskich i angielskich, jak J. Cratzmullera, M. Olley'a i innych, oraz porównując ze sobą otrzymane wyniki obecny stan badań. Autor przedstawia zasadniczą zgodność poglądów na rozważane zagadnienie specjalistów francuskich i anglosaskich zaznaczając równocześnie, że istnieją jedynie pewne różnice zdań, wypływające z różnych założeń odnośnie sprawy kierowania pojazdem. Wskazano, iż na stateczność wpływ mają również i różne warunki drogowe oraz odmiennosc upodobań europejskich i amerykańskich w odniesieniu do wygody, napięcia uwagi itp. w prowadzeniu pojazdu.

19 J: KFN: MKM C2 1—50

Faroux C. **Zagadnienie zbył uproszczone.** „Une question trop simplifiée”. La Technique Automobile et Aérienne, kwiecień 48, 31×23 cm, 2,5 str., 2 rys. — Zjawisko drgań poprzecznych pojazdu, zachodzące wskutek odkształceń systemu zawieszenia, jest z teoretycznego punktu widzenia zagadnieniem nader złożonym. Stosowane metody analizy matematycznej opierają się na założeniu w istotny sposób odbiegającym od rzeczywistości. Tak więc na przykład układ zastępczy lub schemat stosowany przez Timoszenkę prowadzą w rezultacie do błędnego wniosku, a to wskutek zbyt dużych uproszczeń w założeniach

(jak wprowadzenie do rozważań pojęcia punktu materialnego lub zupełne pominięcie wpływu ruchu pojazdu). W wyniku powyższego wyprowadzony wzór ostateczny jest całkowicie niezgodny z doświadczeniem, czemu w praktyce dali wyraz konstruktorzy amerykańscy.

20 J: LJJ C2 1—50

Faroux C. **O pewnym zagadnieniu warsztatowym.** „Sur un problème d'atelier”. La Technique Automobile et Aérienne, nr 241, luty 48, 31×23 cm, 1,5 str., 1 tab. — W związku z zagadnieniem przeróbki silników przez ścięcie głowicy, dla zwiększenia stopnia sprężania, autor podaje wzory i tabele zależności stopnia sprężania i wielkości ścięcia głowicy, które mogą znaleźć praktyczne zastosowanie warsztatowe.

21 J: LJJ C2 1—50

Faroux C. **Rozważania na temat matematycznego ujęcia charakterystyki mocy silnika.** „Sur un expression algébrique possible des ordonnées de la caractéristique de puissance d'un moteur”. La Technique Aérienne, nr 243, czerwiec 48, 11×23 cm, 2 str., 3 rys. — Przy opracowywaniu projektów silników spalinowych zachodzi konieczność założenia charakterystyki teoretycznej silnika oraz porównania jej z charakterystyką użytkową określoną doświadczalnie. W związku z powyższym autor podaje szereg wzorów do obliczenia mocy silnika, wyprowadzonych przez teoretyków, począwszy od najprostszych wzorów M. Rebillat i M. Peltier z 1927 i 1928 r. W dalszym ciągu autor podaje wzór dla krzywej typu lemniskaty oraz graficzną metodę jej wykreślenia. Porównując praktyczne krzywe charakterystyki różnych silników z wykresami teoretycznymi, opartymi na tym wzorze, autor wykazuje, że odchylenia krzywych nie przekraczają 1%.

22 J: LJJ: N C2 1—50

Reichel M., Obert E. F. **Wpływ wewnętrznych czynników chłodzących na zjawisko detonacji.** „Influence des refroidissants sur la detonation”. La Technique Automobile et Aérienne, nr 246 listopad-grudzień 48, 31×23 cm, 6 str., 12 wykr. — Przeciwdetonacyjny wpływ czynników chłodzących, wprowadzonych do paliwa, znany jest już od dawna. Jednak sama istota zjawiska nie jest jeszcze całkowicie wyjaśniona, co tłumaczy się tym, że procesy zachodzące w czasie spalania są bardzo złożone. Przeprowadzenie analizy teoretycznej musi być więc z konieczności oparte przede wszystkim na badaniach doświadczalnych, które, pozwalając na odtworzenie przebiegu procesu spalania i detonacji, umożliwiają przeprowadzenie wnikliwych rozważań nad naturą i przyczynami zjawiska, jak również stwierdzenie wpływu czynników przeciwdetonacyjnych na krzywe wydajności silnika spalinowego. Badania, przeprowadzone przy użyciu wzorcowego silnika CFR-F2, pozwoliły stwierdzić, iż przy znacznej większości stosowanych paliw zawsze zachodzi zjawisko detonacji choćby w bardzo małym stopniu. Przy paliwach o niskiej liczbie oktanowej zapobiec temu można przez opóźnienie chwili zapłonu. Korzystniejsze, bo praktycznie nie obniżające mocy silnika, jest wprowadzenie do mieszanki odpowiedniej ilości drobno rozpylonej wody lub alkoholu, które na skutek parowania powodują obniżenie temperatury, a więc i ciśnienia mieszanki do granic określonych dla danego paliwa przez jego liczbę oktanową. Stwierdzono przy tym, że woda, wtrysnięta do niepodgrzanych przewodów ssących lub przy znacznych ilościach obrotów silnika, nie zdąży wyparować podczas suwu sprężania, wyparuje natomiast całkowicie dopiero w okresie spalania. Załączone do szczegółowego opisu wykresy w sposób jasny i przekonujący potwierdzają wnioski wysnute w trakcie rozważań.

23 J: LJJ: N C2 1—50

Reichel M. **Zapłon przy niskich obrotach a ekonomia paliwa.** „L'allumage à bas régime et l'économie de

J — TEORIA ORAZ ZASADY OBLICZEN
I KONSTRUKCJI c. d

carburant“ La Vie Automobile, kwiecień 49, 21×30 cm, 1 str., — Autor zwraca uwagę, że dotychczasowe badania przebiegu spalania miały zawsze miejsce przy dużych obciążeniach silnika, gdyż dążono do zwiększenia jego mocy max. Ponieważ w ruchu miejskim silnik pracuje przeważnie na obrotach niskich, ważne jest również zbadanie wszystkich czynników powiększających ekonomię użytkowania. Ogólne omówienie kilku teorii spalania zwraca uwagę na znaczenie zapłonu (temperatura, czas, ilość ciepła). Autor podkreśla również, że zastosowanie oporników (10.000 ohm) w obwodzie wysokiego napięcia zmniejsza erozję elektrod.

24 J : LJnr C2 1—50

Jak uzyskać prawidłowe wymieszanie paliwa z powietrzem w silnikach wysokoprężnych. „How to bring together Diesel fuel and air“. S. A. E. Journal, paźdz. 48, s. 43, 21×30 cm, 4 str. — Artykuł zawiera krótki opis badań nad znaczeniem zawirowań powietrza w komorach spalania silników wysoprzężnych. Na wstępie autor opisuje znaczenia zawirowań i ich wpływ na sprawność silnika z zaworem ssącym zaopatrzoną w przesłonkę. Przesłonka ta powoduje powstanie wiru powietrza. Przez przekręcanie zaworu wir ten można odpowiednio skierowywać dla znalezienia warunków optymalnych. Należy dodać, że sprawność wolumetryczna silnika nie spada przy takich zaworach, powstałe zaś wiry powietrza powodują znacznie korzystniejsze spalanie i wzrost ogólnej sprawności. Duże znaczenie ma tu również wtrysk paliwa, jego kierunek i jakość. Oczywiście najkorzystniejsze są takie rozwiązania, które powiększają zdolność wymieszania się paliwa z powietrzem, zwłaszcza pod względem równomierności. Paliwo winno być jak najbardziej rozpylone, co uzależnione jest od ciśnienia wtrysku i konstrukcji wtryskiwaczy. W zakończeniu autor omawia szczegóły konstrukcji wtryskiwaczy.

25 J : LJnr : LJŁ C2 1—50

Dubreuil G. **Doładowania wysoprzężnych silników samochodowych.** „La Suralimentation des Moteurs Diesel d'Automobiles“. S. I. A. Journal, 1949, s. 7, 21×27 cm, 4,5 str., 1 wykr. — Silnik benzynowy o tej samej pojemności skokowej i ilości cylindrów, z racji większej swej szybkobieżności, posiada moc max. o 25 do 50% większą od analogicznego silnika wysokoprężnego. Dlatego też doładowanie tego ostatniego ma na celu zmniejszenie tej różnicy przez polepszenie spalania. Doładowanie powoduje jedynie nieznaczny wzrost ciśnienia max., ale przedłuża okres jego trwania. Jednostkowe zużycie paliwa jest nieco większe przy małych obrotach, identyczne przy średnich i nieco mniejsze przy maksymalnych. Sprężarka spełnia ponadto ważną rolę umożliwiając dokładne przepłukanie i ochłodzenie cylindra, dlatego też powinno być tu przewidziane możliwie duże zachodzenie na siebie okresów otwarcia zaworów ssącego i wydechowego. Autor twierdzi, że przy użyciu sprężarki można bez zmniejszania sprawności efektywnej zmniejszyć stopień sprężania do 14 zachowując łatwość rozruchu oraz zwraca uwagę, że wobec zwiększenia intensywności zawirowania powietrza w wypadku doładowania może nastąpić w niektórych silnikach niepełne spalanie, wymagające zmiany wtryskiwacza albo momentu wtrysku. Aby zastosowanie doładowania było jak najbardziej wyzyskane, należy według autora zastosować urządzenie korygujące wielkość wtrysku w stosunku do ciśnienia doładowania, które zależy od ilości obrotów silnika. Silnik wysokoprężny ze sprężarką nadaje się szczególnie w tych wypadkach, gdy zależy nam na posiadaniu dużego zapasu mocy, wykorzystywanego przez krótkie okresy czasu. Na zakończenie podane dane techniczne kilku silników wysokoprężnych z doładowaniem.

26 J : LJt C2 1—50

Reichel M. **Dobór sprężarki do silnika.** „Choix d'un compresseur volumetrique en fonction du moteur“. La

Technique Automobile, marzec-kwiecień 49, 21×30 cm, 2 str., 4 wykr. — Silnik spalinowy i sprężarka posiadają różną zmienność sprawności wolumetrycznej przy zmianie prędkości obrotowej. Artykuł zawiera analizę strat wolumetrycznych. Ciśnienie doładowania winno zwiększać się wówczas, gdy spada sprawność wolumetryczna silnika i jeśli sprężarka może podać przy max. obrotach silnika żadaną ilość powietrza pod odpowiednim ciśnieniem, to wówczas nadaje się dla danego silnika. Załączone wykresy przedstawiają charakterystyki sprężarki Rootz oraz silnika bez i ze sprężarką.

27 J : Lpm C2 1—50

Sturm M. **Określenie częstotliwości własnych drgań podłużnych sprężyny zaworowej.** „Détermination de la fréquence propre des vibrations longitudinales d'un ressort de soupape“. La Technique Automobile et Aérienne, nr 242, kwiecień 48, 31×23 cm, 1,5 str., 1 rys. — Autor wyprowadza wzory na drgania własne sprężyny zakładając, że drgania wykonuje zwój środkowy, a masa układu drgającego równa się ¼ masy sprężyny. W rzeczywistości zjawisko drgań sprężyny ma przebieg bardziej skomplikowany, ponieważ może zachodzić rezonans drgań własnych sprężyny i częstości ugięć sprężyny, przy czym występują tu dwa uderzenia: pierwsze — gdy rozpoczyna się podnoszenie zaworu i drugie — gdy zawór uderza w powrót do gniazdo. W dodatku zawór może w tej chwili odskoczyć od gniazda. Zjawiska tego rodzaju, co omawiane, wymagają badań przy pomocy stroboskopu.

28 J : Mo C2 1—50

Churchill H. E., Hykes P. G. **Charakterystyka układu kierowniczego.** „Steering geometry characteristics“. S. A. E. Journal, paźdz. 48, s. 28, 21×30 cm, 4 str., 7 rys. — Autor omawia wpływy, jakim podlega układ kierowniczy pojazdu na skutek wstrząsów spowodowanych nierównościami drogi w czasie jazdy, nierównomiernego rozmieszczenia ładunku, zmniejszenia stopnia twardości resorów oraz sposobu ich zawieszenia. Rozwiązania dotyczą w przeważnej części wozów o niezależnym zawieszeniu kół. Specjalna uwaga została poświęcona zachowaniu się układu kierowniczego i stabilizacji wozu na krzywiznach. Zamieszczone wykresy podają znalezione dla pewnych samochodów zależności między wielkością ugięcia resorów a zmianą wartości kątów zbieżności i rozchylenia kół, z których można wnioskować o stabilizacji wozu w czasie jazdy.

29 J : MP C2 1—50

Chase T. P. (G. M. C.) **Hamulce samochodowe z punktu widzenia przemian energii.** „Vehicle brake viewed as energy converter“. S. A. E. Journal, paźdz. 48, s. 51, 21×30 cm, 2 str., 1 rys. — Artykuł zawiera dane dotyczące ilości wywiązującego się ciepła podczas hamowania wozu. Z pomiaru temperatur okładzin hamulcowych i bębna podczas jazdy wozu autor wysnuwa wnioski co do szybkości nagrzewania się tych części, szybkości chłodzenia oraz różnicy temperatur między okładziną i bębniem. Nowoczesne konstrukcje uwzględniają potrzeby szybkiego odprowadzenia ciepła od hamulców przez zastosowanie np. cienkościennej tarcz kół.

K — OPISY POJAZDÓW MECHANICZNYCH

30 K : N C2 1—50

Lowrey J. B. Sc. **Coś za nic — analiza wpływu konstrukcji nowego typu na polepszenie wydajności samochodu bez zwiększenia zużycia paliwa. Część I.** „Something for nothing — an analysis of how some new-design cars provide enhanced performance without increase in fuel consumption“ — Part one. Motor, t. 44, nr 2451, 25 grudzień, s. 609, 28×21 cm, 4 str., 7 rys., 1 tab. — Artykuł zawiera porównanie budowy

K — OPISY POJAZDÓW MECHANICZNYCH c. d.

i wydajności dawniejszego modelu samochodu Vauxhal typ. I-14HP/1781 cm³) z nowym modelem „Velox 18 HP“ (2,275 cm³) oraz analizę czynników konstrukcyjnych, które wpłynęły na polepszenie wyników nowego wozu. Zwiększenie zrywności i szybkości przeciętnych, przy równoczesnym zmniejszeniu zużycia paliwa, osiągnięte zostało dzięki zmniejszeniu ciężaru wozu przy zachowaniu tych samych wymiarów, dzięki zastosowaniu bardziej opływowych kształtów nadwozia jak również dzięki zastosowaniu silnika o większej pojemności skokowej i mocy, ale o zmniejszonym obciążeniu jednostkowym, przy równoczesnym zastosowaniu mniejszego przełożenia głównej przekładni.

31 K : N C2 1—50

Lowrey J. B. Sc. **Coś za nic — analiza wpływu konstrukcji nowego typu na polepszenie wydajności samochodu bez zwiększenia zużycia paliwa. Część II.** „Something for nothing — an analysis of how some new-design cars provide enhanced performance without increase in fuel consumption“. „Part II. Motor, t. 44, nr 2452, styczeń 49, s. 5.636, 28×21 cm, 4 str., 7 rys., 2 tab. — Artykuł zawiera analizę wytycznych konstrukcyjnych nowych modeli angielskich samochodów popularnych na przykładzie porównania wyników i charakterystyk dawnego modelu „Morris Ten“ (1140 cm³) z nowym modelem Morris Oxford (1476 cm³). Pomimo zwiększonych wymiarów i ciężaru nowy model ma lepszą charakterystykę dynamiczną, zwiększoną szybkość maksymalną i przeciętną oraz mniejsze zużycie paliwa dzięki zastosowaniu opływowych kształtów nadwozia i bardziej elastycznego silnika dolnozaworowego o większej pojemności skokowej i mocy, przy równoczesnym zmniejszeniu przełożenia głównej przekładni.

32 KGa C2 1—50

Lipgart A. A. **Samochód osobowy M-20 „Pobeda“.** „Legkovej avtomobil M-20 „Pobeda“ Avtomobilnaja Promyšlennost', nr 5, 1948, 22×29 cm, 3,5 str., 7 rys. — Samochód osobowych M-20 jest typem ulepszonym w stosunku do już przestarzałego M-1. M-20. Jest to wóz kareta 4-o osobowa, z silnikiem 4 cylindrowym o mocy 50 KM. i poj. cyl. — 2,12 l. Przednie koła o zawieszeniu niezależnym, nadwozie samoniosące oprofilowane aerodynamicznie, bez błotników skrzydłowych. Hamulce hydrauliczne. Długość ogólna samochodu równa prawie typ. M-1. Silnik w M-20 przesunięty ku przodowi, dzięki czemu możliwe stało się zwiększenie szerokości siedzenia przedniego o 300 mm, zaś tylnego o 90 mm. Przewidziany jest bagażnik. Prześwist między najniższym punktem powozia a nawierzchnią drogi, wynosi w części środkowej 250 mm. Celem usunięcia wibracji przy wysokich obrotach, zastosowano w silniku 4 łożyska główne wału korbowego i zwiększono ich średnice. Dla przedłużenia czasu pracy silnika zastosowano tuleje cylindrowe (z wysokowartościowego materiału), chromowanie górnych pierścieni kompresyjnych, wstawianie gniazda zaworów wydechowych, podwójne filtrowanie oliwy itp. Rozwiązania powyższe dały wóz trwały, wygodny, odpowiedni na długie podróże, ekonomiczny w użyciu, dostosowany do ciężkich warunków drogowych i atmosferycznych, co potwierdziły badania w NAMI. Praca silnika do pierwszego przeglądu sięga do 40.000 km, zużycie cylindrów małe (pierwsze roztoczenie cylindrów po 100.000 km).

33 Kra C2 1—50

Podwozie „Sheerline“ Austin'a. Luksusowy samochód w umiarkowanej cenie. „The Austin Sheerline Chassis“. High Grade Luxury Vehicle of Moderate Price“. Automobile Engineer, t. 39, nr 514, maj 49, s. 171, 21×30 cm, 9,5 str., 3 fot., 6 rys. 1 wykr. — Artykuł w sposób szczegółowy opisuje konstrukcję nowego samochodu osobowego Austina typu „Sheerline“. Jest to samochód mogący pomieścić do 6-ciu osób, o silniku 3995 cm³, dającym moc max. przy zastosowaniu 3 karburatorów, o szybkości powyżej 130 km. Samochód daje maksimum wygody pasażerom.

Specjalny nacisk położono na cichość biegów. Profile krzywek rozrządowych są zaprojektowane na odmiennych niż dotychczas zasadach. Zasady te zostały opatentowane. Autor wyjaśnia 2 zasadnicze punkty konstrukcji nowych krzywek. Dzięki ich zastosowaniu konstruktor otrzymał duże szybkości wznoszenia zaworów przy jednoczesnym powolnym ruchu początkowym w obszarze otwarcia. Ulepszono również drugi koniec dźwigni zaworowej, gdzie zastosowano hartowane wkładki. Smarowanie łożysk korbowodowych przez otwory w czopach korbowych rozwiązano także w nowy sposób, który został opatentowany. Z ciekawych urządzeń zasługuje na uwagę połączenie pedału sprzęgłowego ze sprzęgłem, anulujące drgania silnika oraz odlew kadłuba mechanizmu różnicowego łącznie z pochwami osi. Należy podkreślić, że zastosowana rama podwozia posiada konstrukcję bardzo mocną.

34 KGa C2 1—50

Podwozie Austin A-40. „The Austin A-40 Chassis“. Automobile Engineer, t. 38, nr 500, kwiecień 48, s. 123; 21×30 cm, 10 str. 10 fot. 8 rys. 1 wykr. — Opisano i scharakteryzowano nowe podwozie „Austin A-40“, które weszło do produkcji seryjnej. Silnik benzynowy górnozaworowy, o mocy 39,5 KM przy 4.400 obr./min., 1200 cm³, stos. spręż. 7,2 : 1. Wagę silnika zredukowano przez zastosowanie pokryw z przodu i z tyłu bloku. Doprowadzenie oleju do czopów korbowodowych wału korbowego pod kątem, głowy korbowodów dzielone w płaszczyźnie ukośnej, zawieszenie przodu niezależne (wahacze i sprężyny śrubowe). Zawieszenie tylnie klasyczne (dwa resory półeliptyczne), rama prasowana skrzynkowa, wzmocniona krzyżowo i poprzecznie, całkowicie spawana. Hamulce przednich kół hydrauliczne, tylnych — mechaniczne. Całość jest próbą kompromisowego przejścia z dawnych rozwiązań konstrukcyjnych do nowych.

35 KGa C2 1—50

Reichel M. **Peugeot 203.** „Peugeot 203“. La Vie Automobile, maj 49, 21×30 cm, 7,5 str. 6 fot. 5 tab. 3 wykr. — Artykuł zawiera bardzo dokładny opis samochodu Peugeot 203, podaje wymiary zewnętrzne i wewnętrzne, obciążenie osi, bardzo szczegółowe dane dotyczące silnika 4 cyl. 1290 cm³, 4500 obr./min., 42 KM), poparte wykresną charakterystyką, mechanizmu przeniesienia (sprzęgło suche, skrzynka 4-ro przekładniowa, 4-ta przekładnia — nadbieg, 3 biegi synchronizowane, przekładnia tylna ślimakowa), układu kierowniczego (ślimak), hamulców, zawieszenia i nadwozia. Całość ilustrowana 6-ma fotografiami przekrojów różnych zespołów. Na zakończenie podano wyniki próby drogowej, przeprowadzonej na trasie długości 2×571 km przy przeciętnej szybkości ponad 70 km/godz. i przeciętnym zużyciu 9,28 litra paliwa na 100 km.

36 KGa C2 1—50

Faroux C. **Nowy model samochodu Buick i układ napędowy „Dynaflow“.** „La nouvelle voiture Buick et la transmission „Dynaflow“. La Vie Automobile, nr 1370-80, wrzesień 48, s. 225, 21×30 cm; 4 str. 11 rys. — Urządzenie „Dynaflow“, stanowiące rezultat długotrwałych badań laboratoryjnych, zostało zastosowane w najnowszym samochodzie Buick. Składa się ono z dwóch zasadniczych części: sprzęgła hydraulicznego i przetwornicy momentu, spełniającej rolę skrzynki biegów. Autor w sposób przystępny, posługując się poglądowymi ilustracjami, opisuje budowę i zasadę działania urządzenia podkreślając podstawową różnicę pomiędzy sprzęgłem hydraulicznym a przetwornicą momentu. Oprócz zespołu hydraulicznego samochód jest zaopatrzony w mechaniczne urządzenia pomocnicze umożliwiające jazdę do tyłu, jazdę przy bardzo małej prędkości itp. Specjalną zaletą Zakładów Buicka jest realizacja przetwornicy momentu, która, posiadając wszystkie zalety ciągłości zmiany momentu, definitywnie odrzuca konieczność stosowania klasycznej skrzynki biegów.

K — OPISY POJAZDÓW MECHANICZNYCH c. d.

37 **KGa** C2 1—50
Podwozie „Rover — 60 i 70“. „Rover 60 and 70 Chassis“. *Automobile Engineer*, t. 38, nr 503, lipiec 48, s. 243, 21 × 30 cm, 11 str. 11 fot. 9 rys. 1 tab. 5 wykr. — Opis i charakterystyka nowego podwozia „Rover 60 i 70“, do którego zastosowano silnik 4 cyl., mocy 72 KM, przy 4000 obr./min., stos. spręż. 7,25 : 1. Nowe rozwiązanie przestrzeni kompresyjnej, układu zaworów i umieszczenia świecy dają lepsze warunki spalania również dla mieszanki ubogiej. Zawieszenie przodu niezależne, rama sięga do przednich wieszaków tylnych resorów półeliptycznych. Tylnie wieszaki umocowane w nadwoziu, które w tej części stanowi przedłużenie ramy.

38 **KGa** C2 1—50
C. F. Sprawa samochodu wyścigowego „C. T. A. Arsenal“. „Ou en est la voiture „CTA Arsenal“. *La Vie Automobile*, marzec 49, 21 × 30 cm, 3 str. — Artykuł zawiera pełny tekst raportu komisji, która badała nowy francuski samochód wyścigowy „2 CTA Arsenal“ 1500 cm³ ze sprężarką, wykonany według koncepcji inż. H. Lorry w zakładach Arsenal de l'Aeronautique. Ponieważ wóz ten wykazał pewne niedociągnięcia, komisja zaleciła szereg poprawek, dotyczących zmniejszenia ciężaru wozu z 820 kg do 685 kg przez ograniczenie wymiarów wszystkich części niepracujących, bębnow i szcęk hamulcowych i wahaczy zawieszenia, przez zastąpienie chłodnicy miedzianej chłodnicą ze stopu lekkiego, zmniejszenie ciężaru przewodów ssących i wydechowych, usunięcie podwójnego zapłonu. Zamontowanie gaźnika ze stopu lekkiego oraz zmianę konstrukcji nadwozia. Ponadto zalecono zastąpić żeliwny blok silnikowy stalowym, zastosować sprężarkę wykonaną całkowicie ze stopów lekkich oraz przekonstruować zawieszenie i mechanizm kierowniczy. Prócz tego zalecono dokładniejsze ustawienie silnika i sprawdzenie go na hamowni przy obrotach max. 7800 obr./min. i max. obciążeniu oraz skrócenie wału napędowego i zmniejszenie amplitudy drgań mostu tylnego.

39 **KGc : LJnr** C2 1—50
Wyścigowy samochód z silnikiem wysokoprężnym bije rekordy toru w Monthléry. „Une voiture de course à moteur Diesel bat des records à Monthléry“. *La Vie Automobile*, marzec 49, 21 × 30 cm, 0,5 str. 1 fot. — Samochód ten posiada 4—6 cylindrowy silnik wysokoprężny M. A. P. typu 4 H, dwusuwowy, o pojemności skokowej 2585 cm³ i mocy 125 KM przy 1800 obr./min. Ciężar silnika 450 kg. Szybkość przeciętna podczas najlepszego okrążenia 195 km/godz. Zużycie paliwa przy jeździe normalnej 12 l/100 km.

40 **KGd** C2 1—50
Reichel M. Jeep francuski. „La jeep française“. *La Vie Automobile*, kwiecień 49, 21 × 30 cm, 0,5 str. 2 fot. — Opis francuskiego samochodu wojskowego konstrukcji inż. E. Petit. Dane techniczne tego wozu są następujące: Silnik Gnôme Rhône bokser dwucylindrowy o pojemności skokowej 804 cm³, obroty max. 3500 obr./min., olejenie pod ciśnieniem rozbryzgowym, chłodzenie powietrzne zapewnione przez wentylator. Skrzynka biegów zawiera 5 biegów wprzód i jeden wstecz. Całe zespół napędowy umieszczony w tyle pojazdu. Przekładnie kierownicy planetarne, hamulce o ϕ 225 mm, trzyszczekowe, wodoszczelne. Rozstaw osi 1900 mm, rozstaw kół 1100 mm. Ciężar całkowity pojazdu 550 kg. Zużycie paliwa 8 litrów na 100 km. Szybkość max. 80 km/godz.

41 **KH** C2 1—50
Podwozie ciężarowe „Commer“. „The „Commer“ Goods Chassis“. *Automobile Engineer*, t. 39, nr 511, luty 49, s. 45, 21 × 30 cm, 8 str. 4 fot. 6 rys. 1 wykr. — Opisano z podaniem charakterystyki podwozia 5 i 7 tonowe samochodu „Commer“ z silnikiem pochylonym pod kątem 66° od pionu. Umieszczenie silnika pod podłogą daje następujące zalety: dobre chłodzenie, zabezpieczenia wnętrza pojazdu przed spalinami, wysunięcie kierowcy do przodu, usunięcie hałasu od silnika, wykorzystanie całej przedniej przestrzeni dla ludzi. Charakterystyka silnika jest nastę-

pująca: benzynowy, 6 cylindrowy, poj. 4,77 cm³, moc 109 KM przy 3000 obr./min., gładzie cylindrów chromowane. Zawieszenie przodu i tyłu na 4 resorach półeliptycznych.

42 **KK** C2 1—50
Podwozia autobusowe Crossley. „Crossley export bus chassis“. *Automobile Engineer*, t. 38, nr 498, luty 48, s. 43, 21 × 30 cm, 11 fot. 4 rys. 2 tab. 4 wykr. — Opisano i scharakteryzowano 3 typy podwozi wykonanych na eksport. Jedno — jako ciągnik siodłowy i dwa jako podwozia autobusowe. Do napędu wykorzystano normalne silniki Diesla z tym, że w jednym z nich, po niewielkich przeróbkach głowicy i tłoków oraz zastosowaniu doładowania z 2-ch dmuchaw Marshalla, uzyskano potrzebne zwiększenie mocy o około 50%. Silnik poddano badaniu w ciągu 2000 godz. i stwierdzono korzyści zastosowania doładowania. Łożyska nie wykazały większego zużycia aniżeli w silniku bez doładowania, co tłumaczy się łagodniejszym rozkładem ciśnień, ważnym dla utrzymania klina oliwnego; nie stwierdzono również szkodyliwych skutków naprężeń w aluminiowej skrzyni korbowej.

43 **KKa** C2 1—50
Skerdžev A. J. Autobus ZIS — 154. „Avtobus ZIS 154“. *Avtomobilnaja Promyšlennost'*, nr 5, 1948, 22 × 29 cm, 3,5 str. 4 rys. 3 tab. — W 1947 Zakłady Samochodowe im. Stalina wyprodukowały nowy typ autobusu ZIS-154 o następujących zasadniczych cechach: ilość miejsc siedzących 34, ogólna ilość pasażerów 60, długość autobusu 9,5 m, szerokość 2,5 m, ciężar własny 7800 kg. Max. szybkość 65 km/godz., pojemność zbiornika benzyny 270 l. Silnik Diesla 2-taktowy o mocy 110 KM. Nadwozie rozwiązane komfortowo, dwa wejścia przednie i środkowe zamykane hydraulicznie. Silnik umieszczony z tyłu. Zainstalowano przekładnię elektryczną, składającą się z prądnicy i silnika elektrycznego.

44 **KK : LJn** C2 1—50
Daimler CD 650, Cz. I. „The Daimler CD 650“. *Automobile Engineer*, t. 39, nr 515, czerwiec '49, s. 213 21 × 30 cm, 3,5 str. 7 fot. 2 rys. — Autor opisuje szczegółowo nowoczesny silnik autobusowy Daimler CD 650 6-o cylindrowy. Silnik ten, o pojemności 10,6 litra, posiada moc około 125 KM. W artykule mamy podaną jego charakterystykę i dokładny opis konstrukcji. Silnik ten odznacza się zwartą i mocną konstrukcją. Posiada wtrysk bezpośredni, wałek rozrządczy umieszczony wysoko oraz tuleje cylindrowe, jakkolwiek suche, łatwo wyjmowane bez specjalnych narzędzi. Poza tym do konstrukcji silnika nie wprowadzono żadnych nowych rozwiązań. Silnik posiada 2 głowice, jedną na każde trzy cylindry. Zwrócono uwagę na zapewnienie dokładnego chłodzenia. Chłodzenie wodne przy zastosowaniu pompy odśrodkowej.

45 **KK : M** C2 1—50
Daimler CD 650, Cz. II. „The Daimler CD 650“. *Automobile Engineer*, czerwiec 49, t. 39, nr 515, s. 213, 21 × 30 cm, 5,5 str. 3 fot. 7 rys. 1 tab. — Sprzęgło w podwoziu Daimler CD 650 zastosowano hydrauliczne, jednakże z zasadniczą zmianą konstrukcyjną. Łopatki wirnika napędzającego są tu mianowicie umieszczone na ostionie sprzęgła i zwrócone w kierunku do silnika, natomiast łopatki wirnika napędzanego zwrócone są ku skrzynicy biegów. Profil łopatek owalny. Podane zmiany obniżają temperaturę oleju krążącego i zwiększają ogólną sprawność sprzęgła. Przy normalnych szybkościach opóźnienie między elementem napędzającym i napędzanym mieści się w granicach 2%. Silnik, wał oraz mechanizm różnicowy umieszczone są przy lewej podłużnicy ramy podwozia. Proselekccyjna skrzynka biegów zmontowana jest na podwoziu jako samodzielny element. Do zmiany biegów zastosowana przekładnia hydrauliczna. Pozostałe elementy ramy łączone są ze sobą za pomocą kołków gwintowych. Cała tylna część ramy jest odejmowalna, co umożliwia ewentualną przeróbkę autobusu na platformę. Bardzo szczegółowo opisuje autor próżniowo-hydrauliczne hamulce Lockheed'a.