

AK-1633 N

technika **MOTORYZACYJNA**



NR 8 (42)
1955 R.



SIERPIEŃ

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

TREŚĆ ZESZYTU

- Mgr inż. Maciej Bernhardt — Doładujące sprężarki pojemnościowe silników trakcyjnych
 Mgr inż. Stefan Katarzyński — Sprawdzanie jakości śrub samochodowych
 Mgr inż. Jan Jarocki — O postęp w kuźnictwie matrycowym
 Mgr inż. Karol Pionnier, inż. Tomasz Sobiecki — Nowy samochód popularny — Fiat 600
 Mgr inż. Jerzy Kowalski, inż. mech. Andrzej Cichocki — Samochodziki trójkołowe i czterokołowe
 S. T. — Produkcja obręczy kół rowerowych
 T. S. — Badania olejowych filtrów bocznikowych w próbach drogowych
 S. T. — Nowy rodzaj dźwigienki zaworowej
 Przegląd Dokumentacyjny Motoryzacji
 Przegląd Dokumentacyjny Transportu Samochodowego

UWAGA PRENUMERATORZY

Zawiadamiamy, że uległo zmianie konto, na które wpłaca się należności za prenumeratę ulgową i normalną naszego czasopisma.

Brzmi ono obecnie: „Ruch, Centrala Kolportażu Prasy i Wydawnictw, Warszawa, Srebrna 12, Konto: PKO 1-6-100.020”.

Warunki prenumeraty

Prenumerata normalna

Kwartalna	18,—
Półroczna	36,—
Roczna	72,—

Zgłoszenia przyjmują wyłącznie urzędy pocztowe oraz listonosze wiejscy i miejscy. Termin zgłoszenia prenumeraty upływa z dniem 10 każdego miesiąca poprzedzającego okres prenumeraty.

Prenumerata ulgowa

(1/2 ceny prenum. norm.)

Z prenumeraty ulgowej mogą korzystać członkowie stowarzyszeń technicznych NOT, członkowie klubów racjonalizacji i techniki oraz studenci szkół wyższych. Zgłoszenia (tylko zbiorowe) przez oddziały wojewódzkie NOT oraz koła naukowe studentów przyjmuje Ruch, Centrala Kolportażu Prasy i Wydawnictw, W-wa, ul. Srebrna 12, po uprzednim wpłaceniu należności na PKO Nr 1-6-100.020.

Pojedyncze zeszyty „Techniki Motoryzacyjnej” można nabyć jedynie w Wydziale Zbytu Czasopism Technicznych NOT W-wa, Czackiego 3/5. Zakupu można dokonać osobiście względnie przesyłką pocztową po uprzednim wpłaceniu należności (za zeszyt i koszty przesyłki) na konto PKO W-wa, Nr 1-6-100.020, z wyszczególnieniem opłaconych zeszytów. Cena pojedynczego zeszytu zł 6.— porto zł 0,45.

SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

Redaktor Naczelny — inż. Ryszard Gdulewski
 Sekretarz Redakcji — Krystyna Dargiel
 Redaktor Techniczny — Mieczysław Dołowy

Redaktorzy działów: inż. Karol Biedrzycki, inż. Wiesław Stypulkowski, inż. Tadeusz Szujski i inż. Karol Pionnier.
Sekretariat Redakcji Techniki Motoryzacyjnej czynny codziennie od godz. 9³⁰ do 16³⁰. Warszawa, ul. Czackiego 3/5, tel. 6.74.61 wew. 35.

NOT — Naczelna Organizacja Techniczna, Warszawa 1955.

Nakład 3.100 egz. Ark. druk. 4. Papier druk. sat. kl. V, 60 g, 86×122/16
 Oddano do skł. 20.VI.55. Podp. do druku 10.VIII.55. Druk uk. 15.VIII.55.
 Druk. im. Rewolucji Październikowej, W-wa. Zam. 800c/55. B-6-5987

TECHNIKA MOTORYZACYJNA

MIESIĘCZNIK

ROK V

SIERPIEŃ 1955

ZESZYT 8

Mgr inż. MACIEJ BERNHARDT

DOŁADOWUJĄCE SPRĘŻARKI POJEMNOŚCIOWE SILNIKÓW TRAKCYJNYCH

Współczesne wysokoprzężne silniki trakcyjne coraz częściej posiadają doładowanie uzyskiwane przy pomocy mechanicznie napędzanych sprężarek pojemnościowych lub sprężarek odśrodkowych napędzanych turbiną gazową. Osiągi uzyskiwane przez te silniki są godne uwagi i były już niejednokrotnie omawiane na łamach niniejszego czasopisma (nr 5 i 6/1952, 10 i 11/1953, 5/1955). Według szeregu wypowiedzi w prasie zagranicznej, jak również wg opinii autora, popartej próbami laboratoryjnymi i analizą teoretyczną, wydaje się celowe zastosowanie doładowania również w licznych przypadkach użytkowania silników gaźnikowych.

Niestety materiały dotyczące sprężarek dla silników trakcyjnych, metodyki ich doboru oraz wpływu doładowania na pracę silnika są bardzo szczupłe, a niektóre problemy są zupełnie nie rozpracowane. Ponadto większość istniejących niekompletnych danych jest rozproszona po źródłach trudnych do zdobycia.

Autor postawił sobie jako cel serii artykułów, którą rozpoczyna niniejszy artykuł, zebranie i uporządkowanie materiałów, jakie udało mu się zgromadzić oraz powiązanie ich i uzupełnienie własnymi danymi doświadczalnymi oraz rozważaniami teoretycznymi. Wobec ogromu zagadnienia autor może ześrodkować się jedynie na wycinkowych zagadnieniach wg niego najważniejszych i dostatecznie uzasadnionych. Dlatego też niektóre zagadnienia autor pozostawia otwarte, podając jedynie łatwiej dostępne źródła, w których są one omówione (np. sprawność wydatku sprężarki). W przypadku np. obliczeń rzeczywistych obiegów pracy sprężarek autor przyjął inną metodę dla sprężarek o wewnętrznym sprężaniu i inną dla sprężarek o zewnętrznym sprężaniu, choć obie metody nadają się do rozważania obu obiegów. Takie jednak postępowanie, zdaniem autora, w najmniejszej objętości daje maksimum wiadomości dla czytelnika.

Ze względu na to, że materiały dotyczące sprężarek odśrodkowych i turbosprężarek są szerzej rozpracowane w źródłach lotniczych, autor ogranicza się w niniejszym artykule wyłącznie do sprężarek pojemnościowych, a w dalszych specjalnie uwzględnia problemy dotyczące sprężarek pojemnościowych.

1. Podział sprężarek pojemnościowych.

Pod sprężarką pojemnościową rozumiemy taką sprężarkę, w której podnoszenie ciśnienia czynnika odbywa się wskutek zmniejszania objętości, w jakiej czynnik ten znajduje się.

Przeciwstawieniem sprężarek pojemnościowych są sprężarki uzyskujące podwyższenie ciśnienia czynnika na drodze po-

średniej przez zwiększenie jego energii kinetycznej. Przedstawicielami tej grupy są sprężarki odśrodkowe i osiowe stosowane szeroko w lotnictwie.

Interesujące nas sprężarki objętościowe można podzielić wg zasadniczych cech pracy na:

I. Tłokowe

II. Rotacyjne:

1) wewnętrznego sprężania:

- a) jednowirnikowe,
- b) wielowirnikowe;

2) zewnętrznego sprężania:

- a) jednowirnikowe,
- b) wielowirnikowe.

Sprężarkami tłokowymi nie będziemy się tu zajmować, gdyż nie są one stosowane we współczesnych silnikach spalinowych trakcyjnych. Wprawdzie w znacznej części silników dwusuwowych małej mocy wykorzystuje się zmianę objętości komory korbowej, spowodowaną ruchem tłoka, dla ładowania cylindra, jednakże w żadnym wypadku nie można rozwiązania tego uważać za sprężarkę doładowującą. Istniejące pojedyncze rozwiązania zastosowania pomp tłokowych (samochodowy czterocylindrowy silnik DKW, niektóre silniki wysłigowych motocykli DKW) dziś są uważane za przestarzałe i nie znajdują nowych zastosowań.

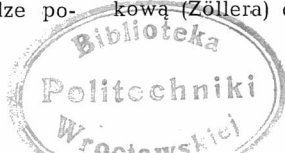
Zasadniczą wadą sprężarek tłokowych utrudniającą ich stosowanie jest konieczność występowania mas o ruchu posuwisto-zwrotnym, wymagających kosztownego i kłopotliwego w obsłudze mechanizmu korbowego, a ponadto stwarzających kłopoty przy uszczelnianiu i smarowaniu.

Sprężarkami rotacyjnymi nazywamy sprężarki, w których zasadnicze elementy tłoczące wykonują ruch obrotowy.

Zależnie od tego, czy czynnik ulega sprężaniu w sprężarce i po sprężeniu przepływa do przestrzeni o podwyższonym ciśnieniu w stosunku do atmosferycznego, czy też ulega on sprężeniu jednocześnie w sprężarce i w przestrzeni o podwyższonym ciśnieniu, możemy mówić: w pierwszym przypadku o sprężarce wewnętrznego sprężania, a w drugim — zewnętrznego sprężania.

Można by porównać sprężarkę o sprężaniu wewnętrznym ze zwykłą sprężarką tłokową, sprężarkę zaś o sprężaniu zewnętrznym z taką sprężarką tłokową, w której następuje bezpośrednio po suwie ssania otwarcie zaworu tłoczącego i połączenie cylindra z przestrzenią tłoczenia.

Jako przykład sprężarki rotacyjnej wewnętrznego sprężania jednowirnikowej można podać sprężarkę mimośrodowo-łopatkową (Zöllera) o ilości łopatek większej od dwóch, dwuwirni-

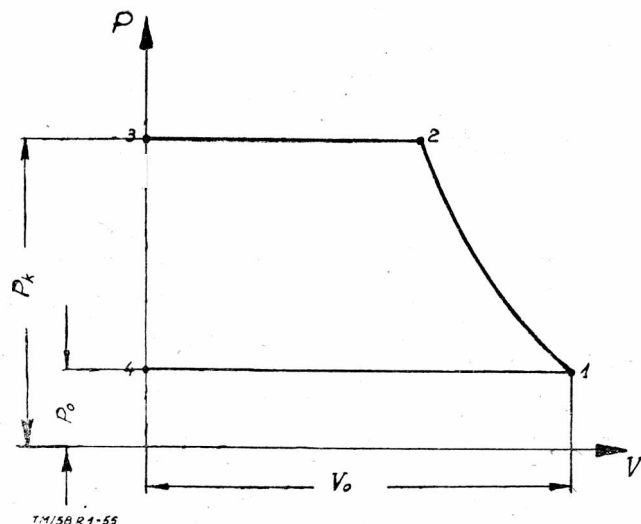


kowej — sprężarkę typu Lysholma. Jako przykład sprężarki rotacyjnej zewnętrznego sprężania jednowirnikowej — sprężarkę mimośrodowo-łopatkową o dwu łopatkach, dwuwirnikowej — sprężarkę typu Rootsa.

2. Teoretyczny proces sprężania.

A. Sprężarka wewnętrznego sprężania.

Teoretyczny wykres w układzie $p - V$ pracy sprężarki wewnętrznego sprężania bez uwzględnienia strat i wymiany ciepła przedstawia rys. 1.

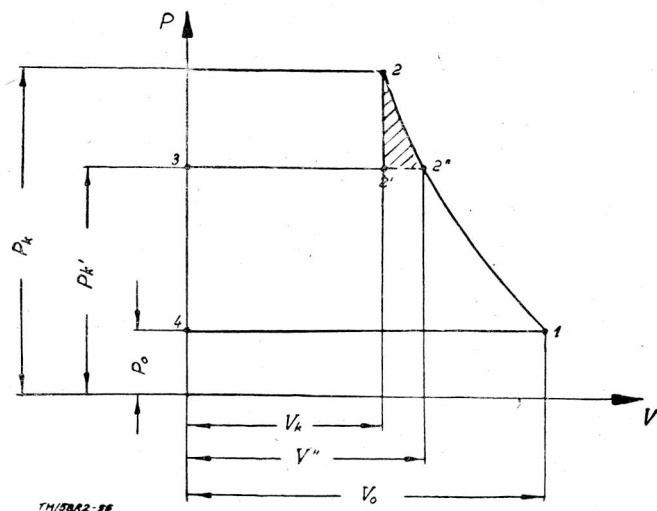


Rys. 1. Teoretyczny wykres pracy sprężarki o sprężaniu wewnętrznym, gdy $p'_k = p_k$

Obieg pracy sprężarki składa się: z adiabaty 1—2, izobar 2—3 i 4—1 oraz izochory 3—4.

Wykres ten odpowiada szczególnym warunkom pracy, gdy ciśnienie końca sprężania jest równe ciśnieniu w przestrzeni sprężania (komora powietrzna silnika dwusuwowego lub rura ssąca silnika czterosuwowego). W praktyce jednak przypadek taki występuje tylko przy pewnych ściśle określonych warunkach pracy silnika. W pozostałych zaś przypadkach ciśnienie końca sprężania p_k jest większe lub mniejsze od ciśnienia p'_k panującego w przestrzeni sprężania.

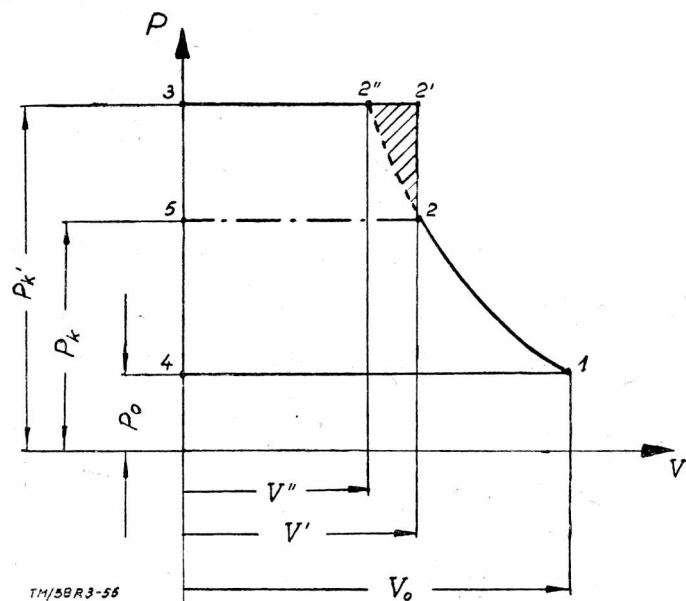
Rys. 2 przedstawia wykres pracy sprężarki, gdy $p_k > p'_k$. Odcinek 2—2' odpowiada spadkowi ciśnienia po otwarciu okna wylotowego sprężarki. Zakreskowana powierzchnia



Rys. 2. Teoretyczny wykres pracy sprężarki o sprężaniu wewnętrznym, gdy $p'_k < p_k$

2—2'—2'' przedstawia stratę pracy teoretycznej wskutek różnicy ciśnień p_k i p'_k .

Rysunek 3 przedstawia przypadek odwrotny, gdy $p_k < p'_k$.



Rys. 3. Teoretyczny wykres pracy sprężarki o sprężaniu wewnętrznym, gdy $p'_k > p_k$

W momencie odsłonięcia okna wylotowego ze sprężarki w pkt. 2 następuje gwałtowny wzrost ciśnienia do pkt. 2'. Powierzchnia 2—2'—2'' odpowiada podobnie jak poprzednio stracie pracy teoretycznej wskutek różnicy omawianych ciśnień.

W danym przypadku pracy można by w myśli podzielić obieg pracy 1—2—2'—3—4—1 na dwa obiegi:

1—2—5—4—1 odpowiadający sprężarce o sprężaniu wewnętrznym i

2—2'—3—5—2 odpowiadający sprężarce o sprężaniu zewnętrznym.

Poniżej przedstawię obliczenie teoretycznej pracy sprężania (bez strat i wymiany ciepła) dla ogólnego przypadku, gdy ciśnienie końca sprężania nie jest równe ciśnieniu przestrzeni sprężania (3).

Analizując wykresy nr 2 i 3 możemy stwierdzić, że powierzchnia ich równa jest w sumie algebraicznej powierzchni wykresu idealnej sprężarki adiabatycznej, pracującej w zakresie ciśnień p_0 i p_k i prostokąta o powierzchni (dodatniej lub ujemnej) równej $(p'_k - p_k) V_k$. Czyli inaczej:

$$L_{id} = \frac{k}{k-1} [p_k V_k - p_0 V_0] + [p'_k - p_k] V_k \quad \dots [1]$$

Gdzie: k — wykładnik adiabaty,

V_k — objętość czynnika po sprężeniu,

V_0 — początkowa objętość czynnika.

Dodajemy i odejmujemy od prawej strony tego równania wielkość $p_0 V_0$. Po prostym przekształceniu otrzymujemy:

$$L_{id} = \frac{k}{k-1} p_0 V_0 \left[\frac{p_k V_k}{p_0 V_0} - 1 \right] + p_0 V_0 \left[\frac{p'_k V_k}{p_0 V_0} - 1 \right] + - p_0 V_0 \left[\frac{p_k V_k}{p_0 V_0} - 1 \right] \quad \dots [1']$$

Podstawiając z równania adiabaty gazu doskonałego

$$\frac{V_k}{V_0} = \left[\frac{p_0}{p_k} \right]^{\frac{1}{k}}$$

otrzymujemy po przekształceniu:

$$L_{id} = \frac{k}{k-1} p_o V_o \left[\left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + p_o V_o \left[\frac{p'_k}{p_o} \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{-\frac{1}{k}} - 1 \right] - p_o V_o \left[\left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \dots \dots \dots [2]$$

oznaczamy $\frac{p_k}{p_o} = \varphi \dots \dots [3]$ i $\frac{p'_k}{p_k} = \psi \dots \dots \dots [4]$

i po podstawieniu otrzymujemy ostatecznie:

$$L_{id} = RT_o \left[\left(\varphi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{k-1} + \left(\psi \cdot \varphi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] \dots \dots [5]$$

Jak łatwo sprawdzić dla $\psi = 1$ równanie (5) przechodzi w równanie:

$$L_{ad} = RT_o \frac{k}{k-1} \left(\varphi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \dots \dots \dots [5']$$

identyczne z równaniem dla sprężarki adiabatycznej pracującej bez zmian ciśnienia przy tłoczeniu.

Z przytoczonych rozważań wynika, że nawet w przypadku idealnej sprężarki pracującej bez strat i wymiany ciepła, uwzględniając jedynie praktycznie występującą różnicę ciśnień p_k i p'_k , sprawność adiabatyczna obiegu idealnego będzie mniejsza od jedności.

$$\eta_{id} = \frac{L_{ad}}{L_{id}} \dots \dots \dots [6]$$

gdzie:

η_{id} — sprawność obiegu idealnego,

L_{ad} — praca sprężania adiabatycznego przy $p_k = p'_k$,

L_{id} — praca sprężania adiabatycznego przy $p_k \neq p'_k$.

Po podstawieniu poprzednich zależności otrzymamy:

$$\eta_{id} = \frac{\frac{k}{k-1} \left(\varphi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\frac{1}{k-1} \left(\varphi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \left(\psi \varphi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} \dots \dots [7]$$

Współczynnik sprawności adiabatycznej obiegu idealnego η_{id} pozwala ocenić wielkość strat spowodowanych zmianami ciśnienia w przestrzeni tłoczenia.

B. Sprężarka o zewnętrznym sprężaniu.

Z analizy pracy sprężarek o zewnętrznym sprężaniu wynika, że następuje w nich praktycznie natychmiastowy wzrost ciśnienia z chwilą połączenia przestrzeni sprężarki z przestrzenią tłoczenia. Wynika stąd, co potwierdzają ponadto dane doświadczalne, że teoretyczny wykres pracy tego rodzaju sprężarek będzie miał kształt prostokąta, którego podstawa równa jest objętości początkowej V_o , a wysokość — różnicy ciśnień początkowego i końcowego. Należy tu pamiętać, że dla omawianych sprężarek zawsze zachowana jest równość $p_k = p'_k$ (pomijając oczywiście niewielkie opory przepływu).

A zatem:

$$L_{id} = (p_k - p_o) V_o \dots \dots \dots [8]$$

sprawność η_{id} wyrazi się tu zależnością:

$$\eta_{id} = \frac{\frac{k}{k-1} (p_k V_k - p_o V_o)}{p_k V_o - p_o V_o} \dots \dots \dots [9]$$

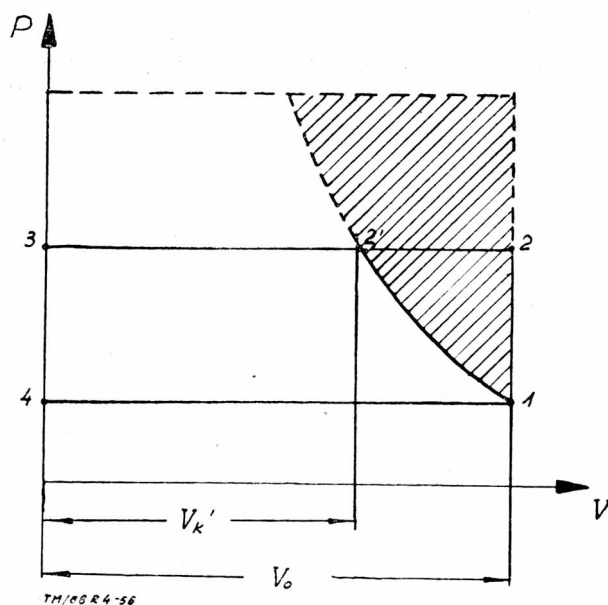
po przekształceniu otrzymamy:

$$\eta_{id} = \frac{k}{k-1} \cdot \varphi^{\frac{k-1}{k}} \frac{1}{\varphi - 1} \dots \dots \dots [9']$$

Biorąc pod uwagę, że $\frac{k-1}{k} < 1$, sprawność będzie maleć przy wzroście sprężu φ . Widoczne jest to także z wykresu

nr 4, gdzie linią ciągłą naniesiono wykres optymalny 1—2'—3—4—1 i teoretyczny 1—2—3—4—1 dla małego sprężu.

Linią kreskowaną naniesiono analogiczne wykresy dla większego sprężu. Powierzchnia zakreskowana przedstawia stratę pracy spowodowaną sprężaniem zewnętrznym.



Rys. 4. Teoretyczny wykres pracy sprężarki o sprężaniu zewnętrznym

3. Obiegi rzeczywiste.

Rzeczywiste obiegi sprężarek różnią się od teoretycznych wskutek nieuchronności wystąpienia szeregu strat nieprzewidzianych w obiegach teoretycznych oraz wskutek zawsze istniejącej wymiany ciepła.

A. Obieg rzeczywisty sprężarki o sprężaniu wewnętrznym.

Na straty obiegu rzeczywistego sprężarki o sprężaniu wewnętrznym składają się: straty wskutek oporów ssania, straty wskutek uderzeń i zawirowania spowodowanych nagłym odcięciem krawędzią łopatki wirnika pierwotnej objętości czynnika. Ponieważ pomiędzy wirnikami (lub wirnikiem) i obudową muszą istnieć pewne luzy ze względów konstrukcyjnych, część więc czynnika w okresie sprężania i wytłaczania przecieka poprzez luzy do części ssącej. Energia mechaniczna zużywana na uderzania czynnika i jego zawirowanie zamienia się bezpośrednio na ciepło. Ponadto przecieki czynnika z przestrzeni tłoczenia do przestrzeni sprężania (w sprężarce) lub części ssącej powodują zwiększenie intensywności nagrzewania się czynnika. Skutkiem tego proces sprężania przebiega nie według adiabaty, lecz w przybliżeniu według politropy.

Pracę zużytkowaną na sprężenie jednego kg czynnika w obiegu rzeczywistym można przedstawić jako:

$$L = L_{id} + \Delta L_q + \Delta L_f + \Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta L_3 + \Delta L_4 \dots [10]$$

gdzie: L_{id} — praca obiegu adiabatycznego przy ciśnieniu przestrzeni tłoczenia równym, większym lub mniejszym od ciśnienia sprężania w sprężarce,

ΔL_q — przyrost pracy sprężania jednego kg czynnika wskutek jego podgrzania,

ΔL_f — przyrost pracy sprężania na pokonanie oporów hydraulicznych wewnątrz sprężarki (na 1 kg),

ΔL_1 — praca oporów ssania (na 1 kg),

- ΔL_2 — strata pracy wskutek przecieków czynnika przy sprężaniu (na 1 kg),
 ΔL_3 — strata pracy wskutek przecieków czynnika przy wytłaczaniu (na 1 kg),
 ΔL_4 — strata pracy wskutek przecieków czynnika od końca tłoczenia do początku napełnienia oraz wskutek wpływu przestrzeni szkodliwej (na 1 kg).

Równanie [10] można też napisać w sposób następujący:

$$L = L_p + \Delta L_s + \Delta L_f \quad \dots \quad [10']$$

gdzie: $L_p = L_{id} + \Delta L_q$ praca politropowego sprężania jednego kg czynnika

$$\Delta L_s = \sum_{i=1}^4 L_i$$

oznaczając:

$$\Delta L_s = \alpha L$$

$$\Delta L_f = \beta L$$

gdzie: α i β są współczynnikami proporcjonalności charakterystycznymi dla danej konstrukcji.

Po przekształceniu otrzymamy:

$$L = \frac{L_p}{1 - \alpha - \beta} = \frac{L_p}{\eta_p} \quad \dots \quad [11]$$

gdzie: $\eta_p = 1 - \alpha - \beta$ — sprawność politropowa (wewnętrzna). Można również napisać że:

$$\eta_p = \frac{L_p}{L} = \frac{L_{id} - \Delta L_q}{L_{id} - \Delta L_q + \Delta L_s + \Delta L_f} \quad \dots \quad [12]$$

Najistotniejszym współczynnikiem charakteryzującym ogólnie pracę sprężarki jest sprawność adiabaticzna wyrażająca się jako stosunek pracy sprężania adiabaticznego do pracy sprężania rzeczywistego:

$$\eta_{ad} = \frac{L_{ad}}{L} \quad \dots \quad [13]$$

Zależność sprawności adiabaticznej od poszczególnych współczynników charakterystycznych sprężarki można znaleźć w sposób następujący:

Z zależności (6'), (12) i (13) możemy napisać

$$\eta_p = \frac{L_{ad}}{L \cdot \eta_{id}} + \frac{\Delta L_q}{L} \quad \dots \quad [14]$$

oznaczając:

$$\frac{\Delta L_q}{L} = \tau$$

otrzymamy:

$$\eta_p = \frac{\eta_{ad}}{\eta_{id}} + \tau \quad \dots \quad [15]$$

a stąd:

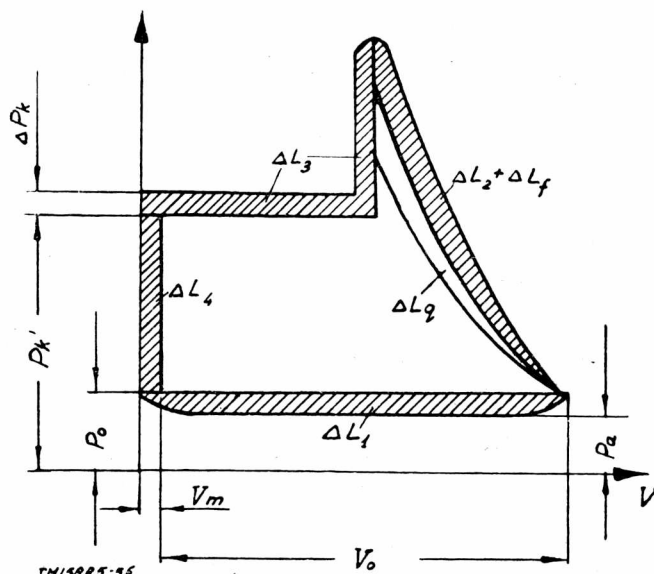
$$\eta_{ad} = \eta_p \cdot \eta_{id} - \tau \eta_{id} \quad \dots \quad [15']$$

podstawiając zaś znaną zależność (11) dla sprawności politropowej uzyskamy

$$\eta_{ad} = \eta_{id} (1 - \alpha - \beta - \tau) \quad \dots \quad [15'']$$

Przy obliczaniu sprawności adiabaticznej wg zależności (15) należy podstawić dla sprawności η_{id} wartość obliczoną wg zależności (7).

Na rys. 5 przedstawiono schematycznie rzeczywisty wykres pracy sprężarki o sprężaniu wewnętrznym dla przypadku, gdy ciśnienie końca sprężania jest większe od ciśnienia w przestrzeni sprężania. Na wykresie tym zaznaczono powierzchnie poszczególnych strat. (Uwaga: stratę ΔL_f połączono ze stratą ΔL_2 , ponieważ znaczna jej część ma miejsce w czasie sprężania. Analizując jednak zagadnienie dokładniej, należałoby stratę ΔL_f rozbić na części i połączyć je z poszczególnymi stratami ΔL_{ij}).



Rys. 5. Rzeczywisty wykres pracy sprężarki o sprężaniu wewnętrznym

Przy sporządzaniu wykresu traktujemy zazwyczaj linię sprężania jako politropę. Wykładnik jej możemy obliczyć ze znanej zależności:

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\lg \frac{T_{ko}}{T_o}}{\lg \frac{p_{ko}}{p_o}} \quad \dots \quad [16]$$

a stąd

$$n = \frac{1}{1 - \frac{\lg \frac{T_{ko}}{T_o}}{\lg \frac{p_{ko}}{p_o}}} \quad \dots \quad [16']$$

gdzie T_{ko} i p_{ko} — rzeczywiste temperatura i ciśnienie w końcu sprężania.

W przybliżeniu można przyjąć, że $p_{ko} = \mu p_k$ [17]

gdzie μ współczynnik zależny od rodzaju konstrukcji.

$$T_{ko} = T_{kad} + \Delta T_k \quad \dots \quad [18]$$

$$T_{kad} = T_1 \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \dots \quad [19]$$

Z bilansu cieplnego można przyjąć, że:

$$\Delta T_k = \frac{A [\Delta L_q + \Delta L_f + \Delta L_2]}{c_{sr}} \quad \dots \quad [20]$$

gdzie

A — cieplny równoważnik pracy mechanicznej,
 c_{sr} — średnie ciepło właściwe czynnika.

B. Obieg rzeczywisty sprężarki o sprężaniu zewnętrznym.

W przypadku sprężarki o sprężaniu zewnętrznym obieg rzeczywisty odbiega w znacznym stopniu od teoretycznego. Używanie rzeczywistego wykresu pracy w sposób doświadczalny jest, jak dotąd, niemożliwe [7]. Jednakże analiza zachodzących zjawisk pozwala na odtworzenie hipotetycznego wykresu. Zasadniczym źródłem strat są tu nieszczelności pomiędzy wirnikami i obudową sprężarki. Ponadto, wskutek znacznego tarcia powietrza o ścianki wirników i obudowy oraz bardzo burzliwego jego ruchu, powietrze ulega silnemu nagrzaniu, co jest przyczyną dodatkowych strat energetycznych.

Wskutek oporu ssania i odrzucania strug powietrza przez obracające się wirniki, a także nagrzewania się powietrza

przy zetknięciu z wirnikami i obudową sprężarki oraz wskutek strat nieszczelności, rzeczywisty wydatek sprężarki jest mniejszy od teoretycznego. Sprężarka zasysa w jednostce czasu G' kg czynnika o temperaturze T'_o . Ponadto do części ssącej przedostaje się przez nieszczelności z części tłoczącej G_r kg czynnika.

Ilość więc czynnika przenoszona wirnikami sprężarki wynosi:

$$G = G' + G_r \quad \dots \dots \dots [21]$$

przy czym z równania stanu wiemy, że: $G = \frac{p_a V_o}{T'_o R}$

gdzie:

- p_a — ciśnienie zasysania,
- V_o — objętość zasysania,
- $T'_o = T_o + \Delta T$,
- T_o — temperatura otoczenia,
- ΔT — przyrost temperatury wskutek ogrzania czynnika zasysanego od ścianek sprężarki i gorącego czynnika przenikającego przez nieszczelności (zwykle $T_o = 5-8^\circ$).

Stosunek ilości powietrza zasysanego do ilości teoretycznej, wynikającej z geometrycznych wymiarów sprężarki, nazywamy sprawnością wydatku i oznaczamy przez

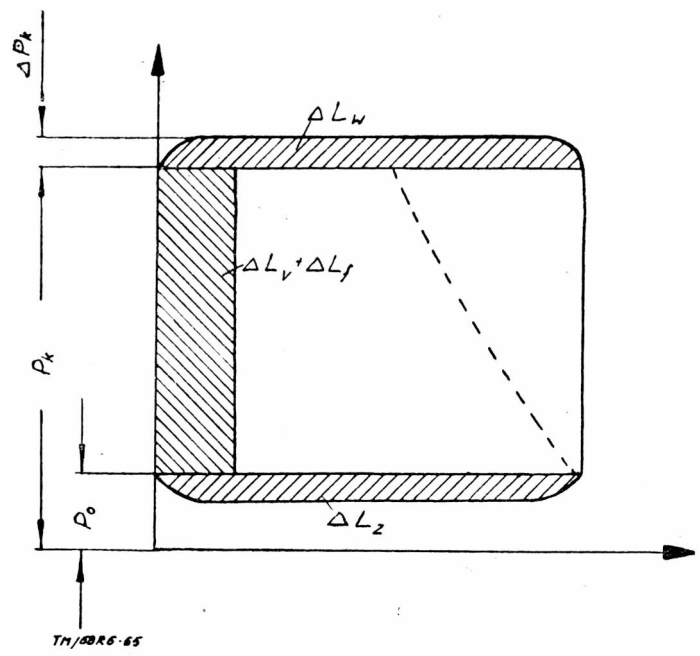
$$\eta_V = \frac{G'}{G_o} = \frac{G}{G_o} - \frac{G_r}{G_o} \quad \dots \dots \dots [22]$$

Stosunek G/G_o uwzględnia zmianę warunków początkowych w stosunku do warunków otoczenia i można napisać z równania stanu:

$$\frac{G}{G_o} = \frac{p_a T_o}{p_o T'_o} \quad \dots \dots \dots [23]$$

Wyrażenie G_r/G_o przedstawia stosunek ilości czynnika, przedostającego się przez nieszczelności, do teoretycznego wydatku w tym samym czasie.

(U w a g a: Obliczenie η_V wykracza poza ramy artykułu, za interesowanych odsyłam do pracy prof. Orlina [7]).



Rys. 6. Rzeczywisty wykres pracy sprężarki o sprężaniu zewnętrznym

Rys. 6 przedstawia wykres pracy sprężarki o sprężaniu zewnętrznym uwzględniający schematycznie straty dające się ująć wykreślnie. Ogólny bilans energetyczny dla tego przypadku będzie przedstawiał się następująco:

$$L = L_{id} + \Delta L_V + \Delta L_Z + \Delta L_W + \Delta L_f \quad \dots \dots \dots [24]$$

gdzie:

- L — rzeczywista praca sprężania 1 kg czynnika,
- ΔL_{id} — praca adiabatycznego sprężania wg równania [6],
- ΔL_V — dodatkowa praca sprężania uciekającej przez nieszczelności części ładunku,
- ΔL_Z — strata pracy na hydrauliczne opory zasysania,
- ΔL_W — strata pracy na hydrauliczne opory wytłaczania,
- ΔL_f — strata pracy na tarcie i zawirowanie czynnika wewnątrz sprężarki.

Prace ΔL_V i ΔL_Z wpływają na współczynnik wydatku. Dlatego też tę część rzeczywistej pracy obiegu, która związana jest z procesem napełnienia i następnie ze sprężeniem czynnika przedstawiły jako:

$$L'_o = L_{id} + \Delta L_V + \Delta L_Z = \frac{L_{id}}{\eta_v} \quad \dots \dots \dots [25]$$

Pozostałe straty ujmują razem jako:

$$L_r = \Delta L_W + \Delta L_f \quad \dots \dots \dots [26]$$

Możemy obecnie wprowadzić współczynnik strat hydraulicznych (nie obejmujących strat hydraulicznych przy napełnianiu):

$$\eta_r = \frac{L_o}{L_o + L_r} = L_o/L \quad \dots \dots \dots [27]$$

Uwzględniając zależności [25] i [6] otrzymamy:

$$L = \frac{L_{id}}{\eta_v \cdot \eta_r} = \frac{L_{ad}}{\eta_{id} \cdot \eta_v \cdot \eta_r} = \frac{L_{ad}}{\eta_{id} \cdot \eta_i} \quad \dots \dots \dots [28]$$

gdzie η_i — sprawność wewnętrzną

A ponieważ $\eta_{ad} = \frac{L_{ad}}{L}$ więc

$$\eta_{ad} = \eta_{id} \cdot \eta_v \cdot \eta_r \quad \dots \dots \dots [29]$$

Warto tu podkreślić, że w literaturze [1], [2] przyjmowany jest niekiedy politropowy proces sprężania i podawane są konkretne dane wykładnika politropy zależnie od warunków pracy i rozwiązania konstrukcyjnego sprężarki o sprężaniu zewnętrznym. Jest to założenie zupełnie umowne i służy jedynie do określenia (w zasadzie empirycznego) temperatury czynnika po sprężaniu. Jednakże obliczenie np. pracy sprężarki wg zależności dla przemiany politropowej przy przyjęciu omawianych wykładników prowadziłoby do znacznych błędów.

Występujące w literaturze dane dotyczące wykładnika politropy wahają się od $n = 1,5$ przy małych luzach obwodowych (0,1 — 0,15 mm) i znacznych ilościach obrotów wirnika (4000 — 6000 obr/min) do $n = 1,8 - 1,9$ przy luzach rzędu 0,4 mm i obrotach rzędu 2000 obr/min. W niektórych mniej udanych rozwiązaniach oraz przy niskich obrotach wykładnik osiąga wartość $n = 2,2$.

Temperaturę czynnika po wyjściu ze sprężarki można również określić, przyjmując, że wymiana ciepła pomiędzy czynnikiem i sprężarką praktycznie nie zachodzi (dla niskich ciśnień sprężania uzyskiwanych przy doładowaniu silników trakcyjnych założenie takie nie prowadzi do znaczniejszych błędów).

W takim przypadku cała doprowadzona do czynnika praca zamienia się na ciepło. Można więc napisać:

$$c_p (T_k - T_o) = \frac{(p_k - p_o) V_o \cdot A}{\eta_r \cdot \eta_v} \quad \dots \dots \dots [30]$$

Ponieważ $(p_k - p_o) V_o = p_o V_o \left(\frac{p_k}{p_o} - 1 \right) = RT_o (\varphi - 1)$

$$\text{więc } c_p (T_k - T_o) = \frac{ART_o (\varphi - 1)}{\eta_r \cdot \eta_v} \quad \dots \dots \dots [30']$$

uwzględniając że:

$$\frac{c_p}{AR} = \frac{k}{k-1}$$

otrzymamy:

$$\frac{T_k - T_o}{T_o} = \frac{k-1}{k \cdot \eta_r \cdot \eta_v} (\varphi - 1) \quad \dots \dots [31]$$

Z porównania zaś zależności [30] i [5], uwzględniając równocześnie zależność [28], otrzymujemy ogólne wyrażenie na iloczyn sprawności wydanku i współczynnik strat hydraulicznych:

$$\eta_r \cdot \eta_v = \frac{\varphi - 1}{\frac{1}{k-1} \left(\varphi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \psi \varphi^{\frac{k-1}{k}} - 1} \quad \dots \dots [32]$$

Po przekształceniu:

$$\eta_i = \eta_r \cdot \eta_v = \frac{\varphi - 1}{\varphi^{\frac{k-1}{k}} \left(\frac{1}{k-1} + \psi \right) - \frac{k}{k-1}} \quad \dots \dots [32']$$

gdzie η_i — sprawność wewnętrzna.

Przez analogię przemiany zależności [31] z zależnością dla politropowej uzyskamy:

$$\frac{T_k - T_o}{T_o} = \frac{n-1}{n} (\varphi - 1) \quad \dots \dots [33]$$

Otrzymujemy jeszcze jedną zależność dla obliczeniowego wykładnika politropy:

$$n = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_v \cdot \eta_r}} \quad \dots \dots [33]$$

Podane wyżej zależności pozwalają na wyliczenie dowolnego parametru obiegu sprężarki zależnie od różnych danych wielkości.

4. Podstawowe obliczenia sprężarki pojemnościowej.

W rozdziale tym zajmiemy się metodyką obliczania oraz podane zostaną podstawowe wzory obliczeniowe dla poszczególnych rodzajów sprężarek pojemnościowych:

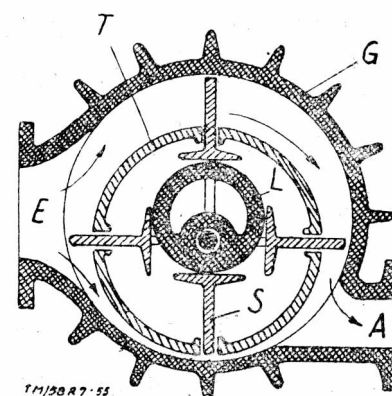
- sprężarka łopatkowo-mimośrodowa (jednowirnikowa o sprężaniu wewnętrznym),
- sprężarka typu Lysholma (dwuwirnikowa o sprężaniu wewnętrznym),
- sprężarka typu Rootsa (dwuwirnikowa o sprężaniu zewnętrznym).

A. Sprężarka łopatkowo-mimośrodowa o sprężaniu wewnętrznym.

Pompy łopatkowo-mimośrodowe znane są od dawna i stosowane w wielu dziedzinach techniki, zwłaszcza jako pompy olejowe (np. pompy olejowe silników i obrabiarek, pompa paliwowa silnika Ja AZ — 204 i inne). W celu zastosowania tego typu pompy dla czynnika gazowego konieczne było znalezienie rozwiązania konstrukcyjnego, które zapewniłoby stały luz między końcami zewnętrznymi łopatek a obudową sprężarki. Tym samym zlikwidowana zostalaby konieczność wewnętrznego smarowania pompy, trudna do zrealizowania w przypadku użycia jej jako sprężarki gazowej.

Przy dokładnym wyważeniu elementów wirujących takiej konstrukcji można dopuszczać bardzo wysokie ich obroty. Fakt ten jest bardzo istotny, gdyż pozwala przy danym wydanku sprężarki na zmniejszenie jej gabarytów, a ponadto umożliwia bezpośredni napęd sprężarki od najbardziej szybkoobrotowych silników spalinowych. Sprężarka niżej opisanej konstrukcji wg danych Czursina [3] może pracować przy obrotach rzędu 10.000 obr/min. Nie bez znaczenia jest również fakt, że sprężarka tego typu posiada współczynnik wy-

datku wyższy niż bardziej popularna sprężarka typu Rootsa (o pozostałych parametrach równych), a równocześnie pomimo pozornie bardziej skomplikowanej budowy nie jest trudniejsza (i droższa) w produkcji niż ta ostatnia [3], gdyż nie wymaga specjalnych obrabiarek dla wykonania wirnika.



Rys. 7. Sprężarka mimośrodowo-łopatkowa

Rys. 7 przedstawia schemat nowoczesnej sprężarki łopatkowo-mimośrodowej i łopatkach zamocowanych na wale i posiadających stały luz w stosunku do obudowy. Sprężarka taka stosowana jest w radzieckim motocyklu wyścigowym C2B.

Zasada konstrukcji jest tu następująca: W osi komory kadłuba umieszczony jest nieruchomy wał L. Na wale, na łożyskach tocznych zamocowane są łopatki robocze S. Wszystkie łopatki posiadają przeciwciężary, które umożliwiają im pracę przy wysokich obrotach.

Mimośrodkowo w stosunku do komory kadłuba ułożyskowany jest wirnik T. Poprzez wycięcia w wirniku przechodzą łopatki robocze. Dla umożliwienia zmiany wzajemnego położenia łopatek i wirnika, jak również dla uszczelnienia, łopatki uchwycone są w prowadnicę brązową.

Zasada działania tego rodzaju sprężarki jest powszechnie znana i nie będę jej tu opisywał.

Teoretyczny wydank sprężarki wynosi:

$$G_o = i \Delta F \cdot l \frac{n}{60} \gamma_o \quad \text{kg/sek} \quad \dots \dots [34]$$

gdzie: i — ilość łopatek,

F — ubytek czynnego przekroju pomiędzy sąsiednimi łopatkami od momentu zakrycia okna wlotowego do momentu otwarcia okna wylotowego (w m^2),

l — długość łopatek w metrach,

n — obr/min,

γ_o — ciężar właściwy powietrza (otoczenia) kg/m^3 .

Wielkość ΔF dobiera się tak, aby w momencie odsłonięcia okien wylotowych uzyskać żądane ciśnienie sprężania. Odpowiednie obliczenia podano dla sprężarki typu Lysholma.

Powierzchnię ΔF można określić na drodze teoretycznej (patrz praca Czursina [3]). Jednakże obliczenie takie jest dość żmudne i ma charakter jedynie teoretyczny. W praktyce powierzchnia wykorzystywana stanowi jedynie 80—95% powierzchni obliczonej na drodze teoretycznej.

Przy konstruowaniu sprężarki bardziej racjonalne wydaje się określenie, na podstawie istniejących konstrukcji o zbliżonych gabarytach do projektowanej sprężarki, następujących dwóch współczynników charakterystycznych:

$$\alpha = \frac{F}{R^2} \quad \dots \dots [35]$$

gdzie: F — powierzchnia użytkowa pomiędzy sąsiednimi łopatkami w momencie zamknięcia okna wlotowego,

R — promień zewnętrzny łopatki

$$\nu = \frac{f}{R^2} \quad \dots \dots [36]$$

gdzie: f — powierzchnia pomiędzy sąsiednimi łopatkami w momencie otwarcia okna wylotowego.

Ponadto celowe jest ustalenie stosunku długości łopatki do jej promienia. Stosunek ten wynosi zazwyczaj 0,8 do 1,2.

$$\lambda = \frac{l}{R} \quad \dots \dots \dots [37]$$

Uwzględniając powyższe, możemy po przekształceniu zależności (34) napisać ją w postaci:

$$G_o' = i R^3 (\kappa' - \nu) \lambda \frac{n}{60} \gamma_o \quad \dots \dots \dots [38]$$

Biorąc pod uwagę, że wydatek rzeczywisty będzie wynosić (22):

$$G' = \frac{G_o}{\eta_v}$$

ostatecznie znajdujemy:

$$R = \sqrt[3]{\frac{60 G'}{i \cdot (\kappa - \nu) \lambda \cdot n \cdot \eta_v \cdot \gamma_o}} \quad (\text{m}) \quad \dots \dots [39]$$

Znalezioną w ten sposób wielkość promienia R należy traktować jedynie jako orientacyjną i na jej podstawie rozpracować szczegółowo poprzeczny przekrój wirnika, a następnie drogą planimetrowania określić rzeczywiste współczynniki κ i ν i opierając się na nich odpowiednio zmienić współczynnik λ .

B. Sprężarka typu Lysholma.

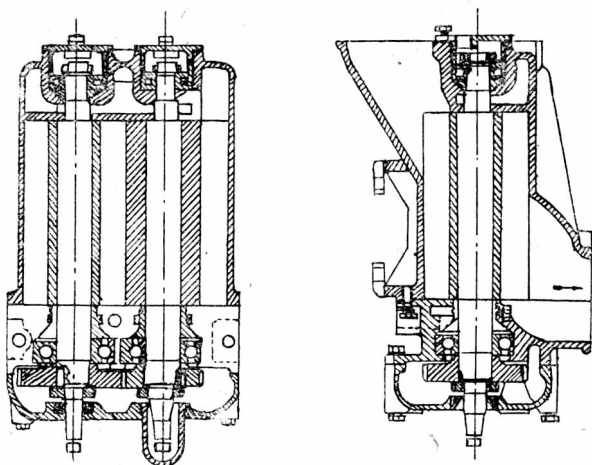
Ze względu na to, że sprężarki typu Lysholma są znacznie mniej znane od sprężarek innych typów, dane w literaturze technicznej są bardzo skąpe i trudne do zdobycia, a równocześnie sprężarki te wykazują cały szereg bardzo poważnych zalet i wg niektórych autorów [6] mogą mieć zastosowanie nawet dla współpracy z turbinami spalinowymi małej mocy — zajmując się nimi nieco szerzej.

Do najważniejszych zalet omawianych sprężarek należy zaliczyć:

1. Przebieg sprężania prawie adiabatyczny i w związku z tym wysoka sprawność adiabatyczna rzędu 0,8.
2. Możliwość uzyskania wysokiego sprężu (do 5) w jednym stopniu.
3. Możliwość pracy na wysokich obrotach przy wysokiej sprawności wydanku (0,9 do 0,98).
4. Duże wydatki przy małych rozmiarach sprężarki.

Przekrój sprężarki typu Lysholma przedstawia rys. 8.

Posiada ona dwa wirniki o zębach śrubowych i osiach równoległych¹⁾.

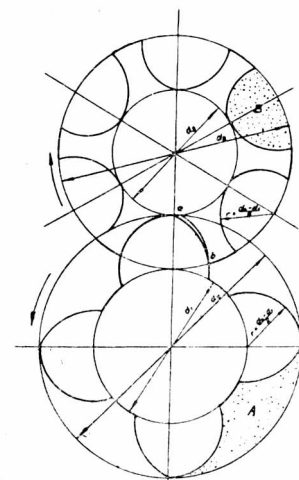


Rys. 8. Przekrój sprężarki typu Lysholma

¹⁾ Teoretycznie możliwe jest, aby sprężarka posiadała 3, a nawet więcej wirników. Każdy dodatkowy wirnik zwiększa wydatek teoretycznie o 100%, przy zwiększeniu gabarytu o około 50% w stosunku do sprężarki dwuwirnikowej. Brak jest jednak jakichkolwiek danych o realizacji takiej konstrukcji.

Zęby wirników posiadają profile cykloidalne. Zęby jednego z wirników znajdują się całkowicie na zewnątrz od koła zasadniczego (tocznego), a drugiego — całkowicie wewnątrz. Dla skrócenia opisu koło o zębach zewnętrznych będziemy dalej nazywali — I , zaś koło o zębach wewnętrznych — II .

Rys. 9 przedstawia kształt wirników.



Rys. 9. Przekrój poprzeczny wirników o układzie 4 + 6

Koło I posiada średnicę zasadniczą (koło toczone) d_1 i zewnętrzną d_0 . Koło II średnicę zasadniczą d_2 i średnicę podstaw d_3 .

Dla maksymalnego wykorzystania poprzecznego przekroju wirników korzystne jest, aby ich średnice zewnętrzne (to znaczy d_0 i d_2) były w przybliżeniu jednakowej wielkości. Dlatego też zazwyczaj stosuje się koło I o czterech zębach, a koło II o 6 zębach, czyli tzw. układ 4 + 6.

Spotykane są również układy mniej korzystne np. 3 + 3 i inne. W przypadku układu 4 + 6 maksymalne wykorzystanie przekroju poprzecznego uzyskuje się, gdy stosunek średnic d_0/d_1 wynosi około 1,7.

Przednia część profilu zęba koła I w kierunku ruchu (na rys. w kierunku przeciwnym do ruchu wskazówek zegara) jest łukiem koła o promieniu:

$$r = \frac{d_0 - d_1}{2} \quad \dots \dots \dots [39']$$

Jak widać z rys. 9, tylna część profilu zęba koła II jest również łukiem koła zatoczonego tym samym promieniem.

Łuk $a-b$ zęba koła I (aż do przecięcia się z kołem podstawowym) zakreślany jest przez krawędź b koła II . Analogiczny łuk $a-b$ zęba koła II zakreślany jest przez krawędź a koła I .

Sposób określania tej części profilu nie odbiega od sposobu określania współpracującego profilu w kołach zębatych i czytelnik znajdzie go w każdym podręczniku części maszyn.

W dotychczasowych rozważaniach pomijaliśmy całkowicie sprawę luzów pomiędzy wirnikami, jak i pomiędzy wirnikiem i kadłubem. Oczywiście jest, że dla umożliwienia pracy wirników luzy te muszą istnieć, choć ze względu na straty wydanku przez nie szczelności powinny być jak najmniejsze.

Wg danych doświadczalnych straty wskutek przecieków są liniowo zależne od wielkości luzów. Straty przecieków i sprawność wydanku pozostają niezmiennie przy zmianie średnicy wirnika, gdy stosunek luzów do pierwiastka kwadratowego ze średnicy wirnika pozostaje stały.

Przy doborze luzów między zębami wirników należy brać pod uwagę cieplną rozszerzalność wirników wykonanych zazwyczaj ze stopu lekkiego, maksymalny dopuszczalny luz ich łożysk oraz luz międzyzębny w kołach zębatych napędowych.

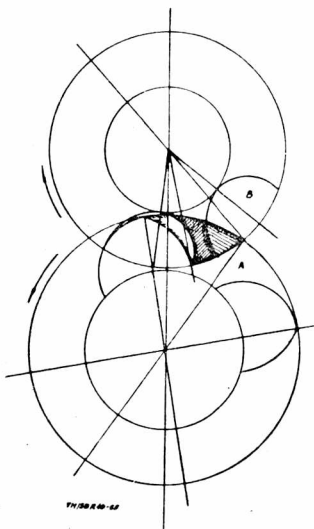
W literaturze [4, 5] spotykane są luzy w granicach 0,12—0,15 mm.

Proces sprężania w sprężarce Lysholma przebiega w sposób następujący: Przy obrocie wirników czynnik zawarty początkowo w lukach międzyzębnych np. A w kole I i B w kole II zostaje wyciskany stopniowo przez wchodzące w luki zęby kół współpracujących. Ilustruje to rys. 10.

Równocześnie wskutek obrotów wirników omawiany ładunek zostaje odcięty od szczeliny wlotowej, a w dalszym ciągu zamknięta jest szczelina wylotowa. Współpraca wirników powoduje zmniejszanie się pierwotnego przekroju czynnego

$A + B$ i jednocześnie przemieszczanie osiowe czynnika w kierunku okna wylotowego.

Przy prawidłowym zaprojektowaniu sprężarki czynnik powinien uzyskiwać żądane ciśnienie w momencie odsłonięcia okna wylotowego. Otrzymuje się wówczas najkorzystniejsze warunki sprężania wyłącznie wewnętrznego i bez szkodliwej różnicy ciśnień $p'_k \neq p_k$.



Rys. 10. Współpraca wirników

W praktyce, jak wiemy, nieuniknione jest występowanie pewnych różnic pomiędzy wspomnianymi ciśnieniami. Dla uzyskania maksymalnej sprawności sprężarki niezbędne jest zrealizowanie układu zapewniającego minimalne różnice tych ciśnień oraz zaprojektowanie sprężarki na ciśnienie obliczeniowe p_{ko} równe maksymalnemu ciśnieniu p'_k .

Przyczyna powstawania szkodliwej różnicy ciśnień leży w tym, że przy określonym ciśnieniu sprężania wydatek sprężarki przebiega w funkcji obrotów nieco inaczej niż „zapotrzebowanie” silnika.

Szczególnie silnie zjawisko to występuje w przypadku pracy silnika przy przymkniętej przepustnicy. Korzystne jest w tym przypadku sprężenie przepustnicy mieszanki w gaźniku z przepustnicą umieszczoną na wlocie do sprężarki. Konstrukcja taka pozwala na bardzo znaczną redukcję różnicy ciśnień p'_k i p_k i poważne obniżenie zapotrzebowania mocy na napęd sprężarki przy częściowych obciążeniach silnika. Zysk mocy, jaki ma tu miejsce jest oczywiście połączony z obniżeniem jednostkowego zużycia paliwa dochodzącego zależnie od konstrukcji silnika od paru do 10%. Zatem pewna komplikacja konstrukcji, wymagająca ponadto szczegółowych studiów przy realizacji, jest całkowicie uzasadniona z punktu widzenia ekonomii eksploatacji silnika z doładowaniem.

Należy tu podkreślić, że strata mocy jest mniejsza, jeżeli p_k jest większe od p'_k niż w przypadku odwrotnym. Dlatego też należy fakt ten uwzględnić przy projektowaniu sprężarki.

Analizując przebieg sprężania w sprężarce typu Lysolma spostrzeżemy zjawisko niekorzystne zachodzące w momencie połączenia się przestrzeni A z przestrzenią B. Czynnik lekko sprężony w przestrzeni A gwałtownie obniża swe ciśnienie, zaś czynnik w przestrzeni B równie gwałtownie je podwyższa. Energetycznie fakt ten jest niekorzystny, gdyż prowadzi do zwiększenia pracy sprężania czynnika. Praktycznie jednak, w prawidłowo zaprojektowanej sprężarce, różnica ciśnień pomiędzy przestrzeniami A i B w momencie ich połączenia jest bardzo niewielka, a więc i strata tym wywołana nie ma większego praktycznego znaczenia. Zmniejszeniu omawianej straty sprzyja konstruowanie jak najcieńszych zębów w kole II.

Całkowite wyeliminowanie jej jest możliwe, choć przy małych sprężarkach nie wydaje się celowe, przez zastosowanie w obudowie specjalnych kanałów łączących przestrzenie A i B przed ich wzajemnym połączeniem.

Wydatek sprężarki dwuwirnikowej określony jest wzorem:

$$G' = i \cdot (A + B) \cdot l \cdot \eta_v \cdot n \cdot \gamma_o \quad \text{kg/min.} \quad [40]$$

gdzie: i — ilość zębów wirnika wykonującego n obr/min,
 $A + B$ — suma powierzchni łuki międzyzębnej koła I i II,

η_v — sprawność wydatku,

γ_o — ciężar właściwy powietrza na wlocie.

Wielkość powierzchni $A + B$ w przypadku geometrycznie podobnych kształtów wirników jest proporcjonalna do kwadratu średnicy d_o . I tak dla układu 4 + 6 i stosunku $d_o/d_1 = 1,7$ współczynnik proporcjonalności

$$K = \frac{A + B}{d_o^2} \quad [41]$$

wynosi około 0,121.

Długość wirnika, jak wynika z zasady działania sprężarki, jest zależna od wielkości sprężu i dla układu 4 + 6 wynosi orientacyjnie

$$\rho = d_c/l \quad 0,6 \quad 0,55 \quad 0,5 \quad 0,45 \quad 0,4$$

$$\varphi = \frac{p_k}{p_o} \quad 1,5 \quad 2 \quad 3 \quad 4 \quad 5$$

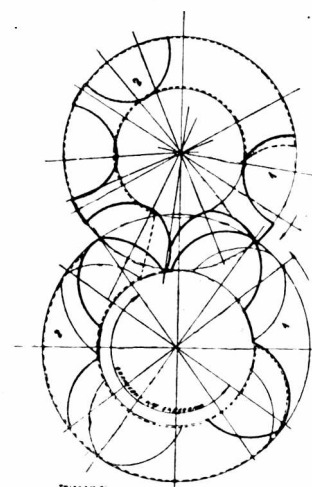
Sprawność wydatku η_v jest funkcją zarówno sprężu φ , jak i ilości obrotów n . Dla jednej ze zrealizowanych konstrukcji o układzie 4 + 6 sprawność η_v wynosi:

φ n	1,5	2	2,5	3,0
6000	85	80	76	71
7500	90	86	81	76
9000	93	88	84	80
10500	95	90	86	82

Ostatecznie po uwzględnieniu wyżej podanych zależności średnica d_o wyrazi się wzorem:

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{\rho \cdot G'}{K \cdot \eta_v \cdot n}} \quad [42]$$

Po przyjęciu wstępnych założeń i obliczeniu średnicy d_o należy znaleźć dokładne położenie krawędzi okna wylotowego i ustalić kąt skreślenia profilu wirnika oraz dobrać położenie w stosunku do obudowy sprężarki okien dolotowych i wylotowych. Wszystkie te problemy najłatwiej rozwiązać graficznie.



Rys. 11. Rozmieszczenie okien sprężarki

Rys. 11 przedstawia możliwość rozmieszczenia okien odpowiadającą maksymalnemu kątowi skreślenia profilu wirnika. Ze wzrostem sprężu maleje rozporządzalny przekrój wylotowy i trzeba uciekać się do przedłużania wirników, dzięki czemu można powiększyć okno wylotowe w kierunku osiowym (część wirnika nie pracuje), lub zwiększać kąt skreślenia wirników, co z kolei pozwala na rozszerzenie okna wzdłuż obwodu wirnika.

Maksymalna wielkość kąta skreślenia jest jednak ograniczona, gdyż w przeciwnym przypadku sprężarka mogłaby rozpoczynać sprężanie przed całkowitym napełnieniem przestrzeni A i B.

Dla obliczenia położenia krawędzi okna wylotowego, a tym samym i roboczej długości wirnika niezbędne jest obliczenie końcowej objętości zajmowanej przez czynnik po sprężeniu — V_k . Z warunku zachowania masy wynika:

$$V_k \cdot \gamma_k = V_o \gamma_o \cdot \eta_v \quad [43]$$

Uwzględniając, że

$$\gamma = \frac{p}{RT} \quad [44]$$

otrzymamy:

$$V_k = V_o \cdot \eta_v \cdot \frac{p}{\varphi} \quad [45]$$

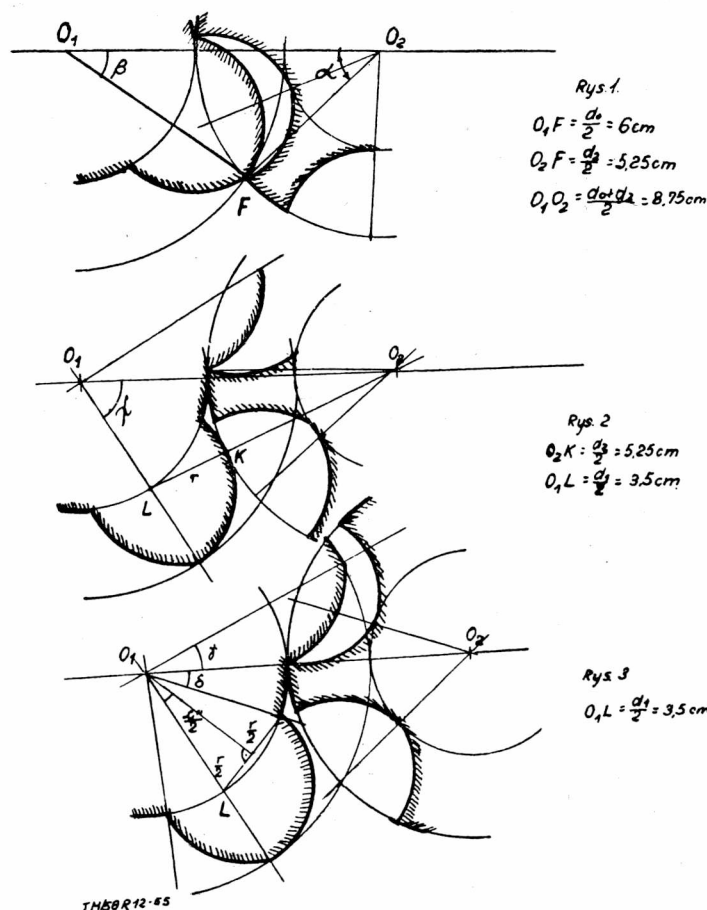
gdzie: $\tau = T_k/T_o$, $\varphi = \frac{p_k}{p_o}$

Współczynnik τ można określić zakładając przebieg sprężania bardzo bliski adiabatycznemu (4):

$$\tau = (1 \div 1,03) \cdot \varphi^{\frac{k}{1-k}} \quad \dots \dots \dots [46]$$

i ostatecznie:

$$V_k = (1,0 \div 1,03) V_o \cdot \eta_v \varphi^{\frac{2k-1}{1-k}} \quad \dots \dots \dots [47]$$



Rys. 12. Szczególne położenia wzajemne wirników

Dla obliczenia kąta obrotu α_k wirnika, przy którym nastąpi zmniejszenie objętości z V_o do V_k konieczne jest wykonanie rysunków kolejnych położów wirników (co pewną ilość stopni obrotu wirnika — zazwyczaj co 10–15°) i planimetrywanie ubywającej powierzchni ΔF z przestrzeni A i B. Ze względu na to, że wykres funkcji $\Delta F = f(\alpha)$ może posiadać załamania (punkty nieciągłości pierwszej pochodnej) przy mierzeniu ubywającej powierzchni należy również uwzględnić położenia szczególnie.

Do położów tych będą się zaliczać:

1. Początek sprężania — rys. 12/1.
2. Profil zęba wirnika I styka się z kołem zasadniczym wirnika II — rys. 12/2.
3. Początek toczenia kół podstawowych — rys. 12/3.
4. Koniec toczenia kół podstawowych.
5. Redukcja powierzchni A + B do zera.

Objętość znikającą oblicza się, przyjmując z niewielkim błędem dla małych kolejnych kątów obrotu, że równa jest ona ilorazowi średniego przekroju ΔF_{sr} między dwoma sąsiednimi położeniami wirników przez odległość tych przekrojów:

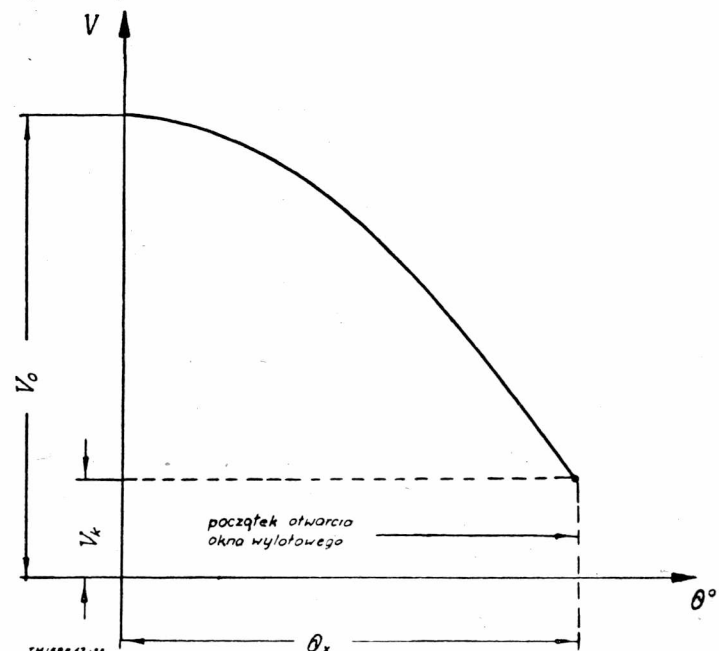
$$\Delta V = \Delta F_{sr} \cdot \Delta l \quad \dots \dots \dots [48]$$

Odległość sąsiednich przekrojów uzyskuje się jako iloczyn przyrostu kąta obrotu wirnika przez kąt skreślenia przypadający na jednostkę długości wirnika.

Wyniki wygodnie jest ująć w tabeli o następującym układzie:

$$L/p; \Delta F_i; \Delta F_{i+1}; \Delta F_{sr}; \alpha_i; \alpha_{i+1}; \Delta \alpha; \Delta l; \Delta V_i; \sum_{i=1}^{i+1} \Delta V_i$$

Na podstawie tabeli sporządza się wykres zmiany objętości w funkcji kąta obrotu. Charakter zmienności tej zależności przedstawia rys. 13. Na podstawie wykresu można określić kąt α_k obrotu wirnika, przy którym osiąga się żadaną wielkość objętości V_k , a tym samym żadaną wielkość sprężu φ . W tym właśnie momencie winno następować otwarcie okna wylotowego.



Rys. 13. Wykres zmiany przestrzeni sprężania w funkcji kąta obrotu wirnika

C. Sprężarka typu Rootsa.

Dla sprężarki typu Rootsa wydatek określony jest zależnością podobną jak dla sprężarki łopatkowo-mimośrodkowej:

$$G' = i \cdot F \cdot l \cdot \eta_v \cdot \gamma_o \cdot \frac{n}{60} \text{ kg/godz} \quad \dots \dots [49]$$

gdzie: i — ilość „zębów” wirnika o n obr/min,

F — maksymalna powierzchnia użytkowa pomiędzy sąsiednimi „zębami” jednego wirnika i obudową sprężarki,

l — długość wirnika,

γ_o — ciężar właściwy powietrza na wlocie,

η_v — sprawność wydatku.

Wielkość maksymalnej powierzchni użytkowej poprzecznego przekroju wirnika odnosi się zazwyczaj do powierzchni koła o średnicy równej zewnętrznej średnicy wirnika:

$$\mu = \frac{F}{\pi R_z^2} \quad \dots \dots \dots [50]$$

Wielkość współczynnika μ dla istniejących konstrukcji waha się w granicach [8]: dla wirników o dwu „zębach” 0,49 do 0,527, dla wirników o trzech „zębach” 0,53 do 0,59. Przy wstępnych obliczeniach można posługiwać się danymi przytoczonymi wyżej. Dla dokładnych obliczeń niezbędne jest wykreślenie zaprojektowanego profilu i splanimetrywanie uzyskanej powierzchni użytkowej. Wielkości współczynnika wydatku dla istniejących konstrukcji wahają się od $\eta_v = 0,75$ do 0,85. Uwzględniając zależność (49) i wprowadzając podobnie jak dla sprężarki łopatkowo-mimośrodkowej stosunek długości wir-

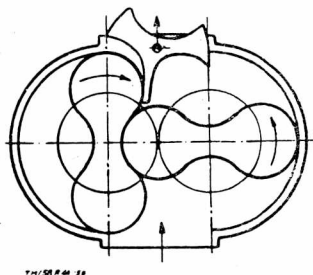
nika do promienia zewnętrznego wirnika (stosunek ten wynosi $0,8 \div 1,5$)

$$\lambda = \frac{l}{R}, \quad \dots \dots \dots [37]$$

otrzymamy

$$R_z = \sqrt[3]{\frac{60 G'}{i \cdot \mu \cdot \pi \cdot \lambda \cdot n \cdot \eta_v \cdot \gamma_0}} \quad \dots \dots [51]$$

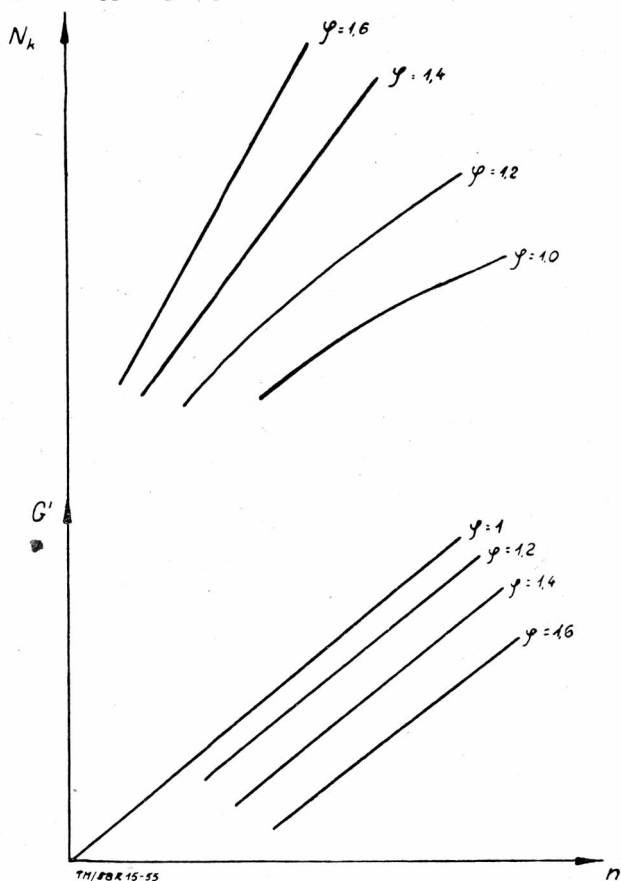
Szczegółowe dane dotyczące konstrukcji wirników znaleźć można w pracy A. M. Kaca [9] oraz ich zasadniczy skrót w pracy G. S. Igumnowa [8].



Rys. 14. Schemat sprężarki typu Roots z zaworem obrotowym

Dla pełniejszego wyczerpania zagadnienia należy tu dodać, że istniejące konstrukcje, w których przez zastosowanie zaworu obrotowego (rys. 14) uzyskano sprężanie w przybliżeniu wewnętrzne, co z kolei spowodowało zmniejszenie zapotrzebowania mocy na napęd sprężarki od 15 do 30% przy jednoczesnym niewielkim powiększeniu sprawności wydátu.

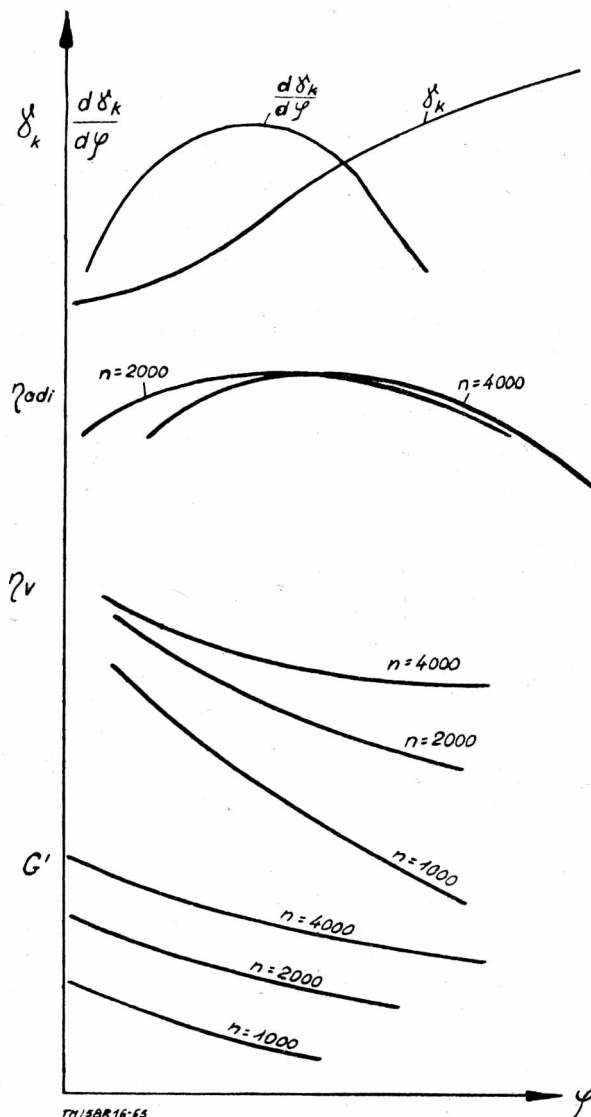
Dziś rozwiązanie takie nie jest jednak stosowane (przynajmniej dla silników samochodowych) z powodu dość skomplikowanej konstrukcji i większego kosztu wytwarzania. Nie wydaje się, aby rozwiązanie to znalazło zastosowanie w przyszłości, gdyż sprężarka taka mimo niewątpliwej przewagi nad zwykłą sprężarką Rootsa ustępuje jednak prostszej i tańszej sprężarce typu np. Lysholma.



Rys. 15. Charakter zmienności zasadniczych parametrów sprężarki w funkcji obrotów

5. Charakterystyki sprężarek, wnioski końcowe.

Dla przeanalizowania warunków współpracy sprężarki z silnikiem niezbędna jest znajomość wszystkich parametrów pra-



Rys. 16. Charakter zmienności zasadniczych parametrów sprężarki w funkcji stopnia podwyższenia ciśnienia

cy sprężarki i ich wzajemnych zależności. Charakter zmienności zasadniczych parametrów charakterystycznych dla sprężarek pojemnościowych ilustrują rysunki 15, 16 i 17.

Ze względu na możliwość zmniejszenia zużycia mocy na napęd sprężarki przy niepełnym obciążeniu silnika, należy po-

nadto przeanalizować możliwość obniżenia ciśnienia sprężania w sprężarce i dostosowania go do ciśnienia w rurze ssącej, przez dławienie powietrza na wlocie do sprężarki. Innymi słowy należy określić zależność $p_k = f(p_0)$ dla różnych n .

Orientacyjnie można tę zależność określić na podstawie uprzednio podanych rozważań, które jednak nie ujmują wpływu obrotów sprężarki. Dokładne ustale-

nie wspomnianej zależności możliwe jest jedynie na drodze doświadczalnej. Na podstawie wyników doświadczalnych można dobrać właściwy mechanizm połączenia przepustnic gaźnika i sprężarki, doprowadzając do minimum strat mocy silnika na napęd sprężarki.

Podobny efekt można uzyskać stosując próżniowo-ciśnieniowe regulatory, na które oddziałuje ciśnienie panujące w rurze ssącej silnika. Regulatory te, posiadając odpowiednio dobraną charakterystykę, mogą ponadto wpływać w dość szerokich granicach na przebieg krzywej momentu silnika. Możliwe jest bowiem uzyskanie takiej regulacji ciśnienia sprężania, że silnik gaźnikowy będzie pracować w całym zakresie obrotów (przy pełnym obciążeniu) na granicy detonacji i będzie wówczas posiadać krzywą momentu bardzo płaską i maksymalną moc możliwą do uzyskania przy wszelkich obrotach ze względu na detonacyjne właściwości paliwa.

W silnikach wtryskowych natomiast, w przypadku gdy przy wyższych obrotach wzrasta bardzo silnie udział sił masowych, możliwe jest uzyskanie silniejszego doładowania przy niższych obrotach, a tym samym uzyskanie mniej więcej stałego obciążenia mechanizmu korbowego niezależnie od obrotów silnika, a ponadto bardzo znaczne podniesienie wartości maksymalnego momentu obrotowego.

Wszystkie powyższe zagadnienia, mimo że ich ważność nie ulega wątpliwości, nie są jednak szczegółowo rozpracowane i brak jest w literaturze danych na ten temat.

Wobec tego, że w szeregu zastosowań silnika gaźnikowego doładowanie wydaje się być całkowicie uzasadnione, a w no-

woczesnych silnikach wysokoprężnych doładowanie zdobyło sobie już prawo obywatelstwa, zagadnienie metodyki doboru sprężarki do silnika i zasad jej regulacji oraz wpływu charakterystyki sprężarki na charakterystykę silnika wymaga szczegółowego rozpracowania i będzie tematem oddzielnej publikacji autora.

LITERATURA

1. N. CH. Diaczenko — „Awtostrakturnyje dwigateli s nadduwom” Maszgiz 1953
2. W. I. Dmitrewskij i K. W. Cholszczewnikow — „Nagnietateli i nadduw awiacyjnych dwigatielej” NKAP SSSR 1939
3. Kand. Nauk Techn. M. M. Czursin — „Raboczij process rotornoplastinczato gniatieteli s lopatkami zakreplennymi na walu” Sbornik 25 — Dwigateli wnutrennego sgorania — Maszgiz 1954
4. A. J. R. Lysholm — „A new rotary compressor” The Institution of Mechanical Engineers Journal. Proceedings. Vol 150 — 1943
5. A. Lysholm, B. Smith, W. Wilson „The Eliot — Lysholm Blower” The Automobile Engineer Nr 11/43
6. J. Kral, Z. Kazmierczak „Zbadanie możliwości zastosowania sprężarki typu Lysholma do 120-konnej turbiny gazowej (praca dyplomowa Nr 172/173 Polit. Łódzka 1950 r.)
7. Prof. A. S. Orlin i inni „Dwigateli wnutrennego sgorania” Maszgiz 1951
8. G. S. Igumnow „Małomosnyje dwuchtaknyje dwigateli” Maszgiz 1951
9. Kand. Nauk Fiz. Mat. A. M. Kac „Rasczot, konstrukcja i ispi-tanie wozduchoduwow tipa Ruts” Maszgiz 1946
10. W. A. Bodner „Awtomatika awiacyjnych dwigatielej” Oboron-giz 1952

Mgr inż. STEFAN KATARZYŃSKI

SPRAWDZANIE JAKOŚCI ŚRUB SAMOCHODOWYCH

Autor omawia pokrótce sprawdzanie jakości odpowiedzialnych śrub samochodowych, podając szereg uwag dotyczących zagadnienia pomiarów twardości i doraźnej próby rozciągania. Autor proponuje stosowanie uproszczonej próby rozciągania udarowego.

Kontrola jakości odpowiedzialnych części samochodowych obrobionych cieplnie sprowadza się z zasady do:

- a) pomiaru twardości każdej sztuki,
- b) kontroli metalograficznej „na ślepo”¹⁾.

Rzadko które części poddawane są badaniom wytrzymałościowym²⁾. Do tych nielicznych należą m. in. śruby korbowodowe, śruby łożysk głównych, niejednokrotnie szpilki główne. Śruby wybierane „na ślepo” poddaje się statycznym próbom rozciągania. Próby te, ze względu na gwintowe zamocowanie, są próbami rozciągania z karbem.

Pomiar twardości

Pomiary twardości przeprowadza się metodą Rockwella wg skali C (PN/H-04355). Metoda ta posiada dwie zasadnicze cechy: dużą szybkość pomiaru i niezbyt dużą dokładność przy nieprzestrzeganiu podstawowych warunków przeprowadzania pomiarów.

Przy pomiarach twardości śrub błędy występują rażąco przy:

- 1) zanieczyszczeniu stolika,
- 2) występowaniu warstwy tlenków (zgorzeliny) na śrubie,
- 3) pomiarze twardości śrub o małych średnicach³⁾,

¹⁾ Nie należy mylić z wyborem losowym (PN/N-03010).

²⁾ Mowa tutaj o bieżącej kontroli produkcji seryjnej i wielkoseryjnej.

³⁾ Przy pomiarze twardości przedmiotów o małych średnicach (poniżej $d = 12$ mm) przesunięcia osi symetrii walca względem osi penetratora (rys. 1) mają znaczny wpływ na dokładność pomiaru. Równocześnie występuje błąd spowodowany krzywizną, gdyż pomiar twardości metodą Rockwella jest prawidłowy przy $r = \infty$. Dla $r < 10$ mm błędy są znaczne i tak np. dla:

$r = 10$ mm przy twardości rzeczywistej $H_{RC} = 52$ otrzymujemy twardość pozorną $H = 51$,
 $r = 10$ mm przy twardości rzeczywistej $H_{RC} = 30$ otrzymujemy twardość pozorną $H = 27,5$,
 $r = 6$ mm przy twardości rzeczywistej $H_{RC} = 52$ otrzymujemy twardość pozorną $H = 49$,
 $r = 6$ mm przy twardości rzeczywistej $H_{RC} = 30$ otrzymujemy twardość pozorną $H = 25$.

4) złym (nie równym) zaszlifowaniu śruby (rys. 2a) lub złym ustawieniu na stoliku (rys. 2b)⁴⁾.

Pomiaru twardości części cylindrycznej dokonuje się zazwyczaj przy użyciu typowego stolika pryzmatycznego. Zastosowanie takiego stolika ma tę wadę, że ogranicza pomiar tylko do pewnego obszaru $l = l_1$ (rys. 3)⁵⁾. Niedogodności tej można uniknąć, stosując przesuwą podstawkę pryzmatyczną umieszczoną na płaskim stoliku twardościomierza. Sposób pomiaru twardości łba śruby przedstawiono na rys. 4.

Pomiary twardości nie dają pełnego obrazu jakości śruby, a to ze względu na:

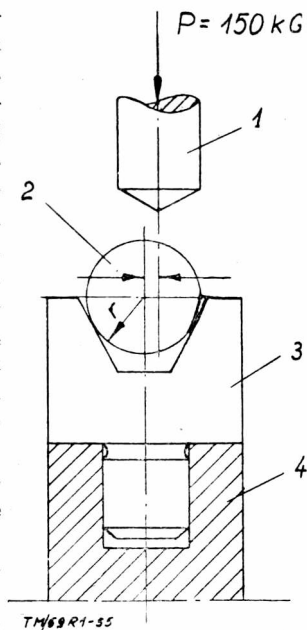
- 1) możliwości miejscowych odwęgleń,
- 2) wpływ ewentualnych pęknięć i karbów na wytrzymałość,
- 3) różnice twardości pomiędzy częścią gwintowaną i resztą śruby (inne warunki chłodzenia w czasie obróbki cieplnej).

Próba statycznego rozciągania

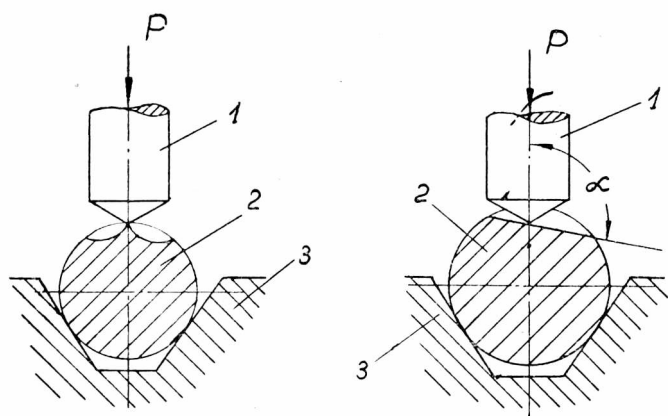
Bardziej ścisłą próbą niż pomiar twardości jest wspomniana na wstępie próba statycznego rozciągania. Daje ona pojęcie

⁴⁾ Znaczne błędy występują już dla $\alpha \geq 3^\circ$.

⁵⁾ Pomiar przedstawiony na szkicu można uznać za prawidłowy przy zachowaniu warunku $M \leq d$.



Rys. 1. Przesunięcie osi symetrii śruby względem osi penetratora: 1 — penetrator, 2 — badana śruba, 3 — stolik, 4 — śruba twardościomierza, α — przesunięcie, r — promień rdzenia śruby.

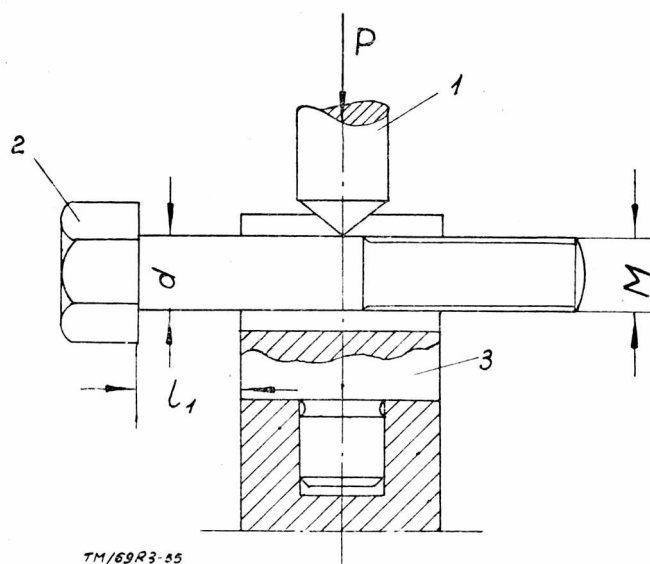


a.

b.

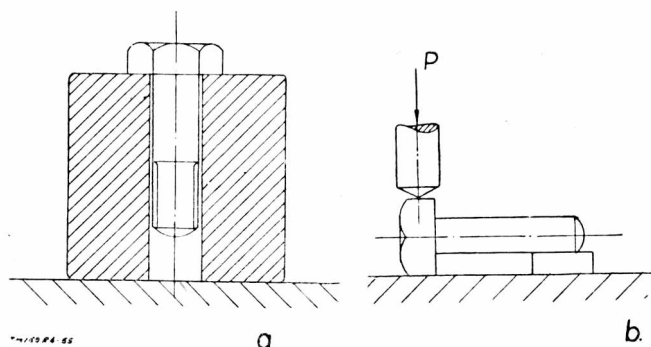
TM/69R2-55

Rys. 2. Badanie twardości: a — zle zaszlifowanie, b — zle ustawienie na stoliku (kąt α powinien być równy 90°): 1 — penetrator, 2 — badana śruba, 3 — stolik twardościomierza.



TM/69R3-55

Rys. 3. Obszar pomiaru twardości (objaśnienie w tekście). 1 — penetrator, 2 — śruba, 3 — pryzmatyczny stolik twardościomierza.



TM/69R4-55

Rys. 4. Pomiar twardości łba śruby: a — przy użyciu podstawki z otworem, b — z podkładką, c — z dociskiem sprężynowym.

o wytrzymałości śruby jako elementu konstrukcyjnego, gdyż w czasie próby narażone są na zniszczenie:

- 1) łeb śruby (ścięcie) — rys. 5,
- 2) cylindryczna część niegwintowana (rozciąganie),
- 3) część gwintowana (rozciąganie lub ścięcie gwintu) — rys. 6.

Do próby rozciągania pobiera się „na ślepo” zazwyczaj 5% sztuk z kontrolowanej partii (w zależności od przeznaczenia

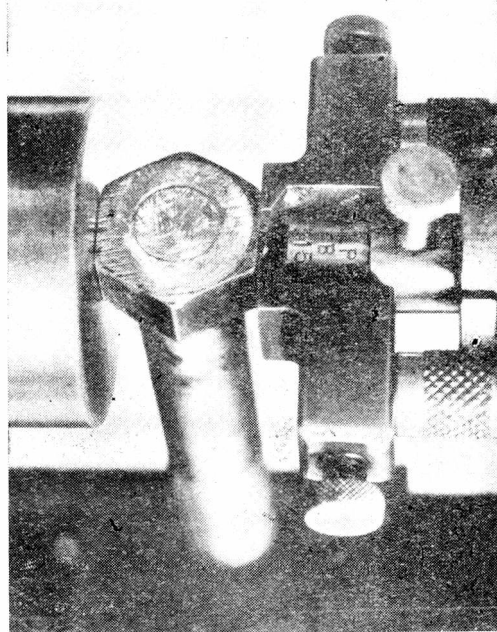
śrub). Jako kryterium dobroci śruby ustala się minimalną siłę rozciągającą P_{rmin} , którą śruba powinna wytrzymać. Siłę tę ustala się dla danego kształtu śruby, materiału i rodzaju obróbki cieplnej.

Próby rozciągania przeprowadza się na zrywarkach przy zastosowaniu specjalnych uchwytów przystosowanych do kształtu i wymiarów śruby (rys. 7).

Stosowanie uchwytów samozaciskających do łba i części gwintowej jest niedopuszczalne. W pierwszym przypadku śruba może być obciążona dodatkowo znacznym momentem gnącym, w drugim — następuje niszczenie gwintu przez zaciski, nadto uchwyty niszczą się bardzo szybko.

Przedstawione na rys. 8a, 8b i 8c uchwyty, w które wkręca się śruby, są niewygodne w użyciu, gdyż w czasie próby rozciągania śruba zrywa się zwykle w części gwintowanej. Znaczne odkształcenia trwałe części śruby pozostałej w uchwycie utrudniają, a niejednokrotnie uniemożliwiają jej wykręcenie. Z tego powodu wygodniejsze jest stosowanie gwintowanego uchwyty dwudzielnego (rys. 8).

Wykonanie wahlowych podkładek kulistych dostosowanych do łba śruby jest dosyć kłopotliwe i kosztowne. Można tego uniknąć przez zastosowanie przedłużacza, który zamocowuje się w wahlowym uchwycie z pierścieniem dzielonym, stanowiącym normalne wyposażenie szeregu typów maszyn wytrzymałościowych (rys. 9).



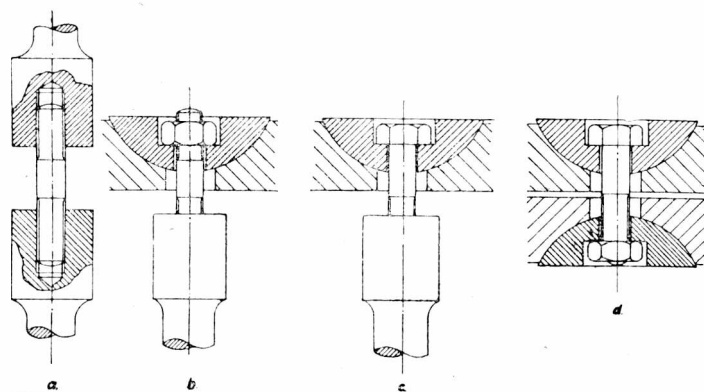
Rys. 4c



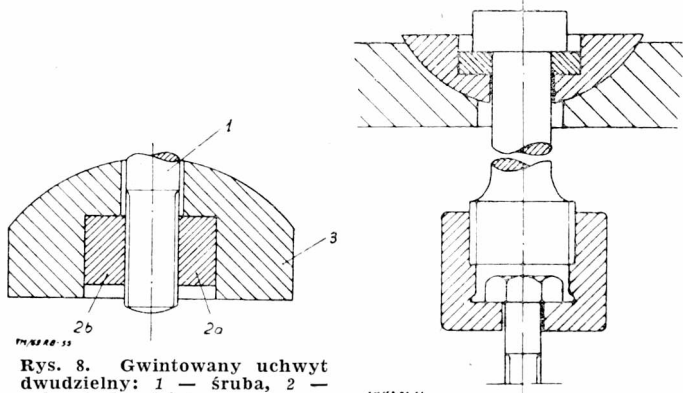
Rys. 5. Śruba korbowodowa z łbem ściętym w czasie statycznej próby rozciągania.



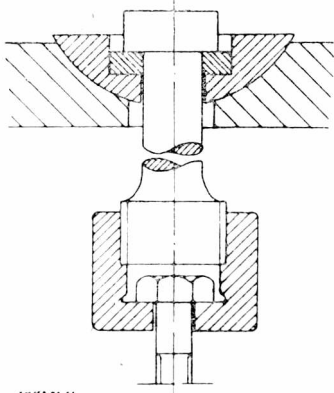
Rys. 6. Śruba łożyskowa zniszczona w czasie próby statycznego rozciągania.



Rys. 7. Uchwyty stosowane przy próbach rozciągania śrub: 1 — wahlowa podkładka kulista, a — rozciąganie szpilki, b — szpilki z nakrętką, c — śruby, d — śruby z nakrętką.



Rys. 8. Gwintowany uchwyt dwudzielny: 1 — śruba, 2 — uchwyt dwudzielny, 3 — wahlowa miska.



Rys. 9. Uchwyt — przedłużacz.

Inne próby

Oprócz poprzednio wymienionych prób: kontroli metalograficznej, pomiarów twardości i doraźnej próby rozciągania, stosuje się niejednokrotnie:

1) sprawdzanie na pęknięcia przy użyciu *defektoskopów magnetycznych*

2) sprawdzanie struktury i twardości półautomatycznymi lub automatycznymi *przyrządami elektromagnetycznymi*.

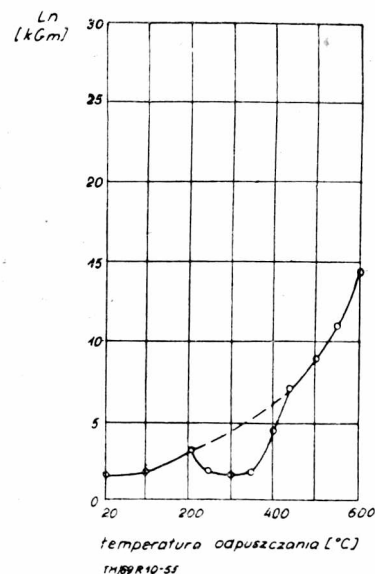
Zmęczenia prób połączeń śrubowych nie stosuje się w zakresie bieżącej kontroli jakości. Próby te należy zaliczyć do rzędu doświadczalnych.

Kruchość odpuszczania

Odpowiedzialne śruby samochodowe wykonuje się ze stali stopowych, które w czasie obróbki cieplnej mogą być narażone na tzw. kruchość odpuszczania. Kruchość odpuszczania może występować przy pewnych gatunkach stali chromowych, chromoniklowych i manganowych, hartowanych i następnie odpuszczanych w zakresie temperatur 400—650°C. Występowanie tego zjawiska można stwierdzić, przeprowadzając np. próby udarowego zginania z karbem.

Zjawisko kruchości odpuszczania nie zostało dostatecznie wyjaśnione. Stwierdzono, że występuje ono wskutek powolnego ochładzania stali po odpuszczeniu lub długiego przetrzymania w niebezpiecznym zakresie temperatur. Szczegóły dotyczące zagadnienia kruchości odpuszczania znajdzie czytelnik w literaturze poświęconej metaloznawstwu i obróbce cieplnej stali.

Nie wnikając w przyczyny powstawania kruchości odpuszczania stali, można stwierdzić, że wykrycie jej jest możliwe jedynie przez przeprowadzenie prób udarowych. W tablicy (rys. 11) podano wyniki prób wytrzymałościowych stali chromoniklowej, poddanej obróbce cieplnej w różnych warunkach. Z podanych wyników widać, że stal, która posiada wyraźnie obniżoną udarność (na skutek kruchości odpuszczania), nie wykazuje praktycznie żadnych różnic w wynikach prób statycznych, w porównaniu ze stałą o wysokiej udarności.



Rys. 10. Wyniki próby udarowego zginania z karbem wykazujące istnienie kruchości odpuszczania.

Ze względu na to, że próby statyczne stosowane przy kontroli śrub i innych części samochodowych nie pozwalają na wykrycie ewentualnej kruchości odpuszczania, zdaniem autora należałoby, w przypadkach wątpliwych, przeprowadzać próby udarowe.

Najbardziej rozpowszechnioną udarową próbą wytrzymałościową jest próba udarowego zginania. Zastosowanie jej do kontroli śrub jest niecelowe. Najwłaściwszym rodzajem próby będzie próba udarowego rozciągania.

Próby udarowe

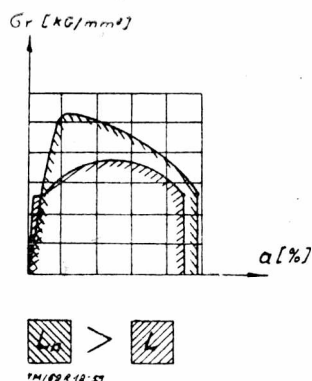
Przy przeprowadzaniu prób udarowych należy się liczyć ze zjawiskiem znacznego wzrostu udarowej siły rozrywającej w stosunku do siły rozrywającej, mierzonej przy próbie statycznej. Poniżej wyjaśniono pokrótce przyczyny tego wzrostu.

Stwierdzono doświadczalnie, że przyspieszenie szybkości odkształcenia plastycznego wpływa na zwiększenie pracy L użytej na to odkształcenie. Przy próbach udarowych praca L_u będzie większa niż praca L zużyta na statyczne odkształcenie plastyczne tej samej objętości tego samego materiału (rys. 12):

$$\frac{L_u}{L} > 1$$

Lp.	Temperatura hartowania °C	Temperatura odpuszczania °C	Sposób chłodzenia po odpuszczaniu	Granica plastyczności Q_v kG/mm ²	Wytrzymałość na rozciąganie R_v kG/mm ²	Wydłużenie a %	Twardość H_B kG/mm ²	Udarność wg Izoda kG/cm ²
1	850	650	w piecu	60	75,6	25	240	2,0
2	850	650	w wodzie	61	77,1	25	248	14,3
3	1000	650	w powietrzu	62	78,0	25	240	7,0
4	1000	650	w wodzie	60	76,0	25	240	15,3
5	1000	650	w piecu	60	70,6	27	239	1,3
6	Hartowanie i odpuszczanie jak próbka 4, po czym nagrzewanie do temp. 650°C		w piecu	58	75,0	25		
			w wodzie	58	75,6	25		

Rys. 11. Porównanie wyników próby statycznego rozciągania i zginania udarowego (młot Izoda) dla stali chromoniklowej poddanej obróbce cieplnej w różnych warunkach [1]



Rys. 12. Porównanie pracy odkształcenia przy statycznej (L) i udarowej (L_u) próbie rozciągania.

wystąpią zniekształcenia siatki atomowej kryształu, które zakłócają równowagę energetyczną, powodując tym samym wzmocnienie materiału.

Ponieważ poszczególne atomy znajdują się stale w ruchu drgającym, istnieje prawdopodobieństwo podwyższenia poziomu energetycznego poszczególnych atomów o tyle, aby umożliwić przejście obniżonego progu energetycznego w kierunku przeciwnym.

Takie przemieszczenia atomów powodują częściowy powrót do równowagi energetycznej, a tym samym zmniejszenie wzmocnienia materiału.

Opisane zjawisko zachodzi tym intensywniej, im wyższa temperatura materiału i im większe odkształcenie plastyczne. Prawdopodobieństwo przechodzenia atomów przez obniżone progi energetyczne jest ściśle związane z czasem. Im okres czasu dłuższy, tym prawdopodobieństwo większe.

Przy próbach udarowych mamy do czynienia z dużymi szybkościami odkształceń plastycznych, wobec czego prawdopodobieństwo częściowego powrotu do równowagi energetycznej, a tym samym osłabienie efektu wzmocnienia, jest minimalne. Dlatego przy próbach udarowych $\sigma_u > \sigma$, a ponieważ, jak wykazały doświadczenia wydłużenia udarowe są większe od statycznych ($a_u \geq a$), to i praca zrywania udarowego (L_u) będzie większa od pracy zrywania statycznego (L). ($L_u > L$). Wartości L_u będą większe dla większych szybkości odkształceń plastycznych i odwrotnie.

Udarowa próba rozciągania

W czasie przeprowadzania doraźnej (statycznej) próby rozciągania określa się m.in. następujące własności:

wytrzymałość na rozciąganie R_r (kG/mm²)

wydłużenie a (%)

przewężenie c (%)

Oznaczenie wydłużenia i przewężenia przy doraźnej próbie rozciągania nie przedstawia żadnych trudności. Inaczej ma się sprawa z wytrzymałością na udarowe rozciąganie, gdyż wyznaczenie jej, tzw. wyznaczenie siły P_{ru} przedstawiałyby duże trudności. Praca zużyta na zniszczenie próbki przy doraźnej próbie rozciągania (rys. 13) równa jest:

$$L = 0,001 A \cdot a \cdot b \text{ (kGm)} \quad (1)$$

gdzie: A — pole wykresu (mm²)

a — skala obciążenia (kG/mm)

b — skala przyrostu długości (mm/mm)

Obciążenie przy próbie statycznej:

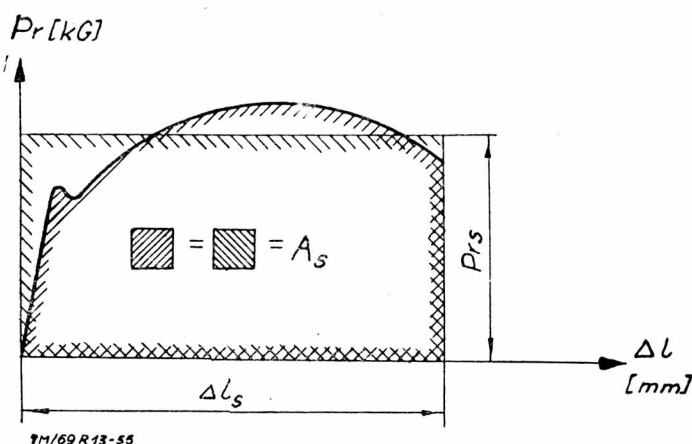
$$P_r = L / \Delta l \text{ (kG)} \quad (2)$$

gdzie: l — przyrost wydłużenia w mm.

⁶⁾ Czytelnika interesującego się tymi zagadnieniami z teoretycznego punktu widzenia odsyłam do prac Bolszaniny, Dawidienkowa, Kuzniecowa i innych.

Wyjaśnienie tego zjawiska można przeprowadzić, rozpatrując przemieszczenia poszczególnych atomów w czasie odkształcenia plastycznego⁶⁾.

Przemieszczenia atomów występujące w czasie odkształcenia plastycznego możliwe są tylko wówczas, gdy zostaną przekroczone progi energetyczne występujące między atomami. Przekroczenie tych progów jest możliwe tylko wtedy, gdy przyłożone siły zewnętrzne wytworzą odpowiednie pole naprężeń. Z chwilą przemieszczenia poszczególnych atomów



Rys. 13. Wyznaczanie średniej siły rozciągającej.

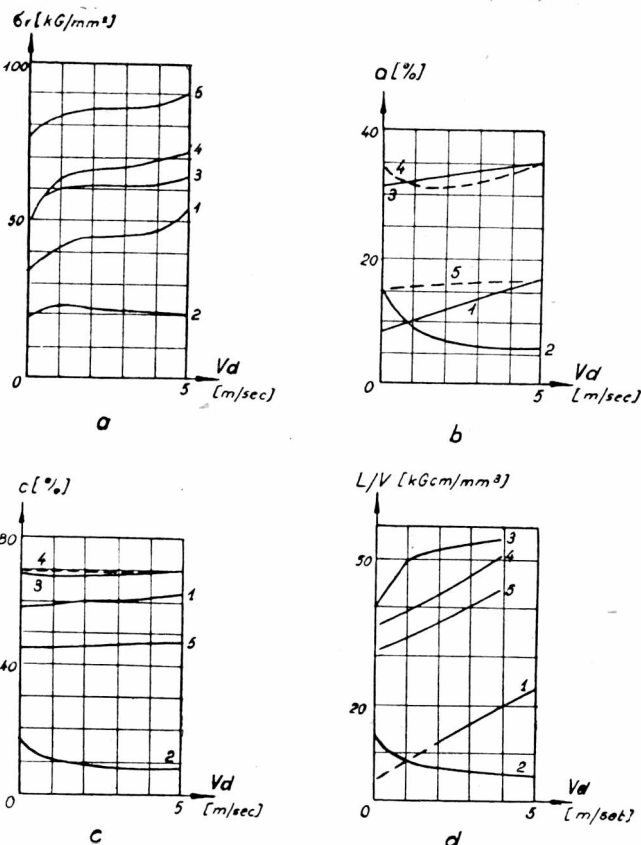
Wartość P_r przedstawiono na rys. 13, przy czym:

$$A = \frac{P_r \cdot \Delta l}{a \cdot b} \text{ (mm}^2\text{)} \quad (3)$$

Umowne średnie naprężenie:

$$\sigma_r = P_r / A_0 = \frac{L}{l \cdot A_0} \text{ (kG/mm}^2\text{)} \quad (4)$$

Analogicznie, umowne średnie naprężenie przy próbie roz-



Rys. 14. Wpływ szybkości odkształcenia na własności mechaniczne różnych metali [2]: 1 — miedź (99,86% Cu), 2 — cynk, 3 — stal (0,09% C), 4 — stal (0,15% C), 5 — stal (0,5% C).

ciągania udarowego obliczamy ze wzoru:

$$\sigma_{ru} = \frac{L_u}{l_u \cdot A_0} \text{ (kG/mm}^2\text{)} \quad (5)$$

a umowne obciążenia średnie:

$$P_{ru} = \sigma_r \cdot A_0 = L_u / \Delta l_u \text{ (kG)} \quad (6)$$

Oznaczając przez K_r współczynnik obciążenia dynamicznego otrzymamy:

$$K_r = P_{ru} / P_r = \frac{L_u \cdot \Delta l}{L \cdot \Delta l_u} = K_L \cdot \frac{\Delta l}{\Delta l_u} \quad (7)$$

Oznaczając przez K_{rc} i K_{ra} współczynniki przewężenia i wydłużenia udarowego otrzymamy:

$$K_{rc} = c_u/c \quad (8)$$

$$K_{ra} = a_u/a \quad (9)$$

W czasie udarowego rozciągania naprężenie odpowiadające granicy plastyczności zbliża się swoją wartością do naprężenia rozciągającego. W miejscach rozpoczynającego się płynięcia materiału powstają zmiany przekroju, które na skutek wysokiej granicy plastyczności prowadzą do szybkiego pęknięcia. Pęknięcie to następuje zanim w pozostałych odcinkach próbki nastąpi płynięcie materiału. Dlatego przy próbie udarowego rozciągania mamy do czynienia ze zjawiskiem powstawania jednego lub kilku miejscowych przewężeń, podczas gdy pozostałe części próbki wydłużyły się nieznacznie lub wcale.

Zjawisko to występuje wyraźnie przy dłuższych szybkościach odkształcenia i dużym stosunku długości próbki do jej średnicy.

Przyjęcie więc przewężenia i wydłużenia udarowego jako miary plastyczności materiału oraz porównywanie między sobą współczynników przewężenia i wydłużenia udarowego należy traktować jako mocno przybliżone.

Podany poprzednio sposób obliczenia średniego umownego naprężenia, na skutek miejscowego występowania odkształcenia, jest również nieściśły. Należałoby więc obliczać umowne naprężenie w odniesieniu do tej części objętości próbki, która uległa odkształceniu. Taki sposób obliczania przy próbach rozciągania jest nadzwyczaj kłopotliwy, niemniej możliwy do przeprowadzenia.

Podobieństwo wyników. Ze względu na powstające miejscowe przewężenia praca L_u odniesiona do objętości odkształconego plastycznie materiału jest zależna od kształtu próbki, tj. od stosunku $\frac{l}{d}$. Körber i Sack przy próbkach o stałym stosunku $\frac{l}{d}$ dla próbek o średnicach 5 i 10 mm otrzymali równe wartości a_u , c_u , σ_{ru} . Podobieństwo wyników zostaje zakłócone przy zbyt dużym lub zbyt małym stosunku $\frac{l}{d}$, jak również w przypadku dużych objętości odkształconego materiału.

Wpływ temperatury na otrzymane wyniki jest znaczny, dlatego przy wykonywaniu prób „w temperaturze otoczenia” należy dążyć do jak najdalej idącego zachowania stałej temperatury w czasie prób.

Zwiększenie szybkości odkształcenia na ogół prowadzi do podwyższenia otrzymywanych wyników dla σ_{ru} , a_u , c_u i L_u/V (por. rys. 14).

Próba udarowego rozciągania śrub

Najwygodniejszym sposobem przeprowadzenia udarowej próby rozciągania śrub o niewielkich średnicach jest próba na młocie wahadłowym wg schematu przedstawionego na rys. 15.

Śrubę mocuje się w tylnej części młota. Na drugim końcu śruby mocuje się poprzeczkę 3. W najniższym położeniu młota (największa energia kinetyczna) następuje uderzenie poprzeczki 3 o podstawę młota. Pracę zużytą na rozerwanie śruby odczytuje się z wychylenia młota po próbie.

Wymiary odpowiedzialnych śrub używanych w budowie samochodów wymagają zużycia dużych ilości energii przy próbie udarowego rozciągania — i tak do zniszczenia omawianych śrub potrzebna jest praca rzędu ponad 100 kGm, podczas gdy młoty posiadają zasób energii nie przekraczający zazwyczaj 30 kGm. Zatem stosowanie młotów wahadłowych jest znacznie ograniczone. Specjalna aparatura do prób udarowego rozciągania nie jest produkowana, zresztą wyposażenie laboratorium zakładowego w aparaturę tego rodzaju byłoby niecelowe, z uwagi na duży koszt aparatury i małe ilości prób.

Dla sprawdzania śrub na udarowe rozciąganie w zupełności wystarczy urządzenie, którego schemat przedstawia rys. 16. Urządzenie to składa się z prowadnic ustawionych na podstawie 1. Śrubę 3 obciążoną ciężarem 2 i zamocowaną w poprzeczce 4 zawiesza się w uchwycie 6. Śruba z poprzeczką i ciężarem opada po pociągnięciu za linkę 8 zwalnającą uchwyt 7. W czasie opadania poprzeczka 4 uderza o podstawę 1 — następuje udarowe rozciąganie śruby pod wpływem działania ciężaru 2. Wysokość h , z której opada obciążona śruba może być regulowana za pomocą bębna 9 z nawijającą się nań linką 10. Wysokość tę można odczytać na wskaźniku 11. Obciążnik 7 z poprzeczkami stosuje się celem napięcia linki 10 i uniknięcia wstrząsów przy zwolnieniu uchwytu (pociągnięcie za linkę 8).

Dla śrub danego kształtu, materiału i obróbki cieplnej należy ustalić doświadczalnie wysokość h , przy której nie powinno nastąpić rozerwanie śruby pod działaniem obciążnika o masie g .

W tym celu z jedną partią śrub, poddaną kontrolowanej obróbce cieplnej wykluczającej powstawanie kruchości odpuszczania, należy przeprowadzić następujące badania:

- 1) pomiar twardości wszystkich śrub,
- 2) próba statycznego rozciągania 10% śrub,
- 3) kontrola metalograficzna (makro i mikro) śrub poddanych próbie statycznego rozciągania,
- 4) analiza chemiczna śrub j.w.

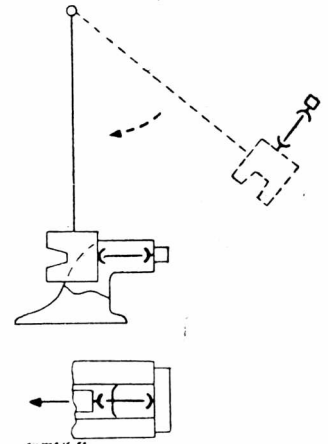
Po stwierdzeniu jednorodności badanej partii można przystąpić do prób dynamicznych, które pozwolą na określenie wielkości h przy danej masie obciążnika g .

Mając oznaczoną wielkość h dla danych: wymiaru, materiału i obróbki cieplnej śruby, można bez trudności przeprowadzić próby kontrolne. Tak zrozumianna, skrócona próba udarowego rozciągania jest właściwie swego rodzaju próbą technologiczną.

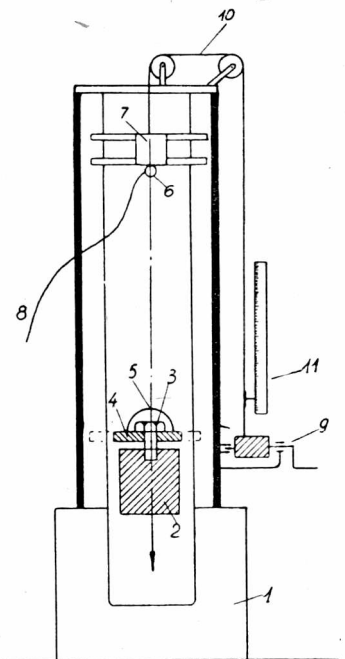
Opisany powyżej prosty sposób przeprowadzania dynamicznej próby rozciągania nie wymagający skomplikowanej aparatury, pozwala na bieżącą kontrolę jakości śrub przy zapewnieniu wykrycia ewentualnej kruchości odpuszczania.

LITERATURA

1. Oding I. A. „Osnovy prochnosti metallov parovykh kotlov turbin i turbogeneratorov” Gosenergizdat Moskwa — Leningrad, 1949
2. Walter G. and Morski S. „Dynamic tensile properties and stress-strain diagram of some construction materials” Journ. Ist. of Metals, LXVI (1940).



Rys. 15. Schemat próby udarowego rozciągania przeprowadzanej przy użyciu młota wahadłowego



Rys. 16. Urządzenie do uproszczonej próby udarowego rozciągania: 1 — podstawa, 2 — obciążnik, 3 — śruba, 4 — poprzeczka z zaczepem (5), 6 — uchwyt, 7 — obciążnik z poprzeczkami, 8 — linka zwalnająca uchwyt, (7), 9 bęben z zapadką, 10 — linka, 11 — wskaźnik z podziałką

Mgr inż. JAN JAROCKI

O POSTĘP W KUŹNICTWIE MATRYCOWYM

Na tle analizy stosowanych metod wykonania przy produkcji szeregu odkuć samochodowych autor wskazuje na celowość wprowadzenia specjalnych urządzeń i maszyn, pozwalających na dalsze usprawnienie procesów kuźniczych. W dalszej części zostaje podany szereg uwag i opisów w zakresie: walcowania, zakuwki, zastosowania pras kuźniczych Maxima, nagrzewania elektrycznego i szybkościowego w procesach gazowych oraz wnioski końcowe.

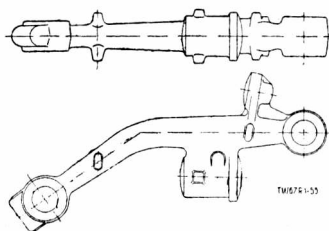
Szybki rozwój naszego przemysłu, jaki ma obecnie miejsce, oraz związane z tym przejście z produkcji małoseryjnej na wielkoseryjną, względnie w szeregu wypadków na produkcję masową, wymaga stosowania nowych metod produkcyjnych, które umożliwiłyby podwyższenie wydajności, jakości, zmniejszenie zużycia materiałów i pracochłonności.

Obróbka plastyczna jest jedną z typowych metod produkcji masowej. Była ona w okresie przedwojennym słabo rozwinięta ze względu na stosunkowo małe uprzemysłowienie kraju. W okresie powojennym obróbka plastyczna, a w szczególności kuźnictwo matrycowe nie zostały należycie uwzględnione przy rozbudowie przemysłu. Z tego powodu kuźnictwo matrycowe nie mogło się należycie rozwinąć i osiągnąć takiego postępu, jaki ma miejsce w innych dziedzinach naszego przemysłu. W wyniku tego duża ilość odkuć nie jest produkowana w sposób nowoczesny, co powoduje poważne straty w materiale i podwyższa koszty własne. Ponadto wiele części jest wykonywanych z materiału pełnego, chociaż powinny być wykonane w drodze kucia, co powoduje znowu straty w materiale i wysokie koszty robocizny.

Kuźnie krajowe, pomimo posiadania w szeregu przypadków przestarzałych urządzeń, musiały wziąć na siebie cały ciężar zaopatrzenia w odkuwki rozbudowującego się przemysłu.

Aby sprostać temu zadaniu w warunkach często niedostatecznej przepustowości, należało przeprowadzić jak najbardziej wnikliwe analizy procesów technologicznych, aby na posiadanych maszynach otrzymać maximum wydajności. Dzięki temu udało się uzyskać pewien niewątpliwy postęp, niemniej jednak dalsze ulepszenie technologii hamowane jest brakiem nowoczesnych maszyn. Przy stale wzrastającym zapotrzebowaniu na odkuwki i stawianiu coraz wyższych wymagań co do dokładności ich wykonania kuźnie napotykają często na poważne trudności przy realizacji nakładanych na nie zadań.

Odkuwki samochodowe posiadają w wielu wypadkach kształty bardzo skomplikowane, mimo tego pod względem kuźniczym są skonstruowane bez zarzutu. Przykładem takiej odkuwki może być łącznik wahacza, przedstawiony na rys. 1. Odkuwka posiada szereg odgałęzień i odrostów w różnych płaszczyznach. Odkuwkę taką można wykonać na podstawie przybliżonych obliczeń w sposób stosunkowo prosty. Wychodząc z pręta o przekroju przynajmniej równym największemu przekroju odkuwki, po wstępnym odkuciu i matrycowaniu otrzymuje się odkuwkę gotową o żądanym kształcie.



Rys. 1. Odkuwka łącznika wahacza

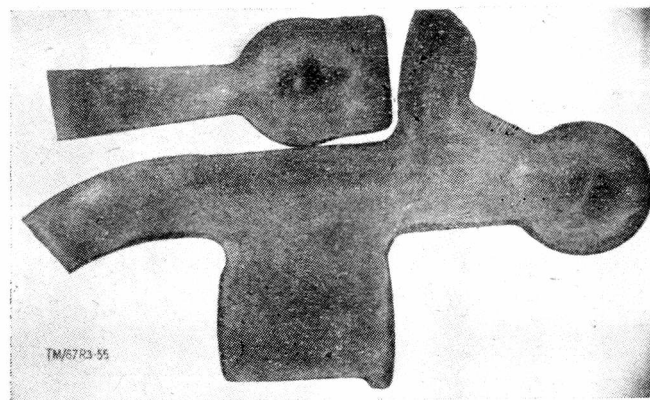
Niestety odkuwka wykonana na takim sposobem, poza swoim kształtem, nie odpowiadałaby warunkom technicznym, które przewidują dla niej ściśle określony przebieg włókien. Ze względu na ten ostatni warunek, sprawa znacznie się komplikuje. Aby otrzymać prawidłowy przebieg włókien, należy przeanalizować bardzo szczegółowo kształt odkuwki we

wszystkich charakterystycznych miejscach, przeliczyć poszczególne przekroje i sporządzić rysunek idealnej zakuwki. Rys. 2 przedstawia kształt idealnej zakuwki w stanie prostym. Zakuwka ma kształt bryły obrotowej o płynnych kształtach.



Rys. 2. Zakuwka łącznika wahacza w stanie prostym

Po wykonaniu tej zakuwki w stanie prostym, jest ona, a następnie matrycowana. Dzięki prawidłowemu wykonaniu zakuwki mała ilość materiału przechodzi w grą, a przez to straty materiału są nieznaczne. Przebieg włókien odkuwki, pokazany na fotografii rys. 3, dowodzi, że odkuwka została prawidłowo wykonana i posiada dzięki temu dobre własności mechaniczne. Odkuwka ta jest technologicznie opracowana bez zarzutu, jednak osiągnięcie wysokiej wydajności z braku odpowiednich urządzeń jest niemożliwe. Dotyczy to w pierwszym rzędzie wykonania zakuwki idealnej. W obecnych warunkach wykonywana jest ona na młocie do swobodnego kucia, względnie na młocie matrycowym w matrycy wielowykrojowej.



Rys. 3

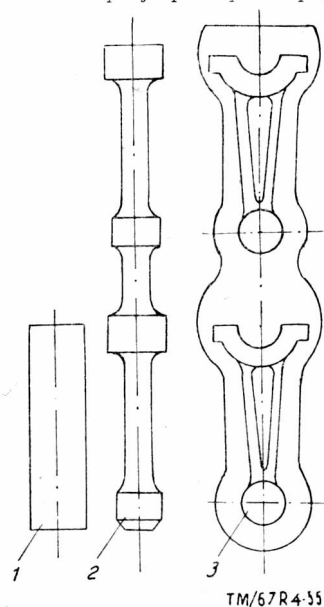
Wykonanie odkuwki na młocie do swobodnego kucia nie daje gwarancji otrzymania jednolitego wyrobu, z powodu zbyt dużego wpływu człowieka na jej wykonanie. Ponadto ze względu na warunki lokalne konieczne jest 2-krotne podgrzewanie materiału; pierwszy raz do kucia swobodnego, a drugi raz do kucia matrycowego. Wykonanie zakuwki na młocie matrycowym w matrycy wielowykrojowej daje co prawda możliwość wykonania odkuwki przy jednym zagraniu, ale z drugiej strony zmniejsza znacznie wydajność młota matrycowego.

Najwłaściwszym rozwiązaniem byłoby stosowanie, zamiast normalnego pręta walcowanego, prętów walcowanych okresowo w kształcie zakuwki.

Walcowanie okresowe przeprowadzane może być na walcach różnych typów. Kucie na młocie powinno być natomiast zastąpione kuciem na prasie kuźniczej Maxima. Przy zastosowaniu tego rodzaju technologii, a mianowicie wykonaniu odkuwki matrycowej z walcowanego okresowo pręta i kucia na prasie Maxima, uzyskano by zarówno zmniejszenie zużycia materiału jak i znaczne obniżenie pracochłonności z po-

wodu wyeliminowania wykonywania zakuwki w drodze swobodnego kucia oraz powiększenie wydajności i dokładności wykonania. Przy wykonywaniu zakuwek w drodze kucia mechanicznego i kucia na prasie Maxima wpływ czynnika ludzkiego na dokładność wykonania byłby w zupełności wyeliminowany.

Podobne zagadnienia mają miejsce również przy produkcji korbowodów samochodowych. Odkuwkom korbowodu stawiane są wysokie wymagania, dotyczące nie tylko dużej dokładności pod względem wymiarowym, lecz również i co do ciężaru. Spełnienie tych warunków stawia kuźnię nie posiadającą odpowiednich urządzeń w ciężkim położeniu, racjonalne bowiem rozwiązanie procesu technologicznego tego rodzaju odkucia możliwe jest jedynie przy zastosowaniu sposobów wyżej opisanych. Rys. 4 przedstawia sposób wykonania korbowodu z walcowanej zakuwki.

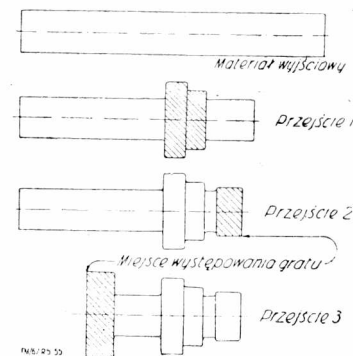


Rys. 4. Wykonanie odkucia korbowodu z walcowanej zakuwki

1 — materiał wyjściowy
2 — zakuwka walcowana
3 — odkuty korbowód

Dla prawidłowego wykonania opisanych odkuwek, a zwłaszcza odkuwek korbowodu, należy zastosować nagrzewanie indukcyjne względnie szybkościowe w piecach gazowych. Przy takich sposobach nagrzewania zapewnione jest otrzymanie odkuwki z najmniejszą ilością zgorzeli, o powierzchni czystej. Należy podkreślić, że w takich warunkach również i żywotność narzędzi znacznie się przedłuża.

Duża ilość odkuwek motoryzacyjnych posiada kształt brył obrotowych o nagłych zmianach przekroju. Odkuwki takie nie powinny być kute na młotach matrycowych, lecz na kuźniarkach lub prasach. O tym czy odkuwka tego typu powinna być kuta na kuźniarce czy prasie — decyduje szczegółowa analiza i obliczenia.



Rys. 5. Przykład wykonania na kuźniarce odkucia zespołu kół zębatych

zakuwka otrzymała kształt zbliżony do kształtu gotowej odkuwki. Materiał był dwa razy nagrzewany pierwszy raz do wstępnego kucia, a drugi raz do matrycowania. Zużycie materiału było duże, ze względu na nadatki na obróbkę oraz skosy kuźnicze i odpadki w formie gratu, który powstawał wzdłuż

całego przekroju podłużnego. Pracochłonność przy tym sposobie wykonania była wysoka. Obecnie odkuwka wykonywana jest na kuźniarce. Należy ona do odkuwek trudnych ze względu na to, że posiada na wałku cztery tarcze o różnych średnicach.

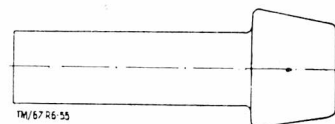
Odkuwka jest wykonywana na kuźniarce „4”, w trzech przejściach. Na rys. 5 przedstawione są poszczególne przejścia. Jako materiał wyjściowy zastosowano pręt o najmniejszej średnicy odkuwki. Należy podkreślić, że nadatki i skosy kuźnicze są obecnie mniejsze niż przy kuciu na młocie matrycowym, a nieznaczny grat, jaki powstaje na obwodzie poszczególnych kół, może być łatwo usunięty przy obróbce mechanicznej. Materiał jest obecnie nagrzewany raz jeden w normalnym piecu gazowym. Nadatki na obróbkę mogłyby być jeszcze zmniejszone, gdyby zastosowano nagrzewanie materiału w piecu indukcyjnym lub gazowym szybkościowym.

Odkuwka koła zębatego o kształcie bryły obrotowej, pokazana na rysunku 6, posiada stosunek spęcznienia wynoszący zaledwie 1:2. Ze względu na nieznaczne stosunkowo odkształcenie może być ona wykonana przy jednym nacisku roboczym. Odkuwka ta mogłaby być wykonana na kuźniarce. Rozwiązanie takie byłoby jednak nieracjonalne ze względu na to, że na kuźniarce może być zabudowanych kilka matryc, zazwyczaj 3 do 4, wobec czego maszyna nie byłaby w tym wypadku w pełni wykorzystana. Kuźniarka jest maszyną, drogą, a koszt oprzyrządowania jest wysoki, wobec tego nie byłoby celowe produkowanie tej odkuwki na kuźniarce.

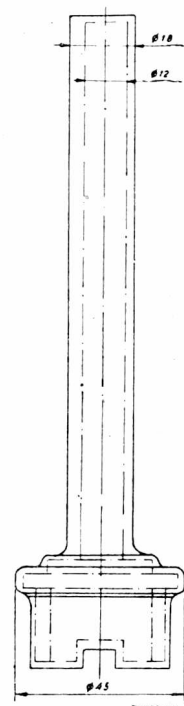
Odkuwka ta może być natomiast z powodzeniem wykonana na prasie cierniej. Prasa cierna jest maszyną prostą i taną, przy czym koszt narzędzi jest o wiele niższy niż to ma miejsce przy kuźniarce. Dokładność wykonania dla tego przypadku będzie równa dokładności otrzymywanej na kuźniarce.

Odkuwka pokazana na rys. 7 przedstawia tłok pompki paliwowej. Odkuwka charakteryzuje się tym, że na cienkim trzonku posiada duże zmasowanie materiału. W pierwszym okresie przy małej wielkości serii odkuwka wykonywana była na młocie matrycowym. Ze względu na duże zmiany przekroju, wykonanie odkuwki bezpośrednio z pręta walcowanego było niemożliwe. Zakuwka wykonywana była w drodze swobodnego kucia, po czym następowało kucie w matrycy. Sposób ten był pracochłonny i powodował duże straty materiału. Materiałem wyjściowym był pręt o przekroju równym największemu przekrojowi odkuwki.

Obecnie odkuwka wykonywana jest na kuźniarce z pręta o przekroju równym najmniejszemu przekrojowi odkuwki. Ze względu na duży stosunek spęcznienia kucie rozłożone zostało na cztery przejścia. Należy zaznaczyć, że dla wykonania odkuwki na kuźniarce przyjęto pręt o przekroju $\Phi 18$ mm, podczas gdy średnica trzonka wynosi zaledwie $\Phi 12$ mm. Tak duży nadatek na obróbkę został przyjęty nie ze względów

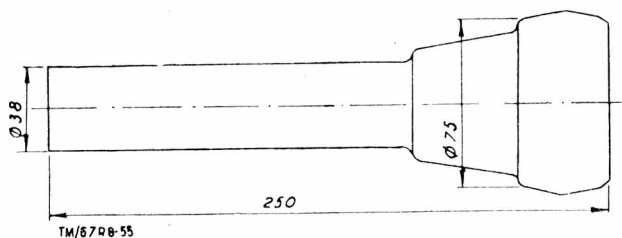


Rys. 6. Odkuwka koła zębatego



Rys. 7. Odkuwka tłoka pompki paliwowej — kontury części gotowej oznaczone linią przerywaną.

technologicznych, lecz celowości uzyskania możliwości wykonania tej odkuwki na jednej kuźniarce. W przypadku przy-



Rys. 8. Odkuwka wałka z kołem zębatym

jęcia bowiem właściwego nadadtku na obróbkę ilość przejść wynosiłaby 6—7, a wtedy do produkcji należałoby zastosować dwie kuźniarki i dodatkowe podgrzewanie materiału. Z tego powodu okazało się racjonalniejsze użycie pręta o większym przekroju, co umożliwiło wykonanie odkuwki przy jednym nagrzanu materiału i na jednej maszynie.

Opisany tutaj sposób kucia na kuźniarce jest niewątpliwie postępowaniem w stosunku do kucia pod młotem matrycowym, tak pod względem wydajności jak i oszczędności materiału, i jest najlepszy, jaki mógł być zastosowany przy użyciu posiadanych agregatów. Niemniej jednak opisane sposoby produkcji odkuwki tłoka pompki paliwowej nie są właściwe, a stosowane są jedynie z konieczności. Ze względu bowiem na małą średnicę pręta stygnięcie materiału w czasie pracy następuje szybko, w wyniku czego wzrasta siła odkształcenia, co powoduje szybsze zużycie narzędzi i mniejszą wydajność z maszyny. Również manipulacja długim prętem jest uciążliwa, a materiał musi być nagrzewany na całej długości odkuwki. Należy ponadto stosować duże nadadtki na obróbkę.

Najwłaściwszym natomiast rozwiązaniem byłoby zmasowanie materiału na głowę na końcu pręta przy pomocy elektroszczeparki, a następnie matrycowanie głowy na prasie czarnej.

Przy zastosowaniu dodatkowo pręta kalibrowanego trzonek mógłby być wykonany jedynie z nadadtkiem na szlifowanie, a więc odpadałaby zupełnie konieczność obróbki tokarskiej. Przy takiej technologii oszczędność materiału byłaby największa, a pracochłonność zmniejszyłaby się do minimum. Koszt oprzyrządowania byłby o wiele niższy niż koszt oprzyrządowania na kuźniarce. Ze względu na krótki czas nagrzewania ilość zgorzeliny byłaby minimalna, a dzięki temu żywotność narzędzi wysoka.

Przedstawiona na rys. 8 odkuwka wałka zębatego może być wykonana na młocie matrycowym. Ze względu jednak na konieczność wykonywania zakuwki wstępnej i podwójnego nagrzewania materiału oraz wysoki koszt robocizny sposób ten jest nieekonomiczny.

Gdyby odkuwka ta miała być wykonana na kuźniarce, to przeprowadzona analiza wykazuje, że ze względu na stosunek spęczania 1:8 musiałyby być użyte aż dwie kuźniarki, co jest praktycznie niemożliwe w naszych warunkach. Ponadto obie kuźniarki nie byłyby w pełni wykorzystane. Najbardziej więc celowe byłoby zastosowanie i w tym przypadku elektroszczeparki i prasy czarnej. Zaletą bowiem tej technologii jest zarówno małe zużycie materiału, jak i niska pracochłonność przy dużej dokładności wykonania.

Dla wykonania np. odkuwki na młocie matrycowym należy stosować materiał o przekroju przynajmniej równym największemu przekrojowi odkuwki. W danym przypadku materiał musi mieć średnicę min. $\phi 75$ mm. Dla wykonania odkuwki na elektroszczeparce wychodzimy z najmniejszego przekroju, a więc z pręta o średnicy $\phi 38$ mm. Przy wykonaniu odkuwki na młocie cały materiał musi być nagrzany do temperatury kucia. O ile ponadto odkuwka nie jest wy-

konywana bezpośrednio na młocie matrycowym w matrycy wielowykrojowej, lecz wstępnie kuta na oddzielnym młocie, to w większości przypadków podgrzewanie musi być 2-krotne, to jest do wstępnego kucia i do matrycowania. Przyjmując, że materiał będzie nagrzewany tylko jeden raz, czas nagrzewania jego w piecu gazowym o temperaturze 1300°C do temperatury kucia 1200°C wyniesie przy najlepszych warunkach grzania około 12 minut. Nagrzewanie pręta $\phi 38$ mm w identycznych warunkach wyniesie tylko 6,5 minuty. Przy wykonywaniu natomiast odkuwki na elektroszczeparce czas nagrzewania wyniesie zaledwie 0,75 minuty.

Jak widzimy więc, różnice w czasie nagrzewania dla poszczególnych metod wykonania są bardzo znaczne. Poza tym przy kuciu na kuźniarce lub elektroszczeparce nagrzewana jest jedynie ta część materiału, która podlega kuciu. Im krótszy będzie czas nagrzewania materiału, tym bardziej zmniejszą się straty na zgorzelinie. Przyjmując ilość powstałej zgorzeliny przy nagrzewaniu materiału średnicy $\phi 75$ mm jako równą 100%, otrzymamy następujący obraz:

Ilość powstałej zgorzeliny

piec gazowy, pręt $\phi 75$ mm	100%
piec gazowy, pręt $\phi 35$ mm	54%
elektroszczeparka $\phi 38$ mm	7%

W przypadku gdy przy kuciu matrycowym materiał musiał być dwa razy nagrzewany, to stosunek ten na korzyść prętów cienkich podwoiłby się. Poza zmniejszeniem straty z powodu spalania się materiału otrzymujemy dalszą oszczędność; przy cięciu bowiem mniejszych przekrojów otrzymujemy mniejsze straty.

Dodatkowe oszczędności materiału przy kuciu na kuźniarce i elektroszczeparce z prasą czarną uzyskuje się z powodu zmniejszenia skosów kuźniczych i gratu. Przy kuciu na młocie odkuwki rys. 8 grat powstaje na całym przekroju podłużnym, tj. na długości 650 mm. Natomiast przy kuciu na kuźniarce lub na prasie czarnej grat powstaje jedynie na obwodzie i posiada długość 235 mm.

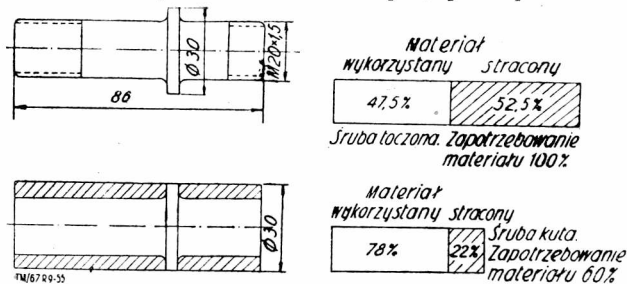
Co się tyczy własności mechanicznych odkuwek wykonanych na młotach, to ze względu na nierównomierne przekucie przebieg włókien nie zawsze jest właściwy, podczas gdy odkuwki wykonane na kuźniarce lub prasie czarnej posiadają wielkości zgniotów ściśle określone, a więc będą miały prawidłowy przebieg włókien i wielkość ziarna.

Jak z powyższego opisu wynika, zastosowanie agregatu: elektroszczeparka i prasa czarna dla produkcji pewnych typów odkuwek jest bardziej celowe niż wykonywanie tych odkuwek na młotach matrycowych lub na kuźniarkach. Korzyści uzyskane przy zastosowaniu agregatu: elektroszczeparka-prasa czarna są następujące: małe straty materiałowe, dokładność wykonania, polepszenie własności mechanicznych odkuwki dzięki prawidłowemu przebiegowi włókien i wielkości ziarna, niski koszt oprzyrządowania i duża wydajność.

Elektroszczeparki są dotychczas w kraju mało stosowane. Używane są przeważnie do produkcji zaworów samochodowych. Natomiast agregat: elektroszczeparka-prasa czarna może w wielu wypadkach zastąpić kuźniarki, które są maszynami drogimi i z tego powodu powinny być całkowicie wykorzystane, a nie używane do wykonania jednej czy dwóch operacji przy kuciu nieskomplikowanych odkuwek.

W wyżej podanym opisie omówione zostały przykłady, na których wykazano, w jakim kierunku powinien iść postęp technologiczny. Tymczasem można się spotkać jeszcze z takimi zjawiskami, że te części samochodowe produkowane masowo, które są predestynowane do wykonania ich w drodze obróbki plastycznej, są jeszcze wykonywane za pomocą skrawania. Dotyczy to np. śruby do mocowania kół samochodowych (rys. 9). Śruby są toczone z materiału kalibrowa-

nego $\varnothing$ 30 mm. Materiał jest wykorzystany w zaledwie 48%, czyli że 52% materiału zamieniane jest na wióry. Przy wykonaniu tych śrub w drodze kucia na prasach i przyjmując, że wykonywane będą na najprymitywniejszych urządzeniach z dużymi nadatkami na obróbkę, możemy uzyskać oszczędność ok. 40% materiału. W razie zastosowania natomiast odpowiednich urządzeń, obróbka mechaniczna ograniczy się jedynie do usunięcia skosów kuźniczych, po czym obtoczka



Rys. 9. Śruba do mocowania kół samochodu

1 — śruba gotowa
2 — materiał usunięty przez skrawanie

może być poddana dalszej obróbce wykańczającej. Przy zastosowaniu nagrzewania indukcyjnego uzyska się dalsze zmniejszenie zużycia materiału. Należy podkreślić, że jedna prasa może zastąpić 6 do 8 automatów wykonujących obtoczki.

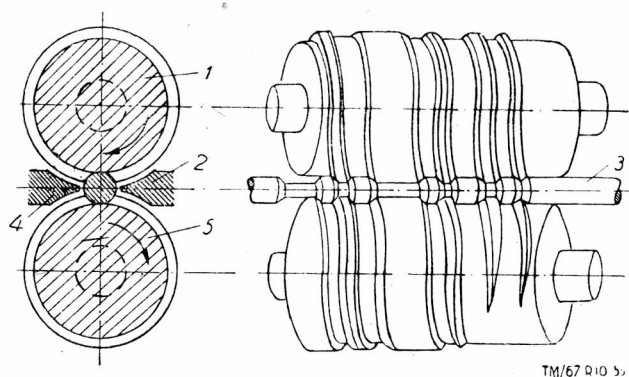
Należy mieć nadzieję, że w planie 5-letnim podobne wypadki, jak przytoczony przykład wykonania śruby do mocowania, nie będą miały więcej miejsca.

Jak z powyższych przykładów wynika, wymagane unowocześnienie technologii, a co za tym idzie: podwyższenie wydajności, zmniejszenie zużycia materiałów, obniżkę kosztów własnych — uzyskać można jedynie przy zastosowaniu maszyn dostosowanych do danej produkcji.

Ze względu na różne czynniki wchodzące tutaj w grę, jak np. wielkość serii, dokładność wykonania itp., jedynie szczegółowa analiza technologiczna może określić najwłaściwsze typy maszyn i urządzeń, jakie należy stosować dla poszczególnych rodzajów odkuć.

Spośród szeregu problemów związanych z postępowaniem w zakresie obróbki kuźniczej należy poświęcić parę uwag zagadnieniom: wprowadzenia walcowania zakuwek, zastosowania pras kuźniczych Maxima, nagrzewania elektrycznego lub szybkościowego w piecach gazowych.

Walcowanie zakuwek może być wykonywane w różny sposób w zależności od wielkości serii i kształtu odkuwki. Pręt okresowo walcowany jest przecinany na długość odkuwki, a odkuwkę matrycową otrzymuje się bez konieczności wstępnego jej przekuwania.



Rys. 10. Schemat działania poprzecznych walców śrubowych

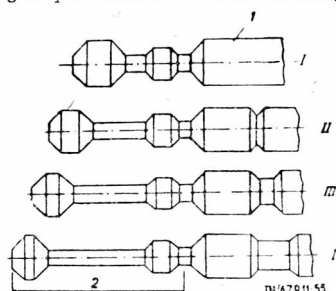
1, 2 — walce
3 — walcowany pręt
4, 5 — prowadnice

Walcowanie sposobem hutniczym. Pręty okresowo walcowane sposobem hutniczym stosowane są na odkuwki o kształtach wydłużonych, jak np. oś przednia sa-

mochodu. Maksymalna zmiana przekroju przy tym sposobie może wynosić 1:2, poza tym przejścia z jednego do drugiego przekroju muszą być płynne. Pręty okresowo walcowane sposobem hutniczym znajdują zastosowanie przede wszystkim w produkcji wielkoseryjnej lub masowej, ze względu na wysoki koszt kalibrów. Długość prętów jest ograniczona jedynie względami praktycznymi.

Walcowanie poprzeczne. Walce poprzeczne nadają się do okresowego walcowania takich zakuwek, które posiadają gwałtowne zmiany przekroju. Produktem walcowania są pręty o kształcie bryły obrotowej, a więc w większości przypadków zgodne z kształtem idealnej zakuwki. Przy produkcji wielkoseryjnej względnie masowej stosuje się walce poprzeczne śrubowe. Schemat tego rodzaju walców przedstawiony jest na rys. 10. Urządzenie składa się z dwóch walców, których osie są względem siebie skrócone o kąt do 140° . Na walcach nacięte są rowki śrubowe, w których stopniowo formuje się walcowany pręt. Walce obracają się w jednym kierunku. Pod wpływem obrotu walców pręt wykonuje ruch obrotowy i posuwisty. Po obu stronach walcowanego pręta znajdują się prowadnice, które utrzymują go we właściwym położeniu.

Na walcach tego typu można wykonywać zakuwki o skomplikowanych kształtach. Rys. 11 przedstawia pręt w poszczególnych stadiach walcowania.



Rys. 11. Przebieg wykonania zakuwki na walcach poprzecznych
1 — materiał wyjściowy
2 — gotowa zakuwka

Wykonywanie zakuwek na walcach poprzecznych śrubowych posiada następujące zalety:

— Możliwość wykonania zakuwek o dużych i nagłych zmianach przekroju.

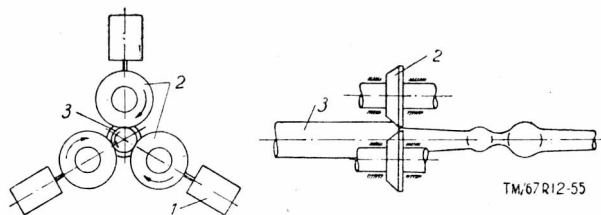
— Możliwość otrzymania zakuwek o analitycznie obliczonych idealnych kształtach.

— Wysoką wydajność (przeciętnie ok. 1000 sztuk na godzinę).

Do wad tego rodzaju walców należy zaliczyć przede wszystkim wysoki koszt wykonywania kalibrów.

wszystkim wysoki koszt wykonania kalibrów.

Walce poprzeczne kopiujące. Walce pokazane schematycznie na rys. 12 składają się z trzech krążków



Rys. 12. Schemat działania walców kopiujących

1 — serwomotor
2 — krążek formujący
3 — pręt walcowany

formujących, rozstawionych pod kątem 120° względem walcowanego materiału. Krążki napędzane od silnika są przesuwane w kierunku promieniowym do walcowanego materiału przy pomocy serwomotorów hydraulicznych. Serwomotory sterowane są przy pomocy krzywki, która posiada kształt odpowiadający odkuwce. Nagrzany materiał zamocowany zostaje w głowicy, która wykonuje ruch obrotowy i posuwisty. Krążki formujące wykonują ruchy promieniowe, sterowane od krzywki, w wyniku czego otrzymujemy żądany profil, mający kształt bryły obrotowej. Zaletą tych walców jest:

— Możliwość wykonania zakuwek o nagłych zmianach prze-

kroju. Zmniejszenie średnicy można uzyskać 2,5-krotnie, czyli że powierzchnia przekroju może być mniejsza 6,25 raza.

- Duża dokładność wymiarów walcowanej zakuwki.
- Możliwość walcowania odkuwek o różnych kształtach przy pomocy tych samych krążków formujących.
- Łatwość przestawienia maszyny na walcowanieżądanego profilu.

Prasy kuźnicze „Maxima”. Odkuwki motoryzacyjne są wykonywane w kraju w większości przypadków na młotach matrycowych i na kuźniarkach. Za granicą młoty matrycowe są zastąpione w dużej mierze przez prasy Maxima, ze względu na ich dużą wydajność i dokładność wykonywanych wyrobów. Ze względu na ich wysoką cenę stosowane są przede wszystkim przy produkcji wielkoseryjnej i masowej, gdzie koszt maszyn nie odgrywa dużej roli. W naszych warunkach przy produkcji w najlepszym razie wielkoseryjnej celowe jest zastosowanie pras Maxima jedynie do odkuwek takich, od których wymagana jest duża dokładność, jak np. korbowodów samochodowych, gdzie oprócz wysokich tolerancji wymiarowych obowiązują również tolerancje wagowe, określony przebieg włókien i wielkość ziarna. Poza tym w przemyśle motoryzacyjnym produkuje się cały szereg odkuwek, co do których stawiane są identyczne wymagania z wyłączeniem jedynie tolerancji wagowej. Wykonanie tych odkuwek na młotach jest kosztowne i nie gwarantuje otrzymania produktów o jednakowych właściwościach. Otrzymanie tolerancji wymiarowych i wagowych na młotach matrycowych wymaga dużej ilości i częstej wymiany oprzyrządowania, co znacznie podwyższa koszty własne.

Uzyskanie poza tym przy zastosowaniu młotów wyrobów o jednakowej wielkości ziarna jest trudne do urzeczywistnienia ze względu na niemożność ścisłej regulacji wielkości zgniotów. Zapewnienie tych warunków przy kuciu na prasach Maxima nie natrafia na trudności, ponieważ wielkości zgniotów mogą być ściśle określone, a tym samym wielkość ziarna może być utrzymana w stałym zakresie. Kucie matrycowe na prasie Maxima przeprowadza się przy 1—3 naciskach. Wykonanie zakuwek na prasie jest co prawda możliwe, zmniejsza jednak wydajność prasy, która ze względu na wysoką wartość produkcyjną powinna być wykorzystana do matrycowania, a nie do wykonywania podrzędnych czynności.

Z tego powodu, dla pełnego wykorzystania prasy, celowe jest wykonywanie odkuwek matrycowych z zakuwek wykonanych przez walcowanie.

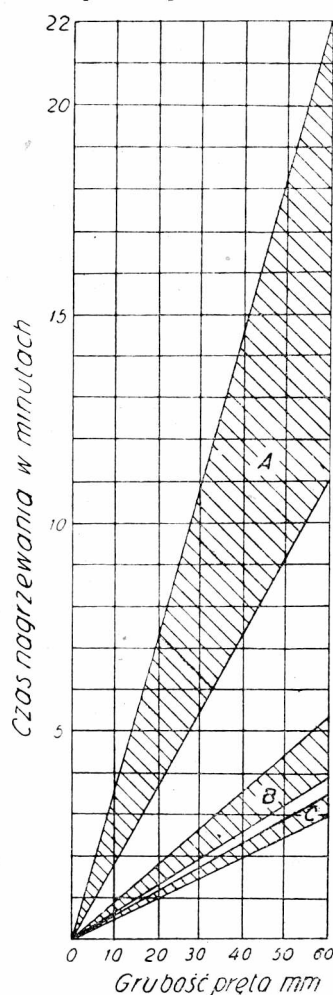
Prasy Maxima i urządzenia z nimi związane są wprawdzie kosztowne, jednakże w eksploatacji są tańsze od młotów matrycowych.

Należy jednocześnie podkreślić, że podstawowym warunkiem przy kuciu na prasach Maxima jest stosowanie nagrzewania materiału bez zgorzeliny względnie całkowite jej usunięcie przed procesem. Zgorzelięta znajdująca się bowiem na nagrzanym materiale zostaje przy kuciu na prasie wbita w materiał. Po usunięciu zaś zgorzeliny pozostają na powierzchni odkuwki wgłębienia i wżery. Natomiast przy kuciu na młotach zgorzelina w czasie kucia odpryskuje, a więc sposób nagrzewania materiału nie odgrywa w tym przypadku takiej roli. Poza tym brak zgorzeliny przedłuża znacznie żywotność narzędzi.

Praktycznie warunek bezzgorzelinowego nagrzewania spełniony może być jedynie przy nagrzewaniu materiału elektrycznie lub szybkościowo w piecach gazowych.

Nagrzewanie elektryczne może być oporowe lub indukcyjne. Urządzenia indukcyjne posiadają częstotliwość od 800 Hz do 50 Hz w zależności od wielkości przekroju nagrzewanego materiału.

Czas nagrzewania materiału w piecach gazowych normalnych, szybkościowych i urządzeniach indukcyjnych przedstawia wykres rys. 13. Jak widzimy z wykresu, nagrzewanie



TM/67/13-55

Rys. 13. Czas nagrzewania materiałów w piecach różnych typów do temperatury 1200°

Pole A — nagrzewanie w normalnych piecach palnikowych
Pole B — nagrzewanie w piecach szybkościowych
Pole C — nagrzewanie indukcyjne

się wysoką temperaturą wynoszącą około 1500°C. Dzięki tej specjalnej konstrukcji materiał jest nagrzewany równocześnie w wszystkich stronach, co powoduje szybkie jego nagrzewanie.

Przykład zastosowania takiego pieca do nagrzewania końcówek półosi samochodowych przedstawia rys. 14. Piec ten jest szczelinowy, typu pionowego. Na obu powierzchniach szczeliny znajdują się palniki ceramiczne. Piec jest całkowicie zautomatyzowany. Pręty układają się na transporterze łańcuchowym, który znajduje się poza obrysem pieca, a wystające końce prętów przesuwają się z góry na dół przez szczelinę, po czym spadają na pochylnię do stanowiska pracy.

Piece do szybkościowego grzania nie są dotychczas u nas

elektryczne jest wielokrotnie szybsze od nagrzewania w piecach gazowych.

Z powodu skrócenia czasu nagrzewania materiału, zmniejsza się odpowiednio ilość zgorzeliny i tym samym stratę materiału.

Koszty zainstalowania urządzeń indukcyjnych do nagrzewania są wysokie, jednak w eksploatacji piece te wytrzymują konkurencję z piecami gazowymi, ze względu na niskie koszty remontu. Poza tym praca przy indukcyjnych urządzeniach grzewczych nie wpływa szkodliwie na zdrowie, jak to ma miejsce przy piecach gazowych.

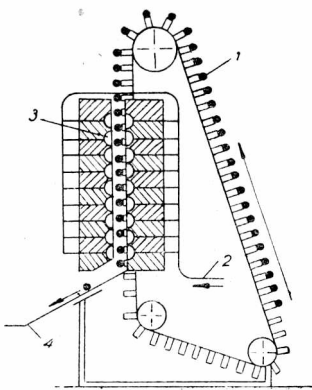
Dotychczas urządzenia indukcyjne są w kraju używane w małym zakresie, ze względu jednak na duże ich zalety powinny znaleźć one szerokie zastosowanie.

Szybkie nagrzewanie materiału można również uzyskać w piecach gazowych do szybkościowego grzania. Piece te nie są tak uniwersalne jak urządzenia indukcyjne. Czas nagrzewania w nich jest jednak o wiele krótszy niż w normalnych piecach komorowych, a tylko nieco dłuższy od czasu nagrzewania w urządzeniach indukcyjnych. Piece te odznaczają

się wysoką temperaturą wynoszącą około 1500°C. Dzięki

ki specjalnej konstrukcji materiał jest nagrzewany równocześnie

w wszystkich stronach, co powoduje szybkie jego nagrzewanie.



TM/67/14-55

Rys. 14. Schemat szybkościowego nagrzewania końcówek półosi w piecu gazowym

1 — nagrzewane półosie
2 — doprowadzanie mieszanki gazowej
3 — palniki
4 — pochylnia

stosowane, ze względów jednak na szereg zalet powinny również znaleźć zastosowanie. Analizując dotychczasowy rozwój naszego kuźnictwa matrycowego, należy podkreślić, że przy szeregu niewątpliwych osiągnięć posiadamy jeszcze zaległości w dziedzinie kuźnictwa, w porównaniu do krajów wysoko- i średnio- przemysłowych. Zaległości te musimy nadrobić, aby podnieść poziom techniczny naszych kuźni, a przez to obniżyć koszty wykonania, jak i podnieść jakość wyrobów.

Mgr inż. KAROL PIONNIER
Inż. TOMASZ SOBIECKI

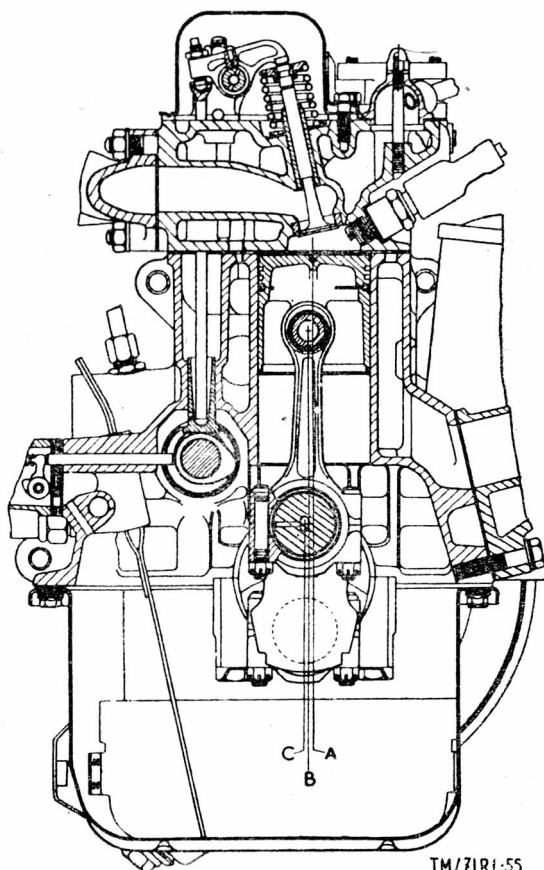
NOWY SAMOCHÓD POPULARNY — FIAT 600

Na wystawie samochodowej w Genewie w marcu bieżącego roku znana włoska firma „Fiat” wystawiła po raz pierwszy najnowszy swój model „600”, który ma zastąpić produkowany dotychczas w kilku odmianach od 1936 roku typ „500”.

Po długotrwałych próbach, wykonywanych w rozmaitych alternatywnych rozwiązaniach, wybrano jako najbardziej odpowiednią na warunki południowo-europejskie odmianę samochodu z umieszczonym z tyłu silnikiem 4-suwowym chłodzonym wodą, napędzającym tylne koła.

„Fiat 600” można nazwać samochodem popularnym z uwagi na niską cenę, która jest wynikiem bardzo dużej ilości produkowanych wozów oraz bardzo małej pracochłonności. Wóz ten ma być produkowany w ilości 500 sztuk dziennie (obecnie już wytwarza się 200 szt. dziennie), a pracochłonność ma wynosić około 40 roboczogodzin.

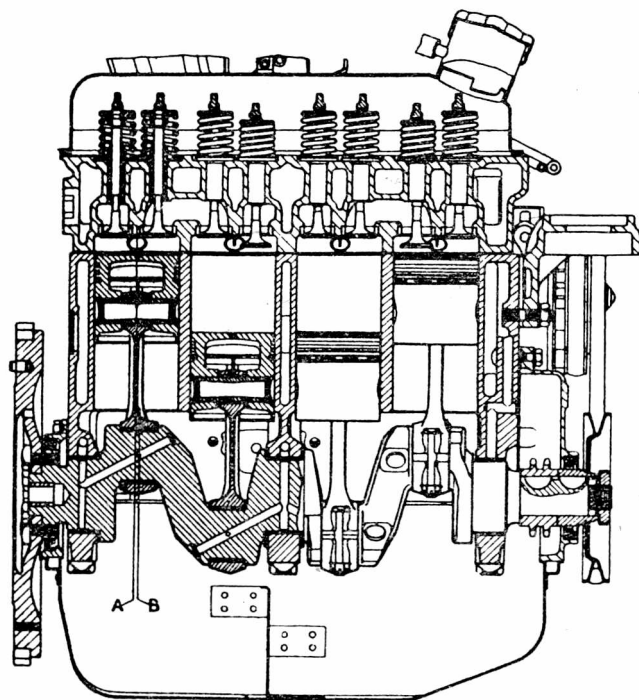
Nadwozie czteroosobowe, samonośne pozwoliło osiągnąć niski ciężar 560 kG. Stalowe nadwozie pojazdu tworzą zespawane ze sobą dach, boki i podłoga. Konstrukcja podłogi wzmocniona jest prostokątnym tunelem, który służy jako osłona cięgien i drążków sterowania skrzynki biegów, sprzę-



Rys. 1

TM/71R1-55

W budowie maszyn odlewnictwo i obróbka plastyczna to podstawa produkcji, dlatego obróbka plastyczna, a w tym i kuźnictwo matrycowe, muszą zająć należne im miejsce. Po ważniejsze osiągnięcia na tym odcinku będzie można uzyskać przede wszystkim przez modernizację parku maszynowego istniejących kuźni i przez budowę nowych kuźni wyposażonych w najnowocześniejsze maszyny.



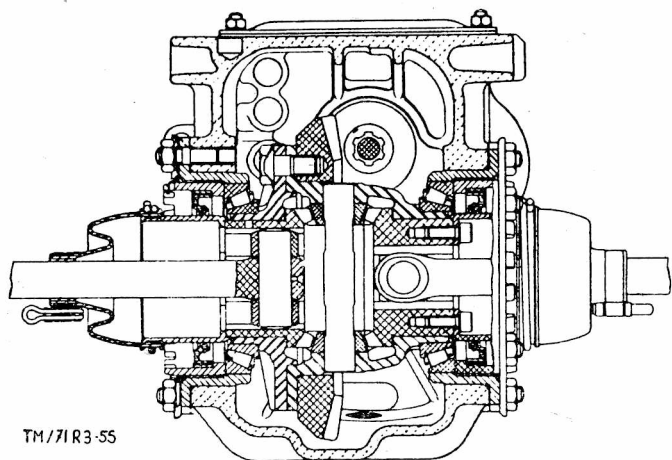
TM/71R2 55

Rys. 2

gła i hamulca ręcznego, a zarazem jako przewód ciepłego powietrza ogrzewającego wnętrze. Na przodzie samochodu umieszczono akumulator, koło zapasowe i zbiornik paliwa. Tamże znajduje się również niewielkie pomieszczenie bagażowe. Za tylną osią znajduje się silnik i sprzęgło, co powoduje rozkład nacisków przy obciążeniu dwiema osobami w stosunku 43% przód i 57% tył. Stosunek ten wpływa dodatnio na przyczepność kół napędzanych i stwarza lepsze warunki hamowania.

Niewielką dodatkową przestrzeń bagażową uzyskano za tylnym siedzeniem przez umieszczenie chłodnicy i wentylatora nie przed, lecz z prawej strony silnika. Oparcie tylnego siedzenia, pokryte po tylnej stronie gumowym dywanikiem, można położyć na poduszkę. Powstaje w ten sposób dość duża powierzchnia dla przewozu większego bagażu. Siedzenia przednie wykonane są ze sprężyn rozciąganych, tylne zaś ze ściskanych sprężyn śrubowych. Sprężyny pokryte są warstwą gumy porowatej i obciążone tkaniną wykonaną z mas plastycznych.

Szyby bocznych tylnych okien są stałe, szyby zaś w drzwiach są przesuwalne. Brak podnośników szyb pozwolił na wykonanie wnęk w drzwiach, przez co uzyskano stosunkowo dużą szerokość wnętrza 127 cm. Szyby przednia i tylna wykonane są ze szkła giętego, co w połączeniu z krótką opadającą maską daje dobrą widoczność.

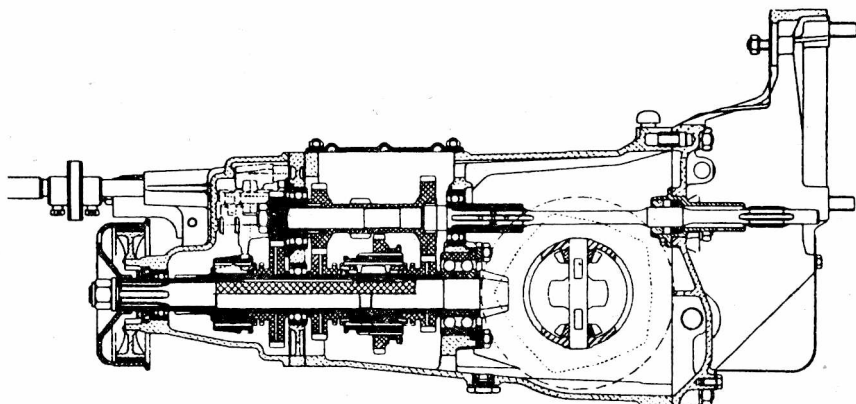


Rys. 3

Przekrój silnika pokazano na rys. 2. Głowica górnozaworowego silnika odlana jest z lekkiego stopu. Dwa zawory, ssący o średnicy 21,25 mm i wydechowy — 19 mm są lekko pochylone. Kanały wydechowe wchodzi między drążkami popychaczy na lewą stronę silnika, natomiast kolektor ssący odlany jest wewnątrz głowicy, na której bezpośrednio umieszczono opadowy gaźnik.

Kolektor wydechowy połączony jest z tłumikiem znajdującym się po lewej stronie silnika. Układ wydechowy jest osłonięty, aby ciepło nie przenikało do kabiny, z drugiej jednak strony wylot powietrza znajduje się tuż nad kolektorem wydechowym, aby zapobiec obładaniu się gaźnika w przypadku zastosowania paliw o dużej ilości lotności przy niskich temperaturach i dużej wilgotności. Wałek rozrządczy napędzany jest podwójnym łańcuchem.

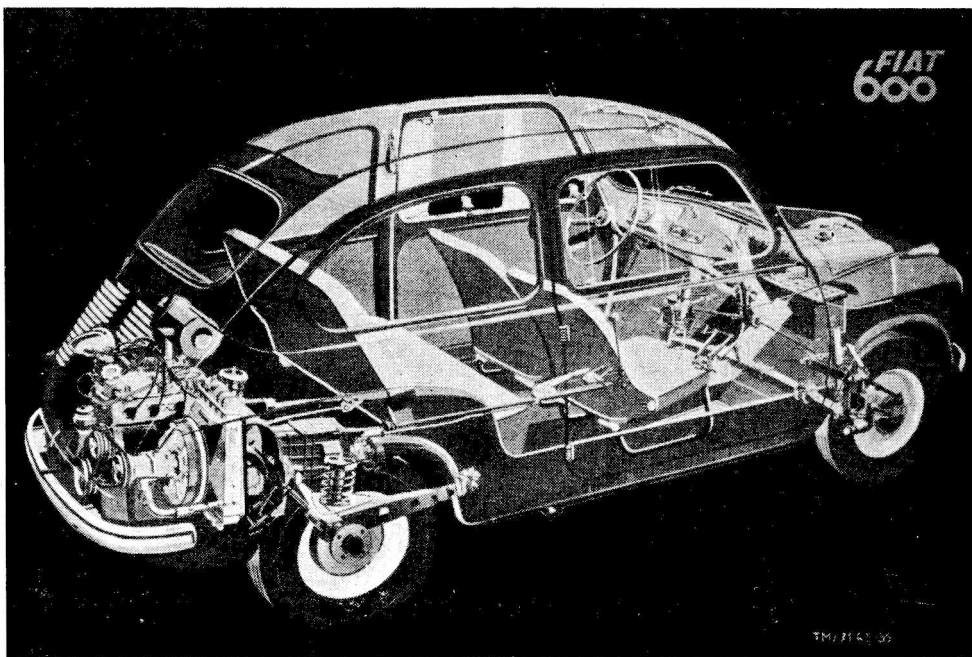
Żeliwny kadłub silnika nie posiada tulei, płaszczyzna styku z miską olejową leży poniżej osi wału korbowego o 44,5 mm. Aby osiągnąć możliwie małą długość kadłuba nie przewidziano przestrzeni wodnej pomiędzy cylindrami 1 i 2 oraz 3 i 4. Oś wału korbowego, podpartego na trzech łożyskach bimetalowych cienkościennych jest przesunięta w stosunku do osi cylindrów o 6 mm. Łożyska korbowodowe wykonano z brązu ołowiowego. Lekkie tłoki mają przesunięte sworznie o 3 mm w stronę obciążoną w czasie



Rys. 4.

suwu pracy. Z prawej strony silnika umieszczona jest prądnica napędzana paskiem klinowym od wału korbowego. Od prądnicy drugim paskiem napędzany jest wentylator, pobierający powietrze przez szczeliny w masce i tłoczący je przez tunel na chłodnicę. Po przejściu chłodnicy powietrze zostaje ujęte w przewód wyposażony w dwa zawory klapkowe. Jeden z nich sterowany termostatem utrzymuje temperaturę w znajdującym się pod ciśnieniem układzie wodnym poniżej 115°C, drugi zaś uruchamiany ręcznie powoduje skierowanie ciepłego strumienia powietrza poprzez kanał napodłogowy dla ogrzewania wnętrza i przedniej szyby. Do silnika z wyjątkiem rozrusznika jest dobry dostęp.

Z silnika poprzez jednotarczowe suche sprzęgło napęd przechodzi do przodu wałkiem ponad przekładnię główną i wchodzi do dwuwałkowej skrzynki biegów o 4 biegach przednich i jednym tylnym. Biegi 2, 3 i 4 posiadają synchronizatory. Para kół i biegu umieszczona jest poza główną częścią obudowy w dodatkowej przestrzeni, przy czym wałek dolny napędzający przekładnię główną posiada w związku z tym dodatkowe łożysko. Na przedłużeniu wałka dolnego znajduje się bębnowy mechaniczny hamulec ręczny, działający na koła



Rys. 5

przez przekładnię główną (5,375 : 1). Obudowa skrzynki biegów, przekładni głównej i sprzęgła odlana jest w jednej całości ze stopu lekkiego.

Na koła napęd przenoszony jest za pomocą przegubów typu de Dion, pozwalających na niewielką zmianę odległości kół do osi samochodu. Na zewnętrznych końcach półosi nasadzone są na wielowypustach uzębione tuleje, wchodzące w odpowiednio ukształtowane tuleje gumowe zwulkanizowane z piastami kół.

Tak tylne jak przednie koła mają niezależne zawieszenie. Kinematykę przednich kół wyznaczają umieszczone na górze wahacze i dolny półeliptyczny czteropiórowy resor, podparty przegubowo w dwóch miejscach na gumowych poduszkach. Resor tego rodzaju spełnia równocześnie rolę stabilizatora. Tylne koła wahają się na dwuramiennych dźwigniach posiadających oś obrotu nachyloną do osi samochodu pod kątem 37°.

Zastosowano nowoczesne opony 5,20"x12" posiadające małą średnicę i stosunkowo dużą szerokość.

Ciekawa i istotna dla użytkownika jest sprawa, że smarowanie podwozia ograniczone zostało do minimum, a mianowicie tylko co 5000 km.

Niesposób przy omawianiu „Fiata 600” pominąć porównania z bardzo zbliżonym konstrukcyjnie samochodem „Renault 4 CV”, który jest od kilku lat również w wielkich seriach produkowany we Francji. Porównanie to wypada raczej, poza kilkoma szczegółami, na korzyść samochodu Renault. Kineematyka mechanizmu kierowniczego jest bardziej prawidłowa, umieszczenie zbiornika i akumulatora na tyle obok silnika jest słuszniejsze. Napęd wentylatora u Fiata jest skomplikowany: jeden pasek napędza prądnicę, a drugi z tejże prądnicy napędza wentylator, co przy nieruchomym wentylatorze powoduje skośne ustawienie paska już przy bardzo niewielkim wyciągnięciu obu pasków. Renault posiada 4 drzwi i bez wątpienia ma o wiele więcej miejsca dla pasażerów oraz bagażu: ciężar obu wozów jest mimo tego jednakowy. Silnik Fiata jest dużo więcej wysilony. Jak podaje zagraniczna techniczna prasa, założeniem konstruktorów „Fiata 600” było, aby jego długość nie przekroczyła długości dawnego „Fiata 500” co rzeczywiście zostało osiągnięte, ale nie wiadomo, w jakim celu. Podłoga w Fiacie jest zniekształcona tunelem. Zaletą natomiast jego jest to, że powietrze dla chłodzenia silnika pobiera się przez nacięcia na masce silnika, w przeciwieństwie do Renault 4 CV, który powietrze to pobiera kieszenią znajdującą się pod samochodem w tylnej części, co powoduje duże za-

kurzenie tak silnika jak wnętrza wozu przy załączonym ogrzewaniu.

Dane techniczne samochodu „Fiat 600”

Silnik	4-suwowy, 4-cylindrowy
Średnica tłoka	60 mm
Skok tłoka	56 mm
Pojemność skokowa	633 cm ³
Stosunek sprężania	7,0
N _{max} (4600 obr/min)	21,5 KM
M _{max} (2800 „ ”)	3,9 kGm
Gaźnik	Weber Z2DRA
Pojemność oleju siln.	2,4 l
Pojemność układu chłodzącego	4,1 l
Skrzynka biegów	
bieg 1 — przełożenie	3,38
bieg 2 — „	1,96
bieg 3 — „	1,34
bieg 4 — „	0,895
bieg wsteczny — przełożenie	4,29
Przekładnia główna	43 : 8
Średnica bębna hamulcowego	185 mm
Szerokość bębna hamulcowego	30 mm
Powierzchnia okładzin	430 cm ²
Rozstaw osi	2000 mm
Rozstaw kół przednich	1140 mm
Rozstaw kół tylnych	1130 mm
Długość całkowita	3215 mm
Szerokość „	1385 mm
Wysokość „	1340 mm
Prześwit	165 mm
Minimalny promień skrętu	4,35 m
Ciężar suchy	560 kG
Pojemność zbiornika paliwa	27 l
Zużycie paliwa na 100 km	6 l
Szybkość maksymalna	95 km/h

Mgr inż. JERZY KOWALSKI

Inż. mech. ANDRZEJ CICHOCKI

SAMOCODZIKI TRÓJKOŁOWE I CZTEROKOŁOWE

Wystawy powodują zawsze przez dłuższy czas ożywione dyskusje na temat wystawionych eksponatów. Podobnie po tegorocznym międzynarodowym salonie samochodowym w Genewie toczy się dyskusja o zwracających powszechną uwagę efektywnie prezentujących się pojazdach zwanych w języku niemieckim „Kabinenrolle”. W chwili obecnej brak jest w języku polskim odpowiedniej nazwy dla tego rodzaju pojazdów, gdyż używane nieraz określenie „trójkołowiec” może być stosowane do pojazdów posiadających trzy koła, nie odpowiada ono jednak konstrukcji pojazdu czterokołowego, należącego jednak do tej kategorii wielkości i typu. Nazwiemy je więc ogólnie samochodzikami i w przypadku posiadania trzech kół nazwiemy je „trójkołowcami”, a przy czterech kołach „czterokołowcami”.

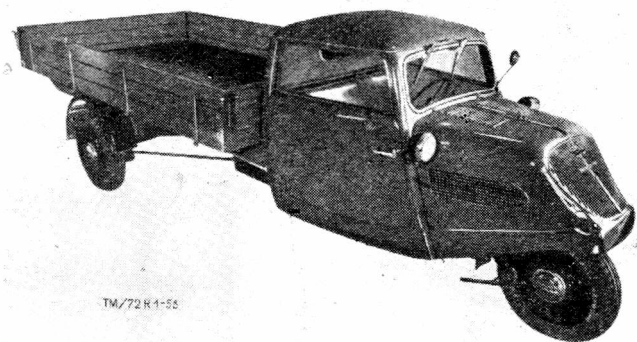
Zagadnienie trójkołowca nie jest nowe. Od wielu lat znane są różne modele mniej lub więcej udane, które produkowane są niezależnie od normalnych samochodów, motocykli względnie skuterów. Do takich należy np. znany w Polsce trójkołowiec „Tempo” wraz z jego odmianami. Jest to mały popularny wóz ciężarowy produkcji niemieckiej. Na rys. 1 przedstawiony jest wóz „Tempo-Hanseat”. Pochodnymi tego wozu są modele

specjalne jak np.: przedstawiony na rys. 2 — wóz do przewożenia pieczywa posiadający obszerne nadwozie oraz duże tylne i boczne drzwi, wóz do transportu zwierząt pokazany na rys. 3, posiadający skrzynię konstrukcji drewnianej, z tylną ścianą opuszczaną, stanowiącą pomost do wprowadzania zwierząt. Dalszą odmianę przedstawia rys. 4 — wóz jako sklep ruchomy i rys. 5 — wóz meblowy dla małych i pojedynczych mebli.

Dane techniczne trójkołowców „Tempo-Hanseat”

Silnik	110
liczba suwów	2
pojemność skokowa (cm ³)	400
moc (KM)	14
chłodzenie	wodne
liczba biegów	4 i wsteczny
przeniesienie napędu	
a) silnik — skrzynia biegów	łańcuch potrójny
b) skrzynia biegów — przednie koło	łańcuch podwójny
zawieszenie kół	sprężyny śrubowe z amortyzatorami teleskopowymi
rys. 6 i 7	
ogumienie	5,50 × 16
paliwo	mieszanka benzyna-olej 25 : 1
zużycie paliwa (l/100 km)	7 do 8
pojemność zbiornika paliwa (l)	ok. 12
obciążenie użytkowe (kG)	750—850

Wozem mniejszym od wyżej opisanego jest trójkołowiec tej samej firmy „Tempo-Boy”. Posiada on bardzo prostą budowę. Nadwozie wykonane jest z blachy stalowej ze skrzynią ładunkową o wymiarach: 2000 × 1225 × 440 mm lub jako furgon o wymiarach: 2000 × 1225 × 990 mm. Wyglądem zewnętrznym niewiele się różni od wozu „Tempo-Hanseat”. Odmianę wozu „Tempo-Boy” stanowi trójkołowiec „Tempo-Boy-Kombi” (rys. 8), z nadwoziem o wymiarach 2060 ×



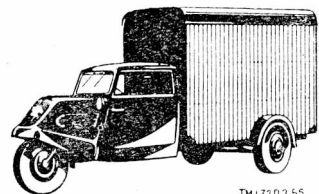
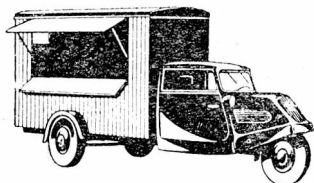
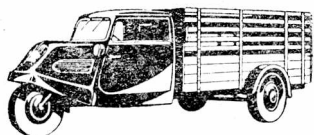
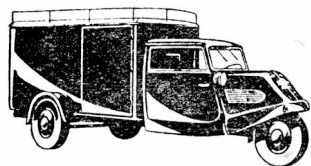
TM/72 R 1-55

Rys. 1

× 1400 × 1110 mm wykonanym z twardego drzewa. Posiada on wygodne pomieszczenia dla pięciu osób.

Dane techniczne trójkołowców „Tempo-Boy”

Slinik	110
pojemność skokowa (cm ³)	200
moc (KM)	7,5
liczba suwów	2
chłodzenie	wodne
liczba biegów	3 i wsteczny
przeniesienie napędu	
a) silnik — skrzynia biegów	łańcuch podwójny
b) skrzynia biegów — przednie koło	
hamulce	
ogumienie	4,50 × 16
obwód	3,00D × 16
paliwo	mieszanka benzyna-olej 25 : 1
zużycie paliwa (l/100 km)	ok. 6
pojemność zbiornika paliwa (l)	ok. 12
prędkość przy pełnym obciążeniu (km/godz)	40
obciążenie użyteczne (kg)	400—600



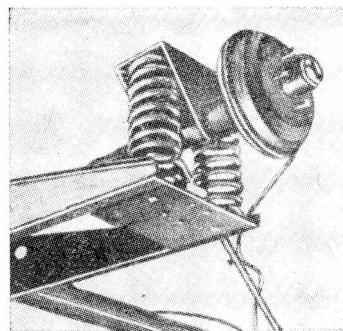
TM/72R7-55
— 83 55
— 83 55

Rys. 2, 3, 4, 5

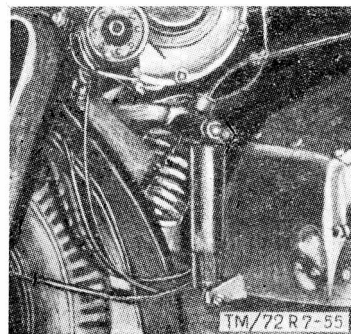
na rynek coraz to nowych modeli (oryginalnych, lecz nie zawsze udanych).

Potwierdzenie tej ostatniej przyczyny może stanowić dla przykładu historia wozu firmy I. O. Hoffman-Werke w Lindorf. Właściciel tej firmy dla ratowania złego stanu finansowego firmy, zakupił przed laty licencję włoskiej firmy „Vespa” w Genui na samochodzik czterokołowy. Pojazd otrzymał nazwę „Hoffman-Kabine 250” (rys. 9 i 10). Jego krótka charakterystyka jest następująca: mieści dwie osoby dorosłe i jedno dziecko (rys. 10), nadwozie wykonane jest z blachy; zawieszenie kół przednich składa się z wahaczy i amortyzatorów hydraulicznych. Na tyle posiada resory piórowe również z amortyzatorami hydraulicznymi. Koło kierownicy jest typu normalnego samochodowego. Hamulce są hydrauliczne, ponadto na oś tylną działa niezależny hamulec ręczny. Samochodzik wyposażony jest w dwucylindrowy, czterosurowy silnik typu bokser, o pojemności skokowej 248 cm³ i posiada moc 12,5 KM przy 5400 obr/min. (Silnik typu motocy-

klowego „Gouverneur” zaopatrzony dodatkowo w wentylator). Produkcja tych samochodzików miała rozpocząć się w 1954 roku.



Rys. 6.

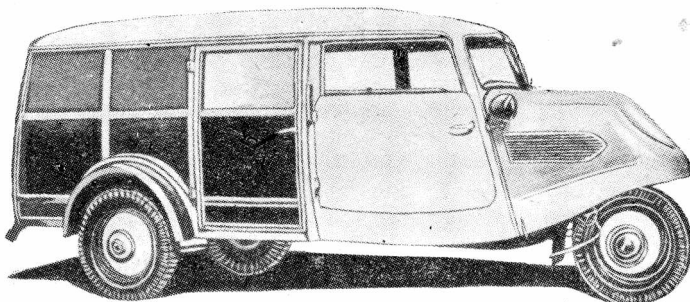


Rys. 7.

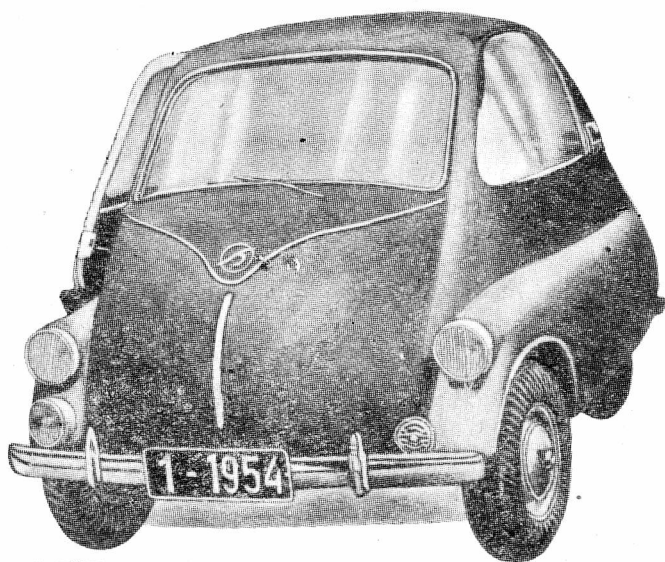
Wyprodukowano jednak zaledwie 50 sztuk, gdy firma „Messerschmitt” wyszła na rynek ze swoim modelem i zmusiła Hoffmana przy pomocy banku Reńsko-Westfalskiego i odpowiedniej kampanii prasowej do zamknięcia fabryki. Samochodzik „Hoffman-Kabine 250” stanowiłby niewątpliwie silną konkurencję dla trójkołowców „Messerschmitta”.

Powracając do przyczyn podanych w punktach 1 i 2, musimy stwierdzić, że w różnorodnym asortymencie pojazdów mechanicznych, powinien mieć miejsce pojazd, który wypełniałby lukę pomiędzy skuterem i samochodem normalnym. Pojazd taki winien spełniać rolę, jaka przypada skuterom zaopatrzonym w budki osłaniające pasażerów, lub motocykla z przyczepą również osłoniętego i wreszcie małego samochodu popularnego. Z porównania cen we frankach szwajcarskich okazuje się, że zwykły skuter

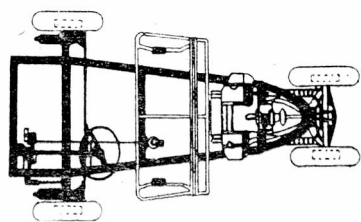
kosztuje około 1500 franków, a trójkołowiec lub czterokołowiec około dwa razy tyle. Normalny zaś samochód popularny kosztuje około 4800 franków. (W cenie samochodów poważny udział bierze podatek, który jest znacznie wyższy od podatku od motocykli względnie skuterów). Opierając się dalej na źródłach szwajcarskich można stwierdzić, że nabywcy trójkołowców względnie czterokołowców rekrutują się niemal wyłącznie z ludzi, dla których cena kupna i koszt eksploatacji samochodu stanowią górną granicę ich możliwości finansowych. Poza tym wśród nabywców istnieje znaczna liczba byłych posiadaczy motocykli, którzy ze względu na większą wygodę użytkowania wybierają pojazd podobny pod względem kosztów eksploatacji do motocykla, którym jest właśnie samochodzik. Jest również wielu nabywców samochodzików wśród posiadaczy samochodów normalnych. Ci nabywają samochodzik jako tzw. „drugi samochód” w celu rozszerzenia swoich warunków komunikacji, w zależności od potrzeby i okoliczności. Ceny samochodzików, bez względu na to, czy trzy- czy czterokołowych, różnią się między sobą nawet dość znacznie. Wynika to nie tylko z przyczyn związanych z konstrukcją, ale również odgrywa tu rolę zasadniczą wielkość produkcji. Ogólnie można stwierdzić, że trójkołowce względnie czterokołowce są tym droższe, im więcej posiadają cech wspólnych z normalnymi samochodami. Przy tych ogólnych rozważaniach nie należy pominąć zagadnienia samochodów popularnych. Ścisłe sprecyzowanie pojęcia „samochód popularny” jest trudne. Inną będzie np. definicja tego pojęcia w Ameryce i inna w Europie, ze względu na odmienne sytuacje na rynku samochodowym i odmienne warunki polityczno-gospodarcze. W ubiegłych latach, gdy nie spotykało się samochodów o pojemności silnika poniżej 500 cm³, definicja nie była trudna; samochodem popularnym nazywano samochód o pojemności silnika poniżej 1000 cm³.



Rys. 8.



Rys. 9



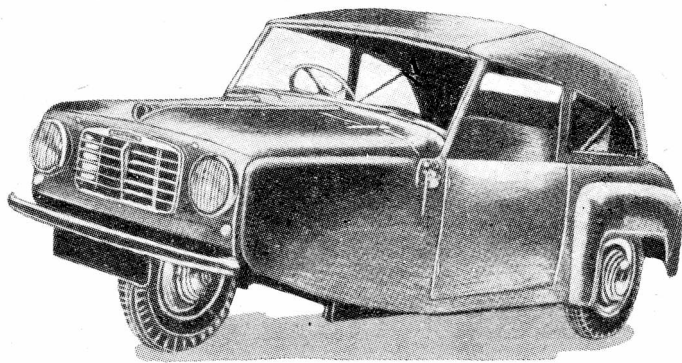
Rys. 10

być łatwo dostępny dla szerokich mas i dzięki swoim zaletom posiada warunki dla zdobycia uznania nabywców. W naszych warunkach pojazd taki musi przede wszystkim odpowiadać, następującym warunkom:

1. koszt eksploatacji musi być niski,
2. cena zakupu musi być niska,
3. musi zapewniać wygodę jazdy dla trzech osób,
4. powinien posiadać rozmiary niewielkie, ze względu na warunki garażowania i powinien odznaczać się łatwością manewrowania,
5. powinien posiadać konstrukcję zapewniającą prostotę obsługi.

Rozwiązanie tego zagadnienia nie jest sprawą łatwą i od wielu lat w szeregu krajów trwają prace w poszukiwaniu właściwszej konstrukcji.

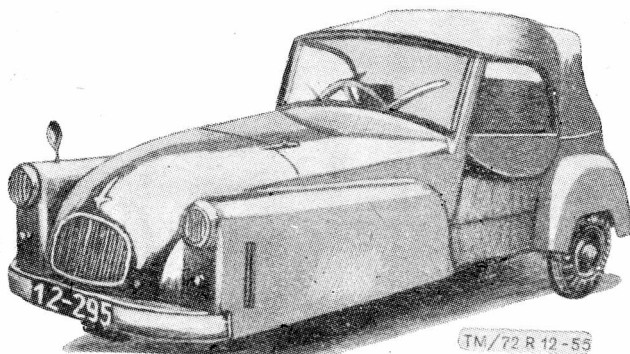
Trudności polegają na skonstruowaniu silnika odznaczającego się dużą wydajnością i na doprowadzeniu do możliwie najniższej ceny pojazdu. Nie można również brać pod uwagę jedynie maksymalnej prędkości pojazdu, należy również zwrócić uwagę na zdolność przyspieszenia (szczególnie w dolnym i średnim zakresie obrotów), na elastyczność silnika, niezawodność, wygodę wsiadania, dostateczną ilość miejsc dla pasażerów i bagażu, odpowiednie resorowanie i amortyzację. Czy trójkołowce będą odpowiadały tym warunkom, okaże najbliższa przyszłość. Tym niemniej już obecnie budzą one następujące zastrzeżenia: Przez zastosowanie trzech kół zaoszczędza się na koszcie, ale bez względu na położenie poje-



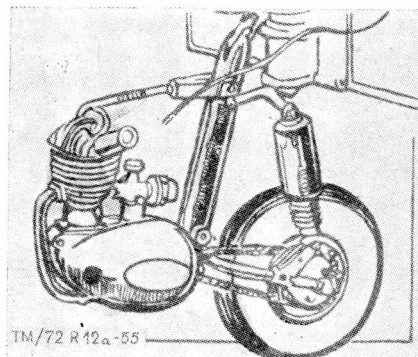
Rys. 11

Obecnie jednak kiedy dolna granica litrażu samochodu została w Europie znacznie przekroczona (w dół), pojęcie „samochód popularny” przestało być jednoznaczne. Biorąc pod uwagę pozytywne znaczenie tego określenia, jako „popularny” należy rozumieć taki pojazd, który może

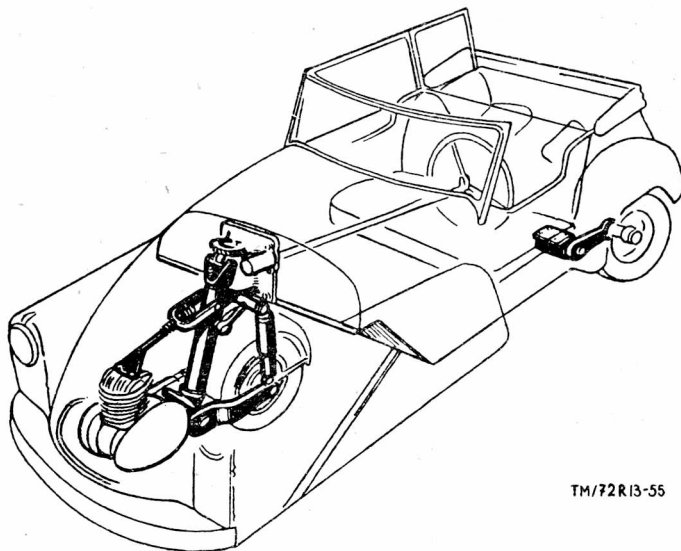
dynczego koła (z przodu lub z tyłu) jest ono bardziej obciążone, wskutek czego zużycie następuje w krótszym czasie, głównie ogumienia. Mechanizm kierowniczy nie jest dużo tańszy od mechanizmu normalnego samochodu. Zawieszenie i resorowanie kół również jest niewiele tańsze. Uzyskane oszczędności przez zastosowanie trzech kół, nawet jeśli uwzględnimy brak mechanizmu różnicowego, są w stosunku do pozostałych wad w rezultacie nieznaczne. Wady te szczególnie jaskrawo występują przy rozpatrywaniu stateczności pojazdu trójkołowego. Na przykład trzy koła nie mogą mieć jednakowej przyczepności, gdyż jedno koło będzie zawsze bardziej obciążone. Z tego powodu przy trójkołowcach z jednym kołem z przodu powstaje zawsze moment starający się



Rys. 12



Rys. 12a



Rys. 13

wywrócić pojazd. Niebezpieczne jest również oderwanie się od jezdni jednego koła, ponieważ wówczas samochód pozostaje tylko na dwóch kołach, co jest szczególnie niebezpieczne dla kierowcy, gdy przyczepność utraci koło kierowane.

Po rozważeniu wyżej przytoczonych zalet i wad wydaje się, że rozwiązanie zagadnienia popularnego samochodu na szerszą skalę nie prowadzi poprzez „trójkołowce”. Większe

szanse pod tym względem posiadają samochodziki czterokołowe.

Ze względu na popularność — jak to zaznaczono na wstępie — samochodzików, warto poznać niektóre z nich, zarówno trzy-, jak i czterokołowe, zwłaszcza że liczba ich w eksploatacji jest już stosunkowo duża i wiele przybywa nowych typów i odmian. Przegląd rozpoczniemy od produkcji angielskiej.

1. Reliant — Regal (rys. 11). Czterooosobowy, pojedyncze koło przednie posiada wzmocnione zawieszenie typu motocyklowego i jest kierowane przy pomocy normalnego mechanizmu kierowniczego. Silnik jest umieszczony z przodu.

Dane techniczne samochodzika Reliant — Regal.

Silnik	4-suw.
liczba cylindrów	4 — w rzędzie
pojemność skokowa (mm)	750
skok tłoka (mm)	76
średnica cylindrów (mm)	56
stopień sprężania	5,7 : 1
moc (KM przy obr./min.)	16/4000
sprzęgło	jednotarczowe suche
liczba biegów	4
przeniesienie napędu	walem
resorowanie koła przedniego	drażek skrotny
resorowanie kół tylnych	długie resory półelipt.
ciężar (kG)	406
ogumienie	4,5 × 14
zużycie paliwa (l/100 km)	5,6
prędkość maksymal. (km/godz.)	65

Wszystkie koła posiadają amortyzatory hydrauliczne, hamulce są również hydrauliczne. Hamulec ręczny na tylne koła.

2. Bond-Minicar C (rys. 12 i 12a). Kabriolet, silnik umieszczony jest przed przednim kołem. Napęd ze skrzyni biegów przenoszony jest na koło za pomocą łańcucha. Silnik chłodzony powietrzem przy pomocy dmuchawy. Zawieszenie tylnych kół na wahaczach amortyzowanych gumowymi wkładkami.

Dane techniczne samochodzika Bond-Minicar C.

Silnik	Villiers
pojemność skokowa cm ³	200
liczba suwów	2
moc (KM przy obr./min.)	8,4/4000
średnica cylindra (mm)	59
skok tłoka (mm)	72
liczba biegów	3 — bez biegu wstecznego, ponieważ przednie koło umożliwia skręt o 180°
ogumienie	8 × 4,00
ciężar (kG)	204 (nadwozie ze stopów lekkich)
zużycie paliwa (l/100 km)	3
prędkość maksymal. (km/godz.)	80

3. Bond-Zurella (rys. 13). Ten trzykołowy pojazd traci od roku w swoim ojczystym kraju stopniowo popularność. Bond-Zurella posiada pojedyncze koło z przodu i dwa koła z tyłu o normalnym rozstawie. Nadwozie podobne jest do normalnego samochodowego i posiada jedno siedzenie z przodu oraz dwa małe foteliki z tyłu, ustawione poprzecznie do kierunku jazdy. Silnik zblokowany jest ze skrzynią biegów. Cały zespół napędowy przy kierowaniu skręca razem z kołem. Ponieważ koło przednie może skręcać o pełne 180°, można praktycznie zawracać tym pojazdem na miejscu, bez potrzeby cofania. Zdolność poruszania się w normalnym ruchu ulicznym jest dzięki temu dobra pomimo braku biegu wstecznego.

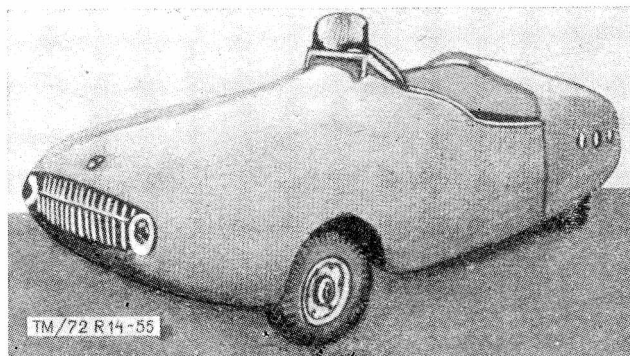
Dane techniczne samochodzika Bond-Zurella.

Silnik	2-suw.
Liczba cylindrów	1
Pojemność skokowa cm ³	197
Liczba biegów	3

Koło przednie jest resorowane przy pomocy wahacza z amortyzatorem o tłumieniu olejowym. Koła tylne resorowane są

przy pomocy gumowych elementów nie wymagających konserwacji.

Produkcję francuską reprezentują dwa trójkołowce: „Chanteclair” i „Inter”. W odróżnieniu od wyżej omawianych posiadają one jedno koło z tyłu.



Rys. 14

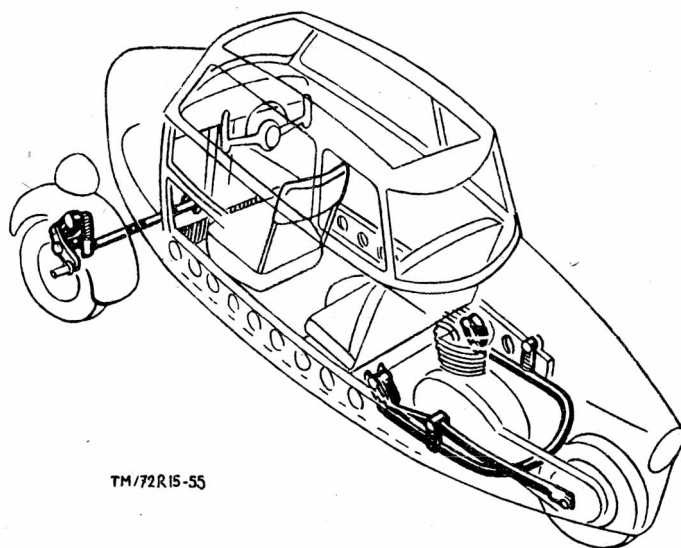
4. „Chanteclair” (rys. 14). Posiada on estetyczne sportowe nadwozie. Podwozie składa się z ramy centralnej z poprzeczkami służącymi do zamocowania całkowicie metalowego nadwozia o liniach opływowych. Produkowany jest jako jednolub dwumiejscowy.

Dane techniczne samochodzika Chanteclair

Silnik		2-suw.
Pojemność skokowa	cm ³	125
Moc (KM)	(KM)	4,5
Liczba biegów		3

lub:

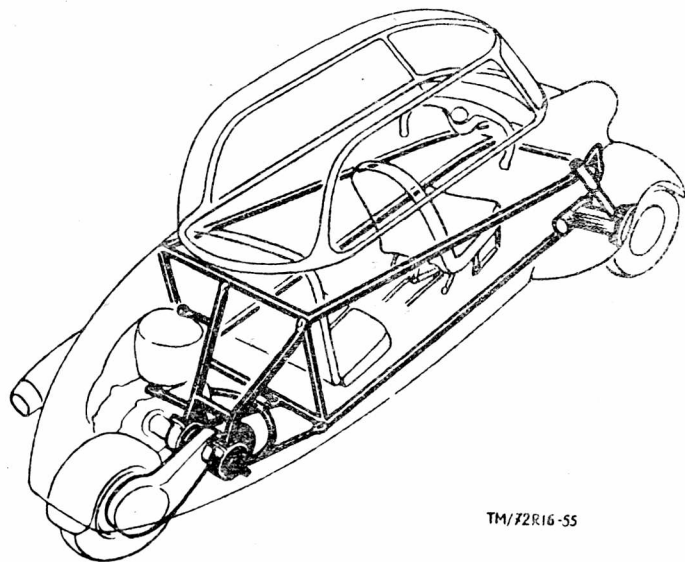
Silnik		4-suw.
Liczba cylindrów		1
Pojemność skokowa	cm ³	250
Moc	(KM)	14,5
Liczba biegów		4



Rys. 15

5. „Inter” (rys. 15). Jest to właściwie skuter skarosowany. Na salonie genewskim wystawiony był prototyp. Posiada on zewnętrzny kształt zbliżony do łodzi, w której pasażerowie siedzą jeden za drugim. Do napędu służy silnik dwusuwowy „Ydral” o mocy 8 KM i pojemności 175 cm³. Przewidziany jest rozrusznik i bieg wsteczny. W celu umożliwienia garażowania na małej przestrzeni przednie koła są odchylane wraz z ramionami, dzięki czemu całkowitą szerokość można zmniejszyć do 90 cm. Wszystkie koła resorowane są na poduszkach gumowych.

Przegląd produkcji niemieckiej rozpoczniemy od szeroko reklamowanego skarosowanego skutera „Messerschmitt K R 200”.



TM/72 R16-55

Rys. 16

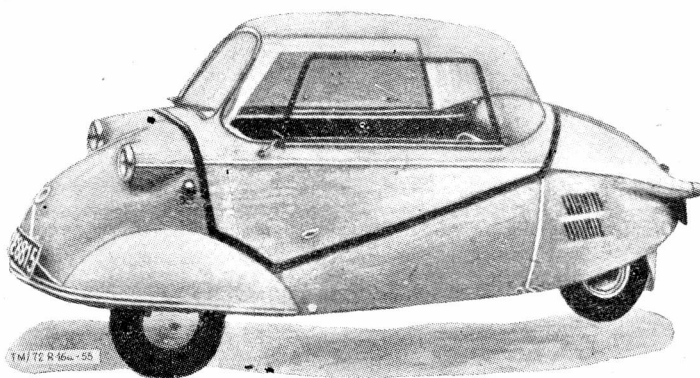
6. „Kabinenroller Messerschmitt K R 200” (rys. 16). Posiada on wiatroszczelne samonośne nadwozie. Ułożenie siedzeń w rzędzie jedno za drugim, co umożliwiło budowę stosunkowo wąskiego nadwozia o liniach opływowych. „K R 200” jest wyposażony w silnik f-my Fichtel i Sachs, który zawieszony jest na gumie w trzech punktach.

Zawieszenie posiada hydrauliczne, amortyzatory na wszystkich trzech kołach. Tylne siedzenie zajmuje całą szerokość wozu, jest podzielone na dwie części i daje się podnosić w całości lub w połowie. Daje to dodatkowe miejsce dla bagażu. Duża szyba czołowa daje dobrą widoczność. Pomimo braku biegu wstecznego jazda do tyłu jest możliwa dzięki silnikowi, który może pracować w odwrotnym kierunku. Zmiana kierunku biegu silnika odbywa się bardzo szybko przy pomocy specjalnego przełącznika (rozsusznik). Samochód ten przy dobrej pogodzie może być zamieniony w pojazd otwarty przez zdjęcie przezroczystego dachu, który można schować w pomieszczeniu przeznaczonym na bagaż. „K R 200” jest dostarczany w odmianach „K R 200 Deluxe” i „K R 200 Sport”.

Dane techniczne samochodzika Messerschmitt K R-200

Silnik		Fichtel i Sachs
Chłodzenie		Powietrze z dmuchawy
Liczba suwów		2
Liczba cylindrów		1
Pojemność skokowa	cm ³	191
Moc przy obr./min	(KM)	10/5250
Średnica cylindra	mm	65
Skok tłoka	mm	58
Stopień sprężania		6,6 : 1
Długość	mm	2.820
Szerokość	mm	1.220
Wysokość	mm	1.200
Rozstaw osi	mm	2.030
Prześwit	mm	160
Ciężar całkowity	kG	ok. 230
Ciężar użyteczny	kG	200
Pojemność zbiornika paliwa	(l)	14 mieszanki oraz 2,5 rezerwy

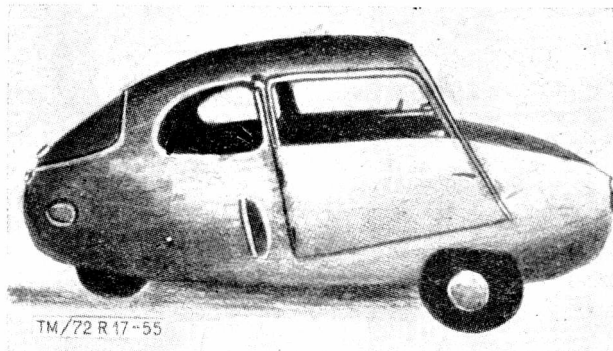
7. „Goggomobil” (rys. 19). Ten czterokołowy samochodzik produkuje firma „Bayerische Motovoller und Landmaschinenfabrik „Isaria”. Dwa wygodne siedzenia i dostateczna ilość miejsca na nogi dają możliwość pomimo niezbyt dużej wysokości wnętrza używania tylnego siedzenia również i przez osoby



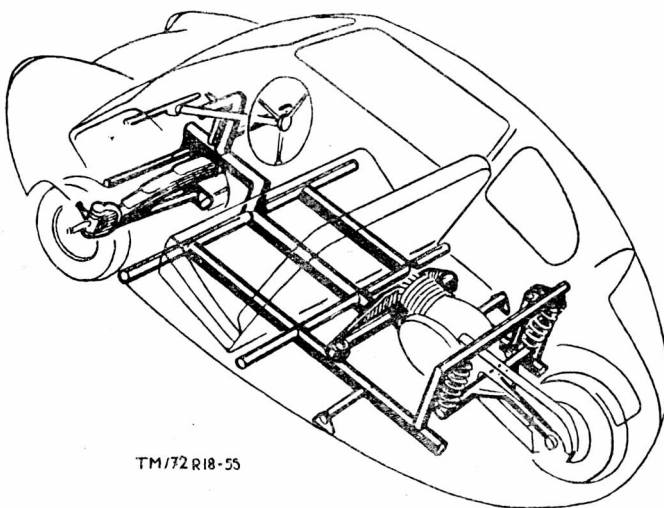
Rys. 16a

dorośle. Wyglądem zewnętrznym przypomina normalny samochód. Umieszczony z tyłu dwucylindrowy silnik o mocy 15 KM posiada pojemność 300 cm³. Na mechanizmy napędowe składają się: sprzęgło pracujące w oleju, 4-biegowa skrzynia biegów z biegiem wstecznym oraz mechanizm różnicowy. Tylne i przednie koła resorowane są przy pomocy sprężyn śrubowych z olejowymi amortyzatorami. Własności jezdne są bardzo zbliżone do normalnego samochodu.

8. „Fuldomobil” (rys. 17 i 18). Ten trójkółowiec o ładnych aerodynamicznych liniach posiada za sobą długi okres rozwoju. Jego zasadniczymi cechami są: daleko rozbudowane ponad przednią oś nadwozie, szerokie drzwi oraz duży bagażnik z tyłu. Obydwa przednie siedzenia pojedyncze są tak umieszczone, że osłony kół mieszczą się pod zgięciami kolan. Pojazd posiada ramę rurkową oraz aluminiowe nadwozie. Napęd ze skrzyni biegów na tylne koło odbywa się za pomocą łańcucha pracującego w kąpiel olejowej. Pojazd ten przeznaczony jest dla dwóch osób i posiada obszerny bagażnik.



Rys. 17



TM/72 R18-55

Rys. 18

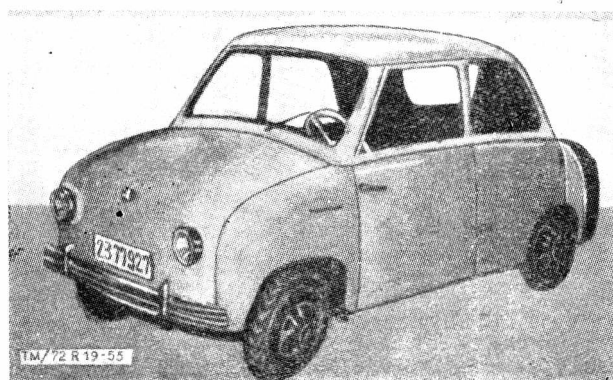
Włoski przemysł reprezentuje „Isetta” produkcji fabryki „ISO” w Mediolanie.

9. „Isetta”. Jest to skarosowany skuter. Pojazd ten uważany jest za najbardziej oryginalną konstrukcję. Główną jego cechą są drzwi, które stanowią przednią ścianę nadwozia. Umożliwia

Dane techniczne samochodzika Fuldamobil

Silnik	2-suw.
Pojemność skokowa cm ³	360
Moc (KM)	9
Liczba biegów	3
Zawieszenie kół przednich	na resorach poprzecznych
Zawieszenie koła tylnego (napędowego)	na wahaczu, sprężynie śrubowej i olejowym amortyzatorze.
Hamulec	mechaniczny hamulec nożny na przednie koła. Ręczny na tylne.
Ogumienie	4.00 × 8
Ciężar całego pojazdu kG	ok. 300
Zużycie paliwa (l/100km)	5/100
Szybkość maksymal. km/godz.	75
Rozstaw kół mm	1.200
Rozstaw osi mm	1.800
Długość mm	2.850
Szerokość mm	1.400
Wysokość mm	1.280

to wygodne wsiadanie i wysiadanie. Isetta wyposażona jest w silnik dwusuwowy, dwutłokowy o pojemności 236 cm³, umieszczony obok tylnej osi i napędzający ją bez mechanizmu



Rys. 19

różnicowego. Isetta nie posiada jeszcze ostatecznej formy konstrukcyjnej i znajduje się w fazie rozwojowej. Dzięki wygodnemu wsiadaniu i wysiadaniu oraz małej długości (235 cm) nadaje się szczególnie dobrze do ruchu miejskiego. Odmianą niemiecką tego wozu jest pojazd budowany w zakładach B.M.W. na podstawie licencji. Ma on silnik 4-suwowy o pojemności 246 cm³ typu R25/3. Isetta posiada cztery koła o wymiarach 4.50 × 10. Przeniesienie mocy odbywa się przy pomocy sprzęgła wielotarczowego, czterobiegowej skrzyni biegów i podwójnego łańcucha w kąpeli olejowej.

LITERATURA:

1. „Automobile Revue“ nr 15 23.III.1955
2. „Kraftfahrzeug Technik“ nr. 7 1954
3. „Der Deutsche Strassenverkehr“ nr 2 1955
4. „KFZ Fachblatt“ nr 5 9 maj 1953
5. „The Motor Cycle“ nr 2608 1953
6. „The Motor Cycle“ nr 2595 1953

PRODUKCJA OBREŻY KÓŁ ROWEROWYCH

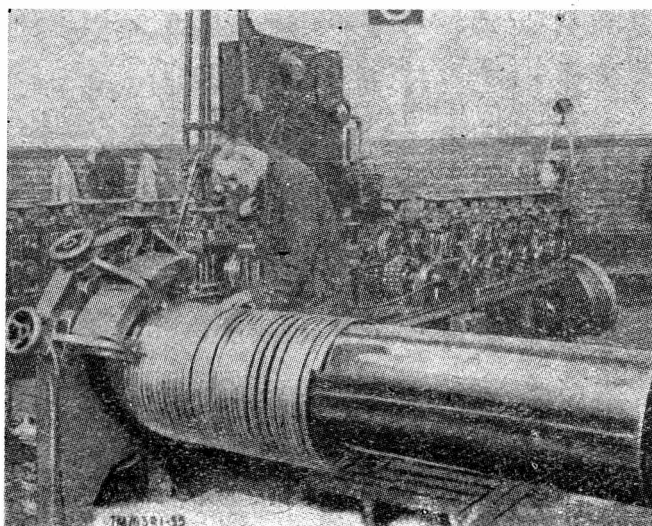
W artykule opisana jest produkcja obręczy kół rowerowych w zakładach Dunlop.

Aczkolwiek niewielkie partie obręczy wykonywane są ze stali nierdzewnej, a do celów wyścigowych również z lekkich stopów, większość obręczy wykonywana jest z miękkiej niskowęglowej stali wyższej jakości. Skład stali podlega kontroli. Różne szerokości obręczy i różne materiały wprowadzają pewne zmiany w przebiegu procesu technologicznego. Typowym przekrojem w procesie wytwarzania obręczy będzie przekrój pokazany na rys. 7b.

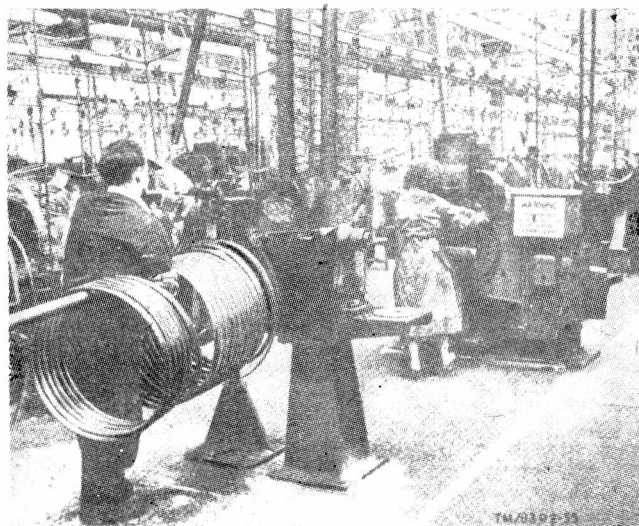
Taśma stalowa, w zwojach o ciężarze 225—250 kG, wprowadzana jest do maszyny profilującej, pokazanej na rys. 1, z szybkością 0,1 m/sek. Maszyna ta posiada 7 par rolek napędzanych zespołem kół zębatach. Rolki te kolejno, w sposób pokazany na rys. 7, formują z taśmy profil 7a. Po uformowaniu następuje za pomocą dwóch zespołów elektrod łączenie zawiniętych części taśmy z dnem przyszłej obręczy. Po spawaniu taśma chłodzona jest powietrzem lub cieczą. Ochłodzona taśma przechodzi do umieszczonych na końcu maszyny rolek, które zwijają taśmę w spiralę o średnicy obręczy. Zwi-

jana spirala nasuwa się na bęben. Dla łatwości manewrowania taśmę ucina się, gdy spirala na bębnie osiągnie 40 zwojów, po czym ponownie uruchamia się maszynę. Taśma przechodzi następnie przez maszynę wygładzającą, przypominającą konstrukcją maszynę profilującą, nie posiadającą elektrod. Zadaniem maszyny wygładzającej jest zamienić przekrój 7a w przekrój 7b. W maszynie następuje wygładzenie ostrej krawędzi spoiny, mogącej uszkodzić dętkę. Maszyna posiada 7 par rolek, lecz ostateczny profil taśma otrzymuje już po przejściu czwartej pary. W drugiej części maszyny taśma zwijana jest w zwartą spiralę o średnicy nieco większej niż średnica gotowej obręczy, aby zapewnić zapas na spawanie stykowe.

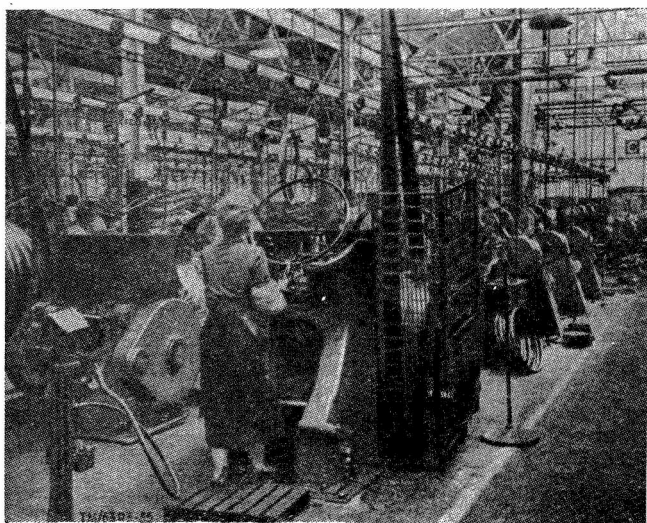
Po przejściu przez maszynę wygładzającą odmierzane są ze spirali za pomocą miary taśmowej i rysika i odcinane piłką mechaniczną odpowiednie długości odcinki (patrz rys. 2). Maszyny profilujące, wygładzające i piłki umieszczone są w jednym końcu hali. Resztę hali zajmują równoległe linie wykańczające dla różnych odmian obręczy. Każda z tych linii



Rys. 1



Rys. 2



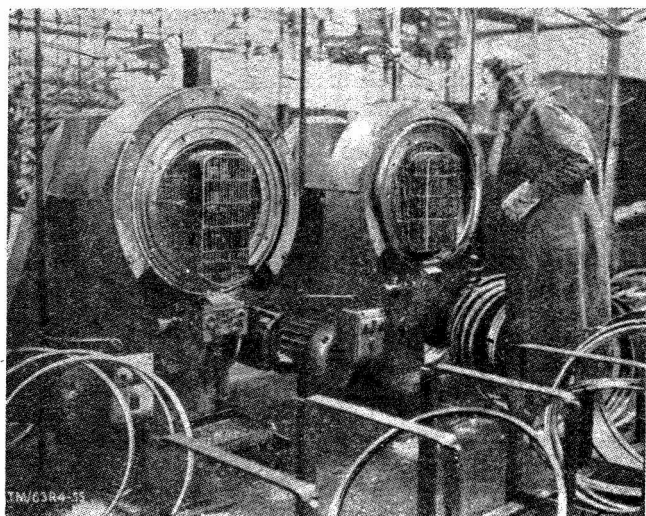
Rys. 3

posiada górny przenośnik o ruchu ciągłym, którym przenosi się obręcze z jednej operacji do drugiej. Pierwszą operacją na tych liniach jest spawanie stykowe obu końców obręczy, przy czym dużą uwagę zwraca się na dokładne ustawienie i zamocowanie obu końców przy spawaniu, ze względu na małą grubość blachy i ograniczoną powierzchnię łączenia.

Następną operacją jest usunięcie śladów spawania, od wewnętrznej strony obręczy. Dokonuje się tego przy pomocy profilowanego dłuta pneumatycznego. Po tej operacji obręcz podlega rozciąganiu. Rozchodzące się profilowe rozwieraki nadają obręczy dokładny kształt koła o ściśle określonej średnicy. Po rozciągnięciu obwód obręczy jest mierzony; dopuszcza się odchyłki nie większe niż 1,25 mm. Po zmierzeniu następują trzy operacje szlifowania i polerowania spoiny łączącej w celu usunięcia śladów spawania. Operacje te przedstawiają rysunki 2 i 3.

Następną operacją jest przebijanie otworów na szprychy. Obręcz chwyta się w uchwyt szybkoocucujący. Maszyna przebiega po dwa otwory równocześnie, a po przebicciu znakuje położenie następnych dwóch otworów. Po zakończeniu cyklu maszyna zatrzymuje się samoczynnie (rys. 4). Przy małych seriach przebijak poruszany jest hydraulicznie, lecz znakowanie odbywa się ręcznie przez odmierzenie odległości od poprzedniego otworu za pomocą zetknięcia odpowiedniego kołka ze zderzakiem. Otwory rozmieszcza się symetrycznie po obu stronach spoiny łączącej. Ostatnią operacją jest przebiccie otworu na zawór, po czym obręcz poddaje się kontroli wzrokowej.

Przed nakładaniem powłoki galwanicznej obręcz poddawana jest polerowaniu. Polerowanie przeprowadza się obecnie niemal wyłącznie na nowoczesnych maszynach (rys. 5) zamkniętej konstrukcji. Stosowanie skomplikowanego, górnego systemu wyciągowego przy użyciu maszyn otwartych starego typu (rys. 9) dawało duże ilości kurzu. Nowe maszyny połączone są podziemnymi przewodami o bardzo dużej średnicy z kana-

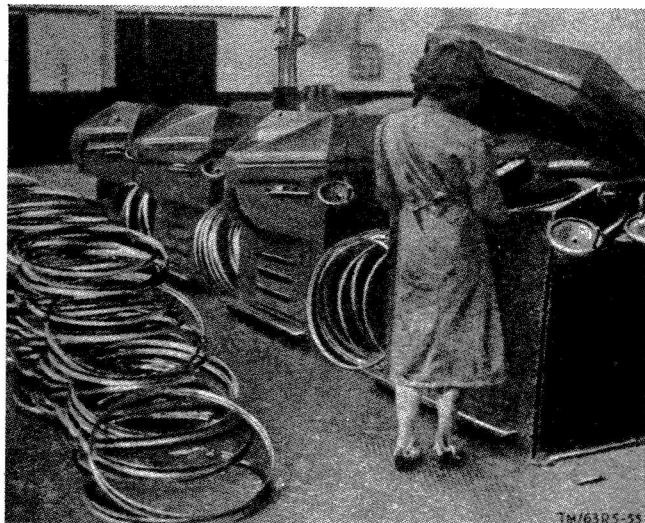


Rys. 4

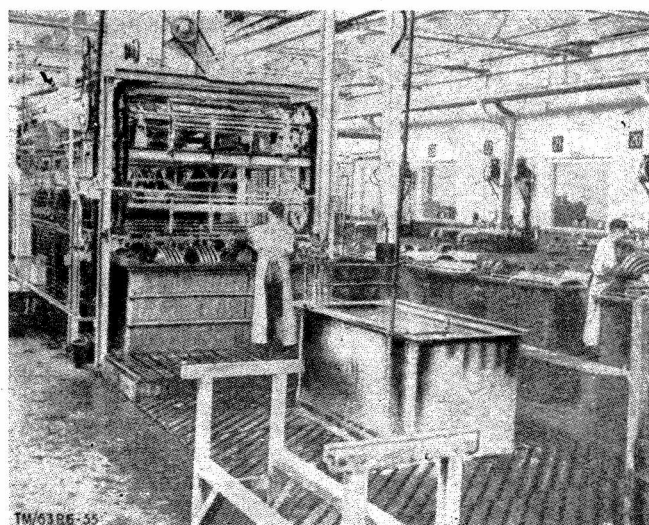
łami wyciągowymi. Lekkie cząsteczki kurzu usuwane są na zewnątrz budynku, zaś ciężkie opadają na dno przewodów, skąd można je łatwo usunąć.

Obręcze w maszynie polerującej osadzone są na specjalnych profilowych rolkach. Do każdej obręczy przylegają, po zamknięciu pokryw maszyny, dwie tarcze polerujące z perkalu introligatorskiego, nasycone drobnym proszkiem korundowym i napędzane 5-konnymi silnikami. Każda tarcza poleruje połowę obręczy. Maszyna polerująca posiada hydrauliczny układ sterowania.

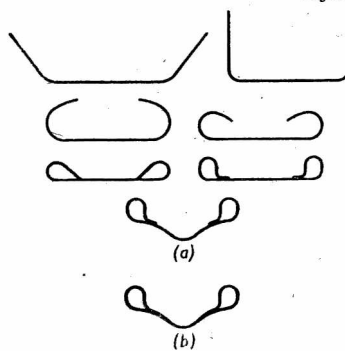
Po polerowaniu obręcze podlegają sprawdzeniu i wędrują do osobnego budynku galwanizerni. Pierwszą operacją jest oczyszczenie obręczy z tłuszczu i kurzu. Dokonuje się tego w automatycznej maszynie, przedstawionej na rys. 6, w skład której wchodzi 6 zbiorników, nad którymi przebiega przenośnik z wieszakami dla obręczy. Kolejność zbiorników jest następująca: pierwsze i drugie elektroczyszczanie, płukanie w gorącej wodzie, trawienie elektrokwasowe, płukanie w wodzie



Rys. 5

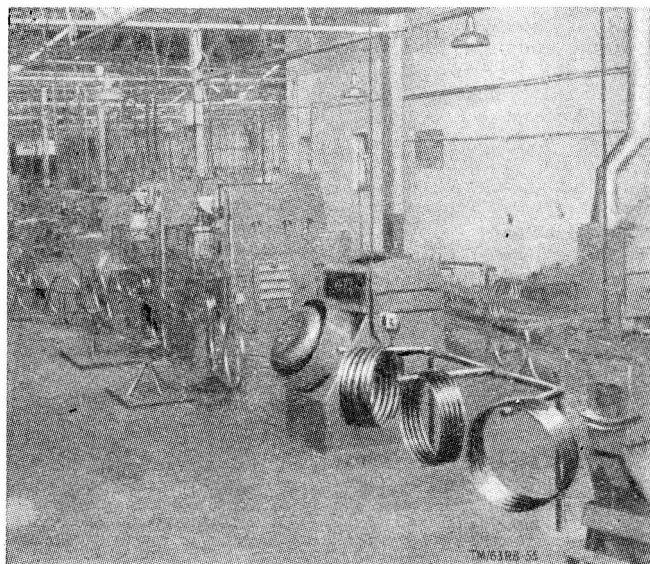


Rys. 6



Rys. 7

zimnej. Przenośnik dostarcza obręcz do pierwszej kąpiel, zanurza je, po odpowiednim czasie wyjmując, przez pewien czas stoi nieruchomo, aby obręcz obciekły, a następnie w podobny sposób przeprowadza pozostałych 5 kąpiel. Czas kąpiel daje się regulować przez przesuwanie wyłączników zderzakowych. Po oczyszczeniu obręcz pokrywane są na drodze elektrolitycznej warstwą niklu. Odbywa się to w dwóch



Rys. 8

wannach, z których każda mieści po 60 obręczy. Pomiędzy wannami ustawione jest urządzenie, służące do zawieszania i obracania obręczy w kąpeli. Wolne obracanie obręczy w czasie procesu zapewnia równomierne pokrycie całej powierzchni. Do niklowania stosuje się stale filtrowany roztwór Watta oraz anody niklowe. Prądu o natężeniu 4.000 A dostar-

czają prądnice, umieszczone wraz z urządzeniami sterującymi w osobnym, równoległym ustawionym budynku. Przez duże okna w równoległych ścianach budynków można łatwo obserwować pracę prądnic i wskazania przyrządów.

Ze względu na kształt profilu obręczy określa się grubość powłoki na minimum 0,01 mm jedynie w miejscu współpracy ze szczęką hamulca. Grubość powłoki w innych miejscach obręczy zależy od kształtu. Po niklowaniu obręcze podlegają polerowaniu, a następnie oczyszczaniu w słabym roztworze cyjanku, płukaniu i wreszcie chromowaniu. W wannach do chromowania, wypełnionych roztworem kwasu chromowego, obręcze wiszą pojedynczo na hakach i ustawione są symetrycznie dookoła okrągłych elektrod z twardego ołowiu antymonowego. Natężenie prądu jest znacznie wyższe niż przy niklowaniu i wynosi 250 A na obręcz. Po chromowaniu obręcze płukane są w zimnej wodzie, a po obcieknięciu układane w magazynie płasko warstwami, przesuniętymi jedna względem drugiej. Zapobiega to uszkodzeniu powłoki galwanicznej.

Ostatnio czynione są próby odwrócenia kolejności procesu wytwarzania obręczy. W nowym procesie, który być może zastąpi dotychczasowy, pierwszą operacją jest cięcie taśmy na wymiar i spawanie jej w pierścien przed kształtowaniem profilu. System taki posiada wiele zalet, z których największą jest możliwość dokładniejszego nadzorowania poszczególnych operacji kształtowania profilu obręczy, przeprowadzanego na 7 oddzielnych maszynach. Dużą zaletą jest również możliwość przetaczania obręczy pomiędzy poszczególnymi stanowiskami operacyjnymi, jak to widać z rys. 8, pokazującego doświadczalną linię produkcyjną, pracującą według tego systemu.

Na podstawie „The Engineer“ opracował

S. T.

BADANIA OLEJOWYCH FILTRÓW BOCZNIKOWYCH W PRÓBACH DROGOWYCH

Z wyjątkiem wyników niektórych jednostkowych badań, brak jest dotychczas danych statystycznych z praktyki eksploatacyjnej potwierdzających działanie olejowych filtrów bocznikowych, dające w skutku przedłużenie czasu pracy oleju i żywotności silnika. Brak jest zwłaszcza danych pozwalających na ocenę wielkości tych skutków, co jest niezbędne dla analizy ekonomicznej, celowości stosowania filtrów. Badania w tym kierunku zostały podjęte przez Urząd Ruchu miasta Stuttgart. W celu uzyskania wyników, które mogłyby być porównywane pod względem wielkości, badania prowadzono w ten sposób, że wyeliminowano możliwie największą ilość czynników, które nie mają zasadniczego znaczenia w ocenie wyników.

Warunki prób

Próbowi poddano 5 samochodów osobowych jednakowego typu (Volkswagen, rok budowy 1949) i 5 samochodów ciężarowych również jednakowego typu (Opel, 3,6 l, z silnikiem, w którym zastosowano napęd gazem sprężonym) na trasie 12 000 km. Warunki drogowe były dla wszystkich samochodów jednakowe. Każdy samochód otrzymał przed próbą nowy silnik, w którym zostały dokładnie zmierzone średnice cylindrów. Silniki zostały przed próbą przehamowane w czasie odpowiadającym 50 km drogi, następnie zmieniono w nich olej i wkłady filtrujące filtrów bocznikowych. Zmiana oleju została dokonana w krótkim czasie po rozpoczęciu docierania na hamowni, ponieważ doświadczalnie stwierdzono, że w nowym silniku już po 50 km zanieczyszczenie oleju jest bardzo duże i większe aniżeli w silniku, który przebył 3000 km bez filtra. Następnie silniki docierano na hamowni przez czas odpowiadający 400 km drogi, po czym ponownie zmieniono olej i wkłady filtrów. W tym stanie silniki zostały wbudowane do samochodów i aż do końca jazdy na drodze 12 000 km nie zmieniano ani oleju ani wkładów filtrujących. Po każdym 1000 km drogi pobierano próbki oleju w określonej temperaturze i ciśnieniu. W czasie jazdy ubytek oleju uzupełniano

notując stany liczników. Próbkę oleju przekazywano do zbadania laboratoryjnego i wyniki otrzymywano każdorazowo po 3 do 4 dniach. Po ukończeniu prób na drodze 12 000 km dokonano pomiaru cylindrów. Olej świeży nie zawierał żadnych specjalnych dodatków i posiadał następującą charakterystykę:

TABLICA 1

	Samochód ciężarowy	Samochód osobowy
wygląd	brązowy	czerwonawo-brązowy
ciężar właściwy przy 20°C	0,901	0,875
lepkość przy 50°C w °E	14,5	6,5
temperatura zapłonu °C	265	222
liczba kwasowa (mG KOH/G)	0,027	0,030
zawartość popiołu %	0,010	0,006
liczba zmydlania (mG KOH/G)	0	0
liczba Conradsona %	0,61	0,44
temperatura krzepnięcia °C	—	— 11

Przez zastosowanie gazu do napędu samochodów ciężarowych wyeliminowano skutki jakie powoduje w oleju paliwo ciekłe (warunki korzystniejsze). Próby odbywały się wyłącznie w mieście przy częstych zatrzymywaniach się i dłuższych postojach (dla ostudzenia silnika), przy pracy silnika na biegu luzem i jeździe na niskich biegach (warunki zaostrożone).

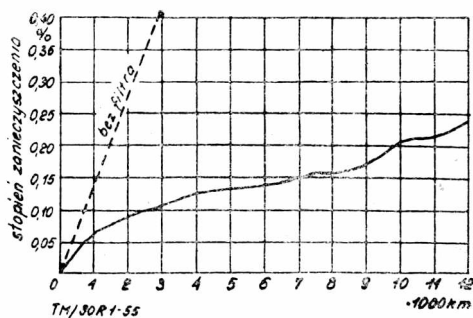
Wyniki badań

1. Zanieczyszczenia

Ze względu na uproszczenie analiz, badanie zanieczyszczenia oleju ograniczono do określenia całkowitej zawartości popiołu łącznie z resztkami organicznymi porafinacyjnymi.

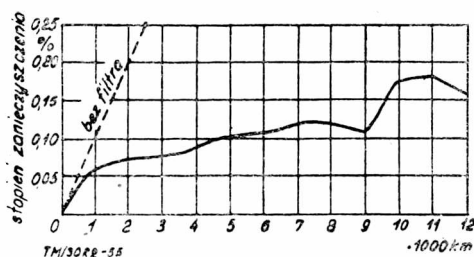
Na rys. 1 przedstawiono wzrost zanieczyszczeń oleju jako średnie dla 5 samochodów ciężarowych. W celu porównania wprowadzono średnie wielkości zanieczyszczeń w 5 takich

samych samochodach po przejechaniu 3000 km bez filtra. Podobne zależności przedstawiono na rys. 2 dla samochodów osobowych.



Rys. 1. Średnie wartości zanieczyszczeń w zależności od drogi, z prób 5 samochodów ciężarowych (napędzanych gazem) z filtrem olejowym bocznikowym.

W obu przypadkach zanieczyszczenie oleju po 12000 km z filtrem okazało się mniejsze aniżeli po 3000 km bez filtra (dla samochodu ciężarowego) i po 2500 km (dla samochodu osobowego). Ilość uzupełnianego oleju świeżego w czasie

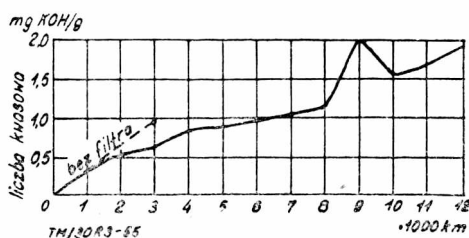


Rys. 2. Średnie wartości zanieczyszczeń w zależności od drogi, z prób 5 samochodów osobowych z filtrem olejowym bocznikowym.

jazdy wynosiła w samochodach ciężarowych średnio 0,21 l/100 km i w samochodach osobowych 0,07 l/100 km, co było w granicach normy. Z przebiegu krzywych widać, że przy pracy z filtrem następowała równowaga między stopniem zanieczyszczenia i ilością uzupełnianego oleju. To mogłoby oznaczać, że olej nie musi być zmieniany okresowo na świeży. Uogólniać jednak tego wyniku nie można, gdyż zmiany jakie zachodzą w oleju zależą od konstrukcji silnika i warunków jego pracy i o czasie pracy oleju do jego zmiany na świeży należy zasięgnąć opinii wytwórcy.

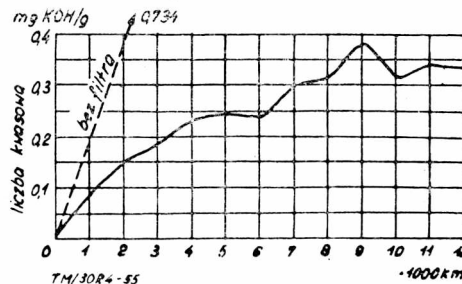
2. Tworzenie się kwasów

Zanieczyszczenia i kwasowość wykazują podobne tendencje wzrostu w czasie pracy oleju. Na rys. 3 i 4 pokazana jest zależność liczby kwasowej od przebytej drogi. Wzrost kwasowości jest jak widać związany ze wzrostem zanieczyszczenia. Wynika z tego, że filtr dokładnego oczyszczania powoduje poprzez zmniejszenie zanieczyszczeń również zmniejszenie kwasowości oleju. Jeśli taka zależność rzeczywiście istnieje, to stosunek kwasowości do zanieczyszczenia winien być stały i niezależny od czasu pracy oleju. Taki obraz kwasowości przedstawiony jest na rys. 5 i 6 dla samochodów ciężarowych i osobowych. Jak widać, poza kilkoma falami i odchy-



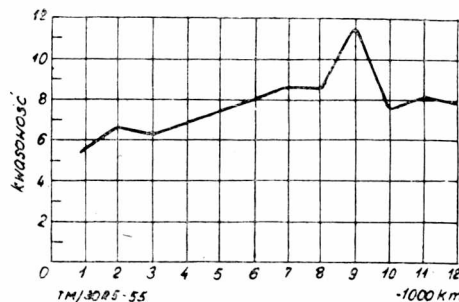
Rys. 3. Zależność średniej wartości liczby kwasowej oleju od drogi w samochodach ciężarowych.

leniami, linia kwasowości wykazuje w przybliżeniu wartości stałe na długości trasy doświadczalnej. W każdym silniku istnieją wprawdzie odmienne warunki wpływające na zmiany kwasowości ale zmiany te są nieznaczne. Wzrost liczby kwasowej utrzymuje się zatem w równowadze, przy równoczesnym tworzeniu się kwasów, uzupełnianiu świeżego oleju i filtrowaniu. Doświadczenia wykazały, że jeżeli zanieczyszczenie

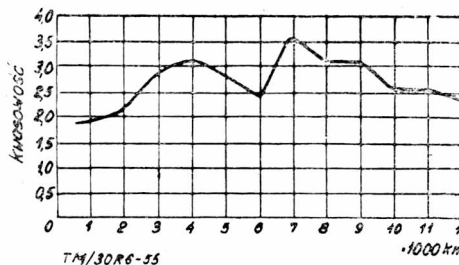


Rys. 4. Zależność średniej wartości liczby kwasowej oleju od drogi w samochodach osobowych.

oleju utrzymywane jest w niskich granicach, to za jedyne kryterium zużycia oleju nie może być uważana zarówno bezwzględna jak i względna wartość liczby kwasowej (w stos. do zanieczyszczenia). W każdym razie ustalania granicznych wartości dla liczby kwasowej, które miałyby być uważane za podstawę do dyskwalifikacji oleju, należy dokonywać ostrożnie. Nie jest bowiem dowiedzione, że względnie mała



Rys. 5. Liczba kwasowa w stos. do 1% zanieczyszczenia w samochodach ciężarowych.



Rys. 6. Liczba kwasowa w stos. do 1% zanieczyszczenia w samochodach osobowych.

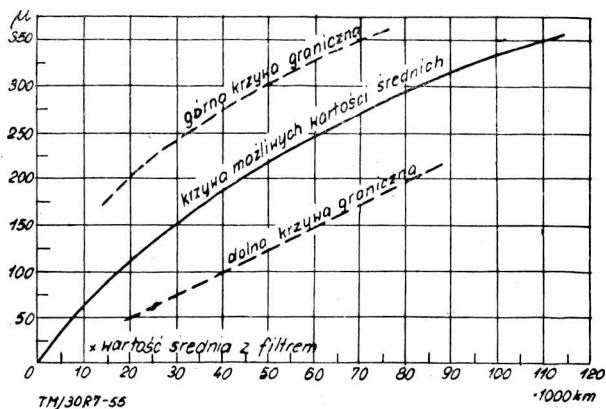
kwasowość jest dla silnika szkodliwa. Liczby kwasowe o wartości 2,3 albo 4, w zależności od stopnia dokładności oczyszczania oleju, mogą być traktowane równorzędnie.

Zużycie cylindrów

Na zużycie cylindrów ma wpływ zanieczyszczenie oleju. Przy rozważaniu wielkości tego wpływu, należy jednak brać pod uwagę koszt filtrowania. Przedłużenie okresu międzyprawnego silnika o 5 do 10% dla samochodu ciężarowego i 10 do 20% dla samochodu osobowego, pozwala na zamortyzowanie kosztów filtru. Zużycie cylindrów mierzone w górnej części cylindra nad śworniem tłokowym w wozach doświadczalnych po przejechaniu 12000 km — bez zmiany oleju w samochodach ciężarowych — wyniosło średnio 18,2 μ , a w samochodach osobowych 31,9 μ . Same wielkości zużycia cylindrów nie dają miary działania filtra, jeżeli nie zostaną porównane z zużyciem bez filtra. Dlatego zostały wzięte rów-

nież dane z eksploatacji samochodów Opel 3,6 l i samochodów Volkswagen na przestrzeni ostatnich lat, zużycia cylindrów w zależności od przebytych kilometrów drogi bez fil-

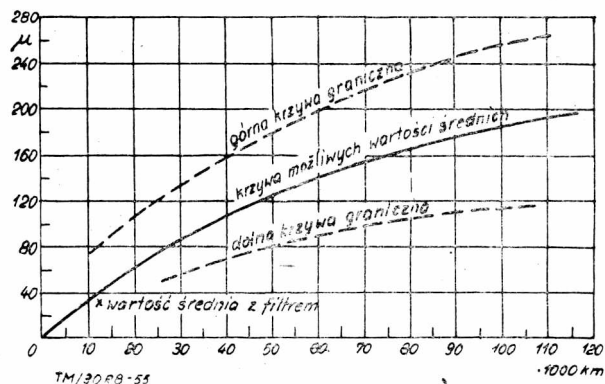
zmniejszyło się o 75% i w samochodzie osobowym o 25%. To znaczy, że czas pracy silników z filtrami został odpowiednio zwiększony.



Rys. 7. Średnie zużycie cylindrów w samochodach ciężarowych przy napędzie gazem — bez filtru.

trów. Zależności te przedstawiono na rys. 7 i 8. Wprawdzie rozrzut wartości z pomiarów był dość duży, ale można było ustalić przybliżenie dokładnie krzywe wartości granicznych i średnich. Na wykresach tych zaznaczono również zużycie cylindrów przy zastosowaniu filtrów. Wartości te leżą poniżej krzywej dla średnich zużyć (bez filtru). Oznacza to, że zużycie cylindrów jest mniejsze przy zastosowaniu filtru.

Po 12 000 km zużycie cylindrów bez filtru wynosiło 72 μ , dla samochodu ciężarowego i 43 μ dla samochodu osobowego. Z porównania danych zużycia w eksploatacji bez filtru widać, że zużycie z filtrem w samochodzie ciężarowym



Rys. 8. Średnie zużycie cylindrów w samochodach osobowych bez filtru.

Wnioski

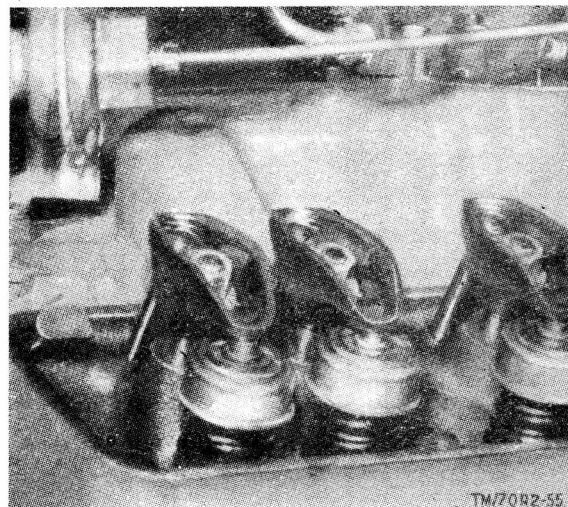
Doświadczenia przeprowadzone na 5 samochodach ciężarowych i 5 osobowych wykazały, że przez zastosowanie filtrów olejowych bocznikowych (dokładnego oczyszczania) początkowe własności oleju (bez oceny ilościowej wpływu), zostały zachowane przez okres czasu wielokrotnie dłuższy. Aby te wyniki wykorzystać dla ustalania czasów zmiany oleju i normy przebiegu międzynaaprawczego silników, należy o tym decydować na podstawie wyników badań konkretnych danych typów silników.

Na podstawie artykułu z ATZ nr 2/55 opracował
T. S.

NOWY RODZAJ DŹWIGIENKI ZAWOROWEJ

Dźwigienki nowego rodzaju zostały zastosowane w ośmiocylindrowych silnikach widlastych samochodów osobowych Pontiac i Chevrolet (pokazanych na rysunku) na rok 1955. Dźwigienka wytłaczana jest z blachy stalowej odpowiedniej grubości, a następnie nawęglana powierzchniowo. Na dnie dźwigienki znajduje się owalny otwór, przez który przechodzi kołek śrubowy, na którym osadzona jest dźwigienka. Kołek

śrubowy osadzony jest w głowicy na wcisk. Dźwigienka obraca się dookoła półkulistej miseczki opierającej się o nakrętkę regulacyjną.

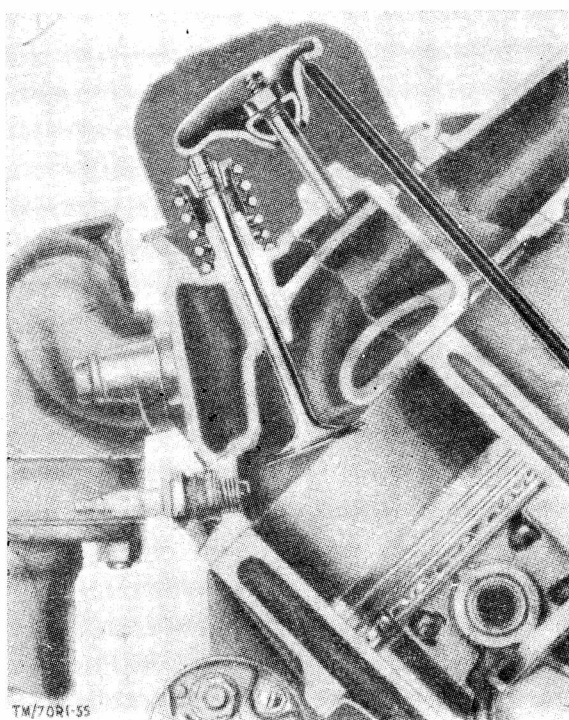


Rys. 2

W silniku Chevrolet olej dochodzi do dźwigienki przez popychacz i smaruje wszystkie miejsca współpracy. W silniku Pontiac olej dopływa dwiema drogami: poprzez popychacz i poprzez drążone kołki śrubowe, do których dostaje się ze specjalnego przewodu.

Zaletą dźwigienki nowego typu jest wyeliminowanie wałka dźwigienkowego z jego osadzeniami i sprężynkami, większa swoboda w umieszczaniu zaworów w głowicy, wyeliminowanie zapiekania się zaworów, zmniejszenie zużycia ich trzonków oraz łatwość wytwarzania.

S. T.



Rys. 1

PRZEGŁĄD DOKUMENTACYJNY MOTORYZACJI

OPRACOWANY PRZEZ BIURO KONSTRUKCYJNE PRZEMYSŁU MOTORYZACYJNEGO

DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „TECHNIKA MOTORYZACYJNA”

Rocznik **IX**

Warszawa, sierpień 1955

Nr 8

Gwiazdkami, obok porządkowych liczb artykułów, oznaczone są publikacje znajdujące się w bibliotece Biura Konstrukcyjnego Przemysłu Motoryzacyjnego. Stosowana jest klasyfikacja dziesiętna wydanie polskie.

F. Badania naukowe i techniczne

160* 629.113.534.839:621.431.73 F BKPMot

Gie B. K., Chlytczjew S. M.: **Metoda analizy szumów wywołanych przez urządzenia elektryczne i silnik samochodu**. „Metod analiza szumów priborow elektrooborudowanja i dwigatiela awtomobila”. Awtom. i Trakt. Promysl. Moskwa, mies., nr 3, marz. 55, s. 17; 29 × 22 cm, 2,5 str., 1 fot., 1 schem., 7 wykr. —

Przyrządy rejestrujące (spektrografy) natężenie szumu wywołanego przez silnik samochodu i jego urządzenia elektryczne. Zasada pracy przyrządu oparta jest na częstotliwości dźwięku. Wyniki pomiarów odczytuje się z wykresów oscylograficznych częstotliwości dźwięku. Od wielkości wypadkowych wykresu częstotliwości zależy wielkość szumu. Charakterystyka techniczna i opis przyrządu. Przykłady wykresów oscylograficznych szumu przy różnych obrotach silnika.

161* 620.164:621.385.833 F BKPMot

Halliday J. S. **Badanie gładkości powierzchni mikroskopem elektronowym refleksyjnym**. „Surface examination by reflection electron microscopy”. Machinery, London, tyg., t. 86, nr 2214, kw. 55, s. 869; 25 × 18 cm, 3 str., 8 fot., 2 rys., 2 tabl. —

Opis techniczny metody badania gładkości powierzchni przy pomocy mikroskopu elektronowego refleksyjnego, polegającej na naświetlaniu powierzchni badanej wąskim promieniem elektronowym pod kątem nie przywyszającym 4,5°. Otrzymywane tą metodą zdjęcia pokazują profil badanej powierzchni, pozwalając nie tylko sądzić o jej charakterze, ale również obliczyć wysokości i głębokości nierówności, a w przypadkach szczególnych — wielkość zużycia powierzchni.

162* 621.436:621.434:621.43.056 F BKPMot

Schultz W.: **Zawirowania w komorach spalania silników spalinowych**. „Die Turbulenz in Verbrennungsmotoren”. Kraftfz. techn., Berlin, mies., t. 5, nr 1, stycz. 55, s. 27; 29 × 21 cm, 1 str. —

Znaczenie zawirowań w komorach spalania silników gaźnikowych i wysokoprężnych. Zawirowania wywierają duży wpływ na moc i sprawność silników spalinowych oraz zjawisko stuków. Szczególną rolę odgrywają zawirowania w silnikach wysokoprężnych, choć przebieg procesu spalania w tych silnikach, mimo bardzo gruntownych badań, nie został całkowicie wyjaśniony.

163* 621.833.7.05:621.753.39 F BKPMot

Wigan E. R.: **Prosty mechanizm dźwigniowy do wykreślenia zarysów zębów kół ewolwentowych**. „A simple linkage which generates a close approximation to an involute”. Machinery, London, tyg., t. 86, nr 2204, luty 55, s. 321; 25 × 18 cm, 4,5 str., 4 rys., 1 wykr., 2 tabl. —

Bardzo prosty mechanizm, składający się z dwóch dźwigni, dający możliwość szybkiego wykreślenia i sprawdzenia zarysów zębów kół zębatych ewolwentowych. Duża dokładność tej metody, leżąca w granicach kilku milionowych części promienia koła podstawowego.

164* 669—415.001.4:621.98 F BKPMot

Siebel E.: **Badania w dziedzinie obróbki blach**. „Forschung auf dem Gebiet der Blechverarbeitung”. VDI, Düsseldorf, tyg., nr 9, marz. 55, s. 280; 30 × 21 cm, 4,5 str. —

Referat wygłoszony w dniu 15.11.54 na posiedzeniu komisji dla badań stosowanych przez Niemieckie Stowarzyszenie Badawcze. Mimo wyjaśnienia wielu zagadnień w dziedzinie przeróbki blach wylaniają się nowe problemy, których rozwiązanie musi nastąpić szybko ze względów handlowych. Metody badawcze. Metoda hydraulicznego tłoczenia. Drykowanie na drykarce i tokarce, narzędzia pracy. Obróbka powierzchniowa i łączenie blach. Korozja spowodowana środkami piorącymi.

165* 629.113:65.01 F BKPMot

Wynalazki i pomysły racjonalizatorskie wprowadzone w przedsiębiorstwach ministerstw przemysłu: samochodowego, ciągnikowego i rolniczego. „Izobrietienja i racjonalizatorskije priedłożenja, wniedwiennyje na priedprijatjach Ministerstwa Awtomobilnowo, Traktornowo i Sielskochoziajstwiennowo Maszynostrojenja SSSR”. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., nr 1, stycz. 55, s. 31; 29 × 22 cm, 0,5 str. —

Wyszczególnienie 41 pomysłów i wynalazków dotyczących

m. in.: przekładni ciągnikowych, technologii wykonania pierścieni tłokowych, odlewów tulei cylindrowych. Obróbki tulei cylindrowych i innych.

J. Teoria pojazdów mechanicznych, zasady obliczeń i konstrukcji

166* 621.822.5/7 J BKPMot

Kollmann K., Hahn H.: **Technika łożysk ślizgowych i tocznych dla konstruktora**. „Walz-und Gleitlagertechnik für den Konstrukteur”. ATZ, Stuttgart, mies., nr 4, kw. 55, s. 107; 30 × 21 cm, 6 str., 5 rys., 4 wykr., 3 poz. bibl. —

Omówienie referatów, wygłoszonych w dniu 15.10.54 r. na zebraniu zespołu roboczego niemieckich konstruktorów w Stuttgarcie, dotyczących zagadnienia łożyskowania, a w szczególności: nośność i trwałość łożysk tocznych, konstrukcyjne problemy ukształtowania nowoczesnych łożyskowań, tarcie i smarowanie w łożyskach tocznych, nowe zapatrywania na przebieg smarowania, zjawisko tarcia mieszanego i jego wpływ na graniczne obciążenie łożyska ślizgowego, obliczenie temperatury łożyska ślizgowego, wysoko obciążone łożyska ślizgowe. Artykuł daje jasny i prawidłowy pogląd na zagadnienia łożyskowania i uwzględnia najnowsze osiągnięcia praktyki i badań z tej dziedziny.

167* 629.113.012.55 J BKPMot

French T., Gough V.: **Rola ogumienia w konstrukcji i zachowanie się pojazdu mechanicznego w użytkowaniu**. „Die Rolle des Reifens in Konstruktion und Betriebsverhalten des Kraftwagens”. ATZ, Stuttgart, mies., nr 4, kw. 55, s. 91; 30 × 21 cm, 8 str., 5 fot., 10 wykr., 12 poz. bibl. —

Bardzo obszerna analiza dotycząca zagadnień ogumienia samochodowego z punktu widzenia zadań, jakie te elementy mają do spełnienia i warunków, w jakich pracują. Przedstawienie zalet oraz obecnych i utrzymujących się wad ogumienia. Na tym tle omówiono takie sprawy jak: wygoda i bezpieczeństwo jazdy, stateczność i łatwość kierowania pojazdem, zachowanie się ogumienia przy dużych szybkościach, trwałość ogumienia, hałasowanie w czasie jazdy, wpływ ogumienia na zużycie paliwa, ładunek elektryczny opon itp.

168* 629.113.055.4 J BKPMot

Określenie obciążeń dynamicznych. Konstrukcja i zastosowanie akcelerometrów. „Dynamic load determination. The design and use of accelerometers”. Auto. Engr., London, mies., t. 45, nr 4, kw. 55, s. 154; 29 × 21 cm, 2,5 str., 8 wykr. —

Pojazdy mechaniczne pracują w coraz cięższych warunkach obciążeń. Konstruktor musi sobie obecnie zdawać sprawę nie tylko jakim obciążeniom statycznym, ale również i dynamicznym podlega samochód. Do badania obciążeń dynamicznych stosuje się akcelerometrię przeważnie w konstrukcji opartej na zasadzie działania sejsmografu. Zasady działania tego typu urządzeń z podaniem wzorów i przykładów obliczeń.

169* 629.114.4.071.53 J BKPMot

Gold B. W., Kisielowa W. A.: **Zmniejszenie ciężaru samochodu ciężarowego ZIS-150**. „O snizenij wiesia gruzowowo awtomobila ZIS-150”. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., nr 1, stycz. 55, s. 3; 29 × 22 cm, 5 str., 12 tabl. —

Rozwiązania konstrukcyjne zmierzające do zmniejszenia ciężaru własnego samochodu ciężarowego w stosunku do jego ładowności, przy jednoczesnym podniesieniu własności dynamicznych i ekonomiczności samochodu. Dane dotyczące silników i podwozi radzieckich samochodów ciężarowych ze szczególnym uwzględnieniem samochodu ZIS-150. Zestawienia porównawcze podstawowych parametrów konstrukcyjnych i trakcyjnych samochodów radzieckich i amerykańskich.

K. Pojazdy mechaniczne

170* 629.114.2.001.3 K BKPMot

Isajew Je. G.: **Budowa ciągników w Anglii**. „Angliskoje traktorostrojenje”. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., nr 3, marz. 55, s. 26; 29 × 22 cm, 3 str., 2 rys., 2 tabl. —

Angielski przemysł ciągnikowy charakteryzuje się dużą różnorodnością typów, przy czym przeważają ciągniki małej mocy z silnikami z zapłonem iskrowym. Ogólna charakterystyka techniczna i opisy poszczególnych typów ciągników kołowych i gąsienicowych produkowanych w Anglii. Ilościowe dane porównawcze ciągników produkowanych w Anglii, Ameryce i krajach Europy.

171* 629.114.6:621.436 K BKPMot

Popularny samochód włoski z silnikiem wysokoprężnym. „Popular Diesel car from Italy”. Oil. Eng., London, mies., t. 22,

nr 259, stycz. 55, s. 327; 29 × 21 cm., 0,5 str., 3 fot. — Najmniejszy silnik wysokoprężny o pojemności 520 cm³ zbudowany jako 2-cylindrowy szeregowy o mocy 12 KM przy 3600 obr./min. Samochód z tym silnikiem nosi nazwę Pauther i wykazuje zużycie paliwa 3,3 l/100 km.

172* 629.114.6.011.5.001.3 K BKPMot
Nadwozia europejskie. Omówienie niektórych charakterystycznych cech nadwozi budowanych przez włoskich i szwajcarskich producentów nadwozi. „Continental coachwork. A discussion of some of the more interesting features of bodies built by Italian and Swiss coachbuilders”. Auto Engr., London, mies., t. 45, nr 4, kw. 55, s. 158; 29 × 21 cm, 5 str., 13 fot. — Zasadnicze kierunki zarysowujące się w budowie nadwozi samochodów osobowych na kontynencie europejskim. Opisy charakterystycznych rozwiązań konstrukcyjnych części nadwozia w samochodach włoskich i szwajcarskich, jak np. w samochodzie włoskiej firmy Pinin Farina bazowanym na samochodzie Fiat 600 z ciekawym pochyleniem tylnej szyby w kierunku odwrotnym niż normalnie w samochodzie wersji Fiata 1100, Brans Fiat 1400, itp.

173* 629.114.6.011.5.001.3 K BKPMot
FIAT 600. Pierwsze wrażenia, specjalnie w odniesieniu do konstrukcji nadwozia godnej uwagi ze względu na ekonomiczne wykorzystanie przestrzeni. „The Fiat 600. First impressions, with special reference to the bodywork, of a design that is noteworthy for economical use of space”. Auto. Engr., London, mies., t. 45, nr 4, kw. 55, s. 135; 29 × 21 cm, 6 str., 14 fot. —

Ogólne uwagi o czteroosobowym samochodzie osobowym Fiat 600. Porównanie z samochodem Fiat 500. Charakterystyka techniczna samochodu. Obszerny opis konstrukcji nadwozia. Szczegóły wykonania wnętrza jak: deska rozdzielcza, okucia drzwi, okna, dach, obicia siedzeń itp.

M. Mechanizmy podwozia pojazdów mechanicznych
 174* 629.114.6.011.11 M BKPMot
Podwozie Skoda 1200. „Skoda 1200 chassis”. Auto Engr., London, mies., t. 45, nr 4, kw. 55, s. 172; 29 × 21 cm, 4 fot. — Podwozia z ramą o jednej rurze centralnej są stosowane tylko w lepszych samochodach, gdyż rura zbyt silnie jest narażona na obciążenie skręcające. Charakterystyka samochodu osobowego Skoda 1200 z ramą tego typu i silnikiem o mocy 36 KM. Zasadnicze wymiary samochodu. Opis szczegółowy podwozia i rama silnika. Proste rozwiązanie smarowania podwozia.

O. Ogólne zagadnienia motoryzacji, zastosowanie pojazdów, oraz ich prowadzenie

175* 621.431.73.001.8 O BKPMot
 Czistozwonow S. B.: **Jeszcze o silnikach samochodowych.** „Jeszcze o dwigatielach dla awtomobilej”. Awtom. i Trakt. Promyszl., Moskwa, mies., nr 3, marz. 55, s. 3; 29 × 22 cm, 2,5 str. —

Polemika na temat racjonalnego doboru silników do pojazdów mechanicznych pod kątem korzyści dla gospodarki narodowej. Porównanie charakterystyk technicznych i ekonomicznych różnych typów silników produkowanych w ZSRR. Rozważania dotyczące zalet silnika wysokoprężnego w stosunku do silnika z zapłonem iskrowym. Rodzaje pojazdów mechanicznych, do których celowe jest stosowanie silników wysokoprężnych.

176* 629.113.001.8 O BKPMot
Podnieść technikę budowy samochodów i ciągników na wyższy poziom. „Podniat tiechniku awtotraktorostrojenja na bolee wysokij urowień”. Awtom. i Trakt. Promyszl., Moskwa, mies., nr 3, marz. 55, s. 1; 29 × 22 cm., 2 str. — Zadania na najbliższą przyszłość odnośnie unowocześnienia radzieckich samochodów osobowych, ciężarowych i ciągników. Wyszczególnienie pojazdów mechanicznych i kierunku zmian konstrukcyjnych, mających na celu podniesienie własności eksploatacyjnych, unowocześnienie zespołów oraz zmianę wyglądu zewnętrznego poszczególnych pojazdów.

T. Technologia i produkcja
 177* 629.113.621.833.7.05:621.357.8 T BKPMot
 Heyes J.: **Usuwanie ostrych krawędzi i polerowanie kół zębatach metodą elektryczną.** „Elektrolytisches Polieren und Entgraten von Zahnradern”. VDI, Düsseldorf, tyg., t. 97, nr 10, kw. 55, s. 313; 30 × 21 cm, 3 str., 2 fot., 1 rys. —

Zagadnienie zwiększenia wytrzymałości powierzchniowej części maszyn przez polerowanie elektrolityczne. Elektrolityczne polerowanie kół zębatach jako środek obniżenia temperatury oleju i zmniejszenie strat mocy. Próby nad elektrolitycznym usuwaniem ostrych krawędzi kół zębatach. Opis przeprowadzonych doświadczeń i omówienie wyników.

178* 621—384.002.3:629.113.01:669.13 T BKPMot
 Sieriedienko B. N., Cziepigina G. W.: **Żeliwne wały rozrządowe i popychacze silników ciągnikowych.** „Czuginnyje raspriedielitelnyje wały i tołkotiel dla traktornych dwigatieliej”. Awtom. i Trakt. Promyszl., Moskwa, mies., nr 3, marz. 55, s. 19; 29 × 22 cm, 2,5 str., 1 wykr., 5 tabl. — Dane wytrzymałościowe części samochodowych wykonanych z wysokogatunkowego żeliwa grafitowego i porównanie ich z częściami stalowymi i z żeliwa zwykłego. Porównanie ściekalności i zużywania się omawianych części przy pracy na sucho i smarowanych. Ulepszanie i obróbka powierzchniowa prądami wysokiej częstotliwości.

179* 621.431.73—233.13:621.746:620.171 T BKPMot
 Kilian W.: **Lane wały korbowe silników samochodowych.** „Gegossene Kurbelwellen für Kraftfahrzeugmotoren”. Kraftfzgt. techn., Berlin, mies., t. 5, nr 1, stycz. 55, s. 10; 29 × 21 cm., 4,5 str., 14 fot., 3 rys., 1 wykr., 1 tabl. —

Omówienie wyników prac nad wałami lanymi silników samochodowych przeprowadzonych w Centralnym Instytucie Odlewniczym w Dreźnie. Ustalenie składu 3 gatunków żeliw dla odlwania wałów. Opis wykonania kilku typów wałów z podaniem szczegółów konstrukcyjnych oraz techniki lania. Wyniki badań wytrzymałościowych na stanowiskach badawczych i po zamontowaniu wałów do silników.

180* 621—233.13:621.785.6 T BKPMot
 Polozincew M. W., Sizow S. N.: **Urządzenie do hartowania wałów korbowych prądami wysokiej częstotliwości w produkcji wielkoseryjnej.** „Stanok dla vysokocastocznoj zakałki kolenczatych wałow w krupnosierijnom proizwodstwie”. Awtom. i Trakt. Promyszl., Moskwa, mies., nr 3, marz. 55, s. 24; 29 × 21 cm, 1,5 str., 2 fot., 2 rys. —

Opis urządzenia do obróbki cieplnej prądami wysokiej częstotliwości szybkich wałów korbowych, stosowanego w zakładach G.A.Z. Wydajność urządzenia — 25 ośmioszyjkowych wałów w przeciągu 1 godz.

181* 621.431.73:621.9:658.561 T BKPMot
 Starr B. E.: **Operacje obróbkowe części silników do samochodów Pontiac typu V-8.** „Operations on components for Pontiac V-8 engines”. Machinery, London, tyg., t. 86, nr 2214, kw. 55, s. 859; 25 × 18 cm., 6,5 str., 8 fot. —

Opis techniczny operacji przy obróbce niektórych części składowych silników typu V-8 amerykańskich samochodów Pontiac, należących do koncernu General Motors. Szerokie zastosowanie linii automatycznych oraz przyrządów półautomatycznych. Opis techniczny stosowanych obrabiarek, przyrządów, uchwytów, kolejności operacji, tolerancji wymiarowych i wagowych, oraz metody równoważenia układu korbowego.

182* 621—33:658.561(088.8) T BKPMot
 Biejące patenty. **Prefabrykowane dźwignie zaworów.** „Current patent. Fabricated valve rocker arm”. Auto. Engr., London, mies. t. 45, nr 4, kw. 55, s. 175; 29 × 21 cm., 0,5 str., 1 rys. — Opis metody prefabrykacji dźwigni zaworów, bez stosowania spawania lub lutowania, z taśmą walcowaną w środku o przekroju płaskim ze zgrubieniami na krawędziach przekroju. Podana kolejność operacji przy produkcji wraz ze szkicem. Patent Nr 711123. J. M. Leake (USA).

183* 623.438:629.113.01:658.562 T BKPMot
 Kolorowe sprawdziany optyczne o wysokiej dokładności. „Preparing coloured optical projection masters”. Machinery, London, tyg., t. 86, nr 2213, kw. 55, s. 813; 25 × 18 cm., 6,5 str., 9 fot. —

Opis techniczny nowej metody kontroli przy produkcji części o wymaganej bardzo wysokiej dokładności obróbki, przy pomocy specjalnych sprawdzianów optycznych kolorowych, umożliwiających wykonanie obróbki części z dokładnością do 0,001 mm. Wynalazek powyższy został dokonany, opracowany, zgłoszony do urzędu patentowego 21.7.54 r. pod nr 21238/54, oraz zastosowany przy produkcji samochodów bojowych przez główny inspektorat kontroli produkcji samochodów bojowych w Kidbrooke, Anglia.

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

Gwiazdkami obok porządkowych liczb artykułów oznaczone są publikacje znajdujące się w bibliotece Instytutu Transportu Samochodowego.

BADANIA NAUKOWO-TECHNICZNE

1* 621.432.052:629.114 ITS
List H.: **Proces ładowania silnika spalinowego ze specjalnym uwzględnieniem obiegu dwusuwowego.** „The charging process of internal-combustion engines with special reference to the two-stroke cycle”. The Institution of Mechanical Engineers Proceedings of the Automobile Division, nr 3, 1953 — 54, s. 45; A4, 11,5 str., 6 rys., 23 wykr., 1 tabl. —

Straty w silniku czterosuwowym i dwusuwowym przy usuwaniu spalin i zastępowaniu ich przez świeży ładunek cylindra. Teoria przepływu gazów przez cylinder. Mieszanie świeżego powietrza ze spalinami. Wpływ chwili otwarcia wydechu na straty. Badanie kształtu zaworów dla silnika czterosuwowego i kształtu okien dla dwusuwowego. Trzy klasyczne kierunki przepływu powietrza względnie mieszanki w silniku dwusuwowym — porównanie ich wydajności. Zastosowanie turbiny napędzanej przez spaliny do dmuchawy powietrza przepływającego. Porównanie wydajności silnika dwusuwowego z czterosuwowym. Przykłady silników wykonanych zgodnie z opisaną teorią.

2* 629.114.001.5:656.052.476 ITS
Webb C. R.: **Wpływ pochyłości na rozchód paliwa i szybkość pojazdu drogowego.** „The effect of gradient on fuel consumption and speed of a road vehicle”. The Institution of Mechanical Engineers Proceedings of the Automobile Division, 1952 — 53, s. 104; A4, 7 str., 14 wykr., 3 tabl. —

Uzasadnienie pracy: konieczność ustosunkowania się do projektów przebudowy dróg stromych. Dane o samochodzie, użytym do prób. Obliczenie wielkości oporów toczenia, powietrza, przekładni i wzniesienia. Krzywa mocy silnika. Przyjęte warunki jazdy samochodu. Obliczenie. Zestawienie wyników — rozchód paliwa w zależności od pochyłości drogi dla regulacji na największą szybkość i na oszczędność. Szybkość w tych samych warunkach. Szkodliwość wzniesień ponad 4%. Najlepsze wyniki na biegu bezpośrednim. Analogiczne próby z samochodem ciężarowym wyposażonym w silnik wysokoprężny.

3* 629.114.012.111/112—23 ITS
Ehrlich W.: **Badania stanowiskowe przekładni w mostkach napędowych pojazdów mechanicznych.** „Prüfstandversuche an Achsgetrieben von Kraftfahrzeugen”. VDI Zeitschrift, t. 97, nr 7, marz. 55, s. 218; A4, 3 str., 2 fot., 5 rys. —

Rola badań stanowiskowych przy ocenie konstrukcji mostów napędowych samochodów. Wymagania użytkowe, stawiane mostom napędowym pod względem cichobieżności i równomierności obrotów. Charakterystyka obciążenia mostów napędowych, obciążanych momentami zginającymi i poddanych skręcaniu. Krótkie opisy stanowisk, przeznaczonych do badania mostów napędowych, zasady działania i budowy stanowisk.

4* 629.114.012.553:620.173.21 ITS
Fosberry R. A. C.: **Badanie naprężeń w kołach typu stosowanego w pojazdach użytku publicznego.** „An investigation of stresses in public service vehicle type wheels”. The Institution of Mechanical Engineers Proceedings of the Automobile Division, 1952 — 53, s. 91; A4, 10 str., 2 fot., 4 rys., 10 wykr., 5 tabl. —

Badane rodzaje kół i opon i ich szczegóły konstrukcyjne. Metody pomiarów naprężeń — stwierdzona proporcjonalność naprężeń i odkształceń. Badania statyczne i dynamiczne. Określenie wielkości błędów pomiaru. Wyniki prób: związki naprężeń z ciśnieniami w oponach; różnica stwierdzonych naprężeń statycznych i dynamicznych. Zjawiska przy skręcie i hamowaniu. Zjawiska towarzyszące wielkości obciążenia. Naprężenia w obrębie w kole rozbiernym na trzy, względnie cztery części. Naprężenia w otworze na zawór, naprężenia kołnierza, wpływ wymiaru opony. Tarcza koła. Tarcza spawana. Wnioski.

KONSTRUKCJE

5* 621.43.06:534.832 ITS
Tütt F. I. H.: **Tłumienie hałasu wydechu.** „Exhaust silencing”. Automobile Engineer, t. 45, nr 1, stycz. 55, s. 39; A4, 2 str., 5 wykr. —

Możliwość zmniejszenia hałasu przez niewielkie zmiany w układzie wydechowym. Charakter stosowanych zmian. Częstotliwość fali dźwiękowej. Możliwość rezonansu częstotliwości fali i drgań własnych jednego z elementów układu. Warunki rezonansu. Szybkość posuwania się fali — zależność od ciśnienia i temperatury. Sprawozdanie z prób przeprowadzonych dla sprawdzenia metod obliczeniowych. Wybór najkorzystniejszego stosunku długości rur przed i za tłumikiem.

6* 621.43.038:629.114 ITS
Harrtz. **Wtrysk benzyny.** „Benzin-Einspritzung”. Auto u. Motorrad-Welt, t. 9, nr 4, luty 55, s. 122; A4, 2,5 str., 1 fot., 2 rys. —

Historia wtrysku paliwa lekkiego do silników spalinowych. Budowa i działanie zespołów układu zasilania przy wtrysku paliwa lekkiego. Sterowanie tłoczków pompy wtryskowej, zagadnienie smarowania silnika. Korzyści zasilania silnika przy pomocy wtrysku paliwa: szybkie reagowanie na zmianę dawkowania, umożliwienie podwyższenia stopnia sprężania bez obawy detonacji oraz znaczny wzrost mocy silnika, uzyskany dzięki lepszemu napełnieniu. Warunki zastosowania wtrysku paliwa w silnikach czterosuwowych.

7* 629.114—585.9:621.887—762 ITS
Sell W.: **Pierścienie uszczelniające w przekładniach.** „Dichtringe in Getrieben”. VDI Zeitschrift, t. 97, nr 7, marz. 55, s. 226; A4, 4 str., 13 rys., 1 tabl. —

Ogólna charakterystyka promieniowych i osiowych pierścieni uszczelniających, w zastosowaniu do skrzynek przekładniowych. Zagadnienie docisku pierścienia gumowego jako warunku prawidłowego uszczelniania. Zabezpieczenie wymaganego docisku przez stosowanie pierścieniowych sprężyn. Materiały pierścieni uszczelniających i zakresy ich stosowania, odporność na temperaturę i oleje przekładniowe: zwykłe i hypoidalne.

8* 629.114.012.853 ITS
Parchilowski J. G.: **Piórowe resory samochodowe. Konstrukcja, teoria i obliczenia.** „Awtomobilnyje listowyje riessory. Konstrukcja, teoria i rasczot”. Moskwa, 1954, Maszginz, cena 9 r. 20 k., D, 8°, 252 str., 161 fot., 1 rys. —

Przegląd konstrukcji i zawieszanie resorów samochodowych. Podstawy teorii zawieszania i obliczenia resoru z uwzględnieniem pracy i wymagań eksploatacyjnych; płynność ruchu samochodu, łatwość kierowania, stateczność, średnia szybkość techniczna. Przyczyny zużywania się resorów oraz zwiększenie ich długotrwałości. Stale resorowe.

9* 629.114.06:621.43—712.3 ITS
Koffman J. L.: **Wentylatory samochodowe.** „Automobile fans”. Automobile Engineer, t. 45, nr 1, stycz. 55, s. 32; A4, 3 str., 1 fot., 5 wykr., 3 tabl. —

Znaczenie stosowania właściwych metod konstruowania wentylatorów. Warunki przepływu powietrza pod działaniem skrzydełek. Wzajemny stosunek poszczególnych wielkości. Sprawność objętościowa i warunki, które na nią wpływają. Obliczenie przepływu uzyskiwanego przez skrzydełko. Obliczanie wymiarów wentylatora. Uwzględnienie różnic szybkości w różnych przekrojach skrzydełka.

10* 629.118.5(43) ITS
Sternberg W.: **Dwukołowe pojazdy mechaniczne.** „Motorzweirader”. VDI Zeitschrift, t. 97, nr 1, stycz. 55, s. 2; A4, 10 str., 15 fot., 4 rys. —

Znaczenie pojazdów jednośladowych na tle sytuacji motoryzacyjnej Niemiec Zachodnich, klasyfikacja pojazdów jednośladowych. Tendencje, panujące w konstrukcjach motocykli i motorowerów, skuterów i samochodzików, budowanych na bazie skuterów i stanowiących formę przejściową między motocyklem a małym samochodem. Charakterystyka udoskonaleń technicznych, przyczyniających się do podwyższenia mocy jednostkowej silników oraz powiększenia ich trwałości.

11* 621.833:629.114 ITS
Niemann G., Winter H.: **Zazębienia o przesuniętych zarysach.** „Profilverschobene Verzahnungen”. VDI Zeitschrift, t. 97, nr 7, marz. 55, s. 185; A4, 13 str., 39 wykr., 5 tabl. —

Punkty wyjścia dla doboru zębów i przesunięcia zarysu zębów. Podstawy obliczania naprężeń w zębach, porównywanie wskaźników wytrzymałościowych. Ustalanie najbardziej korzystnej ilości zębów koła napędzającego i napędzanego.

Granice przesunięcia zarysu zębów. Systematyczne sprawdzanie doboru przesunięcia zarysu. Porównywanie ząbów strzałkowych pod względem wytrzymałościowym.

MATERIAŁY

12* 621.43—233.2 ITS
Love P. P.; Forrester P. G.: **Rola materiału w pracy łożyska**. „Functions of materials in bearing operation”. Automobile Division, nr 2, 1953—54, s. 29; A4, 7 str., 15 fot., 5 rys., 6 wykr.—

Łożyska ślizgowe wału korbowego: główne i korbowodowe — zagadnienie specjalizacji konstruktorów w rozwiązywaniu pewnych szczegółów konstrukcji. Przenoszone moce w silniku i metody rozwiązywania zagadnień. Warunki tarcia. Geometria powierzchni trących. Odkształcenie powierzchni. Obudowa i warstwa cierna łożyska. Zacieranie się łożyska. Wyrobienie. Dopuszczalny nacisk jednostkowy i jego przekroczenie. Zmęczenie materiału warstwy ciernej i związek z jej grubością. Zalecenia praktyczne.

13* 629.114:621.43.004.1 ITS
Heynes W. M.: **Silnik Jaguar**. „The Jaguar engine”. The Institution of Mechanical Engineers Proceedings of the Automobile Division, 1952—53, s. 139; A4, 11 str., 5 fot., 11 rys., 9 wykr.—

Motywy uruchomienia wyłącznie produkcji silnika 6-cylindrowego przez firmę Jaguar. Rozwój konstrukcji od 4-cyl. 1360 cm³ do 6-cyl. 3448 cm³. Wybór głowicy z komorą spalania półkulistą. Materiał głowicy: przyczyny zrezygnowania ze stopu aluminium-krzemowego, zastosowanie pospolitszego stopu aluminium; żeliwo austenityczne na gniazda zaworowe. Doprowadzenie mieszanki. Szczegóły wału korbowego i kadłuba. Olejenie. Zawory i wały rozrządowe. Chłodzenie. Silnik XK 120C do samochodów wyścigowych. Porównanie z seryjnym XK 120. Osiągnięcie mocy 220 KM przy 6000 obrotach na minutę.

14* 629.114.011.51:679.5.06 ITS
Wzrastające zastosowanie tworzyw sztucznych. „Kunststoffe sind im Vormarsch”. Motor-Rundschau, t. 25, nr 3, luty 55, s. 94; A4, 1 str., 1 fot.—

Zmiana metody wytwarzania wypełniaczy nadwozi z tworzyw sztucznych przez przejście ze stosowania tkanin z włókien szklanych do techniki formowania wstępnego. Produkcja nadwozi z tworzyw sztucznych w Stanach Zjednoczonych i Europie. Zastosowanie tworzyw sztucznych jako materiału na formowniki do tłoczenia stalowych i aluminiumowych części normalnych nadwozi. Zalety nadwozi z tworzyw sztucznych, wykonanych z materiałów, przepuszczających światło w zastosowaniu do samochodów ciężarowych z nadwoziem zamkniętym (furgonów).

15* 629.114.012.8:669.14 ITS
Dadswell C. J., Russel J. E. i Fielding R.: **Wyrób i własności resorów samochodowych**. „The manufacture and properties of automobile suspension springs”. The Institution of Mechanical Engineers Proceedings of the Automobile Division, 1952—53, s. 119; A4, 9,5 str., 8 fot., 5 wykr., 6 tabl.—

Skład chemiczny stali resorowej według normy. Konieczność zważenia tolerancji składu chemicznego dla otrzymania jednolitych własności. Przebieg produkcji prętów. Produkcja i obróbka cieplna resorów śrubowych: podgrzewanie, nadawanie kształtu, hartowanie, odpuszczanie, wykańczanie. Analogiczne operacje dla drążków skrętnych i dla resorów płaskich. Kulowanie powierzchni. Określanie głębokości zgniotu. Materiał kulek. Utwardzanie przez obciążenie wstępne. Materiały na resory: klasyfikacja, własności mechaniczne, odporność zmęczenia, odwęglenie i jego skutki. Kulowanie i obciążanie wstępne — wpływ na odporność zmęczenia. Korozja i jej wpływ na trwałość resoru. Wnioski.

16* 629.114.4.011.51:669.7.018:679.5.06 ITS
Budowa nadwozi ciężarowych. „Goods vehicle body-work”. Automobile Engineer, t. 45, nr 1, styczeń 55, s. 35; A4, 4 str., 8 fot.—

Rozwój zastosowania stopów lekkich i plastyków do nadwozi ciężarowych. Samochód ciężarowy z platformą samonośną firmy Mann Egerton o ciężarze własnym poniżej 3 t przy obciążeniu użytkowym 8 1/2 t, z silnikiem pod podłogą; sto-

sowane elementy i sposoby ich łączenia. Nadwozie samowładawcze Neville z elementów ciągnionych i tłoczonych z metali lekkich. Nadwozie Dovefurgon z plastyków na podwoziu 3 t Dodge. Nadwozie Eagle 12 t nośności wywrotka naczepowa do kamieniołomów, z podwójnej blachy stalowej podzielonej płytą dębową. Cysterna na 18 m³ paliwa na 8-kołowych podwoziach Atkinson, o ciężarze własnym 8 1/2 t i w stanie załadowanym 22 t i inne.

17* 669.248.6 ITS
Panczenko S. M., Krochina M. A.: **Niklowanie chemiczne**. „Chemiczskoje nikielirowanie”. Wiestnik Maszynostrojenia, t. 34, nr 12, grudzień 54, s. 68; A4, 2 str., 2 wykr., 1 tabl., 2 poz. bibl.—
Wady elektrolitycznego niklowania. Metodyka i receptura niklowania chemicznego, umożliwiającą zamiast chromowania zastosowanie powłok ochronno-ozdobnych oraz odpornych na zużycie. Istota nowego sposobu polega na wydzielaniu niklu z roztworu soli niklowej za pomocą preparatów o własnościach redukujących. Grubość powłoki równomierna, niezależnie od kształtu wyrobu; twardość powłoki 45 Rc, po nagrzewaniu zwiększa się do 60 Rc. Zalety i wady nowego sposobu niklowania.

PALIWA I SMARY

18* 620.15:621.891.2.004.62 ITS
Brusiancew N. W., Kunkowsztejn G. I.: **Badanie pracy samochodu przy różnych lepkościach i temperaturach oleju w mechanizmach przekładni napędowej**. „Issledowanie raboty awtomobila pri razlicznych wiazkoziach i tiempieraturach masła w mehanizmach siłowej pieriedaczii”. Rozdz. z ks.: „Zimniaja eksploatacja awtomobilej” Moskwa, 1954, Awtotransizdat, s. 93, D. 8°, 19 str., wykr.—

Omówienie wyników badań stoiskowych i drogowych przeprowadzonych na samochodach GAZ-51 i ZIS-150 przy pracy ich na różnych olejach przekładniowych w sezonie zimowym 1952—53. Wpływ własności fizyko-mechanicznych oleju i temperatury na współczynnik sprawności przekładni napędowej, na zużycie paliwa przez samochód i na zużycie części. Wymagania techniczne stawiane zimowym olejom przekładniowym oraz wskazówki, zmierzające do zmniejszenia strat w przekładni samochodu.

19* 621.436.019.265:621.892.099.6:629.114 ITS
Derry L. D.: **Wpływ paliwa dodatkowego na moc silnika wysokopięnego na granicy wyznaczonej przez dymienie**. „The effect of auxiliary fuels on the smoke-limited power output of diesel engines”. The Institution of Mechanical Engineers, nr 9, 1954, s. 280; A4, 7 str., 1 fot., 1 rys., 8 wykr., 9 tabl.—
Początek dymienia jako granica zwiększenia mocy silnika wysokopięnego. Wzrost dymienia przy wyższej liczbie obrotów. Możliwość wykorzystania tylko 2/3 powietrza w cylindrze. Dane techniczne silnika użytego do prób i dodatkowych paliw. Miara gęstości dymu. Wyniki przy uprzednim wprowadzeniu benzyny do powietrza. Inne paliwa pomocnicze i ich wpływ, w porównaniu z benzyną. Normalne paliwo użyte jako dodatkowe przez wyparowanie na grzejniku. Wcześniejszy wtrysk normalnego paliwa osobną pompą. Wnioski: możliwość zwiększenia mocy przy stosowaniu wcześniejszego wtrysku, a zwłaszcza przy zasilaniu dwupaliwowym.

20* 621.436.019.862:629.114 ITS
Lyn W. T.: **Badanie wpływu dodatku paliwa do zasysanego powietrza na wydajność silnika wysokopięnego**. „An experimental investigation into the effect of fuel addition to intake air on the performance of a compression ignition engine”. The Institution of Mechanical Engineers, nr 9, 1954, s. 265; A4, 15 str., 2 rys., 19 wykr., 5 tabl.—

Porównanie zjawisk powodujących spalanie detonacyjne w silniku gaźnikowym ze zjawiskami przeciwdziałającymi stukaniu w silnikach wysokopięnych. Obserwacja wyników wprowadzania paliwa: użyta aparatura, wpływ zmiany ilości dodanego paliwa na przebieg wykresu, zjawiska przed zapłonem paliwa wtryskiwanego, wpływ ilości obrotów silnika na rozchód paliwa, na hałas i drgania. System dwupaliwowy, wpływ kształtu komory sprężania, temperatury i ciśnienia, wpływ czasu wtrysku. Badania przy zastosowaniu paliwa ciężkiego jako głównego ładunku. Analiza strat przy zmniejszonym obciążeniu. Próby z różnymi gatunkami paliwa dodatkowego. Wpływ domieszek do paliwa dodatkowego. Wnioski.

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



Nagrody PWT

Dyrekcja Państwowych Wydawnictw Technicznych przyznała następujące nagrody i dyplomy uznania autorom i tłumaczom najlepszych książek wydanych w roku 1954.

Nagrody za prace autorskie:

I nagroda w wysokości zł 5.000.—

Z. Skoczyński i P. Nowacki — za pracę pt. „Zwarcia w wysokonapięciowych układach energoelektrycznych”,

II nagroda w wysokości zł 4.000.—

P. Kosieradzki — za pracę pt. „Obróbka cieplna metali”,

III nagroda w wysokości zł 3.000.—

M. Skarbiński — za pracę pt. „Projektowanie procesów technologicznych w odlewni”.

Nagroda za pracę przeznaczoną dla robotników w wysokości zł 2.000.—

P. Piotrowski — „Najprostsze roboty tokarskie w kłach”.

Tłumaczenia:

I nagroda w wysokości zł 3.000.—

za tłumaczenie książki Kasatkina pt. „Podstawowe procesy i aparaty w technologii chemicznej” — otrzymują:

J. Borysowski, J. Ciborowski, T. Czarnota, Cz. Krępski, B. Młodziński, A. Selecki,

II nagroda w wysokości zł 1.500.—

za tłumaczenie pracy zbiorowej pod red. prof.

Sirotinskiego pt. „Technologia wysokich napięć” — otrzymują:

Z. Hasterman i L. Maksiejewski,

II nagroda w wysokości zł 1.500.—

za tłumaczenie książki Gierasimowa i innych pt. „Automatyczna regulacja urządzeń kotłów parowych” — otrzymują:

E. Augustyniak i W. Nałęcz-Gembicki.

Dyplomy uznania za prace autorskie:

W. Pac — za pracę pt. „Próby mechaniczne w spawalnictwie”,

W. Pełczewski — za pracę pt. „Wzmacniacze elektromaszynowe”,

W. Starczakow — za pracę pt. „Przekładniki”.

Dyplomy uznania za prace przeznaczone dla robotników:

W. Mermon — za pracę pt. „Jak obchodzić się z obrabiarką”,

L. Noiszewski — za pracę pt. „Pomocnik formierza”.

Dyplomy uznania za tłumaczenia:

E. Górecki — za tłumaczenie książki Ramma pt. „Procesy absorpcyjne w przemyśle”,

M. Morawiecka i W. Polowa — za tłumaczenie książki Worózcowa pt. „Podstawy syntezy półproduktów i barwników”,

T. Koter — za tłumaczenie książki Żerwie pt. „Przemysłowe badania maszyn elektrycznych”.

DO CZYTELNIKÓW

Redakcja Techniki Motoryzacyjnej zawiadamia wszystkich swoich Czytelników, iż otrzymane zeszyty numeru 8 (42), które z winy drukarni zawierają wewnątrz artykuły Przeglądu Geodezyjnego, należy zwracać do Administracji Czasopism Technicznych NOT, Warszawa, ul. Mickiewicza 18, celem wymiany na egzemplarze właściwe.

Redakcja

Cena zł 6.—