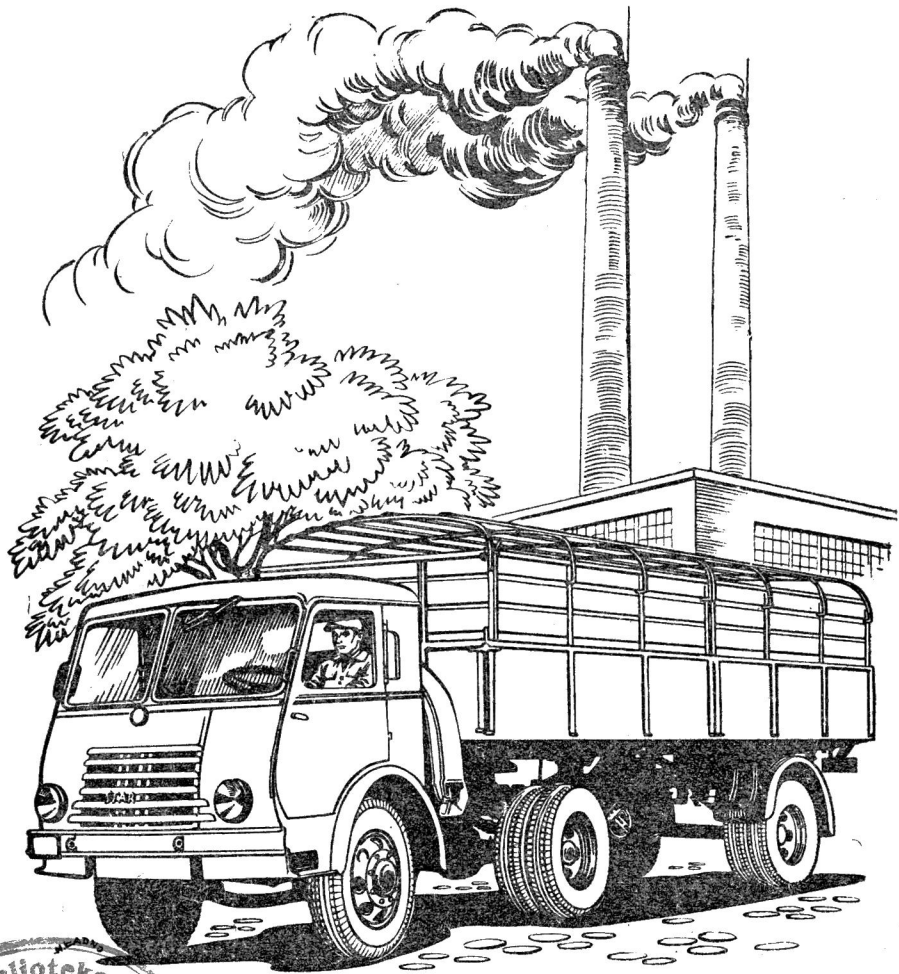


A 1655 II

technika

MOTORYZACYJNA



NR 3
1951 R

Biblioteka
Politechniki
Wrocławskiej

K W A R T A Ł III

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

TREŚĆ ZESZYTU

Na marginesie I Kongresu Nauki Polskiej. — *Inż. Biedrzycki Karol*. Technika opracowania fabrycznego. — *Inż. K. Studziński*. Metoda wykresinowego przedstawiania charakterystyki hamulców samochodu. — *Inż. mech. Zielonko Józef*. Automatyzacja w produkcji tłoków samochodowych. — *Inż. E. Kamiński i R. Zalewski*. Zeliwo z grafitem kulkowym. — *Inż. mech. Wrzesiński Tadeusz*. Metody i przyrządy do szybkiej oceny własności trakcyjnych pojazdów mechanicznych. — *Mgr. inż. Z. Rytel*. Zasady budowy trakcyjnego silnika wysokoprężnego chłodzonego powietrzem (część II). — *Mgr. inż. Jan Ignatowicz*. Silniki pomocnicze do napędu rowerów. — Słownictwo samochodowe. — Z techniki samochodowej. — Książki i artykuły nadesłane. — Bibliografia.

СОДЕРЖАНИЕ

Кстати I Конгресса Польской Науки. — Инж. К. Беджицки. Техника заводской разработки. — Инж. К. Студзински. Начертательный метод характеристики автомобильных тормозов. — Инж. мех. Ю. Зеленко. Автоматизация в изготовлении автомобильных поршней. — Инж. Е. Камински и Р. Залевски. Чугун с шаровидным графитом. — Инж. мех. Т. Вржесински. Методы и приборы для скоростной оценки свойств тяги механических экипажей. — Маг. инж. З. Рытел. Основы строительства тракционных двигателей высокого напряжения с воздушным охлаждением (часть II). — Маг. инж. Я. Игнатович. Подсобные моторы для приведения в движение велосипедов. — Лексикография. — Из автомобильной техники. — Присланные книги и статьи. — Библиография.

CONTENTS

In the margin of the First Congress of Polish Science.
K. Biedrzycki — The Technics of the Factory Working-Out.
K. Studzinski — A Graphic Method of Representation of the Characteristic of Motor-Car Brakes.
J. Zielonko — The Automatisations of the Production of Motor-Car Pistons.
E. Kamiński and R. Zalewski — The spherical Graphite Cast Iron.
T. Wrzesiński — Methods and Implements for quick Valuation of the Traction Peculiarities of Motor-Car Vehicles.
Z. Rytel — The Principles of Construction of a High Pressure Traction Motor cooled by Air.
J. Ignatowicz — Motors for bicycles.
Motor-Car Vocabulary.
Motor-Car Technics.
Books and Articles Reviewed.
Bibliography.

SOMMAIRE

En marge du I-er Congrès de Science Polonaise.
Ing. K. Biedrzycki — La technique d'exécution de fabrique.
Ing. K. Studziński — Une méthode graphique de caractérisation des freins d'automobile.
Ing. J. Zielonko — L'automatisation de la production des pistons d'automobile.
Ing. E. Kamiński et R. Zalewski — Guese avec graphite sphérique.
Ing. mec. T. Wrzesiński — Méthodes et instruments pour taxer vite les particularités tractifs de voitures mécaniques.
Mgr. ing. Z. Rytel — Les principes de construction d'un moteur à haute pression refroidi par l'air.
Mgr. ing. J. Ignatowicz — Moteurs pour bicyclettes.
Vocabulaire de l'automobile.
La technique de l'automobile.
Revue des livres et des articles.
Bibliographie.

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

Redaktor Naczelny: inż. RYSZARD GDULEWSKI

Redaktor Techniczny: CZESŁAW PIEKARSKI

Adres Redakcji: Warszawa, ul. Czackiego 3/5, tel. 8-75-21

Adres Administracji: Warszawa, ul. Czackiego 3/5, tel. 8-95-10 do 15

PKO Nr konta 19891/110

Cena pojedynczego zeszytu zł 7.50

A 1655^u

TECHNIKA MOTORYZACYJNA

K W A R T A L N I K

ROK I

LIPIEC — SIERPIEŃ — WRZESIEŃ

ZESZYT 3

NA MARGINESIE I KONGRESU NAUKI POLSKIEJ

„...Podstawowym zadaniem nauki w tym przełomowym okresie historycznym jest włączyć się mocniej, głębiej i wszechstronniej niż dotąd w ten twórczy i decydujący o znaczeniu Polski w świecie wysiłek narodu.

„...Im z większym pietyzmem pielęgnować będziemy najlepsze tradycje naszej nauki, im bardziej nieustępliwie i konsekwentnie zwalczać będziemy rutynę i konserwatyzm, skostnienie i dogmatyzm, cały ciężący jeszcze na nas balast obumierającego świata opartego na wyzysku człowieka pracy a rodzącego faszyzm i wojnę, ruiny i zdziczenie— im skuteczniej, unikając łatwizny myślowej, przyswajając będziemy metodę materializmu dialektycznego, tym bardziej płodne, tym bardziej zwycięskie będą Wasze wysiłki w docieraniu do prawdy, w wydzieraniu przyrodzie jej tajemnic w przekształcaniu świata, budowaniu nowego lepszego świata“ (z listu Prezydenta R. P. Bolesława Bieruta do Prezydium I Kongresu Nauki Polskiej).

I Kongres Nauki Polskiej zamknął swe obrady. W oparciu się o prace przygotowawcze dokonane przez setki polskich uczonych, pracowników nauki, praktyków — w wyniku czterodniowych obrad zostały ustalone zarówno zasadnicze wytyczne i kierunki dla dalszych prac i rozwoju nauki polskiej, jak i też ujęcie w odpowiednie formy organizacyjne.

Ustalenie zasadniczych kierunków i tematyki dla dalszych prac naukowych zostało dokonane w ścisłym powiązaniu z potrzebami naszego życia społecznego, kulturalnego i gospodarczego, w pełnym uwzględnieniu potrzeb wynikających z realizacji zadań Planu 6-letniego.

Dokonując podsumowania osiągnięć przeszłości, stworzono jednocześnie fundamenty pod dalszy rozwój nauki w oparciu o przodującą metodę materializmu dialektycznego, zasady pracy zespołowej, upowszechnienie wiedzy, umasowienie wysiłku twórczego, pełne wykorzystanie i oparcie się na doświadczeniach i osiągnięciach nauki radzieckiej.

Powołanie Polskiej Akademii Nauk, jako najwyższej instytucji nauki, zapewni zarówno właściwe planowanie prac, pełną koordynację wysiłków niezbędną dla wykonania postawionych zadań, jak też właściwe ich wykonanie oraz celowe i pełne wykorzystanie kadr naukowych.

Uczeni polscy nie chcą pozostać poza wartkim nutem rozwijającej się odbudowy i potężnej rozbudowy życia

gospodarczego kraju. Świadczy o tym dobitnie rezolucja Kongresu o pełnym włączeniu się polskich naukowców do współdziałania w realizacji Planu 6-letniego, uczynienie z polskiej twórczej myśli naukowej dźwigni postępu i rozwoju gospodarczego i kulturalnego kraju. Równoczesne przepracowywanie zagadnień przyszłościowych, związanych z perspektywistycznymi planami dalszego wyższego rozwoju techniki, gospodarki i kultury narodowej — oto dodatkowe problemy postawione przez polskich uczonych.

Polski świat nauki nie mógł pozostać obojętny wobec toczącej się walki o utrzymanie pokoju. Deklarując swą nieugiętą wolę zapewnienia pokoju, wykorzystania zdobytych wiedzy dla dobra i szczęścia ludzkości, a nie dla jej niszczenia — naukowcy polscy zwrócili się jednocześnie z listownym apelem do uczonych świata o podjęcie czynnej walki o pokój i włączenie się do wspólnego wysiłku milionów ludzi pracy, o jego zapewnienie i utrzymanie.

Oto krótki bilans wyników i osiągnięć I Kongresu Nauki Polskiej, które stanowiąc będą cenny wkład w dalszy twórczy rozwój nauki, budowy socjalizmu i Polski Ludowej, walki o pokój i zapewnienie powszechnego dobra i szczęścia ludzkości.

R E D A K C J A

Inż. BIEDRZYCKI KAROL

TECHNIKA OPRACOWANIA FABRYKACYJNEGO

W artykule tym omawiana jest część dokumentacji, tj. opracowanie fabrykacyjne na przykładzie produkcji sprzętu motoryzacyjnego. Na opracowanie fabrykacyjne składa się wykonanie planów operacyjnych, instrukcji warsztatowych, kalkulacji czasów roboczych, zestawień materiałowych, rysunków, przyrządów, narzędzi i sprawdzianów specjalnych, rysunków półfabrykatów oraz rysunków, potrzebnych dla wyposażenia maszyn i urządzeń zatrudnionych w produkcji.

Opracowanie fabrykacyjne stanowi część dokumentacji technicznej, niezbędnej dla wyprodukowania założonego przedmiotu. Podstawą do opracowań fabrykacyjnych są rysunki konstrukcyjne oraz wykazy zespołów i części danego przedmiotu. Na pełną dokumentację fabrykacyjną składa się szereg opracowań, według których odbywać się winna produkcja przedmiotu w określonym czasie, ilości, sposobie i miejscu, a zatem dokumentacja ta winna zawierać dane odzwierciedlające kolejne etapy powstawania produktu od wejścia surowca czy też półfabrykatu na magazyn, do jego wykończenia i wyjścia w postaci gotowego fabrykatu poza bramę fabryki. W artykule tym omówiona będzie tylko część dokumentacji technicznej, dotycząca samej fabrykacji, z pominięciem różnego rodzaju dokumentów związanych raczej z organizacyjną stroną fabryki i rozpatrzone będą kolejne etapy pracy Biur Fabrykacji, charakterystyczne dla przemysłu motoryzacyjnego.

1. Analiza wstępna opracowań

Wielkość, zakres i forma opracowań fabrykacyjnych zależą przede wszystkim od założonej wielkości produkcji, rodzaju produktu i od wyposażenia warsztatu produkcyjnego. Inne będzie opracowanie np. dla fabryki samochodów o produkcji wielkoseryjnej od opracowania produkcji małoseryjnej takiego obiektu, jak np. przyczepa samochodowa. Przed przystąpieniem do właściwych opracowań należy przeanalizować celowość ustalonych założeń. Inne one będą dla fabryki nowopowstającej, inne zaś dla fabryki przeobrażanej dla nowej produkcji, względnie dla produkcji dodatkowej obok już istniejącej. Istniejące w fabryce wyposażenie musi być bezwzględnie brane pod uwagę, aby nie robić zbyt wielkich inowacji, które nie zawsze się opłacają.

Jedną z zasadniczych prac biura, winna być analiza rysunków konstrukcyjnych i wykazów części pod względem technologicznym. Rysunki konstrukcyjne obiektu mają różne usterki, poza tym zaprojektowane wymiary i kształty stawiają często technologa wobec trudności wykonawczych, a tym samym podrażają niepotrzebnie produkt. Częstym powodem tego jest fakt, że konstruktor opracowując założony obiekt nie wie jeszcze, gdzie i w jakich warunkach przedmiot będzie wykonywany. Konieczne jest zatem szczegółowe przejście rysunków i sprawdzenie dla każdej części właściwego odniesienia wymiarów od powierzchni wyjściowych w obróbkę, kształtów geometrycznych, odchylek wymiarów, znaków obróbki i materiałów wyjściowych. Po zrobieniu uwag bezpośrednio na rysunkach, bądź też na oddzielnym załączniku, należy omówić je z konstruktorem, który następnie wprowadzi poprawki i zmiany na rysunkach konstrukcyjnych.

Jednym z przykładów, jaki wpływ ma analiza technologiczna na koszty wytwarzania jakiegoś obiektu, może być silnik lotniczy produkowany w Anglii w czasie ostatniej wojny. Pod względem konstrukcyjnym był on udany i spełniał swoje zadanie. Licencję jego zakupiła firma amerykańska i po wykonaniu zmian natury technologicznej koszt wykonania został zmniejszony o 40%. Przykładów podobnych przytoczyć można wiele. W produkcji np. samochodu „Star-20” wiele zmian wprowadzono na wniosek warsztatu dla ułatwienia obróbki w czasie, gdy produkcja była w toku. Powodem tego był zbyt krótki czas na dokładne opracowanie technologiczne produkcji. Aby zapobiec tego rodzaju błędom, w planach uruchomienia nowej produkcji przewidzieć należy odpowiednie czasy dla opracowania rysunków konstrukcyjnych, wykonania prototypu i opracowania technologii.

2. Opracowania wstępne technologii

Opracowanie fabrykacyjne winno być wykonane w określonym czasie w ogólnym planie uruchomienia produkcji. Terminy na opracowanie poszczególnych części prac B. F. muszą być przemyślane i odpowiednio uszeregowane, gdyż prace te wzajemnie się zależają. Dlatego kierownik B. F. przed przystąpieniem do rozdziału robót powinien mieć szczegółowo opracowany plan prac sekcji swego biura.

Plan taki powinien zawierać:

- a) tematy prac z podziałem na ich rodzaje,
- b) terminy rozpoczęcia i ich ukończenia,
- c) obsadę ilościową i jakościową pracowników,
- d) ilość potrzebnych godzin dla odnośnych opracowań.

W czasie przebiegu opracowań należy sprawdzać, czy założone terminy wykonania są utrzymywane, gdyż od tego, między innymi, zależy termin uruchomienia produkcji. Kolejnymi etapami opracowania fabrykacyjnego będą:

1. Wykonanie podziału wszystkich części produktu na grupy fabrykacyjne.
2. Wykonanie wykazów części obrabianych w fabryce, oraz części i zespołów dostarczanych z poza fabryki macierzystej.
3. Wykonanie rysunków półfabrykatów dla części odlewanych, kutych i wytłaczanych.
4. Wykonanie planów operacyjnych i wstępnej kalkulacji.
5. Sporządzenie wykazu maszyn i ich uszeregowanie na fabryce.
6. Wykonanie wykazów materiałów produkcyjnych i pomocniczych.
7. Wykonanie instrukcji obróbkowych.
8. Wykonanie rysunków pomocy specjalnych.
9. Wykonanie ostatecznej kalkulacji dla poszczególnych operacji.
10. Sporządzenie wykazów pomocy normalnych dla ich zakupu.

Oczywiście, jak wyżej zaznaczono, prace te wzajemnie się zależają i muszą być wykonane równolegle, jednak powiązanie ich w harmonogramie winno być właściwe. Nie można wykonać kalkulacji ostatecznej, jeśli nie znane jest rozwiązanie uchwytów i narzędzi. Nie można również sporządzić wykazu materiałów do zamówienia, jeśli nie będzie znana technologia.

Produkt tak złożony, jak np. samochód, nie może być wykonany w całości w jednej fabryce, gdyż jego części składowe wymagają w produkcji współpracy innych przedsiębiorstw, jak: gumowego, elektrycznego, włókienniczego itd.

W związku z tym, w fabryce macierzystej produkcję części a nawet zespołów dzieli się na grupy fabrykacyjne wg ich charakteru wyrobu, bądź też postaci, w jakiej wchodzi one do magazynu fabryki.

Wstępnym etapem opracowań jest nadanie tzw. kategorii fabrykacyjnej wszystkim częściom wchodzącym w skład danego obiektu. Dostarczony do B. F. wykaz części, który winien być omówiony tak samo jak rysunki z konstruktorem, B. F. uzupełnia dodatkową wkładką do każdego arkusza. Odpowiednie rubryki wkładki wypełnia się w miarę powstawania dokumentacji tak, że w rezultacie otrzymuje się dokumentację, wg której można dla każdej części czy zespołu znaleźć: miejsce zakupu, przechowywania, obróbki, podmontażu i innych zabiegów technologicznych na fabryce, związanych z produkcją.

WZÓR WKŁADKI DO WYKAZU CZĘŚCI

KATEGORIA FABRYKACYJNA	ZAMÓWIENIE W ZESPÓLE	MIEJSCE ODBIORU	PRZEWIDZIANY CZAS PRACY	OBRÓBKA ODDZIAŁ, LINIA		OBR. CIEPŁA	MONTAZ	WZDZIAŁ LUB LINIA	MAGAZ. PRZELICZ.	MONTAZ ZESPÓŁ	MAGAZ. ZESPÓŁ	PIS MONTAŻ.	UWAGI

W następnej kolejności, po ustaleniu kategorii fabrykacyjnej, B. F. sporządza wykazy części obrabianych w fabryce macierzystej, oraz wykazy surowców i części, dostarczanych z zewnątrz. Wykazy takie winny być sporządzone według kategorii fabrykacyjnych dla umożliwienia wydziałom zaopatrzenia łatwego rozdziału zamówień na surowce, półfabrykaty i wyroby gotowe.

Następnym etapem prac jest wykonanie rysunków półfabrykatów części, które mają być obrabiane w fabryce macierzystej. Bardzo często Biura Fabrykacyjne nie przywiązują znaczenia do rysunków półfabrykatów i wysyłają dostawcom odlewów, względnie odkuć, rysunki konstrukcyjne części. Poddostawca tych półfabrykatów, gdyby wykonał zamówienie na podstawie otrzymanego rysunku nie troszcząc się o charakter obróbki, postąpiłby najwygodniej dla siebie, ale albo przysporzyłby wiele trudności fabryce macierzystej, albo mogło by się okazać, że wykonany przez niego przedmiot nie da się obrobić w warunkach istniejących urządzeń w fabryce macierzystej.

Zasadą więc winno być wykonanie rysunku półfabrykatu części, przeznaczonego do dostawy z zewnątrz. Rysunki te przeznaczone są dla dostawców, kontroli odbioru zewnętrznego, oraz do zaprojektowania oprzyrządowania. Na rysunkach, poza wymiarami koniecznymi dla wykonania, winny być zaznaczone płaszczyzny wyjściowe do obróbki, dopuszczalne odchyłki oraz inne uwagi charakterystyczne dla danego półfabrykatu, niezbędne dla procesu produkcji i kontroli. Na podstawie bowiem takiego rysunku musi być dokonywany odbiór półfabrykatu i wykonane opracowanie technologiczne.

Należy tu nadmienić, że opracowanie tych rysunków należy do działu technologicznego dlatego, że z rysunkiem półfabrykatu wiąże się większość zagadnień natury technologicznej.

3. Opracowanie szczegółowe technologii

Do szczegółowych opracowań technologii zaliczyć należy:

1. Opracowanie planów operacyjnych.
2. Opracowanie instrukcji warsztatowych dla poszczególnych operacji.
3. Wykonanie rysunków pomocy specjalnych.
4. Wykonanie kalkulacji dla poszczególnych operacji.

Mając opracowane omówione w rozdziale 2 zagadnienia, B. F. przystępuje do wykonania planów operacyjnych i kalkulacji wstępnej dla określenia ilości maszyn, ich charakterystyki, wielkości powierzchni potrzebnych dla poszczególnych działów fabryki, mocy instalowanej, ilości ludzi, usytuowania maszyn i urządzeń itp. Niektóre z tych danych zawiera projekt techniczny zakładu wykonywany obecnie przez biura specjalne, niemniej jednak przy opracowaniu technologii szczegółowej należy korygować przyjęte założenia.

W szczegółowym rozplanowaniu obróbki należy kierować się ogólnymi założeniami dla produkcji. Wchodzi tu zatem takie czynniki, jak: 1) rodzaj produktu, 2) wielkość produkcji, 3) takt produkcji, 4) park maszynowy, 5) element ludzki (fachowość).

Technolog przy opracowaniu planów operacyjnych winien uwzględnić wyżej przytoczone czynniki i zachować następujące zasady:

- a) obrabiać pierwszą powierzchnię taką, która będzie służyła jako baza w następnych operacjach,

- b) do obróbki w pierwszej operacji wychodzić z tej powierzchni nieobrabananej, która jest najbardziej związana z innymi powierzchniami (z baz zaznaczonych na rys. półfabrykatów),
- c) raz przyjęta baza obróbkowa w zasadzie winna być zachowana do końca obróbki (unikając zmiany bazy),
- d) dobierać bazy tak, aby pokrywały się z powierzchniami odniesienia wymiarów na rysunku; umocowanie przedmiotów w uchwytach winno być prawidłowe i łatwe,
- e) dobierać obrabiarki tak, aby wykorzystane były ich moce i pełne możliwości produkcyjne,
- f) w produkcji przepływowej konieczne jest utrzymanie taktu, a zatem należy kojarzyć czynności w poszczególnych operacjach tak, aby można było otrzymać czasy wykonania jak najbardziej zbliżone do siebie; da to racjonalne wykorzystanie maszyn i ułatwi kierowanie ludźmi w procesie produkcji.

Opracowanie przebiegów operacyjnych w zależności od wielkości produkcji, wykonuje się na specjalnych drukach, na podstawie których wykonuje się później szereg wykazów i dalszych opracowań produkcji. Inną należy przyjąć formę opracowania dla produkcji przepływowej ciągłej, inną dla produkcji małoseryjnej czy jednostkowej.

Zagadnienie to niestety do dziś nie zostało uporządkowane i często niepotrzebnie wykonuje się kosztowną dokumentację, wymagającą długiego czasu, pomimo, że nie wymaga tego ani wewnętrzna organizacja zakładu, ani też nie wpływa to na obniżenie kosztów produkcji. Słusznym zatem jest podzielenie opracowań fabrykacyjnych na dwie grupy:

1. dla produkcji jednostkowej i małoseryjnej,
2. dla produkcji wielkoseryjnej (ciągłej przepływowej).

Produkcja małoseryjna

Do grupy pierwszej należy odnieść zakłady naprawcze, narzędziownie przyfabryczne, produkcję części zamiennych produkowanych w małych seriach i zakłady, których produkcja nie przekracza 300 do 500 sztuk danego przedmiotu w stosunku rocznym. Dla takich produkcji plany operacyjne, instrukcje, kalkulacja — winny być wykonane w formie zwartej na jednym druku, z podaniem szkiców wykonywanych czynności i to tylko tam, gdzie zachodzi konieczność wyjaśnienia zbyt skomplikowanego rysunku. Przy takim opracowaniu rysunek części wędruje przez warsztat z przedmiotem obrabianym od stanowiska do stanowiska roboczego.

WZÓR DRUKU DLA OPRAWAŃ MAŁEJ PRODUKCJI

NAZWA ZAKŁADU	INSTRUKCJA TECHNOLOGICZNA		Nr części	
	Opis	Ważność	Wzrost	Nazwa
Rodzaj	Wymiar	Waga inst.	Nr polecenia	
Opis	Szkic i treść operacji		Stan. pracy (obrabiarka)	Pomoc
				Godziny T.p. 1-2
Opis				
Zamów.				
Załącz.				
Emisja				

Pamiętać należy o tym, że najdrobniejsza zmiana konstrukcji pociąga za sobą konieczność wprowadzenia jej w dokumentację fabrykacyjną, a zatem w przypadku znacznego jej rozbudowania wzrastają odpowiednio koszty. Technolog, jak już wyżej podano, kieruje się w swojej pracy względami technicznymi i ekonomicznymi. Projektowanie więc pomocy specjalnych sprowadzić się powinno tylko do przypadków, uzasadnionych niemożliwością osiągnięcia założeń konstruktora bez tych pomocy. Większość operacji w produkcji jednostkowej bazuje się na wymiarach trasowanych, na odpowiednio wyszkolonym robotniku i na wykorzystaniu uniwersalnego i normalnego wyposażenia maszyn i narzędzi.

Kalkulacja warsztatowa w założeniu produkcji małoseryjnej opiera się na doświadczeniu kalkulatora, który znając warunki produkcji i personel narzuca czasy wykonania na podstawie swego doświadczenia wynikającego z lat pracy lub danych statystycznych, przyjętych z produkcji podobnych przedmiotów.

Produkcja wielkoseryjna

Dla produkcji dużej, seryjnej czy ciągłej, rozpracowaniem technologicznym należy poświęcić więcej czasu, wykonać je obszerniej i szczegółowiej. Do tego potrzebne jest zorganizowanie B. F. o silnej obsadzie personelu, gdyż od poziomu opracowania fabrykacyjnego zależą wyniki otrzymywane na warszacie, zarówno w początkach uruchamiania produkcji jak i dalszej pracy. Nieprzemysłane założenia w ogólnym rozplanowaniu oddziałów fabryki jak magazyny, obróbka termiczna, oddziały montażu czy nawet ustawienie maszyn w grupach czy liniach obróbkowych — spowoduje trudności w gospodarce ludźmi, transportem wewnętrznym materiałów lub też nieekonomiczne wykorzystanie urządzeń i maszyn.

Opracowanie więc zagadnień technologicznych należy powierzyć pracownikom posiadającym duże doświadczenie, znającym rodzaje i warunki produkcji w różnych zakładach.

Charakter produkcji ciągłej wymaga pracy zorganizowanej; nie można bazować jej przebiegu na indywidualnych posunięciach poszczególnych jednostek i dlatego dokumentacja techniczna winna podawać ściśle określone wytyczne dla procesów w fabryce. Jej opracowanie wykonuje się według ustalonych wzorów oddzielnie jako:

- 1) plany operacyjne,
- 2) instrukcje obróbkowe,
- 3) kalkulacja czasów wykonania.

Plany operacyjne

W planie operacyjnym, jak widać z podanego wzoru, znajdują się rubryki, które wyraźnie precyzują kolejne

WZÓR KARTY PLANU OPERACYJNEGO

NAZWA ZAKŁADU		PLAN OPERACYJNY		Nr części				
Materiał wyjściowy		Arkusz...	Arkuszy...	Nazwa				
Wymiary		Szlak na przedmiot		Waga				
Oddział	Plan procesowy	Treść operacji			Obrabianka		Obsługa	
					Nazwa	Typ	RM	Ep
Opracował:		Zmierzony						
Sprawdził:		Subskrybował:						

przebiegi części obrabianej na fabryce. Nie ma tu potrzeby omawiania, jak należy wypełniać poszczególne rubryki planu operacyjnego, ale wypada zaznaczyć, że wszystkie rubryki winny być wypełnione, ponieważ zawierają one niezbędne dane do dalszych opracowań związanych z przygotowaniem i prowadzeniem produkcji.

Instrukcje obróbkowe

Następnym dokumentem dla warsztatu jest karta obróbkowa, oddzielna dla każdej operacji. Dotychczas w naszych fabrykach były stosowane karty obróbkowe jednego typu dla wszystkich rodzajów obróbki.

Dokumentacja warsztatowa radziecka dla produkcji wielkoseryjnej przewiduje oddzielne karty technologiczne dla poszczególnych operacji wg rodzaju obróbki jak: wiórowa, plastyczna, montaż itd. Stanowisko to jest słuszne, gdyż inne dane są potrzebne przy skrawaniu, inne zaś w obróbce termicznej.

Powstające obecnie fabryki motoryzacyjne opracowania swoje opierają na tych ostatnich wzorach. Fabryki już pracujące ze wzrostem produkcji winny nowe opracowania również oprzeć na rozszerzonych wzorach.

WZÓR KARTY TECHNOLOGICZNEJ DLA OBRÓBKI TERMICZNEJ

NAZWA ZAKŁADU			INSTRUKCJA TECHNOLOGICZNA						Techniczny opis rysunku			Nr instr.		Arkusz/Nr. Arkuszy...					
			TERMICZNEJ OBRÓBKI.						Twardość powierzchni części	Twardość rdzenia części	Grębokość chłonięcia w nagrzaniu		Nr. invent.		Nr. rys.		Nr. operacji		
Zakład	Nr. części		Nazwa części						Symbol materiału		Skład chemiczny w % %								
Wydział	Znak produkcji																		
Oddział	Ilość szt. na kompl.																		
Nazwa czynności	Nazwa urządzenia lub piece	Nazwa przyrządu	Znak przyrządu	Ilość szt. w. i. przyrządu	Ilość przyrządów w urządzeniu	Ilość przyrządów w urządzeniu	Skład gazu lub nany	Dane dla obróbki termicznej										Warunki techniczne kontroli.	Uwagi
								Temper. zagł. C.	Czas nagrzania	Temper. nagrz. w. C.	W.C.	Czas nagrz. w. min.	Grzałki elektroogrz.	Temper. elektroogrz.	Czas elektroogrz.	Temper. elektroogrz.	Czas elektroogrz.		
Szkie części.																			

JEDEN Z SZERZEJ DOTYCHCZAS STOSOWANYCH WZORÓW KART OBRÓBKOWYCH

NAZWA ZAKŁADU		Nr części	
Szkic i opis operacji		Nr oper. / wykonawca	
P. - opis		Ubrania	
P. - materiał		Pomoc	
Opracował		Sprawdził	
Zatwierdził		Wydanie	
		Strona	

Instrukcje powinny zawierać wszystkie dane, umożliwiające wykonanie operacji bez rysunku konstrukcyjnego, z wyszczególnieniem potrzebnych pomocy oraz warunków określających wymagania obróbki.

W produkcji ciągłej, jak już wspomniano, musi być zachowany takt produkcji, a zatem powinny być przestrzegane podane przez technologa: dobór obrotów, posuwów, rodzaj narzędzi, sprawdzianów i inne uwagi zapewniające właściwy tok produkcji. Zarówno narzędzia normalne jak i specjalne podawane są wg znormalizowanych symboli. Dla operacji przejściowych wymiary i ich odchyłki wykonawcy powinien określić technolog.

Bardzo często konieczne jest zawiązanie odchyłek założonych przez konstruktora, aby w ostatecznym wyniku otrzymać wymiar zgodny z rysunkiem. Występuje to szczególnie w przypadkach koniecznych zmian baz w czasie przebiegu obróbki, bądź też, jeśli wymiary rysunku części są odniesione do powierzchni, których nie można przyjąć jako wyjściowe do obróbki.

Dla właściwego i sprawnego przeprowadzenia montażu, podobnie jak dla innych rodzajów procesów technologicznych, wykonywa się instrukcje montażowe. Do tego celu służą specjalne karty instrukcyjne. Ze względu na konieczność rysowania zespołów produktu, format dla instrukcji montażowej bywa większy niż dla innych rodzajów obróbki.

Dla obróbki wiórowej, która zajmuje najwięcej miejsca w dokumentacji warsztatowej, wygodnym i wystarczającym jest format A5 względnie A4.

Instrukcje montażu wykonywa się przeważnie na formacie A4 a czasem i większym. Dla łatwego kierowania części i zespołów z magazynów na linię montażową, wykonywa się wykazy montażowe materiałów w odniesieniu do poszczególnych stanowisk pracy.

Opracowanie takie spełni swoje zadanie, o ile korzystający z niego warsztat będzie utrzymywał kontakt z B. F. i wszystkie swoje propozycje zmiany odnośnie wykonania będą uzgadniane z biurem technologicznym.

Z dotychczasowych spostrzeżeń widać, że bardzo często opracowana dokumentacja warsztatowa staje się w krótkim czasie nieaktualna, gdyż te czy inne powody składają warsztat do stosowania swoich metod, słusznych lub niesłusznych, przyczem nie powiadamiane jest o zmianach biuro technologiczne i cały włożony wysiłek B. F. może być stracony.

Konstrukcja pomocy fabrykacyjnych

Mając rozpracowane instrukcje obróbkowe dział konstrukcji może przystąpić do rysowania oprzyrządowania i wyposażenia maszyn i urządzeń produkcyjnych. Dla technologa podstawą do opracowania jest rysunek konstrukcyjny i wykaz części; dla konstruktora zaś pomocy warsztatowych dochodzą jeszcze: instrukcje obróbkowe i rysunki półfabrykatów, jeżeli takie stanowią materiał wyjściowy.

Od właściwie zaprojektowanego oprzyrządowania zależy jakość przedmiotu, jego wymiennosc i koszt wykonania. Konstrukcja pomocy warsztatowych wymaga znajomości zasad ich projektowania. W konstrukcji przyrządów i uchwytów spotyka się trzy zasadnicze rozwiązania:

- 1) przyrządy składane z części przy pomocy śrub i kołków z drobnych elementów,
- 2) konstrukcje spawane,
- 3) konstrukcje zaprojektowane jako odlewy (główne części).

W przemyśle motoryzacyjnym w konstrukcjach pomocy spotykamy się z drugą i trzecią alternatywą. Każda z tych odmian ma swoje wady i zalety. Przyrządy i uchwyty spawane są tańsze i pozwalają na szybsze wykonanie w metalu od zaprojektowanych jako odlewy. Konstrukcje spawane dają się łatwo poprawiać, co ma szczególne znaczenie przy uruchamianiu nowej produkcji. Są one jednak mniej dokładne i mają tendencję do wихrowania się na skutek wyzwalających się naprężeń powstałych przy spawaniu.

Dla produkcji wielkoseryjnej, względnie małej ale powtarzalnej, opłaca się konstruować przyrządy z odlewów.

Przyrząd czy uchwyt po wykonaniu w nim większej ilości sztuk zużywa się i trzeba go powtórnie wykonać. Wobec tego koszt modelu amortyzuje się i łatwiej go powtórnie wykonać, aniżeli uchwyt spawany.

Zagadnienia konstrukcyjne pomocy nie będą tu poruszane, nie mniej jednak należy podkreślić, że dla większej przepustowości i ekonomii pracy biura technologicznego, jak również u narzędziowni należy dążyć w konstrukcjach do stosowania jak największej ilości elementów znormalizowanych.

Dobrze postawiona normalizacja fabrykacyjna powinna znaleźć miejsce w Działach Głównych Technologów poszczególnych zakładów wytwórczych.

Konstruktorzy przyrządów muszą mieć na uwadze, aby przy rysowaniu pomocy nie odstępować od założonej technologii. Winny być zwłaszcza utrzymane przewidziane powierzchnie wyjściowe do obróbki w poszczególnych operacjach. Nie zwalnia to jednak konstruktora pomocy od przeanalizowania założeń technologa. Zachodzą przypadki, że przyjęta technologia musi ulec zmianie na skutek trudności zamocowania lub bazowania podanego w instrukcji obróbki. Każda uwaga konstruktora winna być przeanalizowana i jeśli jest słuszna, to winna ona być wprowadzona do planu i instrukcji. Również do obowiązków technologa będzie należało skontrolowanie narysowanych pomocy i sprawdzenie, czy zaprojektowany uchwyt spełni zadanie w stosunku do początkowych założeń technologii. Prace technologa i konstruktora pomocy, winny się zająć i wzajemnie uzupełniać.

Poruszyć należy jeszcze sprawę na pozór błałą, jaką jest przyjęta forma rysunków i archiwizacja. Zagadnienie to, podobnie jak normalizacja, ma wpływ na przepustowość prac Biura Fabrykacji.

Przy właściwie postawionej metodzie numerowania, cechowania i rysowania poszczególnych elementów pomocy warsztatowych, można w dużym procencie uniknąć powtórnego rysowania tych elementów specjalnych, które były już kiedyś rysowane. Kierownik działu konstrukcyjnego, jak również i konstruktorzy, w odpowiednio urządzonym archiwum mogą znaleźć szereg rozwiązań opracowywanych czy to całych przyrządów, czy tylko ich elementów. Wystarczy więc w nowej konstrukcji powołać się na cechę i numer rysunku będącego w archiwum.

Kalkulacja czasów

Ostatnim etapem opracowania fabrykacyjnego jest kalkulacja czasów wykonania poszczególnych operacji. Kalkulacja winna być oparta na ściślejszej analizie poszczególnych czynności, tak maszynowych jak i ręcznych.

W produkcji ciągłej zasadniczą rolę odgrywa takt produkcji.

Kalkulator zakładając dla obróbki wiórowej warunki skrawania powinien kierować się następującymi względami:

1. taktom produkcji,
2. pełnym wykorzystaniem mocy maszyny,
3. ekonomicznym czasem trwałości ostrzy narzędzi.

Jeśli jedno ze stanowisk pracy w produkcji ciągłej posiada swój takt produkcyjny w pełni wykorzystany, a inne stanowiska są niedociążone, to byłoby błędem zwiększanie szybkości skrawania na tych ostatnich. Zwiększona wydajność maszyn stworzyłaby nagromadzenie materiałów przy stanowisku przeciążonym, ale nie otrzymalibyśmy z linii obróbkowej większej przepustowości. Natomiast byłoby nieuzasadnione zwiększenie zużycia maszyn i narzędzi. W wielu przypadkach, szczególnie dla maszyn sta-

rych typów, dla wykorzystania pełnych mocy należy zamiast zwiększania szybkości skrawania konstruować bardziej wydajne narzędzia.

Analizę kalkulacji sporządza się na drukach, które powinny pozostać w B. F., a czasy sumaryczne z wszystkich czynności podaje się w planie operacyjnym. Karty kalkulacyjne służą do dalszego sprawdzania rzeczywistych czasów na warsztacie w czasie trwania produkcji.

W zależności od warunków miejscowych na fabryce, należy dodać do czasu wyliczonego odpowiedni procent na czas tracony przez robotnika.

Wielkości czasów pomocniczych, ręcznych i traconych winny być ujęte w tablicke dla uniknięcia dużych rozbieżności w ocenie czasów roboczych.

Na podstawie tak opracowanych zagadnień można sporządzić wykazy maszyn, ich ilość, ustalić przybliżony

koszt wykonania pomocy specjalnych, wykonać zapotrzebowania pomocy normalnych, ustalić ich minima magazynowe itp.

Wykazy, zestawienia oraz samą technologię Biuro Fabrykacji rozsyła do zastosowania w produkcji.

Praca B. F. nie kończy się jednak na tym i w dalszym ciągu powinno się śledzić, czy opracowania spełniają swoje zadanie. Jeśli są błędy, to należy je poprawić i starać się zbierać uwagi warsztatu dla dalszego usprawniania.

Biuro Fabrykacji winno zapewnić sobie wyłączne prawo do wprowadzania zmian w technologii. Przez stałe utrzymywanie opracowań w stanie aktualnym i czuwanie nad techniczną i ekonomiczną stroną fabrykacji, Biuro Fabrykacji jest tym samym istotnym czynnikiem sterującym produkcją.

Inż. K. STUDZIŃSKI

METODA WYKREŚLNEGO PRZEDSTAWIANIA CHARAKTERYSTYKI HAMULCÓW SAMOCHODU

Autor przedstawia w sposób wykreślny charakterystykę hamulców samochodowych. Wykres składa się z czterech części, powiązanych wspólnie ze sobą: przyczepność kół oraz siła hamująca w funkcji opóźnienia, siły hamujące w zależności od ciśnienia medium w przewodach hamulcowych, ciśnienie w tychże przewodach w funkcji siły nacisku na pedał, wreszcie wynikowy wykres — siła nacisku na pedał i uzyskiwane opóźnienia samochodu. Całość daje jasny i pełny obraz jakości hamulców w rozmaitych warunkach drogowych.

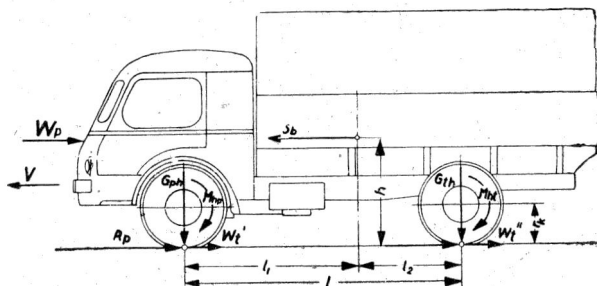
Stale wzrastające szybkości maksymalne samochodów, zarówno osobowych, jak i ciężarowych oraz wznagające się nasilenie ruchu na drogach publicznych — stawiają coraz bardziej wygórowane wymagania hamulcom samochodowym pod względem zwiększenia skuteczności ich działania przy równoczesnym zachowaniu warunków koniecznego bezpieczeństwa ruchu hamowanego pojazdu.

Dla uzyskania opóźnienia ruchu samochodu a_h konieczne jest przyłożenie na obwodach poszczególnych kół samochodu, w powierzchni ich styku z jezdnią, sił hamujących wielkości takiej, aby ich wypadkowa P_h , zrównoważyła siłę bezwładności masy samochodu S_b , wywołaną przez to opóźnienie ruchu

$$S_b = \frac{G_c}{g} \cdot a_h \quad [1]$$

gdzie: G_c — całkowity ciężar samochodu, wyrażony w kG,
 g — przyspieszenie ziemskie w m/sek²,
 a_h — opóźnienie hamowania w m/sek².

Siłami hamującymi ruch samochodu są reakcje jezdni R_p i R_t , leżące w powierzchni styku kół z jezdnią i skierowane odwrotnie do kierunku ruchu samochodu (rys. 1).



Rys. 1. Siły działające na samochód przy hamowaniu

Reakcje jezdni R_p i R_t , działające na koła przednie i tylne samochodu, powstają wskutek przyłożenia do tych kół momentów tarcia w hamulcach M_{hp} i M_{ht} i równoważą odpowiadające tym momentom siły obwodowe na kołach, czyli

$$R_p = \frac{M_{hp}}{r_k}; \quad R_t = \frac{M_{ht}}{r_k} \quad [2]$$

gdzie: r_k — promień kół samochodu.

Suma reakcji jezdni R_p i R_t daje całkowitą siłę, hamującą ruch samochodu:

$$P_h = R_p + R_t = \frac{M_{hp}}{r_k} + \frac{M_{ht}}{r_k} \quad [3]$$

Aby samochodowi nadać wymagane opóźnienie hamowania a_h , konieczne jest przyłożenie takiej siły hamującej P_h , która zrównoważyłaby odpowiadającą temu opóźnieniu siłę bezwładności samochodu S_b , czyli

$$P_h = S_b = \frac{G_c}{g} \cdot a_h \quad [4]$$

Problem uzyskania znacznych sił hamowania na obwodach kół, czyli wytworzenia w hamulcach samochodu odpowiadających im momentów tarcia przy niewielkim wysiłku kierowcy, jest obecnie całkowicie opanowany dzięki znacznym udoskonaleniom konstrukcji samych hamulców samochodowych, podniesieniu jakości okładzin ciernych i materiału bębnow hamulcowych, zastosowaniu hydraulicznego oddziaływania na hamulce, a przede wszystkim dzięki zastosowaniu urządzeń wspomagających.

Hamulce współczesnych samochodów są tak obliczone, aby w przypadkach konieczności gwałtownego hamowania dawały kierowcy możliwość uzyskania siły hamowania, równej sile ciężkości całego samochodu, co teoretycznie pozwalałoby na uzyskiwanie opóźnień $a_h = g = 9.81$ m/sek². (Dla $P_h = G_c$ = ze wzoru (4) otrzymujemy $G_c \frac{G_c}{g} \cdot a_h$, stąd zaś $a_h = g$).

Jak więc z tego wynika, problem uzyskania, ze względu na bezpieczeństwo ruchu, dostatecznie dużej siły hamowania samochodu polega nie na trudności w uzyskaniu wysokiej skuteczności działania samych hamulców, lecz leży w przyczepności jezdni i stopniu jej wykorzystania.

Maksymalna wielkość reakcji jezdni R_p i R_t , działających przy hamowaniu na przednie i tylne koła samocho-

du, jest ograniczona siłą przyczepności, jezdni, proporcjonalną do nacisku kół na jezdnię (rys. 1). Jeżeli nacisk kół przednich na jezdnię oznaczymy przez G_1 a kół tylnych przez G_2 , to siła przyczepności tych kół będzie $\varphi \cdot G_1$ i $\varphi \cdot G_2$, gdzie φ jest współczynnikiem przyczepności, przybierających różne wartości w granicach od 0,2 dla osłizgłej nawierzchni drogowej do maximum 1,0 dla suchej, równej nawierzchni betonowej i przy dobrych właściwościach przeciwślizgowych bieżnika opony.

Jeżeli siły obwodowe na kołach, wywołane przez momenty tarcia hamulców, przekroczą maksymalną wielkość reakcji jezdni R_p i R_t , czyli przekroczą siły przyczepności jezdni, koła utracą przyczepność i nastąpi ich całkowity poślizg bez toczenia się. Wywiązująca się siła tarcia przy tym ruchu będzie zawsze mniejsza niż siła przyczepności toczącego się koła bez poślizgu.

Maksymalna więc wielkość sił przyczepności jezdni dla kół przednich i tylnych będzie $R_{pmax} = \varphi_1 \cdot G_1$ $R_{tmax} = \varphi_2 \cdot G_2$ a stąd maksymalna siła hamująca samochód

$$P_{hmax} = R_{pmax} + R_{tmax} = \varphi_1 \cdot G_1 + \varphi_2 \cdot G_2 \quad [5]$$

Przyjmując, że współczynnik przyczepności dla kół przednich i tylnych jest równy φ otrzymamy

$$P_{hmax} = \varphi \cdot (G_1 + G_2) = \varphi \cdot G_c \quad [6]$$

Przyczepność kół przednich i tylnych samochodu będzie całkowicie wykorzystana, gdy siły wywołane na kołach przez momenty tarcia hamulców osiągną maksymalne wartości reakcji jezdni zarówno dla kół przednich, jak i tylnych.

Czyli gdy

$$R_{pmax} = \varphi \cdot G_1 = \frac{M_{hp}}{r_k} \quad [7]$$

$$R_{tmax} = \varphi \cdot G_2 = \frac{M_{ht}}{r_k}$$

Stąd otrzymujemy warunek wykorzystania przy hamowaniu całkowitej przyczepności samochodu

$$\frac{M_{ht}}{M_{hp}} = \frac{\varphi \cdot G_2 \cdot r_k}{\varphi \cdot G_1 \cdot r_k} = \frac{G_2}{G_1} \quad [8]$$

Warunek ten nie jest możliwy do zachowania przy stosowanych systemach hamulców w obecnych samochodach ze względu na to, że naciski kół przednich i tylnych samochodu na jezdnię ulegają bardzo poważnym zmianom nie tylko wskutek różnych wielkości i rozmieszczenia obciążenia użytkowego samochodu, lecz również wskutek zmian nacisków kół w czasie samego procesu hamowania, wywołanych przez moment od sił bezwładności, powstających przy hamowaniu samochodu. Natomiast momenty tarcia w hamulcach kół przednich i tylnych, jakkolwiek mogą przybierać różne wielkości zależnie od siły nacisku kierowcy na pedał hamulca, to jednak zawsze zachowują stały stosunek wzajemny, określony przez konstruktora odpowiednim doбором wymiarów bębnowych hamulców, dźwigni układu i średnic tłoczków hamulców kół przednich i tylnych dla danego typu samochodu.

Jak z powyższego wynika, dla każdego samochodu istnieje tylko jeden najkorzystniejszy stosunek rozkładu obciążeń na osie, odpowiadający stosunkowi momentów tarcia hamulców kół osi przedniej i tylnej, przy którym można wykorzystać całkowitą przyczepność kół przy hamowaniu. We wszystkich zaś pozostałych przypadkach rozkładu obciążeń przyczepność kół osi przedniej bądź tylnej nie będzie całkowicie wykorzystana.

Twierdzenie to jest słuszne tylko w tym przypadku, gdy siły hamujące, działające na koła przednie i tylne, nie przekroczyły granic przyczepności jezdni, tj. gdy koła te toczą się bez poślizgu.

Toczenie się bez poślizgu kół samochodu przy hamowaniu jest koniecznym warunkiem bezpiecznego hamowania, bowiem tylko wówczas kierowca ma możliwość całkowitego panowania nad kierunkiem ruchu hamowanego samochodu. „Zablokowanie” kół przednich, tj. całkowity

ich poślizg wskutek utraty przyczepności, przy toczących się kołach tylnych, powoduje utratę możliwości kierowania samochodem, który niezależnie od kąta skrętu kół przednich będzie poruszał się w kierunku swej osi podłużnej aż do chwili zatrzymania się. Natomiast zablokowanie i wskutek tego poślizg kół tylnych przy toczących się kołach przednich — może wywołać niestateczny ruch, prowadzący do bocznego poślizgu kół tylnych i ruchu obrotowego dokoła osi pionowej samochodu.

Tak więc dobór właściwych wymiarów hamulców dla kół osi przedniej i tylnej jest zadaniem bardzo trudnym, zwłaszcza dla samochodów ciężarowych. Dobór, wykonany niewłaściwie przez konstruktora, prowadzi albo do niskiej skuteczności hamowania wskutek tylko częściowego wykorzystania przyczepności kół (co jest spotykane najczęściej), albo też do niebezpieczeństwa dla ruchu samochodu wskutek łatwego blokowania kół przednich przy gwałtownym hamowaniu.

Zagadnienie właściwego doboru hamulców przy konstruowaniu samochodów jest również utrudnione i tym, że dotychczas brak jest metody przedstawiania właściwości dynamicznych hamowanego samochodu. Skuteczność i bezpieczeństwo działania hamulców współczesnych samochodów stanowi nie mniej ważną właściwość, jak zdolności trakcyjne samochodu, dla określenia których znalazł powszechne zastosowanie wykres właściwości trakcyjnych samochodu.

Zastosowanie podobnej metody przedstawiania na wykresie właściwości układu hamulcowego samochodu nie tylko uprości zadanie konstruktora przy doborze hamulców konstruowanego samochodu, lecz również ułatwi określanie jakości hamulców samochodów już kursujących pod względem bezpieczeństwa i skuteczności działania.

Charakterystyka układu hamulcowego samochodu powinna zawierać wzajemną zależność następujących parametrów:

1. siły nacisku nogi kierowcy na pedał hamulca,
2. sił hamujących na obwodach kół samochodu,
3. sił przyczepności jezdni dla kół przednich i tylnych,
4. ciśnienia w przewodach hamulcowych (przy hamulcach hydraulicznych) lub w przewodach powietrznych (przy hamulcach pneumatycznych),
5. opóźnienia hamowania samochodu.

Dla ustalenia metody wzajemnego powiązania tych wszystkich czynników na jednym wykresie, mającym stanowić charakterystykę układu hamulcowego, konieczne jest kolejne rozważenie zależności, jaka istnieje pomiędzy poszczególnymi parametrami.

1. Zależność pomiędzy opóźnieniem hamowania, a przyczepnością kół samochodu

Jeśli samochód o ciężarze całkowitym G_c stoi nieruchomo lub porusza się ruchem jednostajnym na drodze poziomej, wówczas ciężar przypadający na koła osi przedniej G_p i ciężar przypadający na koła osi tylnej G_t obliczyć można z następujących wzorów:

$$G_p = G_c \cdot \frac{l_2}{l}; \quad G_t = G_c \cdot \frac{l_1}{l} \quad [9]$$

gdzie: l — rozstaw osi samochodu,

l_1 — odległość środka ciężkości samochodu od osi przedniej,

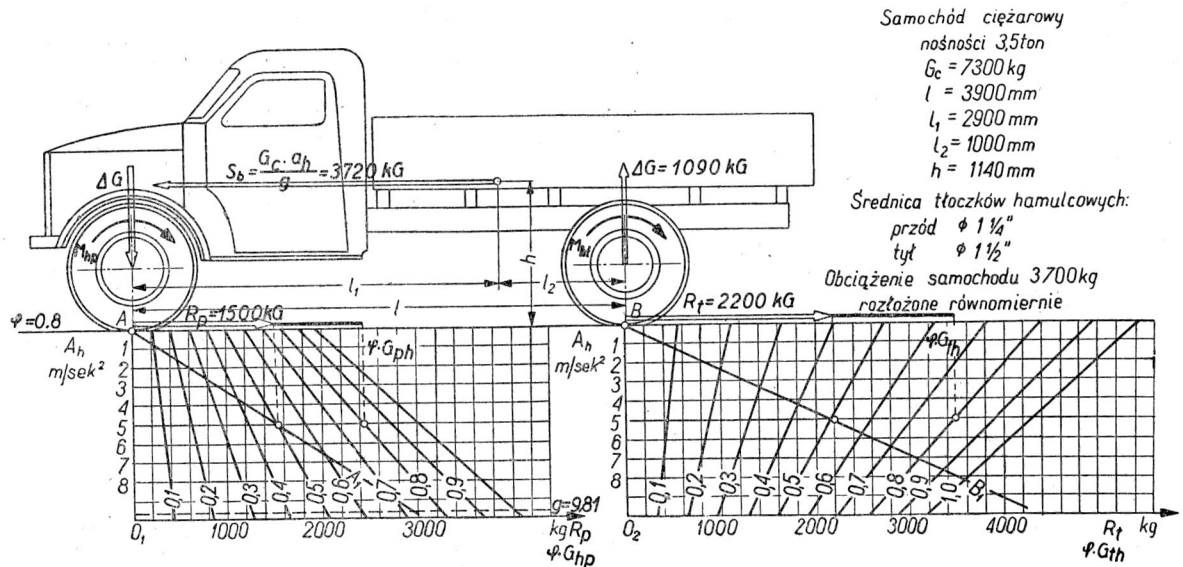
l_2 — odległość środka ciężkości od osi tylnej samochodu.

Naciski wywierane przez koła przednie samochodu na jezdnię G_p i przez koła tylne G_t nazywać będziemy statycznymi obciążeniami osi.

Jeśli na obwodach kół przednich i tylnych samochodu znajdującego się w ruchu przyłożymy siły hamowania odpowiednio R_p i R_t , to dociążenie osi przedniej i odciążenie osi tylnej wyniesie

$$\Delta G = G_c \cdot \frac{ah}{g} \cdot \frac{h}{l} \quad [10]$$

W związku z tym, dynamiczne obciążenia osi samochodu przy hamowaniu wyniosą



Samochód ciężarowy
 nośności 3,5ton
 $G_c = 7300 \text{ kg}$
 $l = 3900 \text{ mm}$
 $l_1 = 2900 \text{ mm}$
 $l_2 = 1000 \text{ mm}$
 $h = 1140 \text{ mm}$
 Średnica tarczów hamulcowych:
 przód $\phi 1\frac{1}{4}$ "
 tył $\phi 1\frac{1}{2}$ "
 Obciążenie samochodu 3700kg
 rozłożone równomiernie

Rys. 2. Wykres przyczepności kół przednich i tylnych w zależności od opóźnienia hamowania oraz wykres potrzebnych sił hamowania do nadania tego opóźnienia samochodowi ciężarowemu o ładowności 3,5 t

dla osi przedniej

$$G_{ph} = \frac{G_c}{l} \left(l_2 + h \cdot \frac{a_h}{g} \right) \quad [11]$$

dla osi tylnej

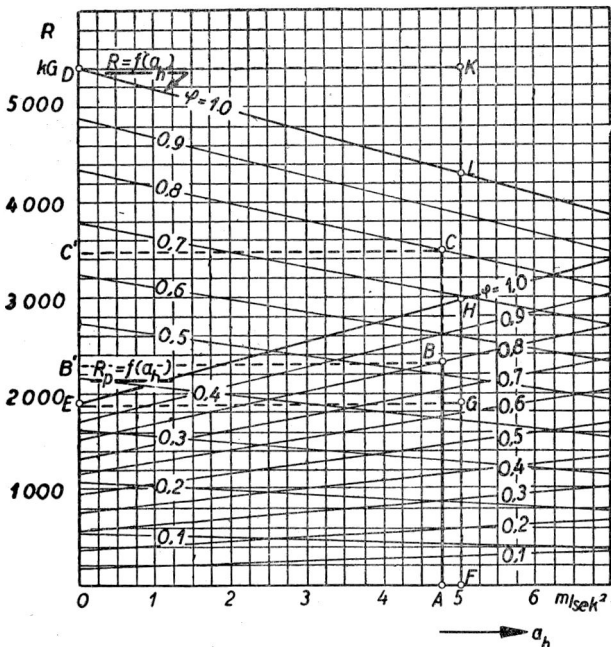
$$G_{th} = \frac{G_c}{l} \left(l_1 - h \cdot \frac{a_h}{g} \right) \quad [12]$$

Siły przyczepności kół osi przedniej i osi tylnej będą odpowiednio równe

$$R_{pmax} = \varphi \cdot G_{ph} = \frac{\varphi \cdot G_c \cdot h}{g \cdot l} \cdot a_h + \frac{\varphi \cdot G_c \cdot l_2}{l} \quad [13]$$

$$R_{tmax} = \varphi \cdot G_{th} = - \frac{\varphi \cdot G_c \cdot h}{g \cdot l} \cdot a_h + \frac{\varphi \cdot G_c \cdot l_1}{l} \quad [14]$$

i w zależności od wielkości opóźnienia a_h oraz współczynnika przyczepności jezdni φ będą przybierały różne wartości przy tych samych wymiarach l_1, l_2 i h .



Rys. 3. Wykres zależności przyczepności kół przednich i tylnych od opóźnienia hamowania dla samochodu o ciężarze całkowitym $G_c = 7300 \text{ kg}$

Gdy równania (13) i (14) traktując je jako $R=f(a_h)$ przy $\varphi = \text{const}$ przedstawimy graficznie w układzie osi współrzędnych, to dla różnych wartości współczynnika φ otrzymamy szereg prostych, które dadzą obraz zmienności przyczepności kół osi przedniej i tylnej w zależności od wielkości opóźnienia hamowania, nadanego samochodowi (rys. 3).

Wielkość sił przyczepności kół dla każdej wartości a_h będą określały rzędne punktów przecięcia linii przyczepności z prostopadłą do osi odciętych, wystawioną z punktu odpowiadającego wartości a_h . No. jeśli współczynnik przyczepności jezdni jest $\varphi = 0,8$ i opóźnienie $a_h = 4,75 \text{ m/sek}^2$, to przyczepności kół osi przedniej na wykresie 3 będzie odpowiadał odcinek AB, a przyczepności kół osi tylnej odcinek AC. Przyczepność kół osi przedniej i tylnej, przy $\varphi = 1$ i $a_h = 0$, jest równa obciążeniom statycznym tych osi, co graficznie wyrażają odcinki OE i OD na rysunku 3.

Łatwo również udowodnić, że odcinki GH i LK są sobie równe i pod względem wielkości przedstawiają przyrost lub ubytek przyczepności kół, wywołany zmianą obciążeń dynamicznych tych osi.

Te właściwości pozwalają na wprowadzenie następujących uproszczeń przy wykonywaniu wykresu przyczepności kół samochodu. Na osi rzędnych wyznaczamy punkt D, odpowiadający statycznemu obciążeniu kół osi tylnej. Następnie na prostopadłej do osi odciętych, wystawionej z punktu np. $a_h = 5 \text{ m/sek}^2$, wyznaczamy punkt J, którego rzędna będzie równa

$$G_t - \Delta G = G_t - \frac{G_c}{g} \cdot \frac{h}{l} \cdot 5$$

Łącząc punkty J i D prostą otrzymamy wykres zależności $R_{max} = f(a_h)$ przy $\varphi = 1$. Proste, odpowiadające współczynnikom przyczepności $\varphi = 0,9; 0,8; 0,7$ itd., otrzymamy przez podzielenie odcinków OD i FJ na 10 równych części i odpowiednie połączenie prostymi otrzymanych punktów.

W analogiczny sposób można wyznaczyć linie przyczepności dla kół osi przedniej.

2. Zależność pomiędzy opóźnieniem hamowania i siłą hamującą, potrzebną do nadania tego opóźnienia

Jeśli obrany przez konstruktora stosunek momentów tarcia hamulców kół tylnych i kół przednich oznaczymy przez k czyli

$$k = \frac{M_{ht}}{M_{hp}} = \frac{P_{ht}}{P_{hp}} \quad [15]$$

gdzie: P_{ht} i P_{hp} — siły wywołane przez hamulce na obwodach kół, odpowiadające momentom M_{ht} i M_{hp} , to na

podstawie równań (3) i (4) rozkład sił hamujących na koła osi przedniej i tylnej można wyrazić następującymi wzorami

$$P_{hp} = G_c \cdot \frac{a_h}{g} \cdot \frac{l}{k+l} \quad [16]$$

$$P_{ht} = G_c \cdot \frac{a_h}{g} \cdot \frac{k}{k+l} \quad [17]$$

O ile konstrukcja i wymiary hamulców są identyczne dla kół przednich i tylnych, co ze względów produkcyjnych i konstrukcyjnych jest stosowane w znacznej większości samochodów, to stosunek wytwarzanych momentów tarcia w hamulcach kół tylnych i przednich odpowiada stosunkowi sił S_t i S_p , rozpierających szczęki hamulcowe tych kół, czyli

$$k = \frac{S_t}{S_p}$$

Ponieważ we współczesnych samochodach mamy do czynienia prawie wyłącznie z hydraulicznym lub pneumatycznym oddziaływaniem na hamulce, siły rozpierające szczęki mogą być wyznaczone z następujących wzorów: dla hamulców hydraulicznych

$$S_p = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot p_o \text{ oraz } S_t = \frac{\pi d_2^2}{4} \cdot p_o \quad [18]$$

a dla hamulców pneumatycznych

$$S_p = \zeta_1 \frac{\pi D_1^2}{4} \cdot p_o \text{ i } S_t = \zeta_2 \frac{\pi D_2^2}{4} \cdot p_o \quad [19]$$

gdzie: d_1 i d_2 — średnice cylindrów hydraulicznych w kołach przednich i tylnych,
 D_1 i D_2 — średnice cylindrów powietrznych przy hamulcach kół przednich i tylnych,
 p_o — ciśnienie w cylindrach płynu hamulcowego lub powietrza sprężonego,
 ζ_1 i ζ_2 — przelożenie dźwigni wałka rozpieracza i ramienia działania krzywki rozpierającej w hamulcach kół przednich i tylnych.

Dla hamulców hydraulicznych współczynnik k przyjmie więc wartość

$$k = \frac{S_t}{S_p} = \frac{d_2^2}{d_1^2}$$

a siły P_{hp} i P_{ht} wyrazić można wzorami:

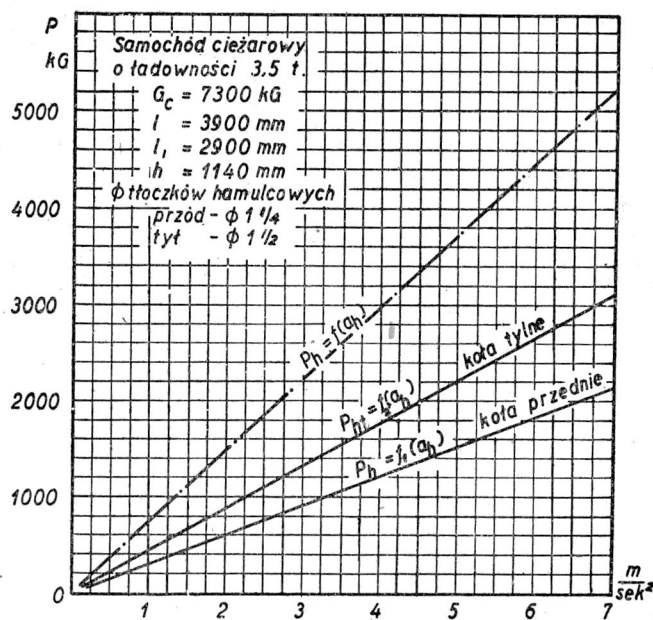
$$P_{hp} = G_c \cdot \frac{a_h}{g} \left(\frac{l}{k+l} \right) = G_c \cdot \frac{a_h}{g} \left(\frac{d_1^2}{d_1^2 + d_2^2} \right) \quad [20]$$

$$P_{ht} = G_c \cdot \frac{a_h}{g} \left(\frac{k}{k+l} \right) = G_c \cdot \frac{a_h}{g} \left(\frac{d_2^2}{d_1^2 + d_2^2} \right) \quad [21]$$

Równania (20) i (21) przedstawiają zależności $P_{hp} = f(a_h)$ i $P_{ht} = f'(a_h)$, czyli zależność pomiędzy opóźnieniem hamowania samochodu i potrzebnymi do jego uzyskania siłami hamującymi na kołach osi przedniej i tylnej. Zależności te są przedstawione na rysunku 4.

O ile proste siły przyczepności kół, podane na rysunku 3 i proste siły hamujących, potrzebnych do nadania samochodowi opóźnienia a_h (rys. 4), przeniesiemy na jeden wspólny wykres, czyli naniesiemy potrzebne siły hamowania na siatkę sił przyczepności kół, to otrzymamy w wyniku zależność pomiędzy siłami hamującymi na kołach osi przedniej i tylnej a przyczepnością tych kół (rys. 7 — wykres I).

Z wykresu tego możemy łatwo odczytać, jakie opóźnienia hamowania są osiągalne dla danego samochodu na różnych rodzajach nawierzchni drogowej oraz, jakiej wiel-



Rys. 4. Zależność między opóźnieniem hamowania a siłami hamującymi, potrzebnymi do uzyskania tego opóźnienia

kości powinny być siły hamujące wytwarzane przez hamulce, aby na określonych rodzajach nawierzchni samochód mógł uzyskiwać żądane opóźnienie hamowania. Wykres ten daje możliwość sprawdzenia również, czy współczynnik k , określający stosunek sił wytwarzanych przez hamulce kół tylnych i przednich, został przez konstruktora dobrany właściwie, to znaczy, czy stopień wykorzystania przyczepności jezdni dla poszczególnych kół jest dostatecznie wysoki w granicach żądanych opóźnień hamowania.

Dla przykładu weźmy na osi odciętych pkt U, któremu odpowiada opóźnienie hamowania $a_h = 6 \text{ m/sek}^2$ (rys. 7 — wykres I). Rzędne UW i UZ, wystawione z punktu U do przecięcia z prostymi OM i ON określają wielkość potrzebnej siły hamowania na kołach przednich i tylnych. Rzędne te określają równocześnie potrzebną siłę przyczepności jezdni dla kół samochodu, która, jak wynika z wykresu, będzie wystarczająca do toczenia się bez poślizgu dla kół przednich przy $\varphi = 0,575$ a dla kół tylnych — przy $\varphi = 0,64$. A zatem, aby hamowanie następowało bez poślizgu kół, konieczne jest, by nawierzchnia drogi posiadała współczynnik przyczepności co najmniej 0,64. Wówczas koła tylne znajdują się na granicy poślizgu, a koła przednie będą posiadały nadmiar niewykorzystanej przyczepności, określonej odcinkiem WX, którego wielkość oznaczyć można z podziałki sił na osi rzędnych.

3. Zależność wielkości sił hamujących od ciśnienia w cylindrach hamulcowych

Dotychczasowe rozważania doprowadziły do ustalenia zależności, jaka istnieje pomiędzy opóźnieniem ruchu samochodu a siłą hamującą, której działanie na masę samochodu wywołać może takie opóźnienie ruchu. Potrzebną siłę do hamowania wytworzyć muszą hamulce i wielkość tej siły jest zależna wyłącznie od wielkości momentów tarcia, wytworzonych przez hamulce samochodu.

Wielkość momentów tarcia hamulców M_{hp} i M_{ht} można obliczyć przy pomocy różnych wzorów, w zależności od rodzaju konstrukcji hamulców, ich wymiarów, wielkości sił rozpierających szczęki i od wartości współczynnika tarcia między okładzinami a bębnum hamulca.

Na przykład, dla zwyczajnych symetrycznych hamulców dwuszczkowych można do obliczeń stosować wzór, podany przez E. A. Czudakowa *).

*) Akad. E. A. Czudakow, Razscot awtomobila, Masziz, 1947.

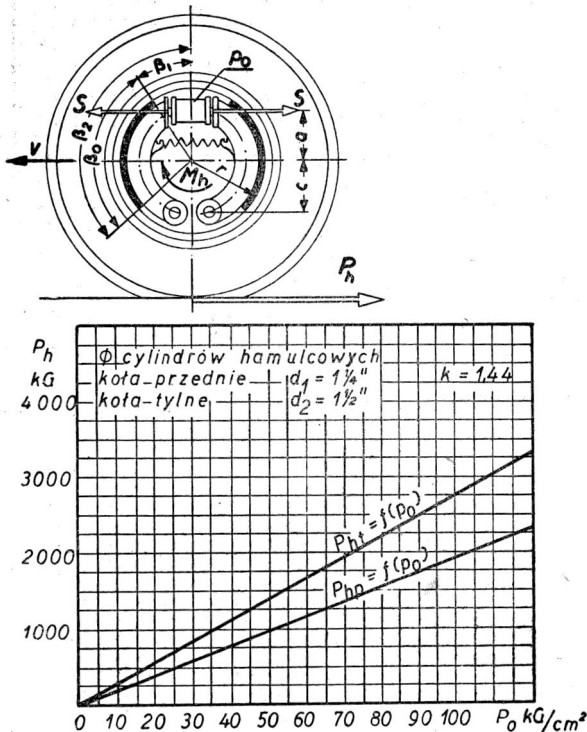
$$M_h = 2S(a+c) \cdot \mu \cdot r \cdot \beta_0 \left(\frac{1}{c \cdot \tau - \mu \cdot r \cdot \beta_0} + \frac{1}{c \cdot \tau_1 + \mu \cdot r \cdot \beta_0} \right) \quad [22]$$

gdzie $\tau = \cos \beta_1 - \cos \beta_2 - \mu (\sin \beta_2 - \sin \beta_1)$
 $\tau_1 = \cos \beta_1 - \cos \beta_2 + \mu (\sin \beta_2 - \sin \beta_1)$

Dla hamulców hydraulicznych po uwzględnieniu wzoru (18) wzór (22) przybierze postać

$$M_h = \frac{\pi d^2}{2} (a+c) \mu \cdot r \cdot \beta_0 \left[\frac{1}{c \cdot \tau - \mu \cdot r \cdot \beta_0} + \frac{1}{c \cdot \tau_1 + \mu \cdot r \cdot \beta_0} \right] \cdot p_0 \quad [23]$$

We wzorze tymi czynnikami zmiennymi będą tylko M_h i p_0 , jeżeli przyjmijemy współczynnik tarcia $\mu = \text{const}$, jakkolwiek wartości jego ulegają zmianom pod wpływem



Rys. 5. Zależność siły hamowania na kołach od ciśnienia w przewodach

temperatur, ale tylko w granicach nie przekraczających 10%. Przy tym założeniu wzór (24) będzie przedstawiał funkcję $M_h = d^2 \cdot C \cdot p_0$ posiadającą przebieg prostoliniowy. Momenty tarcia hamulców koła przedniego i tylnego będą więc posiadały postać

$$M_{hp} = d_1^2 \cdot C_1 \cdot p_0 \quad \text{oraz} \quad M_{ht} = d_2^2 \cdot C_2 \cdot p_0 \quad [24]$$

O ile przy tym wymiary hamulców przednich i tylnych są identyczne, to

$$C_1 = C_2 = C \quad \text{i} \quad \frac{M_{ht}}{M_{hp}} = \frac{d_2^2}{d_1^2} = k$$

Siły hamujące na obwodach kół osi przedniej i tylnej będą odpowiednio równe

$$P_{hp} = \frac{2M_{hp1}}{r_k} = d_1^2 \cdot B_1 \cdot p_0 \quad [25]$$

$$P_{ht} = \frac{2M_{ht1}}{r_k} = d_2^2 \cdot B_2 \cdot p_0 \quad [26]$$

Równania (25) i (26) dają więc zależność pomiędzy siłą, wytworzoną przez hamulce na obwodzie kół i ciśnieniem w przewodach hydraulicznych hamulców. Przedstawiając tę zależność wykreślnie (rys. 5) możemy z wykresu tego wyznaczyć dla każdego ciśnienia p_0 wielkość sił hamujących na obwodach kół przednich i tylnych samochodu.

4. Zależność ciśnienia płynu w przewodach hydraulicznych od siły nacisku na pedał hamulca

Ciśnienie p_0 w przewodach hamulców hydraulicznych jest zależne od wielkości nacisku nogi kierowcy na pedał hamulca i może być wyrażone wzorem

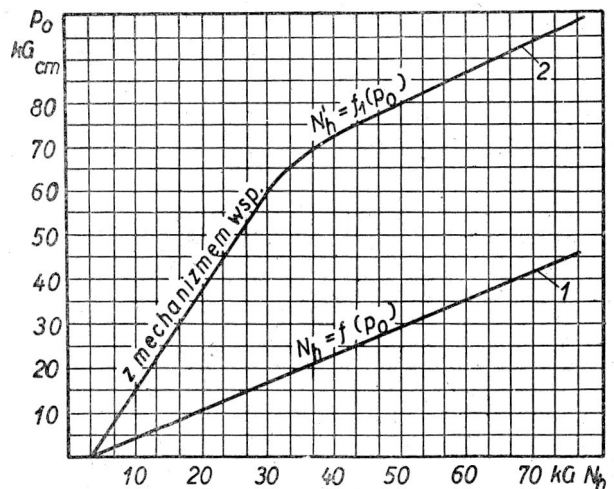
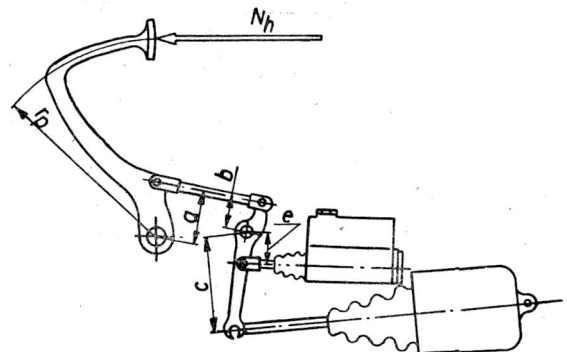
$$N_h = U + \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot i} \cdot p_0 \quad [27]$$

gdzie N_h — siła nacisku nogi kierowcy na pedał hamulca,

U — siła na pedale hamulca, używana na pokonanie siły sprężyn w układzie hamulcowym i oporów mechanicznych w mechanizmach przeniesienia,

D — średnica głównego cylindra hydraulicznego, i — przełożenie przekładni mechanicznej pomiędzy pedałem hamulca a trzonem tłoka cylindra głównego.

O ile przyjmijemy, że siła na pedale U używana na pokonanie oporów mechanicznych i sprężyn oraz przełożenie i są wielkościami stałymi (jakkolwiek w rzeczywistości zarówno i jak i U w zależności od kąta położenia pedału hamulca ulegają nieznacznym zmianom), to funkcję $N_h = f(p_0)$ można na wykresie przedstawić, jako linię prostą, wychodzącą z punktu, leżącego na osi rzędnych w odległości U od początku układu.



Rys. 6. Wykres zależności ciśnienia w przewodach hamulcowych od siły nacisku na pedał hamulca: 1 — bez mechanizmu wspomagającego; 2 — z podciśnieniowym mechanizmem wspomagającym

Na rys. 6 podany jest wykres zależności $N_h=f(p_0)$ dla hamulców zaopatrzonych we wspomagający mechanizm podciśnieniowy (servo). W tym przypadku do siły na trzonie tłoka, wywołanej przez nacisk nogi na pedał hamulca, należy dodać siłę W , wytwarzaną przez mechanizm podciśnieniowy; w związku z tym wzór (27) przybierze postać

$$N_h = U + \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot i} \cdot p_0 - W \quad [28]$$

5. Wykres charakterystyki hamulców samochodu

Gdy wyżej opisane trzy wykresy połączymy za pomocą wspólnych parametrów w jeden, to w wyniku otrzymamy całkowitą charakterystykę układu hamulcowego samochodu, określającą nie tylko jego zewnętrzne właściwości dynamiczne przy hamowaniu, lecz również charakterystykę wewnętrzną układu, jak np. wielkość momentu tarcia na bębnach hamulcowych, odpowiadające mu ciśnienie płynu w przewodach i siłę nacisku na pedał hamulca oraz rozdział momentu na koła osi tylnej i przedniej samochodu.

Dla przykładu, na rys. 7 jest podana charakterystyka układu hamulcowego samochodu ciężarowego czterotonowego, o całkowitym ciężarze $G_c = 7300$ kG, rozstawieniu osi $l = 3,9$, wysokości środka ciężkości $h = 1,18$ m i odległościach osi od środka ciężkości $l_1=2,9$ m i $l_2=1,0$ m.

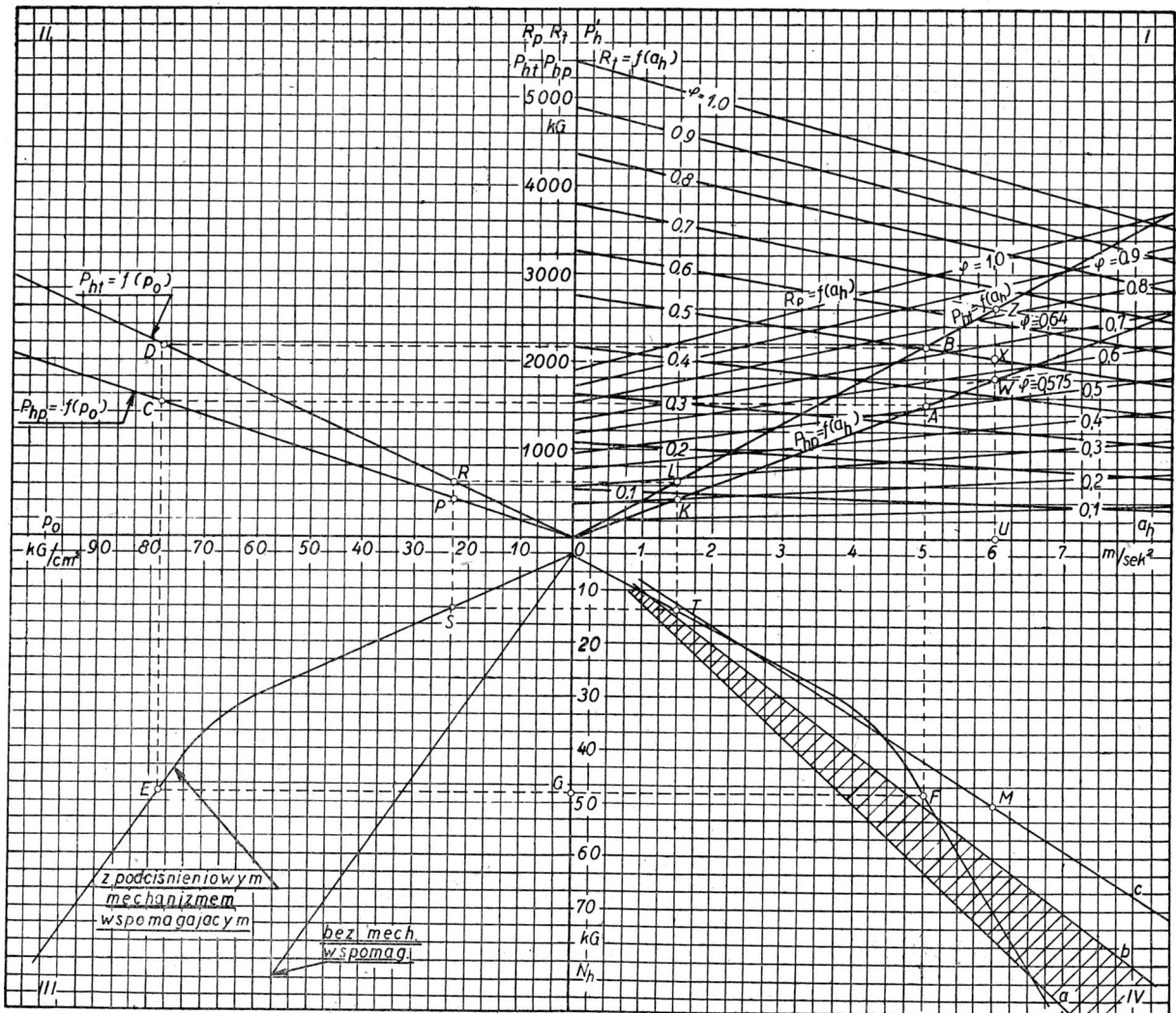
Mając położenie środka ciężkości oraz ciężar całkowity samochodu można na wykresie I (rys. 7) nanieść

siatkę linii stałych sił przyczepności dla kół przednich i tylnych obliczając je według wzoru (13) i (14).

Następnie przy pomocy wzorów (16) i (17) obliczamy siły hamowania dla kół osi przedniej i tylnej przyjmując do tych obliczeń współczynnik k uzyskany z podanych uprzednio wzorów, w zależności od rodzaju układu hamulcowego. Linie, wyznaczone przez punkty, dla których rzędne zostały obliczone z tych wzorów przy różnych wielkościach a_h , dadzą zależność $P_{hp}=f(a_h)$ i $P_{ht}=f(a_h)$ w postaci linii prostych wychodzących z początku układu osi współrzędnych.

Wykres II można otrzymać albo w sposób teoretyczny przez obliczenie z wzorów (25) i (26) sił wytworzonych przez hamulce na obwodach kół osi przedniej i tylnej, albo też w sposób doświadczalny, mierząc przy pomocy przyrządów opóźnienie hamowania samochodu w czasie jego ruchu oraz odpowiadające im ciśnienia płynu w przewodach układu hamulcowego.

Do pomiaru opóźnienia hamowania najlepiej użyć przyspieszoniomierza z rejestrującym urządzeniem samopiszącym. Można jednak pomiar wykonać również przy pomocy prostych i tanich przyrządów Tapley'a. Musimy ograniczyć się w czasie hamowania samochodu do wykonania tylko jednego pomiaru — opóźnienia maksymalnego i odpowiadającego mu ciśnienia w przewodach, to jest do znalezienia tylko jednego punktu na linii $P_h = f(p_0)$; gdyż bardzo szybko przebiegający proces hamowania nie daje możliwości odczytania pośrednich wskazań przyspieszoniomierza.



Rys. 7. Charakterystyka hamulców samochodu ciężarowego o ładowności 3,5 t z pełnym obciążeniem maksymalnym, rozłożonym równomiernie

Mając pomiary ciśnienia w przewodach p_0 i towarzyszących tym ciśnieniem opóźnień hamowania pojazdów a_h możemy ze wzorów (20) i (21) obliczyć wielkość sił hamujących na obwodach kół.

Przy użyciu przyrządu Tapley'a będziemy mieli możliwość wyznaczenia tylko po jednym punkcie dla P_{ht} i P_{hp} w zależności od p_0 co jednak przy założeniu prostoliniowego przebiegu tych funkcji (zgodnie zresztą z wzorem teoretycznym) daje możliwość ich wykreślenia drogą poprowadzenia przez te punkty prostych, wychodzących ze środka układu osi współrzędnych.

W rzeczywistości zależność ta może mieć przebieg odbiegający nieco od teoretycznie prostoliniowego.

Uzyskanie dokładnych wyników pomiaru siły hamującej na obwodzie koła w zależności od ciśnienia płynu w cylindrach hamulcowych jest możliwe tylko przez pomiar momentu tarcia hamulca na specjalnej hamowni do laboratoryjnych badań hamulców, gdyż przy pomiarach drogowych na opóźnieniu mają również wpływ (choć bardzo nieznaczny) takie czynniki: jak opory toczenia, opory powietrza i opory mechaniczne pojazdu, które w wprowadzonych wzorach, ze względu na zbędne ich komplikowanie, nie zostały uwzględnione.

Wykres III — zależności ciśnienia w przewodach układu hamulcowego od siły nacisku na pedał hamulca — można uzyskać jedną z dwu metod:

- 1) metodą teoretyczną, polegającą na obliczeniu z rysunków konstrukcyjnych wielkości przełożenia i ramion dźwigni między pedałem hamulca a głównym cylindrem hydraulicznym oraz xmienności tego przełożenia w zależności od położenia pedału hamulca i wielkości siły U na pedale hamulca, potrzebnej do pokonania siły sprężyn, odciągających dźwignie. Obliczone wielkości χ oraz i wstawiamy do wzoru (27), określającego zależność pomiędzy N_h i p_0 .
- 2) metodą doświadczalną — przez pomiar siły nacisku nogi na pedał hamulca za pomocą prostego dynamometru hydraulicznego albo sprężynowego, przymocowanego do pedału oraz równoczesny pomiar odpowiadającego temu naciskowi ciśnienia w przewodach za pomocą włączonego do nich manometru.

Krzywą zależności pomiędzy a_h (opóźnieniem hamowania) i N_h (siłą nacisku nogi na pedał hamulca), podaną na wykresie IV, uzyskać można przez wyznaczenie punktów przecięcia współrzędnych odpowiadających sobie wartości a_h i N_h (punkty ABCDEF).

Wykres IV daje więc ostateczną zewnętrzną charakterystykę działania hamulców samochodu, natomiast wykresy I i II przedstawiają dynamiczne właściwości badanego samochodu przy hamowaniu, a wykres III stanowi wewnętrzną charakterystykę mechanizmów przeniesienia układu hamulcowego.

Posługiwanie się wykresem charakterystyki hamulcowej samochodu jest bardzo proste, gdyż nie wymaga żadnych przeliczeń, a szukane parametry odczytuje się wprost ze skali na osiach współrzędnych. Na przykład, gdy siła nacisku kierowcy na pedał hamulca wyniesie 48,35 kG (punkt G na wykresie 7), to z wykresu możemy ustalić, że w przewodach hamulcowych tego samochodu zostanie wytworzone ciśnienie $p = 78,7$ kG/cm² (punkt E), które

wywoła moment tarcia w hamulcach, odpowiadający siłom hamowania na kołach przednich $P_{hp} = 1520$ kG (punkt C) i na kołach tylnych $P_{ht} = 2120$ kG (punkt D). Przy tych siłach hamowania koła przednie (punkt A) i koła tylne (punkt B) samochodu nie utracą przyczepności, o ile współczynnik przyczepności jezdni φ będzie wyższy od 0,5. Nadane samochodowi opóźnienie hamowania wyniesie $a_h = 5$ m/sek².

Z wykresu tego odczytać można również, jakie maksymalne opóźnienie hamowania może być uzyskane bez poślizgu kół na drodze o określonej jakości. Na przykład, jeśli właściwości drogi określa współczynnik przyczepności $\varphi = 0,6$ — to, jak wynika z wykresu I, koła tylne utracą przyczepność przy opóźnieniu $a_h \sim 5,7$ m/sek² a koła przednie — przy $a_h = 6,58$ m/sek², czyli samochód bez poślizgu kół uzyskać może opóźnienie hamowania równe 5,7 m/sek². Przy opóźnieniu tym koła tylne znajdują się na granicy przyczepności, natomiast na kołach przednich przyczepność ich nie będzie wykorzystana.

6. Zalety wykresnej charakterystyki hamulcowej

Zasadniczą korzyścią, płynącą z posługiwania się wykresną charakterystyką hamulcową samochodu przy określaniu właściwości jego hamulców, jest nie tylko to, że pozwala ona w sposób szybki i łatwy wyznaczać wszystkie zasadnicze parametry układu hamulcowego, lecz również i to, że daje ona możliwość określenia, jaki przebieg będzie miał sam proces hamowania samochodu na różnych nawierzchniach drogowych.

Na podstawie wykresnej charakterystyki hamulcowej można więc ustalić, czy układ hamulcowy i same hamulce zostały właściwie dobrane przez konstruktora, to jest, czy zapewniają one wystarczającą skuteczność działania i dostateczne bezpieczeństwo ruchu przy hamowaniu samochodu**).

Wykreślna charakterystyka hamulcowa posiada szczególnie duże znaczenie przy badaniach samochodów prototypowych, gdyż przez naniesienie na jednym wykresie zależności, uzyskanych z pomiarów doświadczalnych i zależności obliczonych teoretycznie, pozwala na wykrycie wszelkich niewłaściwości działania układu hamulcowego, wynikających bądź to ze złych założeń konstrukcyjnych, bądź też z błędów wykonawczych.

Aby jednak charakterystyka hamulcowa dawała dostateczny i wyczerpujący materiał do wyciągnięcia wniosków o jakości badanego układu, konieczne jest wykonanie jej nie tylko dla typowego, najczęściej stosowanego obciążenia użytkowego samochodu, lecz również i dla co najmniej dwóch skrajnych przypadków: dla samochodu pustego i dla samochodu maksymalnie obciążonego, przy najmniej korzystnym sposobie rozłożenia tego obciążenia.

Korzyści przedstawiania w ten sposób właściwości hamulcowych samochodu są tak wielostronne, że należy spodziewać się, iż podana metoda powinna znaleźć w technice samochodowej szerokie zastosowanie tak, jak je znalazła już wykresna charakterystyka trakcyjna samochodu.

**) Temat ten zostanie naświetlony w następnym artykule tegoż autora: „Skuteczność działania hamulców i bezpieczeństwo ruchu przy hamowaniu samochodu”.

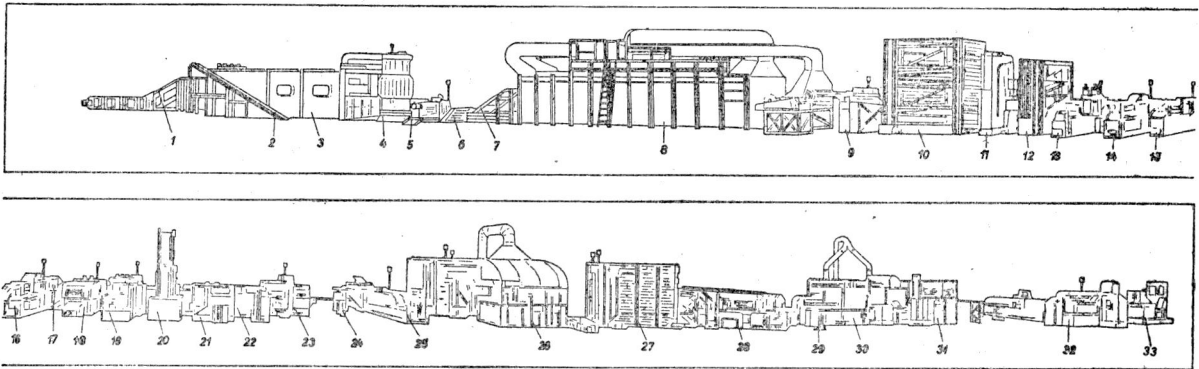
„Teoria winna odpowiadać na zagadnienie, wysuwane przez praktykę”.

W. Lenin

Inż. mech. ZIELONKO JÓZEF

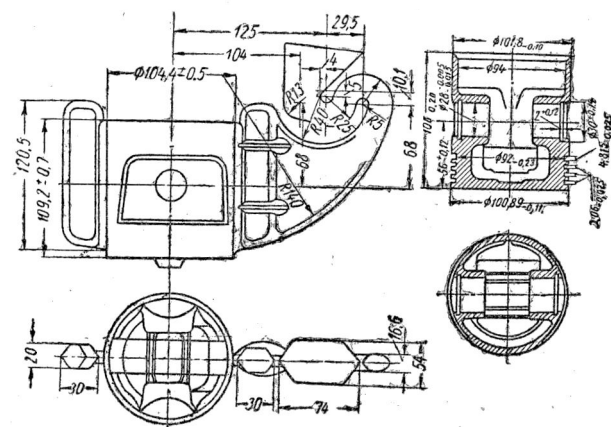
AUTOMATYZACJA W PRODUKCJI TŁOKÓW SAMOCHODOWYCH

Artykuł opracowany został na podstawie publikacji w czasopiśmie „Awtomobilnaja Promyszlennost”, Nr 11 — 1950 r. W treści podano opis całkowicie zautomatyzowanej fabryki tłoków ze stopu aluminiowego do samochodów ZIS-150. Opiszem objęto poszczególne działy fabryki tj. odlewniczy, obróbki cieplnej, obróbki mechanicznej, kontroli technicznej, opakowania tłoków gotowych i całkowicie zmechanizowany system transportu wewnętrznego.



Rys. 1. Ogólny schemat samoczynnej linii obróbkowej tłoków aluminiowych: 1 — przenośnik bloków na pole wsadowe, 2 — zabierakowy przenośnik dla wleków, 3 — piec do topienia, 4 — karuzelowa maszyna do odlewania, 5 — frezarka do obcinania wleków, 6 — przeladowywacz, 7 — przenośnik do obróbki cieplnej, 8 — piec do obróbki cieplnej, 9 — automat do mierzenia twardości, 10 — skład przejściowy dla zachowania ciągłości pracy, 11 — obrabiarka dla wykonania baz, 12 — magazyn przejściowy zasilający linię samoczynną, 13 — obrabiarka do wstępnego toczenia otworów dla sworzni, 14 — obrabiarka do wstępnego toczenia powierzchni zewnętrznej, 15 — frezarka do poziomego przecięcia, 16 — obrabiarka do ostatecznego toczenia powierzchni, 17 — automat do kontroli wysokości tłoka i szerokości rowków pierścieniowych, 18 — wiertarka do otworów odprowadzających olej, 19 — szlifiierka do wstępnego szlifowania powierzchni zewnętrznej, 20 — frezarka do nacięcia tłoka pod kątem, 21 — stolik do płytek, 22 — cierny przenośnik, 23 — wyważanie tłoków, 24 — przeladowywacz, 25 — szlifiierka do ostatecznego szlifowania powierzchni zewnętrznych tłoka, 26 — automat do cynowania, 27 — magazyn przejściowy zabezpieczający ciągłość produkcji, 28 — ostateczna obróbka otworów dla sworzni, 29 — stolik, 30 — maszyna do mycia, 31 — automat do sortowania, 32 — automat do pakowania, 33 — punkt dyspozycyjny.

Szybki rozwój budowy zautomatyzowanych obrabiarek pozwolił na automatyzację całych linii obróbkowych między innymi w produkcji części samochodowych. W fabryce tłoków do samochodów ciężarowych ZIS-150 w Związku Radzieckim zainstalowano takie właśnie zautomatyzowane linie obróbkowe. Pozwoliły one na 8 do 10-krotne obniżenie ilości robotników produkcyjnych, 2 do 3-krotne obniżenie pracochłonności mechanicznej obróbki oraz o 25 do 40% zmniejszenie powierzchni produkcyjnej w porównaniu z analogiczną produkcją niezautomatyzowaną. Oprócz tego automatyzacja pozwoliła na utrzymanie równego i wysokiego tempa w wykonywaniu części na oddziałach.



Rys. 2. Szkic tłoka surowego i po obróbce samochodu ZIS-150

Dotychczas automatyzacja linii obróbkowych stosowana była tylko przy mechanicznej obróbce, przy czym część operacji wykonywana była poza liniami obróbkowymi. Dużym postępem jest całkowite zautomatyzowanie technologicznego procesu wykonania tłoków aluminiowych w fabryce tłoków do samochodów ZIS-150. W fabryce tej zastosowano automatyzację procesu technologicznego dla wszystkich operacji, tj. od odlewu do opakowania. Ogólny widok linii przedstawia rys. 1.

Szkic odlewu oraz szkic obrobionego tłoka ZIS-150 są na rys. 2.

Tłok jest częścią skomplikowaną oraz dokładną i wymaga różnorodnych procesów technologicznych, które składają się z czterech faz: odlewania w kokile, obróbki cieplnej tłoka surowego, obróbki mechanicznej oraz sortowania obrobionych tłoków na grupy i pakowania. Cała fabryka podzielona jest na samowystarczalne działy, związane ze sobą zautomatyzowanymi przenośnikami, które dostarczają i odbierają z agregatów materiał wyjściowy, półfabrykaty i gotowe części.

DZIAŁ ODLEWNICZY ZE SKŁADEM METALU

Dla odlewania tłoków stosowany jest stop aluminiowo-miedziowo-krzemowy o składzie chemicznym: Cu — 5 do 7%, Si — 4,5 do 6%, Fe — max. 1,2%, Zn — max. 0,5%, Mn — max. 0,5%, Mg — max. 0,5%, reszta — Al.

Wyjściowym materiałem dla otrzymania powyższego składu jest stop Al-25 (wg Gost 1583-47) z zawartością Mg — min. 0,2%, w blokach o rozmiarach 590 × 155 × 110 mm i ciężarze 15 ± 1,5 kG oraz odpadki własne, jak wlewy i zabrakowane tłoki.

Bloki aluminiowe wyladują się z wagonów na taśmowy przenośnik, który dostarcza je do składu, położonego przed odlewnią. W składzie tym bloki układają się w metalowe skrzynie po 650 kG; następnie z każdej skrzyni

pobiera się próbki dla analizy chemicznej. Po przeprowadzeniu analizy bloki te, w zależności od zawartości Si, dzieli się na cztery grupy: I — Si = 4,5 do 5%; II — Si = 5 do 5,5%; III — Si = 5,5 do 6%; IV — Si = 6 do 6,5%. Posortowane bloki transportuje się elektrycznym dźwigiem do maszyny, gdzie są myte, a następnie po wysuszeniu sprężonym powietrzem składa się je przy piecu do topienia w ilości dwudniowego zapotrzebowania.

TECHNOLOGICZNE OPRZYRZĄDOWANIE

Dział odlewniczy składa się z następujących całkowicie zautomatyzowanych agregatów: elektrycznego pieca do topienia, karuzelowej maszyny do odlewania i agregatu do obcinania nadlewów. Zasilanie agregatów przeprowadza się przenośnikowymi urządzeniami, jak już wspomniano, całkowicie zautomatyzowanymi.

Bloki aluminiowe i zabrakowane tłoki układa się ręcznie na część poziomą dwułańcuchowego przenośnika o okresowym działaniu, który dostarcza bloki na pole wsadowe elektrycznego pieca. Przebieg tego transportu jest następujący: obcięte wlewki spadają na taśmowy przenośnik, znajdujący się przy agregacie do ich obcinania, skąd wlewki samoczynnie przeładowywane są na przenośnik zabierakowy, obsługujący pole wsadowe (rys. 1).

Wrzucanie bloków i wlewów do pieca odbywa się okresowo za pomocą hydraulicznego spychacza w okresach czasu odpowiadających odlaniu 12 sztuk tłoków.

Przenośnik podający bloki oraz hydrauliczny spychacz — uruchamiane są przy pomocy specjalnego urządzenia przekąźnikowego.

Agregat do topienia — jest pięciokomorowym piecem oporowym ze zbiornikiem. Temperatura metalu w każdej komorze i przy wyjściu z pieca (piąta komora) do zbiornika wynosi 800 — 850°C.

Temperatura w komorach sprawdzana jest termoparami, przy czym metal zabezpieczony jest w komorach przed przegrzaniem samoczynnymi wyłącznikami grzejników. W zbiorniku temperatura jest również regulowana samoczynnie w granicach 690 — 710°C.

Płynny metal w zbiorniku jest samoczynnie rafinowany chlorem.

Raz lub dwa razy na dobę pobiera się ze zbiornika próbki do analizy spektralnej. Dokładna kontrola składu

chemicznego bloków, samoczynne regulowanie temperatury i rafinowanie stopu pozwala na otrzymywanie stopu o żądanej jakości.

Płynny metal płynie ze zbiornika nieprzerwanie rynną do maszyny odlewniczej typu karuzelowej, posiadającej sześć kokil do zalewania (rys. 3).

Przebieg operacji jest następujący:

1. Zalewanie kokil płynnym metalem przy pomocy igłowego urządzenia dawkującego. Potrzebne ilości metalu reguluje przekąźnik czasowy.
2. Podnoszenie środkowego klina rdzenia na wysokość 50 mm, z jednoczesnym wysunięciem na 2,5 mm bocznych rdzeni dla sworzni i przesunięciem obu połówek rdzenia na 0,8 mm każdy ku środkowi.
3. Podnoszenie klina środkowego na wysokość 460 mm, zbliżenie do siebie obu połówek rdzenia, całkowite wyjęcie sworzni z oczek tłoka, otwarcie kokili i wyjęcie odlewu.
4. Złożenie klina i obu połówek rdzenia.
5. Zanurzenie końców rdzenia w wodzie z grafitem.
6. Całkowite składanie kokili.

Maszyna do odlewania ma następujące dodatkowe urządzenia: urządzenie do otwierania kokili w przypadku uszkodzenia przy pierwszej operacji; urządzenie do mieszania wody z grafitem i dostarczania mieszanki do miejsca gdzie odbywa się studzenie rdzeni oraz urządzenie do studzenia połówek kokili i denka wodą tak, aby temperatura powierzchni wewnętrznych kokili wynosiła 320 — 340°C. Usuwanie odlewu po trzeciej operacji przeprowadza się za pomocą przenośnika urządzeniem hydraulicznym (rys. 4). Górna część tego urządzenia wykonuje przy pomocy hydraulicznych mechanizmów ruch pionowy na 90 mm i ruch poziomy na 500 mm.

Po otwarciu kokili denko usuwa się i odlew opada na przyłmę rękawa przenośnika. Następnie rękaw przenośnika przesuwają się razem z tłokiem poziomo na odległość 500 mm. Przy ruchu w dół górnej części rękawa tłok opuszcza się na dwie kierownice i pozostaje w tym położeniu do następnego ruchu przenośnika, gdzie znów chwytyany jest nowy odlew, a poprzedni jest podnoszony i przeniesiony na dalsze 500 mm itd. do maszyny do obcinania wlewów.

Wlewki obcinane są w temperaturze tłoka 200°C i to jest bardzo ważne, ponieważ odlew nie zdążywszy ostygnąć przechodzi do pieca do obróbki cieplnej. Daje to nową oszczędność w rozchodzie energii elektrycznej. Obcinanie wlewów odbywa się za pomocą frezów z wstawianymi nożami przy szybkości cięcia 250 m/min i przesuwie 490 mm/min.

Po obcięciu wlewów zaciski hydrauliczne zwalniają tłok i przenośnik przesuwają się o jeszcze jeden skok, gdzie tłok zostaje zrzucony za pomocą dźwęża zamocowanego do samoczynnego przeładowywacza, umieszczonego równiegle do przenośnika. Z przeładowywacza tłoki są zrzucane po 8 sztuk na przenośnik idący do pieca, gdzie są obrabiane cieplnie.

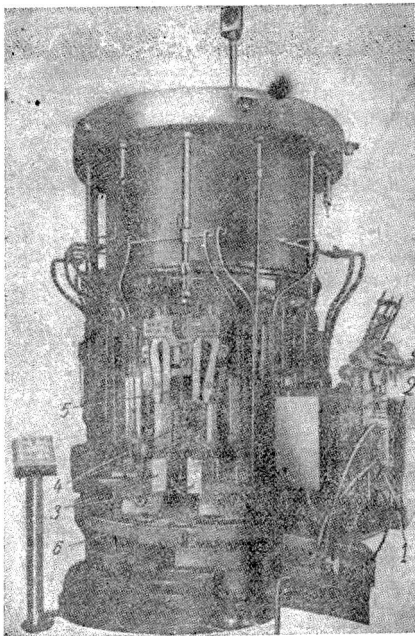
DZIAŁ OBRÓBKI CIEPLNEJ

Dla polepszenia właściwości mechanicznych odlewów tłoki poddaje się obróbce cieplnej w piecach elektrycznych o działaniu ciągłym.

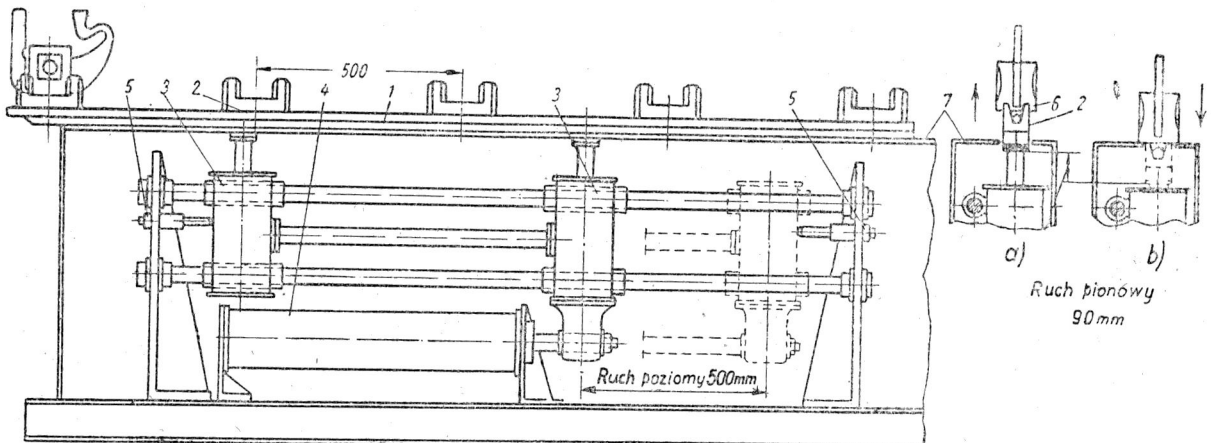
W piecach tych tłoki są podgrzewane w czasie 30 min. do temperatury $250 \pm 5^\circ\text{C}$, w której przebywają następnie 5,5 godziny. Z kolei tłoki są chłodzone do temperatury 20 — 50°C w czasie 32 min. Chłodzenie przeprowadza się powietrzem o temperaturze 18 — 20°C. Cały cykl trwa 6 godzin 5 min. Po obróbce cieplnej twardość tłoków powinna wynosić 100 — 130 HB.

Każdy tłok poddaje się badaniu twardości przy pomocy specjalnego samoczynnego przyrządu. Tłoki dobre zrzucane są do magazynu przejściowego przed linią obróbki mechanicznej, zabrakowane zaś do skrzynki z brakami.

Cały dział metalurgiczny jest całkowicie zmechanizowany. Wyjątek stanowi ręczne ładowanie bloków na przenośnik do zasilania pieca. Czas ładowania ręcznego wynosi 4 do 5 min. i wystarcza na godzinę pracy przenośnika.



Rys. 3. Samoczynna maszyna odlewnicza typu karuzelowej sześciokokilowa: 1 — igłowe urządzenia dawkujące, 2 — pneumatyczny cylinder urządzenia dawkującego, 3 — połówki kokil, 4 — połówki rdzenia, 5 — klin, 6 — stół obrotowy



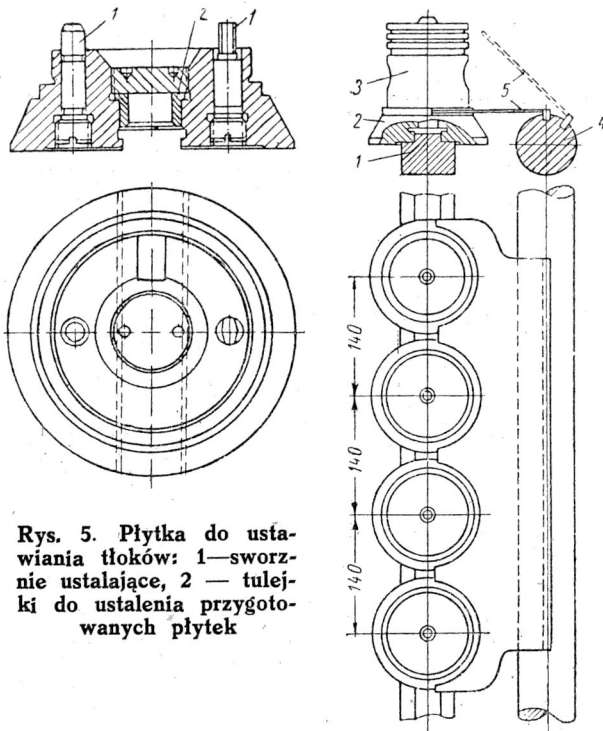
Rys. 4. Schemat przenośnika o okresowym działaniu: 1 — rękaw przenośnika, 2 — przyrmy chwytające, 3 — cylindry do ruchów pionowych rękawa, 4 — cylindry doruchów poziomych rękawa, 5 — sworznie ograniczające ruch rękawa, 6 — tłoki, 7 — kierownice. Położenie tłoków: a — przy wypadnięciu tłoka z kokili, b — przy powrotnym ruchu tłoka cylindrowego

DZIAŁ OBRÓBKI MECHANICZNEJ

W dziale obróbki mechanicznej są następującego stanowiska:

- 1) stanowisko obróbki baz wyjściowych z ręcznym ładowaniem,
- 2) samoczynna linia obróbkowa połączona z przenośnikiem agregatu służącego do cynowania,
- 3) końcowe stanowisko dla obróbki otworów na sworznie,
- 4) stanowisko samoczynnej kontroli i sortowania.

Przebieg technologicznego procesu obróbki tłoków w dziale mechanicznym pokazany jest w tablicy I a na oddzielnych szkicach w tekście przedstawione są poszczególne kolejne czynności. Nowością w procesie obróbki mechanicznej jest oryginalne oprzyrządowanie polegające na tym, że tłoki są ustawiane i przenoszone na specjalnych płytkach. Konstrukcję takiej płytki przedstawia rys. 5.



Rys. 5. Płytki do ustawiania tłoków: 1 — sworznie ustalające, 2 — tulejki do ustalenia przygotowanych płytek

Rys. 6. Schemat urządzenia przenośnikowego płytek z tłokami: 1 — maszyna kierująca, 2 — płytka ustalająca, 3 — tłok, 4 — pręt przenośnikowy, 5 — daszek pręta wysuwający płytki z tłokami

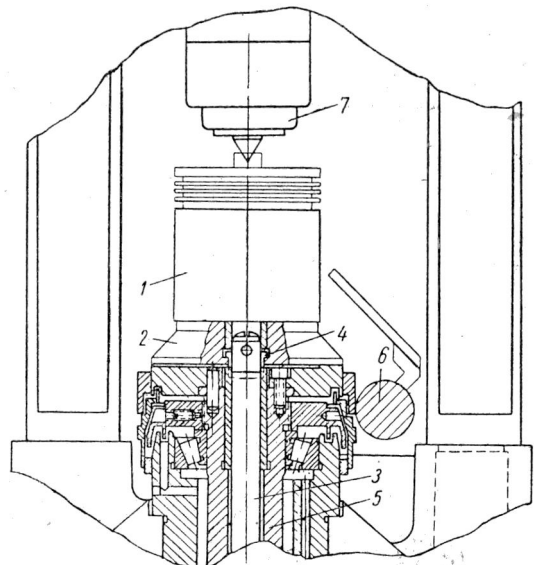
Między przejściowym magazynem z odlewami tłoków a linią obróbki mechanicznej znajduje się stół pneumatyczny, podający każdorazowo cztery płytki, na które ręcznie nakłada się tłoki i które przechodzą na przenośniku z obrabiarki na obrabiarkę.

Na rys. 6 i 7 pokazane są schematycznie urządzenia przenośnikowe dla płytek z tłokami i ustawianie ich na odpowiednich obrabiarkach.

Na rys. 8 pokazana jest obrabiarka dla wstępnej obróbki otworów dla sworznia oraz do wykonania nakiełków centrujących tłoków.

Na rys. 9 pokazana jest pionowa frezarka dla poziomych przecięć tłoka.

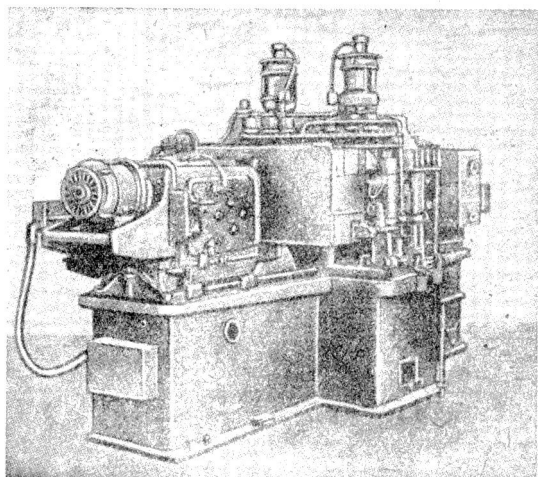
Na rys. 10 podano kolejność wiercenia otworów odprowadzających olej. Otwory te wierce się na maszynie zaopatrzonej w specjalny mechanizm, za pomocą którego płytki łącznie z tłokami ustawiają się kolejno pod kątem odpowiednim dla poszczególnych otworów. Porządek wier-



Rys. 7. Umieszczenie płytek z tłokami na obrabiarkach: 1 — tłok, 2 — płytka ustalająca, 3 — ustalacz hydrauliczny, 4 — zatyczka, 5 — rdzeń, 6 — przenośnik, 7 — kieł hydrauliczny

cenia otworów jest następujący: wierce się dwa otwory Nr 1 jednocześnie z dwóch stron, następnie oddzielnie wierce się kolejno otwory oznaczone Nr 2 do 7 i na końcu wierce się otwory Nr 8 z dwóch stron jednocześnie.

Rys. 11 przedstawia szlifierkę do szlifowania na okrągło, która posiada dwie tarcze obracające się dookoła



Rys. 8. Automat do wstępnego wiercenia otworów dla sworzni i centrowania dna

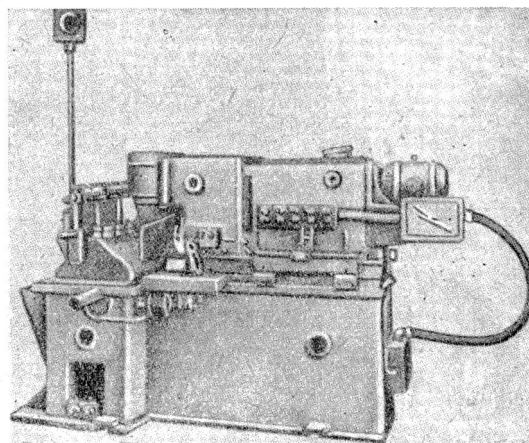
pionowych osi. Schemat szlifowania podaje rys. 12, na którym widać, że każda tarcza jednocześnie szlifuje dwa tłoki.

Liczba obrotów tłoków wynosi 100 na minutę, szybkość 33 m/min, a posuw poprzeczny tarczy 0,03 mm/1 obrót.

Rys. 13 przedstawia automat pięciopozycyjny do wyważania tłoków. Kolejność operacji w tym automacie podana jest w tablicy I.

Rys. 14 przedstawia specjalny agregat dla ostatecznej obróbki otworów dla sworzni. Agregat ten posiada 16 wrzecion.

Na rys. 15 pokazany jest schemat automatycznego urządzenia zwrotnego przesuwu dla końcowej obróbki otworów dla sworzni.



Rys. 9. Frezarka pionowa dla przecięć poziomych

Ogólna długość działu obróbki mechanicznej od operacji wstępnego przygotowania otworów dla sworzni do pakowania w agregacie — wynosi 45 m.



W obróbce tłoka w linii stosuje się 34 różne narzędzia tnące. Jednocześnie na całej linii pracuje 140 narzędzi tnących i 10 tarcz szlifierskich.

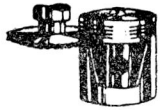
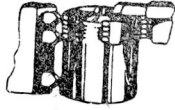
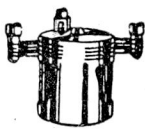
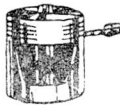
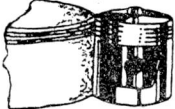

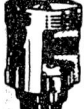
Na rys. 16 przedstawiona jest maszyna do opakowania tłoków w papier. Maszyna ta wykonuje następujące operacje:

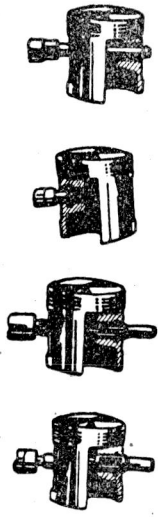
- 1) pokrycie powierzchni tłoków cienką warstwą tłuszczu o temperaturze 100°C,
- 2) odcięcie arkusza papieru o wymiarach 400×200 mm i zawinięcie tłoków w papier,
- 3) wkładanie zawiniętych tłoków do pudełka (po 12 tłoków w pudełku), zamykanie pudełka, zaklejenie go nagumowaną taśmą i postawienie pudełek na przenośniku.

TABLICA I

KOLEJNOŚĆ OPERACJI PRZY OBRÓBCE MECHANICZNEJ TŁOKA

Nr operacji	Krótki opis operacji	Oprzyrządowanie
1	Obróbka bazy: 1 czynność: założyć na płytkę i ustawić na przenośnik 2 czynność: sfazować krawędź wewnętrzną. 3 czynność: wywiercić dwa otwory dla rozwiercenia. 4 czynność: rozwiercić dwa ustalające otwory	Specjalna 10-wrzecionowa pionowa wiertarka z czterema gniazdami i stołem obrotowym. Ładowanie ręczne
2	 Toczenie otworów dla sworzni i centrowanie dna: 1 czynność: wykonać fazy w otworach dla sworzni oraz nawiercić nakiełek centrujący. 2 czynność: roztoczyć otwory z dwóch stron	Specjalna 20-wrzecionowa wiertarka trzystronna
3	 Wstępne toczenie, planowanie dna i cięcie rowków: Lewa głowica: wstępne planowanie dna i cięcie 4 rowków pierścieniowych. Prawa głowica: wstępne toczenie średnicy zewnętrznej	Specjalna wielonożowa tokarka dwustronna

Nr operacji	Krótki opis operacji	Oprzężowanie
<p>4</p> 	Frezowanie poziomych przecięć	Specjalna frezarka pionowa 4-wrzecionowa
<p>5</p> 	<p>Ostateczne planowanie dna, kalibrowanie rowków i toczenie na średnice zewnętrzne:</p> <p>Lewa głowica: ostateczne planowanie i kalibrowanie 4 rowków.</p> <p>Prawa głowica: toczenie zewnętrzne na gotowo</p>	Specjalna wielonożowa tokarka dwustronna
<p>6</p> 	Kontrola rowków pierścieniowych	Przyrząd do samoczynnej kontroli
<p>7</p> 	Wiercenie 10 otworów odprowadzających olej	Specjalna wiertarka dwustronna 8-wrzecionowa
<p>8</p> 	Wstępne szlifowanie powierzchni zewnętrznej tłoka oraz trzech pasków między rowkami	Specjalna dwustronna szlifierka dwuwrzecionowa do szlifowania na okrągło
<p>9</p> 	<p>Frezowanie przecięcia pod kątem oraz ścięcie nakiełka centrującego.</p> <p>Pozioma głowica: frezować przecięcie pod kątem — szerokość przecięcia 1,5 mm</p> <p>Pionowa głowica: sfrezować nakiełek centrujący i zdjąć tłok z płytki</p>	Specjalna frezarka dwustronna 8-wrzecionowa
<p>10</p> 	<p>Wyważanie tłoków.</p> <p>1 czynność: zaciśnięć tłok w szczęki automatu.</p> <p>2 czynność: wstępnie toczyć nadlewki odpowietrzników i szlifierki.</p> <p>3 czynność: wyjąć tłok ze szczęk, zważyć i znowu zaciśnąć.</p> <p>4 czynność: ostateczne wyważenie tłoków z dokładnością 827 ± 3 G przez toczenie miejsc po nadlewkach.</p> <p>5 czynność: zdzjąć tłoki i ułożyć na stoliku</p>	Specjalny automat 5-pozycyjny do wyważania

Nr operacji	Krótki opis operacji	Oprzężowanie
11	Ostateczne szlifowanie zewnętrznej powierzchni tłoka oraz trzech pasków między rowkami	Specjalna 4-tarczowa szlifierka bezkłowa
12	Cynowanie tłoków: odluścić, przemyć w bieżącej gorącej wodzie, pocynować w roztworze technicznym Na_2SnO_3 , przemyć w bieżącej gorącej wodzie	Specjalny agregat z samoczynnym ładowaniem i wyładowaniem
13	 <p>Ostateczne toczenie otworów dla sworznia i rowków pod pierścienie zabezpieczające.</p> <p>1 czynność: ostatecznie wytoczyć otwory pod sworznie.</p> <p>2 czynność: wytoczyć rowki pod pierścienie zabezpieczające.</p> <p>3 czynność: rozwiąć jednocześnie otwory dla sworznia.</p> <p>4 czynność: sprawdzić otwory.</p>	Specjalna pozioma obrabiarka 16-wrzecionowa do ostatecznej obróbki otworów dla sworzni Ładowanie ręczne
14	Przemyć w roztworze sodowym i czystej wodzie a następnie wysuszyć sprężonym powietrzem	Specjalna maszyna do mycia
15	Samoczynna kontrola, sortowanie na grupy w zależności od średnicy otworów dla sworzni i średnicy zewnętrznej płaszczka oraz cechowanie	Specjalny automat dla kontroli i sortowania
16	Kontrola wyglądu zewnętrznego wszystkich tłoków	Optycznie przez pracownika
17	Smarowanie antykorozyjne i pakowanie	Samoczynna maszyna do smarowania i pakowania

KONTROLA TECHNICZNA

Dla sprawdzenia jakości tłoków przyjęte są następujące rodzaje kontroli:

- 1) stu procentowa samoczynna kontrola na agregatach w linii obróbkowej następujących parametrów: twardości odlewu, szerokości rowków pierścieniowych, wysokości tłoka (rys. 17), średnicy otworu dla sworznia, średnicy stożka tłoka, prostokątności osi tłoka, odległości osi tych otworów od dna i istnienia otworków odprowadzających olej,
- 2) stu procentowa kontrola zewnętrznego wyglądu i wad odlewniczych na początku obróbki mechanicznej i wad odlewniczych ujawnionych podczas obróbki,

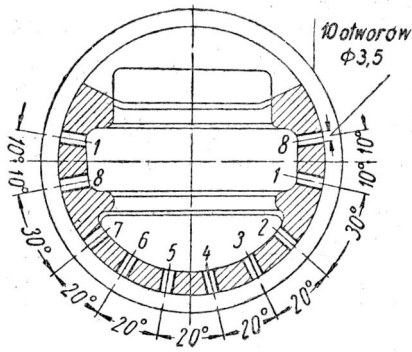
- 3) kontrola optyczna na wygląd zewnętrzny wszystkich tłoków.

ORGANIZACJA ZAKŁADU

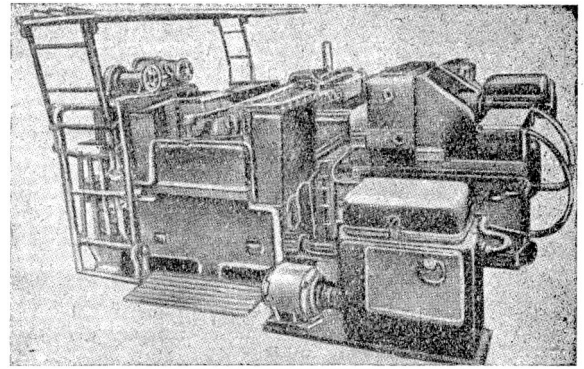
Działy: odlewniczy i obróbki cieplnej — pracują na trzy zmiany; pozostałe — na dwie.

Biorąc pod uwagę różnorodny i skomplikowany charakter całości oprzężowania — czas na główne naprawy maszyn i urządzeń działu odlewniczego i obróbki cieplnej określono na 35 dni, a działu mechanicznego na 69 dni.

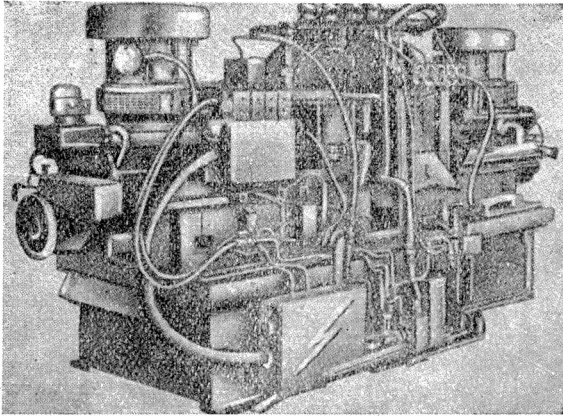
Dla zabezpieczenia równomiernej i ciągłej pracy zainstalowano zmechanizowane magazyny przejściowe półfabrykatów w różnych miejscach na całej linii (rys. 18). Pierwszy magazyn położony jest między stanowiskami



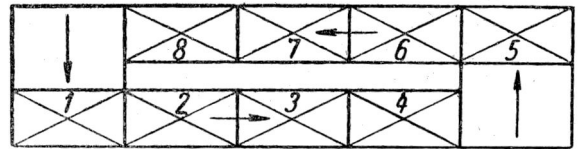
Rys. 10. Kolejność wiercenia otworów odprowadzających olej



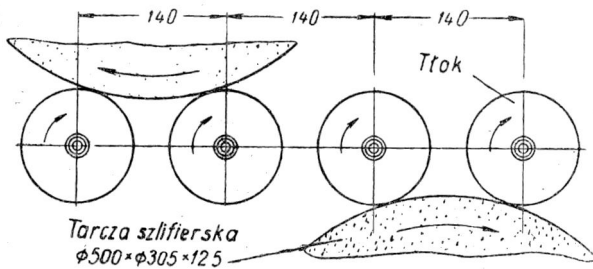
Rys. 14. Specjalny agregat 16-wrzecionowy do ostatecznej obróbki otworów dla sworzni



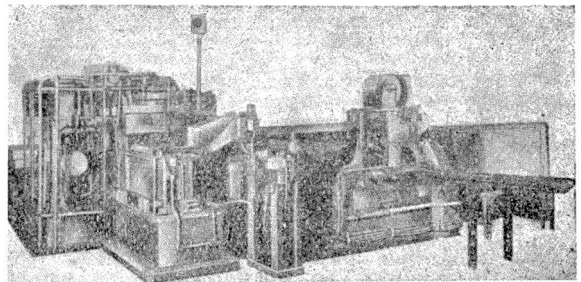
Rys. 11. Szlifiierka specjalna dwuwrzecionowa do szlifowania na okrągło zewnętrznych powierzchni tłoka



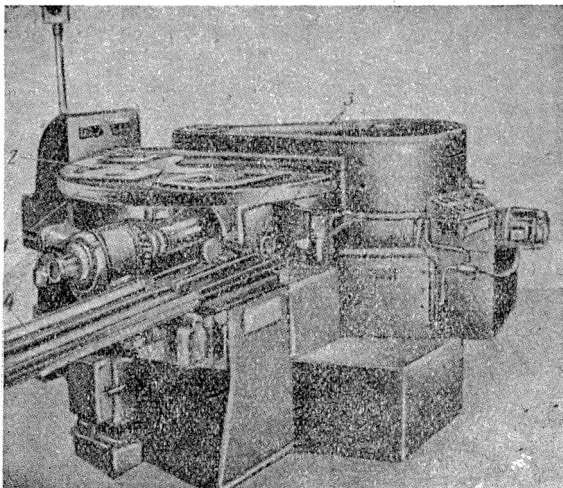
Rys. 15. Schemat przesunięcia mechanizmu z tłokami na agregacie końcowej obróbki otworów dla sworzni: 1 — ustawianie czterech tłoków, 2 — ustawianie tłoków według otworów dla sworzni, 3 — wstępna i ostateczna obróbka otworów, 4 — wytoczenie rowków dla pierścieni zabezpieczających, 5 — poprzeczne przesunięcie mechanizmu, 6 — jednoczesne rozwiercenie w tłoku otworów dla sworzni, 7 — sprawdzania otworów, 8 — pozycja jałowa



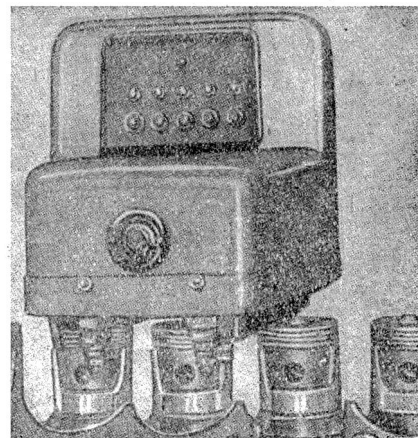
Rys. 12. Schemat ustawienia tarcz szlifierskich oraz szlifowanie tłoków na szlifiierce do szlifowania na okrągło



Rys. 16. Ogólny widok agregatu do owijania tłoków w papier i zapakowania w pudełka

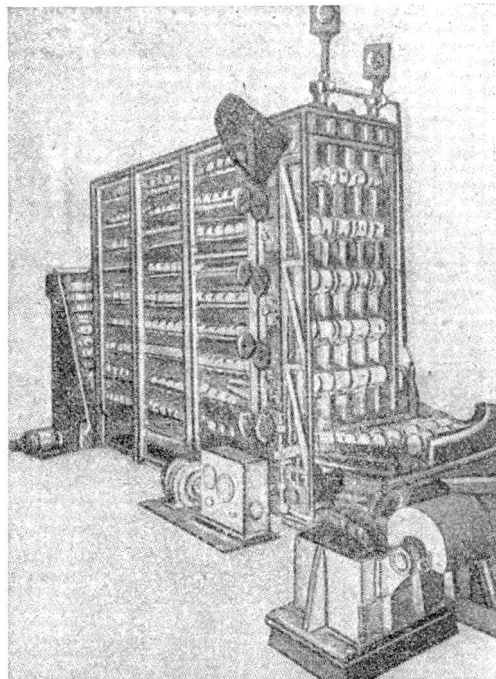


Rys. 13. Automat do wyważania tłoków: 1 — stół obrotowy, 2 — szczęki, 3 — specjalne zderzaki zwrotne, 4 — łożo pochylne



Rys. 17. Aparat sprawdzający wysokość tłoków i szerokość rowków pierścieniowych

obróbki cieplnej i mechanicznej. Posiada on zapas na 8 godzin pracy działu mechanicznego. Następnie magazyny znajdują się przed samoczynną linią obróbkową i przed agregatem do końcowej obróbki otworów dla sworzni.



Rys. 18. Magazyn przejściowy dla zachowania ciągłości pracy

Przeznaczeniem tych magazynów jest zapewnienie współdziałania sąsiadujących ze sobą oddziałów w przypadku przerwy w pracy któregoś z nich. Pierwszy magazyn zawiera zapas na jedną godzinę, drugi — na około 1,5 godziny pracy. Oprócz tego konstrukcja miejsc do ładowania przewiduje możliwość ręcznego ładowania w razie uszkodzenia linii samoczynnej. Zainstalowana jest również centralnie położona sygnalizacja świetlna, pokazująca, który z agregatów pracuje oraz, który ma przerwę w pracy.

Mechanizacja całego oprzyrządowania pozwoliła na zmniejszenie ilości personelu do minimum. Według projektowanych danych dla obsłużenia samoczynnej linii potrzeba sześciu ludzi do bezpośredniej obsługi i dwunastu

ustawiaczy, nie licząc kontrolerów, personelu administracyjnego i ludzi zatrudnionych w bazie naprawczo-narzędziowej.

Do obowiązków personelu bezpośredniej obsługi należy sprawdzanie pracy agregatów i wymiana narzędzi we właściwym czasie; ze względu na wysoką jakość narzędzi, wymianę ich przeprowadza się raz na dobę. Naprawa tarcz szlifierskich odbywa się raz lub dwa razy w ciągu dwóch zmian.

Cały dział obróbki mechanicznej posiada centralne miejsce, w którym przygotowane są emulsje do chłodzenia narzędzi i tarcz szlifierskich. Krążenie emulsji chłodzącej wszystkie narzędzia jest również centralne z wyjątkiem tarcz szlifierskich, które posiadają system chłodzenia indywidualny.

KORZYŚCI AUTOMATYZACJI

W tablicy II podane są porównawcze dane dotyczące produkcji tych samych tłoków metodą zautomatyzowaną i metodą ręczną. Porównanie to przeprowadzono przy założeniu, że wielkość produkcji w obu przypadkach jest jednakowa. Współczynniki przy produkcji ręcznej przyjęto za 100%.

TABLICA II

Nazwa wskaźnika	Projektowe współczynniki w % dla automatyzacji
Roczna produkcja	85,7
Pracochłonność jednego tłoka	19,7
Powierzchnia produkcyjna	72,0
Ogólna ilość pracowników na 3 zmiany	25,4
Ilość pracowników produkcyjnych	17,2
Produkcja miesięczna na 1 prac. ogólnego	334,0
Produkcja miesięczna na 1 prac. produkcyjnego	504,0
Moc urządzeń elektrycznych	90,0

Z tablicy tej widzimy, że wskutek pełnej automatyzacji we wszystkich fazach obróbkowych, transportu międzyoperacyjnego i kontroli, pracochłonność tłoków zmniejszyła się pięciokrotnie oraz bardzo wyraźnie zmniejszyła się liczba pracowników produkcyjnych.

Drugim ważnym momentem dla zaprojektowanej linii samoczynnej jest to, że może ona produkować tłoki o wymiarach naprawczych oraz częściowo może być przestawiona na produkcję tłoków do innych silników.

„Jeśli technika zależy przeważnie od stanu nauki, to nauka zależna jest w daleko większym stopniu od stanu i od potrzeb techniki. Jeśli w społeczeństwie ukazuje się pewna potrzeba techniczna, pomaga ona postępowi nauki więcej niż dziesięć uniwersytetów”.

F. Engels

Inż. E. KAMIŃSKI i R. ZALEWSKI

ŻELIWO Z GRAFITEM KULKOWYM

Artykuł opracowano na podstawie „Product Engeneering” — IV.50 r., „SAE-Journal” — V.50 r. i Kantorowicza „Termiczeskaja obrabotka stali i czuguna”. Podane są w nim zasady wytwarzania żeliwa kulkowego, jego własności mechaniczne w porównaniu z żeliwem zwykłym, staliwem i stalą oraz możliwości stosowania jego dla odlewów samochodowych.

Żeliwo, jako materiał konstrukcyjny, posiada szereg cennych właściwości jak: dobrą odlewność, odporność na zużycie i wysokie temperatury itd. Zakres stosowania jego w budowie samochodów jest jednak ograniczony na skutek niskiej wytrzymałości na rozciąganie i zginanie, małego wydłużenia i udarowości. Z tego względu wiele odlewów samochodowych wykonuje się z żeliwa ciągliwego lub staliwa, co znacznie komplikuje i podraża proces technologiczny.

Na własności mechaniczne szczególnie silny wpływ ma kształt i wielkość wydzielonego grafitu. W żeliwie szarym występuje on w niekorzystnej postaci żyłek lub płatków o ostrych krawędziach, działających jak karby i powodujących gwałtowne załamania ciągłości osnowy metalicznej. Ostatnio coraz szersze zainteresowanie budzi nowy rodzaj żeliwa, a mianowicie żeliwo z grafitem wydzielonym w postaci kulek. Nazywane jest ono żeliwem „sferoidalnym” lub „globularnym”; proponujemy nazwę „żeliwo kulkowe”. Wykazuje ono bardzo wysokie własności mechaniczne, które tłumaczą się tym, że: 1) stosunek powierzchni kuli do jej objętości jest najmniejszy z pośród innych brył, a to pozwala zwiększyć ciągłość metalicznej osnowy żeliwa, 2) łagodny kształt kulki eliminuje działanie karbu. Mikrografie na rys. 1 przedstawiają rozkład cząstek niemetalicznych w różnych odlewach; gdyby cząstki te były ustawione w postaci trójwy-

miarowej, od razu byłby widoczny ich wpływ na własności mechaniczne. Szare żeliwo (1a) podziurkowane jest wprost przez płatki grafitu o ostrych brzegach. W ciągliwym żeliwie (1b) zawartość grafitu jest niższa i kształt jego mniej wpływa na spistość odlewu. Staliwo (1c) zawiera niewielki procent domieszek niemetalicznych. Żeliwo kulkowe (1d) ma mniej więcej tę samą ilość grafitu, co żeliwo szare, ale korzystny jego kształt zapewnia osiągnięcie znacznie wyższych własności mechanicznych.

Kulkowy kształt grafitu uzyskiwano do niedawna jedynie w wyniku cieplnej obróbki żeliwa, a mianowicie przy długotrwałym wyżarzaniu, przeprowadzanym dla uzyskania żeliwa ciągliwego z kulkowym grafitem żarzenia. Badania przeprowadzone od kilku lat w Związku Radzieckim (CNIIT-Masz) i w innych krajach wykazały, że po dodaniu niewielkiej ilości magnezu lub ceru do roztopionego żeliwa cały grafit wydziela się w postaci kulek już w czasie krzepnięcia odlewu. Magnez wprowadza się w ilościach od 0,1 do 0,5% (dla odlewów cienkościennych) — od 1,0 do 1,2 (dla odlewów grubościennych). Ilość dodawanego magnezu jest tym większa, im większa jest grubość ścianek odlewu i im wyższa zawartość węgla i krzemu. Dla odlewów grubościennych zawartość ta nie powinna przekraczać 2,7 do 3,0% C i 1,0 do 1,2% Si; może ona wzrosnąć do: 3,2 do 3,5% C i 2,0 do 2,5% Si dla odlewów o grubości ścianki do 3 mm. Cer (Ce) pozwala uzyskać kulkowy grafit tylko w odlewach cienkościennych.

Proces kulkowej grafityzacji nie jest jeszcze teoretycznie dostatecznie wyjaśniony. Według jednej hipotezy zachodzi ona na skutek tego, że pary magnezu (temperatura wrzenia magnezu 1100°C) przechodząc przez płynne żeliwo powodują silne burzenie się jego i grupowanie grafitu. Według drugiej — magnez reaguje z krzemem i tworzy związek chemiczny Mg_2Si , który stanowi prawdopodobnie ośrodki grafityzacji.

Na kulkową grafityzację wpływa magnez wprowadzony w ilościach większych, niż to jest potrzebne dla odsiarczenia żeliwa. Jak wiadomo bowiem, magnez energicznie odsiarcza żeliwo; po dodaniu Mg zawartość siarki spada do 0,03%, co nie przewyższa ilości siarki w dobrej stali.

Dobierając odpowiednio skład chemiczny możemy uzyskać żeliwo o różnych własnościach wytrzymałościowych.

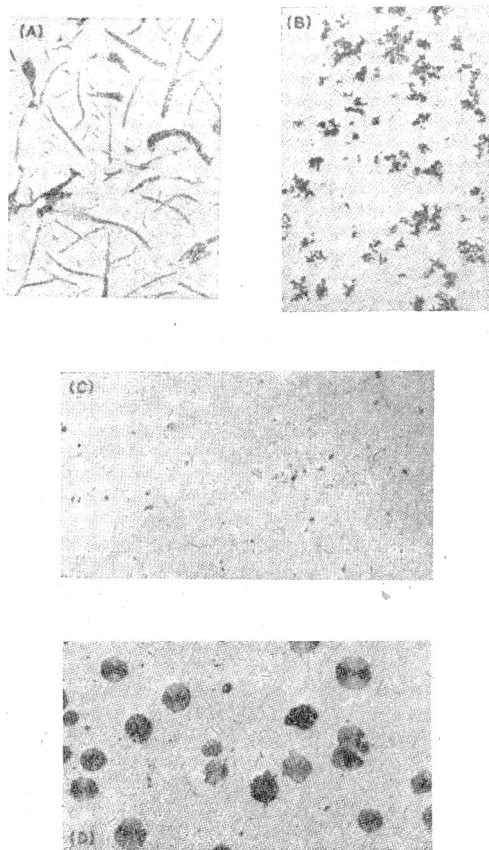
Poniżej — tablica I — podane są przykłady dwóch podstawowych typów żeliwa: A — o wysokiej wytrzymałości na rozciąganie i B — o wysokiej ciągliwości.

TABLICA I

Typ żeliwa	Skład chemiczny w %					
	C	Si	Mn	P	S	Mg
O wysokiej wytrzymałości na rozciąganie A	3,40	2,50	0,70	0,14	0,015	0,50
O wysokiej ciągliwości B	3,50	2,60	0,15	0,025	0,015	0,50

Mikrostruktura żeliwa A przedstawia perlit i grafit kulkowy; żeliwa B (rys. 2) — również perlit, ale każda kulka grafitu otoczona jest przez ferryt w kształcie „wolic oczu”. Własności wytrzymałościowe tych żeliw podane są w tablicy II.

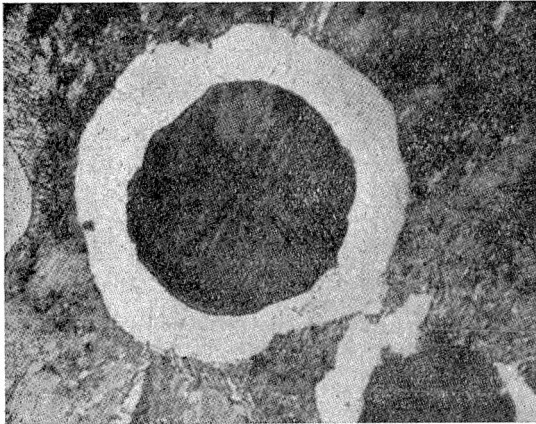
Na ciągliwość ujemnie wpływa przede wszystkim mangan i fosfor. Dla maksymalnej ciągliwości i udarno-



Rys. 1. Rozkład cząstek niemetalicznych: a — żeliwo szare, b — żeliwo ciągliwe, c — staliwo, d — żeliwo kulkowe

TABLICA II

W i e l k o ś ć	Jednostka	Żeliwo Żm 30	Żeliwo ciągli- we Żc 36	Stali- wo 035L	Stal 035	Żeliwo kulkowe		
						A	B	
							suro- we	norma- lizow.
Granica płynności	kG/mm ²	—	18	25	27	56	39	32
Wytrzymałość na rozciąganie	kG/mm ²	30	36	52	60	70	56	46
Wydłużenie	%	—	10	12	22	2	10	15
Twardość	HB	200	110	140	140	255	190	160
Moduł sprężystości	kG/mm ² · 10 ³	11	21	21	21	17	17	17



Rys. 2. Mikrostruktura żeliwa B (patrz. tabl. I) o wysokiej ciągliwości. Kulka grafitu otoczona jest przez ferryt w kształcie „walego oka”

ści zawartość manganu nie powinna przekraczać 0,30% a fosforu 0,04%.

W tabelicy II zawarte są porównawcze dane wytrzymałościowe żeliwa kulkowego o składzie chemicznym według tabelicy I, żeliwa Żm 30, staliwa 035L, stali 035 i żeliwa ciągliwego Żc 36. Dla żeliwa kulkowego B podano dane dla próbek bez obróbki cieplnej i po znormalizowaniu.

Z zestawienia powyższego widoczne jest olbrzymie polepszenie własności wytrzymałościowych żeliwa kulkowego w porównaniu z żeliwem zwykłym. Poszczególne wielkości są niżej omówione szerzej.

Wytrzymałość na rozciąganie

Zależnie od podstawowego składu chemicznego żeliwa, dodatku magnezu i obróbki cieplnej osiągane wyniki badań wytrzymałościowych na rozciąganie zawierają się mniej więcej w następujących granicach.

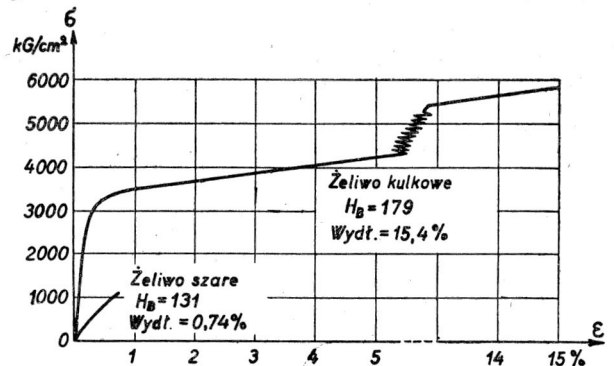
TABLICA III

Własność	Jednostka	Bez obróbki cieplnej	Normalizowane
Granica płynności	kG/mm ²	35 do 60	32 do 39
Wytrzymałość na rozciąganie	kG/mm ²	53 do 84	46 do 53
Wydłużenie	%	1 do 15	15 do 25
Przewężenie	%	1 do 15	15 do 25

Widać z powyższego, że w celu polepszenia wydłużenia, przewężenia i zmniejszenia rozpiętości własności wytrzymałościowych na rozciąganie należy żeliwo obrócić

cieplnie, a mianowicie normalizować. W wyniku tej operacji strąca się część związanego węgla i uzyskuje się wolny ferryt, grupujący się wokół kulek grafitu. Obniża się przy tym wytrzymałość na rozciąganie, która przed obróbką cieplną nie ustępuje wytrzymałości średniowej stali.

Rys. 3 przedstawia krzywe $\sigma = f(\epsilon)$ dla dwóch próbek żeliwnych o tym samym składzie chemicznym, odlewanych w tych samych warunkach. (Krzywa dolna dla próbki z żeliwa szarego; krzywa górna dla próbki z żeliwa kulkowego, uzyskanego przez dodanie magnezu). Wykresy te dobitnie ilustrują polepszenie własności wytrzymałościowych, spowodowanych przez zmianę kształtu grafitu.



Rys. 3. Badanie na rozciąganie próbek z żeliwa szarego (krzywa dolna) i żeliwa kulkowego (krzywa górna)

Udarność

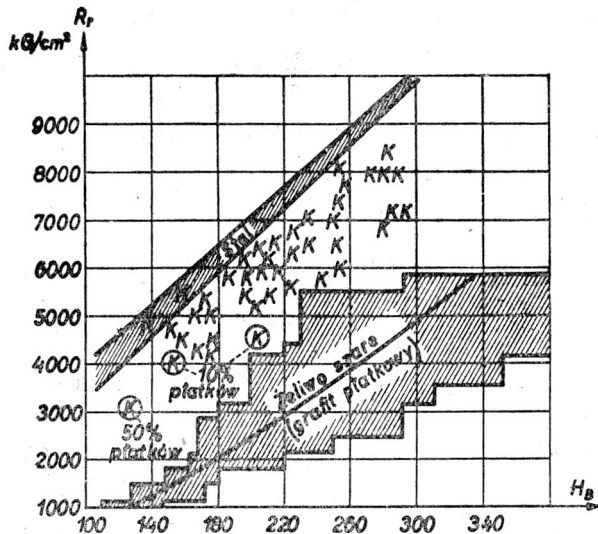
Udarność zwykłego żeliwa szarego jest nie większa niż 0,5 kG/cm². Natomiast udarność żeliwa kulkowego wynosi: w stanie nieulepszonym cieplnie — 2,0 do 2,5 kG/cm², po normalizowaniu — 3,0 do 3,5 kG/cm². Dla staliwa o tej samej mniej więcej wytrzymałości na rozciąganie udarność wynosi powyżej 6 kG/cm².

Twardość

Żeliwo kulkowe nienormalizowane wykazuje przeciętnie wyższą twardość niż żeliwo szare, głównie dlatego, że — w odróżnieniu od grafitu płatkowego — cząstki grafitu kulkowego nie usuwają się pod kulką aparatu Brinella. Jednakże rzeczywista twardość, określona przez próbę mikrotwardości, nie jest większa, a wraz z tym i obrabialność nie jest gorsza. Twardość żeliwa kulkowego wynosi na ogół ok. 200 HB. Przez normalizowanie można ją zmniejszyć do ok. 160 HB. Rys. 4 przedstawia wykresy wytrzymałości na rozciąganie w funkcji twardości. Wartości dla żeliwa kulkowego układają się między żeliwem a stalą węglową i wypełniają niejako lukę między tymi materiałami konstrukcyjnymi.

Wytrzymałość na ściskanie

Wytrzymałość na ściskanie żeliwa szarego jest w przybliżeniu trzykrotnie wyższa, niż wytrzymałość na roz-



Rys. 4. Wytrzymałość na rozciąganie w funkcji twardości dla stali, żeliwa kulkowego (K) i szarego

ciąganie. Natomiast żeliwo kulkowe nie wykazuje takich dużych różnic; wytrzymałość na ściskanie jest nie wiele wyższa, niż wytrzymałość na rozciąganie i bliska wytrzymałości na ściskanie żeliwa zwykłego. Dlatego nie celowe jest zastępowanie żeliwa szarego przez kulkowe tam, gdzie elementy konstrukcyjne pracują na ściskanie.

Wytrzymałość zmęczeniowa

Żeliwo kulkowe poddane badaniom zmęczeniowym wykazuje te same właściwości, co inne stopy żelaza, a mianowicie wytrzymałość na obciążenie pulsujące równa jest 40–50% wytrzymałości na rozciąganie.

Inż. mech. WRZESIŃSKI TADEUSZ

METODY I PRZYRZĄDY DO SZYBKIEJ OCENY WŁASNOŚCI TRAKCYJNYCH POJAZDÓW MECHANICZNYCH

Artykuł omawia na wstępie pojęcie własności trakcyjnych pojazdów mechanicznych a następnie metodę rachunkowo-wykreslną ustalania tych wielkości. Główna część artykułu poświęcona jest zagadnieniu prób drogowych przy czym szczegółowo zostały opisane przyrządy bezwładnościowe Siemens'a i Tapley'a oraz sposób dokonywania pomiarów przy ich użyciu.

Własności trakcyjne pojazdów mechanicznych można scharakteryzować następującymi wielkościami:

- 1) szybkością maksymalną, jaką pojazd może rozwijać na płaskiej drodze w przeciętnych warunkach drogowych i atmosferycznych,
- 2) przyspieszeniami maksymalnymi, jakie pojazd może osiągać na poszczególnych biegach przy jeździe po płaskiej drodze,
- 3) wzniesieniami maksymalnymi, jakie pojazd może pokonywać na poszczególnych biegach przy jeździe ze stałą szybkością.

Każdą z wyżej podanych wielkości możemy określić na drodze analitycznej, prób drogowych lub laboratoryjnych. Z punktu widzenia eksploatacji pojazdu metoda prób drogowych posiada bezspornie najwyższą praktyczną wartość, toteż zajmiemy się jej omówieniem ograniczając się przytem do wskazania metod pomiarów, dokonywanie których wymagać będzie stosunkowo mało skomplikowanych przyrządów. Zasadniczy jednak temat zostanie poprzedzony krótkim omówieniem metody analitycznej określania własności trakcyjnych pojazdów mechanicznych, a to celem zanalizowania układu sił działających na pojazd w ruchu oraz ustalenia związanych z tym pojęć.

METODA ANALITYCZNA

Rachunkowo-wykreslna metoda określania własności trakcyjnych pojazdu mechanicznego opiera się na zna-

Odporność na zużycie

Odporność na zużycie smarowanych elementów z żeliwa kulkowego nie ustępuje żeliwu szaremu, jeżeli w osnowie nie ma wolnych kryształów ferrytu. Natomiast można przypuszczać, że żeliwo kulkowe jest mniej odporne na działanie wysokich temperatur, a w związku z tym także mniej odporne na zużycie przy braku smarowania.

Obróbka cieplna

Żeliwo kulkowe można obrabiać cieplnie podobnie, jak żeliwo szare i ciągliwe. Po ulepszeniu cieplnym typ „o wysokiej wytrzymałości na rozciąganie” wykazuje wzrost ciągliwości i obniżenie twardości, typ „o wysokiej ciągliwości” — mniejszą ciągliwość i wyższą twardość.

Zastosowanie

Jak widać z powyższych rozważań, z żeliwa kulkowego można wykonywać te wszystkie części samochodowe, które są obecnie odlewane ze staliwa lub żeliwa ciągliwego. Uzyskamy wtedy oszczędności wynikłe z:

- 1) zastosowania taniej surowki odlewniczej zamiast stali — w przypadku zastąpienia staliwa,
- 2) wyeliminowania długotrwałej operacji obrabiania cieplnego — w przypadku zastąpienia żeliwa ciągliwego,
- 3) możliwości stosowania lżejszych odlewów, wobec wyższych własności wytrzymałościowych.

Ponieważ produkcja samochodów jest masowa, nawet niewielkie oszczędności materiału lub obniżenie kosztów produkcji dadzą w sumie oszczędności bardzo duże. Konieczny do produkcji składnik — magnez, posiadamy w Polsce w dostatecznej ilości.

W szczególności z żeliwa kulkowego wykonać można następujące części samochodowe: korbowody, koła zamachowe, pedały sterujące, obudowę przekładni głównej, pochwy tylnego mostu, piasty kół, bębny hamulcowe, obudowę krążka mechanizmu kierowniczego, wsporniki resorów itp.

jomości: charakterystyki silnika (rys. 1), ciężaru pojazdu oraz szeregu współczynników wpływających na wielkość oporów, na jakie napotyka poruszający się pojazd. Ogólnie biorąc moc silnika pojazdu będącego w ruchu zużywa się na pokonanie tarcia wewnętrznego mechanizmów napędu, oporów toczenia oraz oporów powietrza, zaś nadmiar mocy będący w dyspozycji może być wykorzystany na nadanie pojazdowi przyspieszenia względnie na pokonanie wzniesień. Powyższe możemy wyrazić równaniem algebraicznym

$$N_e = (1 - \eta_m) N_e + N_t + N_p + N_a + N_h \quad [1]$$

gdzie: N_e — moc efektywna silnika na kole zamachowym, η_m — sprawność mechanizmów układu przeniesienia,

N_t — moc zużyta na pokonanie oporów toczenia,

N_p — moc zużyta na pokonanie oporów powietrza,

N_a — moc zużyta na nadanie przyspieszenia pojazdowi,

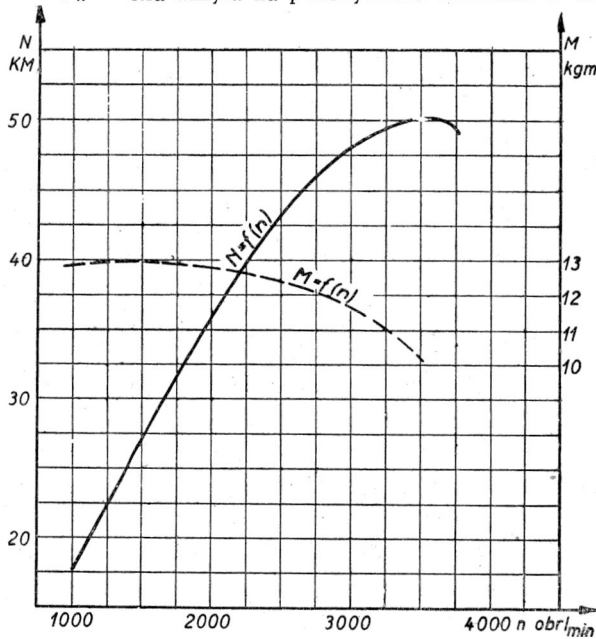
N_h — moc zużyta na pokonanie wzniesień.

Ze względu na uproszczenia rachunkowe celowym jest zastąpić wielkości mocy odpowiednimi siłami, przy czym straty na tarcie w mechanizmach przeniesienia jak i na odczyszczenie opon uwzględnimy w wielkości siły użytko-

wej P przyłożonej na obwodzie kół napędzających. Rów-Siła nadająca przyspieszenie: nanie równowagi sił przybierze wtedy postać:

$$P_u = R_t + R_p + P_a + P_h \quad [2] \qquad P_a = \frac{G}{g} a \text{ kG} \quad [7]$$

gdzie: R_t — opór toczenia w kG,
 R_p — opór powietrza w kG,
 P_a — siła przyspieszająca pojazdu w kG,
 P_h — siła zużyta na pokonywanie wzniesień w kG.



Rys. 1. Charakterystyka silnika samochodowego

Wprowadzimy jeszcze pojęcie wolnej siły pociągowej P , która dla określonych warunków drogowych i atmosferycznych wyrażać będzie rezerwę sił stojącą do dyspozycji dla nadania pojazdowi przyspieszenia lub dla pokonywania wzniesień:

$$P_w = P_u - R_t - R_p = P_a + P_h \quad [3]$$

Wielkości poszczególnych sił i oporów ujmują podane niżej wzory.

Siła użytkowa na kołach:

$$P_u = 71620 \cdot \frac{N_e \eta \psi}{nr} \text{ kG} \quad [4]$$

gdzie: n — ilość obrotów silnika na minutę,
 r — promień dynamiczny opony w cm,
 ψ — całkowita przekładnia między silnikiem i kołami,
 η — sprawność mechanizmów przeniesienia z uwzględnieniem odkształcalności opon.

Opór toczenia:

$$R_t = fG \text{ kG} \quad [5]$$

gdzie: G — ciężar pojazdu w tonach,
 f — współczynnik oporów toczenia w kG/t.

Opór powietrza:

$$R_p = c \cdot \frac{\gamma}{2g} F v^2 = k F v^2 \text{ kG} \quad [6]$$

gdzie: c — współczynnik oporów powietrza zależny od kształtu pojazdu,
 γ — ciężar właściwy powietrza w kG/m³,
 $g = 9,81 \text{ m/sek}^2$,
 F — powierzchnia czołowa pojazdu w m²,
 v — szybkość pojazdu w m/sek,
 $k = c \cdot \frac{\gamma}{2g}$

gdzie: a — przyspieszenie pojazdu w m/sek².

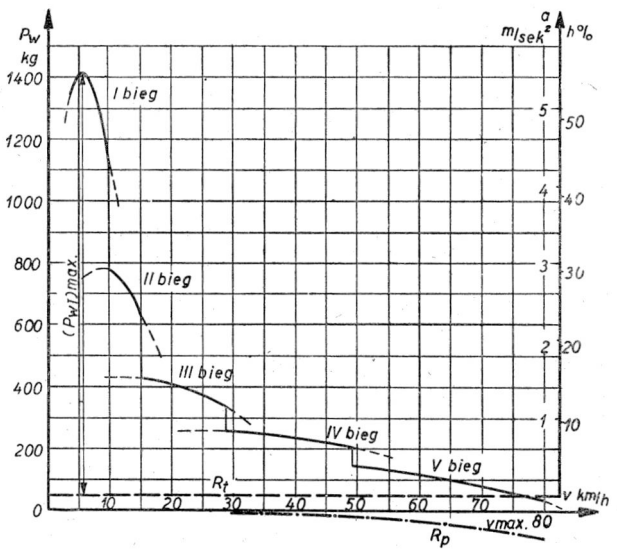
Siła na pokonanie wzniesień:

$$P_h = G \frac{h}{l} \text{ kG}; \quad \frac{h}{l} = \text{tg } \alpha \quad [8]$$

gdzie: α — kąt wzniesienia.

Podstawiając wyżej podane wartości do równania (3) otrzymamy:

$$P_w = 71620 \frac{N_e \eta \psi}{nr} - fG - kFv^2 = G \left(\frac{a}{g} + \frac{h}{l} \right) \text{ kG} \quad [9]$$



Rys. 2. Wykres trakcyjny pojazdu mechanicznego

Graficzną interpretację tego wzoru w odniesieniu do lekkiego samochodu terenowego przedstawia rys. 2. Z podanego wykresu możemy odczytać wszystkie wielkości, niezbędne dla oceny trakcyjnej pojazdu.

METODA PRÓB DROGOWYCH

Jak wynika z omówienia metody analitycznej, do wykonania wykresu trakcyjnego pojazdu mechanicznego konieczna jest znajomość charakterystyki silnika pojazdu oraz szeregu współczynników. Ścisłe określenie tych danych wymaga dość kosztownych urządzeń laboratoryjnych, toteż metoda prób drogowych posiada tę zaletę, że przy jej pomocy możemy bezpośrednio określić szukane wielkości w normalnych warunkach eksploatacji pojazdu.

Przyrządy używane do badań drogowych pojazdu mechanicznego można podzielić na następujące grupy:

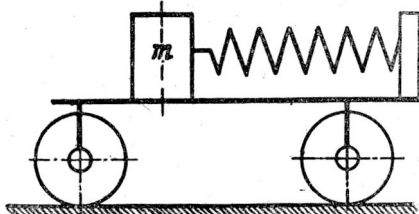
- 1) przyrządy z pistoletem,
- 2) przyrządy tzw. „piąte koło”,
- 3) przyrządy dynamometryczne,
- 4) przyrządy bezwładnościowe.

Każda z tych grup przyrządów posiada odrębne zalety i wady, jednak najwygodniejszymi w użyciu choć nie najdokładniejszymi są przyrządy grupy ostatniej, które zostaną omówione poniżej.

Przyrządy bezwładnościowe

Zasada bezwładnościowego pomiaru przyspieszenia względnie opóźnień opiera się na wykorzystaniu sił masowych w odniesieniu do ciała niezwiązanego sztywno z poruszającym się pojazdem. Rys. 3 podaje schemat przyrządu opartego na tej zasadzie. Ciało o masie m prowadzone tak, by mogło się poruszać w kierunku zgodnym lub przeciwnym ruchowi pojazdu, jest z nim połączone przy pomocy sprężyny. Wielkość siły z jaką sprężyna oddziaływa na ciało o masie m jest proporcjonalna do przyspie-

szeń pojazdu; wielkość tych przyspieszeń może być bezpośrednio odczytywana na odpowiednio wyskalowanej podziałce pomiarowej przyrządu.



Rys. 3. Schemat bezwładnościowego przyrządu do pomiaru przyspieszeń względnie opóźnień

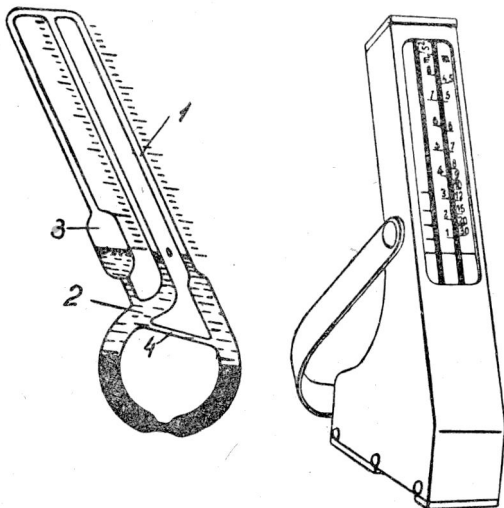
Inny rodzaj wykorzystania sił masowych do określania wielkości przyspieszeń stanowią przyrządy oparte na zasadzie wahadła, gdzie wielkości mierzonych przyspieszeń są proporcjonalne do tangensa kąta wychylenia wahadła.

Najbardziej popularnymi przyrządami, opartymi na zasadzie bezwładnościowej, są przyrządy Siemensa i Tapley'a.

Przyspieszeniometer Siemensa

Zasadniczą część przyrządu stanowi szklana rurka w kształcie litery U, wypełniona częściowo rtęcią, od góry zaś zabarwioną cieczą, jak to pokazuje rys. 4. Rtęć wypełniająca kolano rurki przemieszcza się pod wpływem sił masowych podczas przyspieszonego ruchu pojazdu i powoduje w efekcie zróżnicowanie poziomów zabarwionego płynu; w czasie przyspieszenia dodatniego podnosi się poziom płynu w rurce 1, zaś podczas przyspieszenia ujemnego (hamowania) — w rurce 2. Celem uwielokrotnienia przemieszczania się rtęci, rurki posiadają na odcinku wyskalowanym, napełnionym płynem, znacznie mniejszy przekrój niż w części wypełnionej rtęcią. Prócz tego przekrój rurki 2 jest większy niż rurki 1, a to ze względu na konieczność stosowania różnych skal, wynikającą z innych zakresów wartości przyspieszeń i opóźnień w eksploatacji pojazdów mechanicznych.

Rtęć podlegająca chwilowemu działaniu sił masowych ma tendencję do wykonywania ruchów oscylacyjnych; ruchom tym, wielce niekorzystnym z punktu widzenia dokładności odczytu, przeciwstawia się przewężenie w dolnej części łuku rurki, działające na te ruchy tłumiąco.



Rys. 4. Przyrząd Siemensa

Dalszym szczegółem konstrukcyjnym podnoszącym wartość pomiarową przyrządu jest rurka 3 rozszerzona w swej dolnej części; utworzony w ten sposób zbiorniczek o stosunkowo znacznym przekroju zmniejsza w dużym stopniu błędy pomiarowe, mogące wynikać na skutek zmian objętości rtęci i cieczy pod wpływem wahań temperatury. Wreszcie rurka 4 o bardzo małym przekroju służy do wyrównywania poziomów cieczy w rurkach 1,

2 i 3 w przypadku pochylego ustawienia pojazdu na skutek nierówności drogi. Przekrój rurki 4 jest tak dobrany, by nie wpływał na wielkość odczytów w czasie samych pomiarów.

Posługiwanie się przyrządem Siemensa jest bardzo proste, przyczem wielkości przyspieszeń, względnie opóźnień odczytuje się bezpośrednio na odpowiednich skalach. Pamiętać przytem należy, że prawidłowość odczytu uwarunkowana jest właściwym ustawieniem przyrządu tak, by jego płaszczyzna podłużna pokrywała się z kierunkiem ruchu pojazdu.

Pomiar wartości przyspieszeń wykonujemy przyrządem Siemensa dla każdego z przełożeń skrzynki biegów. Do tego celu wybieramy płaski odcinek możliwie gładkiej drogi tak, by wartość oporów toczenia zmniejszyć do minimum. Następnie wjeżdżamy pojazdem na wybrany odcinek trasy, przyczem staramy się utrzymać możliwie najniższą szybkość dla danego przełożenia. Właściwa faza pomiarowa następuje w chwili, gdy przez naciśnięcie pedału przyspiesznika nastąpi szybkie i pełne otwarcie przepustnicy. Całkowite otwarcie przepustnicy powoduje wzrost przyspieszenia pojazdu, który to wzrost zostaje uwidoczniony przez wznoszenie się poziomu zabarwionego płynu w rurce 1. Z chwilą gdy wzrost ten osiągnie swe maksimum, dokonujemy odczytu na skali notując jednocześnie odpowiadającą mu szybkość ze wskazań szybkościomierza.

W podobny sposób mierzymy wielkość maksymalnego opóźnienia, którego wartość może służyć do oceny jakości i stanu hamulców. Odczytu dokonujemy wówczas na skali rurki 2, przyczem przyjmujemy umownie szybkość pojazdu na biegu bezpośrednim równą 30 km/godz, przy której naciskamy pedał hamulca zdecydowanym ruchem, jednak z siłą, która by nie spowodowała całkowitego zablokowania kół.

Jak wynika z techniki dokonywania pomiarów przyspieszeń, przyrząd nie podaje ich przebiegu w funkcji czasu, a jedynie wartości maksymalne. Mając do dyspozycji przyrząd Siemensa oraz wycechowany szybkościomierz można otrzymać dwie z trzech wielkości charakteryzujących własności trakcyjne pojazdu: szybkość maksymalną na drodze płaskiej i przyspieszenie maksymalne dla wszystkich przełożeń.

Przyrząd Tapley'a

Bardziej precyzyjnym i mogącym w połączeniu z szybkościomierzem określić wszystkie trzy wielkości, charakteryzujące własności trakcyjne pojazdu, jest przyrząd Tapley'a, którego budowa oparta jest na zasadzie działania wahadła (rys. 5).

Wahadło 1 zawieszony w punkcie 2 przyjmuje tak w czasie ruchu przy stałej szybkości jak i w spoczynku położenie pionowe. Wahadło takie pozostawione samo sobie przy ciągłej zmianie ruchu pojazdu oraz niezabezpieczone od wpływu drgań pojazdu, podlegałoby stale nieregularnym wychyleniom i dokonywanie jakichkolwiek odczytów było by rzeczą niemożliwą. Tłumienie drgań odbywa się przez zanurzenie wahadła w odpowiednio cieczy w szczelnie zamkniętym naczyniu.

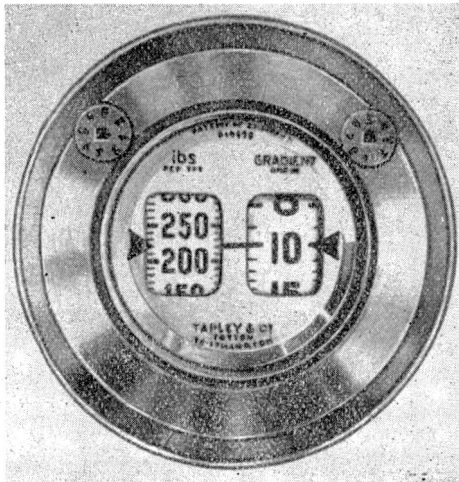
Pudełko wypełnione cieczą posiada dno 4, wykonane z cienkiej blachy mosiężnej. Nazewnątrz pudełka 3, dokładnie w punkcie zawieszenie wahadła, jest podwieszona obrotowo lekka kotwica 5 o specjalnym kształcie. Na skutek tego, że wahadło jest silnym magnesem, kotwica zostaje pociągana w ślad za nim i przez to zawsze określa jego położenie. Przy pomocy segmentu zębatego kotwicy 10, ruchy jej zostają przekazywane na kółko zębate 11, na którym osadzony jest bęben ze skalą 7. Bęben skali otacza metalowe pudełko 3. Przesuwająca się skala 7 jest widoczna przez okienko 8 czołowej ścianki przyrządu, a jej przesunięcia są proporcjonalne do wielkości wychyleń wahadła.

Efekt pochylenia pojazdu, względnie przyrządu, może być eliminowany przy pomocy ślimaka 13 i ślimacznicy 12 związanej z całym mechanizmem w ten sposób, że w każdej pozycji skala może być ustawiona na zero. W przypadku jazdy po wyboistej drodze, ewentualne wstrząsy i wahanania w skali mogą być tłumione dodatkowo przez niewidoczną na rysunku tarczkę cierną na osi obrotu ska-

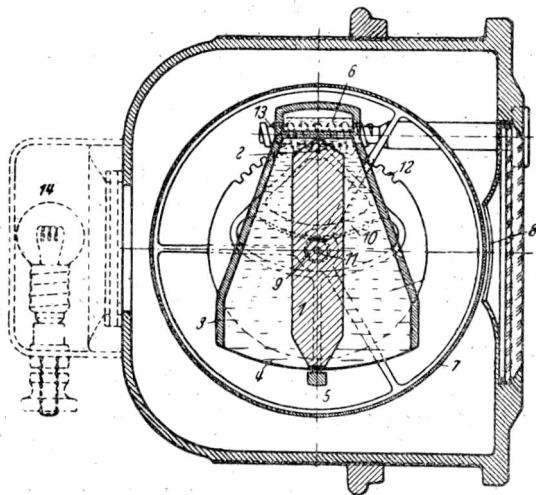
li. Tarczka ta jest wyłączalna i należy posługiwać się nią tylko w przypadkach koniecznych. Skala przyrządu może być oświetlana za pomocą żarówki 14 co ułatwia posługiwanie się przyrządem w nocy.

Wskazania przyrządu są dokładne ale tylko gdy jest on prawidłowo ustawiony, tj., by płaszczyzna wahań pokrywała się z kierunkiem ruchu pojazdu.

Dalszym ciekawszym szczegółem konstrukcyjnym, niewidocznym na rysunku, jest użycie termostaticznego urządzenia w pudełku 3, kompensującego samoczynnie zmiany wartości wiskozy płynu, powstałe na skutek wahań temperatury.



Rys. 5a. Przyrząd Tapley'a — widok zewnętrzny

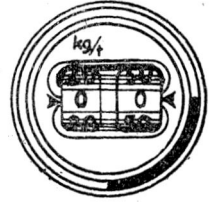
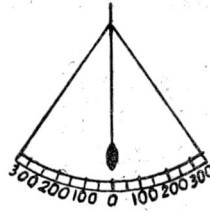


Rys. 5a. Przyrząd Tapley'a — przekrój

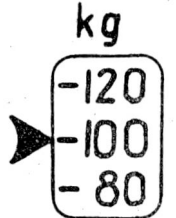
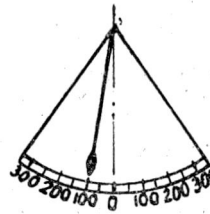
Przyrząd zaopatrzony jest w dwie skale, z których jedna podaje wartości wolnej siły pociągowej w kG, druga zaś gradient, tj. wartość tangensa kąta pochylenia, wyrażoną stosunkiem 1 : x. Aczkolwiek oba wskazania są w zasadzie równoważne, to jednak, z uwagi na rodzaj dokonywanych prób, dogodniej jest robić odczyty na jednej lub drugiej skali.

Sposób reagowania przyrządu w czasie typowych prób drogowych podaje rys. 6. Technika dokonywania pomiarów jest w zasadzie podobna do opisanej wyżej dla przyrządu Siemens'a z tą różnicą, że przy pomocy przyrządu Tapley'a możemy wyznaczyć szereg nowych wielkości. Omówimy więc teraz kolejno poszczególne pomiary.

1. Pomiar oporów tocznienia. Przy wjeździe na trasę pomiarową pojazd winien posiadać szybkość 25 — 30 km/godz. Przy tej szybkości należy wyłączyć



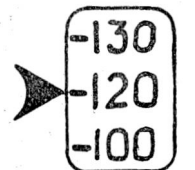
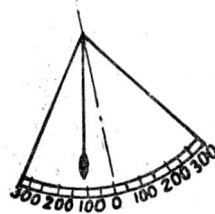
Pojazd porusza się ze stałą szybkością na płaskiej drodze



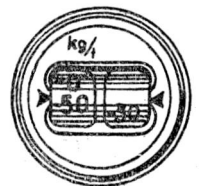
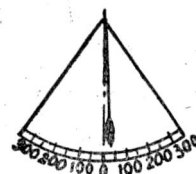
Pojazd porusza się ruchem przyspieszonym na płaskiej drodze



Pojazd porusza się na wzniesieniu ze stałą szybkością



Pojazd porusza się ruchem przyspieszonym na wzniesieniu



Pojazd porusza się ruchem opóźnionym

Rys. 6. Typowe wskazania przyrządu Tapley'a

sprzęgło i odczekawszy do chwili aż spadnie ona do wartości 15 km/godz zrobić odczyt na skali przyrządu podającej wielkość siły na jedną tonę ciężaru pojazdu. Odczytana wielkość stanowić będzie wartość współczynnika oporów jazdy f (wzór 5) dla danej nawierzchni (nie uwzględniając siły oporów powietrza, która przy szybkościach poniżej 15 km/godz jest wielkością stosunkowo bardzo małą). Pogoda winna być oczywiście bezwietrzna a odcinek trasy pomiarowej — płaski.

2. Pomiar maksymalnej wolnej siły pociągowej może być dokonywany w dwojaki sposób: przez nadanie pojazdowi przyspieszenia na drodze płaskiej, lub też przez pomiar wzniesienia, jakie pojazd może pokonać na danym biegu przy zachowaniu stałej szybkości maksymalnej.

Pomiar siły nadającej przyspieszenie pojazdowi odbywa się w sposób identyczny jak dla przyrządu Siemens'a z tą różnicą, że na skali odczytujemy bezpośrednio wielkość siły na jedną tonę ciężaru pojazdu, a nie przyspieszenia, jak to miało miejsce w aparacie Siemens'a. Zależność między tymi wielkościami podaje równanie:

$$P_w = \frac{a}{g} \cdot 1000 \text{ kG/t} \quad [10]$$

(oznaczenia jak w równaniach poprzednich)

Wielkości sił znalezione tymi dwoma sposobami winny być w zasadzie równe z tym, że część siły znaleziona na drodze przyspieszeń zostaje zużytkowana na nadanie przyspieszenia masom wirującym układu przeniesienia. Dla biegu bezpośredniego różnica między tymi dwiema siłami wynosi 10 — 15%.

3. Pomiar szybkości maksymalnej otrzymuje się przy możliwie szybkiej jeździe na drodze płaskiej (bez wiatru), przyczem skala przyrządu ma ustawić się na zero.

Mgr inż. Z. RYTEL

ZASADY BUDOWY TRAKCYJNEGO SILNIKA WYSOKOPRĘŻNEGO CHŁODZONEGO POWIETRZEM

CHŁODZENIE

Aby ochłodzenie silnika było dostateczne a temperatura najbardziej cieplnie obciążonych jego fragmentów nie przekraczała dopuszczalnych granic, w konstrukcji muszą być spełnione dwa podstawowe warunki:

- musi być doprowadzona dostateczna ilość powietrza przy różnicy ciśnień zdolnej do pokonania tych oporów przepływowych, jakie stawiają kanały utworzone w przestrzeniach międzybrozowych,
- musi być dostatecznie rozbudowana powierzchnia chłodząca, zdolna do odprowadzenia określonej ilości ciepła w danych warunkach obciążenia silnika i rozpraszania ciepła.

Oczywiście ilość powietrza chłodzącego doprowadzana do silnika powinna zależeć od ilości ciepła, jaką silnik przekazuje przy danym obciążeniu. Jako miarodajne dla obliczenia koniecznej ilości powietrza przyjmuje się zwykle dwa stany obciążenia a mianowicie: szczytową moc silnika przy jego najwyższej ilości obrotów i moc, odpowiadającą najwyższemu momentowi obrotowemu, rozwijanemu przy niższej ilości obrotów. Zastrzeżenie powyższe tłumaczy się tym, że ilość powietrza tłoczonego przez dmuchawę i ciśnienie tłoczenia są funkcją ilości obrotów silnika i, że te wielkości zmniejszają się szybciej niż moc silnika w miarę spadku ilości jego obrotów. Najkorzystniejszym w tym przypadku byłaby graficzna analiza, tj. przedstawienie krzywych, wykazujących konieczną ilość i ciśnienie powietrza chłodzącego w pełnym zakresie stosowanej ilości obrotów oraz rzeczywistych krzywych ciśnienia i wydajności dmuchawy. Prawidłowe dzia-

4. Wielkość oporu powietrza otrzymujemy jako różnicę całkowitego oporu jazdy i oporu toczenia. Pomiar oporu toczenia R został już omówiony w punkcie 1. Opór jazdy mierzy się przy wyłączonym sprzęgłe odczytując wskazania przyrządu Tapley'a na określonych szybkościach. Oczywiście pomiaru dokonywać należy na drodze płaskiej i przy pogodzie bezwietrznej. Dokonując szeregu pomiarów na wzniesieniach o różnych kątach nachylenia możemy wyznaczyć po każdorazowym odjęciu wartości oporów toczenia, krzywą oporu powietrza R w funkcji szybkości pojazdu.

5. Wielkość strat mechanicznych w silniku, wyrażona w kG siły na obwodzie kół, możemy otrzymać przez dokonanie dwu pomiarów, a mianowicie: pomiaru oporu toczenia przy wyłączonym dopływie prądu do świec oraz przy wyłączonym sprzęgłe. Różnica z otrzymanych wyników daje wielkość strat w odniesieniu do jednej tony ciężaru pojazdu.

Oprócz wyżej wymienionych przyrząd Tapley'a daje możliwość pomierzenia kąta wzniesienia drogi, oporu wiatru oraz wyznaczenia krzywej efektywnej mocy silnika w zakresie między maksymalną mocą i momentem. Ostatni pomiar wymaga jednak znalezienia szeregu dość długich i prostych odcinków drogi o różnych kątach wzniesienia, co w praktyce natrafia na poważne trudności.

Reasumując to, co zostało powiedziane o przyrządach Tapley'a i Siemens'a możemy stwierdzić, że te oparte na prostej zasadzie i mało skomplikowane urządzenia dają duże możliwości wyczerpującego określania własności trakcyjnych pojazdów. Porównanie własności pojazdów nowych i będących w eksploatacji może określić stan i ewentualną potrzebę naprawy, a także pozwala na szybkie i pewne sprawdzenie jakości napraw. Prócz powyższego, porównawcze pomiary szeregu typów pojazdów mogą dać cenne wskazówki co do przeprowadzenia kwalifikacji eksploatacyjnych z rozbiorem ich przeznaczenia, np. do ruchu wielkomiastowego, międzymiastowego, czy do poruszania się na drogach górskich.

lanie instalacji chłodniczej będzie oczywiście wymagało, aby zawsze istniał pewien nadmiar tłoczonego powietrza chłodzącego. Ilość ciepła, jaką należy odprowadzić przez chłodzenie powietrzne, może być obliczana różnie, zależnie od przyjmowanych założeń. Najczęściej stosowane metody są następujące:

- obliczenie opierające się na przyjęciu w procentach określonej wielkości ciepła odprowadzonego przez chłodzenie — stosownie do bilansu cieplnego silnika,
- obliczenie przyjmujące za podstawę ciepło odprowadzone z jednostki objętości skokowej cylindra,
- obliczenie wynikające z obciążenia cieplnego wewnętrznych ścian cylindra i głowicy.

Każdą z wymienionych metod rozpatrzymy niezależnie.

1. W bilansie cieplnym silnika wysokoprężnego chłodzonego cieczą ilość ciepła chłodzenia jest wielkością na ogół mniejszą od ciepła równoważnego mocy użytecznej (efektywnej) silnika N_e jaką rozwija w określonym okresie czasu. Można przyjąć z dostatecznie dokładnym przybliżeniem, że wynosi ono od 26 do 32% dostarczanej energii, zależnie od stanu silnika i jego sprawności, przyczem ta pozycja bilansowa dotyczy mocy granicznej przy pełnej ilości obrotów. Przy zmniejszonej ilości obrotów, udział ciepła chłodzenia w bilansie silnika nieco wzrasta tak, że uwzględniając specyficzne warunki obliczenia, obowiązujące dla silnika chłodzonego bezpośrednio, należy przyjmować wartości odpowiednio wyższe.

W dalszych rozważaniach będziemy jednak zakładali, że wielkość obciążeń, cieplnych wynika z pełnej mocy silnika. Ponieważ temperatury ścian, otaczających prze-

strzeń roboczą w silnikach o chłodzeniu powietrznym, są wyższe, należy uwzględnić fakt mniejszego odprowadzania ciepła, a więc i zmniejszenia pozycji bilansowej ciepła chłodzenia. Wynosi ona przeciętnie 16 do 24% ciepła doprowadzonego.

Oznaczając przez Q_c ciepło odprowadzone przez chłodzenie z jednego cylindra w ciągu godziny, a przez N_e — użyteczną moc silnika w KM, obliczamy:

$$Q_c = (0,16 \div 0,24) \frac{N_e}{i} \cdot \frac{632,3}{\eta_o} \frac{\text{kcal}}{\text{godz}} = (100 \div 150) \frac{N_e}{i \cdot \eta_o}$$

gdzie: η_o — sprawność ogólna silnika.
 i — ilość cylindrów.

Wyższe wartości współczynnika liczbowego w nawiasach dotyczą silników o małych pojemnościach skokowych (poniżej jednego litra na cylinder) i posiadających stosunkowo niskie ilości obrotów (np. 1200 — 1500 obr/min).

Niektóre poradniki techniczne nadają powyższemu wzorowi odmienną postać uzależniając wielkość ciepła Q wprost od N_e/i , skutkiem czego otrzymujemy równość:

$$Q = K \cdot 632,3 \frac{N_e}{i} \frac{\text{kcal}}{\text{godz}}$$

przyczem k (zależnie od pojemności skokowej) przyjmuje różne wartości: dla silników z zapłonem iskrowym o małych pojemnościach skokowych ok. 0,5 litra, $k = 1,0$; dla pojemności większych od 1,0 litra, $k = 0,65 \div 0,85$.

Spółczynnik k dla silników wysokoprężnych posiada mniejszą wielkość; można przyjąć z dostatecznym przybliżeniem, że

$$k = 0,45 \div 0,8 = \frac{0,16 \div 0,24}{\eta_o}$$

co odpowiada przytoczonemu wyżej współczynnikowi liczbowemu przy założeniu, że przeciętnie dla silnika wysokoprężnego $\eta_o = 0,30 \div 0,35$.

Ponieważ wielkość współczynnika k jest zależna od geometrycznych wymiarów cylindra i ilości obrotów, można posłużyć się wzorem, ujmującym wpływ tych czynników w następującej postaci:

$$k (w^0/o) = \frac{0,015}{N_e/i} \cdot d_c^{1,73} \cdot s^{0,575} \cdot \frac{n^{0,71} \left(1 + 1,5 \frac{s}{d_c}\right)^{0,71}}{(e-1)^{0,285}}$$

gdzie wielkości: d_c i s wyrażone są w cm, N_e w KM, n — obr/min.

2. Inną metodą obliczenia ciepła Q_c wykorzystującą dane, uzyskane z pomiarów, jest oparcie się na zależności:

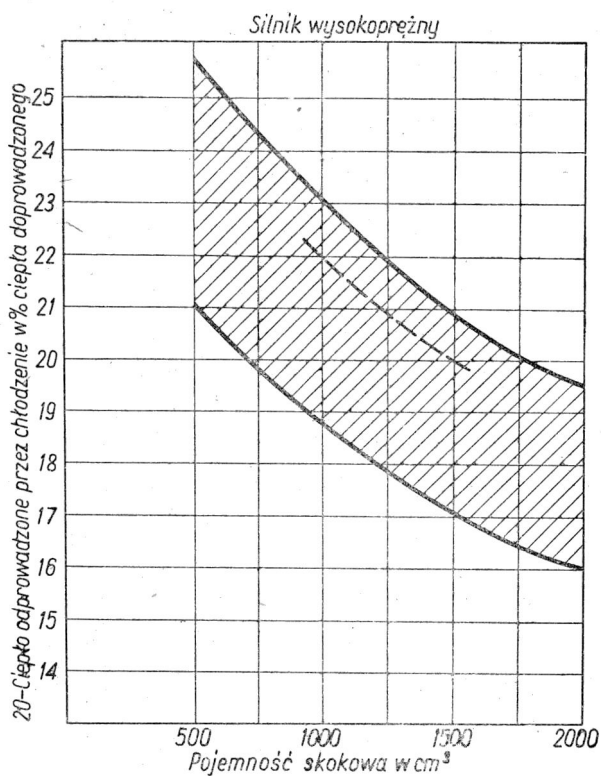
$$Q_c = q_v \cdot V_c \quad \text{w kcal/h; } V_c = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot s \text{ cm}^3$$

gdzie $Q_v = 5 \div 10$ kcal/cm³h zmienia się w podanych granicach głównie w zależności od pojemności skokowej, tj. zmniejsza się w miarę powiększania się wymiarów cylindra i odwrotnie.

Analogicznie na wielkość Q_v wywiera znaczny wpływ sprawność ogólna silnika, która, jak zaznaczyliśmy, przede wszystkim związana jest z rodzajem wtrysku; przy wysokiej ilości obrotów > 1500 ÷ 1800 obr/min Q_v — jest mniejsze.

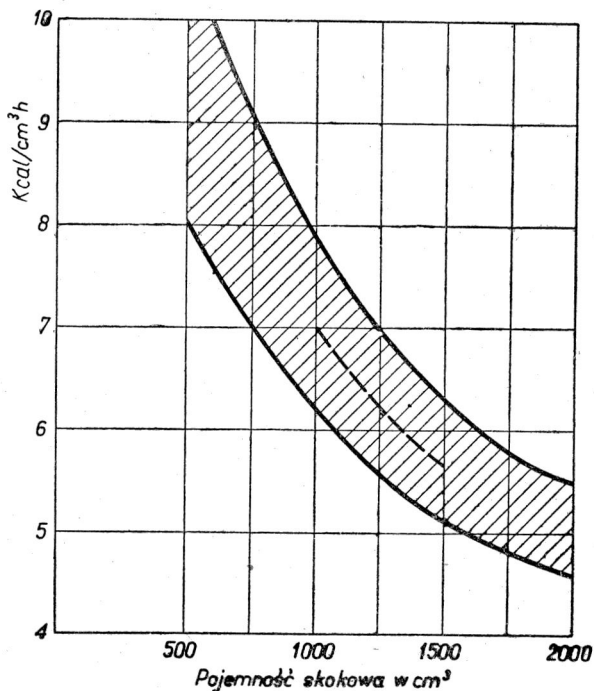
3. Ciepło chłodzenia Q_c jest ciepłem, które przeniknęło przez ścianki, otaczające przestrzeń roboczą cylindra a więc dno tłoka, głazd cylindrową i dno głowicy cylindrowej. Na natężenie cieplne tych powierzchni ma wielki wpływ materiał ścianek, ich temperatura oraz okoliczność, czy są one stale pod wpływem gorącego czynnika, czy też chwilowo.

*) Wydawnictwo PZL Dział VIII strona 14.



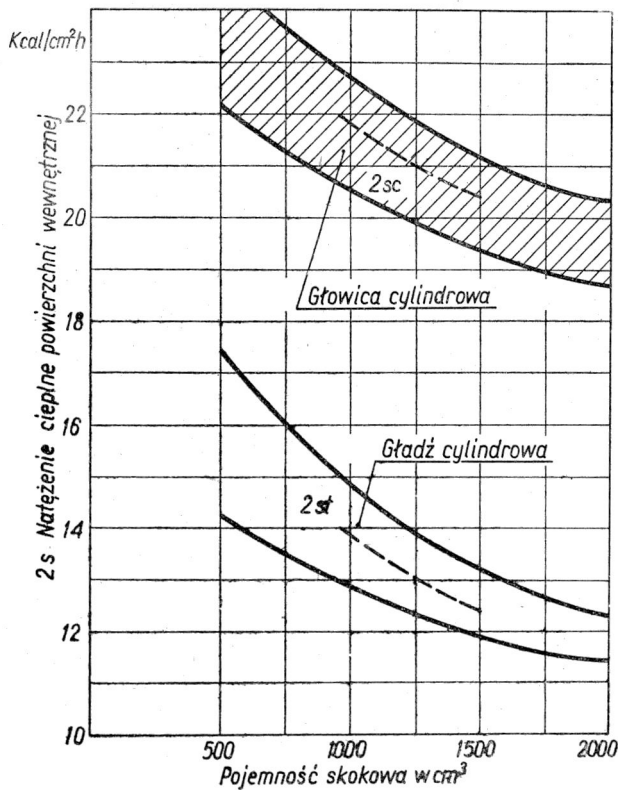
Rys. 12.

Pod tym względem najbardziej obciążonymi ciepłnie są: dno tłoka i dno głowicy. Gładz cylindra w chwili spalania jest nieomal całkowicie zasłonięta tłokiem tak, że bezpośrednio mało ulega wpływowi wysokiej temperatury, przejmuje natomiast ciepło oddawane jej przez pierścienie i boczne ścianki tłoka. Biorąc pod uwagę średnie wartości natężenia cieplnego Q_s , wyrażone w kcal/cm²h można na podstawie pomiarów i przeliczeń ustalić granice zmienności tego współczynnika w wartości przeciętnej wyróżniając jednocześnie dwie charaktery-



Rys. 13. Ciepło odprowadzane q z jednostki pojemności (cm³) skokowej — w kcal/h w zależności od wielkości cylindra.

styczne powierzchnie, a mianowicie: głowicy cylindrowej i tulei cylindrowej. Podobnie jak w przypadkach wyżej opisanych współczynniki q_{sc} i q_{st} są mniejsze dla większych pojemności skokowych oraz wyższych ilości obrotów. Większa sprawność ogólna silnika również obniża wielkość współczynników q_s



Rys. 14. Ciepło odprowadzane przez jednostkę powierzchni wewnętrznej (cm²) pojemności roboczej w zależności od wielkości cylindra.

Ilość ciepła chłodzenia wyrazi się wzorem (d_c i s — w cm)

$$Q_c = q_{sc} \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} + q_{st} \cdot \pi \cdot d_c \cdot s \dots \text{kcal/h}$$

Każdy z wyżej przytoczonych sposobów obliczenia ciepła Q_c daje w pewnym stopniu wynik przybliżony wobec różnic, jakie mogą zachodzić w przyjmowaniu odpowiednich współczynników. Jak zwykle w tego rodzaju obliczeniach, końcowy rezultat tak zmieniamy, by powiększyć pewność działania. W danym przypadku zaokrąglamy go w górę zakładając, że na skutek doraźnych zakłóceń biegu, wywołanych np. źle działającymi wtryskiwaczami, ilość odprowadzania ciepła Q_c może być zwiększona o 10÷25%.

Niżej zamieszczona tabelka podaje przykład wyznaczenia wielkości ciepła Q_c obliczonego różną metodą, a mianowicie:

- Q_{c1} — na podstawie przyjętego procentowego udziału w bilansie cieplnym silnika,
- Q_{c2} — na podstawie obliczonego współczynnika k w procentach,
- Q_{c3} — z objętości skokowej cylindra v_s i współczynnika q_v ,
- Q_{c4} — jako sumę dwóch wielkości, wynikających z natężenia cieplnego powierzchni głowicy Q'_{c4} i powierzchni gładzi cylindrowej Q''_{c4}

Dla porównania przyjęto 3 wielkości cylindrów o pojemnościach: 940, 1240, 1530 cm³. Jak wynika z porównania wartość ciepła odprowadzanego Q_c — jest na ogół tego samego rzędu we wszystkich podanych sposobach obliczenia.

Z chwilą ustalenia ilości odprowadzonego ciepła Q_c w kcal/h można przystąpić do obliczenia ilości powietrza chłodzącego, przypadającego na jeden cylinder; należy jedynie ustalić dopuszczalny przyrost temperatury powietrza. Przeciętnie przyjmuje się, że temperatura powietrza doprowadzonego wynosi 25°C przy uwzględnieniu podwyższonej temperatury w porze letniej, zaś temperatura powietrza odprowadzonego — ok. 90°C. Nie należy przyjmować wyższej temperatury, bowiem przy temperaturze ścianek głowicy bądź cylindra 120°C skuteczność chłodząca powietrza mogłaby okazać się zbyt niska. Zatem ilość powietrza A w m³/h równa się:

$$A = \frac{Q_c}{\gamma_p \cdot C_p \cdot \Delta t} \text{ w m}^3/\text{h}$$

- gdzie: $C_p = 0,241$ — ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu kcal/kg
- $\gamma_p = 1,18$ — ciężar właściwy powietrza kg/m³ przy temp. 20°C i ciśn. 1 atm abs.
- $\Delta t = 90 - 25 = 65^\circ\text{C}$

Aby ocena warunków przepływu powietrza chłodzącego była całkowita (poza ustaleniem ilości powietrza wynoszącej $i \cdot A$ w m³/h) jest konieczne określenie wysokości ciśnienia tłoczenia. Na wielkość ciśnienia składają się dwa czynniki, a mianowicie: prędkość przepływu powietrza oraz wielkość i geometryczny kształt przekrojów przepływowych. Oba te czynniki są oczywiście współzależne, bowiem określoną ilość powietrza można przeprowadzić przez przekroje międzyzębrowe z większą lub mniejszą prędkością dobierając odpowiednio wielkość i ilość przekrojów przepływowych, jednak swoboda w wyborze tych parametrów jest zwykle ograniczona czynnikami natury konstrukcyjnej.

Dążenie do możliwie sówitego rozbudowania powierzchni chłodzącej, która przy znacznym obciążeniu cieplnym silników trakcyjnych jest najczęściej raczej za mała, prowadzi do maksymalnego zagęszczenia żeber, dopuszczalnego ze względów wykonawczych. Względem tego przesądza o wysokości poszczególnych kanałków prowadzących powietrze chłodzące między sąsiednimi żebrami, a więc narzuca określony wymiar ich wysokości, zależnie

TABLICA I

Φ cylindra	Skok tłoka	s/d	Objet. skoku	N _{eK} /i	Prze-kro-j cy-lindra	Pow. robocza cylindra	Q _{c1} = q ₀ · G _{32,3} · N _e /η ₀		Q _{c2} = K · G _{32,3} · N _e /i		Q _{c3} = q _v · v _s		Q _{c4} = q _{sc} · Πd _c ² /4 + q _{st} · Πd _c · s					
							q ₀	η ₀	Q _{c1}	k %	Q _{c2}	q _v	Q _{c3}	q _{sc}	Q' _{c4}	q _{st}	Q'' _{c4}	Q _{c4} = Q' _{c4} + Q'' _{c4}
100	120	1,2	940	13,2	78,5	380	22	30	6140	78	6500	7,0	6600	22	1730	13,8	5240	6970
110	130	1,18	1240	17,6	95	450	21	31	7540	69	7668	6,3	7800	21	2000	13	5860	7860
120	135	1,13	1530	21,7	113	510	20	32	8560	63	8650	5,7	8730	20,5	2320	12,5	6370	8690

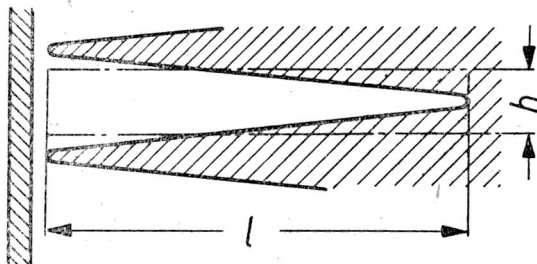
od podziałki i grubości żeber. Drugi wymiar kanałika jest określony wysokością żebra, która dla żebra zbudowanego racjonalnie z termicznego punktu widzenia powinna być podyktowana warunkami przewodzenia ciepła. W rzeczywistości i w tym przypadku wysokość żebra zwykle jest uzależniona od czynnika natury technologicznej i konstrukcyjnej znacznie ją ograniczającego.

Całkowity przekrój przepływu chłodzenia jest zatem sumą przekrojów wielu kanałików, z których każdy zbliżony jest kształtem do trapezu, jednak o różnych proporcjach. Kształty i wielkości poszczególnych kanałików ponadto często ulegają zmianie długości poszczególnych strug. Ten stan rzeczy uniemożliwia ściśle obliczenie oporów przepływowych i ustalenie dokładnego ciśnienia tłoczenia, przytoczona jednak analiza pozwala przewidzieć w pewnym stopniu charakter przebiegu przepływu powietrza i uniknąć błędnych rozwiązań konstrukcyjnych.

W przeciętnych rozwiązaniach silnika chłodzonego bezpośrednio różnica ciśnień Δp , jaka dzieli stronę dotową i odlotową powierzchni chłodzącej, jest jednakowa dla całego silnika, bądź grupy chłodzonych jego elementów. Dzięki specjalnym kierownicom i owiewkom strugi powietrza są prowadzone na całej długości, jednak zależności współczynnika oporu od kształtu przekroju i jego wielkości (a ściślej mówiąc od liczby Reynoldsa) nie pozwala przy dokładnym rachunku obliczać rozdziału powietrza chłodzącego w wielkościach proporcjonalnych do przekrojów poszczególnych kanałików. Stosowane na ogół prędkości powietrza w kanałikach są tego rodzaju, że przepływ ma charakter burzliwy. Przyjmując nawet bardzo zmniejszone przekroje przepływowe otrzymujemy wielkość liczby Reynoldsa powyżej krytycznej, jak np.

$$R = \frac{v \cdot 4 \rho h}{V}$$

gdzie: v — prędkość przepływu powietrza,
 $h \cdot l$ — promień hydrauliczny przekroju (rys. 15), zastąpionego przekrojem prostokątnym o bokach h i l ,
 V — lepkość kinematyczna powietrza



Rys. 15.

Przyjmując $h = 6 \text{ mm}$, $l = 15 \text{ mm}$, $V = 0,17 \text{ cm}^2\text{sek}^{-1}$ w temperaturze 40°C i $v = 60 \text{ m/sek}$, otrzymujemy:

$$\rho h = 0,2 \text{ cm} \quad R = \frac{60 \cdot 10^2 \cdot 0,2}{0,17} = 28000$$

Różnicę ciśnień Δp , kG/m^2 , odpowiadającą danej prędkości, możemy obliczyć na podstawie znanego wzoru hydraulicznego:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l_k}{4 \rho h} \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot v^2 \text{ w } \text{kG/m}^2$$

gdzie l_k — długość kanałika.

Ścisłą wielkość współczynnika oporu λ , który zależy głównie od liczby Reynoldsa, można wyznaczyć posługując się znanymi wzorami hydraulicznymi, jak np. wzorem Blasiusa, wg którego:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}$$

Analogiczne wzory Misesa, pozwalają ponadto uwzględnić (dzięki wprowadzeniu specjalnego współczynnika) chropowatość ścian otaczających kanałik przepływowy i umożliwiają nieco dokładniejsze obliczenie współczynnika oporu λ . Z praktycznego punktu widzenia należy jednak przyjmować dla obliczenia Δp współczynnik λ odpowiednio powiększony (np. o 50 do 100%) co pozwala uwzględnić nie tylko znaczną szorstkość ścian surowego odlewu ale i zmienny w określonych granicach przekrój przepływowy na długości kanałika oraz wpływ pogarszających się z biegiem czasu warunków przepływu, wywołanych np. stopniowym nagromadzeniem się zanieczyszczeń w kanałikach. Przeciętne wartości współczynnika λ zawierają się w granicach $0,03 \div 0,06$, zależnie od starannego wykonania powierzchni chłodzącej i ogólnych warunków przepływowych.

W rezultacie, przy określonej różnicy ciśnień otrzymamy w poszczególnych kanałikach przepływu o różnych prędkościach, wyższych w kanałikach krótkich i posiadających korzystnie ukształtowany promień hydrauliczny przekroju przepływowego, a niższych w kanałikach długich i o przekrojach znamiennych niską wartością liczby Reynoldsa. Różnice prędkości jednak nie powinny być zbyt wysokie, bowiem prędkość we wzorze na Δp występuje w drugiej potęgze i jej zmiany kompensują łatwo inne wpływy, wywołane bądź zmianą współczynnika oporu λ , bądź długością kanałika l .

Aby jednak nie dopuścić do bardziej istotnych zmian w rozdziale strumienia chłodzącego powietrza i uniknąć nierównomierności chłodzenia, należy tak projektować użebrowanie powierzchni chłodzącej i rozmieszczenie kanałików, by opory przepływowe były mniej więcej wszędzie jednakowe. Stosowane różnice ciśnień przy chłodzeniu bezpośrednim są znaczne i przewyższają na ogół 100 i więcej kG/m^2 przy pełej ilości obrotów. Aby nie powiększać nadmiernie obrysu silnika, konstruktorzy zwykle nadają dmuchawom możliwie małe wymiary. Zmusza to do stosowania wysokiej prędkości wirnika, aby można było uzyskać dostatecznie duże ciśnienie statyczne.

Przy bardzo szczegółowym obliczaniu wydajności chłodzenia można założyć określoną różnicę ciśnień Δp i dla poszczególnych kanałików lub ich grup wyznaczyć prędkości przepływu i przeprowadzić przez nie ilości powietrza. Suma wszystkich przepływów powinna być równa tej ilości powietrza (z nadmiarem), jaka wynika z przeliczenia cieplnego: gdyby natomiast okazała się ona za małą, należałoby założyć w następnym obliczeniu wyższą różnicę ciśnień Δp .

Rachunek tego rodzaju pozwala nie tylko ustalić globalną ilość potrzebnego powietrza chłodzącego ale i jego racjonalne rozdzielenie, bowiem jasnym jest, że fragmenty powierzchni chłodzonej, która jest najsilniej cieplnie obciążona, powinny być odmuchiwane znacznie intensywniej.

Poza właściwą powierzchnią chłodzącą, w silniku wysokoprężnym jest bardzo ważne utrzymanie niskiej temperatury gniazda, w którym osadzony jest wtryskiwacz i samego wtryskiwacza. Czującą stroną wtryskiwacza jest wrażliwość na podwyższoną temperaturę iglicy i jej wprowadzenie z uwagi na wielką dokładność dopasowania tych elementów. Szczelina między iglicą a prowadzeniem jest rzędu kilku mikronów. Przegrzanie tej części wtryskiwacza może łatwo zmienić wielkość szczeliny i w rezultacie doprowadzić nawet do zakleszczenia iglicy w prowadzeniu oraz spowodować przerwy w prawidłowym wtryskiwaniu paliwa. Toteż najkorzystniejszym rozwiązaniem wydaje się takie ustawienie wtryskiwacza, aby jego obudowa znajdowała się w najchłodniejszej części strumienia powietrza chłodzącego a gniazdo osadzenia stanowiło część zewnętrzną głowicy. Przy centralnym ustawieniu wtryskiwacza w głowicy chłodzenie gniazda wtryskiwacza stanowi jeszcze jeden dodatkowy szczegół, utrudniający rozwiązanie systemu chłodzącego i prawdopodobnie będzie ograniczało możliwość uzyskania odpowiednio wysokiej mocy jednostkowej z pojemności skokowej silnika.

Mer inż. JAN IGNATOWICZ
C. B. K. Nr 5 WARSZAWA

SILNIKI POMOCNICZE DO NAPĘDU ROWERÓW

W artykule podano zasady konstrukcji silników do napędu rowerów z podkreśleniem charakterystycznych cech ich budowy. Na tle zestawienia silników tej kategorii omówiono szerzej kilka typowych rozwiązań, produkowanych obecnie masowo. Dzięki niewątpliwym zaletom, jakie posiadają silniki pomocnicze, rower staje się przy ich pomocy najtańszym zmotoryzowanym środkiem lokomocji indywidualnej.

Zagadnienie indywidualnej komunikacji i transportu wysuwające się na jedno z czołowych miejsc w nowoczesnej technice, może być pozytywnie rozwiązane jedynie wtedy, gdy zostanie spełniony postulat masowego użytkowania, tj. gdy popularny, ludowy środek lokomocji odznaczać się będzie niskimi kosztami produkcji i eksploatacji oraz gdy będzie on niezawodny w działaniu przy jak najdalej posuniętej prostocie budowy i obsługi.

Dążność do stworzenia taniego i ekonomicznego w użyciu środka lokomocji, datująca się zresztą niemal od chwili narodzin przemysłu motoryzacyjnego, znajduje dziś swój wyraz w ogólnej tendencji do budowy pojazdów małolitrażowych.

Spośród szeregu realizowanych obecnie konstrukcji najmniejsza z istniejących jednostek o napędzie mechanicznym — rower zaopatrzony w silnik małej mocy odpowiada warunkowi masowego użytkowania i z tego względu zasługuje na specjalną uwagę. Rozwiązanie takie wypełnia dotychczasową lukę pomiędzy małolitrażowym motocyklem a zwykłym rowerem, dzięki czemu rower wkracza obecnie w nową fazę rozwoju.

Wymagania, wynikające z warunków opłacalności produkcji i eksploatacji oraz prostoty budowy i obsługi, jak również z konieczności dostosowania się do istniejącego już roweru — podwozia, stworzyły w efekcie układy konstrukcyjne o całkowicie specyficznym charakterze.

W stosowanych obecnie rozwiązaniach zarysowują się dwa zasadnicze kierunki:

- pierwszy jest reprezentowany przez tzw. motorower, tj. jednostkę, w której silnik wraz ze specjalnie przystosowaną doń ramą tworzy zwartą całość konstrukcyjną przy jednoczesnym zachowaniu napędu pedałowego,
- drugi reprezentuje silnik pomocniczy, przystosowany do założenia na normalnym rowerze.

Już na pierwszy rzut oka widać, że tak ze względów produkcyjnych jak i z uwagi na możliwość jak najszerszego rozpowszechnienia zmotoryzowanego środka lokomocji, zdecydowaną przewagę posiada silnik pomocniczy.

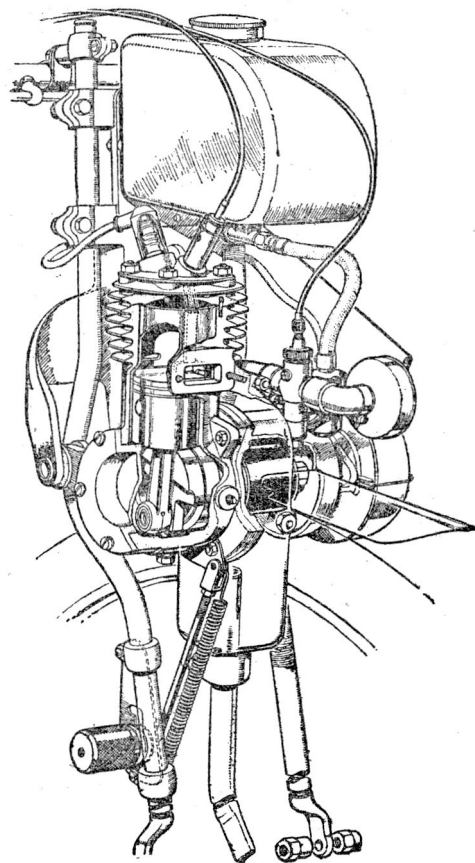
Zagadnieniem o znaczeniu zasadniczym, jakie wysuwa się na plan pierwszy przy rozwiązywaniu problemów konstrukcyjnych, dotyczących silnika pomocniczego, jest znalezienie właściwego sposobu powiązania silnika z ramą roweru oraz przeniesienia napędu na koło jezdne. Umieszczenie silnika łączy się bezpośrednio z wyborem koła napędzanego.

Silniki napędzające koło przednie (rys. 1) przymocowane są do kierownicy i widelca z przodu roweru ponad kołem tworząc z reguły zwarty blok pędny, który szybko i łatwo można założyć na każdym rowerze seryjnym bez żadnych dodatkowych przeróbek. Umieszczenie silnika z przodu zapewnia poza tym dobre warunki chłodzenia oraz łatwość kontroli jego pracy. Układ taki posiada jednak tę niedogodność, że poprawne odprowadzenie spalin nastęrcza trudności konstrukcyjne. Sprawa ta ma poważne znaczenie dla komfortu jazdy przy silnikach dwusuwowych, ze względu na znaczną zawartość oleju w spalinach.

Silniki napędzające koło tylne stanowią grupę, która odznacza się dużą różnorodnością rozwiązań. Silniki umieszczone są na bagażniku (rys. 2), z boku widelca tylnego, pod pedałami (rys. 4) w dolnej części ramy albo wręcz wbudowane są w tylne koło (rys. 3).

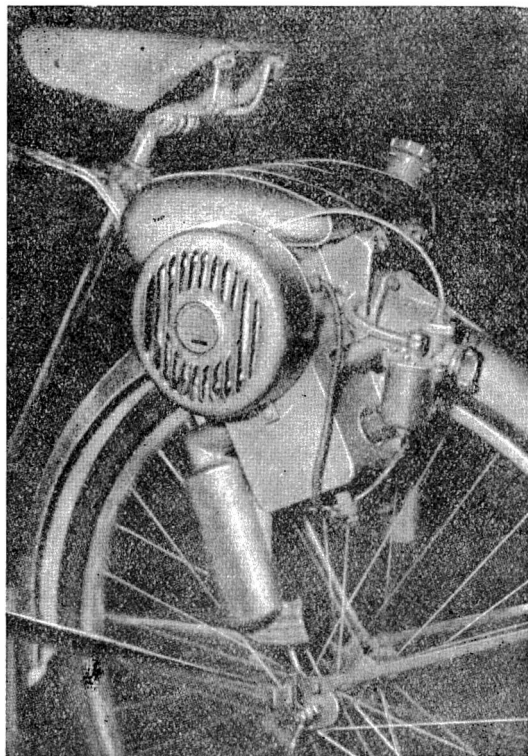
W przeciwieństwie do układów napędzających koło przednie, przy napędzie tylnym nie napotyka się na trudności przy odprowadzaniu spalin. Natomiast warunki chłodzenia są tu ogólnie biorąc gorsze. Wyjątek pod tym względem stanowią rozwiązania, w których silnik znajdu-

je się w dolnej części ramy. W tych warunkach jest on chłodzony tak samo, a czasem nawet i lepiej niż silnik motocyklowy. Zawieszenie silnika w dolnej części ramy powoduje ponadto obniżenie środka ciężkości całego pojazdu, co oczywiście wpływa dodatnio na stateczność ruchu. Jednocześnie jednak silnik taki narażony jest w dużym stopniu na działanie kurzu, błota oraz w niektórych przypadkach (rys. 4) zmniejsza prześwit podłużny ramy.



Rys. 1. Silnik G.Y.S. Motamite

Jedną z zasadniczych cech prostoty budowy silników pomocniczych rowerowych jest przeniesienie napędu. Typowe najczęściej stosowane rozwiązanie przenosi napęd na koło bieżne roweru przy pomocy krążka umieszczonego bezpośrednio na wałku silnika, dociskanego do opony siłą odpowiedniej sprężyny. Rozwiązanie to stosuje się w silnikach dwusuwowych o pojemności od 35 do 50 cm³ i obrotach do 4500 — 5000 na minutę, co zresztą wynika z wielkości oporów jazdy i szybkości roweru. Zastosowanie krążka jako elementu napędowego eliminuje równocześnie stosowanie sprzęgła, pozwala bowiem na proste włączanie lub rozłączanie napędu. Poza tym wykonanie krążka stopniowego o kilku średnicach daje możliwość uzyskania wielobiegowości, jakkolwiek przeważnie buduje się układy jednobiegowe. Jedyną wadą tego sposobu przenie-



Rys. 2. Silnik Cyclex

sienia napędu jest ujemne oddziaływanie na bieżnik cpo-ny; przeważające jednak korzyści zdycydowały o szero-
kim zastosowaniu tego rozwiązania.

Silniki dwusuwowe o pojemności poniżej 35 cm³ a także silniki czterosuwowe muszą mieć znacznie większe obroty dla uzyskania koniecznej mocy (6000 — 7000 na minutę) i dlatego też posiadają przekładnię redukcyjną, obniżającą obroty dociskanego krążka napędowego. W tej grupie znajdują się również silniki pojemności 35 — 50 cm³ mocowane w dolnej części ramy. Brak miejsca, ograniczonego rozstawem korb pedałów, zmusza konstruktora do stosowania dodatkowej przekładni, przy czym krążek napędowy ma odpowiednio większą średnicę.

Oprócz opisanych sposobów stosuje się również napęd za pośrednictwem łańcucha, czasem kół zębatach, a nawet pasków klinowych. W tych przypadkach konstrukcja traci swą prostotę, wobec konieczności wykonania sprzęgła i przekładni zewnętrznej, napędzającej koło bieżne.

We wszystkich układach napęd silnikiem jest niezależny od napędu przy pomocy pedałów, który może być używany równocześnie. Tak np. przy pokonywaniu wzniesień jadący pomaga silnikowi kręcąc pedałami.

Konstrukcja silnika jest konsekwencją konieczności spełnienia wymienionych wyżej wymagań, które narzucają przede wszystkim jak najdalej posuniętą prostotę budowy.

Względem ten sprawia, że silnik pomocniczy rozwiązany został prawie wyłącznie jako jednocylindrowy dwusuw z zapłonem zasilanym przez iskrownik, który obsługuje jednocześnie instalację oświetleniową. Jedynie w kilku przypadkach zbudowano silnik pomocniczy w układzie czterosuwowym.

W spotykanych rozwiązaniach objętość skokowa cylindra nie przekracza 50 cm³ (patrz tablica I).

Przeciętnie osiągnięta moc w tych warunkach wynosi około 0,7 — 1,2 KM przy 3000 — 4200 obr/min, a maksymalna prędkość jazdy waha się w granicach 25 — 40 km/godz. Średnie zużycie paliwa jest rzędu 1 — 1,8 litra na 100 km.

Układ silnika zależy przede wszystkim od miejsca jego zamocowania na ramie roweru.

Przy napędzie na koło przednie lub przy silnikach zamocowanych na bagażniku oraz z boku widelca tylnego stosowane są z reguły cylindry o osi pionowej („stojące” z głowicą u góry, lub „wiszące” — z głowicą u dołu). Cylindry silników, zawieszonych w dolnej części ramy, położone są poziomo albo też pochylone głowicą ku przodowi.

Zbiornik paliwa (pojemności ca 2 litrów) umieszczony powyżej silnika tworzy z nim bądź zwartą całość, bądź też bywa mocowany osobno.

Zasilanie cylindra mieszanką odbywa się za pomocą gaźnika przystosowanego specjalnie do tej kategorii silników.

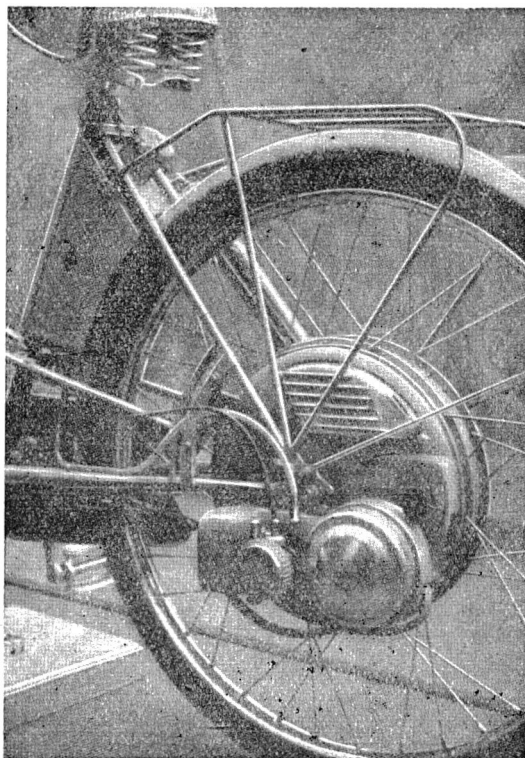
Układ wydechowy, zaopatrzonego w odpowiedni tłumik kieruje spaliny przy napędzie przednim — ku dołowi, przy napędzie zaś koła tylnego — ku tyłowi.

Z uwagi na to, że ciężar przeciętnego silnika z całkowitym wyposażeniem zawierać się musi w granicach od 4,5 do 10 kG, przeważają konstrukcje wykonane z lekkich stopów. Kadłub, cylinder, obudowa iskrownika, często nawet zbiornik paliwa — tworzą zwarty, lekki układ.

Specjalną uwagę należy poświęcić budowie cylindrów, które wykonywane są bardzo starannie z myślą o możliwie długiej żywotności. Zastosowano tu najnowsze zdobycze techniki, jak: powlekanie chromem cylindrów, wykonanych ze stopów aluminiowych, lub użycie cienkościennych tulei ze stopowego żeliwa. Głowice i tłoki odlewane są zwykle ze stopów lekkich.

Z uwagi na wysokie ilości obrotów, dzielony wał korbowy typu motocyklowego i korbowód — łożyskowane są przeważnie przy pomocy łożysk tocznych, rzadziej — ślizgowych.

Zawieszenie silnika zależy od sposobu przeniesienia napędu na koło. Przy napędzie za pomocą krążka dociskowego silnik bywa zawieszony obrotowo na sworzniu albo przesuwnie względem specjalnego wspornika, bądź wreszcie jest połączony sztywno z ramą. Przy napędzie łańcuchem lub przekładnią zębatą silnik mocuje się bezpośrednio na ramie.

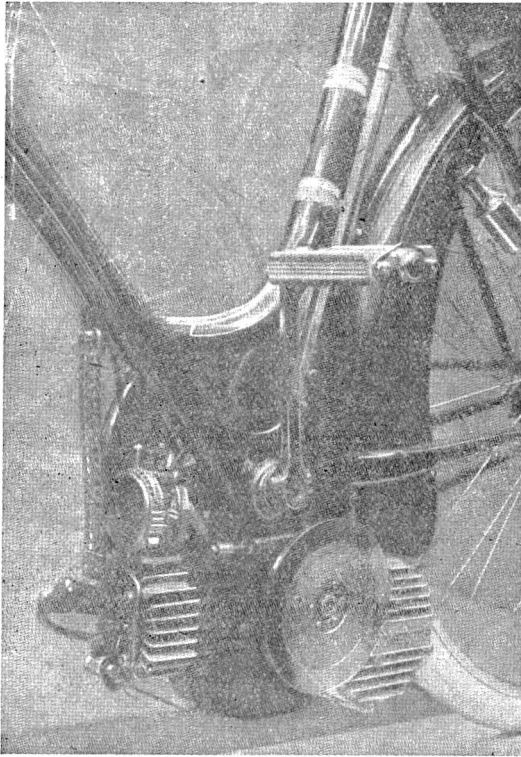


Rys. 3. Silnik Riva-Milan

CHARAKTERYSTYKA NIEKTÓRYCH POMOCNICZYCH SILNIKÓW ROWEROWYCH.

		Ilość suwów	Objętość skokowa	Śr. cylindra skok tłoka	Moc max. przy obrotach	Położenie silnika	Napęd rodzaj	Ilość biegów	Prędkość max.	Ciężar całkowity	Zużycie paliwa na 100 km	
1	Annino MTG	2				przód	krążek	1	30	6,5	1,75	wymienny razem z poprzednim widelcem
2	Baby-Star	2	49		0,7 — 3800	przód	krążek	1				cylinder poziomy
3	Bantamoto	2	40			tył z boku	koła zębate	1	20	8,2		
4	Bikotor	2	47			tył na bagażn.	krążek	1		4,5		cylinder odlany razem z kadłubem ze stopu lekkiego
5	Cucciolo	4	48		1,2 — 3000	dół ramy	łańcuch	2				górnoszaworowy, sprzęgło mokre, skrzynka biegów
6	Cycloid	2	31			tył na bagażn.	pasek klinowy	1		6,8		
7	Cyclemaster	2	25,7			tył z boku	łańcuch	1		16		
8	Cyclex	2	48			tył na bagażn.	krążek	1				chłodzenie przymusowe
9	Cyclolux	2	49	40x39,5	0,75 — 3800	przód	krążek	1	35	6	1,5	
10	Cymoto	2	45			przód	krążek	1		10		
11	DMS	2	50			przód	krążek	1	25	6	1,5	
12	Fuchs	2	40		1 — 4000	tył z boku	łańcuch	2	25	6	1,25	stopień sprężania 6 : 1 przełożenia 1 : 35,5; 1 : 21,7
13	GYS-Motamite	2	49			przód	krążek			9,5		
14	KID	2	48			przód	krążek	1		7	1,8	silnik zblokowany ze zbiornikiem i rurą wydechową w błotniku
15	Lohmann	2	18	28x30	0,8 — 6000	tył pod pedałem	krążek	1	30	5		zapłon samoczynny, zmienny stopień sprężania obr. max 9000/min
16	Minimotor	2	49			tył na bagażn.	krążek	1		10		
17	Mosquito	2	38		0,8 — 4200	tył pod pedałem	krążek	1	30	9,5	1,2	zawieszenie elastyczne
18	Olympia	2	49	40x39,5	1 — 4200	przód	krążek	1	35—40	4,5	1,5	
19	Power-Pak	2	49			tył na bagażn.	krążek	1		9,5		
20	Pygmy	2	50			przód lub tył	krążek	1	32		1,5	cylinder, kadłub, zbiornik paliwa, rura wydechowa — zblokowane
21	Riva-Milan	2	38		1,1 — 4200	wbudowany w tylne koło	koła zębate	1	38—40		1,5	chłodzenie przymusowe
22	Serwa	4	39	40x30	1,5 — 4000	tył z boku	krążek stopn.	2	35	8		
23	VAP 4	2	48	40x38	1	tył z boku	łańcuch	1	80	9		sprzęgło stożkowe
24	Veloreve-Cicca	2	50	40x39,5	1 — 4200	przód	krążek	1	30—40	4,5	1,5	cylinder ze stopu lekkiego
25	Velosolex	2	45	40x38		przód	krążek	1	28		1,0	

Poza wyżej wymienionymi znane są następujące silniki o pojemności do 50 cm³: Le Poulain, Motobicane, Motorex, Narcisse, Novic, P.P. Roussey, Veloto Cyclorex, Diem, Durif, Foucaux, Hemy, Hurtu, Jean Thomas, i Vimer. Ze względu na brak bliższych danych nie umieszczono ich w tablicy.



Rys. 4. Silnik Mosquito

Należy zwrócić uwagę, że żaden z silników nie posiada rozrusznika i dlatego pojazd musi być uprzednio wprowadzany w ruch za pomocą pedałów.

Charakterystycznym przykładem dla grupy silników pomocniczych, napędzających koło przednie, jest rozwiązanie pokazane na rys. 1. Dwusuwowy silnik GYS-Motamite posiada tulejowany cylinder stojący, odlany ze stopu lekkiego razem z kadłubem, który jest związany z obudową krążka napędowego i iskrownika. W głowicy, prócz świecy, znajduje się odpężnik, umożliwiający łatwe zatrzymanie biegu silnika. Ponad silnikiem jest umieszczony zbiornik, z którego paliwo splywa do gaźnika Amal 308. Układ wydechowy, zaopatrzony w tłumik, kieruje spaliny ku dołowi. Całość jest zawieszona na specjalnym wsporniku, przymocowanym u góry kierownicy, u dołu zaś do osi koła. Włączanie napędu odbywa się przez dociskanie karborundowego krążka do bieżnika opony niewielkim obrotem całego silnika dookoła poziomego sworznia. Obrót silnika uzyskuje się przez naciśnięcie nogą dźwigni, która zwalnia sprężynę dociskającą wałek do opony.

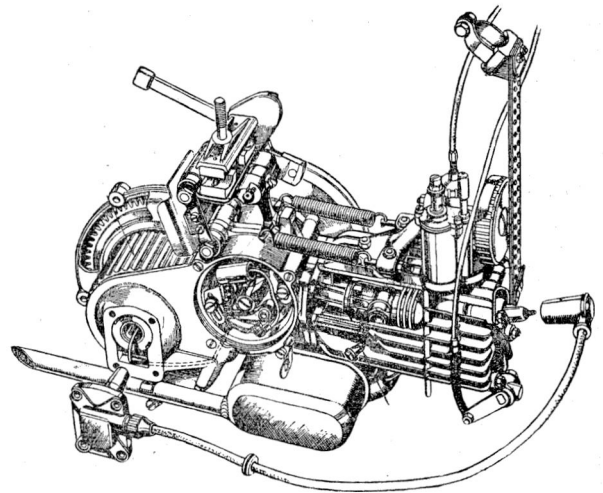
Przykładem konstrukcyjnie zwartego rozwiązania napędu na koło tylne jest zaopatrzony w przymusowe chłodzenie dwusuwowy silnik Cyclex z cylindrem odwróconym (rys. 2).

Odrębny typ stanowi dwusuwowy silnik Riva-Milan (rys. 3), wbudowany częściowo w tylne koło i również zaopatrzony w dmuchawę powietrza chłodzącego. Napęd z wału silnika przenosi koło zębate, współpracujące z kołem o zazębieniu wewnętrznym, przytwierdzonym do piasty koła jezdnego. Wyłączenie napędu odbywa się przez przesunięcie silnika, co powoduje rozłączenie przekładni zębatej. Przystosowanie roweru do napędu silnikiem wymaga wymiany tylnego koła oraz przebudowy tylnego widelca.

Dwusuwowy silnik Mosquito-Garelli (rys. 4 i 5) przedstawia jedno z lepszych rozwiązań konstrukcyjnych. Silnik ten zawieszony jest pod osią pedałów na wieszakach i poziomym sworzniu, mocowanym na poduszkach gumowych do ramy. Elastyczna taśma podtrzymuje silnik do przodu. Tego rodzaju zawieszenie zapobiega przeniesieniu się drgań na ramę roweru. Żeliwny cylinder o poziomej osi oraz głowica ze stopu lekkiego — związane są za

pomocą śrub z kadłubem, który stanowi zarazem obudowę przekładni. Napęd z wału korbowego przenosi się za pośrednictwem przekładni zębatej na krążek stalowy, zaopatrzony w rowki nacięte wzdłuż. Zadaniem tych rowków jest przeciwdziałanie poślizgowi w czasie współpracy z oponą. Bezpośrednio z wałem związany jest iskrownik oraz pszerywacz. Włączanie napędu uzyskuje się za pomocą odpowiedniego nastawienia specjalnej dźwigni, dzięki czemu następuje przesunięcie całego silnika ku tyłowi z jednoczesnym napięciem sprężyn, które utrzymują żądany docisk krążka do opony.

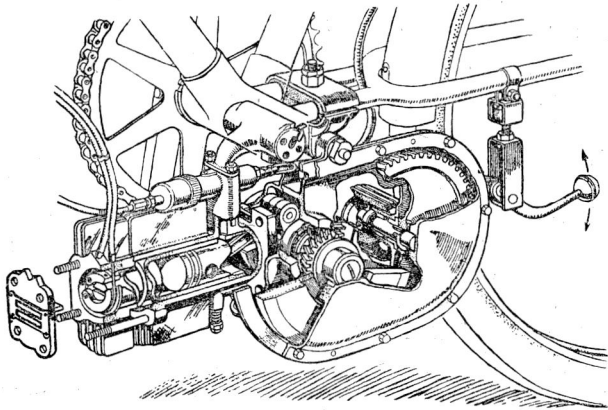
Na osobne omówienie zasługuje silnik Lohmann, pracujący na zupełnie odmiennych zasadach. Jest to mianowicie dwusuwowy silnik z zapłonem samoczynnym, zasysający mieszankę wytwarzaną w gaźniku. Miniaturowe silniki (do 5 cm³) tego typu znane już były oddawna w zastosowaniu do modeli lotniczych. Główną jednak przyczyną, ograniczającą szersze zastosowanie, była trudność regulacji ilości obrotów. Bardzo specyficzne warunki spalania wymagały ściśle określonego składu mieszanki paliwo-powietrznej, przyczem jako paliwa używano nafty i eteru. Aby umożliwić zmienność warunków spalania w omawianym silniku wprowadzono zmianę stopnia sprężania (w czasie jego pracy) w granicach 8,5 do 12,5 oraz jednoczesną zmianę punktów otwarcia szczelin wlotowej i wylotowej. Gaźnik pracujący na normalnym paliwie rynkowym posiada urządzenie, pozwalające na zmianę składu mieszanki. Silnik Lohmanna, który zdał doskonale egzamin prób, jest obecnie produkowany masowo, a na jego zasadzie opracowuje się prototyp silnika motocyklowego o pojemności 125 cm³. Silnik zastosowany do napędu rowerowego zawieszono na dolnej części ramy, (szczegóły dokładnie widać na rys. 6 i 7). Najciekawszy szczegół konstrukcji — zmienną komorę sprężania — rozwiązano następująco: krzywka, uruchamiana ręcznie nawiniętym podwójnie cięgłem, przesuwana wzdłuż osi tuleję cylindrową, zamkniętą denkiem. Równocześnie otwory na tulei cylindrowej i cylindrze zmieniają wzajemne położenia zmieniając tym samym punkty otwarcia i zamknięcia szczelin wlotowych i wylotowych. Pomiedzy silnikiem a krążkiem napędzającym koło roweru znajduje się przekładnia zębata o przełożeniu około 1 : 3. Docisk krążka do opony odbywa się w sposób nie różniący się zasadniczo od poprzednio opisanych urządzeń.



Rys. 5. Silnik Mosquito

Rozruch silnika przebiega następująco: najpierw ustawa się regulację w sposób zapewniający otrzymanie najniższego stopnia sprężania i najuboższej mieszanki, po czym, po przejechaniu kilkunastu metrów przy pomocy pedałów, zwiększa się stopień sprężania i „wzbogaca” mieszankę do wartości maksymalnych; w tej chwili silnik zaczyna pracować.

Normalny bieg po rozgrzaniu silnika odbywa się przy pośrednich wartościach stopnia sprężania, którego ustalenie nie przedstawia trudności dla przeciętnie wprawnego kierowcy.



Rys. 6. Silnik Lohmann

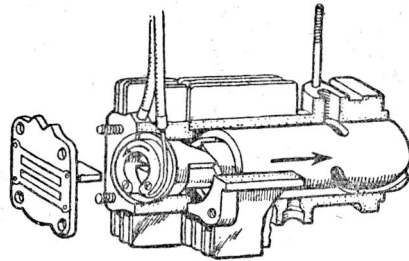
Całkowity ciężar silnika wynosi około 5 kG, a maksymalna prędkość jazdy około 38 km/godz, co przy średnicy opony 26" i przełożeniu pomiędzy krążkiem napędzającym a kołem 1 : 10, odpowiada ilości 9000 obr/min silnika.

Silniki rowerowe są wytwarzane masowo i stanowią produkt, który przeszedł z całkowitym powodzeniem najcięższy egzamin, jakim jest próba życia, przeprowadzona przez przeciętnego użytkownika. Stały wzrost zapotrzebowania i wielka różnorodność istniejących już typów o wyrównanej na ogół jakości są argumentami, które stawiają silnik pomocniczy w rzędzie konstrukcji wszechstronnie sprawdzonych pod względem technicznym i ekonomicznym. Prostota budowy sprawia, że silnik taki działa niezawodnie i choć jest mechanizmem precyzyjnym — nie wymaga w eksploatacji żadnych specjalnych kwalifikacji fachowych.

Koszty nabycia i eksploatacji są niewielkie. Cena tych silników jest nieco niższa od ceny przeciętnego roweru.

Możliwość przystosowania silnika do seryjnego roweru otwiera przed posiadaczami tego środka lokomocji nowe perspektywy, dając m. in., dzięki stosunkowo wysokiej szybkości podróży, możliwość zaoszczędzenia dużej ilości czasu przy znacznie zmniejszonym wysiłku. Rower nie traci nic ze swoich wartości użytkowych, nawet w razie uszkodzenia silnika, ponieważ kontynuowanie rozpoczętej podróży, z uwagi na mały ciężar silnika, nie powoduje żadnych trudności. Rower zmotoryzowany daje się tak samo łatwo przechowywać jak zwykły rower seryjny. Odpada zatem kłopot i koszt garażowania.

Kilka słów należało by dodać o obsłudze i naprawach. Wszyscy wytwórcy zalecają zgodnie konieczność czyszczenia łożka co 2 — 3 tysiące km. Jest to jedyna czynność obsługowa, zresztą prosta, która poważnie wpływa na długotrwałość pracy silników; pierścienie zalecają wymieniać po 8 tysiącach przejechanych kilometrów a naprawa główna następuje po około 12 tysiącach km, co praktycznie daje możliwość dość intensywnej jazdy przez dwa sezony.



Rys. 7. Silnik Lohmann

Wymienione względy jasno tłumaczą gwałtowny wzrost zainteresowania użytkowników roweru silnikiem pomocniczym. Spośród wszystkich pojazdów zmotoryzowanych rower zaopatrzone w silnik pomocniczy, odpowiada najbardziej możliwościom nabywczym szerokich mas ludzi pracy i jest on w stanie rozwiązać w sposób dostateczny codzienne potrzeby komunikacyjne.

Prostota budowy silnika pomocniczego, mała ilość części i pewność dużego zbytu sprzyja rozwiązaniu problemu produkcji, jako produkcji masowej. W naszym kraju zmotoryzowany rower z pewnością został by jak najprzychylniej; przyjęty przez świat pracy.

Przypominamy wszystkim naszym prenumeratorom o konieczności regulowania należności za prenumeratę na 10 dni przed rozpoczęciem następnego kwartału.

Nieuregulowanie prenumeraty powoduje automatycznie wstrzymanie wysyłki czasopism i z tego względu należy pamiętać o obowiązujących terminach wpłat. Należność prosimy wpłacać na PKO na konto P. P. K. „Ruch“ nr I-19891/110.

DO PRENUMERATORÓW

Z dniem 1.V.51 r. PPK „Ruch“ otworzył dla czasopism technicznych nowe konta wg niżej podanego zestawienia.

Architektura	I—19870/110
Gazeta Cukrownicza	I—19871/110
Gaz, Woda i Technika Sanitarna	I—19872/110
Gospodarka Wodna	I—19873/110
Horyzonty Techniki	I—19874/110
Inżynieria i Budownictwo	I—19875/110
Materiały Budowlane	I—19876/110
Mechanik	I—19877/110
Poligrafika	I—19878/110
Przegląd Budowlany	I—19879/110
Przegląd Geodezyjny	I—19880/110
Przegląd Mechaniczny	I—19881/110

Przegląd Spawalnictwa	I—19882/110
Przegląd Techniczny	I—19883/110
Przegląd Telekomunikacyjny	I—19884/110
Przemysł Chemiczny	I—19885/110
Przemysł Drzewny	I—19886/110
Przemysł Rolny i Spożywczy	I—19887/110
Szkło i Ceramika	I—19889/110
Technika Lotnicza	I—19890/110
Technika Motoryzacyjna	I—19891/110
Wiadomości Elektrotechniczne	I—19892/110
Wiadomości Telekomunikacyjne	I—19893/110
Przemysł Włókienniczy	VII—10617/110
Papiernik	VII—10616/110
Przegląd Papierniczy	VII—10615/110
Przegląd Skórzany	VII—10614/110
Technika Morza i Wybrzeża	XI—55407/431
Przegląd Elektrotechniczny	V—11831/110
Energetyka	III—12132/110

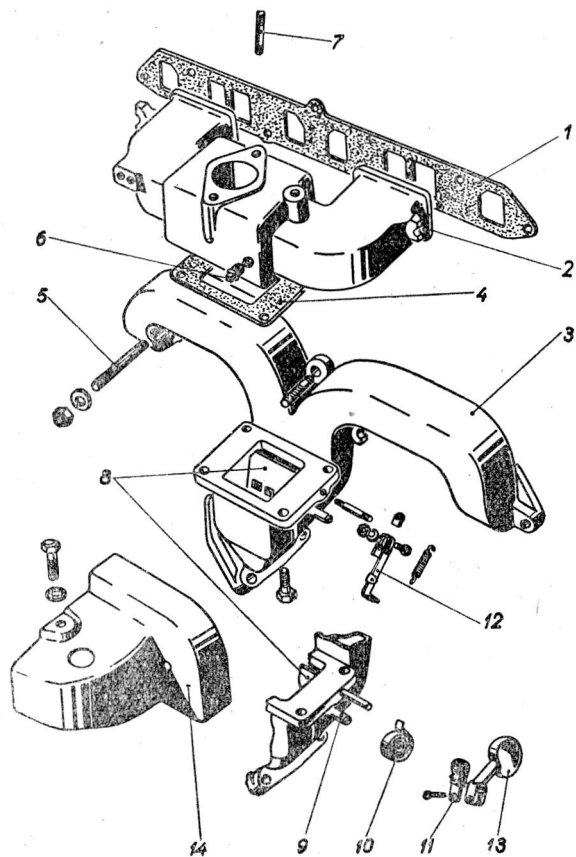
Prosimy naszych prenumeratorów, aby należność za prenumeratę za drugie półrocze 1951 r. wpłacali na nowe konta.

SŁOWNICTWO SAMOCHODOWE

(Ciąg dalszy)

Objaśnienie znaków podane w zeszycie 1

IV. PRZEWÓD SSĄCO-WYDECHOWY

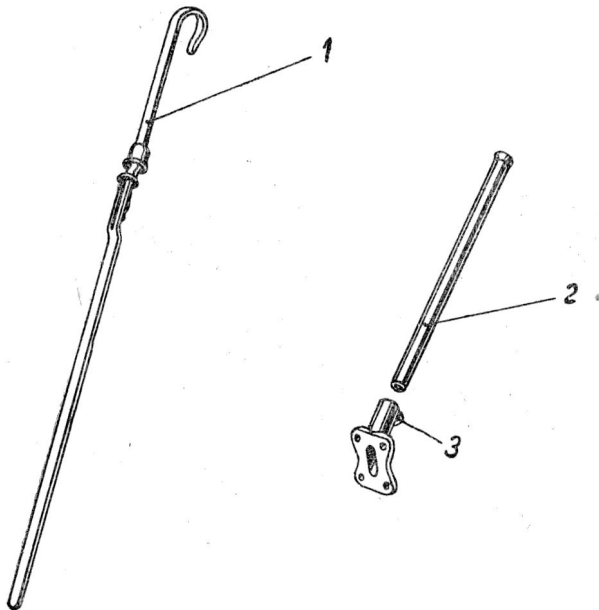


1. uszczelka (sf) przewodu ssąco-wydechowego
Прокладка (sf) газопровода
intake and exhaust manifold gasket s
joint (sm) entre tubulures et moteur
Dichtung (sf) zum Saugrohr und Auspuffkrümmer
2. rura (sf) ssąca (z podgrzewaczem mieszanki)
Труба (sf) впускная (с подогревом смеси)
intake manifold s (with heat bowl)
tubulare (sf) d'admission (avec réchauffeur)
Saugrohr (sm) (mit Gemischwärmer)
3. rura (sf) wydechowa
Коллектор (sm) выпускной
exhaust manifold s
tubulure (sf) d'échappement
Auspuffkrümmer sm
4. uszczelka (sf) podgrzewacza rury ssącej
Прокладка (sf) между впускной трубой и впускным коллектором
intake and exhaust manifold gasket s
joint (sm) entre tubulures
Dichtung (sf) zwischen Saugrohr und Auspuffkrümmer
5. śruba (sf) dwustronna przewodów ssącego i wydechowego
Шпилька (sf) крепления газопровода
intake and exhaust manifold mounting stud s
goujon (sm) de fixation des tubulures
Stiftschraube (sf) des Saugrohrs und Auspuffkrümmers
6. korek (sm) rury ssącej
Пробка (sf) впускной трубы
intake manifold plug s
bouchon (sm) de tubulure d'admission
Saugrohrstopfschraube (sf)

7. śruba (sf) dwustronna gaźnika
Шпилька (sf) крепления карбюратора
carburetor stud s
goujon (sm) de fixation de carburateur
Stiftschraube (sf) des Vergasers
8. przepustnica (sf) podgrzewacza mieszanki
Заслонка (sf) подогрева смеси
manifold heat control valve s
obturateur (sm) de réchauffeur
Reglerklappe (sf) des Gemischwärmers
9. wałek (sm) przepustnicy podgrzewacza mieszanki
Ось (sf) заслонки подогрева смеси
manifold heat control valve shaft s
axe (sf) d'obturateur de réchauffeur
Welle (sf) der Reglerklappe des Gemischwärmers
10. sprężyna (sf) termostyczna podgrzewacza mieszanki
Термостат (sm) заслонки подогрева смеси
manifold heat control valve thermostatic spiral s
spirale (sf) thermostatique d'obturateur de rechauffeur
thermostatische Spirale (sf) der Reglerklappe des Gemischwärmers
11. zderzak (sm) przepustnicy podgrzewacza
Ограничитель (sm) поворота заслонки подогрева смеси
manifold heat control valve stop s
butée (sf) d'obturateur de réchauffeur
Begrenzer (sm) der Reglerklappe des Gemischwärmers
12. dźwignia (sf) przepustnicy podgrzewacza mieszanki
Рычаг (sm) оси заслонки подогрева смеси
manifold heat control valve lever s
bielle (sf) d'obturateur de réchauffeur
Hebel (sm) der Reglerklappe des Gemischwärmers
13. przeciwcieżar (sm) przepustnicy podgrzewacza mieszanki
Противовес (sm) заслонки подогрева смеси
manifold heat control valve counterweight s
masselotte (sf) d'équilibrage d'obturateur de réchauffeur
Gegengewicht (sm) der Reglerklappe des Gemischwärmers
14. osłona (sf) izolacyjna rury wydechowej
Кожух (sm) газопровода
manifold insulation cover s
écran (sm) de protection des tubulures
Abdeckschirm (sm) des Auspuffkrümmers

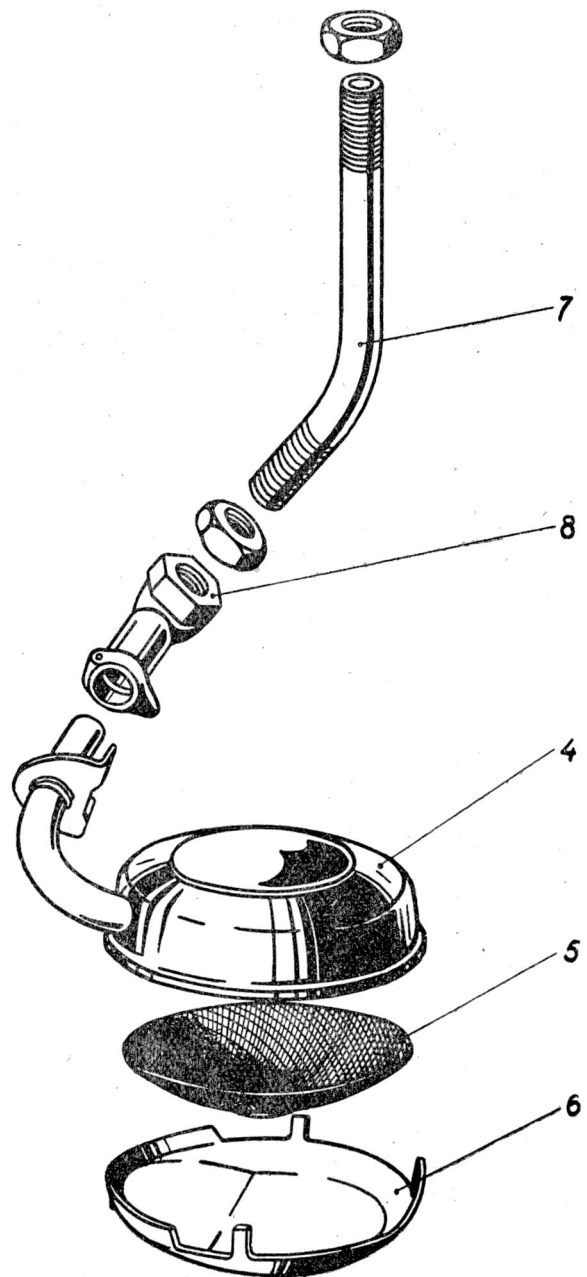
V. UKŁAD SMAROWANIA

1. miarka (sf) poziomu oleju
Указатель (sm) уровня масла
oil gauge s; oil level indicator s; oil dipstick s;
jauge (sf) d'huile; indicateur (sm) de niveau d'huile
Oelmessstab sm
2. rura (sm) miarki poziomu oleju
Труба (sf) указателя уровня масла
oil gauge tube s
tube (sf) de jauge d'huile
Oelmessstabrohr sm
3. wspornik (sf) rury miarki poziomu oleju
Патрубок (sm) указателя уровня масла
oil tube gauge bracket s
support (sm) de tube de jauge d'huile
Stützen (sm) zum Oelmessstabrohr
4. smok (sm) pływający pompy olejowej
Маслоприемник (sm) поплавковый
oil pump strainer s (floating); oil pump float s
Oelsaugkorb (sm) schwimmender
5. siatka (sf) smoka pompy olejowej
Сетка (sf) маслоприемника
oil pump strainer gauze s

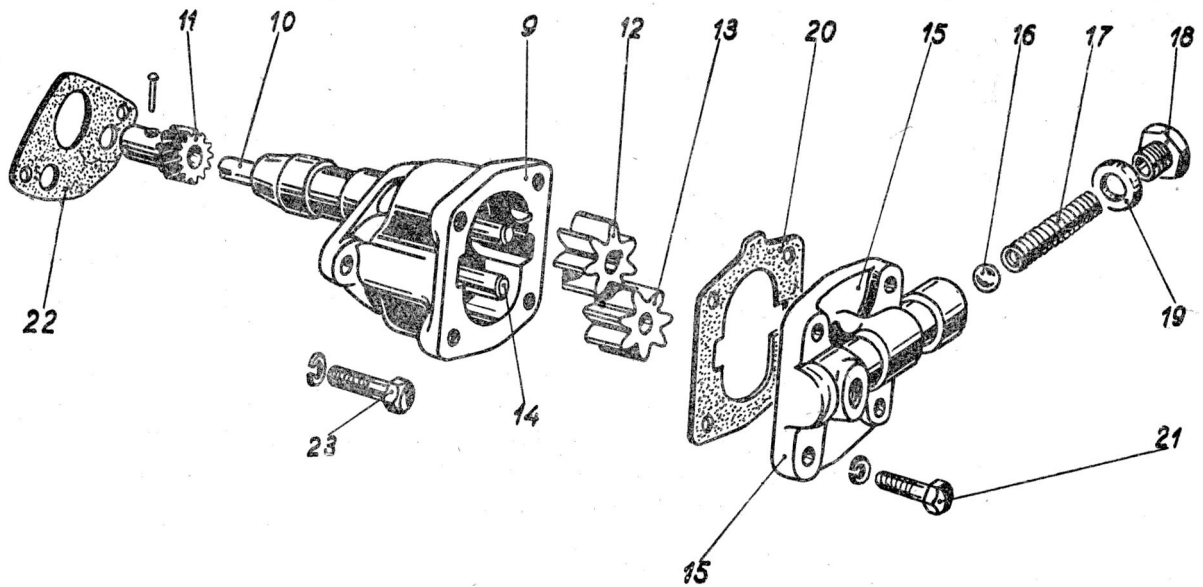


crépine (sf) de collecteur d'huile; filtre (sf) de collecteur d'huile
Oelsaugkorbsieb *sn*

6. pierścień (sm) siatki smoka pompy olejowej
Поддон (sm) маслоприемника
oil pump strainer bottom ring *s*
tôle (sf) inférieur de collecteur d'huile
Bodenring (sn) des Oelsaugkorbes
7. rura (sf) ssąca pompy olejowej
Трубка (sf) приемная масляного насоса
oil pump inlet pipe *s*
tube (sf) d'aspiration de pompe à huile
Oelpumpensaugrohr *sn*
8. końcówka (sf) rury ssącej pompy olejowej
Патрубок (sm) маслоприемника
oil pump inlet pipe connector *s*
raccord (sm) de tube d'aspiration de pompe à huile
Oelpumpensaugrohrstutzen *sm*
9. korpus (sm) pompy olejowej
Корпус (sm) масляного насоса
oil pump body *s*
corps (sm) de pompe à huile
Oelpumpengehäuse *sn*
10. wałek (sm) pompy olejowej
Валик (sm) масляного насоса
oil pump drive shaft *s*
arbre (sf) de commande de pompe à huile
Oelpumpenantriebswelle *sf*
11. koło (sn) zębate napędzane wałką pompy olejowej
Шестерня (sf) привода масляного насоса
oil pump drive outside gear *s*; oil pump shaft driving gear *s*
pignon (sm) de commande de pompe à huile
Oelpumpenantriebsrad *sn*
12. koło (sn) zębate napędzające pompy olejowej
Шестерня (sf) ведущая масляного насоса
oil pump drive inside gear *s*; oil pump body gear *s*
pignon (sm) commandé de pompe à huile; pignon fixe
treibendes Oelpumpenzahnrad *sn*
13. koło (sn) zębate napędzane pompy olejowej
Шестерня (sf) ведомая масляного насоса
oil pump idler gear *s*; oil pump driven gear *s*
pignon (sm) fou de pompe à huile
Oelpumpenleerrad *sn*
14. sworzeń (sm) koła zębatego napędzanego pompy olejowej
Шкворень (sm) шестерни ведомой масляного насоса
oil pump idler gear shaft *s*
axe (sf) du pignon fou de pompe à huile
Oelpumpenleerradbolzen *sn*



15. pokrywa (sf) pompy olejowej
Крышка (sf) масляного насоса
oil pump cover *s*
fond (sm) de pompe à huile
Oelpumpendeckel *sn*
16. kulka (sf) zaworu regulującego ciśnienie oleju
Шарик (sm) редукционного клапана
oil pressure valve ball *s*
balle (sf) de clapet de décharge d'huile
Oelregelventilkugel *sf*
17. sprężyna (sf) zaworu regulującego ciśnienie oleju
Пружина (sf) редукционного клапана
oil pressure valve spring *s*
ressort (sm) de clapet de décharge d'huile
Oelregelventilfeder *sf*
18. korek (sm) zaworu regulującego ciśnienie oleju
Пробка (sm) редукционного клапана
oil pressure valve adjusting screw *s*
bouchon (sm) fileté de réglage du clapet de décharge d'huile
Oelregelventilschraube *sf*



19. uszczelka (sf) korka zaworu regulującego ciśnienie oleju
Прокладка (sf) пробки редукционного клапана
oil pressure valve adjusting screw gasket s
joint (sm) de bouchon de réglage de décharge d'huile
Oelregelventilschraubendichtung s
20. uszczelka (sf) pokrywy pompy olejowej
Прокладка (sf) крышки масляного насоса
oil pump cover gasket s
joint (sm) de fond de pompe à huile
Oelpumpendeckeldichtung sf
21. śruba (sf) pokrywy pompy olejowej
Болт (sm) крепления крышки масляного насоса
oil pump cover screw s
vis (sf) de fond de pompe à huile
Oelpumpendeckelschraube sf
22. uszczelka (sf) pompy olejowej
Прокладка (sf) масляного насоса
oil pump body gasket s

- joint (sm) entre pompe à huile et moteur
Oelpumpendichtung sf
23. śruba (sf) pompy olejowej
Болт (sm) крепления масляного насоса к боку цилин дров
oil pump mounting screw s
vis (sf) de fixation de pompe à huile
Oelpumpenbefestigungsschraube sf
24. filtr (sm) olejowy szeregowy (zgrubny) — przez który musi przechodzić cała ilość oleju
Фильтр (sm) масляный грубой очистки
full flow oil filter s
filtre (sm) à huile en série
Hauptstromoelfilter sm
25. filtr (sm) olejowy boczny (dokładny)
Фильтр (sm) масляный тонкой очистки
bypass oil filter s
filtre (sm) à huile en dérivation
Nebenstromoelfilter sm

(D. c. .n.).

Oparte na materiałach P. K. N.

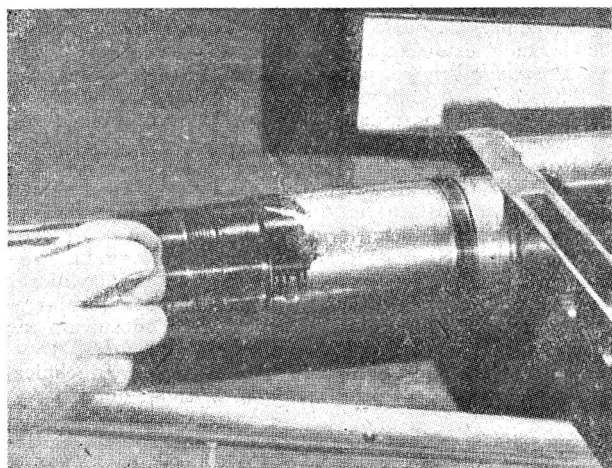
Z TECHNIKI SAMOCHODOWEJ

METODA SZYBKIEGO SPRAWDZANIA POWIERZCHNIOWYCH PRZERW MATERIAŁOWYCH

Części mechanizmów, zanim zostaną złożone w zespół, sprawdzane są na obecność powierzchniowych przerw materiałowych. Zastosowanie odpowiedniej metody sprawdzania zależy od badanego materiału i rodzaju pracy danej części. Najbardziej obciążone elementy bada się za pomocą promieni Roentgena, sondowania prądami wysokiej częstotliwości, metodą magnetyczną, względnie przy użyciu środków wnikających. Ważne jest ustalenie, czy wada zaobserwowana na powierzchni jest rysa, czy pęknięcie, względnie pęknięciem. Traktowanie każdej takiej zmiany na powierzchni za wadę i na tej podstawie dyskwalifikowanie wyrobu byłoby za kosztowne, z drugiej zaś strony przeznaczenie do pracy części z wadami o charakterze niestalonym byłoby ryzykowne. Spośród różnych nieniszczących środków do badania powierzchniowych wad materiałowych, szerokie zastosowanie znalazły obecnie nowe, ulepszone środki wnikające. Sprawdzanie przy użyciu tych środków polega na tym, że w szczeliny w powierzchni metalu wnika specjalny płyn zawierający czerwony barwnik. Przebieg badania jest następujący: najpierw powleka się opisanym płynem badaną powierzchnię i pozostawia na przeciąg 5 do 10 minut. Powlekanie można przeprowadzić przez zanurzenie, natryskiwanie albo pęd-

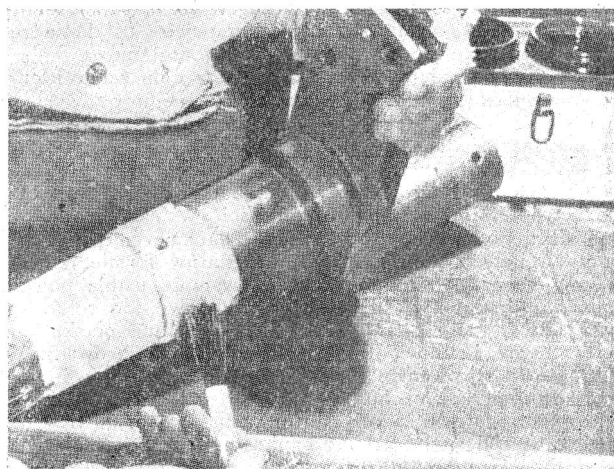
lowo. Nadmiar płynu usuwa się przy pomocy lotnego rozpuszczalnika. Następnie stosuje się „wywoływacz”, który jest szybko schnącym rozpuszczalnikiem. „Wywoływacz” ten spełnia podwójne zadanie. Jednym jest stworzenie białego tła dla kontrastowego uwidocznienia wszelkich symptomów, występujących w kolorze czerwonym, drugim zaś jest lokalne zabarwienie się barwnikiem środka wnikającego. Uszkodzenia więc zostają wykryte jako czerwone linie i kropki. Kropki rozsypane oznaczają porowatość. Z wielkości barwnej plamy, można ocenić objętość miejsca uszkodzonego. Metoda ta jest specjalnie cenna przy wykrywaniu uszkodzeń w miejscach trudno dostępnych i źle oświetlonych oraz w załamaniach o małym promieniu. W przemyśle motoryzacyjnym i w warsztatach naprawczych specjalnie ważne jest wykrycie i ustalenie charakteru uszkodzeń w takich częściach, jak: wały korbowe, korbowody, tłoki, głowice, zawory itd.

Metoda ta nadaje się jedynie do takich uszkodzeń, które mają charakter przerw w materiale na jego powierzchni. Zanieczyszczenia materiału, pomimo że mogą występować na powierzchni, nie dadzą się jednak wykryć wówczas, gdy nie ma w nich przerw na ich granicy styku z materiałem.



Rys. 1. Najpierw powierzchnię oczyszcza się środkiem czyszczącym, następnie powleka się wnikającym środkiem, zawierającym czerwony barwnik. W tym stanie pozostawia się przedmiot przez 5 do 15 minut, po czym przy użyciu gałganka usuwa się środek wnikający.

Zaletą tej metody jest to, że można ją stosować do badania części również w stanie złożonym a więc w gotowym przedmiocie. Nadaje się ona również do badania jakości miejsc spawanych. Jakkolwiek metoda ta nie zastępuje metody magnetycznej, ponieważ przy użyciu tej



Rys. 2. Po usunięciu środka wnikającego i oczyszczeniu powierzchni lotnym rozpuszczalnikiem, powierzchnię powleka się białym „wywoływaczem”. W miejscach gdzie brak jest ciągłości materiału, wywoływacz zabarwia się na czerwono w postaci kropek i linii. Metoda ta nadaje się do materiałów magnetycznych i niemagnetycznych. Wszystkie środki nie są szkodliwe dla zdrowia i nie atakują materiałów.

ostatniej wykrywa się również wtrącenia obce i w pewnych przypadkach uszkodzenie podpowierzchniowe, to jednak z uwagi na jej prostotę i obywanie się bez specjalnych urządzeń znalazła ona powszechne zastosowanie.

T. S.

KSIĄŻKI I ARTYKUŁY NADESŁANE

W. A. Markus — „ORGANIZACJA I GOSPODARKA INSTYTUCJI WYDAWNICZYCH”, Format A5, str. 235, przekład z rosyjskiego.

Tytuł oryginału „Osnowy Organizacji i Ekonomiki Knigoizdatielskiego Dzieła”.

Autor na wstępie swej pracy scharakteryzował w krótkim zarysie wydawnictwa książkowe w ZSRR. Zwrócił on uwagę na treść ideową i tematykę literatury radzieckiej, masowość wydawnictw radzieckich, wielonarodowy charakter literatury, jedność ideologiczną i gospodarczą działalność instytucji wydawniczych oraz podstawowe cechy organizacyjne działalności wydawniczej w ZSRR.

Powyższe cechy dokładnie określają rolę, jaką ma spełniać książka radziecka w rozwoju gospodarki narodowej i kultury socjalistycznej oraz zadania instytucji wydawniczych ZSRR. Podstawą działalności wydawniczej jest tam plan tematyczny, do którego włącza się tematy o aktualnych zagadnieniach politycznych oraz zadaniach kulturalnych i gospodarczych, które kraj ma do wykonania.

Podstawy tematyczne planów wydawniczych, opierają się na dyrektywach Partii i Rządu. Ustawa o planie pięcioletnim wchodzi również do założeń planów tematycznych instytucji wydawniczych. Plan tematyczny jest z kolei podstawą planu operatywnego, który ma zapewnić ciągłość procesu produkcyjnego i rytmiczność pracy instytucji wydawniczej.

Jak wynika z treści, radzieckie instytucje wydawnicze posiadają wielkie doświadczenie w zakresie wszystkich etapów powstawania książki: pracy autora, opracowania redakcyjnego i produkcji technicznej.

Autor doświadczenia te opisał w formie przystępnej i jasnej w rozdziałach, traktujących o organizacji i gospodarce instytucji wydawniczych.

W tekście, umieszczonych jest 13 tablic i wzorów obliczeniowych. Na ostatnich 27 stronach autor przedstawił w 6 załącznikach następujące wzory:

1) metrykę książki,

2) stawki honorarium autorskiego,

3) typową umowę wydawniczą,

4) normy wydajności pracy dla pracowników wydawniczych,

5) tymczasowe normy odpadków papieru,

6) tymczasowe normy odpadków głównych materiałów introligatorskich.

W przedmowie zaznaczono, że książka ta przeznaczona jest dla studentów wydziałów redakcyjno-wydawniczych w instytucjach poligraficznych, jako lektura pomocnicza.

Sądymy, że książka ta w Polsce może oddać cenne usługi nie tylko studium, lecz także tym, którzy z tytułu swych prac zawodowych zajmują się zagadnieniami organizacji i zagadnieniami gospodarczymi instytucji wydawniczych.

Tłumaczenie dobre. Zauważono kilka błędów drukarskich na str. 7, 146 i 192, które należało by usunąć w ewentualnym wznowionym wydaniu.

J. S.

Prof. Kazimierz Gierdziejewski — „KURS ODLEWNICTWA — Materiały formierskie i ich przeróbka w odlewniach”. Format B5, str. 308, rys. 269, tablic 71. Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Katowice, 1950 r.

Książka stanowi poradnik dla pracowników laboratoriów badawczych i biur konstrukcyjnych, inżynierów odlewników oraz podręcznik dla wyższych technicznych zakładów naukowych. Jest to II wydanie książki pt. „Kurs Odlewnictwa — Materiały formierskie, ich zastosowanie i przeróbka w odlewniach” (1939 r.), obszernie przerobione i uzupełnione.

Praca podzielona jest na trzy rozdziały. Pierwszy — poświęcony jest zagadnieniom teoretyczno-opisowym materiałów formierskich. Podane jest powstawanie piasków formierskich i kwarcowych oraz definicje ich własności podstawowych (wielkość i kształt ziarna, skład chemiczny, zawartość koloidów itp.) i wtórnych (przepuszczalność, porowatość, spoistość, długotrwałość). Następnie au-



tor bardzo wszechstronnie i szczegółowo opisuje metody badań piasków formierskich, a mianowicie: ustalanie zawartości lepiszcza i ziarnistości drogą odszlamowywania i przesiewania; badanie mikroskopowe w celu scharakteryzowania kształtu ziarn i rozmieszczenia gliny wiążącej; określanie wilgotności, stopnia ubicia, porowatości i przepuszczalności, własności wytrzymałościowych na ściskanie, ścinanie, rozciąganie, zginanie, odkształcalność, płynność i twardość powierzchniową; dalej badania dilatometryczne, ogniotrwałości i długowieczności. W następnych paragrafach podana obszernie chemia techniczna gliny oraz spoiw i innych pomocniczych materiałów formierskich.

W rozdziale drugim autor na wstępie ustala podział mas na formierskie, rdzeniarskie i glinowe (do robót wg wzorników); podaje wzorową „Kartę badania piasku formierskiego” i udowadnia konieczność przeprowadzania ciągłej i ścisłej kontroli mas formierskich w odlewni. Po krótkim opisie sposobów przeróbki materiałów formierskich (szczegółowo w rozdziale trzecim) następują trzy paragrafy o znacznej wartości naukowej i praktycznej: „Zależność własności mechanicznych masy formierskiej od własności podstawowych różnych jej składników”, „Wpływ sposobów przeróbki na własności masy w formie i rdzeniu”, „Wpływ masy formierskiej na własności wytrzymałościowe tworzywa odlewu”. Wiele z podanych tablic i wykresów, jak np. „Wpływ stopnia nawilżenia na przepuszczalność i spoistość”, „Zależność powstawania pęcherzy gazowych od przepuszczalności, wilgotności i temperatury odlewania” itd., może być bezpośrednio wykorzystana przez odlewników w praktyce. Rozdział drugi zamyka paragraf: „Masy formierskie w praktyce odlewniczej”, zawierający m. in. szereg zestawień mas stosowanych dla różnych rodzajów odlewów.

Rozdział trzeci poświęcony jest gospodarce materiałami formierskimi w odlewni i opisowi maszyn oraz urządzeń dla ich przeróbki i transportu. Paragraf poświęcony gospodarce podaje wskaźniki ekonomiczno-techniczne zużycia mas dla różnej wielkości odlewów, sposoby magazynowania materiałów i metody obliczania wielkości instalacji do ich przeróbki. Po podaniu schematów przygotowania mas formierskich autor dokładnie opisuje wiele maszyn i urządzeń stosowanych do suszenia piasku, rozdrabniania, przesiewania, mieszania, spulchniania, a także do czynności pomocniczych: oddzielania magnetycznego, odpylania oraz transportu i dozowania gotowej masy. Końcowe paragrafy zawierają opisy mało lub zupełnie w Polsce nieznanymi urządzeniami zespołowymi i zautomatyzowanymi.

Książkę czyta się płynnie; natomiast niewłaściwe wydaje się stosowanie przez autora obcego wyrazu „standard”, „standardowy” — zamiast „typowy”, „najczęściej spotykany”. Wyraz „mulek”, wyeliminowany ze słownictwa na pierwszej stronie pracy, spotykamy na str. 158. Wskutek niedokładnej prawdopodobnie korekty wkradły się do tekstu pewne błędy (np. żeliwo „ciągle” zamiast „ciągliwe” — str. 171), zbyt drobne jednak, by mogły mieć ujemny wpływ na wartość pracy.

Książce należy żywić, by znalazła się w rękach wszystkich odlewników. Dokładne jej przestudiowanie da naukowe podstawy w walce o coraz lepsze, pozbawione wad odlewy i o właściwe wykorzystanie materiałów formierskich.

E. K.

Autor J. Winogradow. — „**PODSTAWOWE WIADOMOŚCI DLA USTAWIACZY TŁOCZNIKÓW**”. Tłumaczył z rosyjskiego mgr inż. Roman Baranowicz. Książka w wydaniu broszurowym formatu A5, stron 60, rysunków w tekście 56. Wydana przez Państwowe Wydawnictwa Techniczne, rok 1951. Tytuł oryginału „**Techminimium ustanowszczika szampow**”.

Książka przeznaczona jest dla ustawiaczy tłoczników w zakładach przemysłu elektrotechnicznego. Zawiera szereg podstawowych wiadomości dotyczących budowy pras, tłoczników, wykrojników i ciągników, ponadto podaje wskazówki ustawiania tych narzędzi i sposobu obchodze-

nia się z nimi. Osobne rozdziały poświęcone są omówieniu zasadniczych pojęć o pasowaniu, organizacji pracy i obowiązków ustawiacza.

W szczyplych rozmiarach książki podaje autor najistotniejsze, lecz dobrze dobrane wiadomości potrzebne dla ustawiacza tłoczników, wybrane z praktycznego doświadczenia warsztatowego.

Rozdział o pasowaniu oparty jest na normach Radzieckich GOST i powinien być uzupełniony w szerszym zakresie, niż to zostało uczynione podaniem odpowiadających pasowań Polskich Norm.

Pojawienie się tego rozdziału książki na rynku księgarskim jest cennym uzupełnieniem luki wydawniczej. Brak taniego, krótkiego lecz praktycznego podręcznika w języku polskim dla ustawiaczy tłoczników odczuwało się bardzo dotkliwie.

Tłumaczenie jest dobre. Wyrażenia i nazwy techniczne odpowiadające ogólnie przyjętym. Rysunki dobre i wyraźne.

Sądymy, że wydawnictwo to powinno spełnić bardzo pozytywną rolę nie tylko w przemyśle elektrotechnicznym, ale i w wielu innych, gdzie wykonywane są prace o podobnym charakterze.

A. K.

The Motor Cycle, maj 1951 r. dr J. Frei. „**DOKĄD ZAMIERZAMY**”. „**Where Are We Going**”.

Autor, znany konstruktor motocyklowy (między innymi motocykla Jawa), jak i kilku typów scooterów („motonóg”), przeprowadza analizę rozwoju motocykla w ciągu ostatnich 12 lat.

Z rozważań i podanych wykresów wynika, że powojenna produkcja motocykli o pojemności silnika do 150 cm³ prawie dwukrotnie przewyższyła produkcję modeli o większym litrażu. Na stan ten złożyły się: udoskonalenia w konstrukcji silników małolitrażowych przed II Wojną Światową, duży popyt na silniki możliwie ekonomiczne ze względu na reglamentację lub wysoką cenę benzyny po wojnie i wreszcie ogromna popularność scooterów we Włoszech, Szwajcarii, Niemczech i Francji. Autor jest zdania, że liczba sprzedawanych scooterów w ciągu najbliższych kilku lat osiągnie poziom niespotykany dotąd dla motocykli małolitrażowych.

Popularność swą scooter zawdzięcza uczuciu pewności i bezpieczeństwa kierowcy z powodu niskiej budowy, małej średnicy kół i umiarkowanej szybkości; dalej — wygodnej pozycji siedzącej, szczególnie dla kobiet oraz łatwej wymianie kół.

Posiada on natomiast szereg wad: przy bardziej zamkniętych silnikach zachodzi konieczność stosowania dmuchaw lub nawet chłodzenia wodą; nadmierne obciążenie tylnego koła, sięgające 80% całkowitego ciężaru przy jeździe we dwie osoby, co znacznie utrudnia kierowanie; utrzymanie równowagi utrudnione jest również przez mały efekt giroskopowy, jaki dają koła o małej średnicy (3,50 lub 4,00 × 8).

Poważną wadą scootera (szczególnie na nasze drogi — przyp. red.) jest słabe uresorowanie, wywołane przesunięciem siedzenia do tyłu (warunek wygodny). Możliwości skoku resora tylnego są ograniczone średnicą koła; koło duże — mały skok; koło małe — duży skok. Jednak zmniejszenie kół dla polepszenia warunków uresorowania ograniczone jest koniecznością utrzymania prześwitu, jak również zachowania minimalnego momentu giroskopowego.

Dalej autor zwraca uwagę na trudności z umieszczeniem zbiornika paliwa oraz koła zapasowego i wreszcie podaje swoje propozycje konstrukcyjne odnośnie „scootera przyszłości”. Silnik dwusuwowy 150 do 175 cm³, 5 do 7 KM przy 4800 do 5200 obr/min, o bezpośrednim chłodzeniu powietrzem, rama typu scooter” z wolnym miejscem między nogami kierowcy, opony 4,00 lub 4,50 × 8”.

Rozstaw osi kół maximum 1230 mm (48 cali) prędkość 85 do 95 km/godz, ciężar około 65 kg przy równomiernym rozłożeniu ciężaru samego pojazdu na oba koła.

J. M.

Skład Komitetu Redakcyjnego:

Redaktor Naczelny: inż. RYSZARD GDULEWSKI

Redaktorzy Działów: inż. WIESŁAW STYPUŁKOWSKI, inż. KAROL BIEDRZYCKI, inż. KAROL PIONNIER, inż. TADEUSZ SZUJSKI, inż. ZYGMUNT ANDRZEJEWSKI, inż. ANTONI KRASUSKI

Sekretarz Redakcji: inż. WITOLD RYCHTER

Gwiazdkami obok porządkowych liczb artykułów oznaczone są publikacje znajdujące się w Instytucie Motoryzacji.

F. BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE

83 621.431.73.001 F : L C₂—3.51

Pastel D. L. **Wykrywanie stuków w zimnym silniku napędzanym obcym napędem.** „Motored engine studies simplify knock research”, SAE J., New York, mies., t. 58, Nr 9, wrzes. 50, s. 70, 29 × 21 cm., 3 str., 6 wyk., 1 tab. — Zasada przeprowadzania badań na zimnym silniku z obcym napędem. Zjawisko jarzenia się mieszanki w skutek częściowego utleniania się. Wyniki badań nad różnymi paliwami z uwzględnieniem ich własności przeciwstukowych ujęte w wykresy.

84 621.431.73 F : L C₂—3.51

Barber M., Reynolds B., Turney T. **Obieg silnika typu „Texaco”.** „Texaco combustion process gives knock-free operation”. SAE J., New York, mies., t. 58, Nr 9, wrzes. 50, s. 51, 29 × 21 cm., 7 str. 2 fot., 2 tys., 7 wyk., 1 poz. bibl. — Przyczyny powstawania zjawiska detonacji w silniku. Obieg polegający na zasysaniu przez silnik powietrza i wtrysku paliwa z wtryskiwacza umieszczonego bezpośrednio w pobliżu świecy. Rozwiązanie konstrukcyjne umożliwiające stosowanie paliw niskooktanowych i pracę na bardzo ubogich mieszankach przy zużyciu paliwa mniejszym o 30% od normalnego. Opis konstrukcji cylindra i wyniki prób eksploatacyjnych.

85 629.113 : 669.71 F : K C₂—3.51

Dunn. Moore. **Analiza naczepy samoniosącej z aluminium.** „Analysis of a monocouche aluminium semi trailer”. Automot. Industr., Philadelphia, dwutyg., t. 102, Nr 12, 15 czerw. 50, s. 42, 21 × 29 cm., 3 str., 2 rys., 3 wyk., 1 tabl. — Konstrukcja naczepy samoniosącej ciągnikowej z aluminium. Badania odkształceń i naprężeń od sił statycznych i dynamicznych, wykonane przy pomocy ekstensometrów optycznych i elektrooporowych. Wyniki badań i wnioski. Wpływ bocznego otworu drzwiowego na rozkład naprężeń i konieczność zastosowania specjalnej ramy wzmacniającej w tej części skorupy.

86 629.113.001 F : L : M C₂—3.51

Dawtrej L. H. **Urządzenia do badań samochodowych.** Cz. II. „Automobile test rigs. Part II” Auto Engr., London, mies., t. 40, Nr 530, lip. 50, s. 286, 21 × 29 cm., 9 str., 16 fot., 1 rys., 5 wyk., 6 tab., 2 poz. bibliogr. — Urządzenia do badań wytrzymałościowych i eksploatacyjnych następujących zespołów samochodowych: skrzynki biegów na równomierność biegu i zużycie, sprzęgła na zużycie, drgań podwozia i nadwozia, amortyzatorów na charakterystykę tłumienia, łożyska na zużycie, wałów napędowych na zmęczenie, zaworów i gniazda na pełzanie dynamiczne. Pomiaru szybkości chwilowej przy pomocy piątego koła. Wylączenie osiągow pojazdu z uwzględnieniem oporów toczenia i aerodynamicznych. Przykłady obliczeniowe.

87 620.1.05 F : Q C₂—3.51

Reichel M. **Wiagraf aparat do pomiaru jakości drogi.** „Le viagraphie appareil à mesurer la qualité des routes”. Vie auto, Paris, mies., Nr 1397—98, kw. 49, s. 131, 24 × 31 cm., 4 str., 4 fot., 3 wyk., 1 sch. — Opis samopiszącego aparatu do pomiaru względnych nierówności drogi, analiza kryteriów odnośnie jakości drogi, sposób posługiwania się przyrządem.

88 629.113.012.5.001 F : J C₂—3.51

Zmiennosc przyczepności bocznej w zależności od szybkości. „La variation de l'adhérence transversale des pneus avec la vitesse”, Vie auto., Paris, dwumies.,

Nr 1429—1430, 10 i 25 list., 50, s. 293, 30 × 23 cm., 10 str., 12 rys., 12 wyk., 1, tabl. — Sprawozdanie z odczytu J. Bradley'a i R. F. Allen'a, wygłoszonego w Stowarzyszeniu Inżynierów Samochodowych Wielkiej Brytanii na temat przeprowadzonych przez nich badań przyczepności poprzecznej opon samochodowych przy toczeniu się po różnych rodzajach nawierzchni drogowej i z różnymi szybkościami. Opis metody pomiaru i urządzenia użytego do badań. Wyniki badań dla opon o różnych bieżnikach i różnym stopniu ich zużycia, zestawione na wykresach współczynnika przyczepności bocznej w zależności od szybkości ruchu (do 50 km/godz) na różnych nawierzchniach. Wyniki pomiaru współczynnika przyczepności przy hamowaniu w zależności od rodzaju nawierzchni drogowej i od jej stanu, oraz od szybkości ruchu dla różnych opon i dla różnego stopnia ich zużycia. Uzyskane wyniki wykazują, że na nawierzchniach suchych, współczynnik przyczepności w niewielkim stopniu zmienia się wraz ze wzrostem szybkości (do 50 km/godz), natomiast przy ruchu po nawierzchniach mokrych występuje dość znaczny jego spadek wraz ze wzrostem szybkości. W zakończeniu artykułu podane są wiadomości o badaniach przeprowadzonych przez Michelina we Francji, w wyniku których powstała opona „metalique” — tzw. „X”, posiadająca wybitne właściwości przeciwślizgowe w kierunku poprzecznym. Uzyskane zostało to dzięki bardzo małemu kątowi znoszenia (l'angle de dérive) tej opony.

89 620.1 : 674 + 668 F : T C₂—3.51

Mylonas C. **Rozkład naprężeń w połączeniach klejonych.** „On the stress distribution in glued joints”, Proc. of the 7 Congr. for appl. Mechanics 1948, t. 4, s. 137, 16 × 20 cm., 13 str., 7 fot., 1 rys., 3 wyk. — Badania przeprowadzone nad rozkładem naprężeń w klejonych połączeniach drewnianych o dużych szczelinach wypełnionych klejem.

90 620.1 : 669.71 F : T C₂—3.51

Sauer J. A. **Badanie zjawisk zmęczeniowych przy naprężeniach złożonych.** „A study of fatigue phenomena under combined stress”, Proc. of the 7 congr. for appl. Mechanics, t. 4, 1948, s. 150, 16 × 20 cm., 15 str., 3 fot., 4 rys., 8 wyk. — Badania zmęczeniowe stopów aluminiowych pod złożonymi i zmiennymi obciążeniami. Próby objęły naprężenia skręcające zginające i kombinowane złożone ze zginających i skręcających. Do badań użyto maszyny zmęczeniowej, w której próbka jest poddawana zmiennym obciążeniom o znanej wielkości.

91 629.113 + 620.1.05 F C₂—3.51

Dawtrej L. H. **Urządzenia do badań wytrzymałościowych samochodów I. cz.** „Automobile Test Riggs, Part. I”. Auto Engr., London, mies., t. 40, Nr 329, lip. 50, s. 259, 21 × 29 cm., 7 str., 16 fot. — Typowe urządzenia do badań wytrzymałościowych zespołów i części samochodowych, wykonane sposobem gospodarczym. Opis konstrukcji, zakres zastosowania, uzyskiwane wyniki. Badania statyczne, dynamiczne i zmęczeniowe następujących zespołów: ramy samochodowej, sprężyn piórowych i spiralnych, pudła samochodu, przedniego i tylnego mostu, mechanizmu różnicowego, układów zawiesz, kierowniczych i skrzynki biegów.

92 679.5 F : T C₂—3.51

Mylonas C. **Mechaniczne i optyczne własności plastiku Catalin 800 i jego stosowność jako materiału fotoelastycznego.** „The mechanical and optical properties of Catalin 800 and its suitability as photoelastic material”, Proc. of the 7 congr. for appl. Mechanics, t. 4, 1948, s. 165, 16 × 20 cm., 14 str., 1 fot., 1 rys., 1 tabl., 4 wyk. — Badania nad pełzaniem plastiku Catalin 800, jego własności w wysokich temperaturach. Podane metody obróbki mechanicznej.

93 629.114 F : T C₂—3.51

Barwell F. I., Weber J. S. **Wpływ złożonych obciążeń osiowych i promieniowych na trwałość szybkoobrotowych łożysk tocznych kulkowych.** „The influence of combined thrust and radial loads on the performance of high speed ball bearings”, Proc. of the Int. Congr. for appl. Mechanics 1948, t. 4, s. 257, 16 × 20 cm., 11 str., 2 rys., 3 wyk. — Dobranie dopuszczalnych obciążeń dla łożysk tocznych kulkowych poddanych złożonym siłom osiowym i promieniowym oparte jest zwykle na rozważaniu rozkładu naprężeń zgodnie z empirycznymi danymi dla określenia najdłuższego czasu pracy łożyska. Rozważania te dla wypadku obrotów większych od 10.000 obr/min, działających sił większych od 230 kg oparte są na zapewnieniu dostatecznego odprowadzenia ciepła wytwarzanego w czasie pracy łożyska.

94 629.113 : 531.4 F : B C₂—3.51

Schurman R. **Zjawisko tarcia w strefie granicznych nacisków.** „Mechanism of friction in the „Extreme-Pressure” Region”, Proc. of the 7 Int. Congr. for appl. Mechanics 1948, t. 4, s. 249, 16 × 20 cm., 9 str., 2 tabl. 11 wyk. — Doświadczenie wykonane przy pomocy aparatu z czterema obracającymi się kulkami dla udowodnienia, że przy użyciu smaru, w zakresie stosowności prawa Amontonsa ścieranie głównie zachodzi w czasie rozruchu. Główna część mechanicznej energii użytej na pokonanie oporów tarcia, jest obracana na ciepło powstałe przez reformację elementów trących i ścinania warstwy granicznej.

95 621.431.73.001 : 536.7 F : L C₂—3.51

Vichniewsky R., Manson N. **Zastosowanie nowoczesnych metod badań termodynamicznych obiegów pracy w silnikach cieplnych.** „Application of the modern thermodynamic methods for the study of the work cycles in the heat engines”, Proc. of the 7 int. Congr. for appl. Mechanics 1948, t. 3, s. 211, 16 × 20 cm., 14 str., 5 wyk. — Zagadnienie konstrukcji wykresów obiegów w różnych rodzajach silników spalinowych. Rozważania nad doбором właściwych danych wyjściowych dla wykresów teoretycznych na drodze doświadczalnej.

96 621.428 F : L C₂—3.51

Ryska Z. V. **Zmiany temperatur w komorze spalania i w łopatkach turbin gazowych.** „The course of the temperatures in the combustion chamber and on the blades of gas turbines”. Proc. of the 7 int. Congr. for appl. Mechanics 1948, t. 3, s. 226, 16 × 20 cm., 12 str., 3 fot., 3 rys., 1 wyk. — Nowa metoda mierzenia temperatur ulegających szybkim zmianom w turbinach gazowych, polegająca na wykrywaniu elektrycznym promieniowania podczerwonego. Metoda ta dając możliwości kontrolowania przebiegu spalania może wpłynąć na polepszenie sprawności turbin gazowych.

97 629.113.001 F : J C₂—3.51

Pierwzner Ja. M. Dr techn. nauk. NAMI. **Problem stateczności ruchu i kierowności samochodu.** „Problemy ustojczywości i uprawiałości awtomobila”. Awtom. i Trakt. Promyszl., Moskwa, mies., Nr 1, stycz. 51, s. 8, 21 × 29 cm., 8,5 str., 5 rys., 11 wyk. — Wpływ bocznej siły działającej na samochód w ruchu na wielkość kąta znoszenia opon. Charakterystyka wykresna stateczności ruchu samochodu i warunki ruchu statecznego. Wpływ konstrukcyjnych parametrów samochodu na granice obszaru stateczności ruchu. Wpływ zjawisk, wywołanych wahałiwym ruchem elementów zawieszenia, na stateczność ruchu samochodu. Wpływ przyczepności opon na stateczność ruchu i czynniki, od których przyczepność ta jest zależna. Ruch samochodu po torze o zmiennym promieniu krzywizny i kierowność samochodu. Stateczność ruchu w zależności od sił wywołanych oporami aerodynamicznymi. Wahania obrotowe kół dookoła osi sworzni zwrotnicy i powracalność kół kierowanych.

98 389.6 : 621.71 G. C₂—3 51

SAE Automotive Drafting Committee. **Nowe samochodowe normy SAE.** „New SAE Automotive drafting standards sim at unified industry practice”. SAE J., New York,

mies., t. 58, Nr 9, wrzes. 50, s. 68, 29 × 21 cm., 2 str., 1 rys. — Wprowadzenie przez SAE jednolitych norm rysunkowych dla całego przemysłu samochodowego Stanów Zjednoczonych usuwa dotychczasowe duże rozbieżności w rysowaniu, wymiarowaniu części i zespołów samochodowych. Normy wydane są w formie arkuszy zawierających poszczególne części wraz z wymiarowaniem.

Q. — ULICE, DROGI I ZAGADNIENIA RUCHU.

99 625.7711.44 Q C₂—3 51

Shawcross C. **Tunel pod kanałem La Manche. Cz. I i II.** „The English channel tunnel. Part I and II”. The Motor, London, tyg., t. 95, Nr 2481, 27 lip. 49, s. 728 i t. 96, Nr 2482 sier. 49, s. 18, 20 × 29 cm., 7 str., 5 fot., 5 rys. — Historia zagadnienia tunelu podmorskiego, łączącego Anglię z Francją. Historia dotychczasowych poczynań, techniczne szczegóły najnowszych projektów, wykonane dotychczas prace początkowe. Gospodarcze, komunikacyjne i polityczne względy konieczności ponownego podjęcia zagadnienia tunelu. Pierwsze pomysły tunelu powstały jeszcze w epoce Napoleońskiej. Konkretnie wstępne wiercenia rozpoczęto w roku 1880, lecz zarzucono w roku 1882. W latach 1929—30 zagadnienie podjęto ponownie i opracowano nowoczesne projekty z uwzględnieniem potrzeb ruchu samochodowego, ale ze względów polityczno-gospodarczych prac nie rozpoczęto. Obecnie od roku 1947 zagadnienie podjęte jest ponownie i ma widoki realizacji w nowym układzie stosunków gospodarczych i politycznych.

100 625.711 Q C₂—3 51

Spottiswoode R. **Nowe koncepcje drogowe. Cz. I i II.** „The new concept of the road”. Part I and II. „The Motor, London, tyg., t. 96, Nr 2483, 10 sier. 49, s. 36 i t. 96 Nr 2484, 17 sier. 49, s. 67, 20 × 29 cm., 7 str. 2 fot., 6 rys. Ogólne wymagania stawiane przez intensywny ruch samochodowy nowoczesnym drogom. Krótki przegląd historycznego rozwoju drogi samochodowej. Omówienie najbardziej nowoczesnego projektu, którego elementy są już stosowane na niektórych drogach samochodowych w Stanach Zjednoczonych. Poza rozdziałem na dwie oddzielne jezdnie dla przeciwnych kierunków jazdy konieczne jest wyznaczenie oddzielnych pasm dla samochodów jadących z różnymi stałymi szybkościami. Na drogach przelotowych przez miasta potrzebne są zewnętrzne pasma postojowe, oraz pasma do zmiennej szybkości od 0 do 30 mil/g. Na drogach otwartych potrzebne są pasma postojowe zewnętrzne i wewnętrzne, a wjazdy muszą być tak ukształtowane, by pozwalały na dostateczne rozprzedzenie samochodu przed wjazdem do właściwego pasma ruchowe.

101 625.745.54 Q : S C₂—3 51

Pawłowski R. **Rozważania nad kształtem kostki klinkierowej.** Drogownictwo, Warszawa, mies., t. 5, Nr 3, marz. 50, s. 81, 21 × 30 cm., 3 str., 5 fot., 5 rys. — Na tle rozwoju dróg o nawierzchniach ulepszonych omówiono nawierzchnie klinkierowe, podając szereg zalet tego materiału, oraz analizując matematycznie jakiego kształtu i jakiej grubości powinna być stosowana kostka klinkierowa, aby podłoże nie uległo odkształceniom i jakie korzyści daje nowy kształt kostki.

TECHNIKA OGÓLNA I WYTWÓRCZOŚĆ
S. SUROWCE I MATERIAŁY.102 675 S. C₂—3 51

Sztuczne skóry. „Coated fabrics”. The Motor, London tyg., t. 95, Nr 2477, 29 czerw. 49, s. 25, 20 × 29 cm., 2 str. Wzrost zastosowania sztucznych skór w nadwoziach obciążonych samochodów angielskich, oraz właściwości i technologię wyrobu dwóch podstawowych gatunków produkowanych przez Imperial Chemical Industries. Dawniejszy i niższej jakości gatunek Rexine wyrabiany jest przez powlekanie olejem rycynowym impregnowanej tkaniny bawełnianej powłoką z nitrocelulozy. Nowszy gatunek produkowany w okresie wojennym Vynide nie ustępujący w niczym prawdziwej skórze i niepalny, wyrabiany jest przez powlekanie na gorąco suchej tkaniny bawełnianej powłoką z plastiku polivinylowego.

103 620.197 : 624 S C₂ —3. 51
Haworth Roy. **Lepsze formy do wyrobu cegieł prasowanych na sucho.** „Better mold liners for dry pressing brick”. Iron Age, New York, tyg., t. 65, Nr 6, s. 79, 21 x 29 cm., 4,5 str., 5 fot., 1 rys., 3 tab. — Omówienie zagadnienia ścieralności form do prasowania cegieł ogniotrwałych. Podano wyniki badań prowadzonych w tym kierunku uzupełnione mikrofotografiami, wraz z ilustracjami metod badawczych. Badania te mogą się okazać pomocne również i przy zagadnieniach motoryzacyjnych.

104. 629.113 : 669.011 S : T C₂ —3. 51
Chruszczow M. Gold B. W. Maurach A. A. **Materiały do produkcji części samochodowych i ciągników.** „Materiały dietalej awtomobilej i traktorow”. Wyd. 4, Moskwa, 1948, G.N.T. Izd. Masz. Lit. D., A₅, 766 str., 64 rys., 388 tab. — Zebrano obfity materiał niformacyjny o metalach i stopach stosowanych w przemyśle motoryzacyjnym. Książka zawiera ogólne wiadomości o materiałach, tablice porównawcze różnych skal twardości, rozdział o obróbce cieplnej stali, oraz szczegółowe charakterystyki: stali, żeliwa, aluminium i innych metali kolorowych. Zamieszczone są liczne normy i warunki techniczne radzieckie i zagraniczne. Połowę książki stanowią konkretne przykłady stosowania określonych gatunków materiałów do produkcji ważniejszych części znanych typów samochodów marek światowych, uzupełniane opisem procesów technologicznych mających wpływ na właściwości użytych materiałów. Podana jest specyfikacja części samochodów i ciągników radzieckich oraz mianownictwo główniejszych części w 4 językach.

T. TECHNOLOGIA I PRODUKCJA.

105* 669.017 T C₂—3.51
Bregman A. **Rozwój obróbki wykańczającej metali w 1949 r.** „Metal finishing developments of 1949”. Iron Age, Philadelphia, tyg., t. 165, Nr 11, 16 marz. 1950, s. 76, 21 x 30 cm., 6 str., 6 fot. — Ze względu na stale wzrastające koszty robocizny zaczęto stosować zamiast obróbki wykańczającej przez ręczne szlifowanie i polerowanie powlekanie powierzchni drogą elektrolityczną lub chemiczną. Najlepsze rezultaty otrzymane przy tzw. polerowaniu chemicznym, gdzie pokrywanie odbywa się przez zamoczenie metalu w kąpieli, po czym otrzymuje się powierzchnię na tyle gładką i błyszczącą, że niepotrzebne są dalsze zabiegi mechaniczne lub elektryczne. Zastosowane metody i środki oraz rezultaty uzyskane przez ich użycie omówione są w artykule.

106* 621.822 T C₂—3.51
Panewki cienkościenne, „Thin wall bearings”. Auto Engr., London, mies., t. 39, Nr 516, lip. 49, s. 265, 22 x 31 cm., 3 str., 6 fot. — Artykuł omawiający nową metodę produkcji panewek cienkościennych zastosowaną przez Glacier Metal Co. Metoda ta polega na nawalcowywaniu warstwy ślizgowej. Artykuł zawiera omówienie korzyści osiągniętych przy nowym systemie produkcyjnym, oraz opis systemu.

107 629.118.5 : 667.7 T : K C₂ —3 51
Wilson G. **Obróbka wykańczająca motocykli cz. II.** „Motor cycle finishes”, Mot. Cycle, London, tyg., t. 84, Nr 2452, 6 kw. 50, s. 352, 21 x 26 cm., 4 str., 9 fot. — Omówienie procesu niklowania, chromowania, lakierowania i zabezpieczania od korozji części motocyklowych jak: zbiorniki paliwa, rączki kierownicy, pedały, obręcze kół. Podane są metody i środki użyte w przebiegach produkcyjnych przodujących wytwórni motocyklowych brytyjskich.

U. — ZAGADNIENIA ORGANIZACJI PRZEMYSŁU I WYTWÓRCZOŚCI.

108* 629.113 + 621.7 U C₂—3.51
Ziemszkow P. **Zagadnienia rozwojowe samochodowego przemysłu naprawczego.** „K woprosu o putiach razwitia

awtoriemontnawo proizwodstwa”, Awtomobil, Moskwa, mies., t. 28, Nr 4, kw. 50, s. 7, 22 x 29 cm., 2 str. — W związku z artykułem dyskusyjnym prof. W. Jefremowa zamieszczonym w mies. Awtomobil Nr 1 z 50 r. autor wypowiada i uzasadnia tezę, że nie należy budować zbyt gęstej sieci okręgowych międzyresortowych zakładów naprawczych, lecz większość napraw dokonywać w lokalnych warsztatach poszczególnych gospodarstw samochodowych. Dalsze rozważania wykazują konieczność ustalenia obowiązujących w całym państwie minimalnych okresów międzynaprawczych dla poszczególnych typów samochodów.

109 629.113+658.51 U C₂ —3 51
Westrate L. **Perspektywy rozwojowe przemysłu samochodowego.** „Automobile production outlook bright”, Automot. Industr., Philadelphia, półmies., t. 102, Nr 2, 15 stycz. 50 r. s. 30, 21 x 29 cm., 4 str., 4 wyk., 1 tab. — Przewidywania wielkości produkcji różnych rodzajów samochodów, autobusów, ciągników, części zamiennych w roku 1950. Omówienie rozbudowy fabryk samochodowych i możliwości amortyzacji kosztów nakładowych.

110 629.113+658.51 U C₂ —3 51
Canestrini G. **Przemysł włoski: problemy, osiągnięcia, kierunki rozwojowe.** „L'industria Italiana; i suoi problemi, la sua officienze i suoi orientamenti”, Inter Auto, Milano, mies., t. 8, Nr 4, kw. 50, s. 31, 24 x 32 cm. 13 str., 15 fot., 4 rys., 1 wyk., 5 tab. — Przegląd produkcji, założeń konstrukcyjnych, ekonomicznych i warunków eksportu samochodowego przemysłu włoskiego. Zagadnienie wewnętrznego rynku samochodowego. Porównanie obecnie produkowanych samochodów włoskich z odpowiadającymi im samochodami produkcji innych krajów. Porównanie cen materiałów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych w USA i w Italii. Tabela rozmieszczenia ilościowego pojazdów mechanicznych w poszczególnych okręgach Italii w latach 1930 — 1948. Tabela parku maszynowego, pracowników i produkcji miesięcznej poszczególnych fabryk włoskich w r. 1949. Produkcja włoska w latach 1931 — 1949. Charakterystyka konstrukcyjna i ekonomiczna samochodu osobowego Lancia Aurelia.

111 629.114 : 338.45 U C₂ —3 51
Rola wyspecjalizowanych wytwórni pomocniczych. „The specialist's part”. The Motor, London, tyg., t. 95, Nr 2477, 29 czerw. 49, s. 591, 20 x 29 cm., 1 str. — Artykuł wstępny wskazujący rolę wyspecjalizowanych wytwórni pomocniczych produkujących np.: hamulce, sprzęgła, amortyzatory, opony, instalację elektryczną, wskaźniki, itp. Wytwórnie takie decydują o postępie technicznym produkcji samochodów w danym kraju, a w wypadku Anglii decydują o powodzeniu eksportu samochodów.

W. MASZYNOZNAWSTWO I KONSTRUKCJA

112 621.68 : 629.113 W C₂ —3 51
Uljanow A. **Przyłączenie manometru do pompy ręcznej.** „Prisojedinenije manometra w sistiemu rucznowo nasosa”, Awtomobil, Moskwa, mies., t. 28, Nr 4 kw. 50, s. 22, 22 x 29 cm., 0,3 str., 1 rys. — Podany jest prosty sposób przyłączenia z pomocą trójnika, umożliwiający kontrolę ciśnienia podczas pompowania dętek.

113 621.431.73 W C₂ —3 51
Lee P. **Więcej mil przez przeszlifowanie zaworów.** „More miles from valve regrinds”, Bus Transp., New York, mies., t. 29, Nr 6, czerw. 50, s. 76, 21 x 29 cm., 4 str., 2 fot., 7 rys. — Praktyczne wskazówki wykonania, przeglądu, szlifowania i docierania zaworów. Komplet rysunków uzupełnia szczegółowe rozważania na temat zużycia, uszkodzeń i środków zaradczych.

114. 681.2 W C₂ —3 51
Zastosowanie kluczy dynamometrycznych przy montażu silników samochodowych. „Limpiego di chiavi dinamometriche nel montaggio dei motori delle moderne auto-

votture", Auto ital., Milano, dwutyg., t. 31, Nr 12, 15—30 czerw. 50, s. 16, 22 x 29 cm., 2 str., 5 fot., 3 tab. — Kluczowe dynamometryczne pozwalają na dokładny pomiar momentu z jakim dokręcane są połączenia śrubowe i umożliwiają dzięki temu uzyskanie jednakowego docisku na wszystkich śrubach, oraz określenie dokładne naprężeń występujących w śrubie. Stosowane są przy montażu silników do dokręcania śrub głowicy, panewek wału wychowobionego i korbowodowych.

115 629.113.59 W : J C₂ —3 51

Hamulec tarczowy wykonany przez firmę Chryslera. „Chrysler announces self-energizing, self adjusting disk brake”, Automot. Industr., Philadelphia, półmies., t. 101, Nr 5, 1 wrześ. 50, s. 26, 21 x 29 cm., 2 str. 3 rys. — Krótki opis konstrukcji i działania hamulca tarczowego, wymagającego przy hamowaniu mniejszej siły na pedale od hamulców hydraulicznych stosowanych dotychczas.

116 629.118.5 W : K C₂ —3 51

Silniczek do roweru o pojemności 25 cm³. „A powerwheel for cycles”, Motor Cycle, London, tyg., t. 84, Nr 2463, 22 czerw. 50, s. 630, 21 x 27 cm., 1 str., 2 fot., 2 rys. — Opis konstrukcji działania i danych charakterystycznych dosuwowego silnika do roweru o pojemności 25 cm³. Kompletny silnik wraz z kołem, może być założony do każdego roweru.

ZAGADNIENIA OGÓLNE.

V X — HANDEL, TARGI, WYSTAWY, PROPAGANDA.

117. 629.114.061.4 X C₂ —3 51

Cabutti G. 32 salon samochodowy w Turynie. „Folla di entusiasmi visitatori al 32 balone internazionale di Torino, attorno al meglio della produzione mondiale”. Auto ital., Milano, dwutyg., t. 31, Nr 30 maj 50, s. 20, 22 x 29 cm., 18 str., 55 fot. — Szczegółowy opis 32 salonu samochodowego w Turynie ze specjalnym uwzględnieniem produkcji włoskiej i jej najnowszych osiągnięć.

118 629.114 : 658.1 X C₂ —3 51

Masztakowski St. O dyscyplinę w zakupach sprzętu motoryzacyjnego za granicą. Transp. i Sped., Warszawa, mies., t. 2, Nr 8, sierp. 50, s. 284, 21 x 29 cm., 1,5 str. — Zagadnienie skupu sprzętu motoryzacyjnego zagranicą z podkreśleniem błędów, jakie zostały popełnione w tym względzie i jakie popełnia się jeszcze dzisiaj. Argumenty autora są zupełnie jasne, aczkolwiek we wnioskach podana przyczyna tych niedociągnięć, a mianowicie, brak dyscypliny nie zawsze jest przyczyną anarchii w dziedzinie wymienionych zakupów. Bezwzględnie słuszne stanowisko autora odnośnie wytycznych, którymi należy się kierować przy zakupach powinno być wzięte pod uwagę przez odpowiednie czynniki.

119 629.114.5 X : K C₂ —3 51

Uberti degli F. Wnioski z IV konkursu autobusów w San Remo. „Postille al IV Concorso di comodità per pullman di San Remo”. Auto ital., Milano, dwutyg., t. 31, Nr 7, 1 kw. 50, s. 13, 22 x 29 cm., 4 str., 18 fot. — Tendencje rozwojowe w konstrukcji podwozi i nadwozi autobusowych. Opis wystawionych modeli ze szczególnym uwzględnieniem nadwozi i ich wyposażenia, urządzeń powiększających komfort jazdy, oraz danych eksploatacyjnych.

120 629.114.5 X : K C₂ —3 51

Matuella E. Czwararty konkurs autobusów w San Remo. „Il IV concorso di comodità di Sanremo segna una nuova tappa nel campo delle costruzioni dei pullman”. Inter Auto, Milano, mies., t. 8, Nr 3, marz. 50, s. 41, 24 x 32 cm., 4,5 str., 14 fot. — Opis ciekawego konkursu wygody i komfortu autobusów w San Remo. Przegląd konstrukcji nadwozi autobusowych włoskich, szwajcarskich, francuskich.

121 629.13.061.4 X : K C₂ —3 51

Lurani G. XX międzynarodowy salon samochodowy w Genewie. „Il XX salone internazionale di Ginevra”. Auto ital., Milano, dwutyg., t. 31, Nr 7, 1 kw. 50, s. 10, 22 x 29 cm., 7,5 str., 15 fot., 1 rys. — Opis wystawionych wozów różnego przeznaczenia, osprzętu samochodowego, nadwozi nieseryjnych producentów włoskich, szwajcarskich, niemieckich, czechosłowackich i inn.

122 629.114.4 X : K C₂ —3 51

Autobusy i samochody ciężarowe w salonie samochodowym w Genewie. „Autopullman e veicoli industriali al salone di Ginevra”. Auto ital., Milano, dwutyg., t. 31, Nr 7, 1 kw. 50, s. 27, 22 x 29 cm., 3 str., 6 fot. — Przegląd wystawionych w r. 1950 w salonie samochodowym w Genewie autobusów i samochodów ciężarowych produkcji włoskiej, francuskiej, niemieckiej, szwajcarskiej i amerykańskiej. Rozważania na temat kierunków rozwoju konstrukcji samochodów wyżej wymienionych typów.

Y. OGÓLNE (KONKURSY, KONGRESY, SPORT, STOWARZYSZENIA).

123 629.114.5 Y C₂ —3 51

Uberti degli F. Konkurs komfortu autobusów. „Concorso di comodità per autopullman”. Auto ital., Milano, dwutyg., t. 21, Nr 6, 15 marz. 50, s. 35, 22 x 29 cm., 10 str., 25 fot., 1 tab. — Ciekawy opis konkursu nadwozi autobusowych na podwoziach firm włoskich pod kątem widzenia komfortu i wygody. Liczne ilustracje pozwalają na poznanie nowych kierunków rozwojowych w konstrukcji nadwozi autobusowych.



Niniejszy Przegląd Bibliograficzny zawiera jedynie część analiz dokumentacyjnych publikacji z zakresu motoryzacji. Pełna dokumentacja ukazała się w postaci kart dokumentacyjnych wydawanych przez Główny Instytut Dokumentacji Naukowo Technicznej (Warszawa, Ligocka 8). GIDNT przyjmuje prenumeratę kart dokumentacyjnych, która może obejmować zarówno całą dokumentację naukowo techniczną, jak i oddzielne jej działy lub poszczególne zagadnienia i tematy techniczne. Cena karty dokumentacyjnej wynosi w prenumeracie 10 groszy.

GIDNT wykonuje (za zwrotem kosztów) fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych przeglądem bibliograficznym jak i kartami dokumentacyjnymi. Zapotrzebowania należy adresować: Główny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej. Warszawa, ul. Ligocka 8.

KURSY PRZYGOTOWAWCZE DO EGZAMINU NA STOPIEŃ INŻYNIERA

W grudniu 1949 r. rozpoczęły swą działalność Państwowe Komisje Weryfikacyjno-Egzaminacyjne przy Wyższych Uczelnich Technicznych, aby na mocy niniejszej Ustawy nadawać tytuł inżyniera tym pracownikom technicznym, którzy dzięki swym umiejętnościom fachowym i nabytemu doświadczeniu w ciągu swej nieraz długoletniej pracy w przemyśle, stoją w rzeczywistości na poziomie inżynierskim i którzy w przedwojennej Polsce nie mieli możliwości ukończenia wyższych studiów technicznych, a tym samym uzyskania awansu społecznego.

Jak wykazały obserwacje członków Komisji Weryfikacyjno-Egzaminacyjnych większość kandydatów ubiegających się o tytuł inżyniera — pomimo dobrego opanowania zagadnień technicznych od strony praktyki, posiada znaczne braki w swych wiadomościach z zakresu przedmiotów teoretycznych i podstawowych jak: matematyka, fizyka, mechanika, chemia, wytrzymałość materiałów itd. Z szeregu przyczyn powodujących wstrzymywanie się techników-praktyków od ubiegania się drogą zdawania egzaminu, o uzyskanie stopnia inżyniera — te właśnie braki i niedociągnięcia w wiadomościach z zakresu podstawowych przedmiotów teoretycznych były przyczyną główną. Powyższy stan rzeczy skłonił Naczelną Organizację Techniczną oraz zrzeszone w niej Stowarzyszenia branżowe do podjęcia już w końcu 1949 r. w myśl wytycznych V Plenum KC PZPR, szeroko zakrojonej akcji doszkalania drogą uruchomienia 6-miesięcznych „kursów przygotowawczych do egzaminu na stopień inżyniera“ dla osób uprawnionych w myśl „Ustawy o stopniu inżyniera“ do ubiegania się o tytuł inżyniera na podstawie egzaminu przed właściwymi Komisjami Weryfikacyjno-Egzaminacyjnymi. Celem i zadaniem tak pomyślanych kursów jest zarówno ułatwienie kandydatom pomyślnego złożenia egzaminu jak i podniesienie poziomu wiadomości z dziedziny techniki i rozszerzenia zakresu wiadomości ogólnych i teoretycznych.

Ogólna koncepcja kursów

Zasadniczą formą nauczania, przyjętą przez NOT dla doszkalania kandydatów ubiegających się o stopień inżyniera są kursy korespondencyjne, jako dające możliwość przygotowania do egzaminu osób rozproszonych w terenie przy pomocy odpowiednio opracowanych skryptów. W niektórych przypadkach w środowiskach o wystarczającej liczbie słuchaczy i, o ile w danej specjalności nie został przewidziany kurs korespondencyjny, przewidziane są również kursy słuchowe względnie kombinowane „słuchowo-korespondencyjne“.

Wychodząc z założenia, że przyjęci na kurs kandydaci posiadają już wystarczające kwalifikacje techniczne nabyte dzięki dłuższej praktyce z zakresu obranego zawodu — programy studiów Kursów Przygotowawczych obejmują przede wszystkim przedmioty podstawowe i teoretyczne (jak matematyka, mechanika, fizyka, chemia, wytrzymałość materiałów, elektrotechnika itd.) oraz przedmioty o charakterze ekonomiczno-społecznym. („Zagadnienia Polski Współczesnej“) Jednakże programy kursów uwzględniają również przedmioty specjalne dla danej gałęzi techniki lub przemysłu. Oprócz dostarczania książek i skryptów przewidziane zostały w ramach trwania kursów rozmaite formy pomocy w nauce dla uczestników kursu jak a) wykłady bezpośrednie, b) przerabianie zadań i ćwiczenia praktyczne w pracowniach i laboratoriach, c) korzystanie z poradni koleżeńskich w ośrodkach konsultacji organizowanych przez oddziały NOT w większych miastach wzgl. ośrodkach fabrycznych.

Czas trwania Kursu Przygotowawczego wynosi w zasadzie nie krócej niż 6 miesięcy choć przy korespondencyjnej metodzie szkolenia okres studiów może ulec pewnemu przedłużeniu dla kursantów opóźniających się w studiach.

Za udział w kursie uczestnicy nie wnoszą żadnych opłat ani nie opłacają wpisowego, a jedynie pokrywają w całości (ratalnie) bezpośrednie koszty opracowania, druku i dostarczenia skryptów oraz opłacają do zł 60 miesięcznie w razie korzystania z wykładów bezpośrednich.

Całość akcji organizowania i prowadzenia kursów finansowana jest przez NOT drogą przyznawania odpowiednich subwencji z pozycji budżetu przeznaczonych na akcję szkolenia kadr technicznych.

Ze względów organizacyjnych i finansowych ilość uczestników poszczególnego kursu nie powinna przekraczać w zasadzie 600—700 osób. Zgodnie z zasadniczym założeniem na kursy przyjmowani są jedynie ci kandydaci, którzy odpowiadają warunkom przewidzianym w art. 7 „Ustawy“.

Przyjmowanie kandydatów na kursy kwalifikują specjalne komisje czynne przy Stowarzyszeniach branżowych NOT; komisje te muszą brać pod uwagę nie tylko stronę formalną wymagań „Ustawy“ lecz również w stosunku do kandydatów podchodzić z punktu widzenia społecznego mając na względzie, że z dobrodziejstw „Ustawy“ powinny korzystać przede wszystkim jednostki, które w okresie przedwzrostowym nie mogły uzyskać stopnia inżyniera bądź ze względu na warunki materialne, bądź ze względów społeczno-politycznych.

Zgłaszanie NOT wniosków na uruchomienie danego kursu jak również opracowanie preliminarzy budżetowych, administrowanie i prowadzenie kursu należy do uprawnień i obowiązków Zarządów Głównych Stowarzyszeń NOT; Stowarzyszenia ponoszą odpowiedzialność za właściwy kierunek studiów i sprawność prowadzenia kursów na podstawie zatwierdzonych przez NOT programów i budżetów oraz za gospodarke finansową i sprawozdawczość kursów.

Całość akcji prowadzona jest przez NOT w ścisłym porozumieniu i za zgodą Ministerstwa Szkół Wyższych i Nauki. Opiniowanie programów, zakresu studiów, wartości skryptów należy do obowiązków Komisji Głównej NOT do spraw stopnia inżyniera — Podkomisja Kursów Przygotowawczych.

Należy wyraźnie zaznaczyć, że uczestnictwo w kursie nie daje uczestnikom żadnych specjalnych przywilejów i prerogatyw przy przystępowaniu do egzaminu przed Komisjami Weryfikacyjno-Egzaminacyjnymi: ci uczestnicy, którzy odrobia wszystkie przepisane programem Kursu ćwiczenia, repetycje i kollokwia, otrzymują jedynie świadectwo przesłuchania kursu.

DOTYCHCZASOWE OSIĄGNIĘCIA NOT ORAZ ZAMIERZENIA NA OKRES DO KOŃCA 1951 R.

Do szerzej zorganizowanej akcji uruchamiania kursów NOT przystąpiła dopiero z początkiem II kwartału ubiegłego roku. W ciągu roku 1950 na 7 kursach studiowało ok. 1570 kandydatów. W I półroczu 1951 r. ogólna liczba uczestników prowadzonych przez Stowarzyszenia branżowe NOT 7 kursów wynosiła już 2052 osób, przy czym wobec masowego zgłaszania się kandydatów z terenu całego kraju, łączna liczba uczestników, zakładając, że wszystkie zaplanowane na rok bieżący kursy zostaną uruchomione, wzrośnie do blisko 4300 osób.

(d. c. na IV str. okładki)

Liczba osób, które po ukończeniu kursów uzyskały tytuł inżyniera na podstawie pomyślnego złożenia egzaminów przed Komisjami W. E. była w r. 1950 jeszcze nieznaczna (18 osób) — a to z uwagi, że większość kursów zakończyła się dopiero pod koniec I półrocza 1951 r. Liczba absolwentów kursów przygotowawczych, którzy w I połowie rb. zgłosili się do egzaminu przed Komisjami W. E. wyniosła na razie z górą 200 osób, przy czym większość absolwentów kursów już zakończonych przystąpi do egzaminu pod koniec rb., a absolwenci kursów zaplanowanych na II półrocze zgłoszą się do egzaminu w r. 1952.

Zakładając ostrożnie, że z tych czy innych istotnych powodów ok. 40% ogólnej liczby uczestników kursów zrezygnuje z przystąpienia do ostatecznego egzaminu na stopień inżyniera — to jednak można konkretnie założyć, że kadry inżynierskie Polski Ludowej, dzięki akcji Kursów Przygotowawczych powiększą się w okresie lat 1950—1952 o około 3300 nowych inżynierów.

Akcja Kursów NOT w latach 1950/51

W r. 1950—51 uruchomionych zostało 7 kursów przygotowawczych do egzaminu na stopień inżyniera przez następujące Stowarzyszenia branżowe:

- | | |
|--|------------------------------|
| 1. SIMP | 5. SIT Przem. Włókienniczego |
| 2. Związek Mierniczych RP. | 6. SITP Rol.-Spoż. |
| 3. SIT Przem. Chemicznego (Seksja Ceramików) | 7. Stow. Elektryków Polskich |
| 4. SIT Przem. Węglowego | |

Ogólna liczba uczestników kursów wynosiła 2052 osoby. Z powyższej liczby 7 w/wym. kursów — 4 zostały już całkowicie zakończone a reszta zakończy się na jesieni roku bieżącego. Na II półrocze 1951 r. Naczelna Organizacja Techniczna w porozumieniu ze Stowarzyszeniami branżowymi zaplanowała uruchomienie szeregu innych kursów przygotowawczych przewidzianych dla ok. 2250 uczestników. Uruchomienie tych kursów uzależnione jest od otrzymania przez NOT dodatkowych kredytów ze Skarbu Państwa.

KOMISJA GŁÓWNA NOT DO SPRAW STOPNIA INŻYNIERA

Realizacja ustawy o stopniu inżyniera stawia przed NOT konieczność rozwiązywania całego szeregu zasadniczych zagadnień związanych z ustawą.

W celu skoordynowania poczynań na tym odcinku została z dniem 9 maja 1951 r. powołana przez władze NOT Komisja Główna NOT do spraw Stopnia Inżyniera jako organ NOT planujący, koordynujący i opiniujący ważniejsze kwestie związane z realizacją ustawy.

Do składu Komisji weszli przedstawiciele Stowarzyszeń branżowych NOT.

Zważywszy na społeczny aspekt spraw związanych z ustawą — Komisja NOT utrzymuje stałą współpracę z Centralną Radą Związków Zawodowych i Departamentem Studiów Technicznych Ministerstwa Szkół Wyższych i Nauki; delegaci tych instytucji biorą stały udział w obradach Komisji, co zapewnia stałą, jednolitą i zgodny kierunek poczynań w sprawach Ustawy.

W myśl regulaminu działalności Komisji rozciąga się na następujące zagadnienia:

- a) sprawy dotyczące Szkolenia Kadr inżynierskich (Korenspondencyjne Kursy Przygotowawcze do egzaminu na stopień inżyniera przed Komisjami Weryf.-Egzaminacyjnymi),
- b) sprawy związane z Komisjami Weryf.-Egzaminacyjnymi,
- c) załatwienie odwoływań od decyzji Komisji Stowarzyszeń NOT kwalifikujących kandydatów do stopnia inżyniera,
- d) opiniowanie wniosków dot. uznania niektórych uczelni lub wydziałów za równorzędne z wymienionymi w art. 6 „Ustawy“.

Komisja Główna wyłoniła 2 Podkomisje:

- a) „Podkomisję Kursów Przygotowawczych“ oraz
- b) „Podkomisję Odwoławczą“.

Do zadań **Podkomisji Kursów Przygotowawczych** do egzaminu na stopień inżyniera należy opiniowanie programów tych kursów, koordynowanie akcji wydawniczej skryptów oraz stała współpraca z Wydziałem Studiów Inżynierskich NOT w zakresie ustalania metod doszkalania kadr inżynierskich przy pomocy kursów.

Podkomisja Odwoławcza Komisji Głównej do spraw Stopnia Inżyniera została powołana na I zebraniu Komisji Głównej w dniu 7 czerwca r. b.

Zadaniem tej Podkomisji jest rozpatrywanie odwołań kandydatów do stopnia inżyniera od decyzji wydawanych przez Komisje Kwalifikacyjne Stowarzyszeń branżowych NOT w sprawie potwierdzenia praktyk zawodowych tych kandydatów.

Komisje Kwalifikacyjne Stowarzyszeń branżowych w przypadkach wydawania negatywnych opinii powinny podać motywy odmowy potwierdzenia praktyki zawodowej kandydata, a następnie zaznaczyć, że zgodnie z niniejszym okólnikiem — kandydatowi przysługuje prawo odwołania się od tej decyzji do Podkomisji Odwoławczej Komisji Gł. NOT do spraw Stopnia Inżyniera.

Przy powtórny opinowaniu praktyki kandydata Komisja Kwalifikacyjna winna ją rozpatrywać wyłącznie pod kątem zaleceń i wytycznych Podkomisji Odwoławczej.

Podkomisja Odwoławcza albo potwierdza opinię Komisji Kwalifikacyjnej danego Stowarzyszenia, albo też ją uchyla, przesyłając Komisji Kwalifikacyjnej sprawę do ponownego rozpatrzenia, z jednoczesnym podaniem swych wytycznych i uwag na podstawie Ustawy o stopniu inżyniera.

Powtórna decyzja Komisji Kwalifikacyjnej Stowarzyszenia branżowego jest ostateczna.

Podkomisja Odwoławcza może zaprosić przedstawiciela Komisji Kwalifikacyjnej danego Stowarzyszenia do wzięcia udziału z głosem doradczym w zebraniu, na którym rozpatrywane są odwołania kandydatów do stopnia inżyniera.

SEKRETARZ GENERALNY NOT
(mgr inż. J. W. Czarnowski)