

116

WYDAWCA

# SAMOCHODOWY

DWUMIESIĘCZNIK  
SZEFOSTWA SŁUŻBY  
SAMOCHODOWEJ MOH

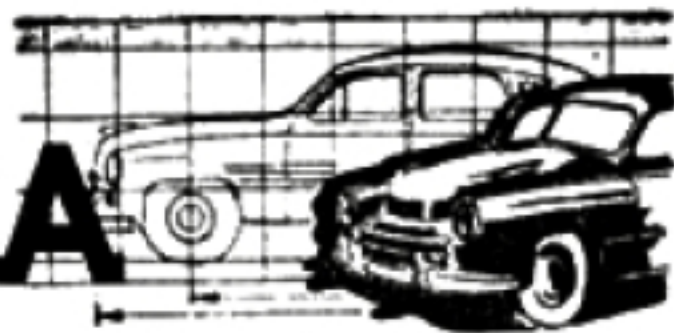


---

LIPIEC - SIERPIEŃ      1955      NUMER 4



# TECHNIKA



Inż. K. WÓJCICKI

## MOTOCYKL M-07

Rozszerzanie asortymentu produkcji motoryzacyjnej przez wzbogacenie go w jeszcze jeden pojazd — to lepsze i wszechstronniejsze zaspokojenie potrzeb kulturalnych i materialnych społeczeństwa, to realizacja w praktyce podstawowego prawa ekonomicznego socjalizmu na ważnym odcinku naszego życia.

Potrzeby te wyrażają się dążnością do:

- a) dalekiej i bliskiej turystyki dającej przeżycia estetyczne, wzbogacającej naszą wiedzę, rozwijającej zdrowie i dającej wszechstronny i pełny odpoczynek oraz oderwanie się od trosk dnia codziennego. Posiadanie własnego środka szybkiego transportu umożliwia łatwe dotarcie do atrakcyjnych ośrodków turystycznych i pełne wykorzystanie niedzielnego odpoczynku oraz urlopu;
- b) uzyskania własnego ekonomicznego środka transportu w pracy zawodowej. Pozwala to na zmniejszenie do minimum czasu traconego na dojazd i powrót z pracy, co jest szczególnie ważne przy aktualnych tendencjach urbanistyki odsuwających ośrodki mieszkalne daleko od przemysłowych i handlowych. Własny pojazd również umożliwia lepsze wykorzystanie czasu poza pracą i pozwala na szerszą aktywność tak na polu zawodowym, jak i społecznym;
- c) pogłębiania wiedzy technicznej w praktycznym jej stosowaniu oraz wykazania przez posiadacza własnych możliwości twórczych, wyrażających się ulepszeniem posiadanego pojazdu;
- d) wzięcia czynnego udziału w sporcie, co hartuje wolę, wyostrza spostrzegawczość i uwagę, daje tężyznę fizyczną oraz rozbudza i pogłębia zamiłowanie do współzawodnictwa.

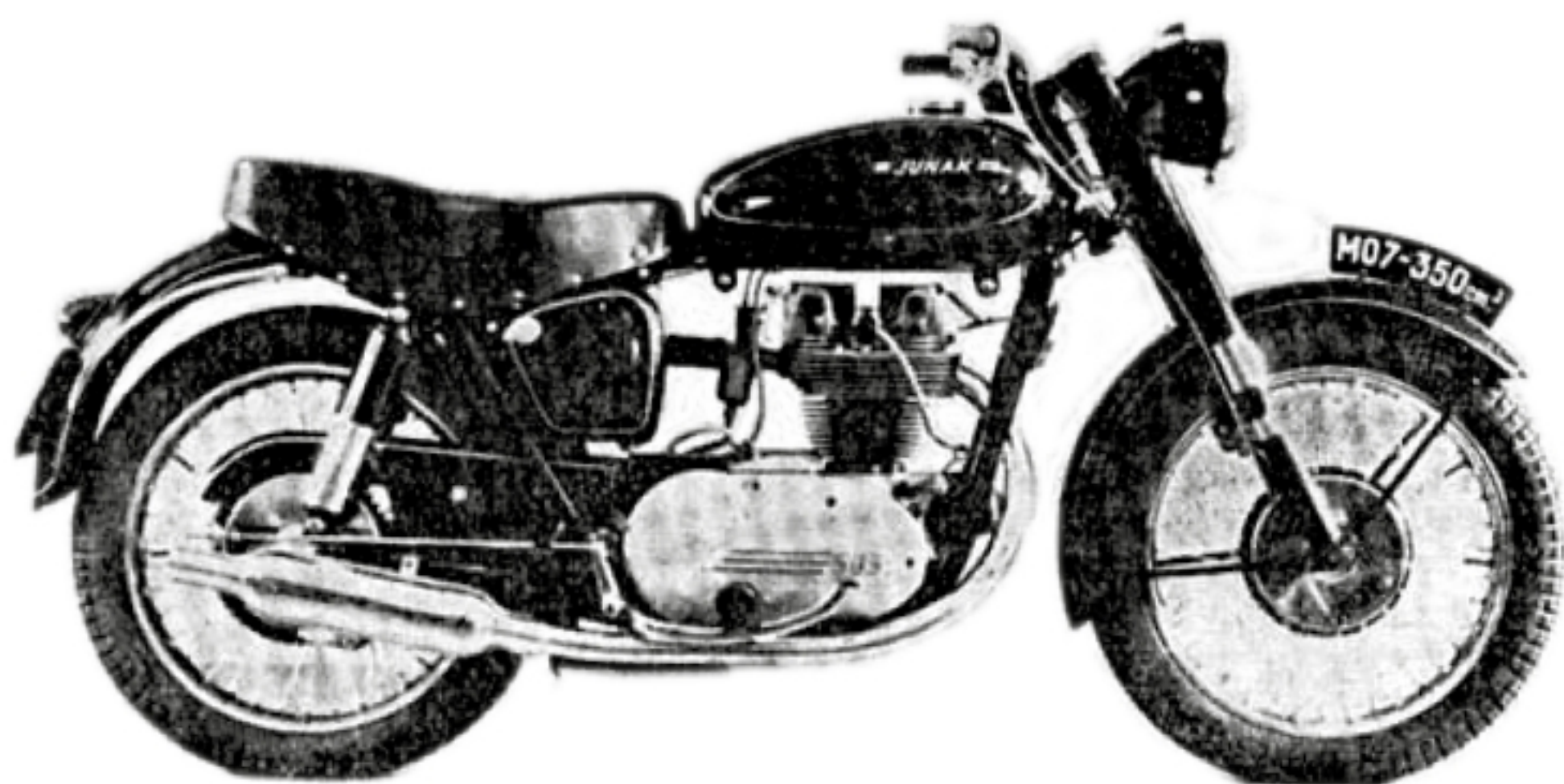
Niewątpliwie życie posiadacza pojazdu mechanicznego jest znacznie pełniejsze i aktywniejsze.

Nie należy również pomijać problemu szkolenia i doskonalenia tą drogą szerokich rzesz kierowców i mechaników, co jest niezmiernie ważne tak dla gospodarki narodowej, jak i obrony państwa.

Realizacja wyżej wymienionych potrzeb — to osiągnięcie doskonalszych i pełniejszych form życia współczesnego społeczeństwa.

Z powyższego jasno widać, dlaczego uruchomienie produkcji jakiegokolwiek pojazdu wzbudza tak duże zainteresowanie w społeczeństwie. Rozwój bowiem motoryzacji to rozwój całego życia społeczeństwa we wszystkich jego przejawach, to widoczny znak postępu.

Przemysł motoryzacyjny zaspokoi powyższe potrzeby, jeśli będzie w stanie pokryć zapotrzebowanie rynku tak pod względem ilości, jak też i ceny dostosowanej do możliwości nabywczej ludności. Można to zrealizować tylko za pomocą wielkoseryjnego wytwarzania, co z kolei wymaga bardzo kosztownych urządzeń, wielkiej ilości specjalnych maszyn, przyrządów i narzędzi. Uruchomienie nowego asortymentu kosztuje dziesiątki milionów i pochłania ogromną ilość roboczogodzin.



Rys. 1

Dlatego też konstrukcje uruchamiane przez przemysł motoryzacyjny muszą być w pełni dojrzałe, co wyrazi się:

- a — w starannym opracowaniu konstrukcji opartej o najlepsze aktualne wzory i całokształt własnego doświadczenia w zakresie konstrukcji, produkcji i eksploatacji;
- b — we wszechstronnym zbadaniu konstrukcji przy wzięciu pod uwagę wszystkich możliwych warunków użytkowania pojazdu;
- c — w ekonomii technologicznej; tak w odniesieniu do pracochłonności, tolerancji wymiarowych i kształtu, gładkości, jak i ukształtowania i skojarzenia części;
- d — w ekonomii materiałowej w odniesieniu do ilości i jakości zastosowanych materiałów i stopnia ich wykorzystania;
- e — w ekonomii eksploatacyjnej, wyrażającej się długotrwałością pojazdu, łatwością jego obsługi i napraw oraz niskim zużyciem materiałów pędnych.

Konstrukcja pojazdu przeznaczonego do szerokiego użytku musi być w zasadzie przystosowana do potrzeb, upodobań i możliwości finansowych użytkownika. Na obecnym jednak etapie rozwoju naszej gospodarki możliwości wytwarzania zmuszają nas do zaspokajania wielu zróżnicowanych potrzeb jednym tylko typem pojazdu.

Pójść na kompromis w takich wypadkach jest bardzo trudno i wymaga bardzo głębokiej analizy potrzeb i dalekiej perspektywy rozwojowej.

Sprawa motocykla średniego była szczególnie trudna ze względu na bardzo szeroki wachlarz zastosowań.

Uzgadnianie koncepcji pojazdu i wymagań, jakie miał on spełnić, trwało przeszło dwa lata. Wreszcie po wielu konferencjach i sążnistych protokołach ustalono, że projektowany motocykl średni powinien w zasadniczych założeniach odpowiadać motocyklowi „Bullet” produkowanemu przez f. Royal Eufield w Anglii. W 1952 r. był to rzeczywiście najbardziej udany typ uniwersalnego średniego motocykla o pojemności 350 cm<sup>3</sup>. Była nawet koncepcja ścisłego odwzorowania tego motocykla,

jednak ze względu na trudną technologicznie konstrukcję oraz deficytowość użytych w nim materiałów odstąpiono od niej.

Ustalono, że opracowywana konstrukcja musi posiadać własności ruchowe, charakterystykę ciężarową i eksploatacyjną co najmniej na poziomie



Rys. 2

motocykla „Bullet“, dobór zaś materiałów i rozwiązania konstrukcyjne powinny być dostosowane do naszych możliwości produkcyjnych.

W celu uzyskania w pełni dojrzałej konstrukcji oparto się przy projektowaniu poszczególnych zespołów na wzorach pochodzących z motocykli przodujących marek zagranicznych, wyróżniających się w krajowej eksploatacji. W tym celu BKP MOT wspólnie z Polskim Związkiem Motorowym przeprowadziło selekcje wzorów, wykonało ich odwzorowanie i przeprowadziło wszechstronną analizę konstrukcyjną.

Po takim przygotowaniu przystąpiono do opracowania konstrukcji, którą ukończono na 1 czerwca 1952 r.

Realizacja prototypów nasuwała poważne trudności ze względu na ograniczone możliwości i przeciążenie BKP MOT pilnymi zadaniami.

Wykorzystując wszystkie istniejące luzy produkcyjne i aktualne możliwości kooperacji, w III kwartale 1953 roku wykonano cztery prototypy motocykli i 6 silników. Niemal bezpośrednio po wykonaniu prototypów podjęto bardzo wyczerpujący program badań mający na celu zarówno dalsze doskonalenie konstrukcji, jak i usunięcie istniejących usterek.

Do współpracy w badaniach włączono zespół zawodników z kadry narodowej sportu motorowego. Próby były prowadzone bardzo intensywnie w ciężkich warunkach zimowych. Objęły one badania właściwości ruchowych „Junaka” na drogach bitych, w terenie i w górach w rozmaitych warunkach atmosferycznych. W większości prób brały udział motocykle „Bullet“, BSA-Gold Star, Jawa 350 cm<sup>3</sup>, BMW — R 35, IŻ 49. Tą drogą uzyskano bazę dla oceny jakości własnej konstrukcji.

Wnioski z prób dały konstruktorom bardzo dużo cennych materiałów i w poważnym stopniu przyczyniły się do doprowadzenia konstrukcji „Junaka” do poziomu przodujących marek zagranicznych.

Równoległe z badaniami drogowymi i próbami sprawności technicznej pojazdu prowadzono na hamowni BKP MOT bardzo intensywne próby silnika, mające na celu podniesienie ekonomii, osiągow i trwałości silnika.

W wyniku powyższych prac opracowano w połowie 1954 roku dokumentację na serię próbną.

Podczas opracowywania konstrukcji zwrócono specjalną uwagę na niżej wymienione zagadnienia:

— **Zapewnienie jak największej wygody jazdy kierowcy i pasażerowi.**

Mimo znacznej poprawy głównych magistrali stan dróg, zwłaszcza drugorzędnych, jest zły. Ponadto w zastosowaniu sportowym i eksploata-

cji specjalnej motocykl musi nadawać się do jazdy w terenie. Wynika stąd konieczność zastosowania amortyzacji znacznie skuteczniejszej od amortyzacji stosowanej w motocyklach produkowanych przez kraje zachodnio-europejskie.

Na podstawie wyczerpujących studiów opracowano system amortyzatorów olejowo-sprężynowych o bardzo dużych skokach; wykorzystano przy tym maksymalne możliwości w granicach dopuszczalnej wysokości przodu pojazdu oraz luzowania łańcucha przy wychyleniach wahacza.

#### — Łatwość pokonywania przeszkód terenowych

Ze względu na uniwersalność przeznaczeń motocykla było rzeczą konieczną zapewnienie możliwie dużego prześwitu, zabezpieczenie kadłuba silnika przed awarią przy zderzeniu z przeszkodami w terenie oraz zastosowanie ogumienia terenowego w wymiarze 4 x 19.

Zrealizowano te wymagania dając bardzo duży prześwit, wynoszący 170 mm, co przekracza o przeszło 30 mm przeciętnie spotykane prześwity nawet przy motocyklach przeznaczonych do zawodów terenowych. Na przykład „Bullet” ma prześwit wynoszący tylko 124 mm, mimo że jest to motocykl z otwartą ramą, a BSA-Gold Star — 127 mm.

Uzyskanie tak dużego prześwitu stwarzało poważne trudności tak ze względu na zabudowę silnika, jak i ze względu na powiększenie wysokości położenia siodła, niekorzystne położenie środka ciężkości pojazdu itp.

Problem powyższy został znacznie zaostrozony zastosowaniem podwójnej kołyskowej ramy z rur.

Zagadnienie zostało opanowane przez zastosowanie krótkoskokowego silnika oraz zredukowanie jego wysokości do minimum. Wymagało to bardzo ścisłego powiązania kształtu silnika z ramą podwozia, ciasnego ułożenia mechanizmów oraz ograniczenia ich wymiarów. W efekcie tej pracy powstał silnik SO3 stanowiący całość z podwoziem, całkowicie spełniający warunki zabudowy. Wysokość silnika SO3 wynosi 502 mm, zaś „Bulleta” 540 mm, a BSA-Gold Star 534 mm.

Zabezpieczenie kadłuba silnika przed awarią w terenie uzyskano przez ustawienie silnika na płozach ramy kołyskowej, które stanowią najniższy punkt motocykla. Dalsze zabezpieczenie stwarza osłona blaszana zamocowana do płóz ramy.

Zastosowanie ogumienia terenowego wymagało rozrzerzenia ramy, co wpłynęło niekorzystnie zarówno na zabudowę silnika i gabaryty jak i na estetykę pojazdu.

#### — Trwałość pojazdu

Dążąc do uzyskania silnika o dostatecznie dużym przebiegu międzynaprawczym włożono dużo wysiłku w obniżenie średniej temperatury silnika, co uzyskano przez zastosowanie dużej powierzchni chłodzącej cylindra i głowicy, prawidłowo ukształtowany profil żeberek i dostateczną koncentrację materiału w silnie nagrzewanych miejscach. Badania na hamowni i w próbach drogowych wykazały, że temperatura głowicy w najbardziej niekorzystnych warunkach obciążenia nie przekracza 175°C. Ponadto stwierdzono, że silnik nie ma żadnych tendencji do samozapłonów, detonacji itp.

Zastosowanie chromowanego górnego pierścienia uszczelniającego oraz cylindra z żeliwa modyfikowanego zapewnia długotrwałość gładzi cylindra. W celu uniknięcia tendencji do paczenia się, w czasie pracy unikano stosowania jakichkolwiek kieszeni, jednostronnych nadlewów na cylindrze.

W celu dodatkowego chłodzenia oraz lepszego smarowania gładzi cylindra i tłoka zastosowano natrysk oleju na ścianki cylindrów.

Łożysko stopowe korbowodu opracowano na podstawie doświadczeń uzyskanych przez zawodników z kadry narodowej z łożyskiem stosowanym przez f. „AJS”. Łożyskowanie wału korbowego na trzech bardzo silnych łożyskach rolkowych daje dużą pewność nienagannej pracy układu korbowego, co zostało potwierdzone przez pozytywny wynik prób zarówno na hamowni, jak i na drodze.

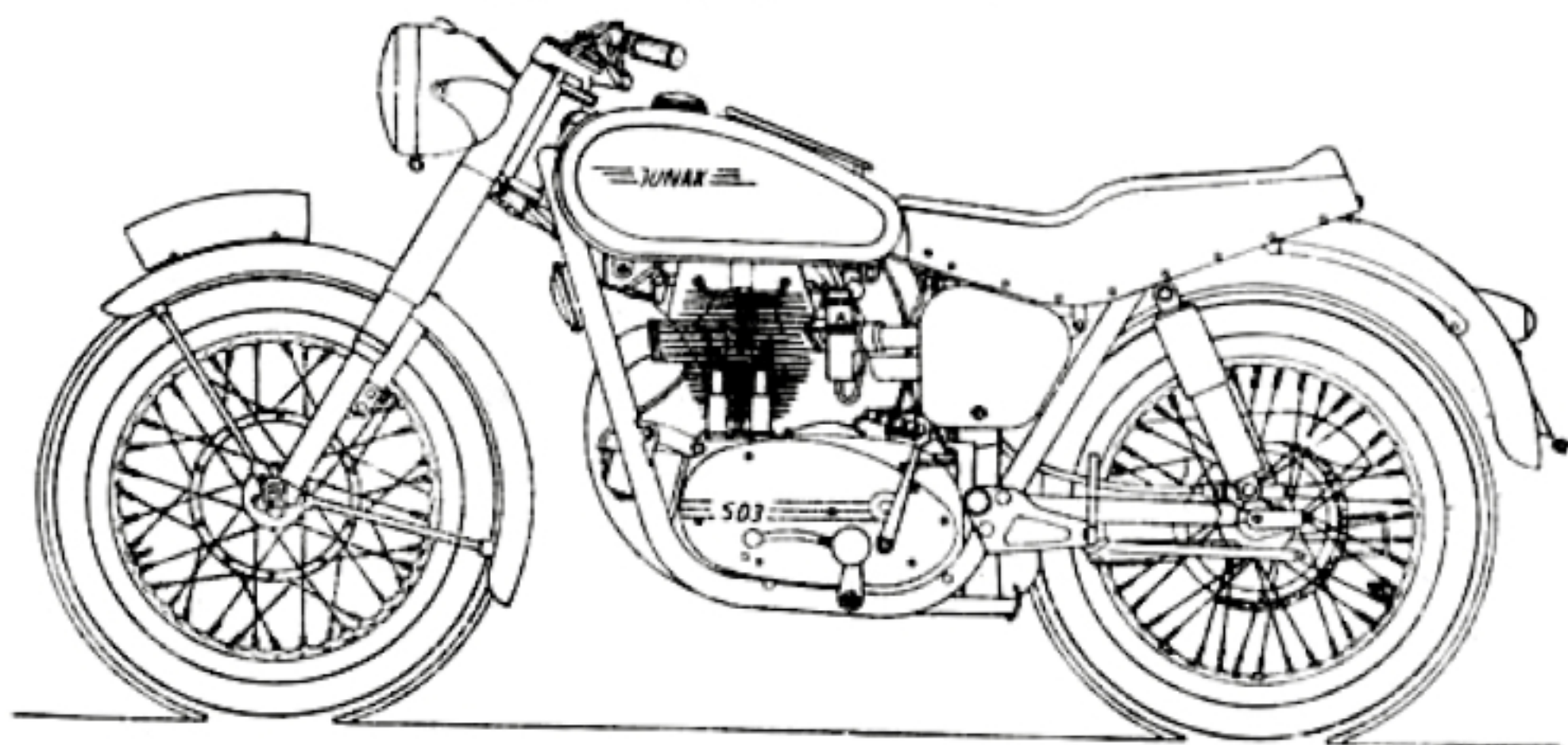
Dla zapewnienia należytej trwałości sprężyn zaworowych zastosowano wielożukowe profile krzywek oraz zredukowano do minimum ciężar wszystkich elementów rozrządu. W wyniku powyższego doprowadzono maksymalne naprężenia w sprężynach do 40 kg/mm<sup>2</sup>. Powyższe stwarza możliwości zastosowania do wyrobu tych sprężyn krajowego materiału.

#### — Łatwość obsługi i konserwacji pojazdu

Specjalną uwagę zwrócono na łatwość montażu i demontażu kół. W tym celu zastosowano system przetykanej osi pozwalający na demontaż tylnego koła bez naruszania uszczelnień, ustawienia hamulca i napędu łańcuchowego oraz bardzo przyspieszający i ułatwiający montaż i demontaż przedniego koła.

Regulacja luzów w układzie rozrządu za pomocą mimośrodków, zgrupowanie wszystkich mechanizmów silnika i skrzyni przekładniowej, zewnętrzna regulacja sprzęgła, łatwy dostęp do filtra i pompy oleju, zastosowanie zewnętrznej kontroli i regulacji napięcia łańcucha silnika — sprzęgło, zastosowanie zewnętrznego wlewu oleju do skrzyni biegów, staranne uszczelnienie wszystkich wyjść z kadłuba, możliwość łatwego demontażu kadłuba oraz wału korbowego, zmieniacza biegów, rozrusznika i skrzynki biegów i innych mechanizmów, ujednoczenie wymiarów śrub i wkrętów — wszystko to świadczy o starannym rozpracowaniu zagadnień obsługi.

### Charakterystyka motocykla



Rys. 3

Typ — M07 „Junak”  
Przeznaczenie — transport, daleka turystyka, sport, łączność, zastosowania specjalne.

#### Wymiary pojazdu

— długość całkowita	— 2 160 mm
— szerokość (kierownicy)	— 760 „
— szerokość (podnóżków kierownicy)	— 625 „

— wysokość (pojazdu nie obciążonego)	— 1 036 „
— wysokość siodła	— 760 „
— prześwit	— 170 „
— kąt pochylenia główki ramy	— 61,5°
— kąt pochylenia teleskopów	— 59°25
— wyprzedzenie	— 72 mm
— rozstaw osi	— 1 392 „
Ilość osi	— 2
Powierzchnia czołowa motocykla	— 0,815 m <sup>2</sup>
Położenie środka ciężkości (wysokość)	— 485 mm
Ciężar własny	— 160 do 165 kg
Maksymalny ciężar z pełnym ładunkiem	— 325 kg
Maksymalne obciążenie	
— koła przedniego	— 116 „
— koła tylnego	— 227 „
Kąt maksymalnego poprzecznego przechyłu	40°

### Charakterystyka podwozia

Napęd na tylne koło łańcuchem rolkowym jednorzędowym o wymiarach 5/8" x 9,65 x 10,16. Ilość ogniwek 102. Przełożenie między skrzynką biegów i tylnym kołem — 48/19. Regulacja napięcia łańcucha — śrubowa.

Kierownica nastawialna z rury  $\phi$  22/18 mm, osadzenie dźwigni sprzęgła hamulca przedniego na przyspawanych do kierownicy wspornikach.

Układ dźwigni:

Po prawej stronie — uchwyt pokrętny sterujący dopływ mieszanki, dźwignia hamulca przedniego, dekompresator, regulacja powietrza.

Po lewej stronie — dźwignia wyciskowa sprzęgła, przełącznik światła, przycisk sygnału drogowego.

Widelki przednie teleskopowe z amortyzacją sprężynowo-olejową.

Maksymalny skok amortyzacji przedniej — 150 mm.

Rama typu kołyskowego podwójna, spawana z rur o wymiarze 35/31 mm, płaszczonych na wymiar 40/30 mm.

Wahacz spawany z rur o zmiennym przekroju, wyposażony w dwukierunkowo działające napinacze łańcucha.

Amortyzatory tylne teleskopowe, sprężynowe, z tłumieniem olejowym, zawieszane na wahaczu i ramie za pośrednictwem amortyzatorów gumowych.

Koła przednie i tylne szprychowe, wymiar obręczy 1,85 x 19. Koła łożyskowane na łożyskach tocznych o wymiarach 47x20x14.

Osie przedniego i tylnego koła przetykane.

Bęben hamulca tylnego niezależny.

Ogumienie szosowe 3,5x19". W wersji terenowej mieszane — przód 3,5x19" z bieżnikiem szosowym, tył 4x19" z bieżnikiem terenowym.

Ciśnienie pompowania opon — przód 1,5 atm., tył 1,75 atm. Hamulec na przednim i tylnym kole szczękowy, średnica bębna 200 mm, szerokość okładziny czarnej 30 mm.

Napęd hamulca tylnego pedałem umieszczonym po prawej stronie motocykla.

Napęd przedniego hamulca dźwignią na kierownicy. Zbiornik paliwa o pojemności 16 litrów, tłoczony z blachy i spawany, od wewnątrz zabezpieczony przed korozją. Podłączenie do gaźnika rurką igelitową. Za-

wieszenie zbiornika na amortyzatorach gumowych. Kranik odcinający dopływ paliwa z filtrem i rurką rezerwy.

Na wierzchu zbiornika umocowany chromowany bagażnik na podręczny bagaż.

Rura wydechowa o średnicy 42 mm, umocowana z prawej strony motocykla, chromowana.

Siodło podwójne z gumy porowatej, formowanej systemem „piastopil”. Pokrycie siodła dermatoidem. Błotniki walcowane z blachy stalowej. Przedni błotnik ruchomy umocowany na widelcu. Tylne błotnik stały zamocowany do rury.

Podnóżki kierowcy kute, nastawialne w zakresie 90°, z nakładką gumową.

Podnóżki pasażera tłoczone z blachy, składane. Osłona łańcucha dzielona. Część nieruchoma umocowana do kadłuba silnika, część ruchoma do wahacza.

Podstawka centralna spawana z wytłoczek z blachy, zamocowana do sworznia podnóżków kierownicy.

Skrzynka narzędziowa tłoczona z blachy, spawana, umieszczona po prawej stronie pojazdu.

### Instalacja elektryczna

Napięcie instalacji elektrycznej — 6 wolt.

Źródło prądu — prądnica o mocy 45 watów oraz akumulator o pojemności 14 amperogodzin.

Regulator napięcia 6 wolt, 7,5 amperów, jednordzeniowy.

Reflektor z żarówką dwuwłóknową 25/25 watów i z żarówką światła miejskiego 3 waty.

Stacyjka wbudowana w reflektor zawiera trójpołożeniowy przełącznik wraz z wyłącznikiem zapłonu i żarówką kontrolną 1,5 wata.

Szybkościomierz o zakresie 120 km/g wbudowany w reflektor. Napęd wałkiem giętkim od tylnego koła.

Lampa tylna 3 wat, oświetlająca tablicę rejestracyjną.

Przełącznik świateł i przycisk sygnału dźwiękowego zabudowane po lewej stronie kierownicy.

Sygnał drogowy o mocy 18 watów, umocowany do przodu ramy.

Iskrownik z samoczynnym przyspieszeniem zapłonu od 0 do 14°, pyło- i wodoszczelny umocowany z przodu silnika, napędzany od koła rozrządu.

Świeca zapłonowa M14x1,25 o wartości cieplnej wg Boscha 175 lub 245.

### Silnik

Typ  
Układ

— SO3  
— zblokowany ze skrzynką biegów i zbiornikiem oleju

Rodzaj obiegu  
Ilość cylindrów  
Średnica cylindra  
Skok tłoka

— czterosuw.  
— 1  
— 75 mm  
— 79 „



Pojemność skokowa	— 349 cm <sup>3</sup>
Maksymalna średnia szybkość tłoka	— 13,3 m/sek.
Stopień sprężania	— 6,9
Średnie ciśnienie efektywne przy nominalnej mocy	— 7,7 kg/cm <sup>2</sup>
Średnie ciśnienie efektywne przy maksymalnym momencie	— 8,4 kg/cm <sup>2</sup>
Moc znamionowa	— 17,3 KM
Obroty przy mocy znamionowej	— 5 700 obr./min.
Maksymalny moment	— 2,4 kg
Obroty przy momencie maksymalnym	— 3 800
Moc z litra	— 50 KM/L
Elastyczność silnika	— 0,667.

#### Po zabudowaniu filtra powietrza

Moc znamionowa	— 16,1 KM
Obroty przy mocy znamionowej	— 5 600 obr./min.
Moment maksymalny	— 2,46 kg
Obroty przy momencie maksymalnym	— 37 000 obr./min
Średnie ciśnienie efektywne przy M maks.	— 8,9 kg/cm <sup>2</sup>
Średnie ciśnienie efektywne przy N maks.	— 7,45 kg/cm <sup>2</sup>
Moc z litra	— 46 KM/L
Elastyczność silnika	— 0,645

#### Po zastosowaniu chromowanej tulei z lekkiego stopu

Moc maksymalna	— 23 KM
Obroty przy mocy maksymalnej	— 6 000 obr./min.
Moc z litra	— 65,5 KM/L

Gaźnik pionowy o średnicy gardzieli  $\phi$  26, typ G 26.

Rozpylacz główny 140 cm<sup>3</sup>/min przy 1 000 mm H<sub>2</sub>O.

Paliwo — BA (mieszanka benzy nowo-alkohol.)

Jednostkowe zużycie paliwa — poniżej 30 gr/KM.g

Średnie eksploatacyjne zużycie paliwa bez filtru		z filtrem	
na 100 km przy szybkości 30 km g	— 2,1 l/100 km	2,2	l/100 km
50 — " —	— 2,5 —	2,5	— " —
70 — " —	— 3,9 —	3,4	— " —
100 — " —	— 5,9 —	4,7	— " —

Filtr powietrza typu mokrego z wkładem filtrującym z wkładem metalowym. Ciśnienia oleju podgrzanego do 80°C

przy pełnych obrotach silnika — 1,5 kg/cm<sup>2</sup>

Pompa olejowa — zębata przełożenia 1 : 3

przy oleju Lux 5 podgrzanym do 80°C:

wydatek pompy tłoczącej przy 500 obr. 0,35 l/min.

1500 obr. — 1,1

Wydatek pompy opróżniającej przy 500 obr. — 0,5

1500 obr. — 1,6

Pojemność zbiornika oleju — 2,5 l.

Rodzaj oleju — letni Lux 10

Filtr oleju umieszczamy w zbiorniku oleju na przewodzie tłoczącym pompy opróżniającej układ filtrujący, siatka + filc. Ponadto zastosowano zgrubny filtr z siatki na wlewie do zbiornika i w pompie olejowej.

**Głowica** odejmowalna ze stopu aluminiowego AL 5. Gniazda i prowadnice z brązu Brn 12-4-4. osadzone na skurcz termiczny.

Uszczelnienie głowicy do cylindra przez dotarcie stykających się powierzchni.

Kąt nachylenia kanału ssącego do podłużnej płaszczyzny symetrii silnika 27.50 w poziomie, a 5° do pionu.

Kąt nachylenia świecy do poziomu 45°.

Kąt nachylenia kanału wydechowego do poziomu symetrii silnika 10°.

Świeca osadzona bezpośrednio w korpusie głowicy.

Głowica i cylinder mocowane są do kadłuba za pomocą 4 śrub szpilkowych  $\phi$  10 mm.

W głowicy osadzone są na wcisk aluminiowe osłony lasek popychaczy.

**Cylinder** z żeliwa modyfikowanego lub ze stopu aluminiowego AL 5 z chromowaną gładzią.

Gładź cylindra smarowana dodatkowo.

Ciężar cylindra żeliwnego 3,8 kg, a cylindra aluminiowego — 1,8 kg.

**Tłok** ze stopu aluminiowego o składzie AL.

Dno tłoka wypukłe ma wyjęcia dla zabezpieczenia przed zderzeniem z zaworami.

Owal płaszczka tłoka wynosi 0,150 mm, stożkowatość  $\phi$  0,05 mm.

Luz między cylindrem i płaszczem na zimno wynosi 0,08 mm.

Dwa pierścienie uszczelniające, z czego górny chromowany, oraz jeden pierścień zgarniający.

Wysokość pierścieni uszczelniających 2,5 mm, grubość 3 mm.

Wysokość pierścienia zgarniającego 3 mm, grubość 3 mm.

Odprowadzanie oleju przez dwa rzędy otworów, przy czym jeden w podtoczeniu.

Sworzeń tłokowy pływający, ustalony pierścieniami sprężystymi, osadzony w piastach tłoka na wcisk.

### **Korbowód**

Odkuty ze stali stopowej, trzon o przekroju dwuteowym.

W głowie łożysko ślizgowe z brązu fosforowego.

W stopie osadzona bieżnia łożyska rolkowego. Łożysko rolkowe w stopie korbowodu składa się z 3 rzędów rolek o wymiarach 6 x 6 mm osadzonych w duraluminiowym koszyku.

**Rozrząd** górnozaworowy. Napęd za pośrednictwem popychaczy, lasek i dźwigni zaworowych.

Ilość zaworów	— dwa (ssący i wydechowy)
Średnica gniazda zaworu ssącego	— $\phi$ 40 mm
Średnica gniazda zaworu wydechowego	— $\phi$ 37 mm
Wznios zaworów	— 7,5 mm
Kąt maksymalnego wzniosu	— 145°.

Tabela 1 podaje optymalne nastawy rozrządu ustalone podczas badań silnika na hamowni.

TABELA 1

	Dla silnika z filtrem	Dla silnika bez filtra	Dla regulacji na M max,
Początek ssania	38° przed GMP	38° przed GMP	53° przed GMP
Maks. wznios	111° po GMP	111° po GMP	96° po GMP
Zamknięcie	73° po DMP	73° po DMP	58° po DMP
Początek wydechu	74° po DMP	74° przed DMP	74° przed DMP
Maks. wznios	110° po GMP	110° po GMP	110° po GMP
Zamknięcie	30° po GMP	30° po GMP	30° po GMP
Kąt wyprzedzenia zapłonu	37° przed GMP	37° przed GMP	37° przed GMP

Kształt krzywek formowany 4 łukami dla uzyskania maksymalnych czasoprzekroi i minimalnych przyspieszeń ujemnych.

Luz zaworowy dla ssania i wydechu na gorąco — od 0,2 mm. Regulacja luzu zaworowego przez pokręcenie mimośrodowych osiek dźwigni-  
nek zaworowych.

Ustawiania luzu według skali na wskaźniku lub przez pomiar szczeliny między zderzakiem i trzonkiem zaworu. Sprężyny zaworowe identyczne dla zaworu ssącego i wydechowego, podwójne, o następujących danych:

	zewnątrzna	wewnętrzna
średnica drutu d (mm) —	4,5	3,5
średnica zewnętrzna sprężyny		
Dz mm —	46,5	32,5
wolna długość sprężyny		
Ho (mm) —	50,0	38,5
długość montażowa		
Hm (mm) —	28,0	25,0
siła przy maksymalnym ugięciu gniazda		
Kg —	42,8	31,2
kąt przyłgi gniazda		— 44,5°
kąt przyłgi zaworu		— 45°
kąt		

Wewnętrzna bieżnia tego łożyska osadzona jest na czopie korbowym wału głównego. Osłonę boczną łożyska stopy korbowodu stanowią cementowane tarczki.

**Wał korbowy składany.** Czopy ze stali stopowej cementowane. Tarczki odkute ze stali węglistej ulepszonej do wytrzymałości 90 kg/mm<sup>2</sup>. Czopy główne połączone z tarczami na stożek i wpust czólenkowy. Czop korbowy prasowany i ściągnięty nakrętkami. Łożyska górne rolkowe o wymiarach 62 x 25 x 17, dwa po stronie koła napędowego, jedno po stronie rozrządu. Czop po stronie rozrządu jest dodatkowo podparty w łożysku ślizgowym osadzonym w pokrywie rozrządu.

Doprowadzenie oleju do łożyska stopy korbowodu poprzez wiercenie w wale.

Koło napędowe połączone jest z wałem za pośrednictwem czterokłowego amortyzatora sprężynowo-tarciowego. Wyważenie mas obrotowych całkowite. Wyważenie mas posuwisto-zwrotnych 68%.

**Kadłub silnika** dzielony, składa się z prawej i lewej obudowy oraz pięciu pokryw.

Kadłub zawiera skrzynkę korbowa, skrzynkę biegów, zbiornik oleju, komorę rozrządu, komorę sprzęgła i komorę prądnicy; wykonane we wspólnym odlewie ze stopu aluminiowego Al 5.

Na kadłubie umieszczony jest wlew do zbiornika oleju, wlew oleju do skrzynki biegów oraz wlew do komory sprzęgłowej.

Na dolnej części kadłuba znajduje się pokrywa pompy oleju-filtra oraz korki spustowe.

Pokrywa z lewej strony posiada dwa wzierniki do regulacji napięcia łańcucha.

**Sprzęgło** cierne, czterotarczowe, korkowe, mokre, ze sprężyną centralną. Sprzęgło osadzone jest na łożysku rolkowym. Napęd między sprzęgłem a silnikiem — łańcuchem rolkowym dwurzędowym o wymiarze 3/8" x 15,95 x 6,35. Ilość ogniwek 86. Napinacz łożyskowy z regulacją dostępną z zewnątrz. Przełożenie  $56 : 23 = 2,34$ .

**Skrzynka biegów** czterobiegowa o przełożeniach w wersji turystycznej: I bieg — 17,8, II bieg — 12,6, III bieg — 6,3, IV bieg — 5,84 — bezpośredni. Wersję terenową uzyskuje się przez zmianę ilości zębów na kole wyjściowym skrzyni biegów oraz dwóch kół na skrzyni biegów.

Przełożenie wersji terenowej I bieg — 23,3, II bieg — 16,6, III bieg — 10,8, IV bieg — 7,66 — bezpośredni. Zmiana biegu dźwignią nożną za pośrednictwem mechanizmu włączającego kolejno biegi, za jej pociśnięciem.

Przesuwanie kół wewnątrz skrzyni biegów wałkiem krzywkowym i dwoma widełkami.

**Dekompresator** krzywkowy działa na trzonek zaworu wydechowego.

**Iskrownik** zabudowany jest z przodu kadłuba, napędzany od rozrządu kołami ze steelonu.

**Prądnica** zabudowana w kadłubie, zamocowana opaską. Napędzana od rozrządu kołami zębatymi. Koła pośrednie ze steelonu, koło na wałku prądnicy ze stali.

**Rozruch** nożny za pomocą dźwigni połączonej z wałkiem pośrednim skrzynki biegów, kołem zapadkowym. Sprężyna odwodząca dźwigni spiralna, z płaskiej taśmy stalowej.

**Osiągi motocykla „Junak” z silnikiem o mocy maks. 17 KM**

**Szybkość** na biegu bezpośrednim: minimalna 22 km/godz., maksymalna przy wyprostowanej pozycji kierowcy 101 km/godz., maksymalna przy pochylonej pozycji 115 km/godz.

**Rozbieg.** Czas przyjazdu ze startu stojącego poprzez biegi odcinka 400 m — 20 sekund.

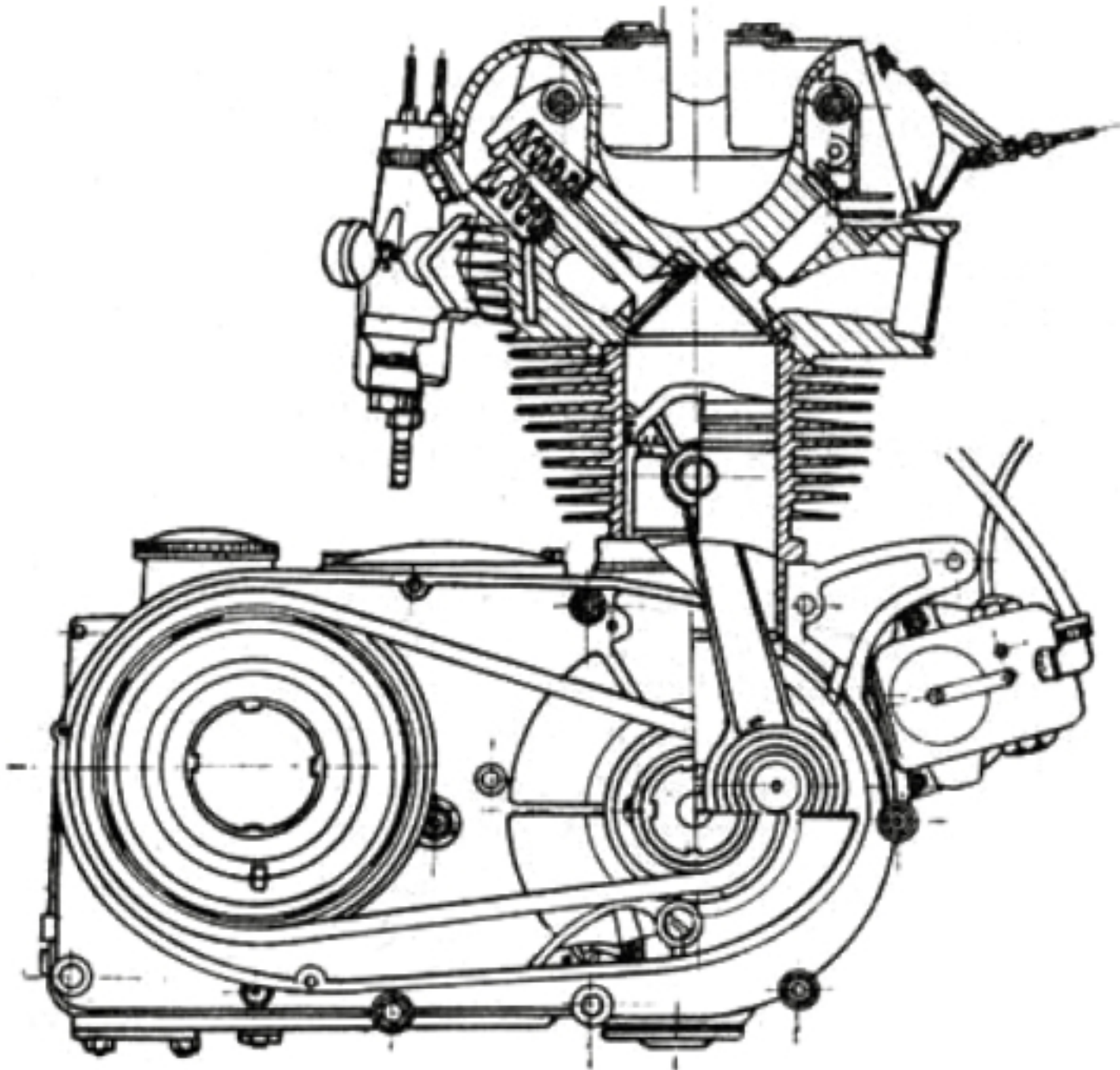
**Maksymalne przyspieszenie** na biegu III — 1,5 m/sek<sup>2</sup>, na biegu IV — 1,1 m/sek<sup>2</sup>.

**Maksymalne opóźnienie** przy hamowaniu z szybkości 30 km/godz — 5,2 m/sek.<sup>2</sup>, z szybkości 30 mil/godz. (48 km/godz.) — 5,9 m/sek.<sup>2</sup>.

**Droga hamowania** z szybkości 30 km/godz. — 7 m, z szybkości 30 mil/godz. — 14,3 m.

Próba wybiegu z szybkości 30 km/godz — 115 m.

Przeciętne zużycie paliwa w ruchu szosowym 3,3 l na 100 km, przy ruchu miejskim 3,6.



Rys. 4

Prototyp „Junaka” w surowym stanie wykazał dość znaczną ilość wad, z których najważniejsze były:

- zbyt niska moc silnika, wynosząca 14 KM przy 5 000 obr./min.,
- bardzo silne drgania silnika, wywołane zbyt wysokim stopniem wyważenia układu korbowego,
- dość wysokie jednostkowe zużycie paliwa, przekraczające 300 g/KMg,
- wadliwe działanie sprzęgła, powodujące trudności w przełączaniu biegów,
- niedostateczne smarowanie rozrzędu,
- wycieki oleju z silnika,
- zbyt wysokie położenie siodła,
- pękanie ramy w okolicy główki,
- niedostateczna sterowność w terenie.

Opanowanie tych usterek w bardzo ograniczonym czasie nastęrczało poważne trudności, jednakże dzięki pełnej mobilizacji całego zespołu konstruktorów i badaczy oraz opracowaniu nowych metod badawczych bardzo szybko uzyskano środki zaradcze.

Poniżej podaję przebieg i wyniki ważniejszych prób.

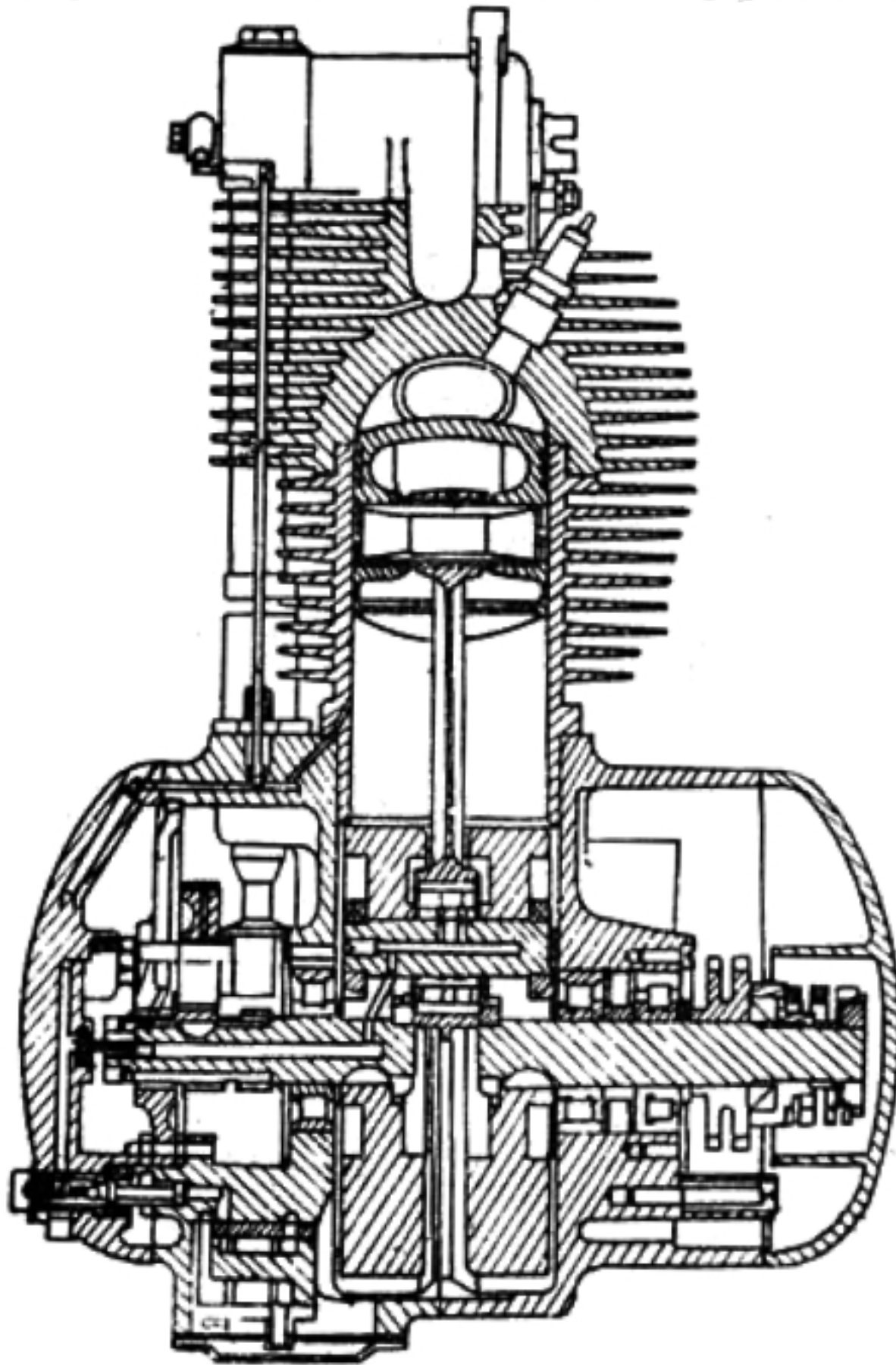
#### **Drgania silnika**

W czasie prób drogowych oraz prób na hamowni stwierdzono występowanie bardzo silnych drgań na całym zakresie obrotów, przy czym maksymalne amplitudy występowały w okolicy 2 100 obr./min., co odpowiadało szybkości około 45 km/g.

Podczas jazdy drgania te przenosiły się na podnóżki kierowcy i pasażera, powodując bardzo nieprzyjemne drętwienie nóg. Duża amplituda drgań oraz wysoka ich częstotliwość powodowała szybkie niszczenie śruby mocującej tył silnika w ramie.

Zaobserwowano również pęknięcie ramy w okolicy główki.

Drgania wpływały niekorzystnie na pracę silnika, powodując wzrost zużycia paliwa z powodu zaburzeń w komorze pływakowej.



Rys. 5

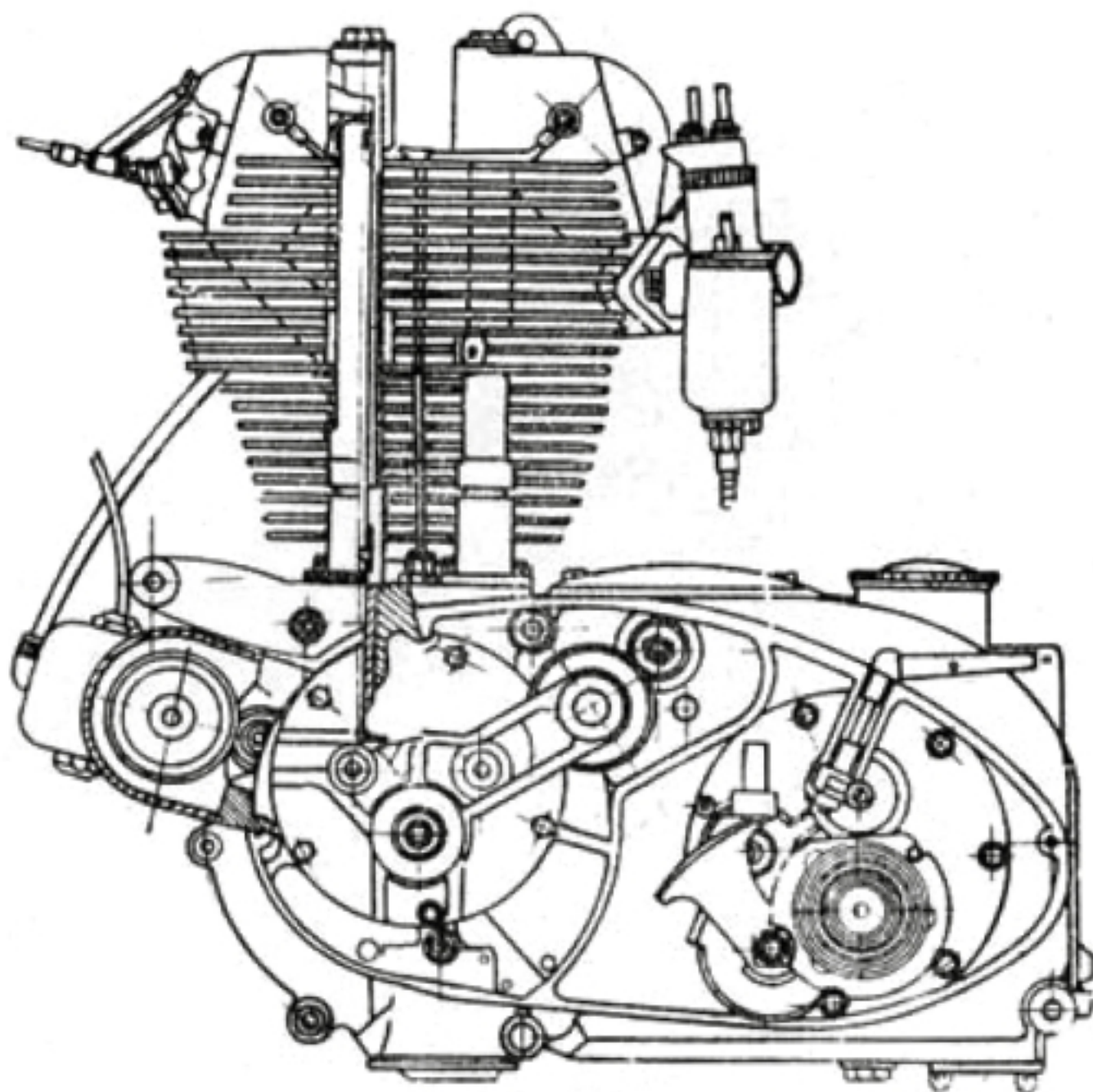
Niewątpliwą przyczyną nadmiernych drgań było niewłaściwe wyważenie silnika; niemniej jednak występujące przy średnich obrotach objawy współbrzmienia wskazywały na niewłaściwie dodaną sztywność ramy i zawieszenia.

Wobec tego przeprowadzono badania w dwóch kierunkach, zmierzających do zmniejszenia drgań przez dobór najwłaściwszego stopnia wyważenia układu korbowego oraz przez zmianę sztywności zawieszenia silnika w ramie.

W obliczeniach silnika przyjęto wyważenie mas biorących udział w ruchu posuwisto-zwrotnym w 100%, zaś zrównoważenie mas w ruchu posuwisto-zwrotnym w 70%.

W wykonaniu prototypowym wyważenie mas obrotowych zostało dotrzymane, jednak z racji mniejszego ciężaru korbowodu i tłoka przekroczono znacznie założone wyważenie mas w ruchu posuwisto-zwrotnym; wynosiło ono bowiem 87%.

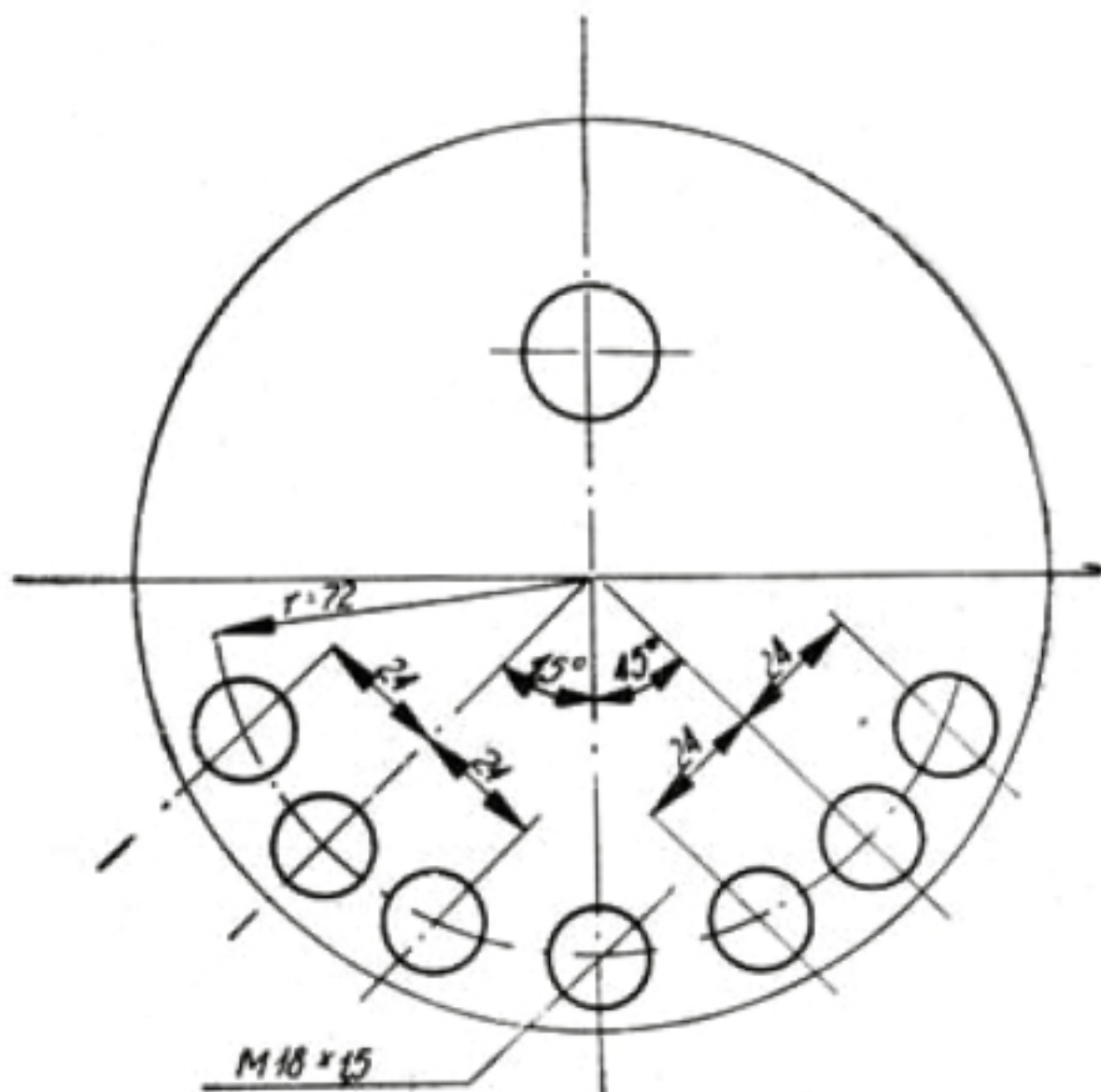
W celu uzyskania możliwości łatwego zmieniania stopnia wyważenia silnika opracowano nową metodę badań, pozwalającą na bardzo szeroki zakres zmian wyważenia bez potrzeby demontażu silnika.



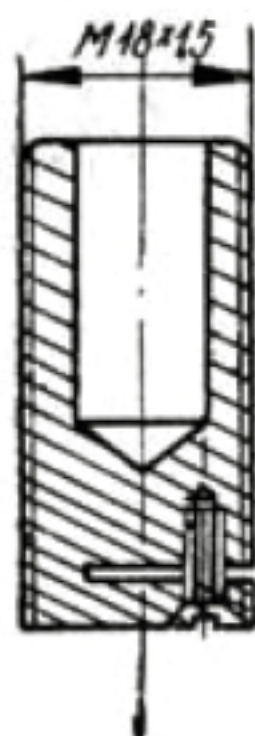
Rys. 6

Metoda ta polegała na nawiercaniu w przeciwwagach układu korbowego 7 otworów rozłożonych równomiernie na łuku o promieniu 72 mm. Odstęp między otworami wynosił 24 mm. Otwory były nagwintowane na całej swej długości na wymiar M 18 x 1,5.

W prawej ścianie komory korbowej wykonano otwór pozwalający na wkręcenie w otwory w przeciwwagach korków gwintowanych, zabezpieczonych przez dociągnięcie nadcięcia wkrętką (patrz rys. 7 i 8).



Rys. 7



Rys. 8

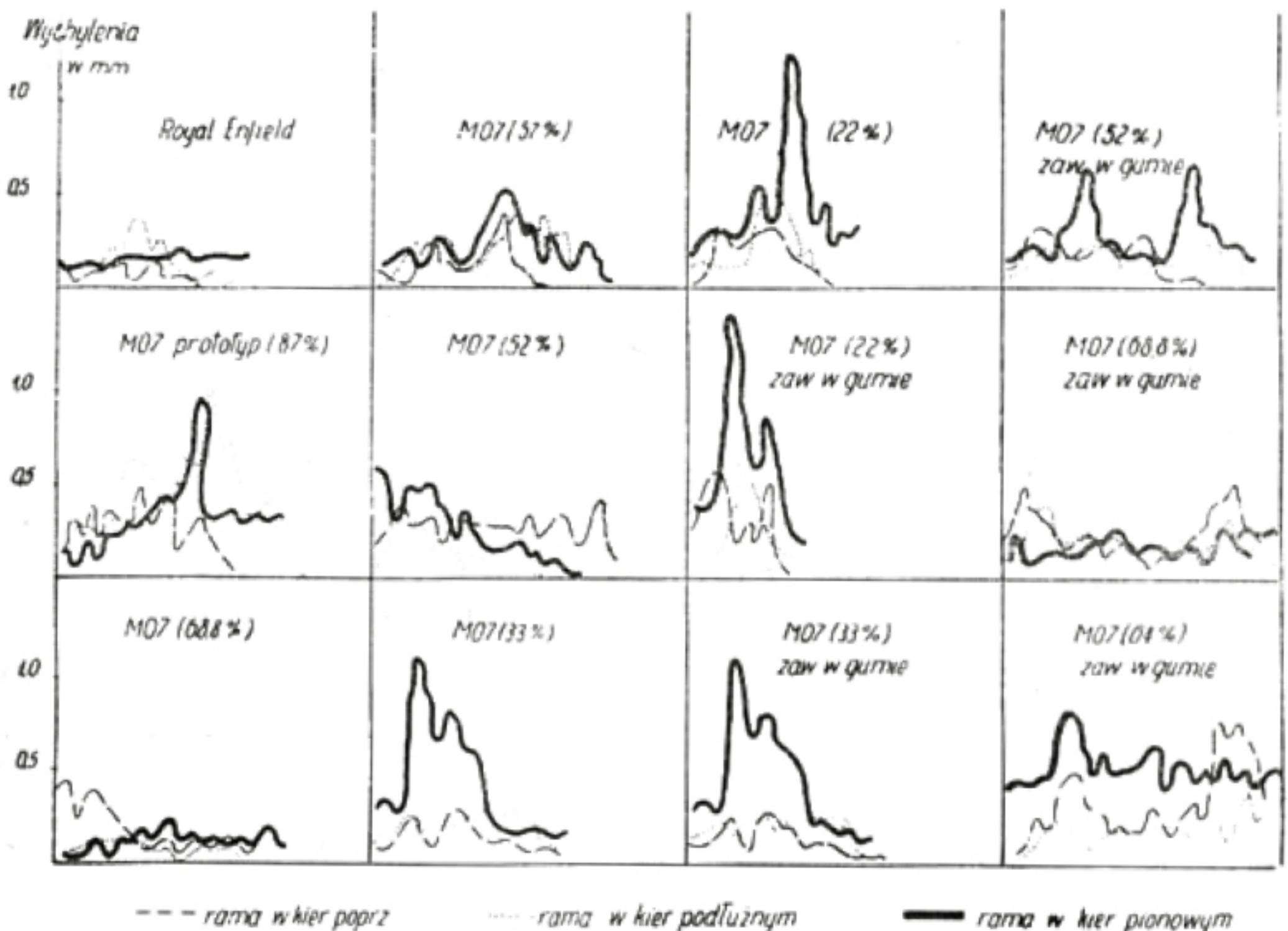
Ciężar korka wraz z zabezpieczeniem wynosi 50 g. Przez zmianę położenia i ilości korków można było zmieniać wyważenie w zakresie od 22% do 70%.

Pomiarów dokonano na ramie w czasie postoju motocykla obciążonego kierowcą, przy pełnym zakresie obrotów silnika. Drgania rejestrowano za pomocą wibrografu w trzech płaszczyznach — równoległej, prostopadłej i poprzecznej do płaszczyzny symetrii motocykla.

Dla celów porównawczych wykonano analogiczne pomiary na ramie motocykla „Royal Enfield”, „Bullet”.

Równocześnie ze zmianą wyważenia badano wpływ estetyczności zawieszenia silnika w ramie przez zmniejszenie ilości punktów mocowania kadłuba, uchwycenie głowicy i osadzenie w gumie szpilek mocujących silnik.

Wyniki pomiarów podano na rys. 9. Jak z powyższego wynika, najwłaściwsze jest wyważenie 68,8% tak ze względu na najmniejsze amplitudy drgań, jak i na charakter zanikania drgań zbliżony do zaobserwowanego na motocyklu „Bullet”.



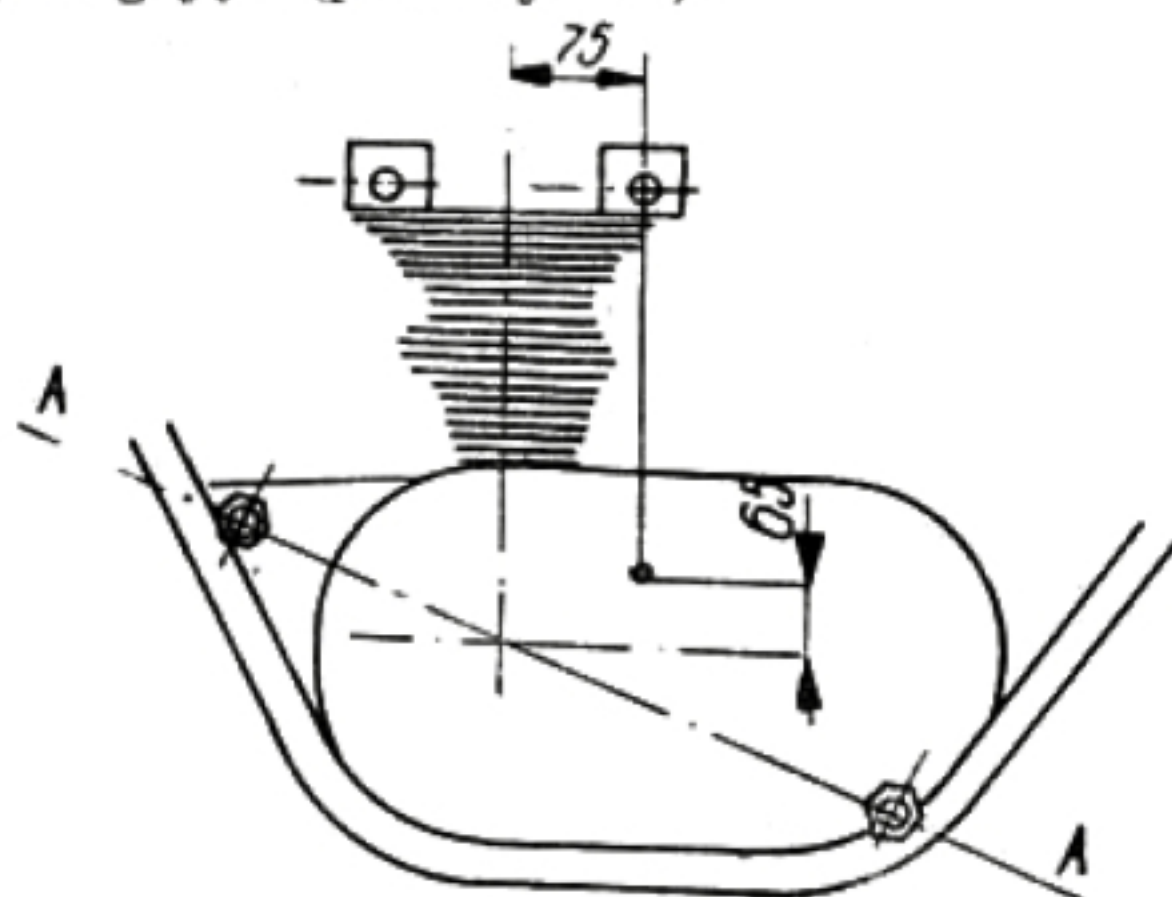
Rys. 9

Zawieszenie w gumie nie dało spodziewanych rezultatów. Zastosowane podkładki gumowe miały zbyt wysoką częstotliwość drgań własnych, co powodowało przenikanie bardzo dokuczliwych dla kierowcy drgań na ramę motocykla. Bardzo ograniczone miejsce uniemożliwiało zabudowę elastyczniejszego zawieszenia.

Również uchwycenie głowicy do rury podzbiornikowej nie miało poważniejszego wpływu na zmniejszenie drgań.



Prawidłowe wyważenie silnika zdecydowanie usunęło nadmierne drgania i tendencję do rezonansu. Próby drogowe z optymalnie wyważonym silnikiem wykazały praktyczne wyeliminowanie drgań przykrych dla kierowcy. Dalsze zmniejszenie drgań uzyskano przez usunięcie środkowej szpilki zamocowania silnika; przez zbliżenie osi zawieszenia do środka ciężkości silnika uzyskano elastyczniejsze zawieszenie oraz zmniejszono momenty targające (patrz rys. 10).



Rys. 10

### Sterowność motocykla

Już pierwsze próby drogowe stwierdziły dobrą sterowność „Junaka” na twardych nawierzchniach. Motocykl ten prowadzi się bardzo łatwo i prawidłowo na twardych, suchych, mokrych lub oblodzonych nawierzchniach. Również dobrze prowadzi się na twardych nawierzchniach gruntowych.

Okazało się jednak w czasie prób terenowych, że „Junak”, prowadzony w miękkim terenie po takich nawierzchniach jak: piasek, błoto lub pulchny śnieg, wymagał ze strony kierowcy dużego wysiłku i uwagi. Na miękkich nawierzchniach motocykl wykazywał tendencje do:

- samoczynnego zacieśniania skrętu,
- płużenia przednim kołem, szczególnie w wersji turystycznej (bieżniki szosowe),
- leniwej reakcji na przechyły kierowcy.

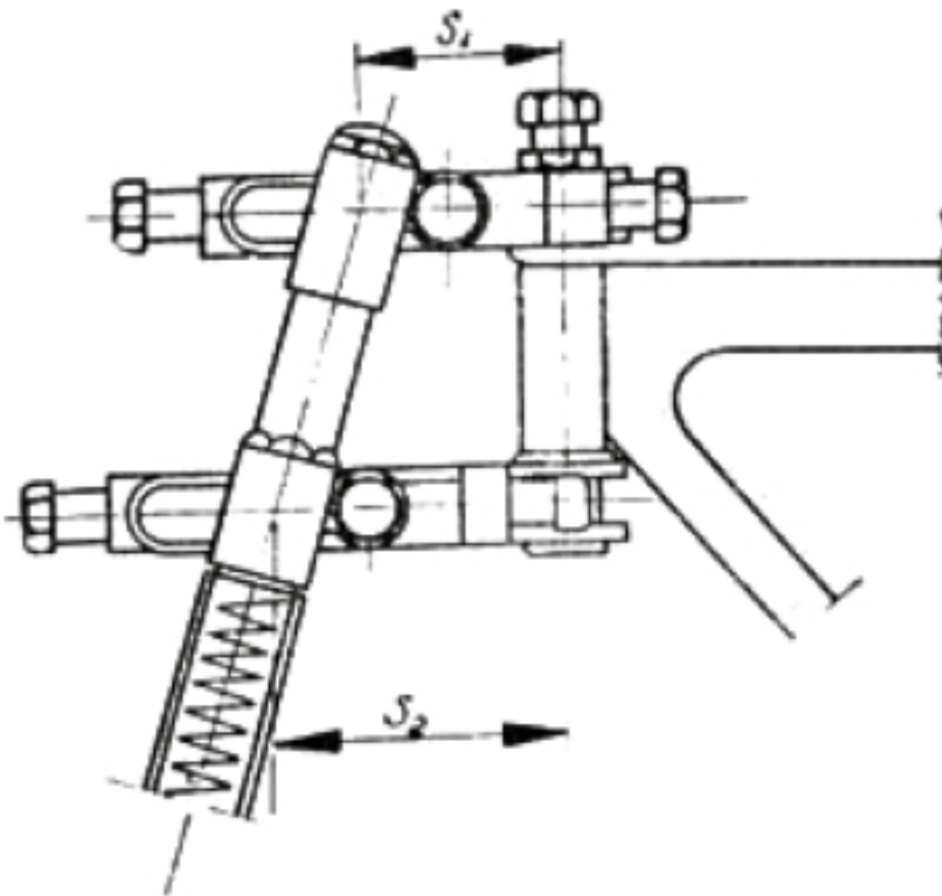
Usterki te są częściowo usuwane przez zastosowanie na przednim kole ogumienia 3,5 x 21” o bieżniku szosowym i na tylnym — ogumienia 4 x 19” z bieżnikiem terenowym.

Stwierdzone wady sterowności należy również częściowo przypisać nadmiernemu ciężarowi motocykla w prototypowym wykonaniu.

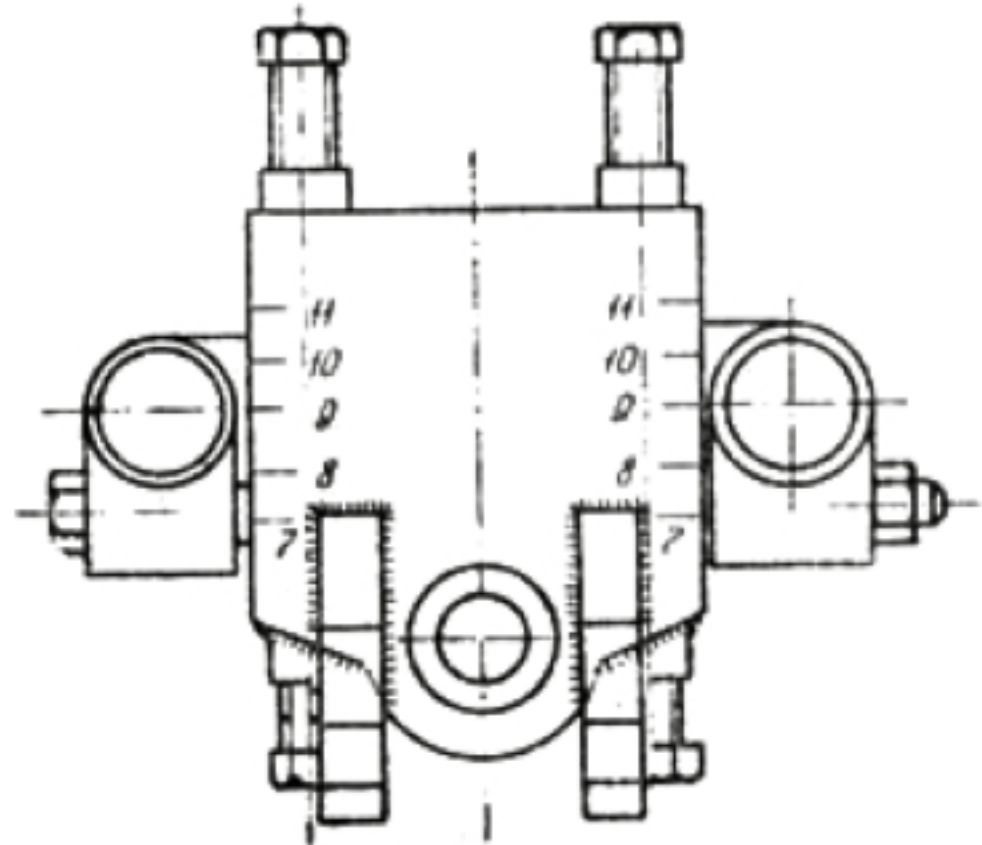
Niemniej istotą złej terenowości motocykla wynikała z niewłaściwej geometrii zawieszenia przedniego koła, z nadmiernego ciężaru przedniego widelca oraz ze zbyt dużego momentu bezwładności widelca w stosunku do osi obrotu.

Dla ustalenia najwłaściwszych parametrów w układzie kierowniczym opracowano specjalny przyrząd umożliwiający:

- przesuwanie środka ciężkości przedniego widelca względem jego osi obrotu;
- zmianę kąta ustawienia teleskopu względem osi obrotu widelca;
- zmianę wielkości promienia wyprzedzenia.



Rys. 11



Rys. 12

Przyrząd ten i jego zabudowanie na motocyklu pokazano na rys. 11 i 12.

Próby polegały na przejechaniu pewnych wybranych odcinków terenowych pokrytych płytkim i kopnym piaskiem, grząskim błotem itp.

Równocześnie po każdorazowej zmianie nastawów sprawdzano zawieszenia stateczności na twardej nawierzchni. Próba ta polegała na wchodzeniu w ostry zakręt przy dużej szybkości. Ponadto sprawdzano zachowywanie się motocykla na bardzo wyboistej drodze oraz przy pokonywaniu stromych wzniesień terenowych o powierzchni piaszczystej i kamienistej.

Początkowo próby prowadzono bez przedniego błotnika i lampy, następnie zabudowano je w celu porównania wyników i sprawdzenia, czy wzrost ciężaru i momentu bezwładności widelca o taką wielkość jest wyczuwalny i czy będzie wymagać zmiany kąta ustawienia widelca względem osi obrotu.

Po zakończeniu prób ruchowych zmierzono kąty nachylenia osi obrotu widelca i nachylenia teleskopu na specjalnym stanowisku.

Prototypowe ustawienie osi teleskopów w stosunku do osi główki ramy wynosiło dla dolnej i górnej półki 75 mm. W próbach zmieniono to ustawienie od 61 do 109 mm, powiększając i zmieniając tą drogą kąt nachylenia teleskopów oraz zmieniając równocześnie wielkość promienia wyprzedzenia.

Stwierdzono, że powiększanie kąta nachylenia teleskopu w stosunku do prototypowej wielkości tego kąta  $61,5^\circ$  na ogół ujemnie wpłynęło na sterowność motocykla w grząskim piasku. Miało to również ujemny wpływ na sterowność motocykla na twardej nawierzchni, powodując tendencję do samoczynnego wchodzenia w skręt.

Zmniejszanie kąta nachylenia teleskopu dało wyraźną poprawę sterowności. W tym wypadku bardzo ostro występowało optymalne ustawienie teleskopu, ponieważ już różnica paru milimetrów dawała wyraźny efekt. Optymalną sterowność uzyskano przy kącie nachylenia teleskopów wynoszącym  $59^\circ 25'$

W omówionych wyżej próbach występowały równocześnie dwa czynniki — kąt nachylenia teleskopu i promień wyprzedzenia, mający wpływ na stabilizację przedniego koła. Aby ustalić wpływ samego tylko wyprze-

dzenia, przeprowadzono serię prób z różnymi wielkościami promienia wyprzedzenia, przy zachowaniu prototypowej wielkości kąta nachylenia teleskopu. Promień wyprzedzenia zmieniano od 75 do 124 mm. W konstrukcji prototypu założono promień wyprzedzenia 85 mm. W rzeczywistości wynosił on 88 mm.

Badania wykazały dostateczną sterowność przy promieniach wyprzedzenia zawartych w granicach od 75 do 81 mm. Powiększanie wyprzedzenia pogarszało stateczność, a przy 124 mm motocykl prowadziło się zdecydowanie źle. Zmniejszenie wyprzedzenia pogarszało również stateczność pojazdu.

Łącznie sprawdzono w wyżej opisanych próbach 25 rozmaitych nastawów, z których najlepsze wyniki dało nastawienie górnej półki w odległości 61, a dolnej 68 mm od osi główki, przez co uzyskano kąt nachylenia teleskopu  $59^{\circ}25'$  oraz promień wyprzedzenia 72 mm; ponieważ kąt nachylenia główki wynosił  $61,5^{\circ}$ , przy ustawieniu tym wystąpiło pochylenie osi teleskopów w stosunku do osi główki wynoszące  $2^{\circ}$  i  $20''$ .

W tych warunkach stateczność „Junaka” w grząskim terenie jest równorzędna ze statecznością motocykli BSA i „Royal Enfield” „Bullet”, a znacznie lepsza niż motocykli BMW, IŻ lub „Jawa”.

Zdolność pokonywania wzniesień jest lepsza niż motocykla Royal, Enfield „Bullet”, ustępuje jednak motocyklowi BSA, posiadającemu silnik o większej mocy.

Charakter prowadzenia motocykla „Junak” na twardych nawierzchniach odpowiada wysokiej jakości motocyklom zagranicznym, jak Norton-Maux, International, AJS-16, MC, BSA — „Gold Star”. Ponieważ ocena stateczności oparta była na subiektywnej ocenie kierowcy, każde ustawienie było sprawdzane kolejno przez zawodników tej miary, co Krzysztof Brun, Stanisław Brun, inż. Kwiatkowski, Charle i Żymirski. Po zakończonych próbach zespół ten ustalił optymalne nastawy, jak również ocenił własności ruchowe motocykla.

TABELA 2  
Dane porównawcze

Parametry ustawienia przedniego widelca	Obciążenie	„Junak”		BSA 350 „Gold Star”	Royal Enfield Bullet	BMW 350	IŻ 49
		prototyp	seria				
Wyprzedzenie w mm	statyczne	85	72	90	84	54,5	124
	1	85,6		91		56,5	
	1 + 1	86		92,5		57,5	
Kąt główki ramy	statyczne	$61^{\circ}45''$	$61^{\circ}45''$	$62^{\circ}52''$	$66^{\circ}47''$	$66^{\circ}47''$	$59^{\circ}43''$
	1	$62^{\circ}25''$		$60^{\circ}42''$		$61^{\circ}18''$	
	1 + 1	$61^{\circ}18''$		$60^{\circ}$		$61^{\circ}15''$	
Kąt pochylenia przednich teleskopów	statyczne	$61^{\circ}45''$	$59^{\circ}25''$	$58^{\circ}50''$	$62^{\circ}30''$	$62^{\circ}30''$	$59^{\circ}28''$
	1	$62^{\circ}35''$		$58^{\circ}42''$		$56^{\circ}52''$	
	1 + 1	$61^{\circ}24'$		$58^{\circ}06''$		$56^{\circ}52''$	

W czasie prób sterowności zaobserwowano, że już zwiększenie ciężaru przedniego widelca o tak nieznaczną wartość jak ciężar błotnika i lampy pogarszało własności sterowania motocykla. Wynikało to przede wszystkim z powiększania momentu bezwładności teleskopu, chociaż wzrost ciężaru miał również poważny wpływ.

Jak wynika z tabeli 3, „Junak” miał bardzo niekorzystnie położony środek ciężkości widelca w stosunku do osi teleskopu.

TABELA 3

Marka i typ motocykla	Ciężar widelca w kg	a mm	b mm	c mm
„Junak” MO7	36,8	278	12	—
Royal Eufield „Bullet”	30,6	262	4	30
BSA 350 „Gold Star”	33,2	247	4	—
BMW R35	31,2	234	8	—
IZ 49	29,6	256	3	—
„Jawa” 350	24,4	256	10	—

Rubryki w tabeli 3 określają:

a — odległość środka ciężkości teleskopu od osi obrotu koła (wzdłuż osi teleskopu),

b — odległość środka ciężkości od osi teleskopu,

c — odległość środka obrotu koła od osi teleskopu.

Znaczny ciężar przedniego widelca prototypowego motocykla wynikał przede wszystkim z niskiej jakości materiału zastosowanego do budowy teleskopu i przedniego koła.

Zarówno powyższe badania, jak i znaczne odkształcenie teleskopu podczas stosunkowo lekkiego zderzenia z samochodem wykazały konieczność stosowania na te części wyższej jakości materiałów, co umożliwi znaczne zmniejszenie wymiarów oraz zapewni dostateczną sprężystość. Okazało się również celowe zmniejszenie wysunięcia latarni, co potwierdza konstrukcja „Jawy” i wielu motocykli angielskich.

W wyniku powyższej analizy zmniejszono ciężar widelca o około 6 kg, co powinno wpłynąć na dalsze polepszenie sterowności.

#### Zawieszenie

Badania własności zawieszenia przedniego i tylnego koła i efektywności amortyzacji przeprowadzono w dwóch etapach obejmujących:

- próby ruchowe na nawierzchniach różnego rodzaju i w różnym stanie,
- próby przejazdów przez próg, w czasie których rejestrowano fotograficznie drgania przedniego i tylnego zawieszenia oraz podrzucanie kierowcy.

Wysokość progu wynosiła 150 mm. Próby ruchowe poprzedzono pomiarami statycznymi, w czasie których określono ciężar przedniego widelca badanych motocykli, ciężar części nieresorowanych, charakterystykę i ciężar sprężyn.

Wyniki tych pomiarów podano w tabeli 4 i na rys. 13.

Maksymalny skok przedniego zawieszenia motocykla „Junak” wynosi 150 mm, tylnego 100 mm; dla motocykla „Bullet” — 120 mm i 75 mm.

Po dobraniu sprężyn o właściwej charakterystyce i poprawieniu tłumienia amortyzatorów przeprowadzono wyczerpujące próby porównawcze, w wyniku czego oceniono amortyzację „Junaka” następująco:

- amortyzatory w wersji rysunkowej pracują na dużych nierównościach i w terenie znacznie lepiej niż amortyzatory motocykla „Royal”, „Eufield” i nie ustępują amortyzatorom BSA;
- na małych nierównościach, np. kostce granitowej, amortyzatory

TABELA 4

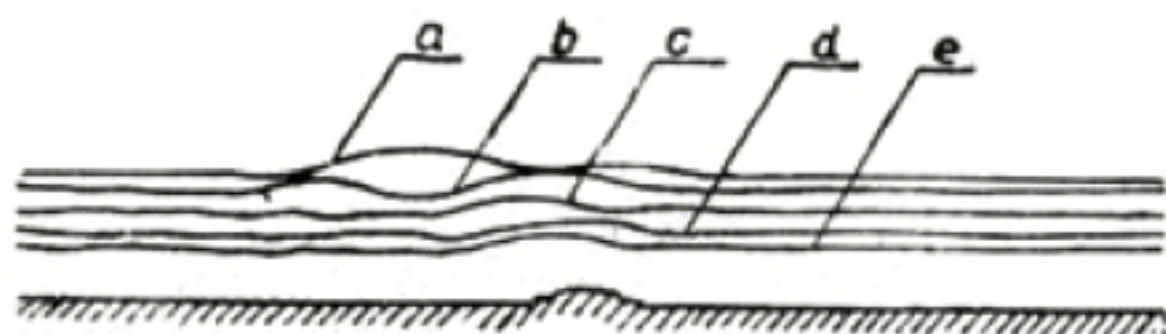
Marka i typ motocykla	Całkowity ciężar widelca przedniego	Ciężar mas nieresorowanych bez sprężyn w kg	Ciężar sprężyn w kg	Całkowity ciężar części nieresorowanych + $\frac{1}{3}$ ciężaru sprężyn w kg
„Junak“ M07	36,8	19,2	$2 \times 0,55 = 1,10$	19,57
„Jawa“ 350	24,4	13,8	$2 \times 0,46 = 0,92$	14,1
Royal Eufield „Bullet“	30,6	18,8	$2 \times 0,43 = 0,86$	19,09
BSA 350 „Gold Star“	33,2	19,4	$2 \times 0,47 = 0,94$	19,72
IŻ 49	29,6	17,2	$2 \times 0,39 = 0,78$	17,46
BMW R35	31,2	15,2	$2 \times 0,36 = 0,71$	15,42

są zbyt sztywne. Wymaga to zmniejszenia intensywności tłumienia;

- ustalono, że optymalny efekt amortyzacji otrzymuje się latem przy zastosowaniu oleju transformatorowego, a zimą oleju Lux 5 lub 7.

Próby przejeżdżania przez przeszkodę z różną szybkością miały na celu ilościową ocenę pracy amortyzacji. W tym celu drgania przodu i tyłu pojazdu oraz kierowcy rejestrowano przez fotografowanie świateł zamocowanych na motocyklu oraz na biodrze kierowcy. Próby odbywały się w nocy. Zdjęć dokonywano aparatem fotograficznym 12/18. Uzyskane zdjęcia wykazują bardzo dobrą pracę amortyzacji, płynnie tłumiącej drgania pojazdu nawet przy przejeździe przez bardzo strome i wysokie progi. Brak jest jakiegokolwiek tendencji pojazdu do oscylacji. Przejazd przez przeszkodę powoduje pojedyncze wahnięcia przodu i tyłu w momencie przejeżdżania. Wahnięcia te gasną niezwłocznie po pokonaniu przeszkody.

Zapewnia to płynną jazdę motocykla, nawet w wypadku dużej częstotliwości przeszkód. Wyczerpujące jazdy terenowe oraz długotrwałe próby drogowe w całej pełni potwierdziły ten wniosek i wykazały znaczną wyższość amortyzacji o dużym skoku w porównaniu do krótkoskokowej amortyzacji motocykli BMW R35, „Jawa” lub IŻ 49.



Rys. 13. Działanie zawieszenia motocykla MO-7 przy najechaniu na przeszkodę. a — kierowca, b — tylny wahacz, c — tylne koło, d — przedni teleskop, e — przednie koło

Rys. 13 podaje przebieg wychyleń przy przejeździe motocykla „Junak” przez przeszkodę z szybkością 30 km/g.

Tabela 5 podaje stałe sprężyn amortyzatorów przednich „Junaka” i badanych motocykli zagranicznych.

TABELA 5

Typ motocykla	„Junak“	„Jawa“	BMW	„Bullet“	BSA 350 „Gold Star“	IZ 49
Stała sprężyna kg/mm	0,575	1,07	0,99	0,69	0,50	0,49

### Terenowość motocykla

Zdolność do pokonywania przeszkód terenowych sprawdzono w następujących warunkach:

- przejazd pofałdowanej łąki,
- ruszanie i wolna jazda na twardym stromym podejździe,
- podejżdżanie na pierwszym biegu na bardzo strome zbocze,
- przejechanie odcinka 15 km drogami leśnymi o charakterze przemokłym, częściowo wąskimi ścieżkami i traktami piaszczystymi,
- wjazd na strome zbocza górskie kamienistym piargiem.

Celem prób było zbadanie pracy amortyzacji w warunkach terenowych, prześwitu, elastyczności silnika, przełożeń skrzyni biegów oraz jakości prowadzenia motocykla.

Badania były prowadzone z silnikiem o maksymalnej mocy 14 KM i maksymalnym momencie obrotowym 2,5 kgm.

W wyniku tych prób ustalono, że silnik dysponuje zadowalającą wartością momentu w zakresie niskich obrotów, co specjalnie uwydatniło się przy ruszaniu z miejsca i wolnym podejżdżaniu na strome zbocza. W porównaniu z „Bullem” „Junak” zachował się znacznie lepiej w pracy na najmniejszych obrotach. Brak mu jednak łatwego przejścia na wyższe obroty. Jazda na czwartym biegu po twardym płaskim terenie wskazuje na duży wskaźnik użytkowy obrotów silnika. Ostatnia wersja silnika o mocy maksymalnej 17 KM znacznie polepszy właściwości terenowe motocykla. Najlepiej o tym świadczy wjazd „Junaka” wyposażonego w taki silnik na Kasprowy Wierch w Tatrach po górskiej ścieżce i piargu.

Próby jazdy w różnym terenie, równinnym, jak również w górach wykazały, że prześwit pod silnikiem jest całkowicie wystarczający, nawet przy jeździe po kamienistym i wyboistym terenie. Wykazały one również bezpodstawność zarzutów odnośnie do nadmiernej szerokości silnika, bowiem przez teren łatwo pokonywany przez „Junaka” motocykl „Bullet” nie mógł przejechać, ze względu na możliwość rozbicia kadłuba silnika.

Przełożenia w skrzyni biegów dla wersji turystycznej uznano za właściwe, poza biegiem pierwszym, który powinien być, zdaniem rzeczoznawców PZMot, obniżony do  $i = 17,37$ .

W wersji turystycznej istnieje zbyt duża rozpiętość między biegiem trzecim i czwartym, co niekorzystnie odbija się na możliwości uzyskania wysokich średnich szybkości w terenie. W dokumentacji na serię próbną uwzględniono te żądania, dając przełożenie pierwszego biegu  $i = 17,4$ . Powiększono również przełożenie trzeciego biegu w wersji terenowej do  $i = 7,6$ .

### Odpowietrzanie silnika

Jednym z poważnych niedomagań silników prototypowych były nadmierne wycieki oleju. Szczegółowe badania wykazały, że główną przyczyną tego było wysokie nadciśnienie w skrzyni korbowej i komorze rozrządów.

Zastosowane na prototypie odpowietrzenie przez wał okazało się zupełnie nie wystarczające. Próby polepszenia jego skuteczności przez powiększenie przelotów nie dały widocznej poprawy. Połączenie komory rozrzadów ze zbiornikiem oleju zredukowało nieco przecieki oleju do prądnicy, jednak powodowało intensywne przecieki oleju przez odpowietrzenie zbiornika. Również dodatkowe odpowietrzenie komory sprzęgłowej nie usunęło zaolejania prądnicy i wycieków przez nieszczelności.

Pozytywne wyniki uzyskano dopiero po zastosowaniu zaworów typu BSA, wkręconych bezpośrednio w obudowę skrzyni korbowej.

#### **Badanie układu zasilania**

Podczas badania silnika na hamowni wystąpiło zjawisko pulsacyjnej pracy gaźnika, wyrażające się regularnym wahaniem poziomu paliwa w komorze pływakowej w zakresie 40 mm. W tych warunkach silnik otrzymuje mieszkankę o zmiennym składzie i pracuje nieregularnie. Unieвозмоżliwiało to również prowadzenie prawidłowych pomiarów zużycia paliwa.

Poszukując przyczyny tego zjawiska przypuszczano, że powodują je nadmierne drgania silnika, opory zasilającego przewodu itp. Jednakże zarówno elastyczne zawieszenie gaźnika, jak i skracanie przewodu zasilającego nie usunęło tej wady, której przyczyną okazało się zbyt wysokie podwieszenie zbiornika zasilającego. W tych warunkach ciśnienie słupa paliwa działające na zawór przewyższało siłę wywieraną na zawór przez ciężar pływaka. Intensywne drgania silnika na hamowni powodowały częściowy przepływ paliwa, co utrudniło ustalenie istotnej przyczyny.

#### **Pękanie sprężyn zaworowych**

Zasadniczym założeniem przyjętym w konstrukcji silnika było ograniczenie naprężeń maksymalnych w sprężynach zaworowych do 30 kg/mm<sup>2</sup>. Tak duże ograniczenie naprężeń maksymalnych wydaje się konieczne ze względu na niską na ogół jakość drutu sprężynowego, wysoką temperaturę pracy oraz korozję powodowaną przeciekaniem gazów przez prowadnice zaworowe. W motocyklach angielskich naprężenie maksymalne w sprężynach wynosi normalnie 50 do 60 kg/mm<sup>2</sup>, a w niektórych warunkach przekracza nawet 60 kg/mm<sup>2</sup>. Stosowany jednak drut nie ma śladów odwęglenia, rys, wżer, zagnieceń itp. Z reguły powierzchnia sprężyn jest kulkowana.

Ze względu na podane wyżej maksymalne naprężenie, ograniczone wymiary gniazd w głowicy oraz wielkość wymaganego docisku na krzywkę, konieczne okazało się zastosowanie podwójnych sprężyn z drutu średnicy 5 i 3,5 mm. W prototypowym wykonaniu uzyskano dotrzymanie zasadniczych wymiarów, jednak wynikły trudności w uzyskaniu założonej ilości zwojów, w związku z czym naprężenia przy ugięciu roboczym znacznie przekraczały wielkość założoną w obliczeniach. Niesłuszna również okazała się przyjęta do obliczeń wielkość współczynnika korekcyjnego naprężeń ścinających. Dalszym czynnikiem podwyższającym założone naprężenia okazał się niekorzystny zbieg odchyłek wymiarowych osadzenia miseczki i talerzyka. Wpływ tych czynników spowodował, że maksymalne naprężenie w aktualnych warunkach pracy znacznie przekraczało 50 kg/mm<sup>2</sup>.

W wyniku tego sprężyny z drutu  $\phi$  5 mm pękały po bardzo krótkim okresie czasu przy średnich obrotach silnika; po przekroczeniu 5 000 obr./min pękały niemal natychmiast.

Po przeanalizowaniu całokształtu zagadnienia ustalono, że w istniejących warunkach nie można uzyskać niższego naprężenia maksymalnego niż  $40 \text{ kg/mm}^2$ .

Zaprojektowane na to naprężenie sprężyny z drutu  $\phi 4,5 \text{ mm}$  wykazały bardzo dobrą trwałość i sprawność działania, aż do  $6\,000 \text{ obr./min}$ . Mimo trudnych warunków prób hamowania i długotrwałych prób drogowych nie zanotowano dalszego pęknięcia sprężyn zaworowych.

Licząc się jednak z jakością krajowego drutu podjęto dalsze prace nad znizeniem naprężeń maksymalnych w sprężynach, drogą obniżenia ujemnych przyspieszeń na krzywkach rozrzędu i zmniejszenia ciężaru poszczególnych elementów układu rozrzędu. Okazało się, że przez zastosowanie krzywki tworzonej czterema łukami można uzyskać znaczną redukcję ujemnych przyspieszeń, a tym samym i naprężeń w sprężynach.

### Koła napędów z tworzyw sztucznych

Ze względu na częściowe tylko pokrycie koła pośredniego napędu iskrownika z kołem rozrzędu konieczne okazało się użycie koła z masy plastycznej. W wypadku zastosowania koła pośredniego ze stali lub brązu istniało niebezpieczeństwo nierównomiernego wyrabiania się zębów koła rozrzędu, co w konsekwencji mogło spowodować hałaśliwą i nieprawidłową pracę całego rozrzędu silnika.

Spośród mas plastycznych najlepiej do tego celu nadawał się „steelon” tak ze względu na dużą wytrzymałość, jak i dobre własności anty-frykcyjne.

Zdecydowano się również zastosować „steelon” na koło napędu iskrownika i koło pośrednie prądnicy, ze względu na obniżenie hałasu napędu i ciężaru silnika.

Koła pośrednie prądnicy i iskrownika nie miały żadnych wkładek metalowych. Koło napędu iskrownika miało metalową piastę i było mocowane na wałku iskrownika za pomocą wpustki czółenkowej. Koła napędu iskrownika przepracowały na dwóch motocyklach  $5\,900 \text{ km}$  nie wykazując widocznych śladów zużycia, mimo bardzo niekorzystnych warunków współpracy z kołem rozrzędu (niepełnej szerokości wieńca).

Koło pośrednie napędu prądnicy ulegało częstym uszkodzeniom z powodu przypadkowego wyzębienia się koła napędzającego prądnicę. Uzyskane wyniki w powyższych próbach wykazują celowość stosowania na lekko obciążone koła zębate „steelonu” szczególnie w szybkoobrotowych mechanizmach, gdzie zapewnienie dostatecznego smarowania jest trudne. Koła ze „steelonu” są bardziej cichobieżne, lżejsze i praktycznie nie powodują wyrabiania współpracujących z nimi kół zębatach.

### Naprężenia w ramie

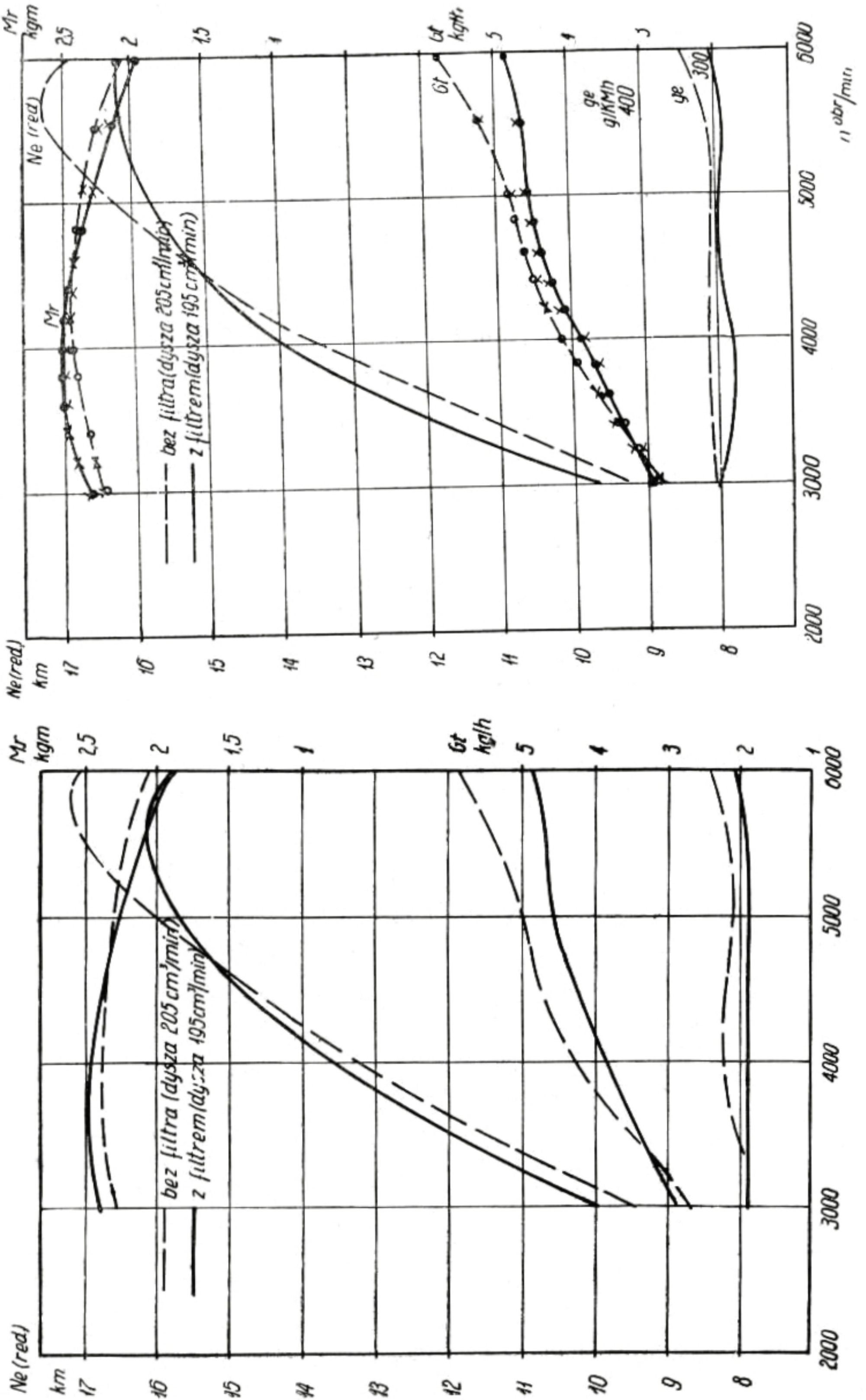
Badania wielkości i rozkładu naprężeń w ramie podjęto w związku z koniecznością ustalenia faktycznej wielkości współczynnika bezpieczeństwa, a także w związku z pracą nad zmniejszeniem ciężaru prototypowej konstrukcji oraz w celu wyjaśnienia przyczyn pęknięcia ramy w czasie prób drogowych.

Pomiary wykonano przy obciążeniu statycznym oraz przy dodatkowym obciążeniu dynamicznym wywołanym drogami niedostatecznie wyważonego silnika.

Ponadto w celu określenia wpływu blach węzłowych w główce ramy wykonano badania przy usuniętych blachach.



POMIARY WŁAŚCIWOŚCI ROBOCZYCH SILNIKÓW.



Rys. 14

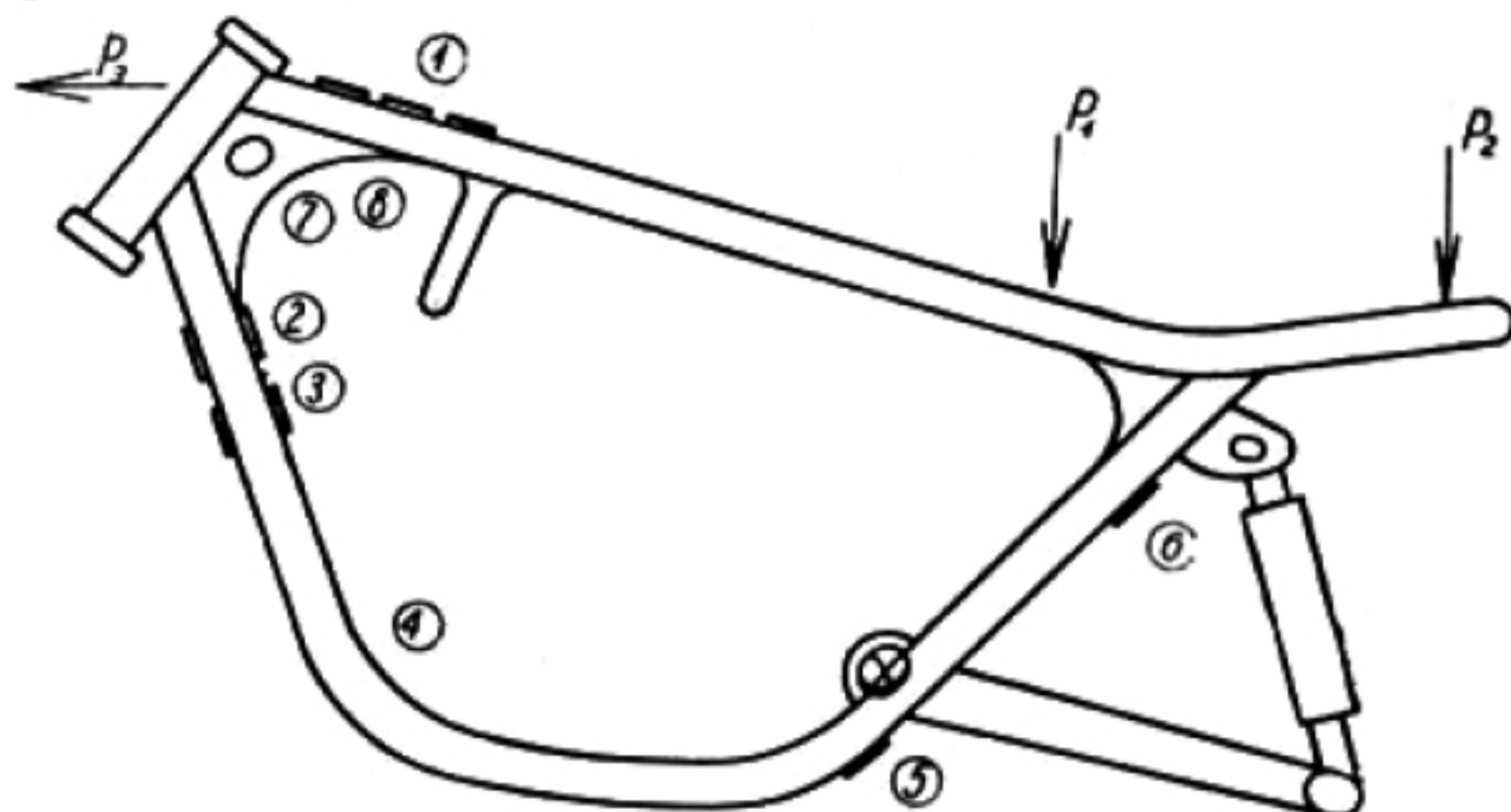
Rys. 15

Przyjęto najniekorzystniejsze warunki zakładając obciążenia dwiema osobami oraz pełnym hamowaniem pojazdu. Jako punkty przyłożenia sił pojęto: w kierunku poziomym — główkę ramy, w kierunku pionowym —

TABELA 6

Punkt pomiaru	1	2	3	4	5	6	7	8
Naprężenia od obciążeń statycznych $\text{kg/mm}^2$	11	9,5	7,2	3,5	3,0	9,3	0,5	— 3
Naprężenia od drgań silnika	$\pm 4$	$\pm 3$	$\pm 3$	$\pm 7$	$\pm 6$	$\pm 3$	—	—
Maks. naprężenie łączne $\text{kg/mm}^2$	15	12,5	10,2	10,5	9	12,3	0,5	— 3

środek siodła kierowcy i pasażera. Układ sił oraz miejsca pomiaru naprężeń podano na rysunku 16.



$P_1, P_2, P_3$  - zmieniane w granicach od 0 do 250 kg

Rys. 16

Do pomiarów użyto densometrów oporowych o oporze własnym 180 omów.

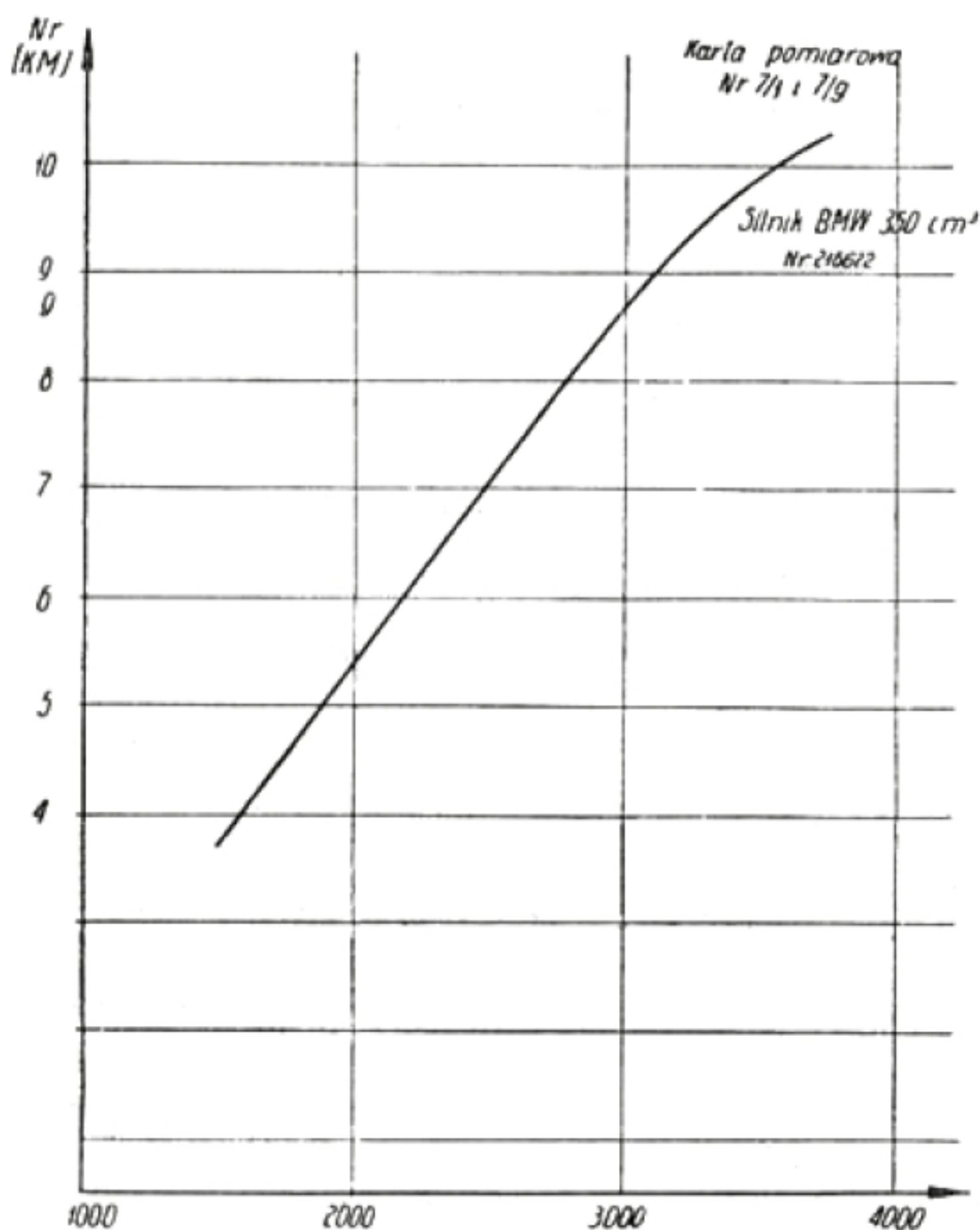
Naprężenia statyczne określono czułym mostkiem oporowym.

Do pomiaru naprężeń dynamicznych zastosowano oscylograf z modulatorem oraz rejestrację fotograficzną.

W tabeli 7 podano naprężenia występujące w obydwu płozach ramy, blachach węzłowych oraz w rurze podziornikowej przy maksymalnym przeciążeniu pojazdu. Ponadto podano przyrost naprężeń wywołany drganiami silnika.

Oczywiście założone warunki przewidujące jednoczesne wystąpienie wszystkich obciążeń i ich maksymalnej wielkości są mało prawdopodobne w praktyce. Niemniej interesujące jest niemal równomierne wyężenie materiałów w całej ramie oraz wysoki udział obciążeń dynamicznych, wynoszący przeciętnie 50% naprężeń statycznych, a w bezpośrednim sąsiedztwie silnika dochodzący do 200%. Przy stosunkowo wysokim wyężeniu

## Charakterystyka zewnętrzna



Uwaga silnik dotarty

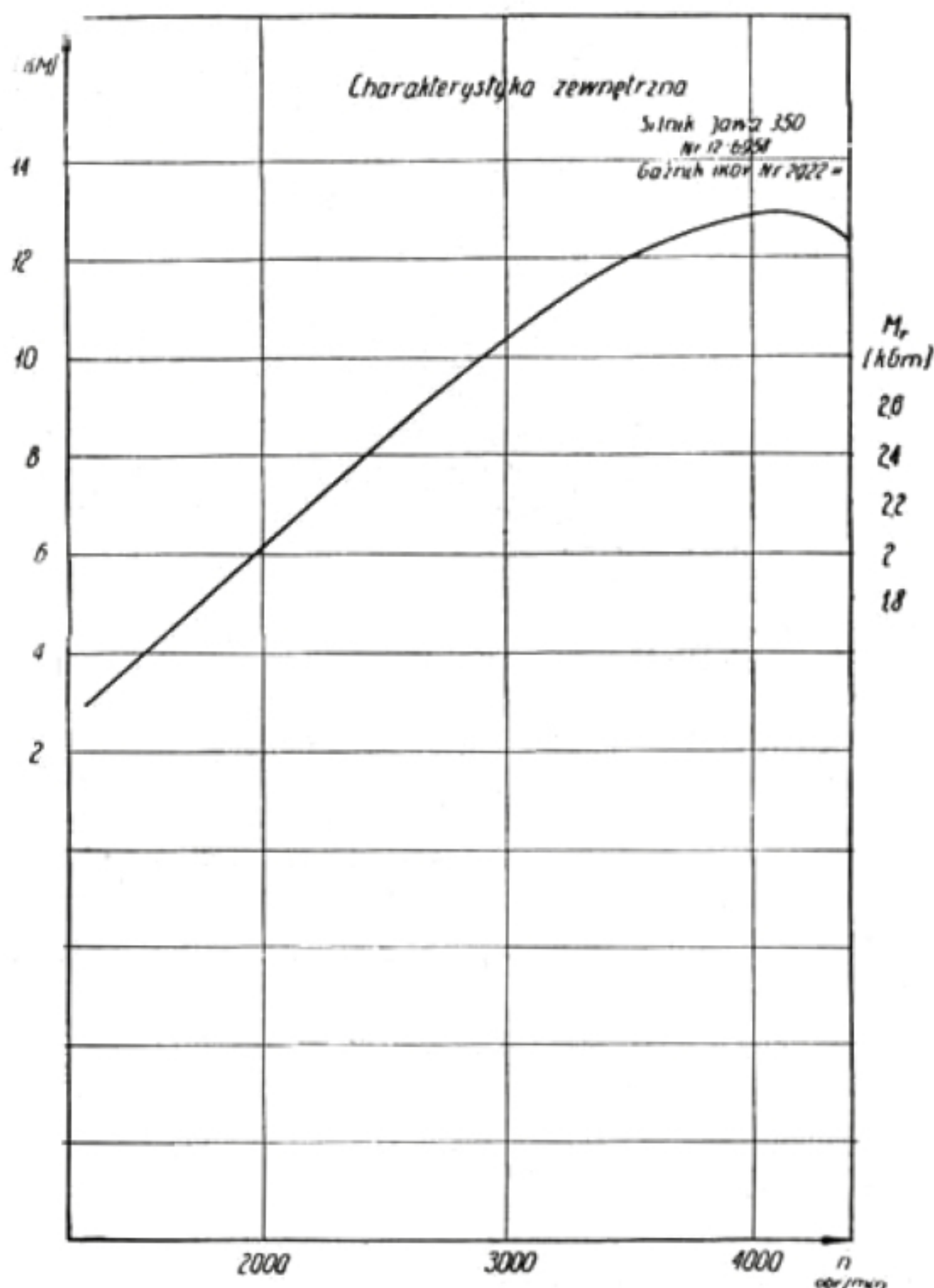
Rys. 17

materiału, wynoszącym około 30% wytrzymałości doraźnej na zrywanie, duży udział naprężeń dynamicznych stwarza bardzo niekorzystne warunki zmęczeniowe materiału. Tak to, jak również fakt wystąpienia maksymalnych naprężeń w okolicy główki ramy tłumaczy przyczyny jej pęknięcia w tym właśnie miejscu.

Po usunięciu blach węzłowych naprężenia w ramie wzrosły od 10 do około 30%. Wskazuje to na celowość zastosowanej konstrukcji.

Podane w tabeli naprężenia dynamiczne występowały przy około 5 000 obr./min., gdy amplitudy drgań osiągały maksymalną wartość. Jednakże ustalono, że istnieje drugi zakres współbrzmienia silnika z konstrukcją ramy, występujący przy 1 800 obr./min. Naprężenia dynamiczne dochodzą wówczas do 80% podanych poprzednio wartości.

W powyższej sytuacji konieczne było przede wszystkim opanowanie drgań silnika, co uzyskano przez prawidłowe wyważenia mas w ruchu posuwisto-zwrotnym, usunięcie możliwości występowania współbrzmienia ramy na całym zakresie użytkowych obrotów silnika oraz rozładowanie koncentracji naprężeń w okolicy główki.



Uwaga tlok wykazywał tendencję do zacierania silnie po dotarciu

Rys. 18

Najwłaściwszym rozwiązaniem tego problemu było obniżenie zakresu drgań własnych ramy przez zmniejszenie wymiarów rur oraz bardziej płynna zmiana sztywności węzła główki.

Tak uelastycznioną ramę poddano badaniom w próbach drogowych, które jednak nie są jeszcze dostateczne.

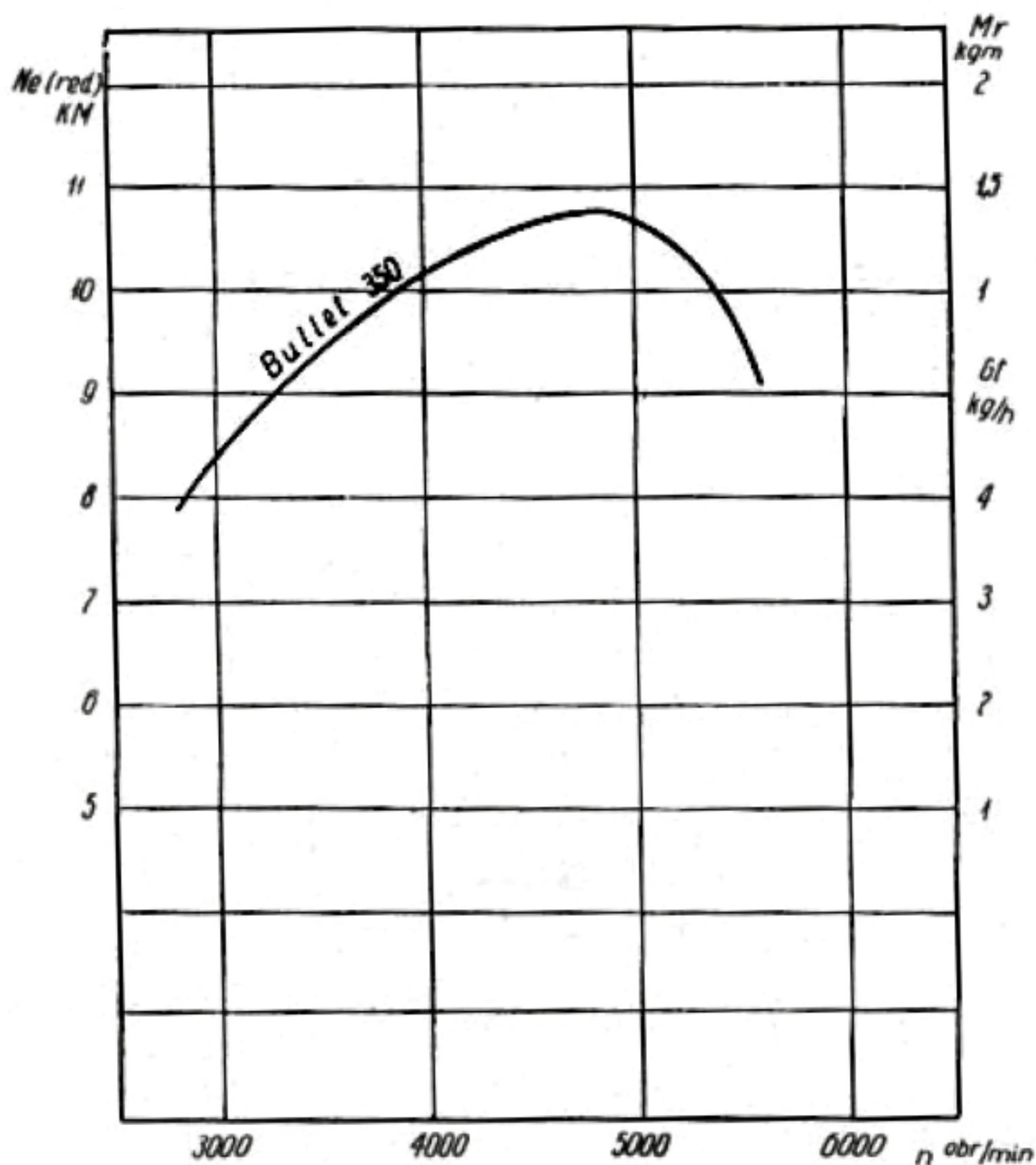
#### Porównanie z motocyklami zagranicznymi klasy 350 cm<sup>3</sup>

Porównanie przeprowadzono na podstawie aktualnych pomiarów przeprowadzonych w BKPMot. W związku z tym ograniczono się w podanych niżej zastosowaniach do posiadanych wzorów.

Okazało się to konieczne, ponieważ stwierdzono, że dane katalogowe lub nawet podane w dokumentacji obsługowej nie odpowiadają faktycznym. Na przykład angielska prasa techniczna podaje dla motocykla „Bullet” moc 18 KM przy 5 500 obr./min., podczas gdy moc posiadanego przez BKPMot egzemplarza nigdy nie przekraczała 15 KM. To samo dotyczy BMW i „Jawy” (rys. 17 i 18).

W wyniku przeprowadzonej analizy porównawczej motocykla MO7 — „Junak” z motocyklami BSA — „Gold Star”, Royal Eufield „Bullet”, „Jawa” 350 cm<sup>3</sup>, BMW i IŻ — 49 (patrz tabela 7) stwierdzono że:

- wymiary gabarytowe „Junaka” nie odbiegają od spotykanych w motocyklach zagranicznych. „Junak” natomiast wyróżnia się najkorzystniejszym prześwitem wynoszącym 174 mm, podczas gdy w motocyklach zagranicznych wartość ta nie przekracza 150 mm;
- ciężar prototypowego „Junaka” przekraczał ciężar motocykli zagranicznych od 5 do 18%. W opracowaniu seryjnym ciężar „Junaka” w zupełności pokrywa się z dobrymi wzorami zagranicznymi;
- prędkość maksymalna „Junaka” prototypowego była bardzo ograniczona niską sprawnością mechaniczną prototypowych egzemplarzy. Świadczą o tym długości wybiegów, około 20% dłuższe niż dla motocykli zagranicznych. Z tego powodu mimo wyższej mocy szybkość maksymalna „Junaka” nie przekracza szybkości „Bulleta”. W wykonaniu seryjnym oczekuje się szybkości maksymalnych tego samego rzędu co BSA — „Gold Star”, tj. około 120 km/godz.;
- średnie zużycie paliwa utrzymuje się na poziomie przeciętnie spotykanym w motocyklach zagranicznych;
- moc silnika jest wyższa niż porównywanych wzorów, odpowiada



Uwaga: silnik po przebiegu 1300 km

Rys. 19

TABELA 7

		MO7-„Junak”		Mocykłe badane			AIS 16M
		wg założeń	prototyp	seria próbna	„Bullet”	BMW-R35	
1	Typ:	sportowo-turyst.	turyst.	sportowo-turyst.	turyst.	turyst.	sport-turyst.
2	Rok budowy	—	1953	—	1952	1951	1952
3	Długość (w mm)	2130	2145	2160	2078	2050	2084
4	Wysokość (w mm)	1000	1040	1036	998	832	—
5	Rozstaw osi (w mm)	1380	1387	1392	1365	1331	1373
6	Prześwit (w mm)	150	174	170	124	119	140
7	Wysok. puł. siódła (w mm)	750	803	760	778	731	762
8	Ciężar własny (w kg)	180	178	160—165	163	150	156
9	Położenie środka ciężkości w mm	—	485	—	425	456	—
10	Prędkość maks. w km/godz.	105—110	101—103	110—120	106	95	112
11	Zużycie paliwa l/100 km	3	3,3—3,6	3,4	3,3	3,2	3,3
12	Typ silnika	czterosuw.			czterosuw.		czterosuw.
13	Moc nominalna (w KM)	12—14	14	16—17,5	r 14	r 14	r 17
14	Obr. mocy nomin. obr./min	4000—5000	5000	5500	5500	4000	5500
15	Stopień sprężania	7,0	6,5	7,0	6,5	5,5	6,5
	Rodzaj zapłonu	iskrowy			iskrowy	baterijny	iskrowy

przeciętnemu poziomowi nowoczesnych motocykli zagranicznych. Na uwagę zasługuje bardzo dobra charakterystyka na niskich i średnich obrotach, co nadaje „Junakowi” w pełni użytkowy charakter;

- sterowność na powierzchniach twardych i w terenie, po wprowadzeniu zmian ustalonych próbami, tego samego rzędu co dobrych motocykli zagranicznych;
- zawieszenie lepsze niż w porównywanych wzorach;
- zdolność do poruszania się po bezdrożach, charakteryzująca się zwrotnością, łatwością prowadzenia, zdolnością pokonywania wzniesień, brodów itp., jest tego samego rzędu co motocykli „Bullet” i BSA — „Gold Star”;
- sprawność mechaniczna znacznie niższa niż wszystkich badanych wzorców, co wynika z niedokładności prototypowego wykonawstwa;
- rozruch silnika nie ustępuje wzorcom;
- estetyka pojazdu przy starannym wykończeniu stoi na poziomie dobrych wzorów zagranicznych.

Powyższe zostało wyraźnie potwierdzone wypowiedziami zwiedzających wystawę wrocławską, gdzie „Junak” stał się największą atrakcją.

---

**Plk inż. JERZY WOJCICKI**

## **O PODWYŻSZENIE TRWAŁOŚCI AKUMULATORÓW**

(artykuł dyskusyjny)

W nowoczesnym pojeździe mechanicznym akumulator spełnia bardzo doniosłą rolę i stał się jego nieodzownym organem. Zadania stawiane przed akumulatorem w pojeździe mechanicznym narastały stopniowo. Początkowo pełnił rolę zasobnika energii elektrycznej do celów wyłącznie oświetlenia. Zasadniczy przełom nastąpił od chwili zastosowania zapłonu bateryjnego. Z tym momentem stał się nieodzownym organem pojazdu, bez którego uruchomienie silnika jest niemożliwe.

Zastosowanie wysokoprężnego silnika do pojazdu mechanicznego również uwarunkowane zostało akumulatorem, jako źródłem energii potrzebnej dla rozruchu. Z biegiem czasu postęp techniczny w konstrukcji pojazdów mechanicznych, które masowo zastosowane stały się jednym z czterech zasadniczych środków transportowych, znacznie poszerzył zakres zużycia energii elektrycznej. W ostatnich rozwiązaniach nawet tak ważne instrumenty kontrolne, jak np. wskaźnik ciśnienia oleju w układzie smarowania, są instrumentami działającymi na zasądzie przekaźników elektrycznych zasilanych energią z akumulatora. Tak więc warunek nie tylko ruchu, ale i pewności działania został oparty na sprawnie działającym akumulatorem. Jednym słowem można by to wyrazić, że bez sprawnego akumulatora nie może istnieć nowoczesny pojazd mechaniczny. Odwracając to twierdzenie należy ustalić zasadę: bez sprawnego akumulatora pojazd mechaniczny należy uważać za technicznie niesprawny.

Dla skonkretyzowania określenia „sprawnego akumulatora” musimy wyjaśnić, co przez to będziemy rozumieć.