

LECH BIEDRZYCKI

# WAGA

**samochodowej  
przyczepy bagażowej**



Wydawnictwa Komunikacji i Łączności

Warszawa 1982

Okladkę i stronę tytułową projektował:

Tadeusz Pietrzyk

Opiniodawca: mgr inż. St. Szelechowski

Redaktor: mgr I. Michałowska

Redaktor techniczny: A. Jabłońska-Chodzeń

Korektor: Hafina Oleśkiewicz



629. 114. 3

Książka jest kolejną pozycją „Biblioteczki kierowcy amatora”, poświęconą budowie przyczep bagazowych samochodów osobowych. Książka zawiera materiał wprowadzający czytelnika w zagadnienia norm i obowiązujących przepisów, omawia sposoby rozwiązań konstrukcyjnych różnego rodzaju przyczep, zagadnienia ich eksploatacji, obsługi, konserwacji i techniki jazdy.

Książka przeznaczona jest dla właścicieli samochodów osobowych oraz pracowników zaplecza technicznego motoryzacji.

ISBN 83-206-0323-4

© Copyright by Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1982

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności

Warszawa 1982

Wydanie I. Nakład 20 000 + 200 egz.

Ark. wyd. 13. Ark. druk. 8 (13,91A)

Oddano do składania w lutym 1982

Podpisano do druku w październiku 1982

Druk ukończono w październiku 1982

Papier druk. sat. kl. V, 70 g, 82 x 104 cm

Zamówienie P(38)82. K.9090

Zakłady Graficzne w Toruniu, ul. Katarzyny 4

Zam. 288. C-14

# Spis treści

Od Autora . . . . . 7

1 Zakres stosowania, rodzaje przyczep . . . . . 9

2 Wymagania dotyczące przepisów i norm . . . . . 17

2.1. Kodeks drogowy . . . . . 17

2.1.1. Dopuszczalne wymiary . . . . . 17

2.1.2. Dopuszczalna masa . . . . . 17

2.1.3. Warunki zasadnicze dotyczące stanu i budowy pojazdu . . . . . 17

2.1.4. Wyposażenie i ogumienie . . . . . 18

2.1.5. Światła . . . . . 18

2.1.6. Hamulce . . . . . 20

2.2. Inne przepisy i zalecenia . . . . . 21

2.2.1. Informacje ogólne . . . . . 21

2.2.2. Urządzenia służące do łączenia przyczepy z samochodem . . . . . 21

2.2.2.1. Samochodowe kulowe urządzenie sprzęgające . . . . . 21

2.2.2.2. Złącza elektryczne samochodu i przyczepy . . . . . 23

2.2.3. Wymagania norm dotyczące świateł . . . . . 23

2.2.3.1. Światła kierunku jazdy . . . . . 23

2.2.3.2. Światła hamowania . . . . . 24

2.2.3.3. Światła pozycyjne . . . . . 24

2.2.3.4. Oświetlenie tylnej tablicy rejestracyjnej . . . . . 24

2.2.3.5. Światła cofania . . . . . 24

2.2.4. Wymagania norm dotyczące wyposażenia . . . . . 25

2.2.4.1. Trójkąt ostrzegawczy . . . . . 25

2.2.4.2. Przenośna lampa ostrzegawcza . . . . . 25

2.2.5. Zalecenia dotyczące hamulców typu bezwładnościowego . . . . . 25

3 Dynamika ruchu samochodu z przyczepą . . . . . 28

3.1. Siły zewnętrzne działające na przyczepę podczas jazdy i skutki ich działania . . . . . 28

3.2. Jazda na wprost po gładkiej drodze . . . . . 33

3.3. Jazda po łuku, działanie sił bocznych . . . . . 36

3.4. Jazda po nierównej drodze . . . . . 39

3.5. Hamowanie . . . . . 43

4 Charakterystyka przyczepy; dobór głównych parametrów . . . . . 46

4.1. Charakterystyka i główne dane . . . . . 46

4.2. Dobór parametrów . . . . . 47

5 Konstrukcja przyczep, stosowane materiały . . . . . 50

5.1. Konstrukcja nośna, rama, szkielet . . . . . 50

5.1.1. Konstrukcja . . . . . 50

5.1.2. Obliczenia . . . . . 57

5.2. Zawieszenie . . . . . 57

5.3. Koła i ogumienie, osie i łożyska . . . . . 70

9/82/14  
8.22

3.1.	Dobór kół i ogumienia . . . . .	70
3.2.	Dobór ogumienia do masy maksymalnej przyczepy . . . . .	71
5.3.3.	Dobór obręczy kół . . . . .	75
3.4.	Obliczanie dotyczące opon . . . . .	77
3.5.	Konstrukcja łożyskowania kół . . . . .	80
3.6.	Konstrukcja piast kół . . . . .	83
5.3.7.	Konstrukcja osi . . . . .	86
5.4.	Skrzynia ładunkowa . . . . .	102
5.5.	Hamulce . . . . .	108
5.6.	Zaczepty i zabezpieczenia . . . . .	
5.7.	Oświetlenie i instalacja elektryczna . . . . .	114
5.8.	Wyposażenie dodatkowe . . . . .	118
6	<b>Eksploatacja . . . . .</b>	<b>124</b>
6.1.	Technika jazdy . . . . .	124
6.2.	Obsługa i konserwacja . . . . .	127
	Wykaz literatury	

# Od Autora

■ Pojawienie się na drogach Polski od kilku lat wzrastającej szybko liczby budowanych przez użytkowników przyczep samochodów osobowych czyni celowe omówienie problemów związanych z ich budową i prawidłową eksploatacją. Może to, moim zdaniem, wpłynąć na zwiększenie bezpieczeństwa na drogach.

■ Intencją moją przy pisaniu tej książki nie było danie Czytelnikom podręcznika konstruowania, wykonania i użytkowania przyczep lecz inspirowanie zainteresowanych tematem, pobudzenie do własnych przemyśleń, zwrócenie uwagi na to, co w temacie ważne. Jeśli zamiar ten uda mi się zrealizować, jeśli pojawiające się w ruchu nowe przyczepy będą coraz lepiej zbudowane, będą uważały, że osiągnęłam cel.

■ Za dobre przyczepy uważam takie, które zapewniają bezpieczną i ekonomiczną eksploatację. Powinny więc odpowiadać przepisom, mieć dużą trwałość i niezawodność, być dobrze dostosowane do samochodu holującego.

■ Książka przeznaczona jest dla wszystkich zainteresowanych przyczepami niezależnie od tego, czy mają wykształcenie techniczne, czy nie. Dlatego starałem się przekazać treść zarówno za pomocą rysunków i wykresów, analiz teoretycznych

i obliczeń oraz tablic, jak też opisów i wskazówek praktycznych. Użytkownik samochodu osobowego jako kierowca powinien mieć elementarne wiadomości techniczne dotyczące budowy i działania pojazdów. Ze tak jest w rzeczywistości, dowodzi fakt radzenia sobie z usterkami pojazdów przez zdecydowaną większość polskich samochodziarzy.

■ Mam nadzieję, że dodatkową korzyścią z lektury książki może być pogłębienie ogólnej znajomości konstrukcji, zagadnień dynamiki ruchu i eksploatacji pojazdów. Proponując użytkownikom samochodów osobowych z przyczepami lekturę tej książki życzę Im powodzenia w budowie i bezpiecznej eksploatacji pojazdów.

■ Dziękuję wszystkim, którzy pomogli mi w napisaniu książki. Szczególnie wdzięczny jestem Pani Barbarze Kosińskiej za cierpliwe, wielokrotne przepisywanie tekstu i skompletowanie całości materiału. Dziękuję serdecznie Panu dr inż. Stanisławowi Kaszubie za przedyskutowanie ze mną najtrudniejszych zagadnień dotyczących przedmiotu.

■ Redakcji Wydawnictw Komunikacji i Łączności w Warszawie dziękuję za umożliwienie mi napisania książki i za bardzo dobrą atmosferę współdziałania w czasie wykonywania tej pracy.



# 1 Zakres stosowania, rodzaje przyczep

- Przewóz bagażu samochodem osobowym łączy się z szeregiem ograniczeń wynikających z konstrukcji pojazdu, którego zasadniczym przeznaczeniem jest przewóz osób. Ograniczenia te odnoszą się do masy bagażu, jego objętości oraz maksymalnych wymiarów. Dodatkowo ograniczenia wynikać np. mogą z obawy o zabrudzenie wnętrza bagażnika od przewożonego bagażu lub obawy o zepsucie bagażu (np. żywności) umieszczonego w zamkniętej przestrzeni, bez dostatecznego przewietrzenia, często w sąsiedztwie zbiornika paliwa.
- Masa przewożonego bagażu ograniczona jest w samochodach osobowych średniej wielkości do ok. 70 kg, w małych do 40 kg.
- Objętość bagażników samochodów średniej wielkości bez tylnych drzwi i składanych tylnych siedzeń wynosi przeciętnie od 400 do 500 dm<sup>3</sup>, dla małych zaś jest o połowę mniejsza.
- Wymiary bagażu, dopuszczalne ze względu na wymiary bagażnika, nie przekraczają na ogół 130 cm długości, a dla samochodów małych są jeszcze mniejsze.
- Problem objętości bagażu oraz jego maksymalnych wymiarów można częściowo rozwiązać przez zastosowanie bagażnika dachowego. Należy jednak pamiętać, że umieszczenie bagażu na dachu samochodu osobowego ma szereg wad, do których m.in. należy zmniejszenie stateczności w

wyniku zwiększenia wysokości środka ciężkości pojazdu z obciążeniem, zwiększenie oporu powietrza przez zwiększenie powierzchni czołowej oraz zmianę warunków przepływu, zwiększenie podatności na wiatr boczny w wyniku powiększenia powierzchni bocznej oraz zwiększenie zużycia paliwa. Bardzo istotna dla bezpieczeństwa jest też zmiana rozkładu dynamicznych obciążeń osi samochodu przy hamowaniu (związana ze zmianą położenia środka ciężkości), powodująca pogorszenie dopasowania sił hamowania do obciążeń kół, co sprzyjać może poślizgowi. Z tych względów nośność bagażników dachowych powinna być ograniczona do ok. 60 kg dla samochodów średnich i do 40 kg dla małych, tzn. do ok. 0,07 masy własnej samochodów.

- Masa całkowita bagażu przewożonego w zasadniczym bagażniku jest w stosunku do masy własnej samochodu także nieznaczna. Daleko większe możliwości przewozu bagażu zapewnia stosowanie przyczepy.
- Stosunek masy bagażu przewożonego w przyczepie do masy własnej przyczepy jest najbardziej korzystnym wskaźnikiem charakterystycznym przyczepy. Wskaźnik ten wynosi przeciętnie 2,6, co przy założeniu, że masa całkowita przyczepy bez hamulców nie może przekraczać połowy masy własnej samochodu (rozdz. 2), pozwala ustalić stosunek masy całkowitego bagażu do całkowitej masy obu pojazdów na ok. 0,38. Oznacza to ponad pięciokrotne zwiększenie zdolności przewozu



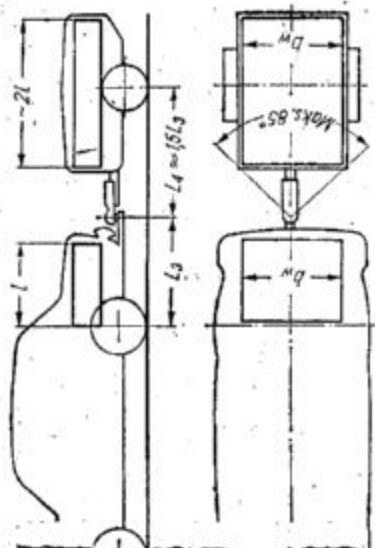
bagażu w odniesieniu do masy konstrukcji zestawu samochodu — przyrzepa w stosunku do zdolności samego samochodu.

■ Bez względu na wielkość masy przewożonego ładunku w bagażniku i przyrzepie bagażu wzrasta z 0,07 masy własnej samochodu do 0,43. Daje to ponad sześciokrotny wzrost masy bagażu uzyskany dzięki zastosowaniu przyrzep. Powyższe wskaźniki są jeszcze korzystniejsze dla przyrzep z hamulcami, pomimo zwiększenia ich masy własnej o masę hamulców.

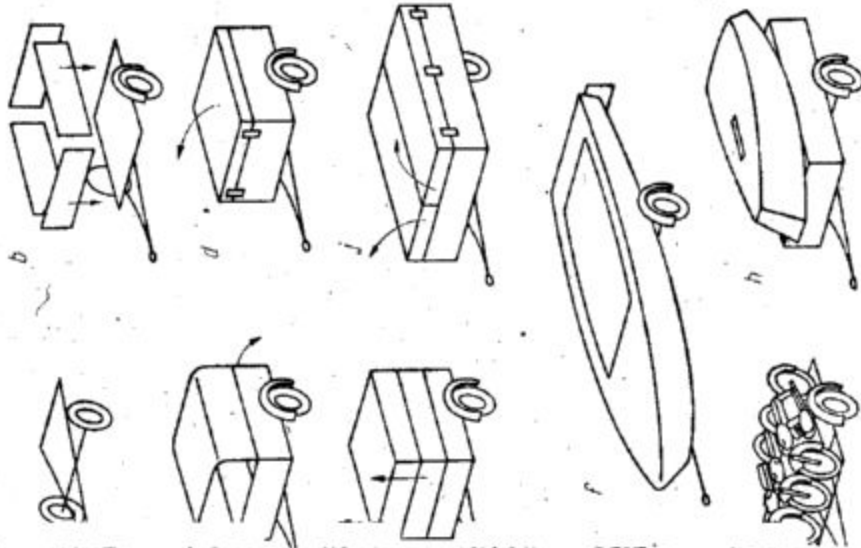
■ Wzrost dopuszczalnych wymiarów bagażu, jaki daje użycie przyrzep ze skrzynią ładunkową nie jest tak wielki, jak wzrost masy, jednak i w tym zakresie możliwości zwiększają się. W przypadku podwozia przystosowanego do przewożenia długich przedmiotów np. łodzi, długość bagażu może osiągać wielkość w przybliżeniu o połowę większą od długości samochodu. Objętość przestrzeni ładunkowej skrzyni przyrzep może osiągnąć, przy maksymalnym wykorzystaniu jej wymiarów (rozd. 4.2) wielkość dwukrotnie większą od objętości bagażnika ciągnącego ją samochodu. Przykład sylwetki przyrzep samochodu średniej wielkości przedstawia rys. 1.1; założono jednakową szerokość  $b_w$  dla samochodu i przyrzep.

■ Posiadanie przyrzep bagażowej daje możliwość dostosowania nośności i pojemności przestrzeni bagażowej do aktualnych potrzeb. Dysponowanie przyrzepą pozwala użytkownikowi nawet bardzo małego samochodu na przewożenie bagażu dostosowanego np. do potrzeb dalekiej turystyki, transport zakupionych mebli lub innego sprzętu domowego, przewóz materiałów do przeprowadzanych we własnym zakresie inwestycji, wyjazd na letnisko itp. W razie braku takich potrzeb, użycie do przejazdu osób samego tylko pojazdu (o małej lub bardzo małej przestrzeni ładunkowej) małego i lekkiego daje oszczędności w zużyciu paliwa, ułatwia parkowanie i manewrowanie. Nie bez znaczenia jest także fakt, że dodatkowym „bagażnikiem”, za jaki można uważać przyrzepę, dysponować może kilka osób stanowiących dobrowolny zespół współużytkowników. Obniża to obciążenie finansowe poszczególnych osób, wynikające z nabycia i konserwacji przyrzep, oraz daje pełniejsze wykorzystanie sprzętu. Układ taki w odniesieniu do samochodu ma raczej małe szanse realnego istnienia.

■ Dla pełnego scharakteryzowania możliwości stosowania przyrzep należy omówić także ograniczenia i wady użycia samochodu z przyrzepą. Do najważniejszych należą ograniczenie masy maksymalnej oraz wymiarów, które nie mogą przekroczyć wartości dopuszczalnych dla samochodu holującego (rozd. 4.2). Ograniczona jest także przed-



1. Sylwetka przyrzep samochodu średniej



Przykłady rodzajów przyrzep:

vozie uniwersalne, b — przyrzepa ze stałym zyczepa-pojemnik, e — pojemnik segmentowy, i lub rowerów, h — przyrzepa do przewożenia — składana przyrzepa kempingowa

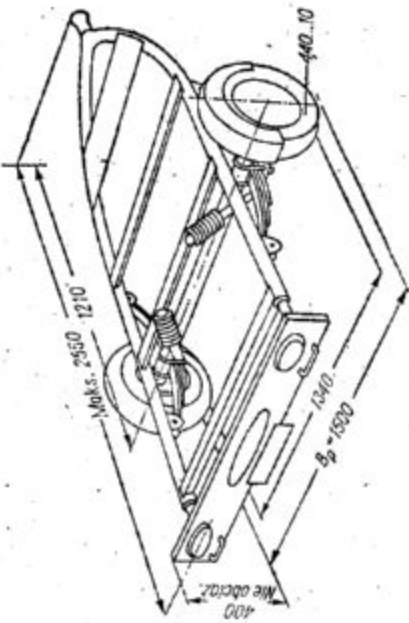
kość maksymalna zestawu samochód — przyrzepa (rozd. 2 i 3) oraz jego pozostałe osiągi (rozd. 3).

■ Zastosowanie przyrzep powoduje zwiększenie oporów, jakie musi pokonać silnik samochodu, a więc wpływa na obniżenie wielkości osiaganych szybkości i przyspieszeń oraz zwiększa jednocześnie zużycie paliwa.

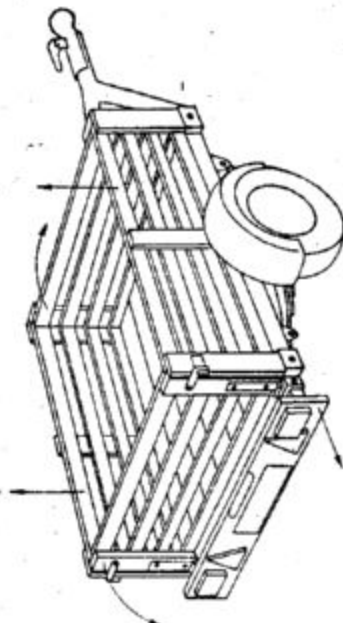
■ Samochód z przyrzepą jest trudniejszy w manewrowaniu, szczególnie w ruchu miejskim, np. przy parkowaniu. Konieczne jest zapewnienie miejsca na przechowywanie przyrzep, gdy nie jest eksploatowana. Pomimo tych ograniczeń i wad liczba przyrzep będących w użyciu stale wzrasta, a krąg użytkowników (nie zawsze świadomych w pełni cech eksploatacji samochodu z przyrzepą), rozszerza się. Można na tej podstawie wnioskować, że zalety przyrzep przeważają nad ich wadami.

■ W związku z omówionymi wyżej zaletami przyrzep bagażowych oraz możliwością stosowania wielu rodzajów przyrzep przystosowanych do przewożenia różnych bagażu (przez analogię do pojazdów ciężarowych przyrzep przystosowane do przewożenia określonego rodzaju bagażu można nazwać „specjalizowanymi”), a także przyrzep uniwersalnych, zakres ich stosowania może być bardzo szeroki. Przykłady rodzajów przyrzep, których konstrukcja uzależniona jest od zakresu stosowania, przedstawione są na rys. 1.2. W odniesieniu do tych przykładów określenie „bagaż” rozumiane być powinno jako uogólnienie odnoszące się do wszystkiego, co da się przy pomocy przyrzep przewieźć. Nie mogą być przy tym narzucone przepisy odnoszące się do ruchu pojazdów (rozd. 2) i zasady postępowania się przyrzepą.

■ Przykładem przyrzep, której stosowanie może być największe, jest podwozie uniwersalne (rys. 1.2a). Podwozie może być wyposażone w składaną na ramę skrzynię ładunkową do przewożenia np. typowych bagażu turystycznych (namioty, materace, śpiwory itp.), stelażu do przewożenia dzi, lub pomostu do przewożenia desek (po ich zabezpieczeniu przed przesunięciem się). Stosowanie przyrzep ograniczone jest nośnością opon, wymiarem rozstawu kół  $b$ , z wysięgiem dyszla  $L_4$  oraz dopuszczalną (ze względu na stateczność) odległości środka ciężkości przyrzep z bagażem od podłoża (rozd. 3). Celowe jest w przypadku podwozia uniwersalnego zastosowanie dyszla o zmiennym wysięgu. Podwozie takie, jak każde uniwersalne urządzenie, nie jest wolne od wad. Potrzeba istnienia elementów mocujących nakładaną skrzynię, zapewnienia dostatecznej sztywności samej ramie (bez współpracy ze skrzynią), a także ewentualne użycie dyszla o zmiennym wysięgu powodują, że masa własna przyrzep jest większa od masy przyrzep o węższym za-



Rys. 1.3. Podwozie uniwersalne SKAR-T-1 masa własna 95 kg, ładowność 170 kg



Rys. 1.4. Przyrzepa ze stałym pomostem i odejmnymi ścianami

stosowaniu. Podwozie uniwersalne omawianego typu produkowane było w kraju pod nazwą SKAR-T, 1 i 2 (rys. 1.3).

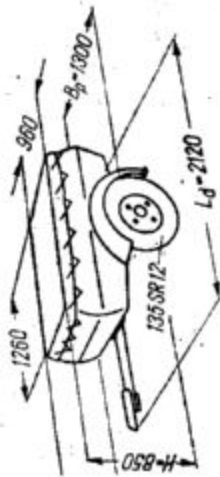
■ Przykład konstrukcji o szerokich możliwościach przewożenia bagażu ze zróżnicowanymi wymiarami przedstawia rys. 1.2b. Taka przyrzepa ze stałym pomostem oraz odejmnymi ścianami pozwala na dostosowanie jej skompletowania do aktualnych potrzeb. Można w łatwy sposób przystosować przyrzepę do przewożenia bagażu o dużych wymiarach. Taka sama przyrzepa z zamontowanymi ścianami skrzyni przedstawiona jest na rys. 1.4.

■ Dalszym zawężeniem zakresu stosowania jest użycie przyrzep ze stałą skrzynią ładunkową (rys. 1.2c). Przykłady tego rodzaju konstrukcji pokazane są na rys. 1.5 i 1.6. Na rys. 1.5 przedstawiona jest przyrzepa ze skrzynią zaopatrzoną w pałąki i pręty z zamocowaną na nich oponą.

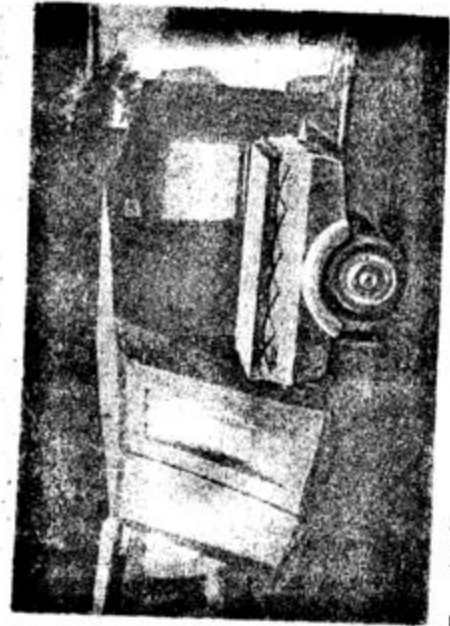




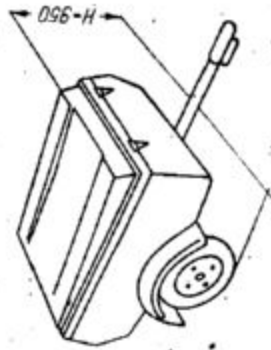
rys. 1.5. Przyczepa z metalową skrzynią ładunkową opończą na pałkach i prętach



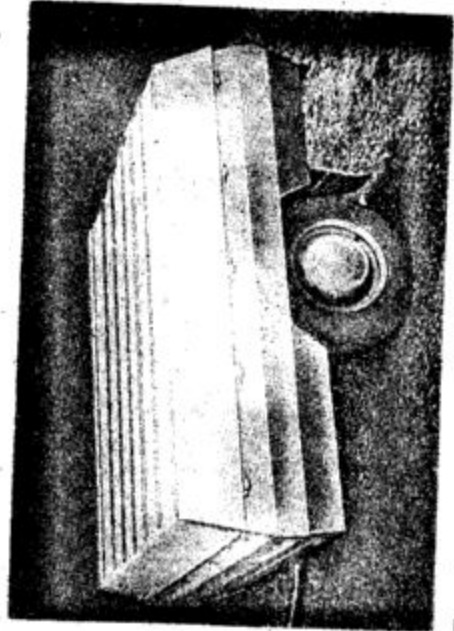
s. 1.7. Przyczepa n-250a  
są własna 95 kg, ładowność 250 kg



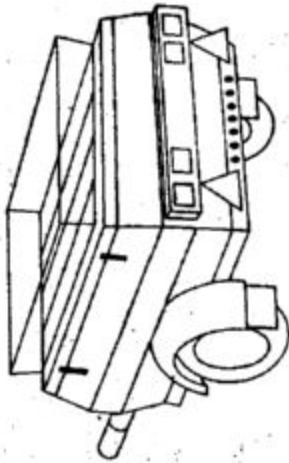
rys. 1.6. Przyczepa n-250a produkcji polskiej, z opończą bez pałków



rys. 1.8. Przyczepa — pojemnik n-250c  
masa własna 105 kg, ładowność 250 kg, pozostałe wymiary, jak na rys. 1.7



rys. 1.10. Przyczepa — pojemnik ze sztywną pokrywą



rys. 1.11. Przyczepa — pojemnik z dodatkowym bagażnikiem

iększa to pojemność skrzyni i chroni bagaż od opadami i innymi wpływami atmosferycznymi. Rys. 1.6 oraz 1.7 przedstawiają przyczepę 50a produkcji PREDOM — PREPOL w wiadowie. Skrzynia przyczepy wykonana jest z laminatu poliestrowo-szklanego, a opończa (miękkopokrywa, bez pałków) z tkaniny plandekowej — lęczonaj PCW. Przyczepa n-250a jest w ję szeroko rozpowszechniona.

Dla zapewnienia możliwości przewozu typowego bagażu podróznego (wyjazd na weekend, sętyka, urlop pod namiotem) najbardziej cę — wydaje się stosowanie przyczepy-pojemnika

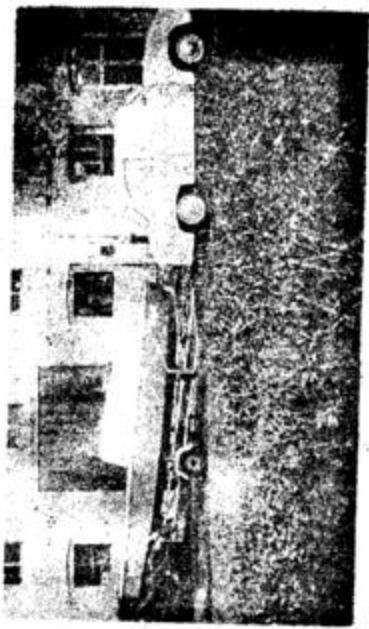


1.9. Przyczepa — pojemnik HP 350.01  
własna 100 kg, ładowność 250 kg

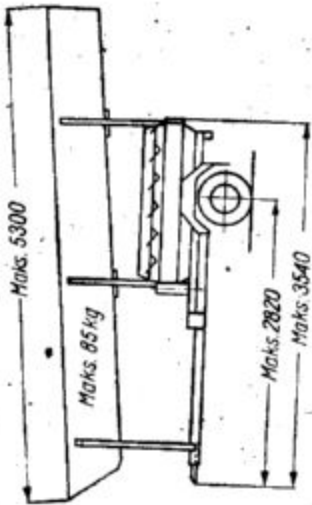
wg rys. 1.2d stanowiącego powielenie bagażnika i zapewniającego przewóz bagażu w warunkach podobnych, jak w bagażniku. Bagaż jest dobrze chroniony przed wpływami atmosferycznymi, istnieje możliwość zamknięcia pojemnika. Przykładem przyczep-pojemników przedstawione są na rys. 1.8, 1.9 i 1.10. Rys. 1.8 przedstawia przyczepę n-250c (produkowaną w Niewiadowie), lecz zaopatrzoną w sztywną pokrywę z laminatu. Również sztywną pokrywę ma blaszany pojemnik przyczepy przedstawionej na rys. 1.10. Podobnej konstrukcji jest przyczepa HP 350.01 (produkcji NRD) przedstawiona na rys. 1.9.

■ Dalszą zaletą przyczep-pojemników ze sztywną pokrywą jest możliwość stosowania na pokrywę dodatkowego bagażnika, podobnego do bagażnika dachowego (rys. 1.11); jest to lepsze rozwiązanie niż zastosowanie bagażnika dachowego na samochodzie.

■ Jeśli stosowanie przyczepy ogranicza się tylko np. do transportu wyposażenia turystycznego, celowe jest użycie nadwozia przyczepy w postaci 2 lub 3 pojemników segmentowych wg rys. 1.2e.



rys. 1.12. Przyczepa łodziowa



rys. 1.13. Przyczepa HP 350.01 dostosowana do przewozu łodzi

czepa tego rodzaju może być przeznaczona do przewozu kajaków, łodzi wiosłowych, zagłowych lub motorowych.

■ Wobec znacznych różnic dotyczących wymiarów i mas łodzi nie może być mowy o konstrukcji jednego, uniwersalnego typu przyczepy łodziowej. Z wielkością i masą łodzi oraz jego rodzajem wiąże się także różne metody ich wodowania oraz załadunku. Powoduje to także konieczność różnicowania konstrukcji przyczep.

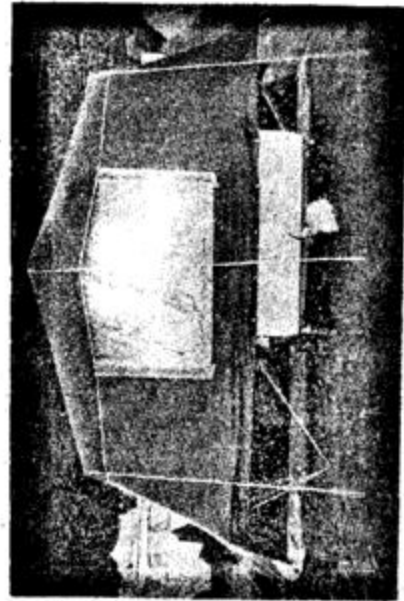
■ Małe łodzie wiosłowe lub zagłowe, mające długość kadłuba ok. 2,5 m, szerokość ok. 1,2 m i masę od 30 kg, mogą być przewożone przez przyczepy najmniejszych nawet samochodów osobowych. Przyczepy te nie muszą być przystosowane do wodowania łodzi poprzez wjazd do wodny; zdejmowanie i załadunek łodzi może być dokonany przez dwie osoby, które z łatwością mogą unieść kadłub.

■ Duże łodzie mają długość do 6,5 m, szerokość do 2,3 m, a ich masa dochodzi do ok. 800 kg. Oczywiście to, że masa przyczepy łodziowej holowanej przez samochód może osiągnąć wielkość do 1 100 kg.

Takie zaprojektowanie nadwozia przyczepy daje w efekcie nieco większą masę własną pojazdu, ułatwia jednak bardzo urządzenie biwaku i korzystanie z wszystkiego, co musi zabrać grupa ludzi wybierających tę formę urlopu. Pojemnik I (dolny), mocowany na stałe do ramy, może być przeznaczony na sprzęt kuchenny i zapasy żywności. Pojemnik II (zdejmowany) może służyć do przewozu odzieży; ustawiony w pozycji pionowej może pełnić funkcję szafy w namiocie. Pojemnik III (zdejmowany) może być użyty do przewozu sprzętu mieszkalnego: namiotu, materacy, śpiworów, kocy, krzeseł. Zaopatrzone w składane nogi może służyć jako stół. Wymiary pojemników muszą być dostosowane do ich specjalnego zastosowania. Przyczepa może służyć również do przewozu innych bagaży. Przykładami przyczep przeznaczonych do przewozu jednego tylko rodzaju ładunku są przyczepy przedstawione na rys. 1.2f, rys. 1.2g oraz rys. 1.12. Przyczepa łodziowa wg rys. 1.2f jest coraz bardziej popularna w kraju i chętnie stosowana przez żeglarzy i motorowodniaków, posiadaczy łodzi i samochodów. Przy-



Rys. 1.14. Składana przyczepa kempingowa „Tramp” produkcji polskiej



Rys. 1.15. Składana przyczepa kempingowa „Camptourist” produkcji NRD w stanie złożonym



Rys. 1.16. Przyczepa „Camptourist” w stanie rozłożonym



Rys. 1.17. Składana przyczepa kempingowa o sztywnych ścianach i dachu wykonana przez właściciela

Łodzie takie mogą być przewożone tylko przez wyposażone w hamulce przyczepy dużych samochodów osobowych. Z uwagi na najbardziej realny sposób wodowania i załadunku ciężkiej łodzi bez użycia dźwigu, przyczepy te muszą być przystosowane do wjazdu do wody na głębokość do 1,5 m. Sposób ten może być stosowany także przy wodowaniu średniej wielkości łodzi (o masie 100... 300 kg), gdy czynność ta jest dokonywana przez dwie lub nawet jedną osobę.

Przyczepa do przewożenia motocykli lub rowerów wg rys. 1.2g jest rzadziej spotykana. Służyć może np. do przewożenia motocykli lub rowerów na zawody lub treningi. Ponieważ masa motocykla, zależnie od pojemności silnika, wynosi 75... 160 kg, przyczepa samochodu osobowego może, zależnie od wielkości samochodu, służyć do przewożenia od 2 do 6 motocykli.

Przyczepę do celów urlopowych można dostosować do jednoczesnego przewożenia bagażu w skrzyni ładunkowej lub pojemniku oraz łodzi wg rys. 1.2h. Przykład takiej przyczepy pokazany jest na rys. 1.13; jest to przyczepa HP.350.01 produkcji NRD. Adaptacja taka wymaga zazwyczaj zastosowania dyszla o zmiennym wysięgu, gdyż długość kadłuba łodzi jest z reguły większa niż długość pojemnika lub skrzyni przyczepy. Konieczne jest także zaopatrzenie przyczepy w podpory kadłuba łodzi dostosowane do jego kształtu oraz elementy mocujące (np. pasy). Przy wodowaniu łodzi nie jest możliwe wjeżdżanie do wody, gdyż wiązałoby się to z zalaniem pojemnika. Zastosowanie wodoszczelnego pojemnika też nie może być rozwiązaniem problemu wjazdu do wody, gdyż dawałoby to siłę wyporu proporcjonalną do objętości pojemnika i uniemożliwiającą całkowite zanurzenie

Masy przyczepy (z hamulcami i bez hamulców) samochodów znanych firm światowych (w kg)

Typ samochodu	Masa przyczepy		Typ samochodu	Masa przyczepy	
	bez hamulca	z hamulcem		bez hamulca	z hamulcem
Alfa Romeo			Chrysler Simca		
Alfetta 1,61	400	1200	1309 SX	545	1100
Alfetta GT V 2000	450	1000	Horizon GL	480	750
Alfasud 11350	350	700	Horizon GLS	470	850
Alfasud Sprint 1500	350	800	Horizon LS	470	750
Alpine Renault			Horizon SX	495	900
A 310 V6	490	800	Citroen 2CV Special	200	400
Audi 50LS /GL/ GLS	340	650	Dyane 6	270	400
80/80L 1300	420	850	LN/LNA	350	500
80 GT/E	420	1000	Visa	370	500
100 L/LS	550	1100	Visa Super	400	750
BMW 1800/2000/2002			Visa Special i Club	365	500
2002 Cabrio/Touring			Ami 8	360	500
2500/2800			G Special 1130/		
Chrysler 1610	555	1300	GSX3/X2/Club/1220	470	800
2 1	565	1150	GSAX3	475	1000
Datsun Cherry	340	1200	CX Athena	615	1300
Fiat 126 Personal	290	600	CX 2400	650	1300
127 /Brava/			CX2200/2500 Diesel	725	1300
Specjal	350	600	Ascona B 12 S	450	1000
Ritmo 60/65/75	430	930	Ascona B 16 S	480	1150
128/128 3P	400	680	Manta		
131 Mirafiori	525	900	Berlinetta E	500	1300
132	500	800	Manta GT/EB	510	1300
Ford Fiesta 5VC	300	800	Rekord D	560	1500
Fiesta 6CV	365	800	Peugeot 104 ZA	365	700
Fiesta 1300	400	800	104	380	800
Taurus 1300	510	720	104 GLZS	390	800
Granada 1,7	575	1100	104S(SL)		
Granada 2,0	585	1300	Sundgau	395	900
Granada 2,8	470	1600	104 GLS/S2	400	900
Taurus 1600	517	970	204 Diesel		
Taurus 2300	550	1200	Break	475	700
Granada oraz			204 Diesel	450	700
Consul:			Berline		
V4 Berline	600	1030	304 Diesel	485	700
Break	610	780	Break		
2,0 1 ACT			304 Diesel	465	700
Berline	620	1030	Berline	400	1000
Break	615	710	305 GL/GR	460	1000
2,3 1			305 SR	470	1000
Berline	650	1500	504 GLD Diesel		
Break	655	970	XD2	640	1300
2,6 1			504 TI	615	1100
p. mech.	650	1300	505	605	1300
p. aut.			604	700	1500
Lancia Beta			Renault 4L/TL	330	520
coupe 1600	500	845	4GTL	355	605
coupe 2000	530	1060	4 furgon	375	750
berline 1300	540	1080	5/Cocicete	350	600
Leyland Innocenti	250	550	5TL	375	750
Mini Specjal	305	410			



	565	850	GTL	410	750
Matra Simca Rancho			12 TL	450	1000
Matra Simca	450	800	12 TS	400	835
Bagheera	400	750	14 L/TL/GTL	425	800
Mazda 323	685	1200	14 TS	440	850
Mercedes 200 D	690	1200	15 TL/GTL	480	850
220D/240D/300D	750	1200	16 L/TL	500	1025
240D, 3,0	400	600	j.w. bez chłodnicy oleju	450	450
Opel Kadett D	405	800	16 L	500	1085
City GL 1,2 S	450	930	16 TX	500	1090
Ascona A/			16 TS	450	1090
Mania A 1,2	480	1150	17 Gordini	535	800
Ascona A/	450	1000	17 TS p. mech.	520	850
Mania A 1,6	470	1000	17 TS p. aut.	450	850
18 TL/GTL	620	1300	Toyota Corolla		
18 TS/GTS	670	1600	KE 50	380	700
20 TS	450	850	Corolla KE 30	400	1000
30 TX	385	500	Celica GT		
Fuego TL/GTL	400	810	Carlina 1600		
Simca 1005	470	900	Vauxhall Cavalier		
1006	445	850	1300	450	900
1100 TI	400	900	1600/2000	500	1130
1100 furgonnette	400	600	VW Golf/Scirocco	390	1000
5TS/Alpine	390	750	Polo	340	600
5GTL	405	450	Combi 1,6 I	600	1000
5 Automatic	385	700	Coccinelle		
1000-5TL/GTL	390	550	1200/1200 L	380	650
6L					

przyczepy. Łódka musi być zdejmowana i zakładowana ręcznie. Fakt ten oraz ograniczenie nośności przyczepy, wykorzystanej częściowo na pojemnik z bagażem powoduje, że może ona służyć do przewożenia dodatkowo tylko lekkich łodzi o masie nie przekraczającej 80 kg. Ograniczenie to spowodowane jest także koniecznością zapewnienia stateczności przyczepy.

Na zakończenie przeglądu przykiadów zastosowania przyczep samochodów osobowych wspomnieć można o składanych przyczepach kempingowych (rys. 1.2f). Przyczepy te z racji swego przeznaczenia nie należą do typów omawianych w tej książce. Ze względu jednak na fakt, że wymiary i masa składanej przyczepy mieszkalnej są zbliżone do wymiarów przyczepy bagażowej oraz, że konstrukcja podwozia i dobór parametrów głównych przyczepy oparte są na tych samych zasadach, rodzaj ten powinien być także uwzględniony w niniejszej klasyfikacji. Przemawia za tym także i to, że przyczepa kempingowa może być montowana na uniwersalnym podwoziu przez wymianę nadwozia. Przykładami składanych przyczep kempingowych są przyczepy przedstawione na rys.

1.14, 1.15, 1.16, 1.17. Na rys. 1.14 przedstawiono polską przyczepę „Tramp” w stanie rozłożonym; na rys. 1.15 i 1.16 przedstawiono przyczepę „Camp-tourist” produkcji NRD, na rys. 1.17 pokazano polską przyczepę składaną wykonaną przez właściciela we własnym zakresie.

Stosowanie przyczepy uzależnione jest przede wszystkim od jej dopuszczalnej masy, która powinna być dostosowana do masy ciągnącego przyczepę samochodu. W tabl. 1.1 podane są (zgodnie z informacjami producentów) dopuszczalne masy (w kg) przyczep bez hamulców i z hamulcami niektórych samochodów znanych firm światowych. Ponieważ część producentów podaje tylko maksymalną dopuszczalną masę przyczepy bez wyjaśnienia, czy odnosi się to do pojazdu zaopatrzonego w hamulce, czy nie, w tablicy podane są w tych przypadkach wielkości masy przyczep bez hamulców, dla których autor ustalił je na podstawie znanych mas własnych samochodów. Została przy tym przyjęta zasada, odnosząca się także do przyczep, że całkowita masa przyczepy bez hamulców równa jest połowie masy własnej samochodu.

# 2 Wymagania dotyczące przepisów i norm



## 2.1. Kodeks drogowy

Wymagania KD dotyczą między innymi warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać przyczepy. Zgodnie z KD za tzw. przyczepy lekkie uważa się przyczepy, których masa całkowita nie przekracza 750 kg. Za masę całkowitą przyjmuje się sumę masy własnej (z normalnym wyposażeniem, smarami itp.) oraz dopuszczalnej ładowności. Zgodnie z KD samochód osobowy może ciągnąć tylko jedną przyczepę.

puszczalnej masy całkowitej samochodu i przekraczać 3,5 tony, dla innych niż bezwładnościowe hamulców (malo realne) być większa niż rzeczywista masa całkowita samochodu ciągnącego.

## 2.1.3. Warunki zasadnicze dotyczące stanu i budowy pojazdu

- Urządzenia i wyposażenie przyczepy, szczególnie zapewnijające bezpieczeństwo ruchu (kola z ogumieniem i łożyskowaniem, zaczepek i zabezpieczenie, światła, hamulce), powinny być w należytym stanie oraz działać sprawnie i skutecznie.
- Na powierzchni zewnętrznej przyczepy nie mogą znajdować się wystające na zewnątrz spiczaste albo ostre części lub występy, które mogłyby w razie wypadku zwiększyć narażenie na niebezpieczeństwo uszkodzenia ciała innych uczestników ruchu.
- Przyczepy, których zwis tylny Z, (wg rys. 2.1) jest większy niż 100 cm, wzniesiony nad powierzchnię jezdni W, więcej niż 70 cm, powinny być zaopatrzone w zderzak ochronny usytuowany, jak na rys. 2.1, zabezpieczający przed wjechaniem pod nie innego pojazdu. Zderzak powinien mieć wytrzymałość równą co najmniej wytrzymałości belki stalowej o wymiarach podanych na rys. 2.1.

## 2.1.1. Dopuszczalne wymiary

Dopuszczalne wymiary przyczepy podane są na rys. 2.1; szerokość największa B<sub>p</sub> nie obejmuje światła umieszczonych na bokach przyczepy, a największa wysokość H mierzona powinna być przy przyczepie nie obciążonej.

## 2.1.2. Dopuszczalna masa

Dopuszczalna rzeczywista masa całkowita przyczepy samochodu osobowego nie powinna: dla przyczepy bez hamulców być większa od połowy masy własnej (bez obciążenia) samochodu osobowego ciągnącego, dla przyczepy z hamulcami typu bezwładnościowego (najazdowego) być większa niż 0,75 do-

3 - Budowa samoch. przyczepy...





o 8 — jedno na każdym boku przycze-  
dy jej długość  $L \leq 6$  m, rozmieszczenie wg rys.  
1; gdy długość  $L > 6$  m, dwa światła na każ-  
dym boku wg rys. 2.1;

o 6, 7 i 8 — widoczność, gdy oświetlone świa-  
łem drogowym;

o 10 — gdy jedno światło, to z lewej stro-  
ny; odległość między krawędziami powierzchni  
wielkich 2 i 10 nie mniejsza niż 10 cm;

o 12 — odległość między rzutami na po-  
rizontalną płaszczyznę krawędzi powierzchni świetl-  
nych 5 i 12 lub 4 i 12 nie mniejsza niż 20 cm.

■ Kontrolne sygnały włączenia świateł przycze-  
py (lampki kontrolne na krawędziach powierzchni  
4, jak dla świateł samochodu).

■ Połączenia elektryczne świateł przycze-  
py powinny zapewniać równoczesne włączenie świateł  
1, 4, 5, 12 i 13 ze światłami drogowymi i mia-  
jął samochodu, jeśli światła samochodu nie są  
używane jako sygnały świetlne.

■ Osie wszystkich świateł powinny być równo-  
ległe do płaszczyzny jezdni i do płaszczyzny po-  
łużnej przycze-  
py, a boczne prostopadłe do niej;  
opuszczalne odchylenie  $3^\circ$ .

■ Światła tego samego rodzaju powinny mieć  
te same własności świetlne i być rozmieszco-  
ne symetrycznie względem płaszczyzny podłużnej  
symetrii pojazdu.

■ Światła czerwone nie mogą być widoczne  
z przodu, a białe z tyłu, z wyjątkiem światła co-  
łowego.

■ Światła powinny być umieszczone parami,  
wyjątkiem oświetlenia tylnej tablicy rejestra-  
cyjnej, przeciwmgłowych tylnych i światła cofa-  
nia oraz świateł przycze-  
py o szerokości  $B_p$  nie  
większej niż 80 cm.

■ Światła nie powinny oślepić innych użyt-  
owników drogi.

### 2.1.6. Hamulce

■ Dla przycze-  
p lekkich nie wymaga się robocze-  
go (zasadniczego) układu hamulcowego, jeśli przy-  
czepa przeznaczona jest do łączenia z pojazdem,  
którego masa własna jest nie mniejsza niż dwu-  
cirotna masa całkowita przycze-  
py.

■ Przycze-  
py cięższe, których dopuszczalna ma-  
sa całkowita nie przekracza 3,5 t oraz nie jest  
samochodem ciągnącym, muszą być wyposażone w  
hamulce. Dopuszcza się dla nich roboczy układ  
hamulcowy typu bezwładnościowego (najazdowe-  
go), działający tylko na koła jednej osi.

■ Hamulec roboczy powinien pozwałać na kon-  
trolowanie prędkości przycze-  
py i zatrzymanie jej  
w sposób niezawodny, szybki i skuteczny, nieza-

leżnie od jej prędkości i obciążenia oraz kąta  
wzniosu lub spadku jezdni; intensywność hamo-  
wania powinna być regulowana.

■ Roboczy układ hamulcowy powinien spełniać  
następujące warunki:

— powierzchnie hamulcowe niezbędne do zapew-  
nienia wymaganej skuteczności hamowania po-  
winny być stale związane z kołami;

— działanie układu powinno być jednakowe dla  
kół tej samej osi;

— zużycie hamulców powinno być łatwo kompen-  
sowane systemem ręcznej lub samoczynnej regu-  
lacji; ponadto sterowanie oraz elementy instalacji  
i hamulców powinny mieć taki zapas ruchu, aby  
po nagraniu hamulców lub po osiągnięciu okre-  
ślonego stopnia zużycia okładzin, zapewnione by-  
ło hamowanie bez konieczności natychmiastowej  
regulacji.

■ Przycze-  
pa, w stosunku do której istnieje ob-  
owiązek wyposażenia w roboczy układ hamulcowy,  
powinna być także wyposażona w postojowy układ  
hamulcowy, działający również, gdy przycze-  
pa jest odłączona od pojazdu ciągnącego. Postojowy układ  
hamulcowy powinien być uruchamiany z zewnątrz  
przez osoby znajdujące się na drodze. W rozu-  
mieniu tego przepisu pojęcie uruchamiania obej-  
muje również zwalnianie hamulca. Postojowy  
układ hamulcowy powinien zapewniać unierucho-  
mienie przycze-  
py na wzniesieniu i spadku, także  
podczas nieobecności kierowcy, przy czym w ta-  
kim przypadku robocze części powinny pozosta-  
wać w położeniu zahamowania za pomocą wy-  
łączenia mechanicznego urządzenia.

■ Skuteczność działania układów hamulcowych  
określa się długością drogi hamowania mierzoną  
od miejsca, w którym kierowca uruchomił układ  
hamulcowy obciążonego, całkowicie zespołu po-  
jazdów przy prędkości 30 km/h, na drodze po-  
ziomej o nawierzchni twardej, równej, suchej  
i czystej; w wymienionych warunkach długość  
drogi hamowania nie może być większa dla samo-  
chodu osobowego z przycze-  
pą lekką niż:

a) 9 m przy użyciu hamulca roboczego (tj. ha-  
mulca zasadniczego samochodu oraz przycze-  
py);  
to samo wymaganie odnosi się do zespołu samo-  
chodu osobowego z przycze-  
pą bez hamulców;

b) 18 m przy użyciu hamulca awaryjnego (samo-  
chodu, co wywołuje przy hamulcach najazdowych  
przycze-  
py również uruchamianie hamulca zasad-  
niczego przycze-  
py).

■ Hamulec postojowy powinien zapewniać po-  
stój całkowicie obciążonej przycze-  
py na pochyło-  
ści co najmniej  $16\%$ , a całkowicie obciążonego ze-  
spółu samochodu osobowego i przycze-  
py co naj-  
mniej  $8\%$ ; wymaganie to powinno być spełnione  
także przez zespół samochodu i przycze-  
py nie  
mającej hamulców.

## 2.2. Inne przepisy i zalecenia

### 2.2.1. Informacje ogólne

■ Przepisy i zalecenia, które obowiązują produ-  
centów przycze-  
p, zawarte są poza KD w normach  
krajowych (PN, BN, ZN) i międzynarodowych  
(JSO) oraz innych dokumentach opracowanych  
przez organizacje zajmujące się standaryzacją oraz  
opracowaniem zaleceń odnoszących się do budo-  
wy i badań pojazdów (EWG, EKG ONZ).

■ Indywidualny budowniczy przycze-  
py, który  
nie może być uważany za producenta, jest zob-  
owiązany do przestrzegania norm wówczas, gdy  
wskazują na to przepisy (np. rozdz. 2.1.3). Jednak  
że względu na to, że wymagania norm są wyni-  
kiem ogromnej liczby doświadczeń zdobytych dla  
zapewnienia bezpieczeństwa użytkownika pojaz-  
dów i zamienności ich elementów, celowe jest  
respektowanie norm.

### 2.2.2. Urządzenia służące do łączenia przycze- py z samochodem

#### 2.2.2.1. Samochodowe kulowe urządzenia sprężające

■ Urządzenie to omówione jest w trzech obo-  
wiązujących w Polsce normach:  
— PN-76/S-47291. Samochodowe kulowe urządze-  
nie sprężające. Wymiary i położenie kulistej czę-  
ści haka.

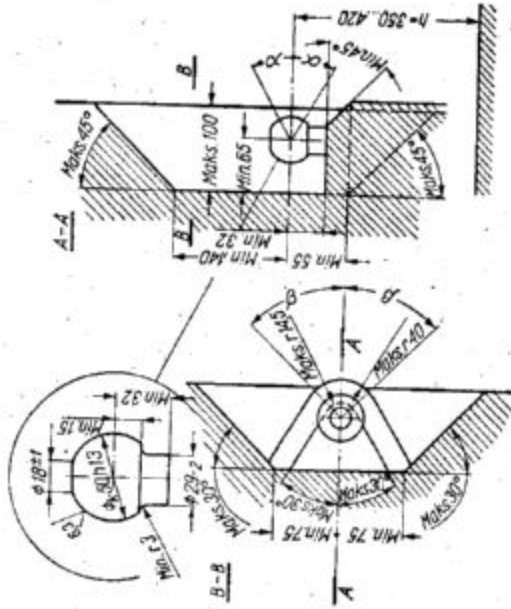
— BN-77/3612-18. Kulowe urządzenie sprężające  
przycze-  
py z samochodami. Haki holownicze kulo-  
we. Wymagania i badania.

— BN-77/3612-19. Kulowe urządzenie sprężające  
przycze-  
py z samochodami. Zaczepy sprężające  
z gniazdem kulowym. Wymagania i badania.

■ Zgodnie z normą PN-76/S-47291 wymiary i po-  
łożenie kulistej części haka względem samochodu  
przystosowanego do ciągnięcia podane są na rys.  
2.2. Wymiary te są aktualne dla przycze-  
p o ma-  
sie całkowitej nie przekraczającej 3500 kg. Wy-  
sokość haka  $h$  nad jezdnią podana jest dla samo-  
chodu o maksymalnej masie całkowitej, tj. z peł-  
nym obciążeniem. Powinna być przy tym zapew-  
niona możliwość połączenia i rozłączenia przycze-  
py z samochodem przy wychyleniu dysza przy-  
czep w płaszczyźnie pionowej o kąt  $\alpha_{min} = 10^\circ$   
oraz w płaszczyźnie poziomej o kąt  $\beta_{min} = 60^\circ$ .

■ Norma PN-76/S-47291 jest w pełni zgodna  
z normą JSO-1103-1975.

■ Indywidualny budowniczy przycze-  
py może  
spełnić wymagania normy, osiągając przez to moż-



Rys. 2.2. Wymiary kulowego haka holowniczego

liwość prawidłowego łączenia różnych przycze-  
p ze swoim samochodem i łączenia swej przycze-  
py z różnymi samochodami, w których uwzględniono  
również wymagania normy.

■ Normy BN/3612-18 oraz BN/3612-19 zawiera-  
ją szereg wymagań wspólnych dla haka i dla za-  
czepu oraz wymagań odnoszących się tylko do  
haka lub tylko do zaczepu.

■ Do istotnych wymagań wspólnych dla haka  
i zaczepu należą:

a) niedopuszczalne są wady i uszkodzenia mecha-  
niczne mogące mieć wpływ na obniżenie wytrzy-  
małości i trwałości;

b) dokręcanie i zabezpieczenie połączeń gwinto-  
wych powinno być trwałe;

c) niedopuszczalne są ostre krawędzie;

d) powłoki ochronne konwersyjne, metalowe lub  
lakierowe nie mogą być uszkodzone (dla kulistej  
części haka nie jest wymagana powłoka);

e) dopuszczalny statyczny nacisk pionowy  $N$  na  
hak zaczepu przycze-  
py na poziomym podłożu  
i przy poziomej podłodze wynosi zależnie od do-  
puszczalnej całkowitej masy przycze-  
py  $m$ :

$N = 30$  daN (kG) dla  $m = 30 - 430$  kg,  
 $N = 70\% G_p$  dla  $m = 430 - 1700$  kg,  
 $N = 120$  daN (kG) dla  $m = 1700 - 3500$  kg,

gdzie  $G_p$  — ciężar przycze-  
py, daN (kG);

f) wytrzymałość zmęczeniowa: hak oraz zaczep  
poddane działaniu 1 miliona cykli zmiennej siły



podane sprawdzeniu wytrzymałości części nie mogą być użyte do eksploatacji;

g) trwałość: hak i zaczep w badaniach eksploatacyjnych na przebiegu uzgodnionym między wytwórcą i odbiorcą nie powinny wykazać żadnych uszkodzeń, odkształceń ani użyć naruszających pewność połączenia przyczepek z samochodem (nie może występować możliwość samoczynnego oddziałania się przyczepek od samochodu).

h) wymiary kolnierza w przypadku haka rozbieżnego z połączeniem kolnierzowym winny być zgodne z wymiarami na rys. 2.3;

i) wytrzymałość zmęczeniowa części kulistej lub części kulistej ze wspornikiem w przypadku haka rozbieżnego, sprawdzona być powinna dla następujących mas:

$$m_1 = 5000 \text{ kg}$$

$$m_2 = 3500 \text{ kg}$$

Wymagania dotyczące samego zaczepu:

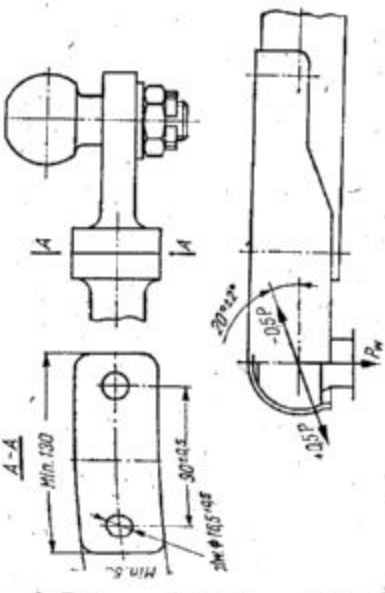
k) działanie mechanizmu zamykającego kulę w gnieździe: bez zacięć, z wyczuwalnym ugięciem elementu sprężystego dociśniętego kule, opór przy zamykaniu nie powinien stwarzać trudności przy ręcznej obsłudze, po zamknięciu kuli element sprężysty nie może znajdować się w stanie pełnego ugięcia, zamknięta kula powinna znajdować się w gnieździe bez luzu pod dociskiem elementu sprężystego, część ruchoma gniazda powinna całą powierzchnią przylegać do kuli, mechanizm winien blokować się w położeniu zamkniętym, nie dopuszczalne jest samoczynne zwolnienie zamknięcia;

l) siła  $P_w$  potrzebna do wyrwania kuli z gniazda

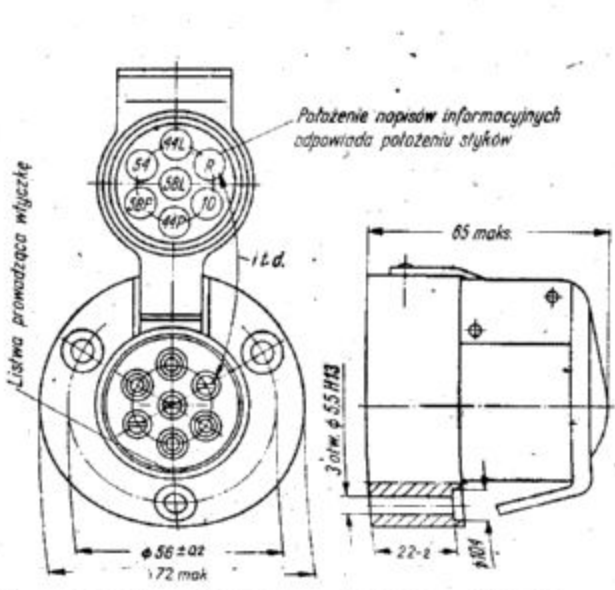
$$P_w > 20 \cdot N$$

m) zaczep powinien mieć dodatkowe zabezpieczenie przed samoczynnym zwolnieniem zamkniętej kuli i odłączeniem się przyczepek od samochodu podczas jazdy oraz przed zwolnieniem zamkniętej kuli przez osoby nie powołane; zabezpieczenie to może stanowić np. klódka zamknięcia po jej założeniu w specjalnym otworze dźwigni zamykającej i otworze odpowiedniego innego elementu zaczepu; otwory te powinny pokrywać się po zamknięciu kuli w gnieździe.

Jak widać, w przypadku wykonania przez indywidualnego budowniczego haka i zaczepu we własnym zakresie, spełnienie wszystkich wymagań norm BN/3612-18 oraz BN/3612-19 nie jest praktycznie możliwe. Dotyczy to przede wszystkim sprawdzenia wytrzymałości zmęczeniowej wg punktów f, i, co wymaga specjalnego stanowiska badawczego oraz wykonania kilku części do badań. Przy zastosowaniu kulowego urządzenia sprężającego o wymiarach części kulowej zgodnej z PN-76/S-47291 najlepszym rozwiązaniem jest



Rys. 2.3. Wymiary haka rozbieżnego; schemat ciążenia haka w badaniach wytrzymałości



Rys. 2.4. Wymiary gniazda złącza wtyczkowego 12 V

0,5 P z częstością 35 zmian siły na sekundę nie winny wykazać żadnych uszkodzeń ani odkształceń; kierunek działania siły przedstawiony jest na rys. 2.3;

gdzie P oblicza się ze wzoru:

$$= \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \text{ daN (kg)}$$

gdzie  $m_1$ , — dopuszczalna masa całkowita samowozu.

Oznaczenie i przeznaczenie znaków Tablica 2.2

Oznaczenie zacisku	Zacisk do łączenia przewodów
10	do masy pojazdu
44 L	do świateł kierunku jazdy lewych
44 P	do świateł kierunku jazdy prawych
54	do świateł hamowania
58 L	do świateł pozycyjnych lewych (światel obrysowych)
58 P	do świateł pozycyjnych prawych (światel obrysowych)
R	zaczek rezerwowo

zakup zaczepu produkowanego seryjnie. Hak może być wykonany wg wskazań zawartych w rozdz. 5.6.

### 2.2.2.2. Złącza elektryczne samochodu i przyczepek

Główne wymiary i oznaczenie zacisków normalizowanych gniazd i wtyczek 7-biegunowych stanowiących złącza instalacji elektrycznej przyczepek z instalacją samochodu ciągnącego określone są w normie PN-74/S-76055. Oznaczenie i przeznaczenie poszczególnych znaków podane jest w tabl. 2.2.

Elementy złącza wtyczkowego 12 V (także 6 V) pokazane są na rys. 2.4 i 2.5; miejsce mocowania złącza przedstawia rys. 2.6.

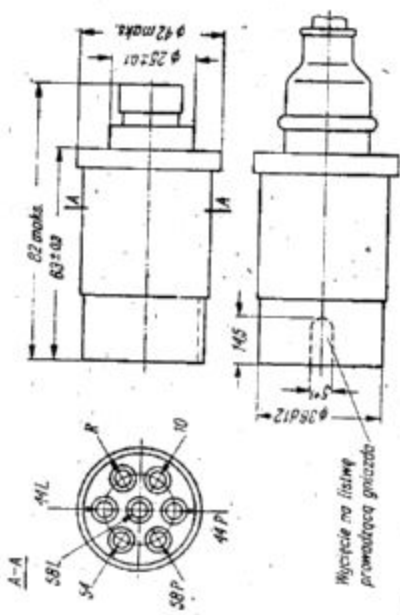
Ponieważ światła pozycyjne obu stron mogą być podłączone do jednego zacisku, w przyczepach produkowanych seryjnie wykorzystuje się zacisk 58 P. Zaciski 58 L i R pozostają wolne; można je wykorzystywać np. do reflektora cofania. Indywidualny budowniczy przyczepek może spełnić wymagania normy przez zakup znormalizowanego złącza, zabudowę zgodną z podaną na rys. 2.6 oraz podłączenie wg tabl. 2.2.

### 2.2.3. Wymagania norm dotyczące świateł

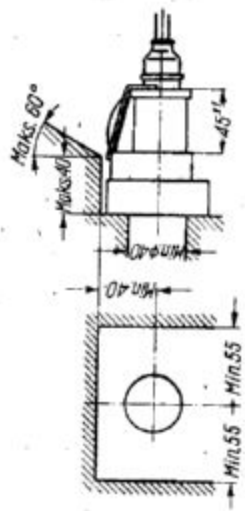
Polskie Normy odnoszące się do oświetlenia pojazdów obejmują między innymi wymagania, nie określone w KD, które indywidualny budowniczy przyczepek jest w stanie spełnić, dotyczące widoczności powierzchni świetlnych lamp urządzeń świetlnych i ich zastosowania na pojazdach.

#### 2.2.3.1. Światła kierunku jazdy

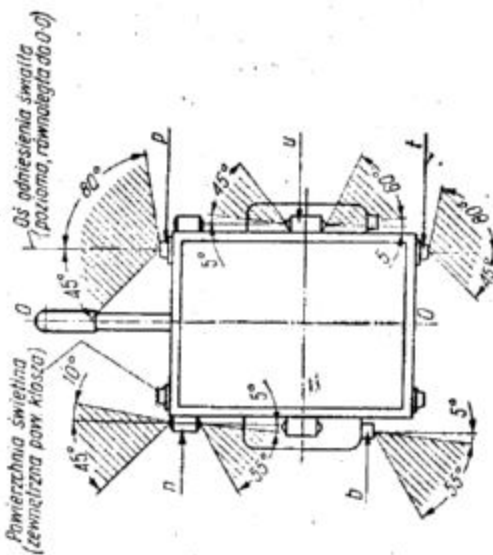
Zgodnie z PN-68/S-73032 światła kierunku jazdy muszą mieć poziome kąty widoczności, jak na rys. 2.7, a ich zastosowanie powinno odpowiadać



Rys. 2.5. Wymiary wtyczki złącza wtyczkowego 12 V



Rys. 2.6. Wymiary mocowania złącza wtyczkowego



Rys. 2.7. Poziome kąty widoczności świateł kierunku jazdy i świateł pozycyjnych

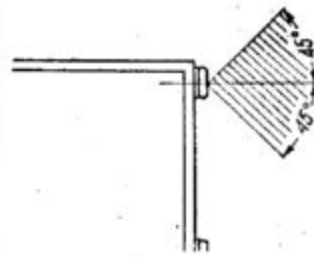
Rodzaj światła	Dopuszczalne zestawy lamp						
— przednie	+	+	+	+	+	+	+
— tylne	+	+	+	+	+	+	+
— boczne	+	+	+	+	+	+	+
— boczne tylne							
— narożne							
znaczenie zestawu	a	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	b <sub>3</sub>	c <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>1</sub>

ć jednemu z zestawów przedstawionych w tabl. Pionowy kąt widoczności powinien wynosić najmniej 15° w górę i 15° w dół od osi odświecenia.

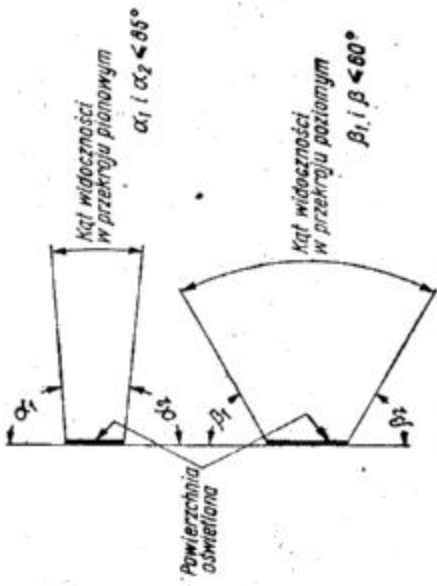
vaga: Zestaw a, b, c, d — dla przyczep o długości nie większej niż 4 m i szerokości nie większej niż 1,6 m; zestaw b, c — dla przyczep o długości nie większej niż 6 m; zestaw c — dla przyczep o długości większej niż 6 m. Lampy z każdego zestawu muszą być rozłożone symetrycznie względem podłużnej osi symetrii pojazdu, zgodnie z PN-72/73039 światła kierunku jazdy powinny być wyzyskiwane jako światła awaryjne, tj. służące sygnalizowania obecności unieruchomionego pojazdu samochodowego — przyczepa, przeszkadzającego ruchu. Ciągłość pracy świateł awaryjnych powinna wynosić co najmniej 8 godzin.

**3.2. Światła hamowania**

Zgodnie z PN-68/S-73033 światła hamowania winny mieć pionowy kąt widoczności co najmniej 15° w górę i 15° w dół od osi odświecenia. Pionowy kąt widoczności powinien być zgodny z odwołanymi na rys. 2.8. Światła powinny być rozłożone symetrycznie względem podłużnej osi symetrii pojazdu.



Rys. 2.8. Pionowe kąty widoczności świateł hamowania



Rys. 2.9. Kąty widoczności tablicy rejestracyjnej przyczepy przy włączonym oświetleniu

**2.2.3.3. Światła pozycyjne**

Zgodnie z PN-68/S-73034 światła pozycyjne mogą być rozmieszczone z przodu i z tyłu przyczepy (KD). Wymagania dotyczące kątów widoczności są takie same, jak dla świateł kierunku jazdy rodzaju p i t.

**2.2.3.4. Oświetlenie tylnej tablicy rejestracyjnej**

Zgodnie z PN-76/S-73035 oświetlenie tylnej tablicy rejestracyjnej powinno zapewniać widoczność tablicy wg rys. 2.9; światło oświetlające tablicę nie powinno być widoczne bezpośrednio z tyłu przyczepy, kąt padania światła na powierzchni tablicy nie powinien być większy niż 82°, strefa oświetlona poza tablicą powinna być jak najmniej szeroka, kąt pochylecia tablicy w stosunku do pionowej płaszczyzny prostopadłej do podłużnej płaszczyzny symetrii przyczepy nie powinien przekraczać 15°.

**2.2.3.5. Światła cofania**

Zgodnie z PN-72/S-73036 światła cofania są przeznaczane do oświetlania drogi za pojazdem podczas cofania zestawu samochodów — przyczepa oraz do sygnalizowania zamierzonego cofania. Reflektory światła cofania powinny być umieszczone z tyłu przyczepy, symetrycznie względem podłużnej płaszczyzny symetrii przyczepy, dopuszczają się stosowanie jednego reflektora.

Kąt widoczności pionowy powinien wynosić co najmniej 15° w górę i co najmniej 5° w dół

od osi odświecenia. Kąt widoczności poziomy powinien wynosić co najmniej 45° w lewo i w prawo od osi odświecenia, gdy zastosowany jest jeden reflektor, lub co najmniej 45° na zewnątrz przyczepy i 30° do wewnątrz, gdy stosowane są dwa reflektory.

**2.2.4. Wymagania norm dotyczące wyposażenia**

**2.2.4.1. Trójkąt ostrzegawczy**

Trójkąt ostrzegawczy, stosowany do sygnalizowania obecności na drodze unieruchomionej przyczepy (rys. 2.10), powinien być wykonany zgodnie z normą BN-72/3606-01.

**2.2.4.2. Przenośna lampa ostrzegawcza**

Przenośna lampa ostrzegawcza, stosowana do sygnalizowania przyczepy unieruchomionej na drodze, powinna być wykonana zgodnie z normą PN-72/S-73038.

**2.2.5. Zalecenia dotyczące hamulców typu bezwładnościowego**

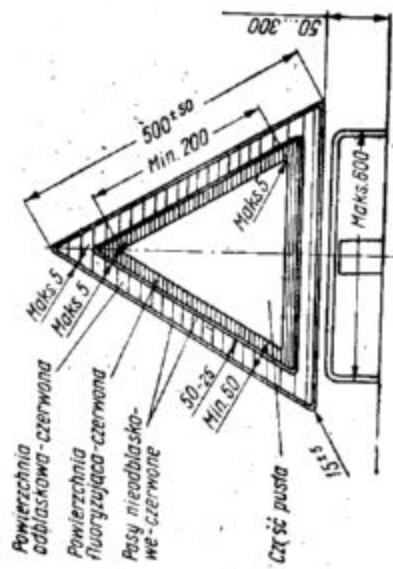
Zalecenia powyższe są zawarte w załączniku nr 12 do Regulaminu nr 13 EKG ONZ i odnoszą się do hamulców z mechanicznym układem przenoszenia — rys. 2.11 lub z hydraulicznym układem przenoszenia — rys. 2.12. Na rysunkach podane są schematy bębnowych mechanizmów hamujących.

W obu przypadkach rozróżnia się w hamulcach trzy układy:

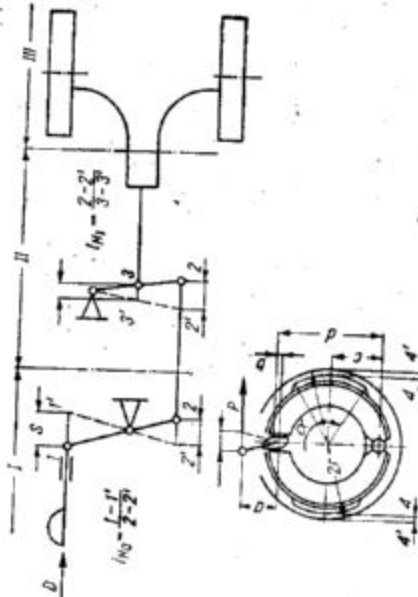
- układ sterowania I stanowiący zespół funkcjonalnie powiązanych ze sobą części urządzenia sprężającego,
- układ przenoszenia II będący zespołem części zawartych między ostatnią częścią układu sterowania i pierwszą częścią mechanizmu hamującego (mechanizmów hamujących),
- mechanizm hamujący III stanowiący zespół części wywołujący siły na kole przeciwdziałające ruchowi przyczepy.

Zasadniczy schemat sił działających na przyczepę podczas hamowania przedstawiono na rys. 2.13. Oznaczenia na rysunkach:

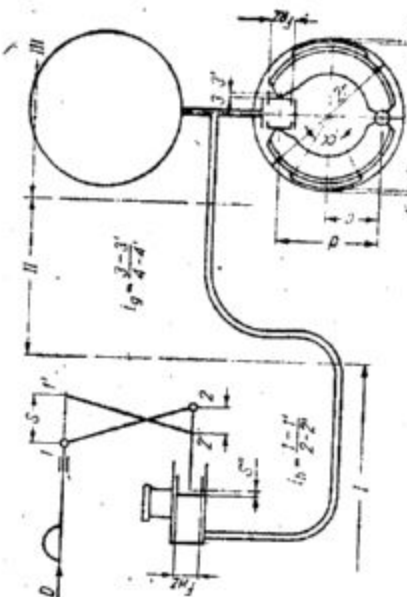
- P — siła przyłożona do dźwigni mechanizmu hamującego,
- P<sub>0</sub> — siła szczałkowa wynikająca z oporu sprężyn powrotnych szcęk hamulcowych,
- p — ciśnienie płynu hamulcowego,
- P<sub>0</sub> — ciśnienie szczałkowe, analogiczne do P<sub>0</sub>,
- S — skok elementu sterującego (rys. 2.11 i 2.12),



Rys. 2.10. Trójkąt ostrzegawczy

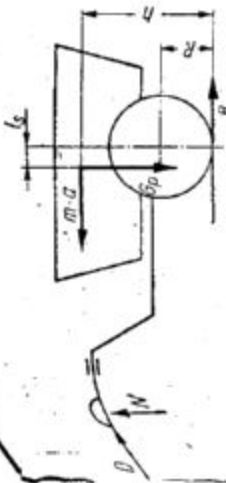


Rys. 2.11. Schemat hamulców z mechanicznym układem przenoszenia całkowite przełożenie:  $i_H = i_{H0} \cdot i_{H1}$



Rys. 2.12. Schemat hamulców z hydraulicznym układem przenoszenia całkowite przełożenie:  $i_H = i_n \cdot i_p$





2.13. Uproszczony schemat sił działających na część hamowania

- skok jałowy pompy hamulcowej,
- współrzędne środka ciężkości przyczepy,
- nacisk pionowy na urządzenie sprzęgające,
- promień koła (dynamiczny),
- iloczyn masy przyczepy (kg) przez opóźnienie hamowania ( $m/s^2$ ), tj. siła bezwładności wywołana przy hamowaniu,
- przekrój czynny pompy hamulcowej ( $cm^2$ ),
- przekrój czynny rozprężaka (cylinderka) olejowego ( $cm^2$ ),  $a, b, c, d, r, \alpha$  — wymiary mechaniczne mechanizmów hamujących.

2.13 wynika, że hamowanie przyczepy z rys. 2.13 jest poprzez siłę  $D$  działającą na urządzenie sprzęgające oraz siłę hamowania  $B$  na koło. Dla przyczepy zachodzi przy tym równowaga sił:

$$D = B + B$$

Charakterystyczne parametry hamulców naczepnych wraz z odnoszonymi się do nich wymaganiami, które indywidualny budowniczy przyczepy powinien spełnić, podano w tabl. 2.4.

Widąc z tabl. 2.4, zgodnie z wymaganiami dla  $D(D^* = 0,09 G_p)$  oraz  $B(B^* \geq 0,45 G_p)$ , uzyskamy, że siła  $D$  nie przekracza 17% sumy sił. Jest to siła różnica różnica w rozkładzie sił podczas zhamowania przyczepy z hamulcami i bez hamulców.

Dla przyczepy bez hamulców:  $D = 0$ , a więc  $m \cdot a = D$ . Napór na urządzenie sprzęgające wynosi dla przyczepy bez hamulców 100% siły hamowania (pominiemy opory ruchu), co w zasadniczy sposób może pogorszyć stateczność zespołu samostopu przyczepa (rozdz. 3).

Opóóź wymagań podanych w tabl. 2.4 Regulacji nr 13 EKG zawiera jeszcze następujące wymagania:

— przeniesienie siły z zaczepy przyczepy do mechanizmów hamujących powinno być dokonywane przy pomocy układu cięgien lub za pomocą koła lub kilku elementów układu hydraulicznego dopuszczają się, aby część układu przeno-

Charakterystyczne parametry hamulców Tablica 2.4

Oznaczenie	Określenie	Wymagania
$D$	napór na urządzenie sprzęgające	
$D^*$	dopuszczalny maksymalny napór na urządzenie sprzęgające	$D^* = 0,09 G_p$
$K_A$	graniczny napór układu sterowania, tj. wartość siły $D$ , jaka może wystąpić w krótkim czasie bez wywołania nacisku na wyjściu układu sterującego	$0,02 G_p \leq K_A \leq 0,04 G_p$
$D_1$	maksymalny napór $D$ , gdy rozpoczyna się ścisnięcie — przesuw elementów złącza do położenia maksymalnego ścisnięcia	$D_1 \leq 0,09 G_p$
$D_2$	maksymalny napór $D$ , gdy rozpoczyna się rozciąganie — przesuw elementów złącza z położenia maksymalnego ścisnięcia	$0,1 G_p \leq D_2 \leq 0,5 G_p$
$G_p$	całkowity ciężar przyczepy	$G_p \leq G'$ oraz $G_p \leq G_B$
$G'_p$	ciężar przyczepy, dla którego dobrano układ sterowania hamulców	
$G_B$	ciężar całkowity wynikający z łącznej skuteczności mechanizmów hamujących, jeśli mechaniczny mają jednokową skuteczność, to $G_B = G_{B0} \cdot n$	
$G_{B0}$	dopuszczalny ciężar, który może być zahamowany przez jeden mechanizm hamujący	
$B$	siła hamowania na kołach	
$B^*$	wymagana siła hamowania	$B^* \geq 0,45 G_p$
$S_p$	skok pompy hamulcowej	$S_p > S - \frac{1}{t_h}$ (rys. 2.12)

zenia stanowiła linka, jednak linka ta musi być możliwie krótka;

b) hamulce bezwładnościowe wyposażone w hydrauliczne układy przenoszenia powinny być skonstruowane tak, aby przy wykorzystaniu pełnego skoku nie nastąpiło uszkodzenie spowodowane przeciążeniem w układzie przenoszenia i mechanizmach hamujących;

c) jeżeli hamulce bezwładnościowe, wyposażone w mechaniczny układ przenoszenia, mają zastosowany ogranicznik naporu na układ przenoszenia, to powinien on spełniać wymagania b);

d) ograniczniki naporu muszą reagować na pchnięcie urządzenia sprzęgającego z siłą osiągniętą wielkość  $0,12 G'_p$ , powinny one zapewniać siłę hamowania na kołach nie przekraczającą siły odpowiadającej naporowi na urządzenie sprzęgające równemu  $0,18 G_B$ ;

e) ogranicznik naporu nie powinien reagować dopóki siła  $P$  lub ciśnienie  $p$  nie osiągnie poziomu odpowiadającego sile hamowania na koło  $0,5 G_{B0}$ ;

f) hamulce bezwładnościowe wyposażone w mechaniczny układ przenoszenia bez ogranicznika naporu powinny mieć taką konstrukcję, aby przy pełnym skoku zaczepy przyczepy żadna z części układu przenoszenia nie zakleszczała się, nie ulegała trwałemu odkształceniu lub nie zlamatała się;

g) jeśli ogranicznik naporu jest częścią układu ste-

rującego, wartość siły  $G_B$  wymagana dla układu sterowania wg punktu d) nie może być większa niż całkowity dopuszczalny ciężar  $G_B$  dla mechanizmów hamujących zamontowanych w przyczepie;

h) maksymalny moment hamowania  $M_{max}$  dopuszczalny dla mechanizmu hamującego musi odpowiadać działaniu co najmniej podwójnej siły  $P$  lub podwójnego ciśnienia  $p$  wymaganego dla uzyskania siły hamowania równej  $0,45 G_{B0}$  na każdym kole;

j) przesuwanie się części układu sterowania muszą być dostatecznie długie, aby było możliwe wykonanie pełnego skoku nawet kiedy przyczepa wpada w poślizg;

k) przesuwanie się części układu sterowania muszą być dostatecznie długie, aby było możliwe wykonanie pełnego skoku nawet kiedy przyczepa wpada w poślizg;

l) przesuwanie się części układu sterowania muszą być dostatecznie długie, aby było możliwe wykonanie pełnego skoku nawet kiedy przyczepa wpada w poślizg;

m) przesuwanie się części układu sterowania muszą być dostatecznie długie, aby było możliwe wykonanie pełnego skoku nawet kiedy przyczepa wpada w poślizg;

n) przesuwanie się części układu sterowania muszą być dostatecznie długie, aby było możliwe wykonanie pełnego skoku nawet kiedy przyczepa wpada w poślizg;

o) przesuwanie się części układu sterowania muszą być dostatecznie długie, aby było możliwe wykonanie pełnego skoku nawet kiedy przyczepa wpada w poślizg;

p) przesuwanie się części układu sterowania muszą być dostatecznie długie, aby było możliwe wykonanie pełnego skoku nawet kiedy przyczepa wpada w poślizg;

q) przesuwanie się części układu sterowania muszą być dostatecznie długie, aby było możliwe wykonanie pełnego skoku nawet kiedy przyczepa wpada w poślizg;

r) przesuwanie się części układu sterowania muszą być dostatecznie długie, aby było możliwe wykonanie pełnego skoku nawet kiedy przyczepa wpada w poślizg;

s) przesuwanie się części układu sterowania muszą być dostatecznie długie, aby było możliwe wykonanie pełnego skoku nawet kiedy przyczepa wpada w poślizg;

t) przesuwanie się części układu sterowania muszą być dostatecznie długie, aby było możliwe wykonanie pełnego skoku nawet kiedy przyczepa wpada w poślizg;

u) przesuwanie się części układu sterowania muszą być dostatecznie długie, aby było możliwe wykonanie pełnego skoku nawet kiedy przyczepa wpada w poślizg;

v) przesuwanie się części układu sterowania muszą być dostatecznie długie, aby było możliwe wykonanie pełnego skoku nawet kiedy przyczepa wpada w poślizg;

w) przesuwanie się części układu sterowania muszą być dostatecznie długie, aby było możliwe wykonanie pełnego skoku nawet kiedy przyczepa wpada w poślizg;

x) przesuwanie się części układu sterowania muszą być dostatecznie długie, aby było możliwe wykonanie pełnego skoku nawet kiedy przyczepa wpada w poślizg;



# 3 Dynamika ruchu samochodu z przyczepą

## Sily zewnętrzne działające na przyczepę podczas jazdy skutki ich działania

zyczepa poruszająca się wraz z samochodem pod nieustannym działaniem sił pochodzących od samochodu, drogi, atmosfery oraz sił innych (tj. związanych z masą przyczepy) uzależnionych od przyspieszeń działających na przyczepę.

a) określenia skutków działania sił oraz związków z nimi zagrożeń konieczna jest znajomość ów przyłożenia, kierunków i wielkości sił. Wielkości sił może być dokonana na podstawie praw mechaniki, szczególnie dynamiki zajmującej się siłami działającymi na poruszające się ciała. Ponieważ przyczepa reaguje na działanie sił od samochodu poprzez wywieranie sił nań, w analizie muszą być uwzględnione oba ciała.

rozpatrywanych w dalszym ciągu rozdziału w przyjęto ogólny schemat sił działających na przyczepę przedstawiony na rys. 3.1. Siły działające na przyczepę oznaczone są liniami ciągłymi, siły przerywanymi. Siły określone jako „wzdłużny” i „boczny” mają kierunki równoległe do jezdni te pochodzą od:

- napór i przenoszone są przez zaczepek: napór prostopadły do jezdni,
- napór wzdłużny,
- napór boczny;

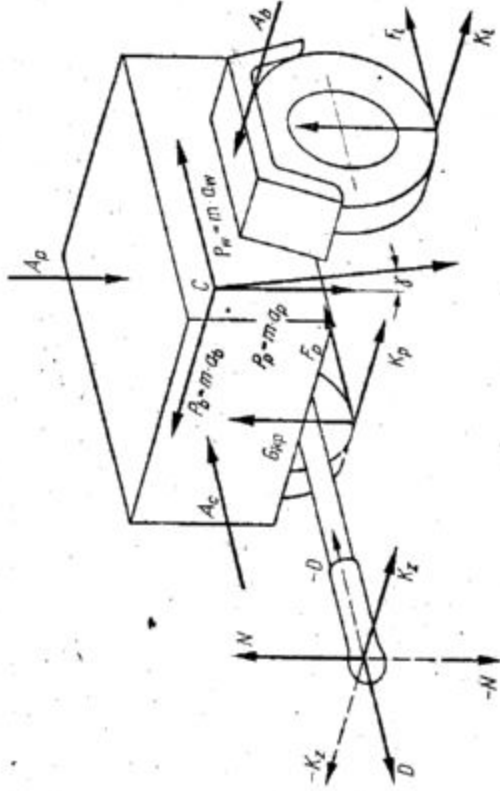
- b) drogi i przenoszone są przez koła w miejscach ich styku z podłożem:  $G_{kl}$  ( $G_{kp}$ ) — reakcja na koło lewe lub prawe prostopadła do jezdni,
- $F_l$  ( $F_p$ ) — reakcja wzdłużna — opór toczenia lub siła hamowania,
- $K_l$  ( $K_p$ ) — reakcja boczna;

c) atmosfery, wypadkowe tych sił przyłożone są w punktach, których położenie zależy od własności aerodynamicznych samochodu i przyczepy, prędkości jazdy, kierunku i siły wiatru itd.; są to:

- $A_p$  — napór powietrza prostopadły do jezdni, ponieważ siła ta może mieć znaczenie tylko przy dużych prędkościach jazdy, zostanie pominięta w dalszych rozważaniach,
- $A_c$  — napór wzdłużny — czołowy opór aerodynamiczny,
- $A_b$  — napór boczny, np. przy bocznym wietrze;

(oprócz sił aerodynamicznych na przyczepę mogą działać również, momenty sił aerodynamicznych, które dla uproszczenia zostaną pominięte w rozważaniach);

- d) przyspieszeń działających na przyczepę (siły masowe), wypadkowe tych sił przyłożone są w środku ciężkości C przyczepy; są to:  $G_p = m \cdot g$  — siła ciężaru (ciężar) działająca zawsze pionowo w dół, o wielkości równej iloczynowi



Rys. 3.1. Schemat sił działających na przyczepę w ruchu

wi masy przyczepy  $m$  i przyspieszenia ziemskiego  $g$ ,

$P_p = m \cdot a_p$  — siła masowa prostopadła do jezdni o wielkości równej iloczynowi masy przyczepy i przyspieszenia prostopadłego do jezdni  $a_p$ , występująca przy jeździe po nierównościach drogi, stanowiąca dodatkowe obciążenie dynamiczne,  $P_w = m \cdot a_w$  — siła wzdłużna — opór bezwładności — o wielkości równej iloczynowi masy przyczepy i przyspieszenia  $a$  przy rozpędzaniu lub opóźnianiu przy hamowaniu (kierunek odwrótny niż na rys. 3.1) siła ta może pochodzić również od siły  $G_p$  jako jej składowa równoległa do jezdni przy wjeździe pod górę lub zjeździe w dół (kierunek odwrótny niż na rys. 3.1); może być także sumą lub różnicą tych sił, np. przy jeździe pod górę z jednoczesnym przyspieszeniem,

$P_b = m \cdot a_b$  — siła masowa boczna o wielkości równej iloczynowi masy przyczepy i przyspieszenia bocznego  $a_b$  wywołanego jazdą po łuku (przyspieszenie odśrodkowe) lub pochyleniem bocznym drogi, jako składowa siły  $G_p$ .

Wśród omówionych wyżej sił siła ciężkości  $G_p$  ma stały (pionowy) kierunek oraz praktycznie stałą wielkość, siły  $G_{kl}$  ( $G_{kp}$ ) mają zawsze kierunek zgodny z pokazanym na rys. 3.1, a ich wielkości mogą zmieniać się od zera (oderwanie koła od jezdni) do wielkości maksymalnej, wszystkie pozostałe siły mogą zmieniać swoje kierunki, tzn. działać zgodnie z kierunkami pokazanymi na rys. 3.1, lub mieć kierunki odwrótny, a ich wielkości mogą zmieniać się od zera do wielkości maksymalnych.

W powyższym schemacie pominięty został wpływ masowych momentów bezwładności przyczepy

powodujących powstanie dodatkowych sił występujących przy przechyłach wzdłużnych, bocznych i obrocie wokół osi pionowej.

Jak widać, przyczepa w ruchu jest poddana działaniu układu sił zmiennych w szerokich granicach. Bardzo różne mogą być więc i skutki działania tych sił.

W każdym przypadku musi zachodzić, zgodnie z prawami mechaniki, równowaga sił wyrażona równaniami:

$$G_p \cdot \cos \gamma + P_p = G_{kl} + G_{kp} + N \quad (3.1)$$

$$D = F_l + F_p + A_c + P_w \quad (3.2)$$

$$P_b + A_b = K_l + K_p + K_z \quad (3.3)$$

Opory toczenia mogą być wyrażone iloczynami:

$$F_l = G_{kl} \cdot f_l \text{ oraz } F_p = G_{kp} \cdot f_p$$

w których  $f_l$  i  $f_p$  są współczynnikami oporu toczenia, zależnymi od rodzaju i stanu nawierzchni drogi oraz ciśnienia w ogumieniu, a także od innych czynników.

Jeśli przyjmiemy, że istnieje symetria obciążenia i oporów kół przyczepy oraz że współczynniki oporu toczenia są jednakowe dla przyczepy i samochodu, można określić o ile suma oporów kół obu pojazdów jest większa od oporów dla samego samochodu. Przy założeniu, że masa przyczepy  $m$  równa jest połowie masy własnej samochodu  $m_s$ , a masa samochodu z obciążeniem jest 1,5 razy większa od jego masy własnej, przyrost oporów wyniesie 33%. Podobnie wzrosną opory bezwładności przy rozpędzaniu i pokonywaniu wzniesienia.

jest na przykładzie na rys. 3.2. Progredywny, a nie prostoliniowy przebieg  $\Delta N_0$  w funkcji prędkości wynika stąd, że opór aerodynamiczny  $A_{cs}$  będący składową sumy oporów  $D$ , wzrasta ze wzrostem prędkości.

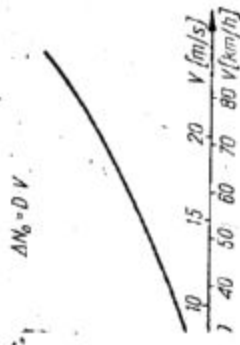
Wzrost zużycia paliwa samochodu z przyczepą (na takiej samej trasie i w tych samych warunkach atmosferycznych, jak bez przyczepy) uzależniony jest od wzrostu oporów, charakterystyki zużycia paliwa przez silnik przy różnych prędkościach obrotowych i stopniach obciążenia oraz od sposobu jazdy. Przy holowaniu bardzo małej przyczepy przez samochód z silnikiem o dużym nadmiarze mocy oraz spokojnej jeździe, bez nadmiernych przyspieszeń i gwałtownych hamowań (co jest szczególnie ważne przy holowaniu przyczepy), zdarzyć się może, że wzrost zużycia paliwa nie nastąpi, a nawet zużycie obniży się nieznacznie.

Można to tłumaczyć niedociążeniem silnika bez przyczepy, a w przypadku jej holowania, w wyniku dociążenia, pracą w bardziej korzystnym obszarze charakterystyki. Do zaoszczędzenia paliwa może się przyczynić również kierowca.

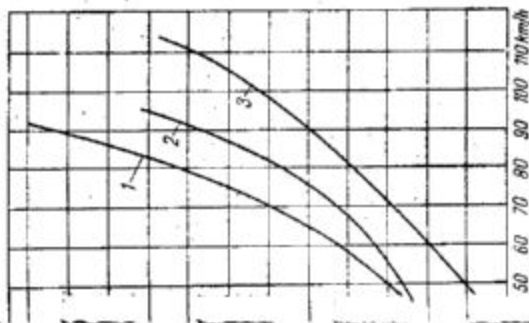
W przeważającej jednak liczbie przypadków przy holowaniu przyczep przez samochody osobowe średnie i małe nastąpi wzrost zużycia paliwa i może osiągnąć znaczne wielkości. Przykład wzrostu zużycia paliwa w funkcji prędkości jazdy przez samochód Zaporozec 968 ciągnący przyczepę o masie 315 kg przedstawia rys. 3.3. Jak widać, zużycie paliwa mierzone przy prędkości 10 km/h wzrasta z 6,9 l/100 km do 8,4 l/100 km, o około 22% przy jeździe na 4 biegu. Jazda z przyczepą na 3 biegu, pozwalająca na uzyskiwanie większych przyspieszeń, powoduje wzrost zużycia aż o 45%. Na podstawie danych z eksploatacji Zaporozca z silnikiem o mocy 29 kW w podobnych warunkach bez przyczepy i z przyczepą określono wzrost średniego zużycia paliwa o ok. 9% (z 9,2 do 10,0 l/100 km). Różnica wzrostu średniego zużycia paliwa i zużycia mierzonego w funkcji prędkości jazdy świadczy między innymi o różnych sposobach jazdy bez przyczepy i z przyczepą.

Badany z tą samą przyczepą samochód Trabant 601 z silnikiem o mocy 19 kW wykazał wzrost średniego zużycia paliwa o 21% (z 8,0 do 9,7 l/100 km). Podobny procentowy wzrost zużycia paliwa może nastąpić w samochodzie Zaporozec z przyczepą o masie 290 kg. Różnica przyrostu zużycia paliwa przez samochody o różnym stosunku masy do mocy silników (Zaporozec 27,0 kg/KM, Trabant 38,5 kg/KM, PF 126p 39,0 kg/KM) ilustruje wpływ zapasu mocy.

Zmniejszenie zdolności przyspieszania i pokonywania wzniesień jest istotne, ze względu na bezpieczeństwo jazdy oraz uzyskiwane średnie



2. Zależność mocy traconej na pokonywanie uchu od prędkości jazdy i PF 126p, przyczepa  $m = 280$  kg

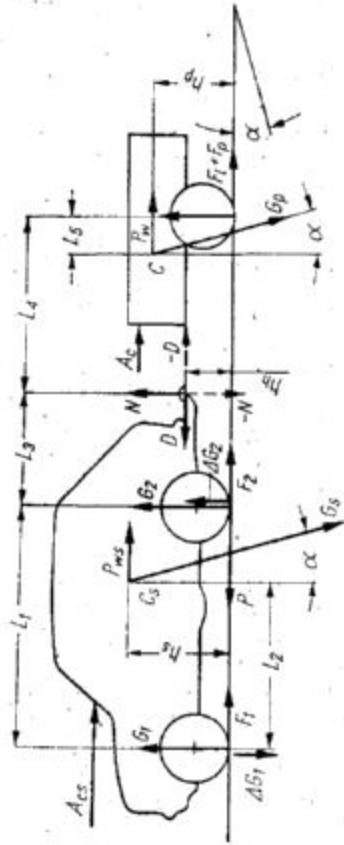


3. Zwiększone zużycie paliwa w wyniku przyczepy

1 - solo; 2 - z przyczepą

Ważniejszymi skutkami wzrostu oporów ruchu z przyczepą w porównaniu z samym samochodem są:

- 1. wzrost zużycia paliwa, co powoduje zmniejszenie zdolności przyspieszenia i pokonywania wzniesień, a tym samym zmniejszenie maksymalnej prędkości;
- 2. zwiększenie obciążenia konstrukcji samochodu, co prowadzi do zwiększenia zużycia paliwa i zużycia elementów konstrukcyjnych;
- 3. zmniejszenie bezpieczeństwa jazdy, co wynika z większego zużycia paliwa i zmniejszenia zapasu mocy.



Rys. 3.4. Schemat sił działających na samochód i przyczepę przy przyspieszaniu lub pokonywaniu wzniesienia  
 $N, -N, D, -D$  - siły wewnętrzne w układzie samochód-przyczepa

prędkości na trasach. Duży wpływ obniżenia zdolności przyspieszania na bezpieczeństwo wynika z wydłużonego czasu rozpędzenia do prędkości pozwalającej na wyprzedzenie innego pojazdu, jeśli konieczna była uprzednio jazda za nim, z prędkością równą jego prędkości. Wydłuża to czas i drogę wyprzedzania, czyniąc ten manewr jeszcze bardziej niebezpiecznym niż przy jeździe bez przyczepy.

Wydłużenie czasu rozpędzenia samochodu z przyczepą wynika ze zmniejszenia zapasu siły pociągowej  $P$  na kołach napędzanych samochodem wskutek zwiększenia oporów o opory tocznienia kół przyczepy oraz zwiększenia masy zestawu o masę przyczepy, a także pojawienia się dodatkowego oporu powietrza. Można to przedstawić równaniem równowagi siły pociągowej  $P$  oraz oporów tocznienia ( $F_1 + F_2$ ), oporu aerodynamicznego  $A_{cs}$  oraz oporu bezwładności samochodu bez przyczepy poruszającego się z przyspieszeniem  $a_1$  po prostej drodze ( $\alpha = 0$ ):

$$P = F_1 + F_2 + A_{cs} + m_s \cdot a_1 \quad (3.4)$$

oraz analogicznym równaniem dla samochodu z przyczepą, wg schematu na rys. 3.4, poruszających się z przyspieszeniem  $a_2$ :

$$P = F_1 + F_2 + A_{cs} + m_s \cdot a_2 + F_p + F_c + m \cdot a_2 \quad (3.5)$$

Dla tej samej prędkości samochodu z przyczepą i bez niej można założyć, że wielkość siły  $P$  (na tym samym biegu) jest taka sama, jednakowe są również siły  $F_1 + F_2$  oraz  $A_{cs}$  (jest to uproszczenie), a więc musi być słuszne równanie:

$$m_s \cdot a_1 = m_s \cdot a_2 + F_p + F_c + A_c + m \cdot a_2 \quad (3.6a)$$

przyjmując, jak poprzednio, że  $m = 0,33 m_s$ , otrzymujemy zależność:

$$a_2 = 0,75 \cdot a_1 - 0,75 (F_p + F_c + A_c) \quad (3.6b)$$

czyli  $a_2 < 0,75 \cdot a_1$

Oznacza to, że przyspieszenie uzyskiwane przez samochód z przyczepą jest mniejsze niż 75% przyspieszenia, jakie może uzyskać sam samochód w tych samych warunkach drogowych. Różnica przyspieszeń  $a_1$  i  $a_2$  zależna jest od rodzaju nawierzchni drogi (różny udział w oporach stanowią siły  $F_1 + F_2$ ) oraz prędkości jazdy i własności aerodynamicznych przyczepy i samochodu (udziału siły  $A_c$ ).

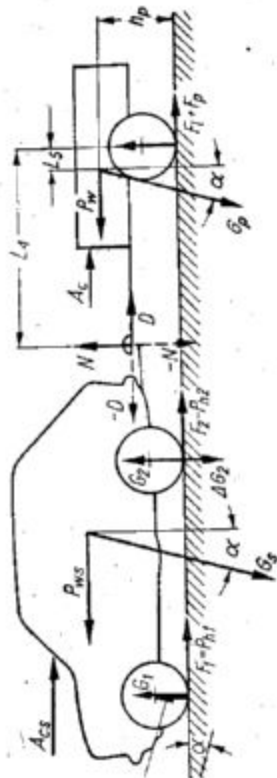
Na przyspieszenia uzyskiwane przez samochód z przyczepą wpływa nie tylko opór przy rozpędzaniu masy przyczepy w ruchu postępowym, ale i opór jej kół, którym należy nadać przyspieszenie kątowe w ruchu obrotowym. Jeśli przez  $J_k$  oznaczymy moment bezwładności kół przyczepy, będący sumą iloczynów elementarnych mas przez kwadraty odległości od osi obrotu, to siła obwodowa, jaką należy działać na koła na promieniu  $R$  (dla uproszczenia przyjęto, że promień  $R$  równy jest promieniowi zewnętrznemu ogumienia i razem odległości osi koła od jezdni), wyrazi się wzorem:

$$P_{wo} = J_k \frac{a}{R} \quad (3.7a)$$

Wielkości przyrostu oporów

Przykłady	m, kg	Wymiary ogumienia	R, cm	$J_k$ , kg cm <sup>2</sup>	Przyrost $P_{wo}$ , %
1	500	165 R 13	27,1	15,8	4,3
		135 R 12	23,5	9,2	3,3
		6,70 - 14	33,0	21,8	2,8
2	700	145 R 13	25,7	13,9	3,0
		5,60 - 15	30,4	16,6	2,6
		6,00 - 13	28,2	14,4	2,6





Rys. 3.5. Schemat sił działających na samochód i przyczepę bez hamulców przy hamowaniu lub zjeździe z góry (pozostałe oznaczenia, jak na rys. 3.4)

aryczna siła oporu bezwładności zależna od  $P_{H1} + P_{H2} = m_s \cdot a_{H1} - A_{c1} - F_1 - F_p - A_c + m \cdot a_{H1}$  (3.8b)

wynosi:  $\text{stad dla } m = 0,33 m_s$  (3.9a)

$a_{H2} = 0,75 a_{H1} + 0,75 (F_1 + F_p + A_c)$  (3.9b)

czyli  $a_{H2} > 0,75 a_{H1}$

Należy pamiętać, że na dobrej drodze opory toczenia kół przyczepy  $F_1 + F_p$  są bardzo małe oraz dla małych prędkości opór aerodynamiczny  $A_c$  spada do zera, dlatego należy przyjąć:  $a_{H2} = 0,75 a_{H1}$  (3.9c)

Zmniejszenie opóźnienia hamowania o ok. 25% oznacza wydłużenie drogi hamowania o ok. 33%, co jest bardzo istotne ze względu na bezpieczeństwo ruchu.

Zmniejszenie prędkości maksymalnej samochodu z przyczepą nie może być ocenione na podstawie podobnie uproszczonego rozumowania, jak to zostało dokonane dla przyspieszeń i opóźnień. Przy maksymalnej prędkości istotną rolę odgrywa wielkość oporu aerodynamicznego, który może być prawidłowo oceniony tylko doświadczalnie. Ogólnie można jednak stwierdzić, że dopuszczalna w przepisach maksymalna prędkość samochodu z przyczepą bagażową 70 km/h jest możliwa do osiągnięcia przez samochody osobowe na dobrych drogach, bez silnego wiatru czołowego lub wzniesienia drogi.

Zwiększenie obciążenia konstrukcji samochodu wynika z działania sił  $N$ ,  $D$  i  $K_z$  na zaczepie, tj. w punkcie znacznie oddalonym od osi tylnej sa- mocho- du. Powoduje to istotne zmiany w obciążeniu obu osi, dodatkowe obciążenie nadwozia, elementów zawieszenia oraz układu napędowego. Sprzęgło, na przykład, musi wykonać większą pracę przy ruszaniu z przyczepą niż bez niej. Przekładnie zębate, łożyska, przeguby pracują pod większymi przeciętnymi i chwilowymi obciążeniami od obciążen występujących przy jeździe bez przyczepy. Wpływa to ujemnie na trwałość zespołów samochodu.

$+ P_{H2} = m_s \cdot a_{H1} - A_{c1}$  (3.8a)

### 3.2. Jazda na wprost po gładkiej drodze

Rozpatrując rozkład sił działających na przyczepę i samochód przy jeździe na wprost pominać można siły boczne, które mogą być wywołane bocznym wiatrem  $A_b$  lub pochyleniem bocznym drogi  $P_b$  (rozdz. 3.1), a więc rzadko osiagając wielkości mogące mieć wpływ na zachowanie pojazdów. Jeśli założona zostanie również symetria sił po lewej i po prawej stronie obu pojazdów (asymetria może polegać np. na zróżnicowaniu oporów toczenia lewych i prawych kół lub przesunięcia środka ciężkości z osi symetrii), to może być rozpatrywany płaski układ sił przedstawiony na rys. 3.4.

Charakterystyczną cechą układu jest występowanie sił przenoszonych przez zaczep, działających na przyczepę i samochód, powodujących zmianę rozkładu obciążen samochodu. Ma to istotne znaczenie dla zachowania się samochodu oraz całego zestawu.

Przyczepa powinna działać poprzez zaczep na hak samochodu siłą działającą w dół —  $N$ , środek ciężkości przyczepy powinien leżeć przed osią przyczepy. Jest to konieczne ze względu na bezpieczeństwo zarówno podczas postoju samej przyczepy, jak i podczas jazdy za samochodem. Odwrotny kierunek działania siły od zaczepu może spowodować wypadek na postoju przyczepy, polegający na uderzeniu dyszlem, a w ruchu podlega stateczności zestawu przyczepy i samochodu oraz powoduje niekorzystne obciążenie zaczepu.

Przy jeździe po drodze poziomej, tj. dla  $\alpha = 0$ , można określić wielkość siły  $N$  z równania równowagi momentów sił działających na przyczepę. Jeśli dla uproszczenia przyjmiemy, że siła naporu aerodynamicznego  $A_c$  działa na wysokości środka ciężkości  $C$ , to:

$$N = \frac{G_p \cdot L_s - (P_w + A_c) \cdot h_p + D \cdot h_h}{L_4} \quad (3.10a)$$

Jak widać, przy stałej prędkości jazdy na poziomej drodze, gdy  $P_w = 0$ , oraz dla niewielkich prędkości, gdy można przyjąć  $A_c = 0$ , siła  $N$  zależy od masy przyczepy, długości dyszla  $L_4$  oraz odległości środka ciężkości przyczepy od płaszczyzny pionowej przechodzącej przez os przyczepy  $L_5$ , a także oporów toczenia  $D = F_1 + F_p$  i wzniosu zaczepu  $h_h$ . Położenie środka ciężkości uzależnione jest od doboru wymiarów przyczepy, przede wszystkim od usytuowania skrzyni ładunkowej i rozmieszczenia w niej ładunku.

Przy występowaniu sił  $P_w$  i  $A_c$  wielkość siły  $N$  uzależniona jest także od wysokości środka ciężkości  $h_p$  jeśli

$$G_p \cdot L_s = (P_w + A_c) \cdot h_p - D \cdot h_h \quad (3.10b)$$

to

$$N = 0$$

Jak widać, mimo występowania siły  $N$  na postoju pojazdów, możliwy jest jej chwilowy zanik podczas jazdy. Możliwa jest także zmiana kierunku działania siły  $N$ , jeśli

$$G_p \cdot L_s < (P_w + A_c) \cdot h_p - D \cdot h_h \quad (3.10c)$$

to siła  $N$  w równaniu (3.10a) zmienia znak, co oznacza w równaniach równowagi zmianę kierunku działania siły. Może to nastąpić np. przy gwałtownym przyspieszeniu, jeździe pod górę lub niedostatecznie dużej odległości  $L_5$  oraz dużej wysokości  $h_p$ . Z powyższych rozważań wynika, że układ sił działających na przyczepę podczas jazdy jest tym bardziej stabilny, im mniejsza jest wysokość środka ciężkości, tzn. im niższa jest przyczepa i niżej umieszczone jej obciążenie.

Oprócz siły  $N$  na hak występuje siła  $D$ , która zgodnie z równaniem (3.2) przy jeździe ze stałą prędkością po poziomej drodze zależy głównie od oporów toczenia  $F_1 + F_p$ . Opory toczenia kół przy stałym obciążeniu przyczepy uzależnione są od współczynnika oporu toczenia, które mogą się zmieniać zależnie od rodzaju i stanu nawierzchni, w granicach od 0,01 — dla gładkiego asfaltu, 0,015 — dla dobrej kostki kamiennej, 0,045 — dla dobrej drogi polnej, 0,160 — dla złej drogi polnej do 0,80 — dla sypkiego piasku. Jak widać, zmiany oporu toczenia i związane z nimi zmiany siły  $D$  zawierają się w bardzo szerokich granicach.

Zmiany obciążenia osi samochodu, traktowane w równaniach równowagi jako zmiany reakcji podłoża, spowodowane są występowaniem zmian sił  $N$  i  $D$  i mogą być określone dla osi tylnej samochodu:

$$\Delta G_2 = N \frac{L_1 + L_3}{L_1} + D \frac{h_h}{L_1} \quad (3.11)$$

i dla osi przedniej samochodu:

$$\Delta G_1 = N \frac{L_2}{L_1} + D \frac{h_h}{L_1} \quad (3.12)$$

unki działania sił  $\Delta G_2$  i  $\Delta G_1$  są przeciwnie do siebie. Siła  $\Delta G_2$  działa zgodnie z kierunkiem jazdy, natomiast zwiększenie nacisku osi tylnej  $\Delta G_1$  ma kierunek przeciwny do siły  $G_1$ , nacisk osi przedniej zmniejsza się.

Ponieważ zachowanie się samochodu podczas użycia hamulca jest od rozkładu obciążenia na osi przedniej i tylnej, zmiany obciążenia osi (o wielkości  $\Delta G_2$  i  $\Delta G_1$ ), spowodowane przyczepą, mogą doprowadzić do zmian w kierunku jazdy; należy o tym pamiętać przy hamowaniu przyczepą.

Samochodach z przednim napędem holują zbytnie ciężkie przyczepy, przy nieprawidłowym rozkładzie obciążenia (za duża siła  $N$ ) może dojść do zrywania przyczepy (duża siła  $D$ ) tak duże obciążenie osi przedniej (o wielkości  $\Delta G_1$ ), że nastąpić może odwrócenie przyczepy.

Przy pochylem drogi o kąt  $\alpha$  (rys. 3.4), tzn. wjeździe pod górę lub zjeździe w dół nastąpić może zmiana w rozkładzie sił działających na przyczepę i samochód. Wielkość siły  $N$  może być wyrażona wzorem:

$$N \pm G_p \cdot \sin \alpha \frac{h_p}{L_4} \quad (3.13a)$$

następuje zmiana siły  $N$  o wielkość

$$G_p \cdot \sin \alpha \frac{h_p}{L_4} \quad (3.13b)$$

widać na rys. 3.4, przy jeździe pod górę obciążenie haka samochodu przestaje być dodatnie (znacznym) w kierunku jazdy, natomiast w kierunku jazdy pod górę nastąpić może odwrócenie haka w wyniku działania siły  $G_p \cdot \sin \alpha$  (znak minus) we wzorze 3.13a).

Siła  $D$  obciążająca hak w kierunku równoległym do jezdni ulegnie również zmianie w wyniku pochylem drogi:

$$D \pm G_p \cdot \sin \alpha \quad (3.14)$$

zależna od kierunku jazdy, siła  $G_p \cdot \sin \alpha$  reprezentuje opór wzniesienia, który przy wjeździe pod górę powoduje zwiększenie siły  $D$  (znak plus) we wzorze 3.14, natomiast przy zjeździe w dół siła  $G_p \cdot \sin \alpha$  może osiągnąć wartość równą do siły  $D$ ; będzie to oznaczać odwrócenie siły  $D$  w kierunku przeciwnym do kierunku jazdy, samochód będzie hamował przyczepą. We wzorze 3.14 nie należy zmieniać, że wielkość oporów to-  
 4) siła  $\Delta G_2$  działa zgodnie z kierunkiem jazdy, natomiast zwiększenie nacisku osi tylnej  $\Delta G_1$  ma kierunek przeciwny do siły  $G_1$ , nacisk osi przedniej zmniejsza się.

je nieznaczne zmniejszenie oporów, gdy nacisk kół zmniejsza się w wyniku zmniejszenia składowej od siły ciężkości w kierunku prostopadłym do jezdni do wielkości  $G_p \cdot \cos \alpha$  (rys. 3.4). Obciążenie osi samochodu z przyczepą zmienia się przy pochylem drogi (w stosunku do samochodu bez przyczepę na poziomej drodze) nie tylko w wyniku pochylem drogi, ale i pochylem drogi. Można to przedstawić wzorem określającym zmianę obciążenia osi tylnej w wyniku działania przyczepy i pochylem drogi:

$$\Delta G'_2 = N' \frac{L_1 + L_3}{L_1} + D' \frac{h_h}{L_1} - G_5 (1 - \cos \alpha) \quad (3.15a)$$

$$L_2 + G_5 \cdot \sin \alpha \frac{h_2}{L_1} \quad (3.15b)$$

Jeśli uwzględnimy wzór (3.11) oraz dla uproszczenia analizy przyjmijmy, że słuszne są przybliżone zależności:

$$G_p = \frac{1}{3} G_5 \quad h_p = h_2$$

$$L_4 = L_3 \quad h_3 = \frac{1}{3} L_1$$

$$L_3 = \frac{1}{2} L_1 \quad h_h = \frac{1}{2} h_2$$

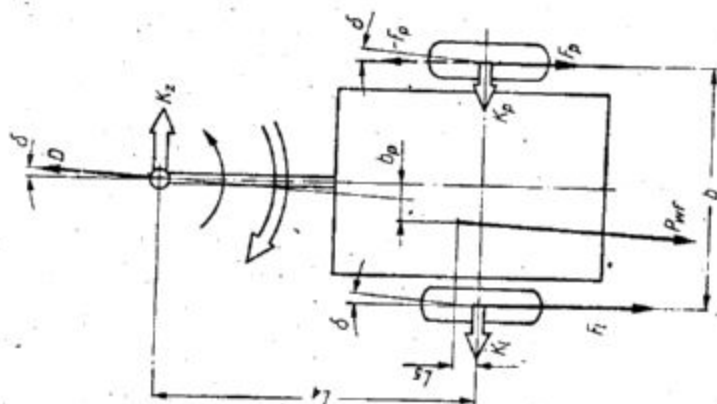
oraz dodatkowo, że dla spotykanych w praktyce pochylem dróg  $(1 - \cos \alpha) \approx 0$ , to dla wjazdu pod górę otrzymamy:

$$\Delta G'_2 = \Delta G_2 + \frac{1}{18} G_5 \cdot \sin \alpha \quad (3.15b)$$

Ponieważ przy największym pochylem drogi (np. drogi alpejskie) wielkość  $\sin \alpha$  nie przekracza 0,25, to zwiększenie obciążenia osi tylnej samochodu z przyczepą przy jeździe pod górę w stosunku do jazdy po poziomej drodze nie przekroczy +1,4% ciężaru samochodu. Jeśli w analizie uwzględnimy dodatkowo zmniejszenie nacisku kół tylnych przy maksymalnym pochylem drogi, wynikające z odchylenia siły ciężkości od kierunku prostopadłego do powierzchni drogi, tzn. siłę  $G_5 (1 - \cos \alpha) \frac{L_2}{L_1}$

przyjmując dla uproszczenia, że  $L_2/L_1 = 1/2$ , otrzymamy odciążenie osi tylnej o ok. 2% ciężaru samochodu. Oznacza to, że całkowita zmiana obciążenia osi tylnej wynosi ok. 0,6% ciężaru samochodu. Podobne zmiany występują przy zjeździe w dół.

Te niewielkie zmiany obciążenia osi tylnej samochodu z przyczepą przy jeździe po drodze po-



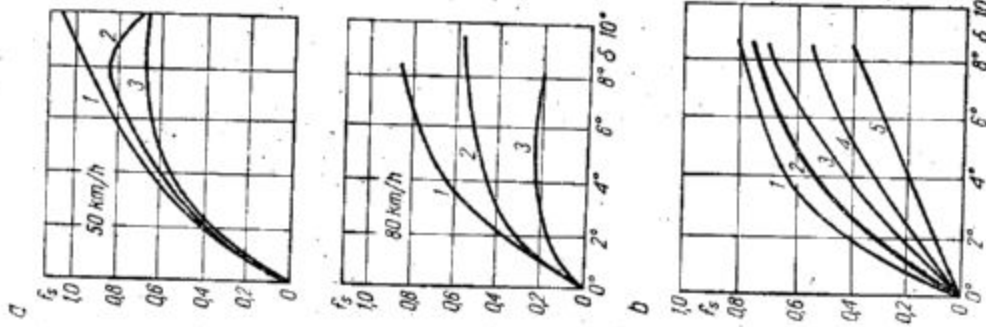
Rys. 3.6. Asymetryczny układ sił działających na przyczepę

$P_{wf}$  — wypadkowa oporów ruchu  
 $P_{wf} \leq 0,25 G_p$   
 $D = P_{wf}$   
 $K_1 = K_2 + K_p$   
 $K_1 = G_{kl} \cdot f_p$   
 $K_p = G_{zp} \cdot f_p$   
 dla  $\delta \approx 1^\circ$ ,  $f_p \approx 0,1$   
 $G_{kl} + G_{zp} \approx 0,9 G_p$

ziomej i na pochylem drogi wynikają ze wzajemnego kompensowania się wpływu pochylem drogi na przyczepę i samochód.

Istotną zmianą przy pochylem drogi jest zwiększenie siły  $D$  na haku samochodu przy jeździe pod górę i jej zmniejszenie przy zjeździe w dół.

Odciążenie osi przedniej samochodu  $G'_1$ , obciążenie przy tych założeniach upraszczających, jakie zostały przyjęte dla dociążenia osi tylnej  $\Delta G_2$ , przy wjeździe z przyczepą pod górę po drodze o maksymalnym nachylem może wzrosnąć w stosunku do odciążenia przy jeździe po poziomej drodze o ok. 9% ciężaru samochodu. Jest to znaczna zmiana, która powoduje, że zdolność holowania przyczepy w terenie górskim jest dużo mniejsza dla samochodów z przednim napędem.



Rys. 3.7.

Zależność współczynnika przyczepności bocznej opony  $f_s$  od kąta znośzenia  $\delta$ , stanu nawierzchni oraz prędkości jazdy i obciążenia koła  $G_k$ :  
 a — jezdnia mokra, grubość warstwy wody: 1 — 0,2 mm, 2 — 1 mm, 3 — 2 mm; opona 155S R15, ciśnienie 0,15 MPa (1,5 kg/cm<sup>2</sup>);  
 b — jezdnia sucha: 1 —  $G_k = 300$ , 2 —  $G_k = 400$ , 3 —  $G_k = 500$ , 4 —  $G_k = 600$  daN (600 daN (KG))

Na rys. 3.6 przedstawiono nie rozpatrywany dotychczas asymetryczny układ sił działających na przyczepę. Siła  $D$  tworzy parę sił z  $P_{wf}$ . Powoduje to tendencję do obrotu przyczepy wokół osi pionowej i wywołuje reakcje boczne  $K_1$  i  $K_2$  na kołach i napór boczny  $K_p$  na zaczepie.

Ponieważ koła przyczepy nie przenoszą sił napędowych, ich siły przyczepności mogą być w całości wykorzystane jako reakcje boczne  $K_1$  i  $K_2$ . Wielkość współczynnika przyczepności bocznej  $f_s$  zależy od ogumienia, nacisku  $G_k$ , rodzaju i stanu nawierzchni, prędkości i kąta znośzenia boczno  $\delta$ . Przykład zależności  $f_s$  od  $\delta$  przedstawia rys. 3.7.

W uproszczonej analizie skutków asymetrii można przyjąć, że asymetria obciążenia, powodująca kąty znośzenia tego samego rzędu, co kąty



ności kół stosowane w samochodach, tzn. ok. 10% spowodują ujemnych skutków podczas jazdy (grzanie się ogumienia po stronie bardziej obciążonej, wzrost oporów).

Przyjmując wielkość  $P_{wt}$ ,  $\delta$ ,  $G_H + G_k$  oraz jak na rys. 3.6 można wyznaczyć dopuszczalną wielkość  $b_p$  z równania równowagi momentów sił:

$$G_p \cdot (b_p - L_4 \cdot \sin 1^\circ) = 0,9 \cdot G_p \cdot 0,1 \cdot L_4 \quad (3.16)$$

wymiana duża wielkość  $b_p = 0,38 \cdot L_4$  świadczy

### Jazda po łuku, działanie sił bocznych

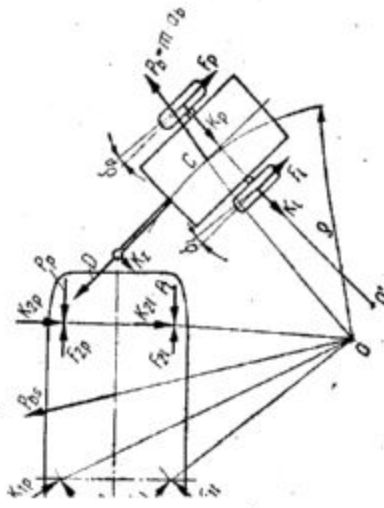
Podczas pokonywania zakrętu przez samochód przyczepą lub omijania czy wyprzedzania innego zjazdu oba pojazdy poruszają się przez pewien czas po łukach. Układ sił działających na przyczepę przy jeździe po łuku pokazany jest w rzucie na rys. 3.8. Jeśli promień łuku, po którym idzie się środek ciężkości C przyczepy  $OC = \rho$ , prędkość przyczepy wynosi  $v$ , wówczas przyspieszenie boczne (odśrodkowe) osiąga wielkość:

$$a_b = \frac{v^2}{\rho} \quad (3.17)$$

ła boczna określona jest wzorem:

$$P_b \cdot a_b = m \cdot \frac{v^2}{\rho} \quad (3.18)$$

ta wywołuje powstanie reakcji bocznych  $K_1$  i  $K_2$  na kołach przyczepy oraz naporu boczno-



3.8. Schemat sił działających na samochód przyczepę przy jeździe po łuku

o dużej odporności ciągniętej przyczepy na asymetrię sił wzdłużnych.

Oprócz różnicy oporów przy jeździe kół po różnych nawierzchniach lub w wyniku różnicy ciśnienia w ogumieniu (do 15% przy odchyleniu od wartości nominalnej ciśnienia o 10%/0), wiatru lub boczno-pochyłej drogi główną przyczyną asymetrii może być niesymetryczne położenie środka ciężkości przyczepy. Zagadnienie to w powiązaniu ze statecznością poprzeczną przyczepy rozpatrzono jest w rozdz. 3.3.

$K_1$  na zaczepie. Łączy się to, podobnie jak w samochodzie, z wystąpieniem boczno znoszenia opon przyczepy wyrażonego kątami znoszenia  $\delta_1$  i  $\delta_2$ . Przyczepa porusza się po torze łukowym, którego środek nie leży na przedłużeniu osi kół przyczepy, lecz przed nim. Tylko przy jeździe z bardzo małą prędkością  $v$  przyjąć można, że punkt O pokrywa się z punktem O' na rys. 3.8.

Występujące w rozpatrywanym układzie siły boczne, kąty znoszenia i „wynoszenie” przyczepy na zewnątrz łuku są tym większe, im większa jest prędkość jazdy (siły rosną z kwadratem prędkości) i tym mniejsze, im większy jest promień łuku. Dla zachowania stałych sił bocznych przy jeździe po dwóch różnych łukach należy więc dwukrotnie zmniejszyć prędkość jazdy, gdy wielkość promienia zmaleje czterokrotnie.

Dla przeciętnych warunków drogowych i dla kierowców jeżdżących „nie sportowo” wielkość boczno przyspieszenia na drogach publicznych nie przekracza 0,4 g. Jednak w praktyce, gdy promień łuku zależy może nie tylko od kształtu drogi, lecz także od sytuacji na drodze i zachowania się kierowcy (np. w przypadku konieczności szybkiego „uciekania” przed nadjeżdżającym z przeciwnej strony pojazdem na prawy pas po ominięciu przeszkody), należy liczyć się z możliwymi wystąpić sporadycznie większymi przyspieszeniami.

Zapas bezpieczeństwa jest konieczny także na wypadek wystąpienia równocześnie z siłą  $P_b = m \cdot a_b$  siły  $A_b$  od boczno wiatru oraz siły  $G_p \cdot \sin \beta$  od pochylenia drogi o kąt  $\beta$  (tak jak przy pochyleniu wzdłużnym o kąt  $\alpha$ ).

Występowanie siły bocznej  $P_b$  przyłożonej w środku ciężkości C przyczepy powoduje zmiany w obciążeniach lewego i prawego koła i może powodować poślizg boczny kół lub przewrócenie przyczepy na zewnątrz łuku drogi. Równowaga sił warunkująca stateczność boczna przyczepy, z po-

minięciem wpływu zawieszenia, rozpatrzona może być według schematu przedstawiającego siły w rzucie na płaszczyznę pionową prostopadłą do płaszczyzny symetrii przyczepy pokazanego na rys. 3.9. Dla uproszczenia przyjąć można, że rzut siły  $P_b$  równy jest tej sile. Zakładając, że napór boczny na zaczep  $K_z$  jest niezmienny oraz działają na niewielkiej wysokości  $h_h$  można przyjąć, że moment siły  $P_b$  wywracający przyczepę jest kompensowany tylko przez ciężar samej przyczepy  $G_{pt}$  i ładunku  $G_{bz}$ .

Dla uwzględnienia wpływu asymetrii załadunku przyczepy można przyjąć, że masa własna przyczepy jest rozmieszczona symetrycznie. Siła ciężkości samej przyczepy działa w płaszczyźnie symetrii, w środku ciężkości  $C_1$  na wysokości  $h_{pt}$ . Ładunek może być rozmieszczony niesymetrycznie, środek ciężkości ładunku leży w punkcie  $C_2$  oddalonym o  $b_b$  od płaszczyzny symetrii i  $h_b$  od podłoża.

Położenie środka ciężkości przyczepy z ładunkiem w punkcie C może być wyznaczone z równania:

$$b_p = \frac{b_b \cdot G_{bz}}{G_{pt} + G_{bz}} \quad (3.19a)$$

$$h_p = \frac{h_{pt} \cdot G_{pt} + h_b \cdot G_{bz}}{G_{pt} + G_{bz}} \quad (3.19b)$$

Równanie równowagi momentów ma postać:

$$P_b \cdot h_p = G_p \left( \frac{b}{2} - b_p \right) - G_{kl} \cdot b \quad (3.20)$$

Równanie równowagi sił bocznych ma postać:

$$P_b = K_1 + K_2 = G_p \cdot f_s \quad (3.21)$$

Zakładając, że  $G_{bz} = 2,6 G_{pt}$  (rozdz. 1) oraz  $h_p = 0,5 \cdot b$  i  $G_{kl} = 0$  (lewe koło odrywa się od podłoża, a prawe przenosi wówczas całe obciążenie), otrzymujemy:

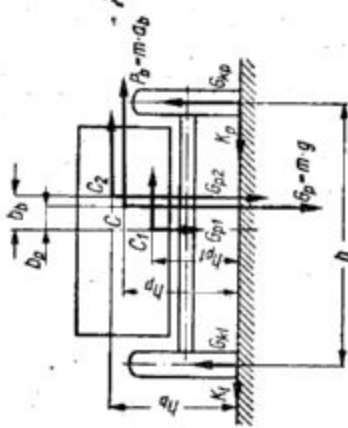
$$b_b = 0,7 \cdot b \cdot (1 - f_s) \quad (3.22a)$$

Jeśli przesunięcie boczne środka ciężkości ładunku będzie mniejsze od obliczonej wielkości  $b_b$ , to siła boczna przy jeździe na łuku ograniczona przez współczynniki przyczepności bocznej  $f_s$  nie wywróci przyczepy, lecz może ją przesunąć. Jeśli przyjmiemy  $f_s = 0,75$  (rozdz. 3.2), to:

$$b_b = 0,175 \cdot b$$

Ponieważ powyższe obliczenia zostały dokonane przy założeniu szeregu uproszczeń, wydaje się słuszne przyjąć jako bezpieczną granicę:

$$b_b \leq 10\% b \quad (3.22b)$$



3.9. Schemat sił warunkujących stateczność boczna przyczepy bez uwzględnienia wpływu zawieszenia

Przy zachowaniu tego warunku różnica nacisku kół  $G_{kp} - G_{kl}$  nie przekracza 25%/0 siły większej.

Ponieważ sprawdzenie bezpośrednio wielkości  $b_b$  jest w praktyce bardzo trudne, można uczynić to pośrednio, porównując naciski kół (na wadze), przy czym:

$$G_{kl} \geq 0,75 G_{kp} \quad (3.22c)$$

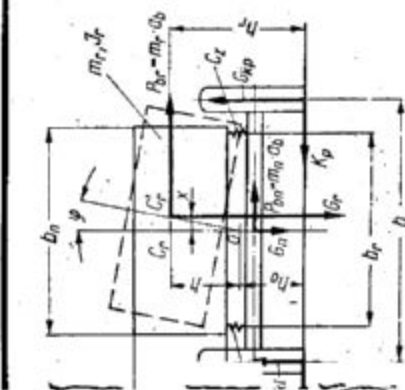
co oznacza, że nacisk koła mniej obciążonego nie powinien być mniejszy od 0,75 nacisku drugiego koła.

W dotychczasowych rozważaniach pominięty został wpływ zróżnicowania obciążeń koła lewego i prawego na przyczepność boczna. Jak to widać na rys. 3.7, dla tych samych kątów znoszenia współczynnik znoszenia  $f_s$  maleje ze wzrostem obciążenia  $G_k$  koła.

Analizując zmiany  $f_s$  dla różnych nacisków koła lewego i prawego, przyczepy, przy zachowaniu stałej sumy nacisków, można dojść do wniosku, że odporność przyczepy na znoszenie boczne maleje w przypadku zróżnicowania obciążeń kół, co zmusza do zachowania szczególnej ostrożności przy jeździe po łuku.

Dalszym istotnym dla bezpieczeństwa jazdy skutkiem działania układu sił przy jeździe po łuku, który może być rozpatrzony tylko z uwzględnieniem zawieszenia, są przechyły i drgania poprzeczne przyczepy.

Schemat przechyłu przyczepy pod wpływem siły bocznej z uwzględnieniem zawieszenia przedstawiony jest na rys. 3.10. W tym uproszczonym schemacie pominięto wpływ ogumienia, uwzględniając tylko elementy sprężyste zawieszenia umieszczone między ramą połączoną z nadwoziem (masami resorowanymi) oraz osią i kołami (masa-



3.10. Schemat sił warunkujących stateczność z uwzględnieniem wpływu zawieszenia — siły działające na masy nie resorowane, ciężkość mas nie resorowanych

resorowanymi). Schemat odnosi się do osi \$e\_j\$, można jednak w podobny sposób rozważać zawieszenie niezależne. Na schemacie jęto oznaczenia:

- wymiary poprzeczne nadwozia, w którym zawarte są masy skrzyni, ładunku i ramy stanowiące masy resorowane,
  - rozstaw resorów,
  - wysokość środka ciężkości \$C\_r\$ mas resorowanych,
  - wysokość osi bocznego przechyłu w punkcie \$O\$ jej przejścia przez płaszczyznę pionową przechodzącą przez osie kół, położenie punktu \$O\$ zależy od typu zawieszenia, punkt \$O\$ jest środkiem bocznego przechyłu,
  - odległość pionowa środka mas resorowanych \$C\_r\$ od osi bocznego przechyłu,
  - przemieszczenie \$C\_r\$ w wyniku przechyłu,
  - kąt przechyłu bocznego mas resorowanych,
  - wielkość mas resorowanych,
  - moment bezwładności mas resorowanych względem osi wzdłużnej równoległej do jezdni, przechodzącej przez punkt \$O\$,
  - sztywność zawieszenia koła wyrażona stosunkiem siły pionowej działającej na zawieszenie do wywołanego nią ugięcia.
- a uproszczenia podać można, że: \$\varphi\$ jest niewielki, tzn. \$x = h\$, radek mas resorowanych przemieszcza się po równoległej do podłoża.

k widać na schemacie, zróżnicowanie obciąża przy jeździe po łuku spowodowane jest

nie tylko działaniem siły bocznej (na rysunku pokazano siłę boczną działającą na masy resorowane \$P\_{br} = m\_r \cdot a\_b\$), ale także przemieszczeniem \$x\$ środka mas resorowanych \$C\_r\$. Dodatkowo różnice nacisków dynamicznych kół są powiększone przez siłę boczną działającą na masy nie resorowane oraz momenty skręcające, działające na resorsy skręczone o kąt \$\varphi\$ pod wpływem przechyłu nadwozia (mas resorowanych).

Opisany układ przy zmianach wielkości siły \$P\_{br}\$ powoduje drgania poprzeczne mas resorowanych i cykliczne zmiany obciążań kół.

Masy resorowane podczas ruchu drgającego zmieniają położenie środka \$C\_r\$ z prędkością \$v = \dot{x}\$ oraz dokonują obrotu z prędkością kątową \$\omega = \dot{\varphi}\$, jednocześnie resory zmieniają swoje ugięcia. Stosując zasadę zachowania energii można napisać równanie:

$$\frac{m_r \cdot v^2}{2} + \frac{J_r \cdot \omega^2}{2} + c_r \left( \frac{b_r \cdot \varphi}{2} \right)^2 = \text{const} \quad (3.23)$$

W równaniu tym składnik pierwszy wyraża energię kinetyczną mas resorowanych w ruchu prostoliniowym ich środka, składnik drugi — energię tych mas w ruchu obrotowym wokół środka bocznego przechyłu, zaś składnik trzeci — energię potencjalną resorów podczas przechyłu.

Jeżeli przyjąć, że masy resorowane stanowią jednorodną prostopadłościenną bryłę o wymiarach poprzecznych \$b\_n \cdot c\_n\$ (co można uznać w przybliżeniu za słusne dla niektórych ładunków wypełniających całą skrzynię ładunkową np. materiały sypkie, szelnie ułożone drewno, cegły itp.), to moment bezwładności względem osi przechyłu wynosi:

$$J_o = \frac{1}{12} m_r (b_n^2 + c_n^2) + \dot{m}_r \cdot h^2 \quad (3.24a)$$

W przypadku bardzo małych wymiarów poprzecznych mas resorowanych, np. przy przewozie wiązki prętów stalowych na przyczepie z lekkim mostem zamiast skrzyni, można przyjąć:

$$J_o \approx m_r \cdot h^2 < J_o \quad (3.24b)$$

Gdy w składzie mas resorowanych główny udział ma przedmiot przewożony na przyczepie, którego masa skupiona jest na powierzchni, np. ciężka pusta skrzynia, pusta szafa, kadłub łodzi itp., wówczas moment bezwładności osiągnie wartość największą, wyrażoną wzorem:

$$J''_o = J_o + \frac{1}{6} m_r \cdot b_n \cdot c_n > J_o \quad (3.24c)$$

Po przekształceniu równania (3.23) można wyznaczyć okres drgań poprzecznych przyczepy:

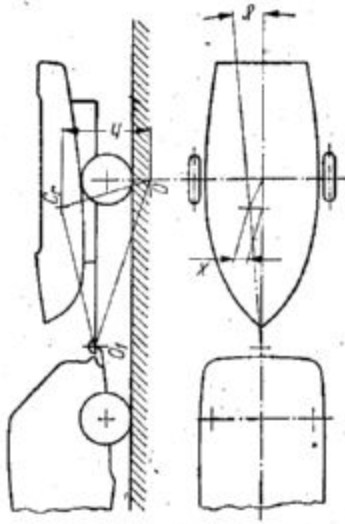
$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_o + m_r \cdot h^2}{c_r \cdot b_r^2}} \quad (3.25)$$

Oznacza to, że w odstępach czasu \$T\$ powtarzają się będą przechyły boczne i towarzyszące im wzrosty i spadki obciążań \$G\_k\$ na przemian obu kół przyczepy. Przy małym tłumieniu, dużych masach i momentach bezwładności oraz dużej odległości \$h\$, a także przy miękim zawieszeniu (małe \$c\_r\$), o małej tzw. sztywności skrętnej (stosunek momentu sił do wywołanego nim kąta przechyłu \$\varphi\$), masy resorowane mogą wykonać kilka drgań przed ich zanikiem.

Gdy okres drgań \$T\$ jest krótki, a prędkości \$v\$ i \$\omega\$ duże, to tłumienie drgań przez amortyzatory jest intensywne i drgania zanikają szybko.

Jeśli w trakcie drgań zadziała siła boczna (wywołana np. wjechaniem w następny łuk drogi), może nastąpić zwiększenie przechyłów i zróżnicowania obciążań kół. Może to doprowadzić do barwno niebezpiecznej sytuacji, grożącej wywróceniem przyczepy. Dlatego przy przewożeniu np. ciężkich i dużych kadłubów łodzi, o wysokości położonych środkach ciężkości na przyczepach z zawieszeniem niezależnym tych typów, w których punkt \$O\$ leży nisko (na poziomie drogi lub nawet niżej), ważne jest użycie sprawnie działających amortyzatorów.

Ponadto należy wspomnieć o wpływie różnicy położenia jakościowych środków bocznego przechyłu i zaczepu. Jeśli założymy, że środek zaczepu po-



3.11. Schemat przemieszczeń mas resorowanych wynikających z różnicy wzniosu zaczepu i wysokości środka bocznego przechyłu

rusza się ruchem prostoliniowym równoległym do powierzchni drogi, a środek bocznego przechyłu leży od niego niżej, wówczas masy resorowane wykonują dodatkowy ruch obrotowy (co ilustruje rys. 3.11) o kąt \$\gamma\$ wokół punktu \$O\$.

Sily opisane wyżej wywołują cyklicznie zmienne reakcji \$K\_1\$ i \$K\_2\$ na kołach oraz zaczepie \$K\_z\$. Może to powodować, szczególnie przy zawieszeniach niezależnych, w których zachodzą zmiany kątów pochyleń i rozstawu kół, „węzykowanie” przyczepy oraz szarpania zaczepu, oprócz jej boczno-kołysania.

### 3.4. Jazda po nierównej drodze

Rozpatrywane dotąd zjawiska związane z ruchem przyczepy odnosiły się do jazdy po drodze gładkiej, bez nierówności.

Obciążenie pionowe koła przyczepy podczas jazdy po nierównej drodze może być wyrażone wzorem:

$$G_k = G_{k stat} + G_{k dyn} \quad (3.26)$$

gdzie:

\$G\_{k stat}\$ — obciążenie statyczne przypadające na koło przyczepy,

\$G\_{k dyn}\$ — przyrost dynamiczny obciążenia koła.

Rozpatrując uproszczony model dynamiczny przyczepy przedstawiony na rys. 3.12 można napisać równania równowagi sił dla mas resorowanych \$r\$ oraz mas nie resorowanych \$n\$ z uwzględnieniem wpływu zawieszenia \$z\$, ogumienia \$o\$ i drogi \$d\$. W

równaniach użyte są oznaczenia zgodne z rysunkiem:

\$Z\$ — dynamiczna zmiana położenia pionowego mas,

\$k\$ — stała tłumienia wyrażona ilorazem siły tłumienia przez prędkość odkształcenia,

\$c\$ — sztywność wyrażona ilorazem siły działającej na element sprężysty do wywołanego przez nią ugięcia

\$h\$ — przyrost wysokości nierówności, oraz oznaczenia pochodne:

\$\dot{Z}, \dot{h}\$ — prędkość pionowa,

\$\ddot{Z}\$ — przyspieszenie pionowe.

Równanie dla mas resorowanych przypadających na koło:

$$\frac{1}{2} m_r \cdot \ddot{Z}_r + k_z (\dot{Z}_r - \dot{Z}_o) + c_z (Z_r - Z_o) = 0 \quad (3.27a)$$



Na rys. 3.13 pokazany jest przykład przebiegu zmian obciążenia koła w funkcji drogi s lub czasu t. Przy jeździe po złej drodze, przy dużej sztywności ogumienia i małym obciążeniu statycznym (bez obciążenia), siła  $G_k$  może być chwilowo znacznie większa od  $G_{k,stat}$ . Mogą także wystąpić odcinki drogi, gdy  $G_k = 0$ , jak to ma miejsce w obszarze A na rys. 3.13. Zanik siły nacisku pionowego koła  $G_k$  powoduje zanik siły przyczepności bocznej K, co oznacza brak odporności przyczepy na działanie sił bocznych. Zmusza to do pokonywania zakrętów tym ostrożniej, im gorsza jest droga. Zastosowanie amortyzatorów zmniejsza niebezpieczeństwo oderwania się kół przyczepy od drogi.

Dla zmniejszenia niebezpieczeństwa oderwania się kół nie obciążonej przyczepy można obniżyć ciśnienie powietrza w ogumieniu. Różnym wartościom ciśnienia odpowiadają bowiem przy tym samym obciążeniu różne ugięcia ogumienia, można więc zmieniać sztywność ogumienia (rys. 3.14). Jednak zbyt duże obniżenie ciśnienia może doprowadzić do nadmiernego grzania się opon.

Znaczne różnice w zachowaniu się przyczepy podczas jazdy może dać zmiana obciążenia (zmiana  $m_r$ ), co pokazano na rys. 3.13 linią I.

Odkształcenie elementów sprężystych zawieszenia oraz opon przy pokonywaniu nierówności drogi powoduje zmiany energii potencjalnej tych elementów. Wynikiem symetrycznych odkształceń po obu stronach przyczepy i powstających przy tych zmiennych sił pionowych są drgania pionowe mas przyczepy.

Według znanych metod można określić charakterystyki drgań własnych z pominięciem tłumienia. Okres drgań własnych mas resorowanych wynosi:

$$T_r = 2\pi \sqrt{\frac{m_r}{2 \cdot c_r}} \quad (3.29a)$$

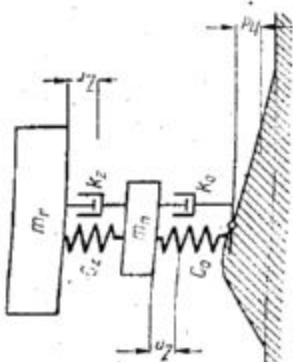
$$T_n = 2\pi \sqrt{\frac{m_n}{2(c_r + c_o)}} \quad (3.29b)$$

Ponieważ zazwyczaj  $c_o > c_r$  oraz  $m_n < m_r$ , to:

—  $T_n < T_r$ , większa jest więc częstość drgań mas nie resorowanych,

—  $T_n$  zależy głównie od charakterystyki ogumienia oraz w nieznacznym stopniu od charakterystyki zawieszenia ( $c_r + c_o \approx c_o$ ).

Uwzględnienie tłumienia ( $k_r, k_o$ ) oraz wymuszeń drgań przez nierówności drogi prowadzi do skomplikowanych obliczeń, których omawianie nie jest celowe. Dla zilustrowania wyników takiej analizy na rys. 3.15 podano przykład przebiegów



3.12. Uproszczony model dynamiczny przyczepy



3.13. Przebieg dynamicznych obciążeń koła obciążeniem, 2 - bez obciążenia

anie dla mas nie resorowanych przypadają na koło:

$$\ddot{Z}_n + k_o(Z_n - h_d) + c_o(Z_n - h_d) = 0 \quad (3.27b)$$

miczne siły sprężystości i tłumienia opon, oszone są na jezdnię, a więc przyrost dynamiczny obciążenia koła można wyrazić wzor-

$$= k_o(Z_n - h_d) + C_o(Z_n - h_d) \quad (3.27c)$$

e obciążenie pionowe koła wynosi:

$$\frac{1}{2} g(m_r + m_n) + k_o(Z_n - h_d) + c_o(Z_n - h_d) \quad (3.28)$$

ik widać, obciążenie pionowe koła podczas po nierównej drodze uzależnione jest od adających na koło mas oraz charakterystyki ogumienia, kształtu i wysokości nierówności oraz prędkości jazdy.

mniejszym stopniu obciążenie koła uzależ- jest od charakterystyki zawieszenia.

zw. współczynnika wzmocnienia obciążen dynamicznych koła  $a_p/b$  charakteryzującego  $G_{k,dyn}$  oraz współczynnika wzmocnienia przyspieszeń mas resorowanych  $a_r \cdot a_r/b$  charakteryzującego  $Z_r$ . Wielkość  $b$  charakteryzuje wysokość nierówności drogi. Jak widać, największe obciążenie dynamiczne kół oraz przyspieszenia pionowe mas resorowanych przypadają dla dwóch częstości wymuszeń od nierówności drogi: ok. 1,5 Hz (drgan/s) oraz ok. 12 Hz.

Pierwsza z tych częstości odpowiada rezonansowi wymuszeń od drogi i drgań własnych mas resorowanych, druga wynika z rezonansu wymuszeń i drgań własnych mas nie resorowanych.

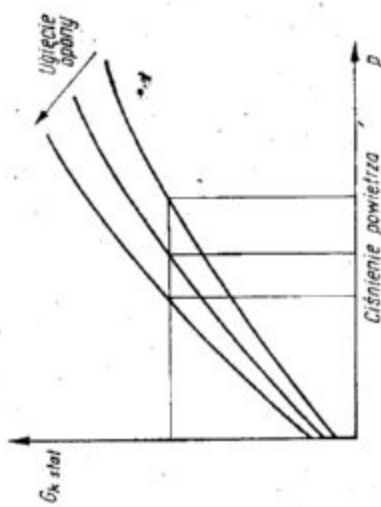
Jeśli w omawianym przykładzie jazda będzie odbywała się po drodze, na której nierówności będą rozmieszczone w odstępach np. co 2 m, to rezonansy wystąpią przy prędkościach jazdy 10,8 km/h oraz 86,6 km/h. Jak widać, przez odpowiednie dobor prędkości jazdy można zmniejszyć obciążenia dynamiczne kół i gwałtowność drgań nadwozia przyczepy. W przykładzie omówionym wyżej najspokojniejsze zachowanie się przyczepy wystąpi przy prędkości jazdy ok. 32 km/h (ok. 4.0 Hz).

Odpowiedni dobór prędkości jazdy jest możliwy wówczas, gdy charakterystyki dynamiczne zawieszenia i ogumienia samochodu i przyczepy są zbliżone. Jeśli korzystne z punktu widzenia dynamiki zawieszeń prędkości jazdy samochodu i przyczepy będą znacznie różniły się, wybór właściwej prędkości na złej drodze będzie utrudniony.

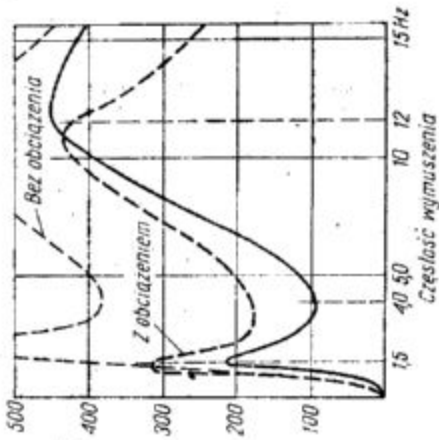
Zwiększenie obciążenia przyczepy oznaczać będzie zwiększenie mas resorowanych powodując zmniejszenie przyspieszeń nadwozia. Największe przyspieszenia wystąpią podczas jazdy przyczepy bez ładunku; ilustruje to rys. 3.15.

Obciążenia dynamiczne kół są praktycznie niezależne od wielkości mas resorowanych. Ponieważ jednak o bezpieczeństwie jazdy decyduje stosunek obciążenia  $G_{k,dyn}$  do  $G_{k,stat}$ , gdyż od tego stosunku uzależnione jest odrywanie się kół, to zwiększenie mas resorowanych sprzyja bezpieczeństwu.

Jeśli dynamiczne przyrosty obciążeń kół następują niesymetrycznie, tzn. w innym czasie obciążane jest koło lewe, a w innym koło prawe, to może to doprowadzić do drgań poprzecznych przyczepy. Gdy okres drgań wymuszonych przez pokonywanie nierówności będzie zbliżony do okresu drgań własnych, wyrażonego wzorem (3.25), to może to doprowadzić do rezonansu drgań poprzecznych i wywrócenia przyczepy. W przypadku skłonności przyczepy do drgań poprzecznych przy najczęściej stosowanym zakresie prędkości jazdy należy zmniejszyć rozłożenie masy ładunku w kie-



Rys. 3.14. Zależność obciążenia koła, ciśnienie powietrza w ogumieniu i ugięcia opony



Rys. 3.15. Przykład zależności współczynników wzmocnienia obciążeń kół i przyspieszeń mas resorowanych od częstości wymuszeń od drogi

Współczynnik wzmocnienia:

$$\text{obciążen dynamicznych kół, } \frac{a_p}{b} \left( \frac{\text{kg/cm}}{\text{cm}} \right)$$

$$\text{przyspieszeń mas resorowanych, } \frac{a_r}{b} \left( \frac{\text{cm/s}^2}{\text{cm}} \right)$$

$$m_r = 640 \text{ kg}$$

$$m_n = 79 \text{ kg}$$

$$2 \cdot C_r = 81 \text{ kg/cm}$$

$$2 \cdot C_o = 283 \text{ kg/cm}$$

runku poprzecznym, przez co uzyskuje się zmniejszenie momentu bezwładności  $J_r$  (rozdz. 3.3).

Pokonywanie przez koła samochodu oraz koła przyczepy nierówności drogi o znacznych wysokościach powoduje przechyły wzdłużne i związane z nimi dodatkowe obciążenia dynamiczne. Przykład takich przechyłów pokazany jest na rys. 3.16.

■ Jak widać, zaczepek zostanie dociążony siłą:

$$\Delta N_1 = 1,5 \frac{h_d \cdot J}{L_4^2} \quad (3.34a)$$

przy przejeździe przyczepek przez nierówność nastąpi odciążenie zaczepek o siłę:

$$\Delta N_2 = - \frac{h_d \cdot J}{L_4^2} \quad (3.34b)$$

■ Jeśli w rozważaniach uwzględnimy wpływ elementów zawieszenia, to przebieg siły  $N + \Delta N$  będzie podobny do przebiegu siły  $G_{k stat} + G_{k dyn}$  przedstawionego na rys. 3.13. Można również określić charakterystykę drgań podłużnych przyczepek, które mogą być wynikiem opisanej sytuacji.

■ W trakcie tych drgań może dojść (przy zbyt małym nacisku statycznym  $N$  na zaczepek) do sytuacji, gdy siła  $N - \Delta N_2$  będzie skierowana do góry. Oznacza to okresowe „podrywanie” tyłu samochodu przez przyczepek do góry. W połączeniu z mogącą wystąpić na zaczepek siłą boczną  $K_z$  doprowadzi to do „nadrzucania” w bok tyłu samochodu, co może okazać się bardzo niebezpieczne. Tendencja taka może wystąpić przy jeździe po nierównej drodze, przy niedostatecznym tłumieniu amortyzatorów tylnych samochodu, gdy moment

bezwładności  $J$  przyczepek jest duży, a nacisk  $N$  na zaczepek niedostateczny. Dlatego w przypadku przewozu na przyczepek przedmiotów długich, np. kadłubów łodzi, o dużych momentach bezwładności (wzór (3.24c) może być zastosowany do wymiarów  $c_n$  i  $l_n$  z rys. 3.16), należy zwracać uwagę na zachowanie się przyczepek na nierównościach drogi. W razie stwierdzenia tendencji do drgań podłużnych należy zwiększyć nacisk  $N$  na zaczepek przez przesunięcie ładunku do przodu. Doradczym sposobem tłumienia tych drgań jest przyhamowanie samochodu i przyczepek.

■ Podczas jazdy po nierównej drodze następują zmiany sił wzdłużnych  $F_1$  i  $F_2$  działających na koła przyczepek.

■ Schemat asymetrii sił wzdłużnych został przedstawiony na rys. 3.6. Na jego podstawie można wyznaczyć siłę boczną  $K_z$  działającą na zaczepek. Zmiany sił  $F_1$  i  $F_2$  mogą zachodzić w bardzo szerokich granicach. Siły te mogą nawet zmieniać kierunki działania (np. gdy koło przyczepek zjeżdża z wypukłości drogi). Siła  $P_w$  (na rys. 3.6) może działać więc nawet na zewnątrz rozstawu kół. Związane z tym zmiany siły  $D$  powodują szarpanie zaczepek w kierunku wzdłużnym. W przypadku asymetrii powstaje zmienna siła  $K_z$  powodująca szarpanie zaczepek w kierunku poprzecznym.

### 3.5. Hamowanie

■ Hamowanie samochodu z przyczepek może odbywać się za pomocą hamulców samego samochodu (lub silnika, np. przy zjazdach), albo gdy przyczepek ma hamulce — przy użyciu hamulców obu pojazdów. Podczas długiego zjazdu w przyczepek z hamulcami najazdowymi może nastąpić intensywne nagrzanie mechanizmów hamujących, jeśli opory ruchu będą mniejsze od składowej siły ciężkości równoległej do jezdni ( $G_p \cdot \sin \alpha$ ). W każdym przypadku hamowania układ sił działających na samochód z przyczepek jest inny niż układ sił działających na samochód hamujący w tych samych warunkach bez przyczepek. Spowodowane jest to występowaniem sił  $D$  i  $N$ , a czasem także siły  $K_z$  na haku. Rozkład sił hamowania na obie osie samochodu jest — ze względu na skuteczność hamulców i stabilność pojazdu — dostosowany do rozkładu dynamicznych obciążeń osi. Zmiany w wielkościach tych obciążeń wywołane obecnością przyczepek powinny być brane pod uwagę przy jeździe z przyczepek.

■ Schemat sił działających podczas hamowania przedstawiony na rys. 3.17 jest aktualny dla symetrycznego układu sił na płaskiej, poziomej drodze, gdy:

$$F_1 = F_2 = F \quad \text{— siła hamowania koła przyczepek,}$$

$$G_{k1} = G_{k2} = G_k \quad \text{— nacisk pionowy koła przyczepek.}$$

W schemacie pominięto (niewielkie w stosunku do  $F$ ) opory tocznienia i aerodynamiczne. Można napisać równania równowagi sił i momentów dla przyczepek:

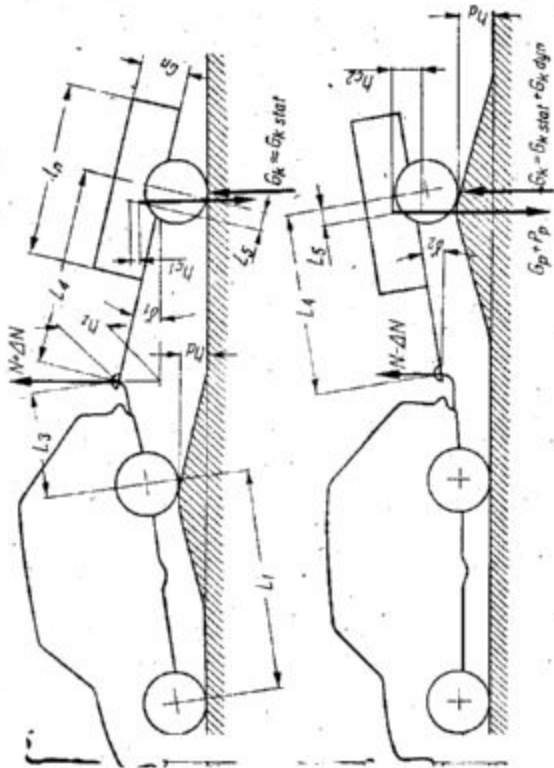
$$D + 2F - P_w = 0$$

$$N + 2G_k - G_p = 0$$

$$N \cdot L_4 + D \cdot h_h - P_w \cdot h_p - G_p \cdot L_6 = 0 \quad (3.35)$$

Dla opóźnienia hamowania  $a_h$ :

$$P_w = m \cdot a_h = G_p \frac{a_h}{g}$$



Rys. 3.16. Przechyły wzdłużne przyczepek przy pokonywaniu nierówności drogi

Najważniejsze są zmiany obciążenia pionowego  $N$  przez tylne koła samochodu zmiana wysokości

■ Jeśli oznaczymy przez:

$$\gamma_1 = 1,5 \frac{h_d}{L_4} \quad \text{— przyspieszenie katowe przyczepek przy przejeździe nierówności przez tylne koła samochodu,}$$

$$h_{c1} = h_d \quad \text{— przyspieszenie pionowe środka ciężkości przyczepek,}$$

$$\gamma_2 = \frac{h_d}{L_4} \quad \text{— przyspieszenie katowe przyczepek przy przejeździe nierówności,}$$

$$J \quad \text{— moment bezwładności przyczepek względem osi poprzecznej, równoległej do jezdni, przechodzącej przez osie kół,}$$

$$\Delta N_1, \Delta N_2 \quad \text{— dynamiczne przyrosty siły } N,$$

to można napisać równania równowagi momentów

$$1,5 \frac{h_d}{L_4} \cdot J = \Delta N_1 \cdot L_4 \quad (3.32a)$$

$$\frac{h_d}{L_4} \cdot J = -\Delta N_2 \cdot L_4 + P_p \frac{L_5}{L_4} \quad (3.32b)$$

$$P_p = h_d \cdot m \quad (3.32c)$$

We wzorze (3.32b) nie uwzględniony jest wpływ zawieszenia; w rzeczywistości wobec małej wielkości  $L_5$  w stosunku do  $L_4$  wpływ siły bezwładności  $P_p$  może być pominięty:

$$\frac{h_d}{L_4} \cdot J \approx -\Delta N_2 \cdot L_4 \quad (3.33)$$

Przy pokonywaniu nierówności o wysokości  $h_d$  przez tylne koła samochodu zmiana wysokości może być obliczona bez uwzględnienia wpływu zania wyniesie:

$$= \frac{L_1 + L_3}{L_1}$$

przechyły przyczepek:

$$h_z = h_d \frac{L_1 + L_3}{L_1 \cdot L_4}$$

a wysokości środka ciężkości:

$$h_z \frac{L_5}{L_4} \approx 0$$

w pokonywaniu tej samej nierówności przez przyczepek:

$$= \frac{h_d}{L_4}$$

$$\frac{L_4 - L_6}{L_4} \approx h_d$$

(podobnie jak w rozdz. 3.2) przyjmiemy  $P_p = h_d \cdot m$

$\frac{1}{2} L_5$ , to:

$$1,5 \frac{h_d}{L_4}$$

any powyższe powodują dodatkowe obciążenie niczne kół oraz zmiany obciążeń zaczepek.



Mozna określić wielkość naporu pionowego na hak:

$$N = G_p \frac{L_s}{L_4} + G_p \frac{a_h}{g} \cdot \frac{h_p}{L_4} - D \frac{h_h}{L_4} \quad (3.36)$$

Dla przyczepy bez hamulców opór wzdłużny haka:

$$D = P_w = G_p \frac{a_h}{g}$$

Dla przyczepy z hamulcami (tabl. 2.4);  $D = 0,09 \cdot G_p$ .

Naciski dynamiczne na osie samochodu podczas hamowania:

$$G_1 = G_s \frac{L_1 - L_2}{L_1} + G_s \frac{a_h}{g} \cdot \frac{h_s}{L_1} - N \frac{L_3}{L_1} + D \frac{h_h}{L_1} \quad (3.37a)$$

$$G_2 = G_s \frac{L_2}{L_1} - G_s \frac{a_h}{g} \cdot \frac{h_s}{L_1} + N \frac{L_1 + L_3}{L_1} - D \frac{h_h}{L_1}$$

Naciski te można rozdzielić na składniki niezależne od przyczepy i reprezentujące wpływ przyczepy:

$$G_1 = G_{s1} + \Delta G_{1p}$$

$$G_2 = G_{s2} + \Delta G_{2p}$$

Składniki  $\Delta G_{1p}$  i  $\Delta G_{2p}$  są zmianami obciążeń dynamicznych osi samochodu podczas hamowania, wywołanymi obecnością przyczepy.

■ Dla zilustrowania wpływu przyczepy podczas hamowania można określić wielkości  $\Delta G_{1p}$  i  $\Delta G_{2p}$ , przyjmując dla uproszczenia (oprócz zależności pomiędzy wymiarami przedstawionymi na rys. 3.17) dodatkowo:

$$h_p = 0,4 L_4; \quad h_h = 0,2 L_4;$$

$$L_5 = 0,07 L_4 \quad (W_s - \text{rozdz. 2.2.2.1})$$

■ Analizę przeprowadzono dla opóźnienia  $a_h/g = 0,3$  oraz  $a_h/g = 0,6$ , przyjmując jak w poprzednich rozdziałach:  $G_p = \frac{1}{3} G_s$ , a dla przyczepy z hamulcami także  $G_p = \frac{1}{2} G_s$ . Wyniki obliczeń przedstawione są w tabl. 3.2.

■ Jak widać, zmiany obciążeń osi samochodu podczas hamowania spowodowane obecnością przyczepy są większe dla przyczepy z hamulcami.

■ Oś przednia jest ociążana. W analizowanym przykładzie, dla ciężkiej przyczepy ( $G_p = \frac{1}{2} G_s$ ) i dla dużego opóźnienia hamowania (0,6) ociążenie to osiąga 6,8%  $G_s$ . Jest to wielkość znaczna, szczególnie dla samochodu o dużym obciążeniu

Tablica 3.2  
Obciążenie osi samochodu podczas hamowania

Wielkości	Przyczepa z hamulcami			
	bez hamulców		z hamulcami	
$G_p/G_s$	1/3	1/3	1/3	1/2
$a_h/g$	0,3	0,6	0,3	0,3
$D/G_p$	0,3	0,6	0,09	0,6
$N/G_p$	0,130	0,190	0,170	0,292
$\Delta G_{1p}/G_s$	-0,003	0	-0,025	-0,033
$\Delta G_{2p}/G_s$	+0,048	+0,060	+0,080	+0,120
$(F_1 + F_2)/G_s$	0,4	0,8	0,33	0,63
$2G_w/G_p$	0,870	0,810	0,830	0,830
			0,708	0,708

osi tylnej (silnik z tyłu) dochodzącym do 60%/o obciążenia statycznego. Odciążenie to stanowi wówczas ok. 17% obciążenia statycznego osi przedniej. Samochód z przyczepą może mieć tendencje do blokowania kół przednich w wyniku zmniejszenia sił przyczepności przy hamowaniu, pomimo że w wyniku prawidłowego doboru sił hamowania nie ma takiej tendencji w jeździe bez przyczepy.

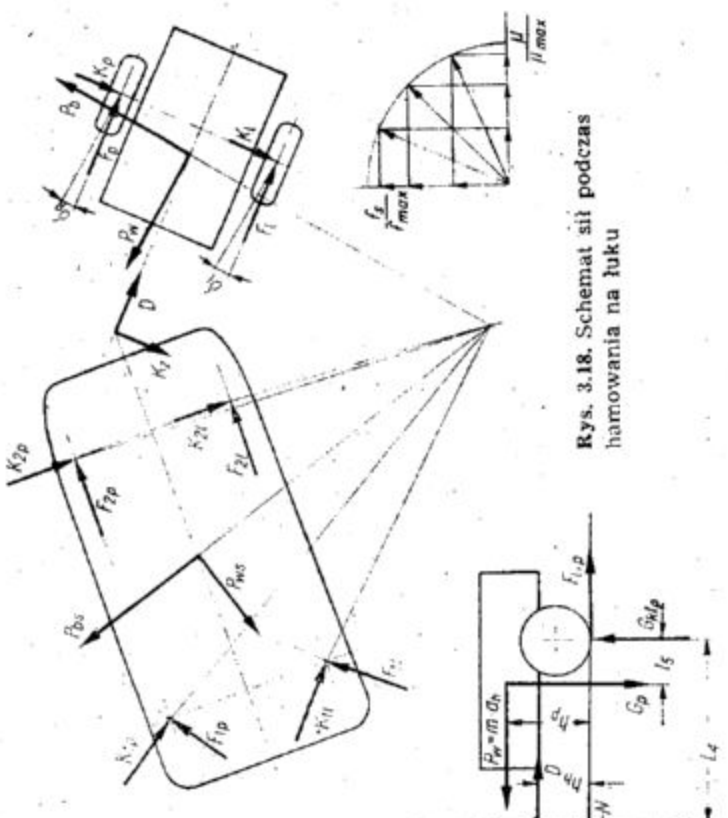
■ Oś tylna jest zawsze dociążona, co jest korzystne ze względu na zwiększenie sił przyczepności. W samochodzie z przyczepą hamulce tylne powinny zapewniać możliwie największe siły hamowania.

■ Podane w tabl. 3.2 wielkości  $(F_1 + F_2)/G_s$  będące stosunkiem sumy sił hamowania samochodu do jego ciężaru, są równe wielkości współczynnika przyczepności  $\mu$ , koniecznego do uzyskania założonych opóźnień  $a_h$ . Zależność ta jest słuszną, jeśli siły hamowania rozwijane przez hamulce osi przedniej i tylnej są proporcjonalne do obciążeń  $G_1$  i  $G_2$ . W rzeczywistości, w wyniku przybliżonego dostosowania sił  $F$  do  $G$ , wielkości  $\mu$  powinny być wyższe.

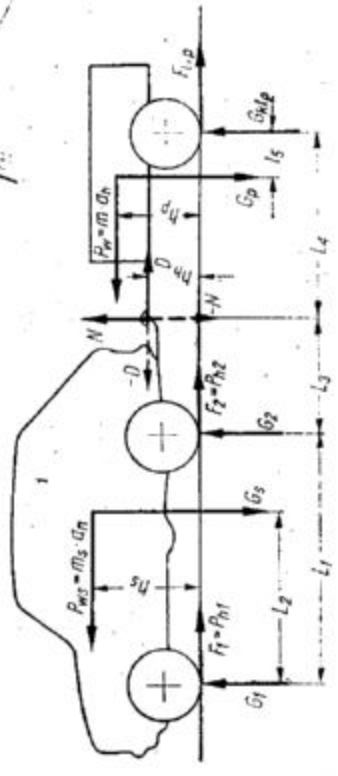
■ Jak widać z tabl. 3.2, uzyskanie dla samochodu z przyczepą bez hamulców opóźnienia 0,6 jest mało realne, gdyż wielkość  $\mu > 0,8$  jest możliwa do uzyskania tylko na dobrych, suchych nawierzchniach.

■ Wielkość współczynnika  $\mu$  przyczepności opon do jezdni uzależniona jest od rodzaju i stanu nawierzchni, rodzaju ogumienia, nacisków jednostkowych, prędkości poślizgu opony względem jezdni w kierunku obwodowym i bocznym. Przeciętne wielkości  $\mu = F/G$  wynoszą:

suchy mokrzy	0,7...0,8	0,3...0,4
asfalt, beton	0,7...0,8	0,4...0,5
klinkier		



Rys. 3.17. Schemat sił działających na samochód i przyczepę podczas hamowania na poziomej drodze



Rys. 3.18. Schemat sił podczas hamowania na łuku

tłuczén 0,6...0,7 0,3...0,4  
grunt 0,5...0,6 0,3...0,4  
śnieg ubity 0,2...0,35  
lód 0,1...0,2  
gotoleź 0,08...0,15

■ Omówione dotychczas zależności dotyczyły hamowania przy jeździe na wprost. Schemat sił działających podczas hamowania przy jeździe po łuku przedstawia rys. 3.18. Przedstawiony na rysunku układ sił jest układem bardzo niekorzystnym. Zgodnie z tym, co powiedziano w rozdz. 3.3, na samochód i przyczepę działają siły boczne  $P_b$  i  $P_{bs}$ , powodujące zróżnicowanie obciążeń pionowych kół  $G$  po lewej i prawej stronie oraz powstanie bocznych sił  $K_i$ ,  $K_p$  i  $K_s$  działających na koła samochodu i przyczepy i na zaczep.

■ Ponieważ przyczepność obwodowa oraz przyczepność boczna opony są wzajemnie uzależnione (co schematycznie przedstawiano na rys. 3.18), występowanie sił hamowania powoduje zmniejszenie współczynnika  $f_s$ , jaki może być wykorzystany na przeniesienie sił bocznych. Można to przedstawić w postaci przybliżonego wzoru:

$$\left(\frac{f_s}{f_{s \max}}\right)^2 + \left(\frac{\mu}{\mu_{\max}}\right)^2 = 1 \quad (3.38)$$

■ Oznacza to, że jeśli na jezdni o  $\mu_{\max} = 0,7$  do przeniesienia sił bocznych niezbędna jest wielkość  $f_s = 0,3$ , co stanowi 0,5  $f_{s \max}$ , to na przeniesienie sił hamowania pozostanie:

$$\mu = \mu_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{f_s}{f_{s \max}}\right)^2} = 0,7 \sqrt{1 - 0,5^2} = 0,61$$

■ W podobny sposób można ocenić spadek  $f_s$ , jeśli na tej samej jezdni wykorzystana jest wielkość  $\mu = 0,5$ , co stanowi 0,71  $\mu_{\max}$ , wówczas:

$$f_s = f_{s \max} \sqrt{1 - \left(\frac{\mu}{\mu_{\max}}\right)^2} = 0,6 \sqrt{1 - 0,71^2} = 0,42$$

W wyniku zróżnicowania sił  $G$  na kołach lewych i prawych spada przyczepność (rozdz. 3.3).

■ Oprócz opisanych wyżej zależności, układ sił wzdłużnych działających na przyczepę jest układem niestabilnym. Wielkość momentu sił  $D$  i  $P_w$  wzrasta ze wzrostem kątów znoszenia  $\delta$ .

■ Omówione wyżej zjawiska powodują, że hamowanie samochodu z przyczepą na łuku jest niebezpieczne nawet na drodze o wysokim współczynniku przyczepności. Dla uniknięcia niebezpieczeństwa „wyniesienia” przyczepy na zewnątrz łuku należy hamować na prostej, przed dojazdem do zakrętu drogi, aby hamowanie na łuku nie było konieczne.

# 4 Charakterystyka przyczepy, dobór głównych parametrów

## Charakterystyka i główne dane

przyczepa bagażowa, podobnie jak inne pojazdy, może być opisana w charakterystyce technicznej, zawierającej niezbędne informacje o jej budowie i właściwościach eksploatacyjnych. Opis budowy i cech użytkowych celowe jest w charakterystyce wykazu zasadniczych parametrów przyczepy oraz mas i innych

głównych punktów charakterystyki należą: a) — podwozie uniwersalne, przyczepa ze znaczeniem itp., wg rozdz. 1. do sprzętu turystycznego, do łodzi itp. wg rozdz. 1. do holowania przez samochód osobowy nie mniejszej niż np. 1000 kg wg rozdz.

budowy zasadniczych zespołów — rama i rozdz. od 5.1 do 5.8, z podaniem wymiarów, zaczepu itp.

— wg PN-72/S-02011; wymiary te są na rys. 2.1: rozstaw kół,  $b$ , długość z dyszlem,  $L_d$ , długość bez dyszla,  $L$ , długość sprzęgowa,  $L_s$  ( $L_s + L_d$ ), szerokość,  $B_p$ , wysokość,  $H$ , prześwit poprzeczny (nie zalicza się bębny hamulcowych),

- 8) prześwit podłużny,
- 9) zwis tylny,  $L_6$ ,
- 10) kąt zejścia,
- 11) wznios ramy,
- 12) wznios powierzchni ładowania,
- 13) wznios mechanizmu sprzęgowego (zaczepu),  $h_n$ ,
- 14) wysięg dyszla,  $L_4$ ,
- 15) długość, szerokość i wysokość pomieszczenia ładunkowego (nie podane na rys. 2.1 wymiary wewnętrzne),
- 16) zbieżność kół (jeśli zawieszenie niezależne).

— Masy, wg PN-77/S-02014:  
 1) masa własna podwozia — bez skrzyni ładunkowej, z wyposażeniem elektrycznym z wyjątkiem urządzeń oświetleniowych i sygnalizacyjnych, z wyposażeniem (podkładki klinowe, części zapasowe itp.),

2) masa własna przyczepy — kompletnej przyczepy z wyposażeniem np. z odejmowanymi ścianami skrzyni, oponą, zaczepem itp.

3) dopuszczalna masa całkowita przyczepy jest to masa własna 2 i ładowność 4,

4) ładowność jest to dopuszczalna masa całkowita 3 minus masa własna 2,

5) nośność podwozia jest to masa skrzyni ładunkowej i ładowność 4,

6) obciążenie osi jest to masa przypadająca na os.

## — Pojemność:

- 1) pojemność skrzyni ładunkowej bez opony,
- 2) pojemność skrzyni ładunkowej z oponą,
- 3) pojemność hydraulicznego układu przenoszenia hamulców.

- 4) pojemność amortyzatorów,
- 5) pojemność piast kół,
- Ciśnienie w ogumieniu.
- Napięcie znamionowe instalacji (6 lub 12 V).
- Prędkość dopuszczalna.

## 4.2. Dobór parametrów

Właściwy dobór parametrów ma istotne znaczenie dla bezpiecznego użytkowania i łatwego przechowywania przyczepy.

Przy projektowaniu przyczepy należy przede wszystkim określić jej przeznaczenie oraz dopuszczalną masę całkowitą. Masa dopuszczalna nie może w żadnym razie przekroczyć wielkości przewidzianych w przepisach omówionych w rozdz. 2.1.2. Uwzględniając niebezpieczeństwo łatwego przeciążenia przyczepy w praktyce, gdy nie sprawną się wielkość obciążenia przed każdą jazdą, a masa bagażu na ogół nie jest dokładnie znana właścicielowi, należy przewidzieć zapas ładowności przez obniżenie nominalnej dopuszczalnej masy od 10 do 15% w stosunku do określonej w przepisach.

W następnej kolejności, wykorzystując informacje podane w rozdz. 5.3, należy ustalić wymiary ogumienia.

Przy ustaleniu zasadniczych wymiarów, jak długość  $L_p$ , wysięg dyszla  $L_4$  i szerokość  $B_p$  oraz rozstaw kół, należy brać pod uwagę współpracę przyczepy z samochodem. Pomieszczenie ładunkowe nie powinno mieć zbyt dużych wymiarów, gdyż łatwo wtedy o przekroczenie ładowności przy przewożeniu bagażu o dużej masie jednostkowej.

Jeśli np. przyczepa z hamulcami o dopuszczalnej masie 860 kg (patrz tabl. 5.2) przeznaczona do samochodu PF 125p o pojemności skrzyni ładunkowej 800 dcm<sup>3</sup> załadowana jest sprzętem turystycznym (namiot, materace, śpiwory itp.), którego masa jednostkowa wynosi przeciętnie 0,2 kg/dcm<sup>3</sup>, to masa bagażu wyniesie tylko 160 kg.

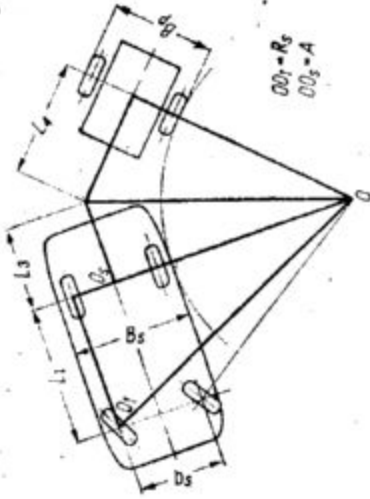
Jeżeli w skrzyni tej samej przyczepy umieszczone będą ciasno ułożone deski, to przy masie jednostkowej drewna od 0,4 do 0,8 kg/dcm<sup>3</sup> masa ładunku wyniesie od 320 do 640 kg.

Jeżeli przewożony będzie drobny węgiel wypełniający całą skrzynię, to przy masie jednostkowej 1,5 kg/dcm<sup>3</sup> masa ładunku wyniesie 1200 kg. W praktyce uniemożliwi to ciągnięcie przyczepy przez samochód, do którego jest przeznaczona. Możliwe będzie wykorzystanie tylko około połowy pojemności skrzyni do przewożenia 600 kg węgla.

Dla właściwego doboru szerokości przyczepy  $B_p$  oraz wysięgu dyszla  $L_4$  można wykorzystać uproszczony schemat samochodu i przyczepy na łuku przedstawiony na rys. 4.1. Schemat pozwala na dobór  $B_p$  i  $L_4$  w ten sposób, aby nawet przy najmniejszym promieniu skrętu samochodu  $OO_1 = R_p$  przyczepa nie „ścinała” zakrętu. Można także określić wielkość „ściania”, gdy szerokość  $B_p$  przekracza wielkość wyznaczoną na podstawie tych warunków.

Związki między zasadniczymi wymiarami samochodu i przyczepy przedstawiają wykresy na rys. 4.2a, b. Przy pomocy wykresu na rys. 4.2a można na podstawie znanych z charakterystyki samochodu wielkości  $R_p$ ,  $L_1$  — rozstaw osi,  $b$ , — rozstaw kół przednich, wyznaczyć wielkość  $OO_1 = A$  charakterystyczną dla samochodu. Następnie na podstawie wykresu z rys. 4.2b można dla znanych wielkości  $A$  i  $L_3$  — wysięg haka (jak w poprzednich rozdziałach) wyznaczyć  $\Delta B$  i  $B_p$  przy założonym  $L_4$  lub odwrotnie.

Przykład i doboru wymiarów przyczepy bez hamulców przeznaczonych do samochodu PF 125p.



Rys. 4.1. Schemat samochodu i przyczepy na łuku



Koła przyczepy z ogumieniem 135 R12.  
 $R_p = 4300$  mm  $L_4 = 1500$  mm  
 $L_1 = 1840$  mm  $b_s = 1142$  mm  
 $L_3 = 750$  mm (zwis tylny 685 mm)  $B_s = 1377$  mm

Postępując podobnie, jak w przykładzie 1 (linie 2 na wykresach rys. 4.2a i b) wyznaczamy:

$B_p = 1377 - 2 \cdot 250 = 877$  mm  
 $b_n = 877 - 2 \cdot 137 - 2 \cdot 50 = 503$  mm

Otrzymałoby się bardzo mała szerokość skrzyni ładunkowej świadcząca o trudnościach w spełnieniu warunków nie „ścinania” zakrętu przez przyczepę holowane przez samochody o małym zwisie tylnym.

Wybierając kompromis można zmniejszyć wysięg dyszla do  $L_4 = 1250$  mm; daje to zwiększenie  $B_p$  do wielkości:

$B_p = 1377 - 2 \cdot 200 = 977$  mm  
 oraz dopuścić „ścinanie” zakrętu o 100 mm, wówczas

$B'' = 977 + 2 \cdot 100 = 1177$  mm  
 $b_n = 1177 - 2 \cdot 137 - 2 \cdot 50 = 803$  mm  
 $b = 1177 - 137 = 1040$  mm

Przyjmując długość skrzyni 1000 mm (625 mm przed osią i 375 mm za osią) oraz jej wysokość 400 mm, otrzymujemy objętość skrzyni 320 dcm<sup>3</sup>. Długość sprzęgowa  $L_s = 1250 + 450 = 1700$  mm. Masę własną przyczepy można ocenić na ok. 90 kg, a ładowność 200 kg.

Na podstawie obu powyższych przykładów widać, że trudności uniknięcia „ścinania” zakrętu przez przyczepę są tym większe, im większy jest wysięg dyszla  $L_4$  oraz im mniejsza odległość  $L_4$  (zwis tylny). Największe trudności występują w długich przyczepach lodziowych.

Dobór dalszych wymiarów omówiony jest w następnym rozdziale.

$R_s = 5400$  mm  $b_s = 1298$  mm  
 $L_1 = 2506$  mm  $B_s = 1612$  mm

Wyznaczamy  $A$  idąc wzdłuż linii 1 na wykresie rys. 4.2a:  $A = 4140$  mm.  $L_3$  można wyznaczyć powiększając zwis tylny, wynoszący 1062 mm, o minimalny odstęp osi kuli haka od zderzaka tylnego wg rys. 2.2, tzn. o 65 mm, stąd  $L_3 = 1127$  mm.

Na wykresie z rys. 4.2b dla założonego  $L_4 = 1500$  mm idąc wzdłuż linii 1 odczytujemy  $\Delta B = 150$  mm, stąd:

$B_p = B_s - 2 \cdot \Delta B = 1312$  mm

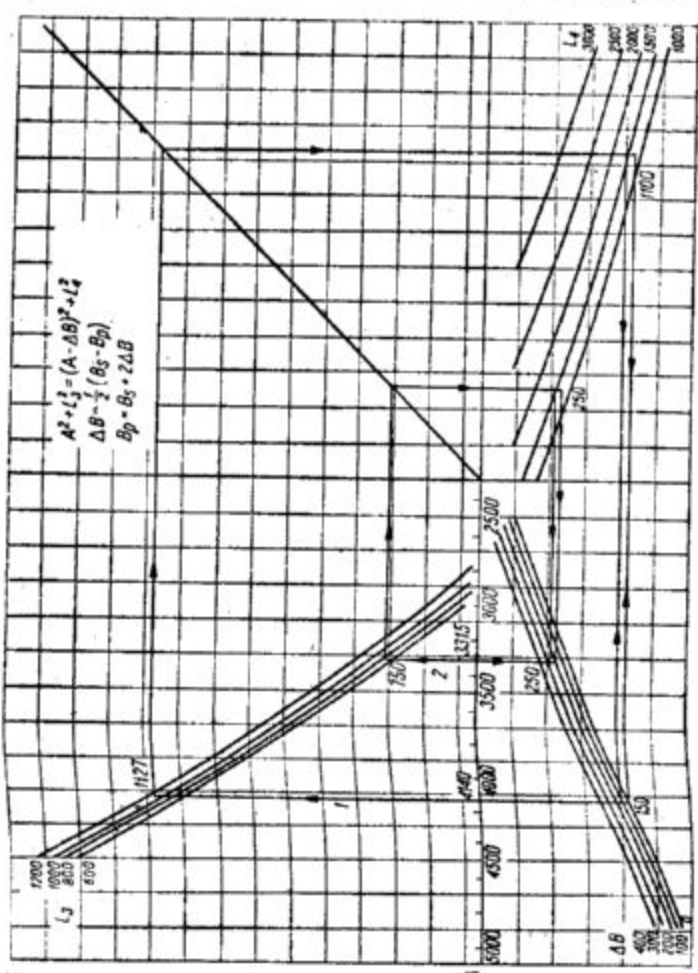
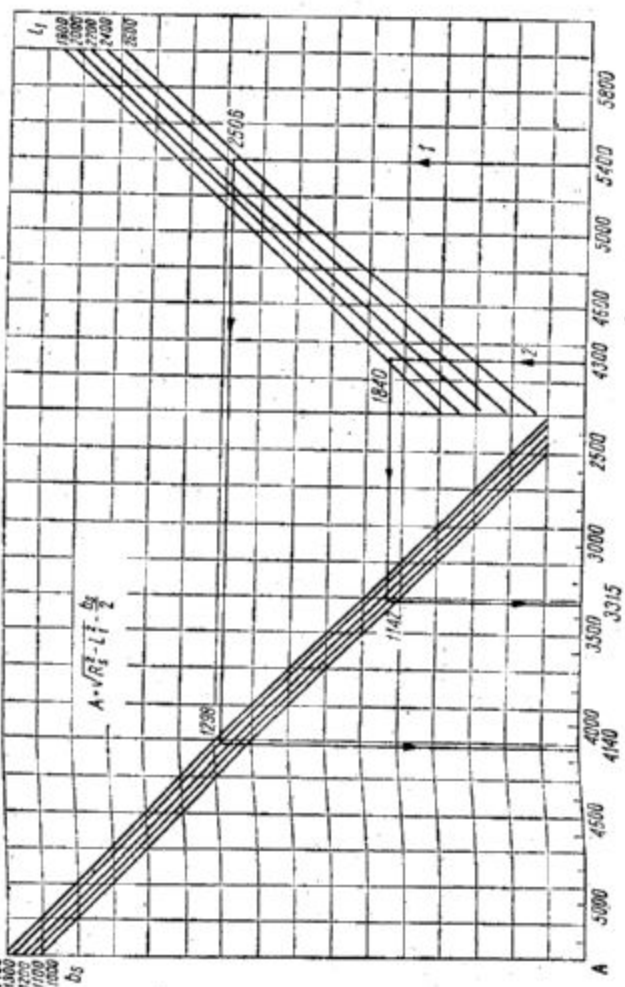
Przy  $L_4 = 1100$  mm,  $\Delta B = 0$ , to znaczy  $B_p = B_s$ . Tak mały wysięg dyszla nie jest możliwy ze względu na skręt przyczepy. Na podstawie przykładu 1 doboru ogumienia podanego w rozdziale 5.3.2 można przyjąć dla dopuszczalnej masy przyczepy 500 kg koła z ogumieniem 135 R12 o szerokości 137 mm i promieniu statycznym 236 mm. Przy umieszczeniu skrzyni ładunkowej, dla zwiększenia stateczności przyczepy (jak na rys. 3.9, 5.20), między jej kołami i założeniu najmniejszego luzu między oponami i skrzynią ładunkową 50 mm można wyznaczyć szerokość skrzyni ładunkowej i rozstaw kół:

$b_n = 1312 - 2 \cdot 137 - 2 \cdot 50 = 920$  mm  
 $b = 1312 - 137 = 1175$  mm

Przyjmując długość skrzyni 1200 mm (700 mm przed osią i 500 mm za osią, ze względu na przeciwny nacisk  $N$  na hak) oraz jej wysokość 500 mm, otrzymujemy objętość skrzyni 525 dcm<sup>3</sup>. Długość sprzęgowa  $L_s = 1500 + 500 = 2000$  mm. Masę własną tej przyczepy można w przybliżeniu ocenić na 140 kg, a ładowność na 360 kg.

Przykład 2 doboru wymiarów przyczepy bez hamulców przeznaczony do samochołu PF 126p.

Rys. 4.2. Zależności między promieniem skrzętu i wymiarami samochołu oraz przyczepy na łuku  
 $a$  — dla wyznaczenia wielkości  $OO_2 = A$ ,  
 $b$  — dla wyznaczenia  $\Delta B$  i  $B_p$  przy założonym  $L_4$  (lub odwrotnie)



# 5 Konstrukcja przyczep, stosowane materiały

## Konstrukcja nośna, rama, szkielet

### 1. Konstrukcja

konstrukcję nośną przyczepy bagażowej stają zazwyczaj sztywne rama obejmująca obciążeniową od skrzyni ładunkowej z bagażem i przyczepiająca je na koła przez elementy zawieszenia na zaczepek. Samonośne nadwozia przyczep, w których funkcję konstrukcji nośnej pełni skrzynia ładunkowa, nie są stosowane. W przypadku przyczep, nie odcinanych ścian skrzyni, one współpracują z ramą, zwiększając jej sztywność i wytrzymałość.

Konstrukcja ramy zależy od przeznaczenia przyczepy i musi być dostosowana do zawieszania przyczepy (rozdz. 5.2).

W przypadku podwozia uniwersalnego, przyczepa ze stałym pomostem lub ze skrzynią ładunkową, rama powinna być płaska. W przyczepach skrzyni ładunkowej, służących do przewożenia kajaków, motocykli, rowerów lub innych rodzajów ładunków rama musi być dostosowana do kształtów i wymiarów ładunku. Rama może być ramą przestrzenną, co sprzyja sztywności i wytrzymałości przy dużych rozmiarach przyczepy.

Przykłady konstrukcji ram płaskich dostosowanych do różnych typów zawieszania przedstawiono na rys. 5.1, 5.2, 5.3 i 5.4.

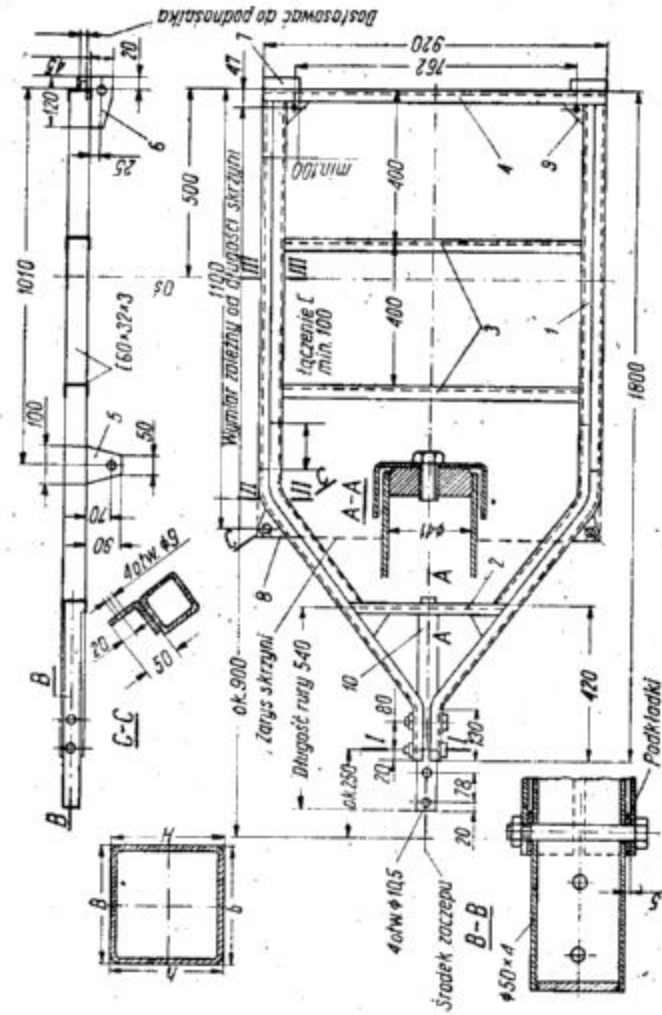
Na rys. 5.1 pokazana jest rama, która może być stosowana do przyczepy ze skrzynią ładunkową.

kową o wymiarach dobranych w przykładzie 1 w rozdz. 4.2, z zawieszeniem na dwóch podłużnych resorach piórowych, przeznaczonych do samochołów typu PF 125p. Rama wykonana jest z ceownika o wymiarach  $60 \times 32 \times 3$  giętego z blachy.

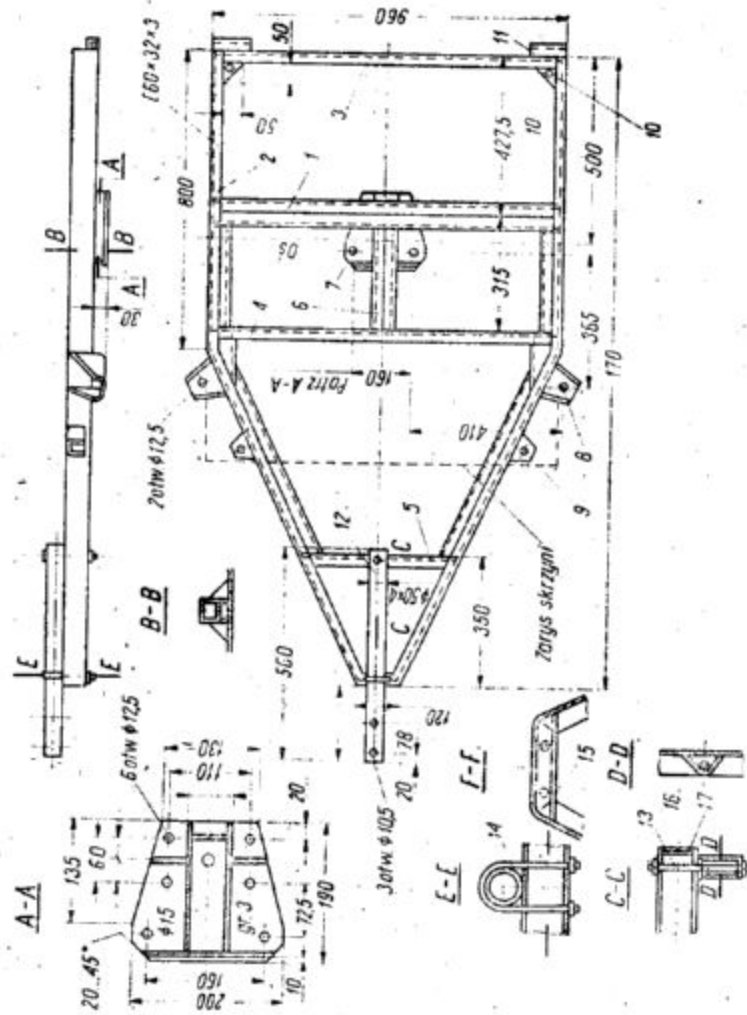
Zasadniczymi elementami są dwie gięte podłużnice 1, które na najbardziej obciążonych odcinkach mają przekrój zamknięty, prostokątny i połączone są czterema poprzeczkami 2, 3, 4. Do podłużnic przyspawane są przednie 5 i tylne 6 wsporniki resorów. Tylne poprzeczka ma dwa gniazda do podnośnika 7 przydatne przy wymianie koła przyczepy. Wymiary wewnętrzne gniazd powinny być dostosowane do podnośnika samochołu holującego przyczepę. Do ramy przyspawane są cztery wsporniki mocowania skrzyni ładunkowej 8, 9.

Dyszel przyczepy 10 wykonany z rury o średnicy zewnętrznej 50 mm i grubości 4 mm mocowany jest do ramy za pomocą trzech śrub. Taka konstrukcja dyszla umożliwia łatwą jego wymianę w razie potrzeby zmiany jego długości lub kształtu, np. przy dostosowaniu przyczepy do innego samochołu holującego. Zamiast prostego dyszla można zastosować dyszel odgięty ku górze o kształcie pokazanym przykładowo na rys. 1.5. Rama jest konstrukcją spawaną. Zamknięty przekrój podłużnic zapewnia dużą sztywność i wytrzymałość konstrukcji. Przekrój ten uzyskany jest przez zesparanie spoiną przerywaną, dla zmniejszenia

Rys. 5.1. Rama przyczepy z zawieszeniem na wzdłużnych resorach piórowych i sztywną osią do zawieszenia wg rys. 5.8 (wymiary wsporników 5 i 6); w przypadku skrzyni ładunkowej wg rys. 5.63 nie stosować cz. 7



Rys. 5.2. Rama przyczepy z zawieszeniem na resorze poprzecznym i wahaczach skośnych do zawieszenia wg rys. 5.11; w przypadku skrzyni ładunkowej wg rys. 5.63 nie stosować cz. 11



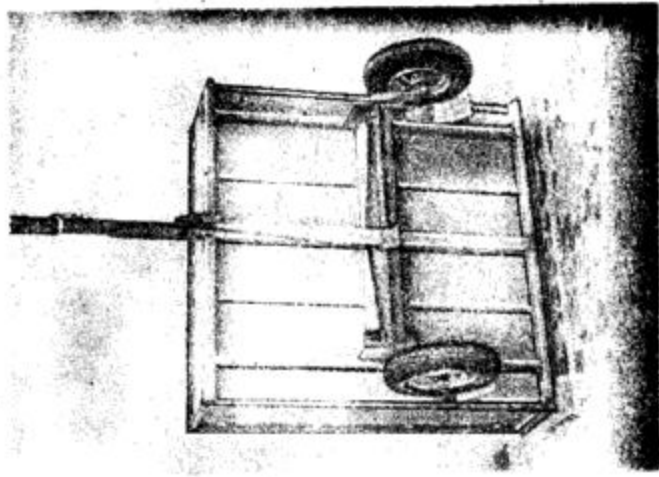


ilości spawania, półek dwóch ceowników. Przed spawaniem ceowniki powinny być zagięte dla uzyskania zamierzonego kształtu podłużnic. Gięcie podłużnic po utworzeniu przekroju zamkniętego jest bardzo utrudnione. Podłużnice mogą być spawane z kilku krótszych odcinków ceownika. Miejsca łączenia odcinków ceowników w sąsiednich pasach muszą być oddalone od siebie co najmniej o 100 mm dla uniknięcia koncentracji naprężeń po spawaniu.

■ Na rys. 5.2 przedstawiono ramę o tym samym przeznaczeniu, co rama z rys. 5.1, lecz dostosowaną do zawieszenia na poprzecznym resorze piórowym i skośnych wahaczach. Odpowiedzialnym elementem tej ramy jest środkowa poprzeczka 1 o przekroju zamkniętym, pod którą mocowany jest resor, przenosząca obciążenie od niemal całej masy przyczepy. Gięte podłużnice 2 przenoszą obciążenie na dyszel i podobnie, jak w ramie wg rys. 5.1 mają na części długości przekroj zamknięty. Dodatkowa poprzeczka 6 wzmacnia ramę w części środkowej. Płyta z blachy 7 oraz wsporniki 8 służą do mocowania przegubów wahaczy. Do wsporników 9, 10 mocowana jest skrzynia ładunkowa. Do poprzeczki tylnej 3 spawane są gniazda do podnośnika 11. Dyszel 12 jest wygięty, podobnie jak dyszel z rys. 5.1. Ze względu na to, że zastosowany typ zawieszenia powoduje korzystne obniżenie przyczepy, dyszel jest nakładany na ramę dla uzyskania wzniosu zaczepu w granicach przewidzianych normami (rozdz. 2). Dyszel mocowany jest za pomocą śrub 13, 14, a elementy ramy i kołce dyszla w miejscach ścisłanych są wzmacnione wkładkami z blachy 15, 16, 17 spawanych do zasadniczych elementów. Technologia wykonania ramy jest taka sama, jak dla ramy z rys. 5.1.

■ W obu omówionych przykładach ram ważne jest uzyskanie płaskich górnych krawędzi, dla prawidłowej współpracy ze skrzynią ładunkową. Można to uzyskać stosując odpowiednią technikę spawania, polegającą na wstępnym „sczepieniu” elementów spoinami punktowymi przed ostatecznym zesparaniem. Stosując przy spawaniu spoiny przerywane, których obecność nie obniża wytrzymałości ramy w stosunku do konstrukcji ze spoinami ciągłymi, zmniejsza się pracochłonność oraz możliwość nadmiernego przegrzania blachy. Przegrzanie blach obniża wytrzymałość zmęczeniową ramy. Celowe jest również spawanie w pierwszej kolejności podzespołów np. obu półówek (ceowników) poprzeczki środkowej 1 ramy wg rys. 5.2 i ewentualne ich prostowanie przed spawaniem ramy w całość.

■ Rama przedstawiona na rys. 5.3 jest przykładem bardzo uproszczonej konstrukcji, która może być użyta do przyczepy o wymiarach dobranych



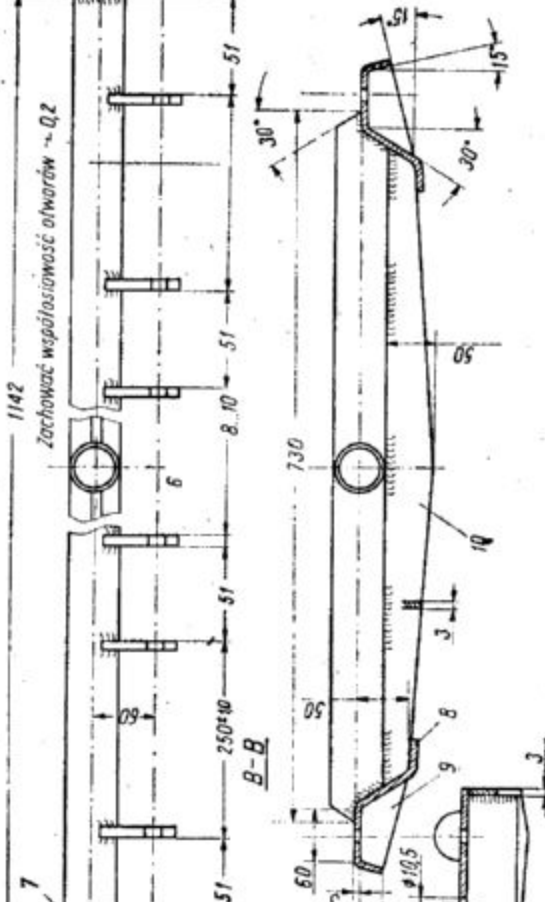
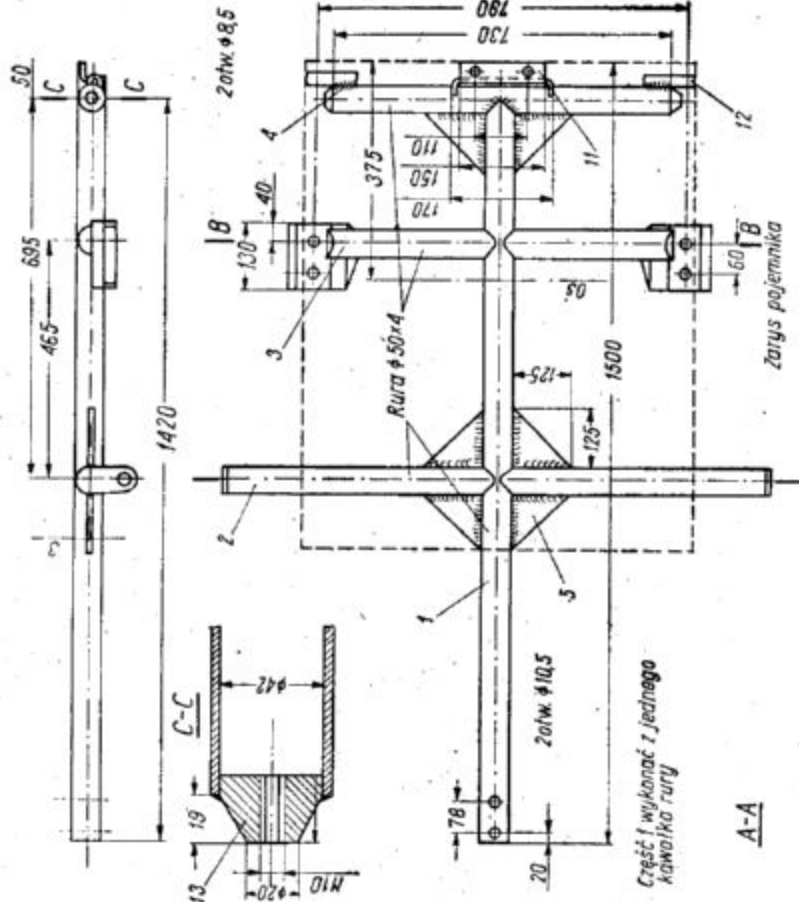
Rys. 5.4. Przyczepa z ramą płaską o konstrukcji krzyżowej i zawieszeniem na wahaczach podłużnych

w przykładzie 2 w rozdz. 4.2. Rama może współpracować ze skrzynią w postaci pojemnika i zawieszonymi kół na podłużnych wahaczach i sprężynach spiralnych.

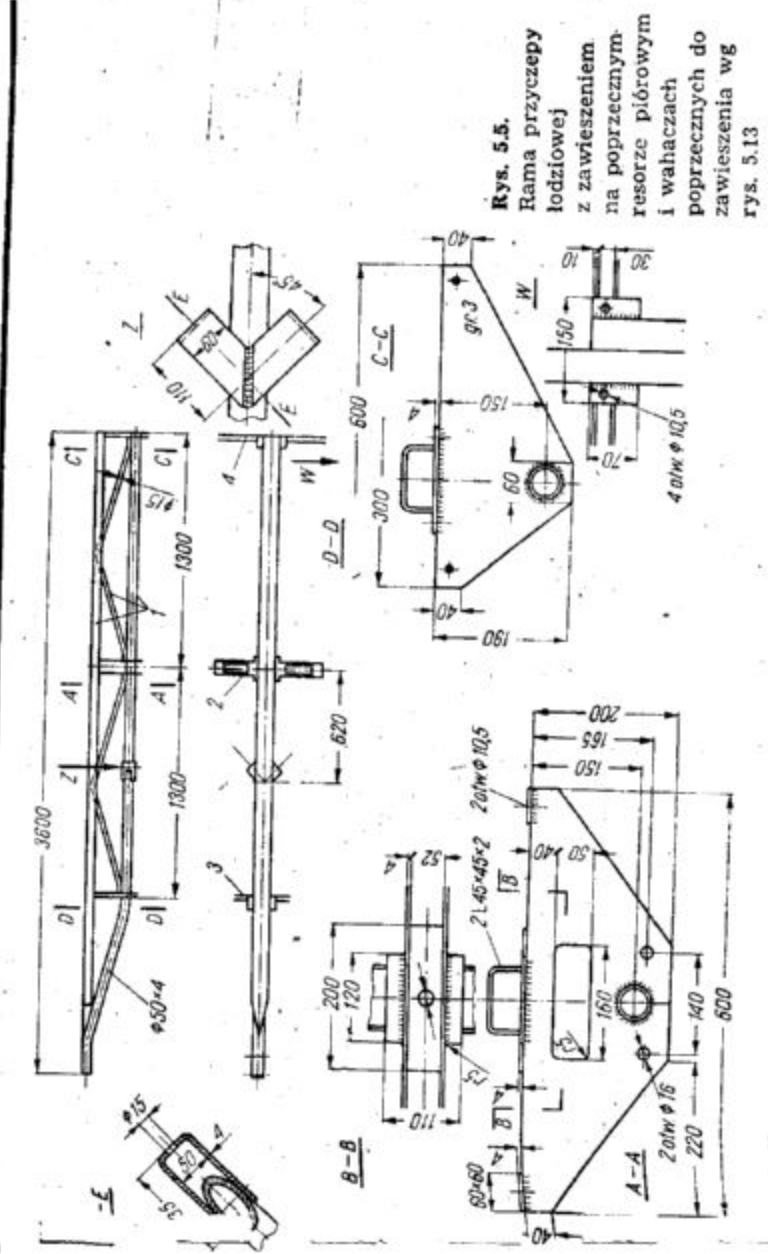
■ Zasadniczymi elementami ramy jest centralna rura 1 i trzy rurowe poprzeczki 2, 3, 4. Poprzeczka przednia 2 służy do mocowania wahaczy. Poprzeczka środkowa 3 stanowi oparcie dla sprężyn zawieszenia i zderzaków gumowych mocowanych pod końcami poprzeczki 8, 9. Poprzeczka tylna 4 służy do mocowania amortyzatorów, jest zaopatrzona także we wspornik 11 do tylnego mocowania skrzyni ładunkowej oraz gniazda podnośnika 12.

■ Konstrukcja ramy jest wzmocniona w miejscach najbardziej obciążonych dodatkowymi blachami 5, 10. Ucha 6, 7 służą do mocowania wahaczy, ich otwory powinny być wzajemnie współosiowe.

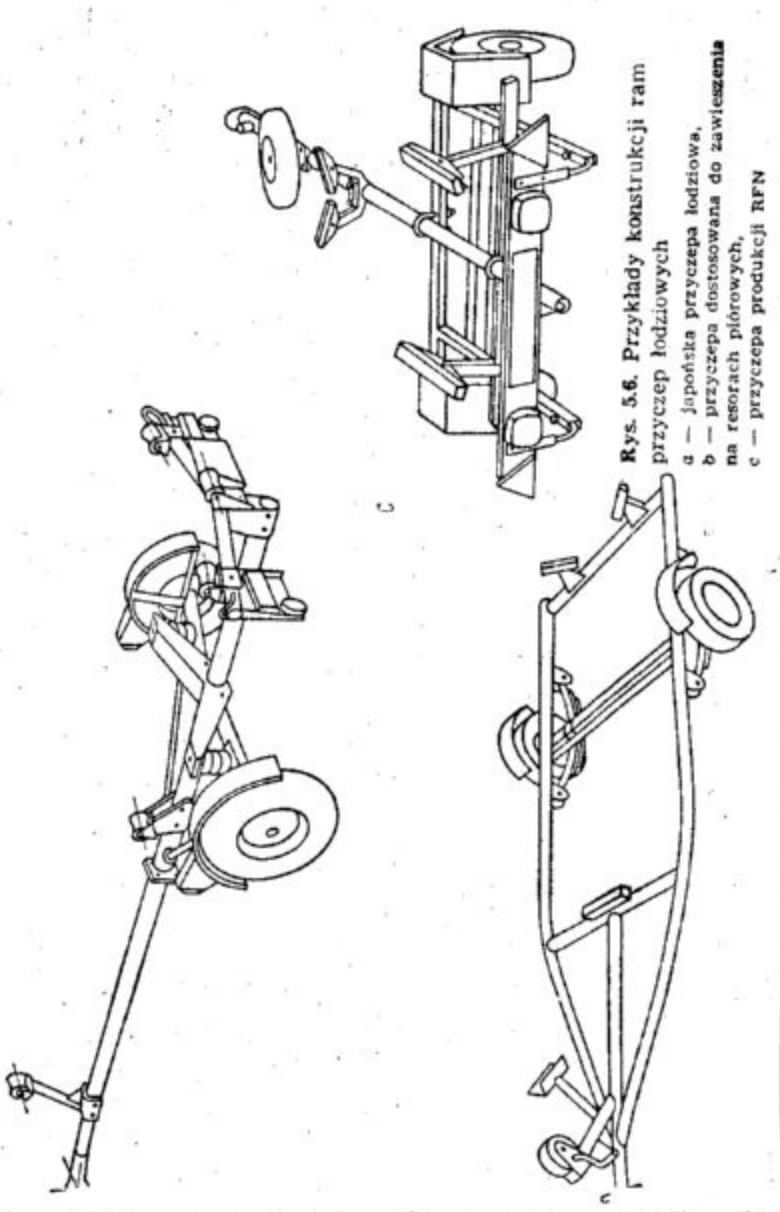
■ Na rys. 5.5 przedstawiony jest przykład ramy przestrzennej stanowiącej szkielet przyczepy do przewoźnika o długości do 5 m, szerokości do 1,75 m i masie do 250 kg. Rama składa się z kratownicy 1 stanowiącej centralną podłużnicę i trzech poprzeczek 2, 3, 4. Pas górny kratownicy stanowi ceownik, który może być wykonany z



Rys. 5.3. Rama przyczepy z zawieszeniem na wahaczach podłużnych i sprężynach spiralnych, z amortyzatorami do zawieszenia wg rys. 5.19



Rys. 5.5.  
Rama przyczepy  
łodziowej  
z zawieszaniem  
na poprzecznym  
resorze piórowym  
i wahaczach  
poprzecznych do  
zawieszenia wg  
rys. 5.13



Rys. 5.6. Przykłady konstrukcji ram  
przyczep łodziowych  
a — japońska przyczepa łodziowa,  
b — przyczepa dostosowana do zawieszania  
na resorach piórowych,  
c — przyczepa produkcji RFN

dwóch kątowników  $45 \times 45 \times 2$  giętych z blachy, połączonych spoiną przerywaną. Ceownik ten usytuowany poziomo nadaje ramie wystarczającą sztywność w płaszczyźnie poziomej. Pas dolny stanowi rura o wymiarach  $50 \times 4$  mm (jak w poprzednich przykładach), przechodząca przez otwory w poprzeczkach, zagięta ku górze w części przedniej i dostosowana do mocowania zaczepu. Uzupelnienie kratownicy stanowią gięte pręty o średnicy 15 mm. Rama może przenosić znaczne obciążenia pionowe, działające na końcowe poprzeczki 3 i 4, gdy łożdź wspiera się tylko na tych poprzeczkach.

Rama dostosowana jest do zawieszenia na poprzecznym resorze piórowym i wahaczach poprzecznych ze skośnymi dźwignami reakcyjnymi. Zapewnia to konstrukcja środkowej poprzeczki, która składa się z dwóch płyt z blachy o grubości 4 mm, pomiędzy którymi mocowane są wahacze i resort. Pozostałe poprzeczki mają podobny kształt, mogą być jednak wykonane z cieńszej blachy.

Dodatkowymi elementami szkieletu są odejmowane podpory kadłuba (patrz rys. 5.13), które mogą być dostosowane do różnych łodzi. Kadłub łodzi wspiera się na podporze przedniej i tylnej. Ich końce zaopatrzone są w ucha do mocowania łożdi. Podpora środkowa służy do ochrony kadłuba przed uszkodzeniami przez krawędzie elementów ramy przy nakładaniu i zdejmowaniu łożdi. Końce podpory środkowej służą do mocowania amortyzatorów końcowych ze względu na przeciwdziałanie drganiom poprzecznym przyczepy (rozdz. 3.3). Podpory pokazane na rys. 5.13 dostosowane są do skośnodennego kształtu kadłuba łodzi i wykonane z odcinków rury z nałożonymi na nie ochroniaczami w postaci miękkich „rękawów”. Ochroniacze mogą być wykonane na przykład z miękkiej płyty gumowej owiniętej dokoła podpór i ostioniętej pokrowcem z płótna, dermy lub innego materiału.

Opisana konstrukcja szkieletu przyczepy umożliwia w praktyce łatwy załadunek ciężkiej łożdi z wody przez jednego człowieka. Należy w tym celu wjechać przyczepą do wody na głębokość pozwalającą na „napłynięcie” łożdi na podpory. Dla miedzowej łożdi zagłowej lub motorówki, do których może być użyta przyczepa, głębokość ta wynosi ok. 75 cm.

Inne przykłady konstrukcji ram przyczep łodziowych przedstawiono na rys. 5.6a, b, c. Na rys. 5.6a pokazana jest japońska przyczepa łożdźowa o nośności 300 kg, masie własnej 90 kg, długości 4,12 m, szerokości 1,65 m i rozstawie kół 1,45 m. Rama tej przyczepy ma bardzo lekką konstrukcję. Jej głównym elementem jest centralna rura o dużej sztywności. Przyczepa zawieszona



Rys. 5.7. Przyczepa łodziowa n-300 produkcji polskiej

jest na wahaczach poprzecznych ze skośnymi dźwignami reakcyjnymi i ściskanych resorach gumowych. Kadłub łodzi wspiera się na rolkach gumowych mocowanych do tylnej poprzeczki i rury centralnej przed poprzeczką środkową. W przedniej części rami zamocowana jest podpora dziobnicy kadłuba łożdi ustalająca kadłub wzdłużnie. Rama tej przyczepy ma bardzo mało spoin, wiele elementów mocowanych jest śrubami. Rys. 5.6b przedstawia przyczepę łożdźową z ramą o dwóch zakrzywionych rurowych podłużnicach, dostosowaną do zawieszenia na resorach piórowych, ze sztywną osią. Przyczepa wyposażona jest we wciągarkę ułatwiającą załadunek łożdi. Na rys. 5.6c pokazana jest przyczepa produkcji RFN o konstrukcji rami nie mającej prawie wcale spoin. Elementy rami łączone są za pomocą śrub lub strzemion. Tylna poprzeczka służąca do mocowania świateł i tablicy rejestracyjnej może być mocowana (za pomocą dwóch wzdłużnych prowadnic) w różnych odległościach od osi przyczepy, zależnie od długości łożdi. Rama dostosowana jest do zawieszenia na wahaczach podłużnych i elementach gumowych pracujących na ścinanie. Nośność przyczepy wynosi 350 kg, masa własna 100 kg, długość od 400 do 542 cm, szerokość 143 cm, ogumienie  $4,00 \times 8$ . Przyczepa ma koło zapasowe mocowane w przedniej części rami. Opisana konstrukcja jest podobna do przyczepy n-300 produkcji Predom — Prespol w Niewiadowie, przedstawionej na rys. 5.7.

Podstawowymi materiałami stosowanymi do budowy ram i szkieletów przyczep są rury i kształtowniki stalowe. Dla ułatwienia zaprojektowania przez indywidualnego budowniczego rami w tabl. 5.1 podano wymiary niektórych rur i



tałtowników giętych z blachy, zgodne z Pol-  
mi Normami.  
Zakres średnic i grubości ścianki oraz sto-  
żanych materiałów rur stalowych bez szwu pre-  
cyjnych wg PN-73/H-74240 zawarty jest w ob-  
rach objętych w tabl. 5.1 liniami ciągłymi. Za-  
s tych samych danych dla rur stalowych ze  
sem precyzyjnych wg PN-73/H-74243 zawiera  
w obszarze objętym liniami przerywanymi.

siory niektórych rur i kształtowników giętych z blachy zgodnie z PN Tablica 5.1

Rury średnica zewnętrzna, mm	Grubość ścianki, mm									
	1,8	1,2	1,5	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,0 do 6,0 co 0,5
32										
35										
36										
38										
40										
42										
45										
48										
50										
56										
63										
70										
80										

Materiał Re, kg/mm<sup>2</sup>

R35

R45

R55

18G2A

10BX

513S

24

26

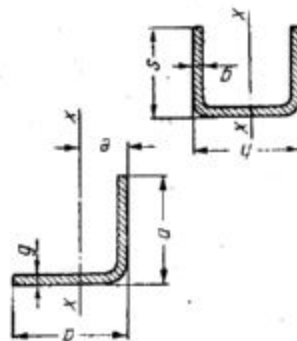
29

37

21

24

g	j	e	r	W <sub>x</sub>
1	2	0,57	0,73	0,20
1	3	0,82	1,04	0,28
1	2	0,73	0,93	0,32
1	3	0,05	0,77	0,45
1	2	0,88	0,85	0,46
1	3	1,29	0,90	0,67
1	2	1,04	0,97	0,64
1	3	1,52	1,02	0,93
1	2	1,20	1,10	0,84
1	3	1,76	1,14	1,22
1	2	1,35	1,22	1,07
1	3	1,99	1,27	1,56
1	2	1,51	1,35	1,33
1	3	2,23	1,39	1,93
1	4	2,91	1,45	2,53
1	3	2,68	1,65	2,93
1	4	3,51	1,71	3,70



h	s	g	j	r	W <sub>x</sub>
30	27	3	1,68	2,15	1,96
35	20	3	1,48	1,88	1,82
40	15	2	0,97	1,23	1,31
45	16	4	3,08	3,93	5,30
50	32	2	1,67	2,13	3,43
60	32	3	2,67	3,40	6,10

e — odległość w cm od osi obojętnej x — x, względem której wyznaczony jest wskaźnik W<sub>x</sub>.

f — pole przekroju kształtownika, cm<sup>2</sup>, W<sub>x</sub> — wskaźnik wytrzymałości na zginanie, cm<sup>3</sup>.

### 5.1.2. Obliczenia

■ Dla oceny wytrzymałości ramy przyczepy ce-  
lowe jest sprawdzenie naprężeń w jej najbardziej  
obciążonych przekrojach. W przybliżonych obli-  
czeniach można traktować ramę jako zespół prę-  
tów poddanych zginaniu.

■ Podstawowe zależności między siłą prostopa-  
dłą do osi pręta P, długością pręta l, wskaźni-  
kiem W<sub>x</sub> i naprężeniem σ podane są poniżej. Dla  
siły przyłożonej na końcu jednostronnie podpar-  
tego pręta (np. dyszel):

$$\sigma = \frac{P \cdot l}{W_x} \quad (5.1)$$

Dla siły w środku długości dwustronnie podpar-  
tego pręta:

$$\sigma = \frac{P \cdot l}{4 \cdot W_x} \quad (5.2)$$

Wskaźniki W<sub>x</sub> odczytane są w tabl. 5.1 lub obli-  
czone.

Dla przekroju okrągłego rury:

$$W_x = 0,1 \frac{d^4 - d_0^4}{d_x} \quad (5.3)$$

Dla przekroju prostokątnego rury (rys. 5.1):

$$W_x = \frac{BH^3 - bh^3}{6H} \quad (5.4)$$

Zakładając, że naprężenia od sił dynamicznych  
mogą być do 5 razy większe od naprężeń statycz-  
nych oraz że nie powinna być przy tym przekro-  
czona granica plastyczności R<sub>e</sub>, można ustalić wiel-  
kość dopuszczalnych naprężeń obliczeniowych:

$$\sigma < 0,2 \cdot R_e$$

### 5.2. Zawieszenie

■ Zawieszenie przyczepy ma za zadanie połącze-  
nie kół z ramą dla przejmowania sił w sposób  
zapewniający zmniejszenie przyspieszeń mas re-  
sorowanych.

■ Działanie zawieszenia powinno zapewniać sta-

■ Przykładem obliczenia naprężeń statycznych  
może być wyznaczenie ich w przekrojach ramy  
wg rys. 5.1. Przyjmując wielkość siły P = N =  
= 0,07 G<sub>p</sub> (rozdz. 2.2.2.1) można przy masie cał-  
kowitej przyczepy 500 kg i masie ładunku 360 kg  
(rozdz. 4.2 przykład 1) wyznaczyć naprężenia w  
przekroju I — I dyszla odległym o l = 25 cm  
od siły P, tzn. od środka zaczepu.

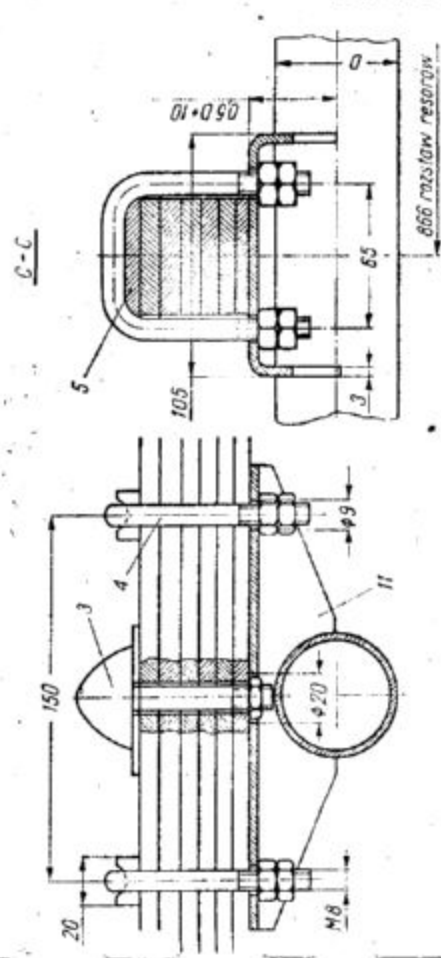
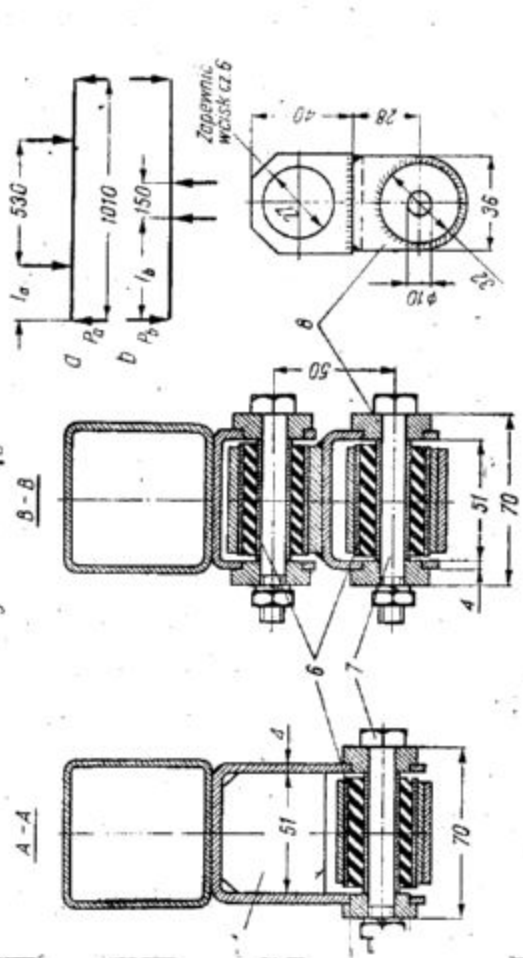
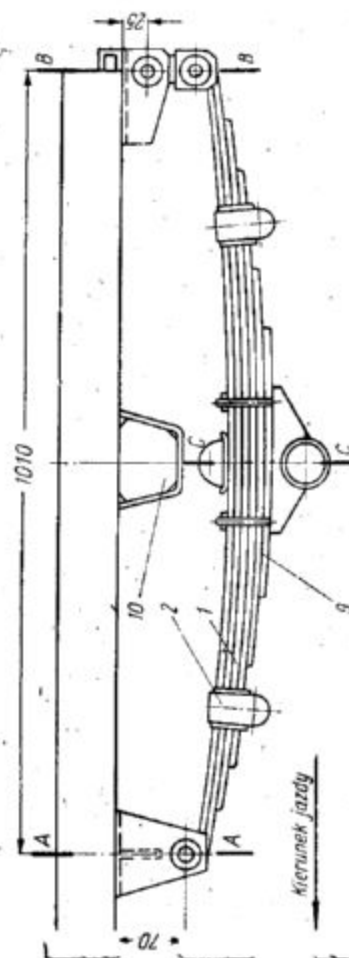
■ Dla ramy  $\phi 50 \times 4$  ( $d_z = 5$  cm,  $d_w = 4,2$  cm)  
naprężenia liczone bez uwzględnienia niewielkiego  
wpływu otworów na śrubę wynoszą 1,39 daN/mm<sup>2</sup>  
(kg/mm<sup>2</sup>). Naprężenia dopuszczalne nie są prze-  
kroczone nawet dla rury z materiału 10 BX  
(tabl. 5.1). Gdyby dyszel wykonany był na całej  
długości z samej rury, to w płaszczyźnie prze-  
kroju II — II odległej o 90 cm od siły P naprę-  
żenia wynosiłyby 5 daN/mm<sup>2</sup> (kg/mm<sup>2</sup>). Rura mu-  
siałaby być wykonana ze stali 18 G2A. Przy gor-  
szych materiałach dyszel mógłby być uszkodzony  
podczas jazdy; przypadki takie niestety występu-  
ją.

■ Oba przekroje II — II wg rys. 5.1 stanowią  
po dwa ceowniki o W<sub>x</sub> = 6,10 cm<sup>3</sup> (razem 24,4 cm<sup>3</sup>).  
Naprężenia obliczone z pominięciem wpływu skre-  
cania prętów, wynikającego z niepokrywania się  
siły P z płaszczyzną pionową zawierającą oś ce-  
owników, wynoszą 1,4 daN/mm<sup>2</sup> (kg/mm<sup>2</sup>); mo-  
żna uznać je za dopuszczalne.

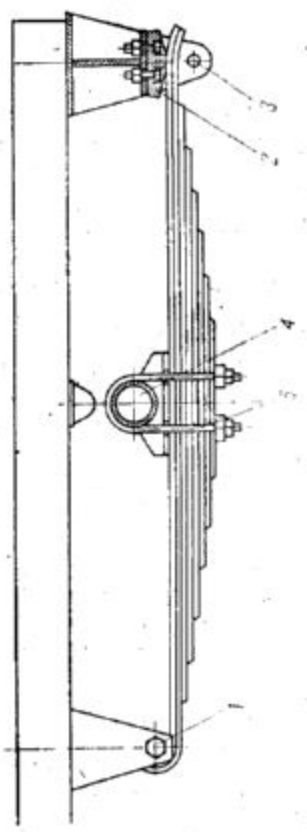
■ Naprężenia w przekroju III — III można wy-  
znaczyć przyjmując, że podłużnice są obciążone  
najbardziej niekorzystnie, tzn. ładunek skupiony  
jest nad osią. Długość l równa jest odległości  
podpor resoru 101 cm. Można pominąć bardzo  
niewielki wpływ masy własnej przyczepy rozło-  
żonej równomiernie na całej długości podłużnicy.  
Naprężenia wg wzoru (5.2) wynoszą 3,7 daN/mm<sup>2</sup>  
(kg/mm<sup>2</sup>). Są one dopuszczalne nawet dla ce-  
owników z najgorszej stali o R<sub>e</sub> = 20 daN/mm<sup>2</sup>  
(kg/mm<sup>2</sup>).

■ Przy doborze przekrojów podłużnic i poprze-  
czek ram należy dążyć do stosowania przekro-  
jów zamkniętych. Pozwalają one uzyskać lekkie  
konstrukcje.

bilne zachowanie się przyczepy w ruchu, z jak  
najlepszym wykorzystaniem przyczepności opon.  
Powyższe funkcje spełniają elementy sprężyste (re-  
sory) oraz prowadzące koła (osie, wahacze, drąż-  
ki reakcyjne). Tłumienie drgań odbywa się w ele-



Rys. 5.8. Zawieszenie na dwóch wzdłużnych resorach piórowych do ramy wg rys. 5.1



Rys. 5.9. Zawieszenie na wzdłużnych resorach mocowanych pod osią  
1 - silnik i śruba,  
2 - ślizgacz, 3 - śruba, 4 - oś,  
5 - strzemień

mentach sprężystych lub specjalnie do tego przeznaczonych amortyzatorach.

■ Ze względu na zmęczeniowy charakter pracy zawieszenie, które poddawane jest wielu milionom cykli obciążeń, powinno mieć konstrukcję należycie sprawdzoną w praktyce. Budowniczy przyczepy może wykorzystać elementy zawieszających samochodów przy obciążeniach nie przekraczających wielkości, do których są przeznaczone.

■ Konstrukcja zawieszenia powinna sprzyjać racjonalnemu wykorzystaniu przestrzeni między kołami przyczepy. Warunek ten spełniany jest przez zawieszenia tylnie samochodów. Kompletnie zawieszenie przednie na dwóch wahaczach poprzecznych nie nadaje się do przyczep.

■ W zawieszeniu na dwóch wzdłużnych resorach piórowych rolę elementów przejmuje siły pionowe i poziome odgrywają resory połączone sztywną osią. Przemieszczenia lewego i prawego koła oraz obciążenia resorów są od siebie wzajemnie uzależnione. Powoduje to, że drgania osi mają charakter poprzecznego kołysania, dynamiczne przyrosty obciążeń pionowych kół są większe niż w przypadkach stosowania innych typów zawieszających (niezależnych). Obniża to stabilność ruchu na złej drodze. Inną wadą jest znaczna masa resorów. Do zalet należy prostota konstrukcji, łatwość uzyskania prawidłowego wzajemnego położenia kół oraz możliwość wykonania elementów sprężystych przez warsztaty, które zajmują się naprawą resorów. Przykład zawieszania na dwóch resorach piórowych przedstawia rys. 5.8. Wykorzystano tu resory przednie i samochodu PF 126p z obejmami i wkładkami elastycznymi 2. Zderzak gumowy 3 ze śrubą M10 założony jest odwrotnie, jak w samochodzie. Nakrętka śruby zagłębiona jest w otworze  $\phi 20$  wspornika osi 11 dla ustalenia osi. Resor mocowany jest do wspornika osi za pomocą strzemienia 4 z drobnozwojowym gwintem M8 i nakrętek. Podkładki 5 chronią pióro główne resoru i strzemiona przed dużymi naciskami jednostkowymi.

■ W uchu resoru i wieszaka 8 wciśnięte są tuleje gumowo-metalowe 6 (silentbloki), śruby i nakrętki 7 są też z PF 126p. Wieszak resoru 8 komponuje zmiany odległości osi otworów w uchach resoru związane ze zmianami jego ugięcia. Do ramy przyspawany jest wspornik 10 ograniczający ze zderzakiem 3 dynamiczne przyrosty ugięcia resoru. Zawieszenie jest konstrukcją bezobsługową.

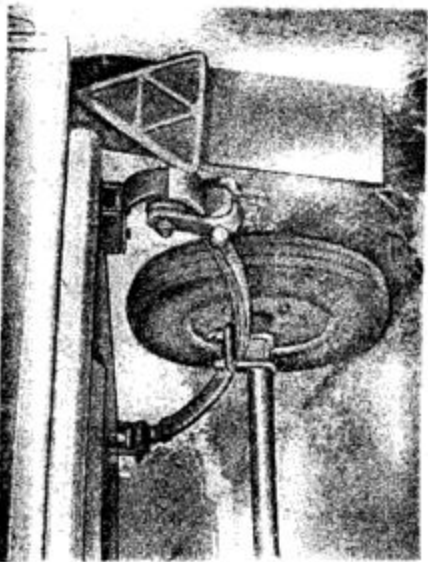
■ Dopuszczalne obciążenie każdego z resorów jest mniejsze niż w samochodzie PF 126p. Wynika to ze zmiany sposobu podparcia resorów według schematów z rys. 5.8. W samochodzie PF 126p odległość siły  $P_a$  działającej na ucho resoru wynosi ok.  $l_a = 240$  mm. W zawieszeniu przyczepy  $l_b = 430$  mm. Obciążenie statyczne  $P_a = 160$  daN (kg).

■ Ponieważ przy zastosowaniu resoru bez zmian liczba piór poddanych zginaniu jest jednakowa (5), to dla zachowania wielkości momentu zginającego resor można dopuścić wielkość siły  $P_b$  równą:

$$P_b = 160 \frac{240}{430} = 90 \text{ daN (kg)}$$

Oznacza to dopuszczalne obciążenie obu resorów masami resorowanymi o wielkości  $4 \times 90 = 360$  kg. Uwzględniając udział zaczepu w przenoszeniu obciążeń pionowych (ok. 35 kg) oraz udział mas nie resorowanych (koła, oś, resory, ramy ok. 40 kg) można określić masę całkowitą przyczepy z zawieszeniem według rys. 5.8 na ok. 435 kg. Dla osiągnięcia nośności resorów odpowiadającej wielkości masy całkowitej przyczepy do PF 126p wynoszącej 500 kg, jak w przykładzie 1 w rozdz. 4.2, resory należy wzmocnić. Siła działająca na ucho resoru musi wzrosnąć do ok. 106 daN(kg). Z dużym przybliżeniem można przyjąć, że siła obciążająca resor jest proporcjonalna do liczby piór. Należy dodać co najmniej jedno pióro 9, aby uzyskać pożądaną przyczepność. Po nieważ w samochodzie PF 126p ugięcie statyczne resoru wynosi 70 mm przy obciążeniu 160 kg





5.10. Zawieszenie na wzdłużnych resorach oowych

edną stronę i długości  $l_s = 240$  mm, można w bliżeniu ocenić ugięcie pod działaniem siły  $dN(kg)$  na jeden koniec resoru i długości 430 mm na ok. 85 mm. Oznacza to, że ugięcie resorów przy obciążeniu dwukrotnie mniejsze będzie w przybliżeniu dwukrotnie mniejsze ugięcie resorów samochodu. Obciążeniu statycznemu resoru tylnego PF 125p, wynoszącemu 175 kg (na resor) odpowiada ugięcie ok. 175 mm. Wzrost zawieszenia przy obciążeniu jest więc 1,5 raza wyższa niż sztywność zawieszenia samochodu. Z tego (3.29a) wynika, że okres drgań własnych resorowanych przy obciążeniu będzie 1,23 raza większy niż w samochodzie.

Zgodnie z tym, co powiedziano w rozdz. 3.4, własne drgań własnych mas resorowanych i wywołane od nierówności drogi wystąpi przy różnej prędkościach jazdy dla samochodu i dla resorów. Niedogodność ta wystąpi w praktyce na złych drogach; jej przyczyną jest brak sztywności resorów, jak w samochodzie. Długość resorów tylnych PF 125p wynosi 1300 mm, tj. o 300 mm więcej niż w przyrzecpie.

Drugi przykład zastosowania wzdłużnych resorów przedstawia rys. 5.9. Użyte tu resory mają tylko po jednym uchu łożyskowanym resorów tylnych PF 125p. Pozostałe końce resorów współpracują ze ślizgaczami 2 przykręconymi do wsporników 1.

Wielkość ta musi być ograniczona przez amortyzatory. Skok amortyzatorów wynikający z ugięcia statycznego zawieszenia wynosi ok.:

slugi polegającej na okresowym smarowaniu ślizgacza 2 smarem stałym.

■ Pokazany na rys. 5.9 sposób połączenia osi 4 z resorami za pomocą strzemiion 5 utrzymujących os nad resorami pozwala na obniżenie przyczepy, powoduje jednak równocześnie zmniejszenie przyczepy, który nie powinien być mniejszy niż w samochodzie holującym.

■ Omówiona wyżej konstrukcja pozwala na wykorzystanie w przyczepie np. resorów tylnych samochodu Syrena. Każdy z resorów tylnych Syreny może przenieść obciążenie statyczne ok. 515 kg przy ugięciu 132 mm. Dwa resory moga przenieść obciążenie przyczepy o masie ponad 1000 kg. Ponieważ w praktyce nie stosuje się przyczep o tak dużej masie, dla wykorzystania resoru należy zmniejszyć liczbę jego piór (porównując od najkrótszego). Jeśli z 8 piór, jakie ma resor, usunięte zostaną 3 krótkie pióra, to obciążenie statyczne resoru zmaleje do ok. 320 kg. Takie dwa resory mogą być wykorzystane do przyczepy o masie 700 kg np. do samochodu Wołga.

■ Trzeci przykład zawieszenia na resorach wzdłużnych przedstawia rys. 5.10. Trzypiórowe resory składane są z piór resorów samochodu Syrena. Tylny wspornik resoru, wieszak, tulejki gumowe i sworznie pochodzą z samochodu Syrena Bosto. Masa przyczepy wynosi ok. 350 kg.

■ W zawieszeniu na jednym poprzecznym resorze piórowym resor współpracuje z wahaczami poprzecznymi lub skośnymi. Powoduje to zmiany rozstawu kół przy zmianach ugięcia zawieszenia, co może zmniejszyć stabilność przyczepy. Resory poprzeczne są stosowane w samochodach przyczep, obciążenia zbliżone do połowy obciążenia wszystkich kół. Ułatwia to dobór resoru samochodowego do przyczepy.

■ Przykład zawieszenia na resorze poprzecznym przedstawia rys. 5.11. Wykorzystano tu zawieszenie tylne samochodu Trabant 601. Ponieważ obciążenie osi tylnej samochodu Trabant wynosi 520 kg, konstrukcja może być wykorzystana w przyczepie o masie 500 kg. Przykład przyczepy z zawieszeniem tylnym od samochodu Trabant przedstawia rys. 5.12. Zawieszenie wg rys. 5.11 ma resor 1 mocowany do ramy za pomocą czterech śrub M12 2 i dwóch flakadek 3, skośne wahacze 4 łożyskowane w gumie 5 i mocowane za pomocą śrub M12 6 do ramy. Do ramy zamocowane są zderzaki 7, a do wahaczy korpusy łożysk 8. Przy zastosowaniu także kół od samochodu Trabant istnieje możliwość wykorzystania łożyskowania kół. W przyczepie bez hamulców nie trzeba montować mechanizmów hamujących, lecz pozostawić bębny, które pełnią funkcję piast.

■ Usunięcie amortyzatorów, które nie są konieczne, pozwala na dobre wykorzystanie przyczepy między kołami. Poziom podłogi skrzyni ładunkowej jest niski przy znacznym prześwicie, co stanowi zaletę zawieszenia. Zastosowanie taśm odbojowych 10 z samochodu Trabant zabezpiecza przed zbyt dużym odchyleniem wahaczy w dół. Koła w zawieszeniu samochodu Trabant zmieniają kąt pochylecia, powoduje to zmniejszenie ich odległości od skrzyni przy dynamicznym ugięciu resorów. Minimalny luz przy obciążeniu statycznym powinien wynosić 70 mm.

■ Przykładem zastosowania resoru poprzecznego jest zawieszenie przyczepy łodziowej (rys. 5.13 i 5.14). Głównymi elementami zawieszenia wg rys. 5.13 są części z Syreny: resor przedni 1, strzemiona 2, tuleje gumowo-metalowe 4, sworznie 5, amortyzatory tylne 6 z kompletem części mocujących. Nowymi częściami są: wahacze 7 z czopami dostosowanymi do łożyskowania kół (rozdz. 5.3), łączniki resorów 8 i wsporniki mocowania błotników 9.

■ Resor przedni samochodu Syrena przenosi obciążenie statyczne 600 kg przy ugięciu 111 mm. Siła obciążająca ucho resoru działa w odległości 405 mm od mocowania resoru, długość wahacza wynosi 680 mm. Jeśli obciążenie resoru w przyczepie ma być równe jego obciążeniu w samochodzie, to masa resorowana przypadająca na oba koła nie może przekraczać wielkości:

$$600 \cdot \frac{405}{680} = 355 \text{ kg}$$

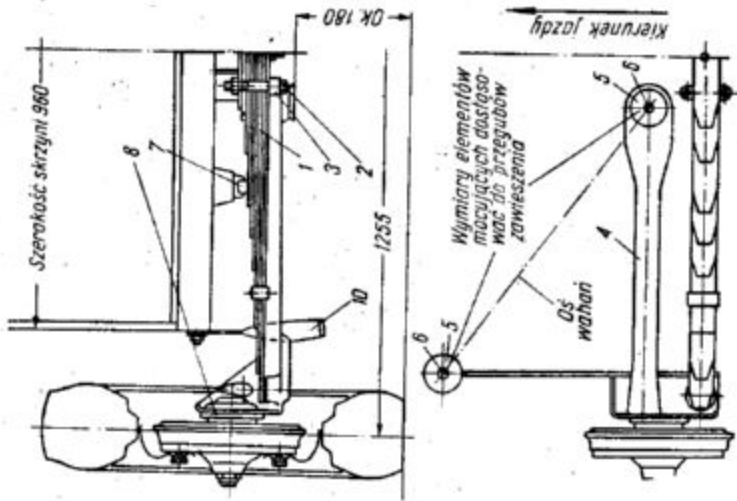
Uwzględniając masy nie resorowane (ok. 30 kg) oraz nacisk na dyszel (35 kg) można określić masę całkowitą przyczepy z zawieszeniem wg rys. 5.13 na ok. 420 kg. Pozwała to na przewóz łodzi o masie 250 kg. Zastosowanie amortyzatorów jest w opisanym zawieszeniu konieczne ze względu na wysokie położenie środka ciężkości (przewóz łodzi) oraz małą sztywność zawieszenia. Ugięcie pod obciążeniem statycznym wynosi:

$$111 \cdot \frac{680}{405} = 185 \text{ mm}$$

Wielkość ta musi być ograniczona przez amortyzatory. Skok amortyzatorów wynikający z ugięcia statycznego zawieszenia wynosi ok.:

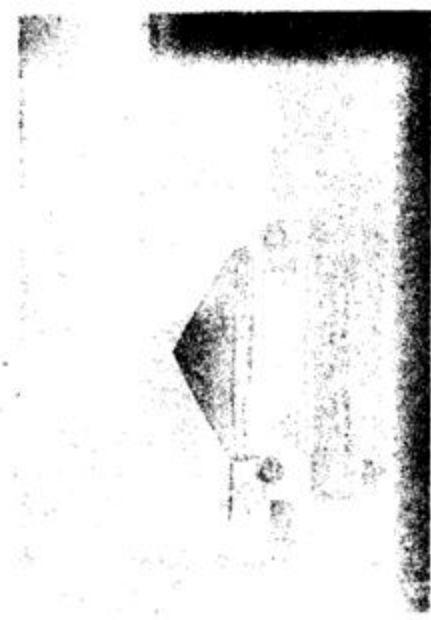
$$111 \cdot \frac{550}{405} = 150 \text{ mm}$$

Ponieważ całkowity skok amortyzatorów nie przekracza 170 mm, dla zwiększenia skoku dynamicznego

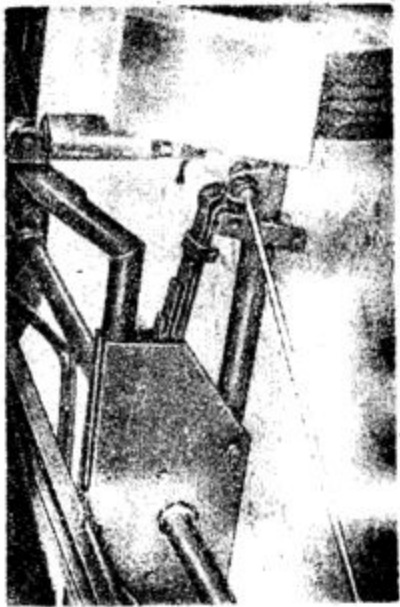


Rys. 5.11. Zawieszenia na poprzecznym resorze piórowym i wahaczach skośnych do ramy wg rys. 5.2

1 — resor, 2 — śruba M12, 3 — nakładka, 4 — skośny wahacz, 5 — łożyskowane wahacze w gumie, 6 — śruby mocujące wahacze do ramy, 7 — zderzaki, 8 — korpusy łożysk



Rys. 5.12. Przyczepa z zawieszeniem tylnym z samochodu Trabant 601 i oponą na stelażu



Rys. 5.14. Przyczepa z zawieszeniem na resorze i wahaczach poprzecznych



Rys. 5.15. Przyczepa z zawieszeniem na wahaczach poprzecznych i resorach gumowych

nego amortyzatorów do ok. 60 mm należy ich skok statyczny ograniczyć do 110 mm (montując je przy wstępnie ugiętych resorach). Nośność zawieszenia może być w łatwy sposób podwyższona o ok. 100 kg, jeśli zamiast amortyzatorów samochodowych zastosowane zostaną tylne amortyzatory motocyklowe (zaopatrzone w sprężyny).

W przypadku zastosowania innych amortyzatorów należy dostosować do ich skoku wymiary mocowania. Całkowity skok powinien być rozdzielony, tak aby ugięcie statyczne wynosiło nie więcej niż 60%, a ugięcie dynamiczne nie mniej niż 40% całkowitego skoku.

Do zawieszeń na wahaczach poprzecznych należą również zawieszenia, w których rolę elementów sprężystych odgrywiają ściskane resory gumowe, np. w przyczepie wg rys. 5.15. Zaletą resorów gumowych są ich małe wymiary, progresywna charakterystyka, wysoka trwałość (jeśli wykonane są z wysokogatunkowej gumy), odporność na korozję. Charakterystyczną cechą resorów gumowych są małe ugięcia przy dużych siłach ściskających. Powoduje to konieczność konstruowania zawieszeń z resorami gumowymi w taki sposób, aby siła ściskająca resor była większa od siły działającej na koło przyczepy. Przykładem takiej konstrukcji jest zawieszenie przedstawione na rys. 5.15 i 5.16a; schemat tego zawieszenia przedstawia rys. 5.16a. Siły działające w zawieszeniu uzależnione są od obciążenia koła  $G_k$  oraz wymiarów wahacza. Siła ściskająca resor gumowy wynosi:

$$P_r = G_k \frac{l_w}{l_r}$$

Siła obciążająca łożyskowanie wahacza wynosi:

$$R = G_k \frac{l_w - l_r}{l_r}$$

Produkowane w Polsce resory gumowe stosowane są jako resory dodatkowe w pojazdach ciężkich. Mają one kształt pokazany na rys. 5.17a; na rysunku tym podane są także ich podstawowe wielkości charakterystyczne oraz sposób mocowania. W zastosowaniu do przyczep resory gumowe mogą być jedynymi elementami sprężystymi, bez potrzeby stosowania innych resorów. Przykład charakterystyki resoru gumowego podano również na rys. 5.16a.

Przykład doboru wymiarów wahaczy przyczepy o masie 300 kg z zawieszeniem na resorach dwukulistych R2K-6/1. Rozstaw kół przyczepy  $b = 1200$  mm.

Zakładając udział mas nie resorowanych oraz siły przenoszonej przez zaczep łącznie 60 kg, otrzymujemy nacisk statyczny na koło:

$$G_k = \frac{300 - 60}{2} = 120 \text{ daN (kG)}$$

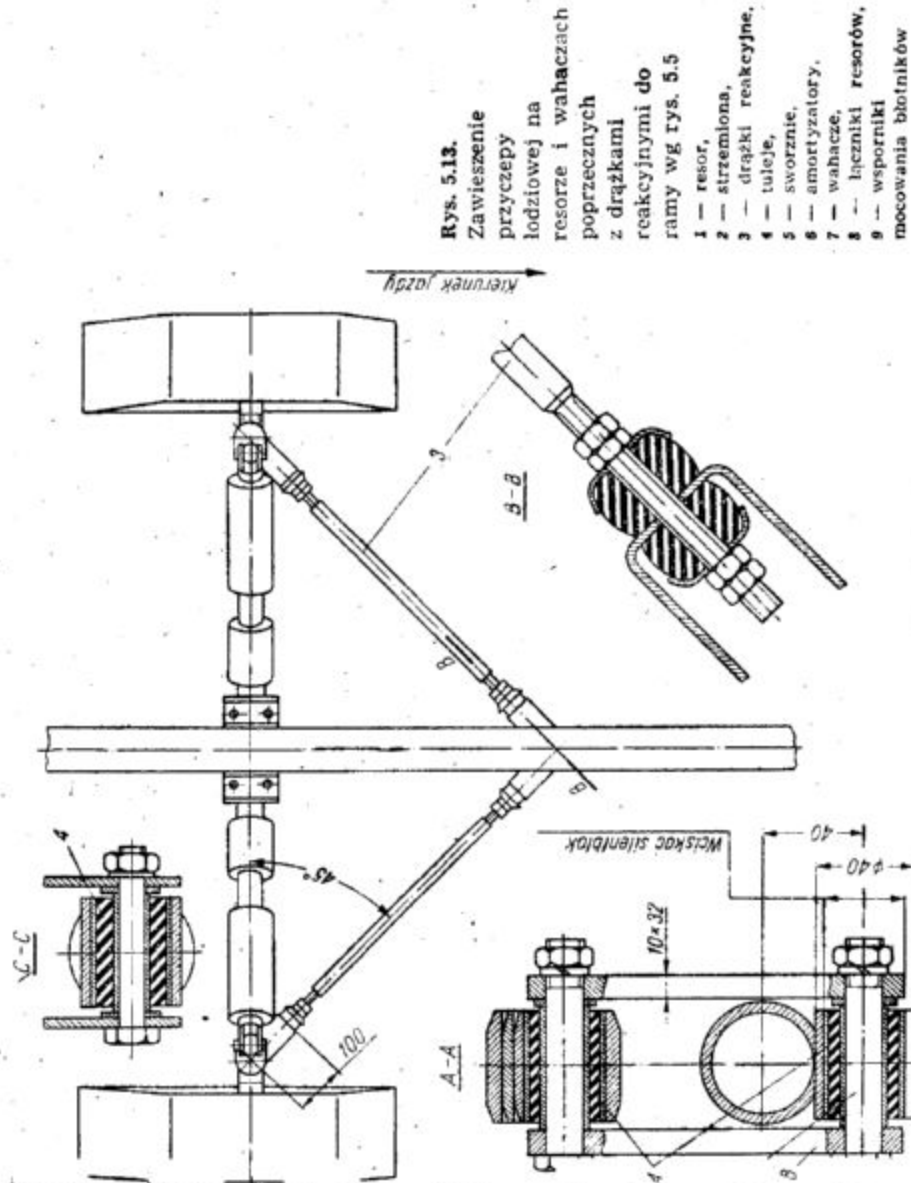
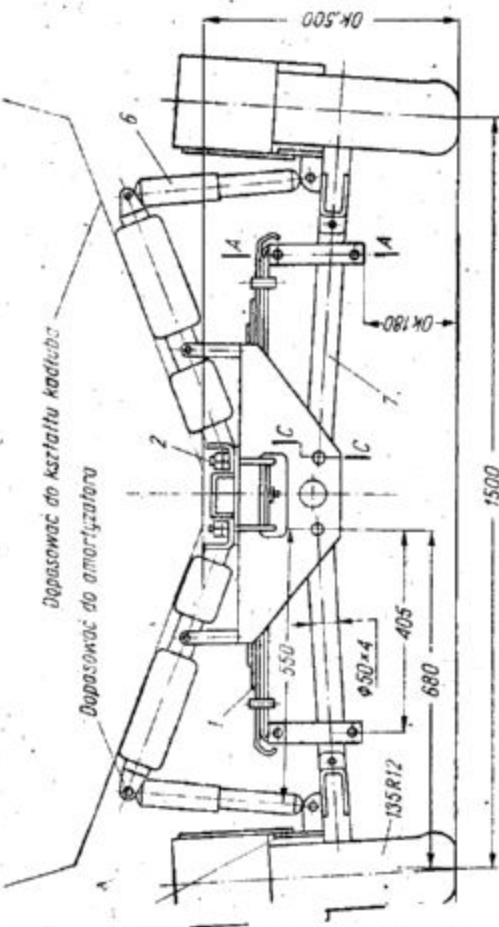
Ze względu na progresywną charakterystykę resoru gumowego, przyjmujemy ugięcie odpowiadające obciążeniu statycznemu większe niż dla resorów piórowych:

$$B_{stat} = 75\% \cdot B_{max} = 0,75 \cdot 60 = 45 \text{ mm}$$

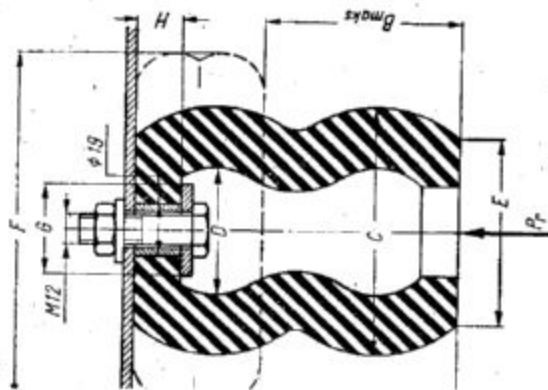
Siła obciążająca resor gumowy przy założonym ugięciu statycznym, z wykresu na rys. 5.16a wynosi dla schematu wg rys. 5.17a:

$$P_r = 0,3 \cdot P_{rmax} = 0,3 \cdot 600 = 180 \text{ daN (kG)}$$

Odległość resoru od osi wahacza, przy założeniu długości wahacza  $l_w = 550$  mm:

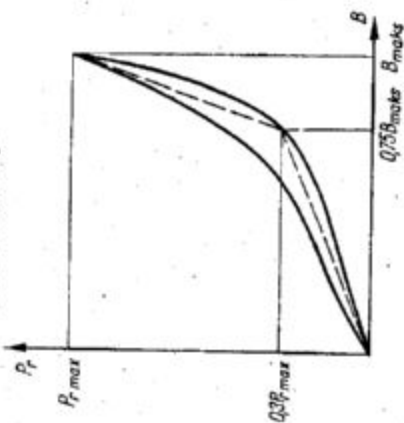






Gumowy resor dwukulisty  
wymiarów i zamocowanie

Uproszczona charakterystyka  
resoru dwukulistego



Rys. 5.16. Gumowe  
resory dwukuliste:

a — schemat  
i charakterystyka resoru  
dwukulistego.

Symbol resoru	R2K-6/1	R2K-15/1
Twardość gumy	65...70	55...60
Maksymalne obciążenie	600	1500
Wysokość	102	130
Maksymalne odształcenie	60	80
Średnica kuli zewnętrznej	70	102
Średnica kuli wewnętrznej	38	50
Średnica czoła	51	75
Maksymalna średnica zewnętrzna	85	140
Średnica podkładki	33	43
Wysokość tulejki	10	18

$$\frac{G_k}{P_r} = \frac{550}{180} = 365 \text{ mm}$$

statyczne zawieszenia w płaszczyźnie koła:

$$B_{stat} \frac{l_w}{l_r} = \frac{550}{365} = 68 \text{ mm}$$

nie dynamiczne koła odpowiadające obciążeniom maksymalnemu resoru:

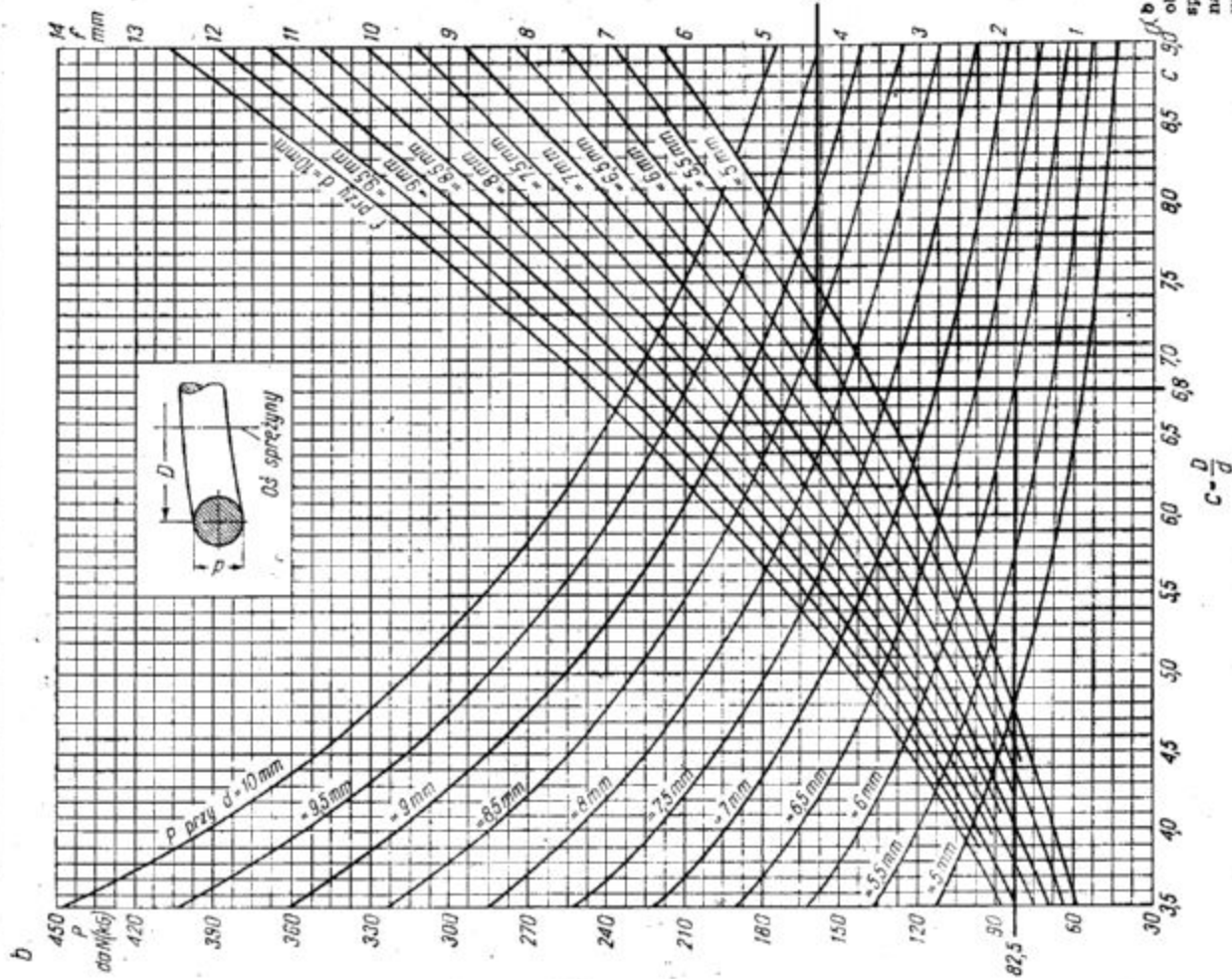
$$R_{stat} = 120 \frac{550 - 365}{365} = 61 \text{ daN (kG)}$$

oraz dynamiczny

$$R_{dyn} = 400 \frac{185}{365} = 202 \text{ daN (kG)}$$

■ Nacisk ten rozłożony na dwie tuleje gumowo-metalowe ma wielkość umiarkowaną, mniejszą niż naciski na tuleje resorów w zawieszaniach przednio omówionych, jednak ze względu na możliwość wystąpienia sił wzdłużnych F działających na koła i obciążających tuleje, łożyskowania wahacza statyczny:

$$R_{stat} = 120 \frac{550 - 365}{365} = 61 \text{ daN (kG)}$$



b — zależność dopuszczalnego obciążenia statycznego P sprężyny naciskowej i ugięcia na jeden zwój f od jej wymiarów d, D

haczy siłami zależnymi od stosunku wymiarów  $l_w$  i  $s$ , rozstaw tulei nie może być zbyt mały. Ja-ko najmniej rozstaw tulei należy przyjąć:

$$s > 0,3 \cdot l_w$$

■ Zamiast pojedynczych wahaczy można zastoso-wać również wahacze z drążkami reakcyjnymi (rys. 5.13). Przekrój wahacza leżącego w płaszczyź- nie osi resoru gumowego powinien być tak dobra-

ny, aby nie były przekraczane naprężenia zgina-  
jące od momentu siły  $G_k$  lub  $R$ . Można wyznaczyć  
naprężenia w przekroju A-A ze wzoru:

$$\sigma = \frac{G_k (l_v - l_r)}{W_x}$$

Dla obliczenia wskaźnika  $W_x$  należy wykorzystać  
wzory podane w rozdz. 5.1.

■ W przypadku użycia resorów gumowych i wa-  
haczy, jak w opisanym zawieszeniu, konieczne  
jest zastosowanie taśm lub linek ograniczających  
ruch odbicia. Konstrukcję taką pokazano na rys.  
5.17.

■ W przyczepach samochodów osobowych jest  
szeroko stosowane zawieszenie na wahaczach po-  
dłużnych. Przykłady takiego zawieszenia pokazano  
na rys. 5.17, 5.18 i 5.19. Zawieszenie przedstawione  
na rys. 5.17b może być zrealizowane z wykorzy-  
saniem resoru gumowego takiego samego typu,  
jak zawieszenie wg rys. 5.17a.

■ Przykład określenia dopuszczalnego obciąże-  
nia zawieszenia wg rys. 5.17b z zastosowaniem re-  
sorów dwukulistych R2K-15/1 wg rys. 5.16a.

■ Zakładając:

$$B_{stat} = 0,75 \cdot 80 = 60 \text{ mm}$$

i stosunek odległości  $l_p : l_r = 3$ , otrzymujemy ugię-  
cie statyczne zawieszenia (na końcu wahacza):

$$f_{stat} = 60 \cdot 3 = 180 \text{ mm}$$

Siła obciążająca resor gumowy 4 przy założonym  
ugięciu statycznym, z wykresu 5.16a:

$$P_r = 0,3 \cdot P_{rmax} = 0,3 \cdot 1500 = 450 \text{ daN (kG)}$$

stąd siła na koło:

$$G = P_r \frac{1}{3} = 450 \cdot \frac{1}{3} = 150 \text{ daN (kG)}$$

zakładając udział mas nie resorowanych i siły na  
zaczepie łącznie 60 kg, otrzymujemy masę przy-  
czepy dopuszczalną ze względu na naciski statycz-  
ne na resory:

$$m = 2 \cdot 150 + 60 = 360 \text{ kg}$$

■ Jeśli masa własna przyczepy wyniesie ok.  
100 kg, to jej ładowność osiąga wielkość 260 kg.

■ Dla sprawdzenia maksymalnych sił występu-  
jących w łożyskowaniu wahacza można przyjąć  
dla uproszczenia, że resor przenosi największe  
obciążenie dopuszczalne wg rys. 5.16a:  $P_{rmax} =$   
 $= 1500 \text{ daN (kG)}$ . Siła ta wywoła równoległą do  
niej (tzn. poziomą) reakcję w łożyskowaniu waha-  
cza, równą swą wielkością sile  $P_{rmax}$ . Jednocześnie  
pionowa siła działająca na koniec wahacza  $G_{max}$



Rys. 5.18. Przyczepa z zawieszeniem na wahaczach  
podłużnych i resorach gumowych, z oponą  
na stelażu

(po odjęciu od  $G_k$  udziału mas nie resorowanych)  
spowoduje w łożyskowaniu wahacza pionową re-  
akcję o równej sobie wielkości. Wypadkowa obu  
reakcji ( $-P_{rmax} - G_{max}$ ) wyniesie przy założe-  
niu:

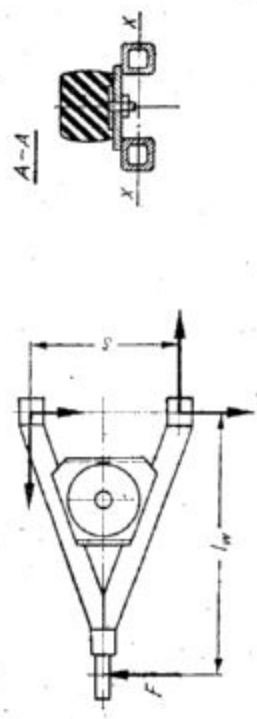
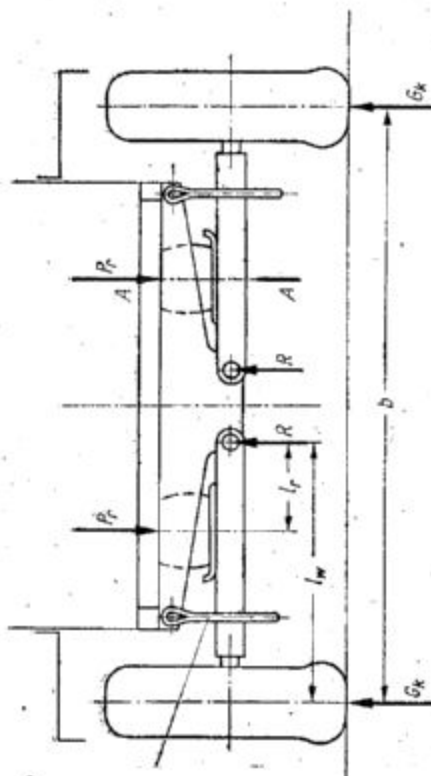
$$G_{max} = G \cdot \frac{P_{rmax}}{P_r} = 150 \cdot \frac{1500}{450} = 500 \text{ daN (kG)}$$

$$R_{wmax} = \sqrt{P_{rmax}^2 + G_{max}^2} =$$

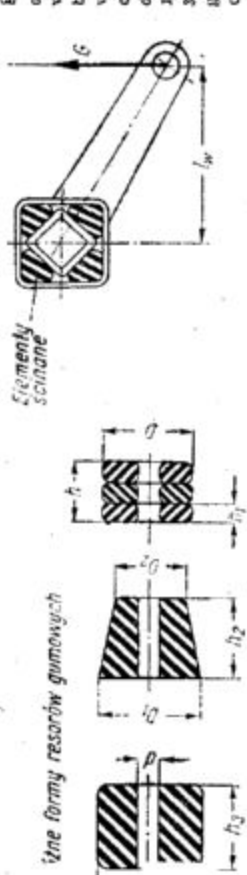
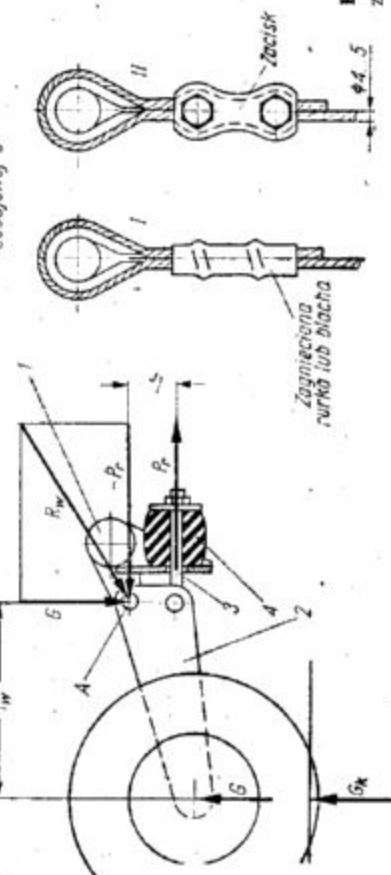
$$= \sqrt{1500^2 + 500^2} = 1580 \text{ daN (kG)}$$

jest to bardzo duże obciążenie łożyskowania wa-  
hacza mocowanego obrotowo do poprzeczki ramy  
1. Jest to charakterystyczne dla omawianego ty-  
pu zawieszenia. Siły tej nie mogą przenieść tute-  
je gumowo-metalowe stosowane w samochodach  
osobowych. Wymiary tych bezobsługowych połą-  
czeń muszą być znacznie większe, aby stosunek  
siły obciążającej do iloczynu średnicy wewnętrz-  
nej tulejki stalowej przez jej długość nie prze-  
kroczył  $50 \text{ daN/cm}^2 (\text{kG/cm}^2)$  — stosunek ten wy-  
raza średni nacisk jednostkowy na gumę. Można  
też zastosować połączenia ślizgowe, np. tuleje brą-  
zowe na stalowych utwardzonych sworzniach. Ta-  
kie połączenia wymagają smarowania w eksplo-  
atacji. Według tych samych zasad musi być wy-  
konane, również obciążone dużą siłą  $P_r$ , połącze-  
nie obrotowe wahacza 2 z ciągnem 3.

■ W zawieszeniach omawianego typu mogą być  
stosowane różne formy resorów gumowych, poka-  
zane na rys. 5.17c. Do najprostszyc należą reso-  
ry w formie pakietu krążków. Krążki takie sto-  
sowane są np. w zawieszeniach silników, skrzyń  
biegów lub skrzyń rozdzielczych ciężkich samo-  
chodów, a także do mocowania nadwozi furgono-



Założenia linki  
odbojowej 5



Rys. 5.17. Schematy  
zawieszeń na resorach  
gumowych

- a — zawieszenie na wahaczach poprzecznych,
- b — zawieszenie na wahaczach podłużnych,
- c — resory gumowe,
- d — linki odbojowe
- 1 — rama, 2 — wahacz,
- 3 — ciągnę, 4 — resor gumowy, 5 — linka odbojowa

Wne formy resorów gumowych





nieważ skrajne swoje sprężyny WSK są odaszlifowane, długość najmniejszą sprężyn w rolach zblokowanych liczymy ze wzoru:

$$d + 2 \cdot d = 102 \text{ mm}$$

dynamiczny przyrost ugięcia pozostaje bez międzywojowych:

$$i = 38 \text{ mm}$$

To niebezpieczeństwo zbyt częstego do- do zderzaka aż do zblokowania sprężyny. Żenie statyczne i statyczne ugięcie należy

Przyjmując:

$$0 \text{ mm}$$

ujemy proporcjonalną do ugięcia siłę:

$$12,5 \frac{50}{65} = 63,5 \text{ daN (kG)}$$

nując rezerwę skoku 10 mm dla pozosta- a luzów międzywojowych przy największym (minimum 0,1 d na 1 zwój), otrzymujemy ralny przyrost dynamiczny ugięcia:

$$) - 10 = 42 \text{ mm}$$

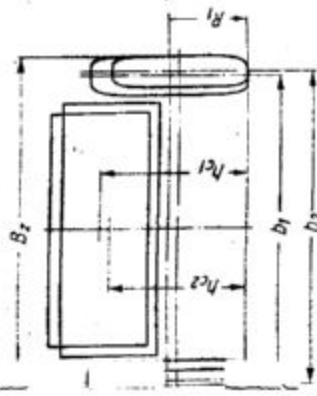
$$\text{siła } P_{max} = 63,5 \frac{50 + 42}{50} = 117 \text{ daN (kG)}$$

z siła od sprężyny działa w odległości -j od osi wahacza niż siła na kole, to zgod- rys. 5.19a siła statyczna obciążająca koło

się:

$$,5 \frac{465}{400} = 74 \text{ daN (kG)}$$

## koła i ogumienie, osie i łożyska



20. Wpływ zmniejszenia wymiarów kół na zenie stateczności i pojemności przyczepy

— zastosowanie kół identycznych z kołami w sa- mochodzie holującym.

■ Z przepisów omówionych w rozdz. 2 wynika, że obciążenie osi przyczepy nie mającej hamul- ców osiagac może wielkość mniejszą od połowy masy holującego ją samochodu z dopuszczalnym obciążeniem pasażerami i bagażem.

■ Obciążenie obu osi jest w przybliżeniu jedna- kowe jedynie dla samochodów osobowych z napę- dem przednim (i silnikiem z przodu), dla pozost- atych z reguły bardziej obciążona jest oś tylna (do 60% masy samochodu).

■ Ponieważ ogumienie, jednakowe dla obu osi samochodu, musi być zdolne do przeniesienia ob- ciężenia każdej osi, jego wymiary są dostosowane do ponad połowy masy samochodu. Zróżnicowa- nie nośności uzyskiwane jest przez zróżnicowanie ciśnienia powietrza w oponach kół przednich i tylnych.

■ Zastosowanie w przyczepie bez hamulców kół dostosowanych do masy maksymalnej przyczepy daje w porównaniu z zastosowaniem kół takich jak w samochodzie następujące zalety:

— zmniejszenie wymiarów kół, co pozwala na obniżenie pojemności rys. 5.20,

— zmniejszenie momentów bezwładności kół ozna- czające zmniejszenie oporów ruchu przy rozpę- dzeniu (rozdz. 3),

— zmniejszenie masy kół pozwalające na powię- kszenie ładowności przy zachowaniu masy maksy- malnej.

■ W przypadku wyposażenia przyczepy w koło zapasowe, zostaje utracony zysk na masie. Stoso- wanie koła zapasowego, którego przykład poka- zano na rys. 5.21, jest jednak celowe z dwóch powodów:

— istnieje możliwość szybkiego i łatwego usunie- cia skutków awarii ogumienia przez zamianę ko- ła,

— przyczepa z własnym kołem zapasowym może być używana z samochodami o różnych kołach i ogumieniu, jeśli tylko będzie dostosowana do nich jej masa.

■ Wykorzystanie w przyczepie bez hamulców kół identycznych z kołami samochodu holującego oznacza „przewymiarowanie” kół. Powoduje to niekorzystne zwiększenie wysokości przyczepy, zmniejszenie jej stateczności, zmniejszenie ład- wności przy zachowaniu masy maksymalnej oraz zwiększenie oporów bezwładności. Należy jednak brać pod uwagę także zalety stosowania kół iden- tycznych z kołami w samochodzie:

— możliwość wykorzystania koła zapasowego w obu pojazdach,

— możliwość włączania kół przyczepy do zamia- ny kół stosowanej w celu równomiernego zuży-



Rys. 5.21. Przykład zamocowania koła zapasowego w przyczepie

cia bieżników opon (nieodpuszczalne jest użycie w przyczepie opon całkowicie zużytych uprzednio w samochodzie),

— ułatwienie w zaopatrywaniu przyczepy w ogu- mienie,

— możliwość użycia przyczepy także do samocho- du większego, pozwalającego na pełne wykorzy- stanie nośności kół.

■ Wyżej omówione argumenty rozpatrzyć nale- ży wnikliwie przed zdecydowaniem, jakie koła ma mieć projektowana przyczepa.

### 5.3.2. Dobór ogumienia do masy maksymalnej przyczepy

■ Dobór ogumienia do masy przyczepy przepro- wadzić można na podstawie danych zawartych w tabl. 5.2 i na rys. 5.22; podstawowe wymiary opon pokazano na rys. 5.23.

■ Tabl. 5.2 zawiera dane dla wybranych przy- kładowo typów samochodów osobowych eksplo- atowanych w Polsce. Na wykresie 5.22 podana jest nośność niektórych opon  $G_n$  w zależności od ich wymiarów i ciśnienia powietrza p.

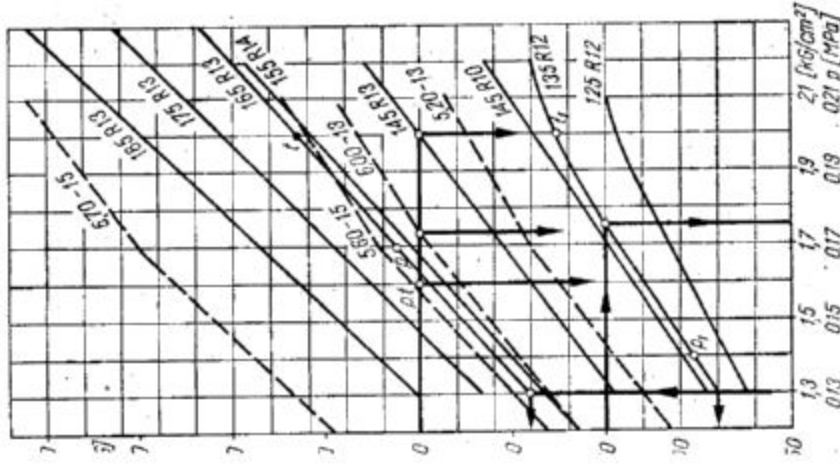
■ Wymiary opon są określone według kilku różnych systemów:

a) szerokość B w calach (rys. 5.23), średnica osa- dzenia d w calach, np. 5,20—13; taki system sto- suje się dla opon diagonalnych zwykłych (bez opa- sania);

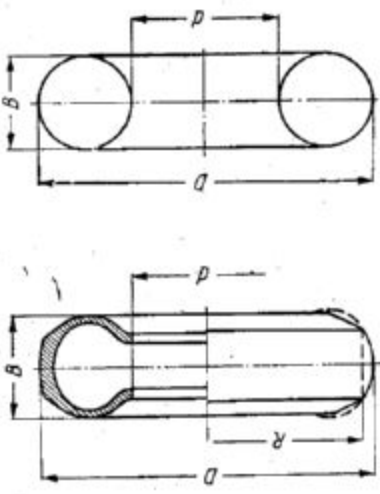
b) szerokość B w milimetrach, średnica d w ca- lach, np. 165 R13 lub 165 B13; litera R oznacza oponę radialną, litera B diagonalną z opasaniami;

c) szerokość B w milimetrach, średnica d w mili- metrach, np. 155 X 330;





5.22. Zależność nośności opon  $G_n$  od ich ciśnień i gęstości powietrza  $p$



Rys. 5.23. Podstawowe wymiary opon

nia statycznego opon wynikającego z masy przyczepy.

■ Przykład I doboru ogumienia do jednoosiowej przyczepy ( $i = 2$ ) bez hamulców, przeznaczonych do holowania przez samochód PF 125p.

■ Z tabl. 5.2: masa przyczepy z obciążeniem  $m = 500$  kg, obciążenie jednego koła przyczepy (równe reakcji podłoża):

$$G_k = \frac{G_p}{i} = \frac{500}{2} = 250 \text{ daN (kG)}$$

- W przypadku ogumienia 165 R13 minimalna nośność z rys. 5.22  $G_n = 290$  daN (kG) przy ciśnieniu 0,13 MPa (1,3 kg/cm<sup>2</sup>):
- masa koła 14,1 kg,
- promień statyczny ogumienia 271 mm,
- szerokość opony 167 mm.

Jak widać, opony samochodu są w przyczepie „przewymiarowane”. Można zastosować opony 135 R12 (kompletne koła od PF 126p) o nośności  $G_n = 250$  daN (kG) przy ciśnieniu 0,175 MPa (1,75 kg/cm<sup>2</sup>), mniejszym niż w kołach tylnych PF 126p (punkt  $t_1$  na rys. 5.22).

- Dla ogumienia 135 R12 z obręczami od PF 126p:
- masa koła 9,0 kg,
- promień statyczny ogumienia 236 mm,
- szerokość opony 137 mm.

Różnice geometryczne obu wersji (rys. 5.20) przedstawiono w tabl. 5.3.

■ Jak widać, zastosowanie kół z ogumieniem dostosowanym do masy przyczepy daje w efekcie praktycznie tę samą masę własną przyczepy, mimo dodania koła zapasowego. Obniżenie ciśnienia w przyczepie (wynikające z różnicy promieni opon) o 35 mm można uznać za dopuszczalne,

Dobór ogumienia do masy przyczepy

Samochód		Koła samochodu			Dopuszczalna masa przyczepy	
marka	typ	ogumienie	Wymiary rzeczywiste D/B/R	masa koła	bez hamulców	z hamulcami
Polski Fiat	126p	135 R 12 4. 00X12	522/137/236	9,0	290	400
Trabant	601	5. 20-13 3 1/2JX13	582/132/272	10,5	300	400
Polski Fiat	127p	135 R 13 4JX13	548/137/249		350	600
Volkswagen	1200	5. 60-15 4JX15	650/145/304	12,3	380	650
Skoda	S110	155 R 14 4 1/2JX14	604/157/276		380	600
Zaporożec	968A	155-330 <sup>b</sup>		11,1	390	
Zastava	1100p	145 R 13 4JX13	566/147/257	13,0	400	680
Skoda	105S	155 R 14 4 1/2JX14	604/157/276		420	600
Dacia	1300	155-330		440	440	750
Wartburg	353	6.00-13 4 1/2JX13	600/156/282		450	650
Syrena	105	5.60-15 4JX15	650/145/304	15,6	460	650
Moskwiacz	412	6.45-13 5. 20-13			480	750
Polski Fiat	125p	165 R 13 4 1/2JX13	596/167/271	14,1	500	800
Łada	1500	165 R 13 <sup>b</sup> 5JX13 <sup>b</sup>	596/167/271	15,7	300 <sup>b</sup>	600 <sup>b</sup>
Polski Fiat	132p	175 R 13 5JX13	608/178/276		530	1100
Polonez	1500	175 R 13 5JX13	608/178/276		570	1100
Wolga	24	6.70-15 4 1/2JX15	709/170/330	20,3	700	750
Łada	Niva				250	1365

<sup>b</sup> lub 6.15-13;  
<sup>c</sup> lub 165 R 330;  
<sup>d</sup> lub 177-330;  
<sup>e</sup> wg zaleceń wytwórcy.

ne, rzadko spotykane oznaczenia, np. średni-  
ewnętrzną D i szerokość.

Przy identyfikacji opon należy ustalić czy są  
pony nadające się do jazdy z prędkością do  
m/h. Opony stosowane do maszyn rolniczych,  
iaż niektóre z nich mają wymiary odpowied-  
dla małych przyczep (np. 4.00-10), nie po-  
ay być stosowane w przyczepach ze względu  
ograniczenie ich dopuszczalnej prędkości do  
m/h.

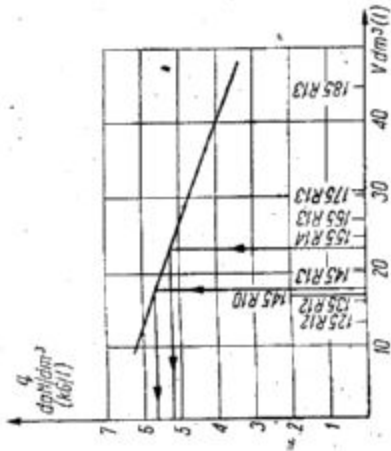
Oznaczenie obręczy składa się z zasadniczych  
wymiarów, tj. szerokości  $B_0$  i średnicy osa-  
ia opony  $d_0$ , podawanych w calach. Wymia-  
e pokazano na rys. 5.24.

Przy doborze ogumienia można założyć, że  
iążenie kół przyczepy jest rozłożone równo-  
nie oraz pominać fakt przenoszenia niezna-  
części obciążenia przez zacpek holowniczy.

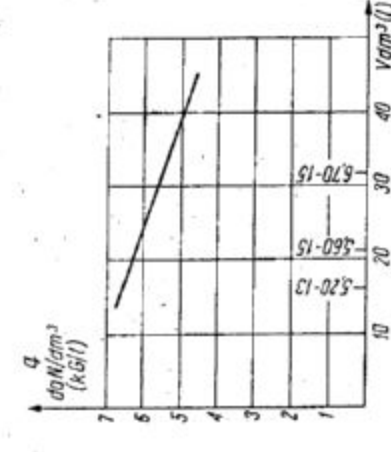
Dobór przeprowadza się na podstawie obciąże-







Rys. 5.26. Zależność nośności jednostkowej opon radialnych q od objętości (wymiarów)



Rys. 5.27. Zależność nośności jednostkowej opon diagonalnych q od objętości (wymiarów)

gdzie:  
 $V$  — objętość opony zależna od jej głównych wymiarów: szerokości i średnicy osadzenia,  
 $p$  — nadciśnienie powietrza w oponie, równe wskazaniu manometru, w MPa (kg/cm<sup>2</sup>).  
 ■ Przyjmując uproszczony kształt opony wg rys. 5.23b oraz uwzględniając fakt, że uproszczone nie kształtu przekroju poprzecznego powoduje zwiększenie objętości wewnętrznej opony o około 25% w stosunku do objętości rzeczywistej (rys. 5.23a) a także ze względu na grubość gumy i osnowy, możemy przybliżoną wartość  $V$  obliczyć ze wzoru:

$$V = \frac{\pi \cdot B^2 \cdot (d + B)}{4} \cdot 1,25 \quad (5.8)$$

Wzór (5.8) przybiera postać zależną od systemu określania wymiarów opony. Stosując oznaczenia użyte w rozdz. 5.3.2, otrzymujemy:

$$V = 0,32315 \cdot B^2 \cdot (d + B) \text{ dm}^3 \text{ (litrów)} \quad (5.9a)$$

$$\text{dla systemu c)}$$

$$V = 1,97 \cdot 10^{-4} \cdot B^2 \cdot (d + B) \text{ dm}^3 \text{ (litrów)} \quad (5.9b)$$

Dla systemu b) najwygodniej przeliczyć średnicę z cali na milimetry według zależności  $1 \text{ cal} = 25,4 \text{ mm}$  i stosować taki wzór, jak w systemie c).

■ Nośność jednostkowa  $q$  zależy od zdolności opony do rozpraszania ciepła. Zdolność ta uzależniona jest przede wszystkim od stosunku powierzchni opony do jej objętości. Stosunek ten jest korzystniejszy dla opon małych, ich nośność jednostkowa jest większa niż dla opon dużych.

■ Przybliżoną zależność nośności jednostkowej od wymiarów opon radialnych przedstawia rys. 5.26. Wartości  $q$  podane na wykresie odpowiadają wartościom  $G_n$  z rys. 5.22 przy  $p = 0,17 \text{ MPa}$  (1,7 kg/cm<sup>2</sup>).

■ Przy obliczaniu nośności opon należy zająć, że nośność odpowiadająca określonej wartości ciśnienia powietrza w oponie nie zależy od ilości warstw kordu (przekładek — PR).

□ Zwiększona liczba warstw kordu pozwala na podwyższenie maksymalnego ciśnienia powietrza, przy którym opona może pracować. Wiąże się to ze zwiększeniem maksymalnej nośności opony. Dla zilustrowania wyników obliczeń dokonanych proponowaną metodą, w tablicy 5.5 przedstawiono przykłady dla opon nie wymienionych na rys. 5.22.

■ Nośność obliczona według proponowanej metody ma wartości zanizone w stosunku do wartości podanych w normach. Daje to zapas bezpieczeństwa wynikający z zapasu nośności opon.

Wymiary opon i ich nośność

Opona	Wymiary			q	P	z
	d	B	V			
155 R 13	330	155	22,9	5,2	$V_n$	73,4
			$G_n$	274	381	
135 R 14	356	135	17,6	5,7	$V_n$	56,3
			$G_n$	231	321	
165 R 14	356	165	22,9		$V_n$	73,3
			$G_n$	279	388	

W podobny sposób można ustalić przybliżoną nośność opon diagonalnych korzystając z rys. 5.27. Ciśnienie powietrza przyjmowane do obliczeń powinno zawierać się w zakresie od 0,13 do 0,21 MPa (1,3 do 2,1 kg/cm<sup>2</sup>), dla opon diagonalnych oraz małych opon radialnych i 0,13 do 0,23 MPa (1,3 do 2,3 kg/cm<sup>2</sup>), dla opon radialnych o  $V > 25 \text{ dm}^3$  (litrów).

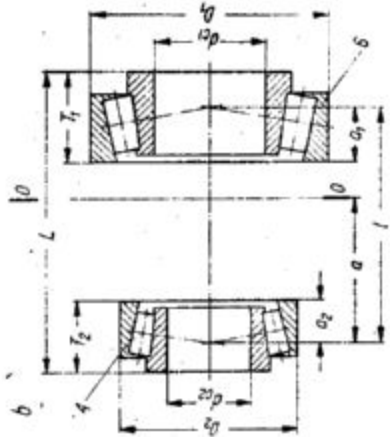
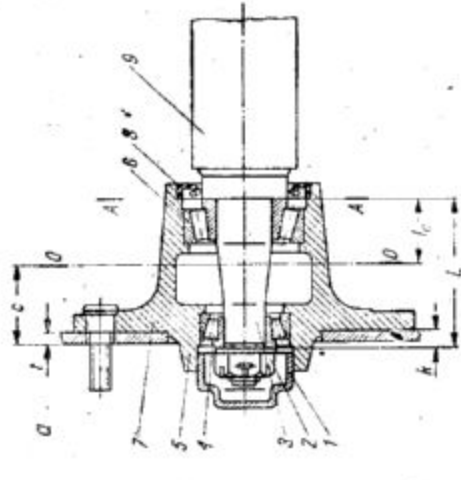
### 5.3.5. Konstrukcja łożyskowania kół

■ Zadaniem osi z łożyskowanymi na jej czopach piastami jest przejmowanie wszystkich obciążeń działających na koła przyczepy i przekazywanie ich przez elementy zawieszenia na ramę. Powinny być przy tym spełnione warunki zapewnienia dostatecznej wytrzymałości doraźną, sztywności i trwałość łożyskowania kół. Zasady budowy czopów osi, łożysk i piast są podobne dla przyczepy z osią sztywną, jak i dla zawieszenia niezależnego na wahaczach. Ukształtowania i wymiary współpracującego z łożyskami piasty końca czopu osi powinny być dobrane według tych samych zasad. Czop może być mocowany do sztywnej belki (rury) osi lub wahacza. Przykład łożyskowania koła przedstawia rys. 5.28.

■ Podstawowymi elementami łożyskowania są łożyska 4 i 6 osadzone na czopie 3 osi lub wahacza 9, piasta 5 z kołnierzem 7, uszczelniacz 8, nakrętka ustalająca łożyska 2 i pokrywa piasty 1. łożyskowanie tego typu stosowane jest do kół nie napędzanych samochodów.

■ Wykorzystanie w przyczepie elementów łożyskowania koła samochodu, np. łożysk piasty oraz innych części, jest korzystne z dwóch powodów. Przede wszystkim daje to możliwość wykorzystania części, które mogą być dostępne w handlu lub z odzysku z uszkodzonego samochodu, jeśli stan techniczny części na to pozwala. Można mieć także pewność, że sprawdzona w seryjnej produkcji samochodu konstrukcja spełnia warunki wymienione na początku niniejszego rozdziału. Konieczny jest przy tym taki dobór elementów, aby ich obciążenia nie były większe niż w samochodzie, z którego pochodzą. Pokazany na rysunku układ dwóch łożysk stożkowych jest układem o korzystnym stosunku ciężaru konstrukcji do obciążeń, jakie może przenosić, jest dobrze przystosowany do przenoszenia sił występujących w łożyskowaniu koła, odznacza się dużą sztywnością.

■ łożyska stożkowe mogą przenosić obciążenie o ponad 50% wyższe niż łożyska kulkowe o zbliżonych wymiarach i masach. Są to łożyska rozłożone, co ułatwia ich montaż i pozwala na regulację luzów, jeśli nie występuje zużycie bieżni



Rys. 5.28. Przykład konstrukcji i schemat łożyskowania piasty koła

- a — konstrukcja, b — łożyskowanie
- 1 — pokrywa piasty, 2 — nakrętka ustalająca łożyska,
- 3 — czop, 4, 6 — łożyska, 5 — piasta, 7 — kołnierz,
- 8 — uszczelniacz, 9 — wahacz
- t — grubość łożyska lub bębna:
- a = c - t + k - T<sub>2</sub> + a<sub>2</sub>
- l = L - T<sub>1</sub> - T<sub>2</sub> + a<sub>1</sub> + a<sub>2</sub>

pierścieni. Stosowanie dwóch łożysk o różnych wymiarach: zewnętrznego mniejszego i wewnętrznego większego, pozwala na korzystne ukształtowanie czopa osi. Kształt czopa dostosowany do jego obciążeń zapewnia lekkość konstrukcji.

■ Właściwe dostosowanie wymiarów i rozmieszczenia łożysk piasty do obciążeń działających na koło oraz właściwy montaż, smarowanie i zabezpieczenie przed zanieczyszczeniem podczas eksploatacji zapewniają dostateczną wytrzymałość i trwałość łożyskowania kół przyczepy.

■ Dla zapewnienia możliwości przeniesienia obciążeń nie mniejszych od wielkości występujących w samochodzie, z którego pochodzi koło przyczepy

■ Duża gładkość powierzchni czopa  $c$ , jego prądowidły kształt walcowy, współosiowość powierzchni  $D$  gniazda piasty, w które wciskane jest pierścienie, względem powierzchni  $c$  czopa osi oraz brak wżerów pojawiających się w wyniku korozji zapewniają szczelność połączenia.

■ Wazny dla zachowania szczelności jest również należyty wcisk pomiędzy pierścieniem i jego gniazdem  $D$  w piastce. Szczegółowe dane o warunkach dopuszczalnych odchyłek oraz zalecanych pasowaniach w łożyskowaniu piast omówione są w następujących rozdziałach.

■ Stosowanie na czopie osi dodatkowego pierścienia  $e$  komplikuje nieco konstrukcję, jest jednak wskazane z dwóch powodów:

— promień  $R$  w miejscu zmiany średnicy czopa osi może być większy od promienia  $r$  pierścienia łożyska, co wpływa korzystnie na wytrzymałość zmęczeniową czopa;

— istnieje możliwość wymiany pierścienia po jego zużyciu polegającym na powstaniu rowka obwodowego od współpracy z uszczelniaczem lub wżerów w wyniku działania korozji.

■ Należy zachować współosiowość zewnętrzną i wewnętrzną powierzchni walcowej pierścienia (niewspółosiowość nie powinna przekraczać 0,02 mm). Korzystne jest wykonanie pierścienia ze stali nierdzewnej.

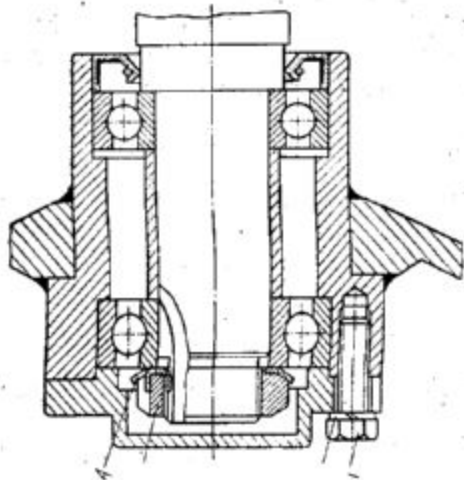
### 5.3.6. Konstrukcja piast kół

■ Gdy nie jest możliwe lub celowe zastosowanie w przyczepie gotowych piast samochodowych, można dokonać ich adaptacji lub wykonać piasty specjalnie dla przyczepy.

■ W przypadku adaptacji piast samochodowych ich wybór winien być dokonany według obciążenia kół oraz ich łożysk (rozdz. 5.3.5). Celowe jest zastosowanie piast wraz z łożyskami, uszczelniającami i pokrywami, z którymi są stosowane w samochodzie.

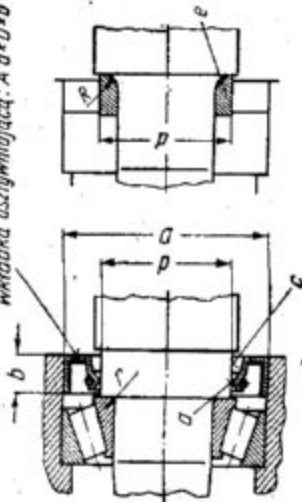
■ Adaptacja piast powinna polegać na dostosowaniu ich do mocowania obręczy, jeśli przewiduje się zastosowanie innych kół niż w samochodzie, z którego piasty pochodzą. Należy przy tym uwzględnić wymiary zasadnicze obręczy (rozdz. 5.3.3, rys. 5.24), oraz rozmieszczenie łożysk w piastce. Dla zapewnienia takiego samego rozkładu obciążeń łożysk, jak w samochodzie, wymiar  $c$  z rys. 5.28 powinien być równy wymiarowi  $c$  z rys. 5.24. Zachowany zostanie wówczas także wymiar  $a$  decydujący o rozkładzie obciążeń promieniowych łożysk.

■ Dla zachowania powyższych warunków należy zazwyczaj zaopatrzyć piasty w pierścienie redukcyjne, pełniące również funkcje pierścieni dystansowych (rozdz. 5.3.5).



Rys. 5.33. Uszczelnienie piasty za pomocą pokrywy mociskanej śrubami i uszczelniacza

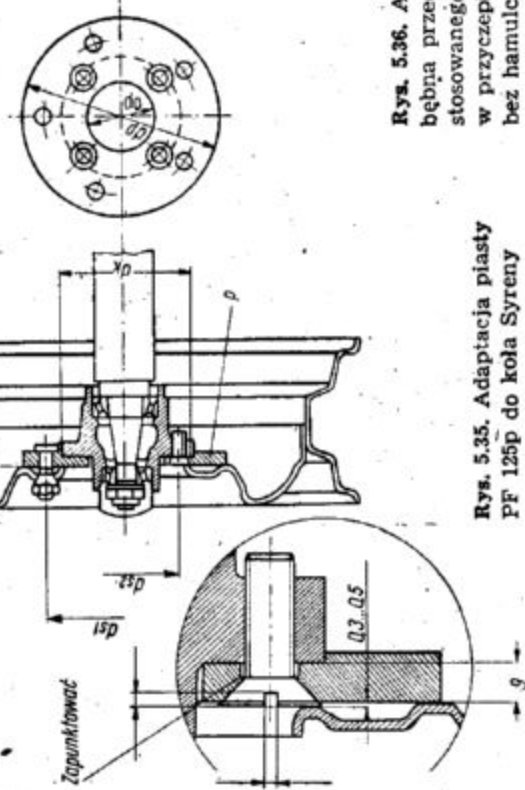
Oznaczenie pierścienia z melalową wkładką usztywniającą.  $A d \cdot D \cdot B$



Rys. 5.34. Zabudowa uszczelniacza piasty

piasty mocowana jest przez wkręcenie w gwintowane gniazdo piasty, takie mocowanie zastosowano w samochodach Syrena, wciskane w PF 126p, lub za pomocą wkrętów wkręcanych w gwintowane otwory na obwodzie piasty, jak to pokazano na rys. 5.33. Docisk pokrywy uzyskiwany jest gwintowanym połączeniem zapewnia skusne uszczelnienie.

Pierścienie uszczelniające piastę od strony wewnętrznej łożyska (rys. 5.34) ma zadanie uszczelnienia pomiędzy obracającą się piastą i czopem. W tym przypadku o skuteczność uszczelnienia decyduje stan krawędzi uszczelniającej pierścienia  $a$ , która powinna być gładka nie stępiona, elastyczność pierścienia (tracona biegiem czasu przez gumę lub tworzywo sztuczne z którego wykonany jest pierścień) oraz gładkość czopa w miejscu współpracy z pierścieniem.



Rys. 5.35. Adaptacja piasty PF 125p do koła Syrena

Rys. 5.36. Adaptacja bębna przedniego PF 126p stosowanego jako piasta w przyczepie bez hamulców

■ Przykład możliwości adaptacji piasty od samochodu PF 125p do koła od samochodu Syrena za pomocą pierścienia redukcyjnego pokazano na rys. 5.35. Odwrotna adaptacja (piasta tylna Syreny do koła PF 125p) nie jest możliwa ze względu na zbyt mały wymiar  $d_c$  (rys. 5.24) w kołach samochodu PF 125p.

■ Stalowy pierścień redukcyjny P (rys. 5.35) ustalony jest na powierzchni określonej średnicą  $d_k$  kołnierza piasty PF 125p, na której ustalona jest tarcza hamulcowa, na okręgu o średnicy  $d_1$  rozmieszczonych jest pięć otworów pod śruby wciskane, jak w Syrenie. Na okręgu o średnicy  $d_2$  (jak w PF 125p) rozmieszczone są cztery otwory przelotowe na wkręty mocujące pierścienie do kołnierza piasty. Oba okręgi winny być współosiowe.

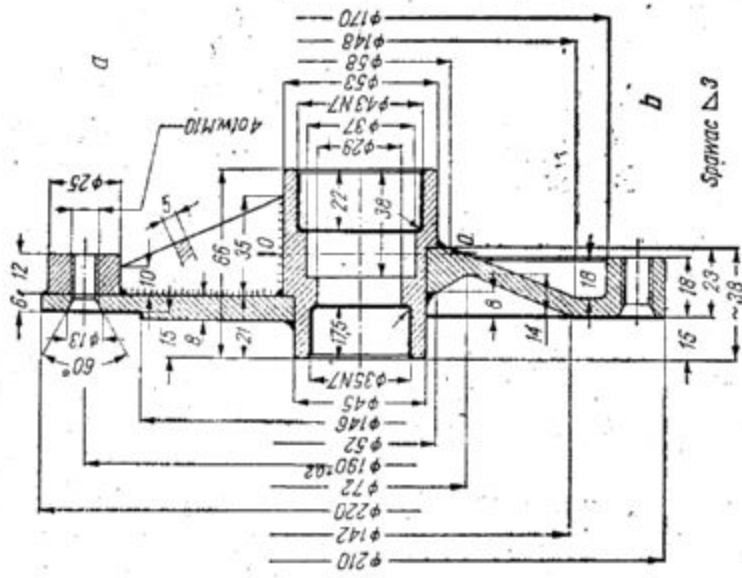
■ Grubość pierścienia w części przylegającej do płaszczyzny kołnierza piasty powinna zapewniać zachowanie wymiaru  $c$ , jak w PF 125p (należy przy tym uwzględnić fakt stosowania w PF 125p tarczy hamulcowej) i dodatkowego pierścienia. Pierścienie należy wykonać z blachy ze stali wyższej jakości w gatunku 20 lub 25. Mocowanie pierścienia do kołnierza piasty nie może być dokonane za pomocą śrub stosowanych w PF 125p ze względu na kolizję łbów śrub z obręczą koła od Syreny. Istnieje jednak możliwość adaptacji śrub. Należy w tym celu obciąć sześciokątną część łba, pozostawiając część stożkową. W pozostałej

części łba należy wykonać rowek umożliwiający dokręcanie wkrętami i przedłużyć gwint śruby.

■ Wykonane w ten sposób ze śrub wkręty powinny mieć łyby wpuszczone w stożkowe nawiercenia czterech otworów w pierścieniu redukcyjnym tak, aby łyby wystawały 0,3 do 0,5 mm. Po starannym dokręceniu wkrętów łyby ich należy zapunktować dla zabezpieczenia przed odkręceniem się. Dodatkowym zabezpieczeniem jest dokonanie łbów krawędzi otworu tarczy koła. W podobny sposób można dokonać adaptacji przy innych skojarzeniach piast i kół. Należy jednak w każdym przypadku dokonać uprzednio analizy zasadniczych wymiarów obu części.

■ Adaptacja piast samochodów do kół od PF 126p jest utrudniona ze względu na brak otworu środkowego w tarczy obręczy tego koła ( $d_c$  na rys. 5.24) oraz zbyt małą głębokość przetłoczenia, nie pozwalającą na zmieszczenie piasty od większego samochodu wraz z pokrywą, z zachowaniem wymiaru  $c$  z rys. 5.28. Istnieje możliwość wykorzystania do kół od PF 126p także bębna przedniego z łożyskami od PF 126p, który pełni w tym pojeździe również funkcję piasty koła. Uzasadnione wydaje się jednak wykorzystanie bębna zużytego, w którym powierzchnia współpracująca ze szczegółami hamulcowymi nie nadaje się już do użytku ani regeneracji przez przetoczenie. Stosowanie nowego bębna wiąże się ze znacznym kosz-





Rys. 5.37. Konstrukcja piasty spawanej dostosowanej do kół, łożysk i pokrywy PF 126p w przyczepie bez hamulców

a — kołnierz z blachy grubości 8 mm, b — kołnierz z blachy grubości 25 mm

■ Ze względu na zmniejszenie masy oraz w związku z tym, że część bębna współpracująca ze szczebkami jest zbędna w przypadku przyczepy bez hamulców, można dokonać adaptacji bębna wg rys. 5.36. Adaptacja polega na odcięciu części bębna, oznaczonej linią przerywaną.

■ Piasta wykonana specjalnie do przyczepy powinna być spawana i powinna składać się z dwóch zasadniczych części: środkowej — obudowy łożysk oraz kołnierza — do mocowania koła. Przykład piasty spawanej dostosowanej do kół i łożysk od samochodu PF 126p przedstawia rys. 5.37.

■ Materiałami użytymi do wykonania piasty powinny być pręt stalowy na część środkową oraz blacha stalowa na kołnierz z gatunków stali umożliwiających spawanie (stałe St3, 20, 25 lub podobne).

■ Ostatecznej obróbki powierzchni ustalających tarczę koła oraz łożyska, uszczelniacz i pokrywę (grube linie na rysunku) należy dokonać po spawaniu dla uniknięcia odkształceń w wyniku narzania.

■ Piastę dostosowaną do kół od PF 126p oraz dwóch łożysk kulkowych o jednakowej średnicy, zapewniających nośność zbliżoną do nośności obu łożysk używanych w piastce przedniej PF 126p przedstawia rys. 5.38. łożysko ustalające 1 (jak na rys. 5.30) jest wciśnięte w otwór gniazda  $\Phi 62$  N7, łożysko 2 ma możliwość przesuwu w gnieździe  $\Phi 62$  K7 (mniejszy wcisk pierścienia zewnętrznego łożyska).

■ Tulejka dystansowa 3 zapewnia możliwość instalacji osiowego obu łożysk na czopie osi. Pokrywka 4 zamyka piastę od strony zewnętrznej i dociska łożysko 1 do dna gniazda. Pokrywka wykonana ze stali wkręcana jest w gwintowany otwór. Należy ją zabezpieczyć przed odkręcaniem przez zagniecenie obrzeża piasty z.

■ Dla zabezpieczenia przed korozją piasty należy malować jednym z zestawów (podkład i farba nawierzchniowa) przeznaczonych do podwozi. Stosować można farby chlorokaucukowe chemicznie odporne, ftalowe lub podobne powłoki lakiernicze.

■ Farby powinny być odporne na działanie olejów i smarów. Wnętrze piasty (gniazda łożysk) powinno być chronione przed malowaniem.

### 5.3.7. Konstrukcja osi

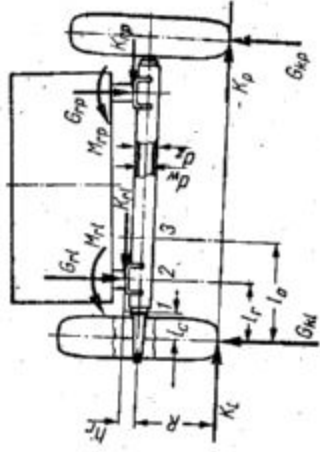
■ W niniejszym rozdziale omówione zostaną zasady budowy osi sztywnych oraz ich czopów, czopy wahaczy zawieszonych niezależnych konstruktywnie są wg podobnych zasad.

■ Typowe przykłady budowy osi sztywnej z czopami łożysk piast pokazane zostały na rys. 5.28, 5.30. W obu tych przykładach osi składa się z rowowej belki z połączonymi do jej obu końców czopami łożysk.

■ Przykład osi zakończonej kołnierzami, do których przykręcane są obudowy łożysk, pokazano na rys. 5.31. Ta ostatnia konstrukcja jest trudna do realizacji w warunkach warsztatu mechanicznego o typowym wyposażeniu ze względu na konieczność zapewnienia równoległości płaszczyn, do których mocowane są obudowy łożysk.

■ Jak już powiedziano (rozdz. 5.3.5), osi z czopami ma przejąć i przekazać na ramę wszystkie obciążenia działające na koła. Konstrukcja osi powinna zapewniać również prawidłowe prowadzenie kół. Może być to osiągnięte przez dostateczną wytrzymałość i sztywność osi i jej czopów.

■ Czopy powinny być wzajemnie współosiowe. Zapewnia to prawidłową pracę opon i ich trwałość oraz prawidłowe prowadzenie przyczepy. Schemat obciążeń osi siłami pochodzącymi od kół i od resorów przedstawia rys. 5.39. Na rysunku tym oznaczono siły  $G_k$  oraz  $K$  i promień  $R$ , jak w rozdz. 5.3.5. Siły  $G_k$  i  $K$ , pochodzą od resorów.



Rys. 5.39. Schemat obciążeń osi przyczepy

Od resorów pochodzą również momenty zginające osi  $M_r$ , równe momentom skręcającym resory przy niesymetrycznym obciążeniu przyczepy. Momenty  $M_r$  występują jedynie w przypadku zastosowania resorów piórowych (rozdz. 5.2). Literami  $l$  i  $p$  oznaczono lewą i prawą stronę przyczepy. Przez  $h_r$  oznaczono odległość pólek, do których mocowane są resory do osi czopów piast, a wymiary  $d_w$  oraz  $d_w$  oznaczają średnice zewnętrznej i wewnętrznej rury użytej na osi (lub analogiczne wymiary przekroju poprzecznego osi, jeśli użyto na nią np. rury o przekroju kwadratowym).

■ Momenty zginające osi, które decydują o obciążeniach przekrojów osi są następujące: — dla przekroju 1 (między płaszczyną koła i resorem):

$$M_1 = G_{kl} \cdot l_c - K_l \cdot R \quad (5.16)$$

— dla przekroju 2 (w płaszczynie resoru):

$$M_2 = G_{kl} \cdot l_r - K_l \cdot R \quad (5.17)$$

— dla przekroju 3 (między resorami):

$$M_3 = G_{kl} \cdot l_o - K_l \cdot R - G_{rl} (l_o - l_r) + K_{rl} \cdot h_r - M_{rl} \quad (5.18)$$

■ W przeciętnych warunkach użytkowania, przy jeździe po prostej, układ sił jest symetryczny, tzn.:

$$G_{rl} = G_{rp} = G_{kl} = G_{kp} = G_k$$

$$K_l = K_p = K_{rl} = K_{rp} = K_r = 0$$

$$M_{rl} = M_{rp} = 0$$

Równania przyjmują wówczas uproszczoną postać:

$$M_1 = G_k \cdot l_c \quad (5.19)$$

$$M_2 = G_k \cdot l_r \quad (5.20)$$

$$M_3 = G_k \cdot l_o \quad (5.21)$$

■ Jak widać, moment zginający czop i osi wzrasta od 0 (w płaszczynie koła,  $l_c = 0$ ) do maksymalnej wartości w płaszczynie resoru; na odcinku między resorami utrzymuje wartość stałą ( $M_3 = M_2$ ).

Istnienie momentów zginających powoduje występowanie w przekrojach czopów i osi naprężeń zginających, które przy całkowym kształcie przekroju mogą być wyznaczone z przybliżonych wzorów:

$$\sigma_1 = \frac{M}{0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_{dop} \quad (5.22)$$

dla przekroju pełnego pręta, np. czopa osi:

$$\sigma_2 = \frac{M \cdot d_1}{0,1 (d_1^4 - d_w^4)} \leq \sigma_{dop} \quad (5.23)$$

Naprężenia obliczone w powyższy sposób nie mogą przekroczyć naprężeń dopuszczalnych, których wielkość związana jest z gatunkami stali użytymi na oś i jej czopy.

Orientacyjne wielkości granicy plastyczności, od której zależy  $\sigma_{dop}$  dla różnych stali podane są w tabl. 5.6. Przy doborze prawidłowych wymiarów przekrojów poprzecznych osi i czopów można, podobnie jak przy doborze łożyskowania kół (rozdz. 5.3.5), wykorzystać sprawdzoną w samochodzie, z którego pochodzi koła, konstrukcję czopa. Należy przy tym założyć, że momenty zginające w osi przyczepty są zbliżone do momentów występujących w samochodzie.

Przy określonych wymiarach łożysk piasty średnica czopa w przekroju niebezpiecznym A-A wg rys. 5.28 równa jest średnicy  $d_a$  i nie może być zmieniona bez zmiany łożysk.

Dla zapewnienia dostatecznej wytrzymałości czop należy wykonać więc ze stali o naprężeniach dopuszczalnych zbliżonych do dopuszczalnych naprężeń dla stali stosowanej w samochodzie.

Wynika to z nierówności uwzględniającej zależności (5.22):

$$\sigma < \frac{M}{0,1 \cdot d_{ef}^3 \cdot \sigma_{dop}} \quad (5.24)$$

W tablicy podano minimalne wartości granicy plastyczności  $R_p$  dla stali w stanie normalizowanym N; pręty w stanie hartowanym H lub ulepianym T mają wytrzymałość wyższą. Dopuszczalne naprężenia wg wzorów (5.22) lub (5.23) liczone od obciążenia koła  $G_k$  (wzory 5.19, 5.20, 5.21) nie powinny przekraczać  $\sigma_{dop} \leq 0,1 \cdot R_p$ .

Spełnienie tego warunku jest możliwe przy zastosowaniu na czopy osi jednego z gatunków stali stopowych stosowanych na czopy kół nienapędzanych (na zwrotnice osi przedniej lub osie tyłne), do których należą np. 30H, 35HMA lub podobne. Stosowanie takich gatunków stali może utrudnić lub nawet uniemożliwić spawanie czopów z rurą osi, ponieważ stale o zawartości węgla

Tablica 5.6

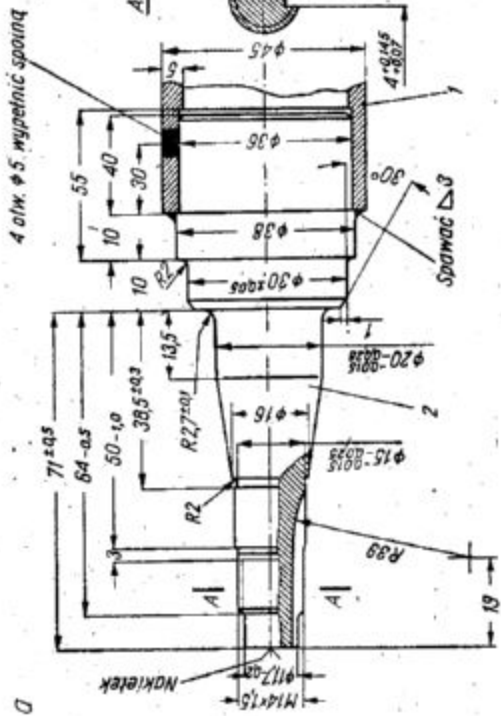
Orientacyjne wielkości granicy plastyczności

Pręty		Rury	
Gatunek stali	$R_p$ daN/mm <sup>2</sup> (kG/mm <sup>2</sup> )	Gatunek stali	$R_p$ daN/mm <sup>2</sup> (kG/mm <sup>2</sup> )
20, 25, 30, 35, 40	30	10 BX	21
45	34	R35, K10, S13S	24
55, 45G	38	R45, K18, 10H2M	26
60, 50G, 30G2	38	R55, 15HM,	29
65, 60G	40	12HMF, 16M	37
45 G2	42	18G2A, 13HMF	40
25 HM	49	18G2ANb	
20 HGS	60		
35 SG, 36 HNM	65		
30H, 37HS, 30HM	70		
40H, 38HA,	75		
35HMA, 37HGNM	80		
45H, 30HGA,	85		
45HN, 34HNM,	90		
40HNMA	95		
40HM	105		
50 H	130		
40H2MF			
35HGA, 45HNMF			

powyżej 0,25% (np. 30H) wymagają podgrzewania przed wykonaniem spoin. Można stosować zamiast spawania czopów do rury osi także ich nitowanie, po uprzednim wciśnięciu w końce rury osi.

W przypadku stosowania na czopy osi stali o niższej wytrzymałości niż w samochodzie, z którego pochodzą koła przyczepty, należy powiększyć średnicę czopa przez zastosowanie większych łożysk. Można przy tym zastąpić łożyska stożkowe łożyskami kulowymi, jak to zostało przedstawione na rys. 5.38. W tym przypadku średnica czopa pod łożyskiem wewnętrznym została zwiększona z 20 mm na 30 mm z jednoczesnym zwiększeniem odległości  $l_c$  przekroju niebezpiecznego czopa (A-A wg rys. 5.38) od płaszczyny środkowej koła z ok. 22 mm na 34 mm. Stosując wzór (5.22) można obliczyć stosunek naprężeń w czopie osi w obu przypadkach (w konstrukcji wg rys. 5.37 i 5.38):

$$\sigma_{38} = 0,46 \cdot \sigma_{37} \quad (5.25)$$



Rys. 5.40. Konstrukcja osi przyczepty dostosowana do łożysk i piast (bębnów przednich) PF 126p

- a - końcówka osi, b - elementy osi
- 1 - rura, 2 - czop, 3 - półka resoru,
- 4 - podkładka (PF 126p), 5 - nakrętka (PF 126p, lewa, prawa)

Oznacza to, że na czop osi dostosowany do konstrukcji piasty wg rys. 5.38, dla kół od PF 126p można zastosować stal węglową, trudnospalną, np. 45. Średnice rury osi powinny być dobrane tak, aby stosunek naprężeń zginających w przekroju niebezpiecznym rury - w płaszczynie resoru - do dopuszczalnych naprężeń dla materiału rury nie był większy niż analogiczny stosunek dla przekroju niebezpiecznego czopa:

$$0,1 (d_1^4 - d_w^4) \cdot \sigma_{r, dop} < M_1 \cdot d_1^3 \cdot \sigma_{c, dop} \quad (5.26a)$$

zależność ta, po uwzględnieniu wymiarów dłuższych wg rys. 5.28 i 5.39 przyjmuje postać:

$$l_r \cdot d_r < L - k + t - c \quad (5.26b)$$

Przykład sprawdzenia stosunku naprężeń dla rury osi 1 i czopa 2 dostosowanych do piast i łożysk od PF 126p wg konstrukcji na rys. 5.40.

Ze względu na wzajemne usytuowanie koła i resoru można przyjąć:

$$l_r = 120 \text{ mm}$$

wymiary rury:

$$d_r = 45 \text{ mm}, d_w = 33 \text{ mm}$$

odległość przekroju niebezpiecznego czopa od płaszczyny koła:

$$l_c = L - k + t - c = 22 \text{ mm (rys. 5.28)}$$

średnica czopa pod łożyskiem wewnętrznym:

$$d_{c1} = 20 \text{ mm}$$

po podstawieniu do wzoru (5.26b)

$$120 \cdot 45 < 22$$

$$(45^4 - 33^4) \sigma_{r, dop} < 203 \cdot \sigma_{c, dop}$$

$$0,66 \cdot \sigma_{c, dop} < \sigma_{r, dop}$$

Ze względu na wielkość momentu zginającego obliczonego dla czopa ze wzoru (5.19) przy założeniu siły  $G_k = 145 \text{ daN (kG)}$  (rozdz. 5.3.2 przykład 3) dopuszczalne naprężenia materiału czopa powinny wynosić co najmniej:

$$\sigma_{c, dop} > 145 \cdot 22$$

$$\sigma_{c, dop} > 0,1 \cdot 203$$

$$\sigma_{c, dop} > 4 \text{ daN/mm}^2 \text{ (kG/mm}^2\text{), tzn. } R_p > 40 \text{ daN/mm}^2 \text{ (kG/mm}^2\text{), stąd}$$

$$\sigma_{r, dop} > 2,65 \text{ daN/mm}^2 \text{ (kG/mm}^2\text{), tzn. } R_p > 26 \text{ daN/mm}^2 \text{ (kG/mm}^2\text{)}$$

Oznacza to możliwość wykonania czopa ze stali 65, 60 G, 45 G2 lub ze względu na spawanie 25 HM. Rura może być wykonana z materiału R55, 15 HM, 12HMF (rura precyzyjna) lub 16M (rura kotłowa).

Jeśli dla zwiększonych obciążeń (mogą one wynosić dla kół od PF 126p do 275 daN (kG) rys. 5.22 punkt 1 dla opon 135 R12) należałoby zwiększyć dopuszczalne naprężenie materiału czopa do ponad 6,5 daN/mm<sup>2</sup> (kG/mm<sup>2</sup>), stosując np. materiał 20 HGS, to konieczne byłoby wówczas zwiększenie średnicy rury użytej na oś. Wynika to z granicznej wartości  $R_p$  dla rur (40).



## 5.4. Skrzynia ładunkowa

W większości przyczep samochodów osobowych nie przeznaczonych do przewozu dużych przedmiotów, jak łódzie, kajaki, motocykle itp. stosowane są do pomieszczenia bagażu pomosty z odejmowanymi ścianami, skrzynie ładunkowe lub pojemniki (rys. 1.2) o różnej konstrukcji i wielkości. Do wykonania skrzyni używane są, zarówno przez wytwórcę, jak i indywidualnych budowniczych deski, sklejka, blacha stalowa lub aluminiowa, laminaty oraz pręty stalowe lub aluminiowe dla wzmocnienia konstrukcji.

Stały pomost z odejmowanymi ścianami ma przyczepa przedstawiona na rys. 1.4. Poszycie pomostu i ścian stanowią deski. Deski pomostu mocowane są na styk, natomiast ściany wykonane z wąskich listew są ażurowe. Tego rodzaju skrzynie nie chroni nalezycie bagażu i może być uży-



Rys. 5.41. Przyczepa ze skrzynią drewnianą — widok z przodu



Rys. 5.42. Przyczepa z rys. 5.41 — widok z tyłu, oświetlenie

wana tylko do przewozu ładunków w pojemnikach lub workach (np. owoców lub warzyw) na krótkich trasach. Ściany przednia i tylna są mocowane do pomostu za pomocą zawiasów, mogą być otwierane. Pozwala to na przewóz przedmiotów dłuższych niż skrzynia.

Skrzynia pokazana na rys. 5.41 i 5.42 wykonana jest podobnie, jak skrzynie samochodów i przyczep ciężarowych. Wykorzystane są typowe okucia (zawiasy, zamki) stosowane w ciężkich pojazdach. Zasadniczym materiałem do wykonania tej skrzyni są deski drewniane tworzące płaty podłogi (pomostu) oraz ścian i kątownicy stalowe. Skrzynia ma konstrukcję szkieletową, deski wypełniają dno i boki spawanego szkieletu składającego się z prostokątnej ramy podłogi oraz przyspawanych do niej słupków narożnych i bocznych (o mniejszym przekroju). Górne końce słupków nie są powiązane kątownikami, krawędzie górne ścian bocznych stanowią górne deski. Tylna ściana jest otwierana (rys. 5.42), co ułatwia załadunek ciężkich przedmiotów i umożliwia przewóz przedmiotów dłuższych niż skrzynia ładunkowa. Deski tylnej ściany są powiązane wydłużonymi zawiasami i kątownikami wzdłuż bocznych krawędzi. Błotniki mocowane są do ścian bocznych, do których przykręcono także w tylnej części wsporniki lamp i trójkałów odblaskowych. Skrzynia jest przykładem prostej konstrukcji, możliwej do wykonania nawet przy bardzo skromnym wyposażeniu warsztatu. Spawanie szkieletu może być zastąpione nitowaniem. Sztywność skrzyni jest dostatecznie duża, szczególnie w przedniej części, co umożliwia stosowanie uproszczonej ramy podpierającej skrzynię z przodu tylko w środku; tył powinien być podparty na całej szerokości. Wadą tej skrzyni jest znaczny jej ciężar.

Skrzynia pokazana na rys. 1.5 ma podobny kształt do skrzyni pokazanych na rys. 5.41 i 5.42. Poszycie ścian stanowi jednak blacha stalowa. Ściany są wzmocnione przyspawanymi lub zgrzewanymi pionowymi prętami o przekroju „omega” i przykręcone do narożnych kątowników i pomostu. Górne krawędzie ścian muszą być także usztywnione prętami, np. kątownikami. Szkielet dolnej części skrzyni stanowi całość z ramą przyczepy i ma przyspawane narożne, pionowe kątowniki. Skrzynia zaopatrzona jest w trzy pałaki z rur stalowych lub aluminiowych i mocowane do nich listwy wzdłużne oraz wodoodporną oponę. Skrzynia jest ciężka, pozwala jednak na przewóz wielu bagaży i zabezpiecza je skutecznie przed wpływami atmosferycznymi.



Rys. 5.43. Przyczepa z dodatkowym pojemnikiem i oponą na pałakach — widok z przodu

Następnym przykładem skrzyni, podobnej do wyżej opisanych, jest skrzynia pokazana na rys. 5.43 i 5.44. Skrzynia jest wykonana z desek mocowanych do spawanego szkieletu. Tylna ściana skrzyni nie jest otwierana. W przedniej części umieszczony jest dodatkowy pojemnik z trójkałową pokrywą mocowaną na zawiasach. Kształt pojemnika dostosowany jest do kształtu wolnej przestrzeni między samochodem i przyczepą przy skręceniu między samochodem i przyczepą przy skręceniu. Pokrywa może być zamykana na kłódkę, co w lepszym stopniu (niż opona) zabezpiecza bagaż przed kradzieżą. Prosty w górnej części kształt pałaków opony oraz brak wzdłużnych listew powoduje, że przy poluzowaniu opony na postoju może gromadzić się na niej woda deszczowa.

Skrzynia przedstawiona na rys. 5.45 jest bardzo sztywna i lekka. Uzyskane jest to dzięki sztywnym (nie otwieranym) ścianom z wzdłużnymi zalamaniami usztywniającymi poszycie. Taka skrzynia wykonana może być z laminatu lub blachy; nie wymaga szkieletu. Uwagę zwraca skrzynkowa nakładka tylnej ściany, służąca do pomieszczenia przewodów zasilających lampy. W ten sposób kable i połączenia są dobrze chronione przed uszkodzeniem. Na rysunkach widać, że przy niestaranym naciągnięciu opony nie chroni ona przed opadami deszczu.

Skrzynię o podobnej konstrukcji bezszkieletowej wykonaną z laminatu przedstawiają rys. 1.5 i 1.6. Opona tej skrzyni musi być bardzo starannie naciągana, aby nie tworzyło się w niej zagłębienie gromadzące wodę.

W oryginalny sposób wykorzystane zostały do wykonania skrzyni przedstawionej na rys. 5.46 i 5.47 elementy tylnej części nadwozia samochodu



Rys. 5.44. Przyczepa z rys. 5.43 — widok z tyłu, oświetlenie



Rys. 5.45. Przyczepa z bezszkieletową skrzynią blaszaną (lub laminowaną), z oponą bez pałaków, oświetlenie



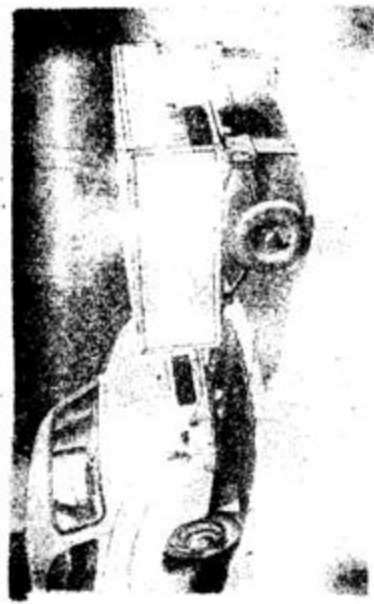
Rys. 5.46. Przyczepa ze skrzynią wykonaną z elementów nadwozia samochodu osobowego — widok z przodu



Rys. 5.47. Przyczepa z rys. 5.46 — widok z tyłu, światłem



Rys. 5.48. Przyczepa ze skrzynią — pojemnikiem e sklejk — widok z przodu



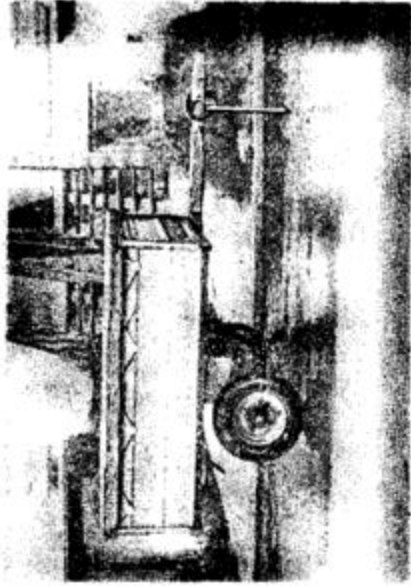
Rys. 5.49. Przyczepa z rys. 5.48 — widok z tyłu

Trabant 600. Tego rodzaju konstrukcje, z użyciem części produkowanych seryjnie w wytwórniach samochodów, są trudne. Indywidualny budowniczy ma bowiem nieporównywalnie mniejsze możliwości technologiczne niż możliwości fabryki, a musi dostosować kształty części dorabianych do skomplikowanych nieraz wyłoczek itp. detali. Metoda ta może być jednak najprostszym sposobem uzyskania przynajmniej części materiałów do przyczepy. Wykonawca przyczepy wg rys. 5.46 wykorzystał nadwozie samochodu w możliwie maksymalnym zakresie. Pomysłowo poradził sobie z rozwiązaniem ściany przedniej, która jest prosto płaska. W przyczepie zastrzeżenie budzi mocowanie dysza spawanego do poprzeczki przedniej ramy. Tego rodzaju nagła zmiana przekroju (z rury w płaski rozległy element) jest bardzo niekorzystna, gdyż obniża wytrzymałość zmęczeniową, co może doprowadzić do uszkodzeń w eksploatacji (urwanie się dysza).

■ Na rys. 5.48 i 5.49 pokazana jest skrzynia — pojemnik o bardzo prostej konstrukcji. Do spawanego szkieletu z giętych kątowników stalowych przykręcane są płyty ścian i podłogi ze sklejk. Pokrywa wykonana jest też ze sklejk, mocowana jest za pomocą zawiasów do krawędzi bocznej i zamknięta „butelkowymi” zaciskami. Pokrywa ma małą sztywność i może być łatwo uszkodzona w położeniu otwartym, np. przez wyszczerbienie krawędzi. Pokrywa powinna mieć obrzeża usztywnione i chronione ramką z kątowników zachodzących na górne kątowniki szkieletu. Prosty kształt skrzyni ułatwia jej budowę lecz umieszczenie podłogi nad kołami powoduje podniesienie środka ciężkości i zmniejszenie stateczności.

■ Podobny kształt ma skrzynia przyczepy seryjnej produkcji francuskiej, pokazanej na rys. 5.50—5.53. Skrzynia wykonana jest z blachy stalowej 1 mm. Otwierane ściany przednia i tylna ułatwiają przewóz dużych ładunków. Zastosowanie ogumienia o bardzo małych wymiarach 3,5—8 zapewnia obniżenie powierzchni ładowania (465 mm) i środka ciężkości.

■ Konstrukcja blaszanej skrzyni — pojemnika przedstawionego na rys. 1.10 odznacza się dużą zwartością. Wykonanie takiego pojemnika nie jest łatwe, ze względu na gięte blach ścian oraz wnętki kół konieczne przy wykorzystaniu na przetrzeź ładunkową pełnej szerokości przyczepy. Znaczna szerokość pojemnika w stosunku do rozstawu kół mogłaby powodować zmniejszenie stateczności przy niesymetrycznym obciążeniu, jednak maksymalne obniżenie skrzyni zapewnia dostateczną stateczność. Pojemnik nie wymaga szkieletu, jest więc lekki i nadaje się do dalekiej turystyki. Pokrywa usztywniona listwami może



Rys. 5.50. Przyczepa produkcji francuskiej ze skrzynią blaszaną



Rys. 5.51. Szczegóły konstrukcyjne przyczepy z rys. 5.50



Rys. 5.52. Przyczepa z rys. 5.50 z otwartą tylną ścianą skrzyni



Rys. 5.53. Przyczepa z rys. 5.50 z otwartą tylną i przednią ścianą skrzyni

być obciążona dodatkowym bagażem, jeśli do pojemnika dodane będą uchwyty do mocowania ładunku linką lub pasami.

■ Pojemniki przyczep pokazanych na rys. 1.8, 1.9, 1.11 wykonane są z laminatów. Są to konstrukcje skorupowe, nie wymagające wzmocniającego szkieletu. Zapewniają to lekkość konstrukcji wyrażającą się w korzystnym stosunku ładowności do masy własnej. Stosunek ten wynosi dla obu przyczep 2,5.

■ Dla porównania podać można ten wskaźnik dla przyczepy z rys. 1.4, wynosi on ok. 1,7, mimo ażurowych ścian i braku pokrywy. Ten niekorzystny wskaźnik wynika oczywiście nie tylko z faktu użycia do wykonania skrzyni desek i prętów stalowych, lecz także ciężkiego podwozia.

■ Pojemniki z rys. 1.8 i 1.9 chronią dobrze bagaż przed kurzem i błotem z drogi oraz opadami atmosferycznymi. Nadają się do dalekiej turystyki. Pojemnik z rys. 1.11 wyposażony jest dodatkowo w bagażnik mocowany do pokrywy, podobny do samochodowego bagażnika dachowego; umożliwia to przewóz dodatkowego bagażu.

■ Osobną grupę przyczep z zamkniętymi pojemnikami stanowią przyczepy wyposażone w rozkładane na stelazach namioty oraz kompletne wyposażenie kempingowe. Ze względu na przeznaczenie przyczepy takie zalicza się do przyczep kempingowych. Jednak budowa ich pojemników może być bardzo podobna do budowy pojemników przyczep bagażowych. Z racji konieczności zapewnienia miejsca do spania wymiary tych pojemników są z reguły większe niż w przyczepach bagażowych. Wykorzystana jest cała szerokość przyczepy, kół mieszczą się we wnękach. Celowe jest także zaprojektowanie pojemnika namiot-



towej przyczepy kempingowej, aby po zdemontowaniu namiotu, stelażu i wyposażenia do spania i przygotowaniu posilków, pojemnik służył do przewożenia innych bagaży. Możliwe jest także przystosowanie podwozia do łatwego zdejmowania pojemnika kempingowego i zastąpienia go bagażowym. Może to znacznie rozszerzyć stopień wykonywania przyczepy.

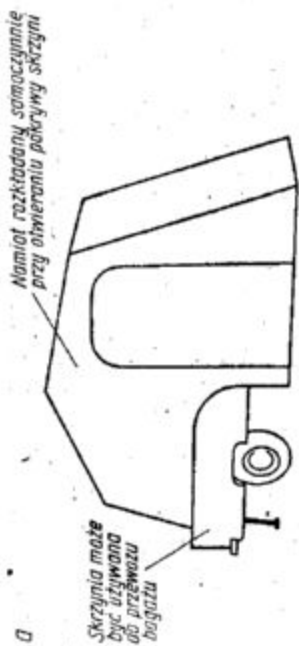
■ Ze względu na powyższe, w pracy niniejszej omówione zostaną w skrócie cechy charakterystyczne pojemników przyczep namiotowych.

■ Polskie składane przyczepy kempingowe przedstawia rys. 5.54. Przyczepa namiotowa GK 100 ma uniwersalną skrzynię kempingowo-bagażową. Przyczepy N-133 i N-128 są przeznaczone wyłącznie do mieszkania lecz zespoły ich podwozi mogą być wykorzystywane okresowo w przyczepach bagażowych.

■ Rys. 5.55 przedstawia przyczepę Camptourist CT6-2 produkcji NRD. Pojemnik przyczepy ma długość 2,0 m i szerokość ponad 1,5 m, co pozwala na wygodne spanie dla 4 osób. Pokrywa pojemnika otwierana jest w kierunku poprzecznym (zawiasy wzdłuż bocznej krawędzi), ustawiona jest po otwarciu poziomo i stanowi tapczan o wymiarach 1850 x 1400 mm przeznaczony dla dwóch osób. Pokrywa po otwarciu wspiera się na otwieranej ścianie tylnej pokrywy, zawiasach mocowanych do dolnej części pojemnika oraz dodatkowym wsporniku w części przedniej. Pokrywą tylną pojemnika stanowi odchylna w bok szafka kuchenna, zawierająca kuchenkę gazową i miejsce na naczyń. Dolna część pojemnika ma dwie kanapy wzdłuż ścian bocznych wsparte na schowkach na śpiwo-ry, ubrania i pozostały bagaż oraz na wnękach kół. Po złożeniu stołu ustawionego w środku pojemnika do poziomu górnej krawędzi schowków (blat opiera się o krawędzie schowków) i rozłożeniu poduszek i oparciu obu kanap uzyskuje się drugi dwuosobowy tapczan.

■ Stelaż namiotu mocowany jest na stałe do pokrywy (2 pałaki) i do dolnej części (2 pałaki) oraz ma dodatkowy pałąk do wsparcia namiotu nad częścią nie zajęta przez przyczepę. Złożenie namiotu oraz zamknięcie pokrywy do położenia podróznego wykonuje się (przy wprawie) w ciągu kilku minut. Masa kompletnej przyczepy wynosi ok. 300 kg. Zastosowano w niej ogumienie 5,20 — 13 (jak w Trabancie) oraz resor poprzeczny od Trabanta współpracujący z poprzecznymi wahaczami. Dopuszczalna masa z bagażami wynosi 500 kg. Pojemnik wykonany jest z blachy i duroplastu. Pokrywa wyposażona jest w zamki (zamykana na klucz) oraz dodatkową gaterijkę do przewożenia bagażu na pokrywie.

■ Pojemnik opisanej wyżej konstrukcji może



Namiotowa przyczepa kempingowa GK 100  
m - 240 kg, koła od PF 128 p

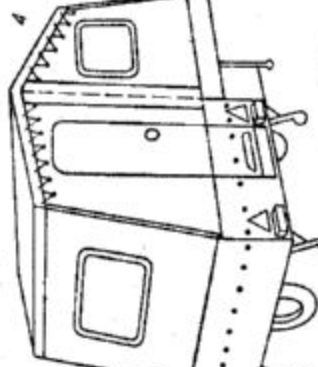
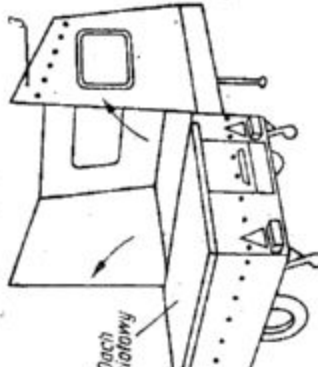
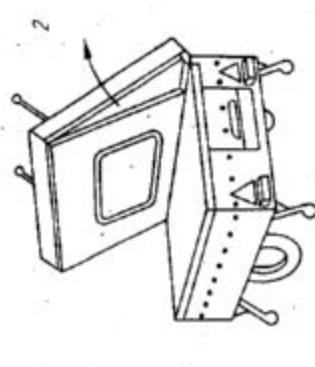
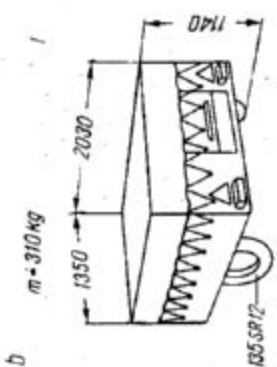
Rys. 5.54. Składane przyczepy kempingowe produkcji polskiej

a - namiotowa przyczepa GK 100 (masa 240 kg, koła od PF 128p).

być zaprojektowany w ten sposób, aby kanapy, schowki i stelaż dały się łatwo demontować. Otrzymały w ten sposób pojemnik bagażowy o objętości ponad 1500 dm<sup>3</sup> może być używany do różnych ładunków.

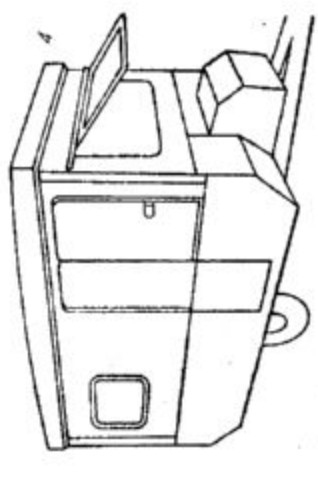
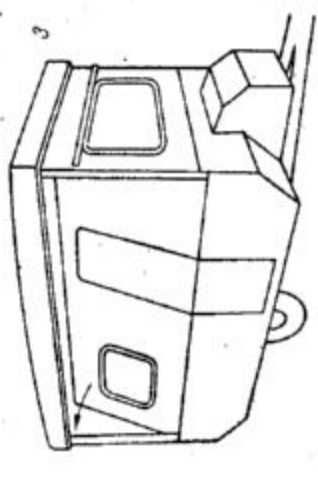
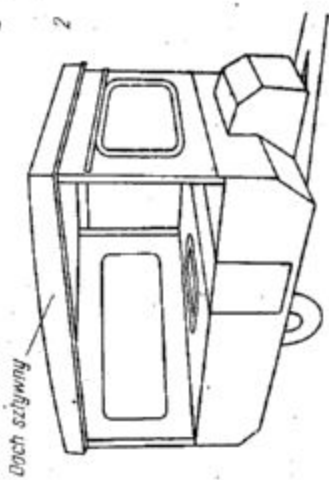
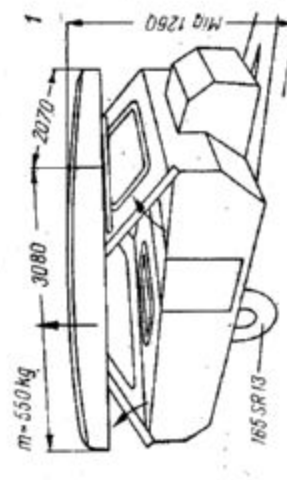
■ Rys. 5.56 przedstawia pojemnik francuskiej przyczepy namiotowej Caracol. Dwie pokrywy pojemnika otwierane są w kierunku wzdłużnym (zawiasy na krawędziach przedniej i tylnej ścian) i stanowią po podparciu na teleskopowych podporach dwa dwuosobowe tapczany. Dolna część pojemnika stanowi pomieszczenie mieszkalne ze stołem, ławami na pojemnikach bocznych i szafkami, jest wyposażona w drzwi w prawej ścianie. Całość nakryta jest namiotem na pięciu pałakach. Tego typu pojemnik o bardzo dużej pojemności trudno adaptować do przewożenia bagażu.

■ Indywidualny budowniczy przyczepy, po ustaleniu zasadniczych wymiarów przyczepy (rozdz. 4) oraz jej przeznaczenia, musi zdecydować jaki będzie kształt skrzyni (z wnękami na koła czy bez) oraz z jakich dostępnych materiałów może zbudować nadwozie. Dla łatwiejszej oceny czy wymiary projektowanej skrzyni zadowolą właściciela, celowe jest wykonanie prowizorycznego modelu skrzyni i dokonanie próby pomieszczenia w nim bagażu, do którego ma służyć. Takie praktyczne sprawdzenie czy np. cały sprzęt kempingowy, jak i chcemy zabrać na urlop, mieści się w skrzyni pozwoli na optymalne ustalenie wymiarów skrzyni i zaoszczędzi późniejszych rozczarowań i kłopotów. Model można wykonać łatwo ze starych kartonowych opakowań lub zestawiając po pro-



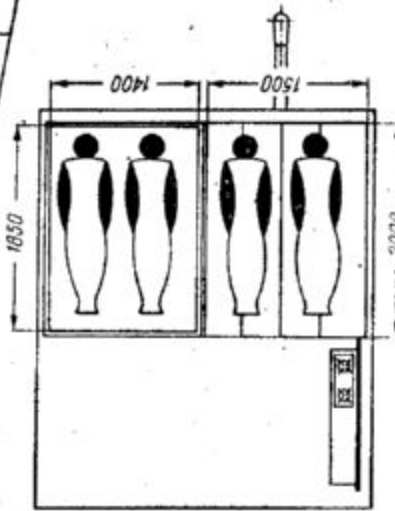
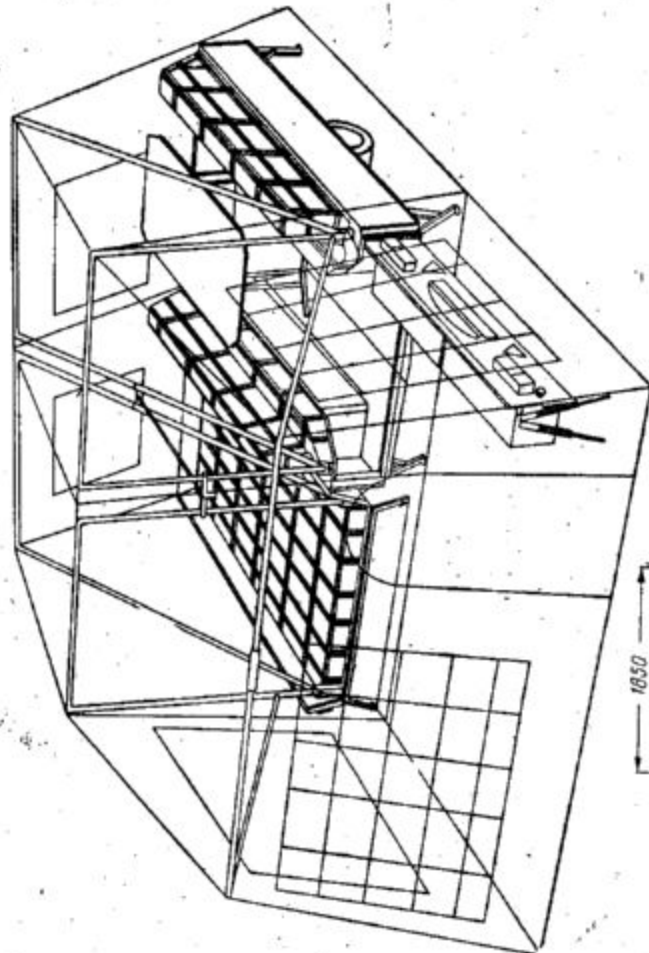
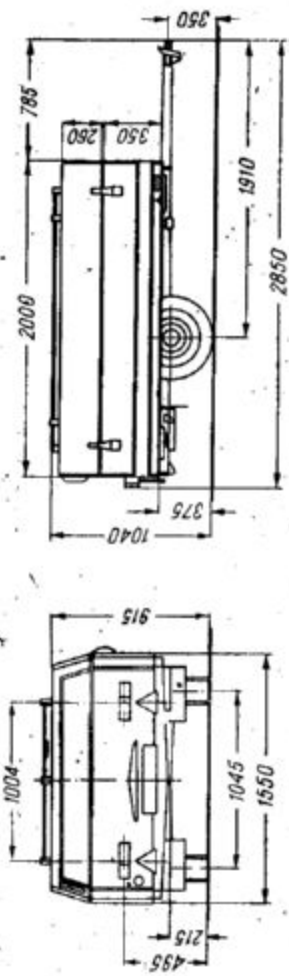
N-133

b - mieszkalne przyczepy N 133 i N 128

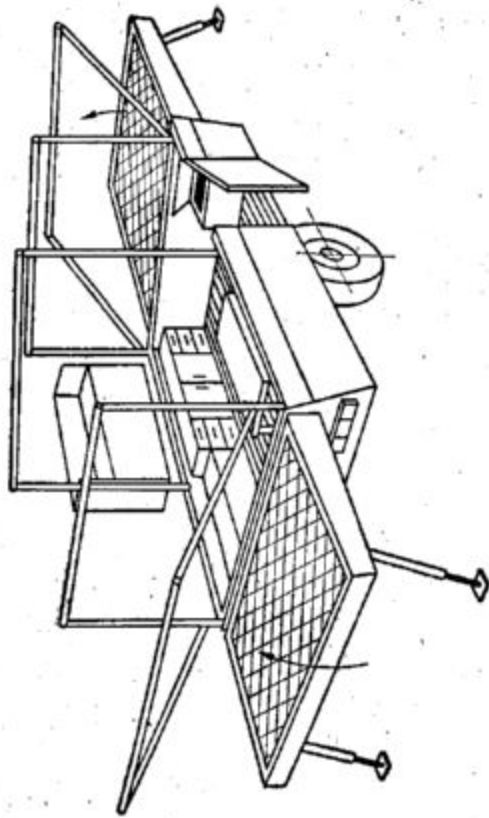


N-128

Składane przyczepy kempingowe



Rys. 5.55. Namiotowa przyczepa kempingowa  
Camptourist CT 6-2 z pojemnikiem  
rozkładanym w kierunku poprzecznym



Rys. 5.56. Namiotowa przyczepa  
kempingowa Caracol  
z pojemnikiem rozkładanym  
w kierunku podłużnym

stu lżejsze meble domowe tak, aby utworzyć między nimi przestrzeń o wymiarach i kształcie skrzyni.

■ Materiałami używanymi do wykonania skrzyni ładunkowej może być drewno w postaci desek (listew) lub sklejk, stal w postaci blachy i prętów (szczególnie przydatne są kątowniki), aluminium, laminaty z żywic syntetycznych zbrojonych włóknem szklanym w postaci maty lub tkaniny oraz kombinacje tych materiałów.

■ Na rys. 5.57 pokazana jest skrzynia wykonana na całkowicie z desek. Przy zakupie drewna należy brać pod uwagę cechy różnych jego gatunków. Dębina jest drewnem ciężkim, twardym, drogim, trudnym do nabycia i do obróbki, jest jednak mocniejsza niż inne gatunki, odporna na butwienie, pod lakierem zachowuje ładny wygląd. Jesion jest twardy, mocny, giętki (mniej kruchy od dębu), o ładnym wyglądzie pod lakierem bezbarwnym, lecz drogi i trudny do nabycia oraz mało odporny na butwienie. Sosna jest lekka (o 25% lżejsza od dębu), elastyczna, odporna na butwienie (podobnie jak dąb), nabycie drewna sosnowego jest stosunkowo najłatwiejsze. Świerk i jodła są gatunkami najlżejszymi, słabszymi i mniej elastycznymi od sosny, lecz zachowują się dłużej niż sosna ładny wygląd pod lakierem bezbarwnym (nie ciemnieją). Wspólną cechą wszystkich wymienionych wyżej gatunków drewna jest dość znaczne pęcznienie pod wpływem wilgoci. Pęcznienie następuje praktycznie tylko w kierunku poprzecznym do włókien i jest największe w warstwach bliższych powierzchni pnia, co należy brać pod uwagę przy doborze desek. W konstrukcji należy unikać pozostawiania odkrytych przekrojów poprzecznych desek. Drewno sprzedawane jest w kilku klasach, o różnej jakości i ce-

nach. Najwyższe, trudne do nabycia klasy I i II charakteryzują się równym siojem i brakiem sąków, dają mało odpadów. Bardziej realne są do nabycia klasy III, IV i niższe, dla których należy przewidywać większy nadatek na odpady (do 40%/a).

■ Skrzynia, której konstrukcja przedstawiona jest na rys. 5.57a budowana jest według koncepcji stosowanej dawniej w produkcji skrzyń ładunkowych samochodów ciężarowych i przyczep. Obecnie skrzynie tych pojazdów są z reguły metalowe. Proponowana skrzynia składa się z pięciu zasadniczych płyt stanowiących ściany boczne i ścianę przednią i tylną 2 oraz podłogę 3. Zasadniczymi elementami łączącymi płyty są śruby do drewna (z wypukłymi łbami) z podkładkami do drewna (dużej średnicy) i nakrętkami pokazane w przekroju A—A, 5. Dodatkowo boczne ściany są mocowane do wzdłużnych krawędzi podłogi wkrętami do drewna (7, przekrój B—B). Wymienione stalowe części złączone powinny być ocynkowane w blaszane blotniki 6 posiadające wewnętrzne erozyjnym niszczeniem powłoki lakieru (a także samego drewna) przez rzucane przez koła zanieczyszczenia drogi. Blotniki mocowane są także za pomocą śrub do drewna; ich długość musi być dostosowana do grubości desek.

■ Skrzynia, której wymiary dostosowane są do przyczepy omówionej w przyкладzie 2 w rozdz. 4.2, dzięki sztywnym nie otwieranym ścianom ma dostateczną sztywność nawet przy niewielkiej grubości desek. Dla zachowania lekkości konstrukcji i oszczędności materiału można wykonać poszczególne płyty, jak to pokazano na rys. 5.57 a), b) i c). Jeśli grubość desek sosnowych nie przekro-



czy 10–12 mm, to z porównania gęstości drewna (ok. 0,7 g/cm<sup>3</sup>) i stali (7,8 g/cm<sup>3</sup>) wynika, że masa skrzyni będzie w przybliżeniu równa masie skrzyni bezszkieletowej wykonanej z blachy o grubości 1 mm. Można to uznać za dobry wynik.

■ Dla uzyskania sztywności płyt przy tak cienkich deskach nie jest możliwe stosowanie połączeń „na wpust” lub podobnych, lecz celowe jest zastosowanie klejenia i dodatkowo kółków z drutu średnicy 1,5...2,5 mm. Na rys. 5.57b a) i b) pokazany jest sposób łączenia desek. Całkowicie ostrugane (maszynowo) na określoną grubość deski, o szerokości możliwie najmniejszej (50...80 mm), układane są w skręconych obejmach do klejenia. Upřednio należy wykonać przy pomocy jednego szablonu wiercone otwory pod kołki. Przy składaniu należy kołki powbijać po jednej stronie każdej deski, smarować wzdłużne węższe boki desek klejem i układać w obejmach dobijając do poprzedniej deski tak, aby kołki trafiły w przygotowane otwory. Po włożeniu ostatniej deski całość należy docisnąć klinami i odczekać do zaschnięcia kleju, a następnie obciąć płytę na ostateczny wymiar długościowy. Szerokość desek w każdej płycie powinna być dobrana dla otrzymania zamierzonej szerokości płyty. Do klejenia można używać klejów kazeinowych lub żywic syntetycznych poliestrowych, epoksydowych lub innych. Zacieki kleju trzeba usunąć, gdy są świeże, gdyż po zaschnięciu usunięcie ich bez uszkodzenia drewna jest bardzo trudne.

■ Konstrukcja płyt uzupełniana jest naklejaniem dodatkowo na zewnętrzne powierzchnie listwami usztywniającymi wzdłuż górnych i pionowych krawędzi wg rys. 5.57b, c) wykonanymi z desek o takiej samej grubości, jak płyty. Listwy są dodatkowo umocowane gwoździami. Łby gwoździ wpuszczane są w nawiercenia, które powinny być zaspachlowane. Wystające końce gwoździ, po stronie wewnętrznej, należy starannie zagląć i wbić w deski wg rysunku. Płyty należy impregnować pokostem lub xylamitem, szpachlować otwory na łby gwoździ i ewentualnie uszkodzone miejsca desek, malować co najmniej dwukrotnie cienką farbą i na końcu lakierem do drewna (do malowania przedmiotów narażonych na wpływy atmosferyczne). Nie należy stosować lakierów nitro. Płyty łączyć śrubami przy pomocy listew o przekroju kwadratowym 4, pokazanych na rys. 5.57a również zabezpieczonych przez malowanie. Listwy można uzyskać przez klejenie listew o grubości takiej, jak płyty ścian, lecz tak dobranych, aby otwory pod śruby nie wypadały w płaszczyznach klejenia. Wystające łby śrub i wkrętów oraz podkładki i nakrętki można pomalować po zmontowaniu skrzyni. Konstrukcja blotników, wykonanych najlepiej z bla-

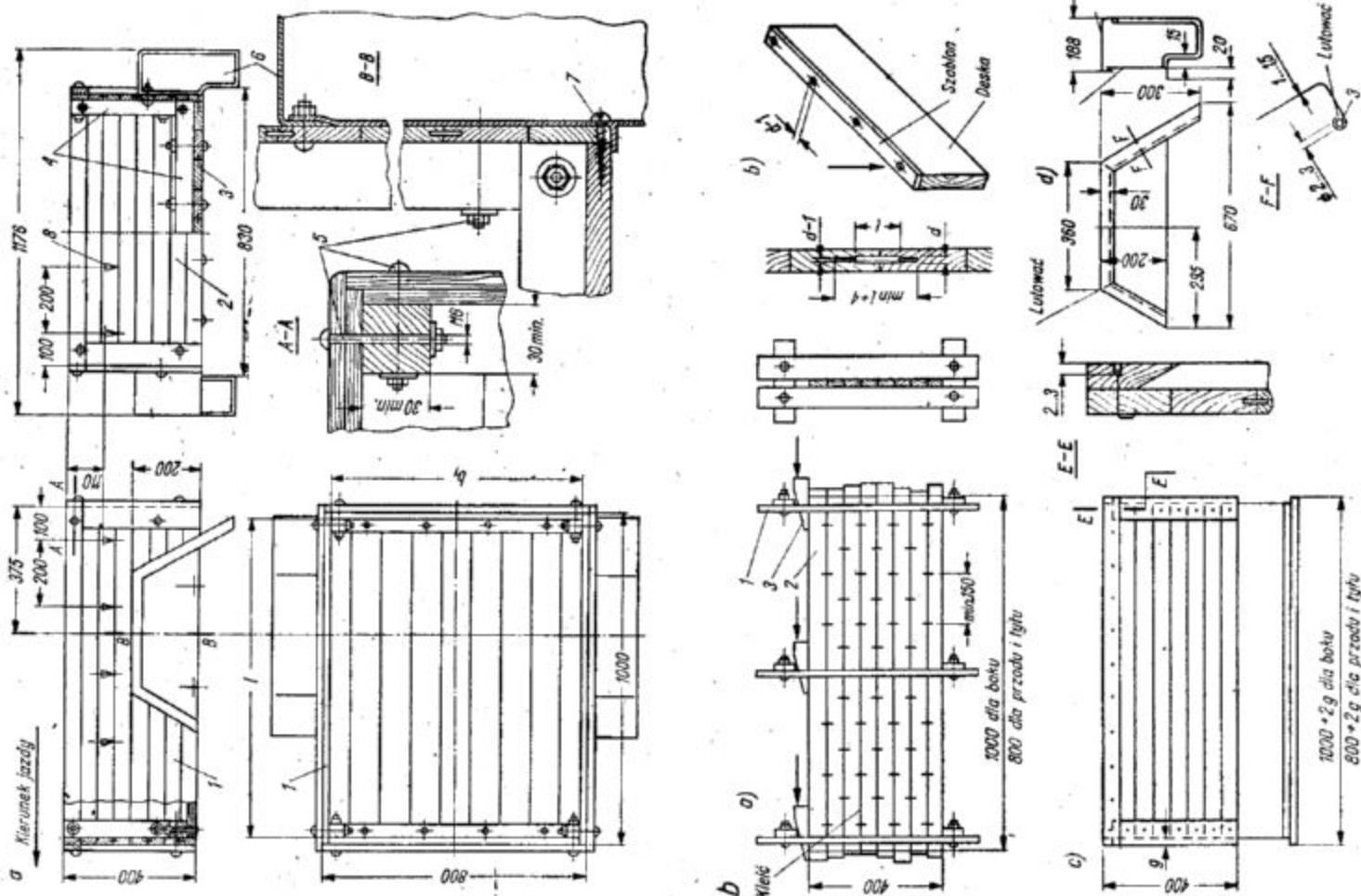
chy ocynkowanej, pokazana jest na rys. 5.57b, d). Błotniki i uchwyty do linki opończy 8 powinny być mocowane na końcu montażu skrzyni.

■ Opisana skrzynia wg rys. 5.57 chociaż pracochłonna, może być jednak wykonana przez indywidualnego budowniczego przyczepą bez potrzeby korzystania z dobrze wyposażonego warsztatu stolarskiego, potrzebne jest jedynie zlecenie na staranne ostruganie na strugarce do drewna desek do montażu płyt. Drewno musi być dobrze wysuszone.

■ Rys. 5.58 przedstawia inną propozycję konstrukcji skrzyni dostosowanej również do wymiarów przyczepy według przykładu 2 w rozdz. 4.2. Jest to skrzynia — pojemnik ze sztywną pokrywą wykonaną ze sklejki i listew. Zasadniczymi elementami skrzyni są ściany boczne 1, ściana przednia i tylna 2, podłoga 3 i pokrywa 4. Błotniki 5 mogą mieć konstrukcję, jak na rys. 5.57.

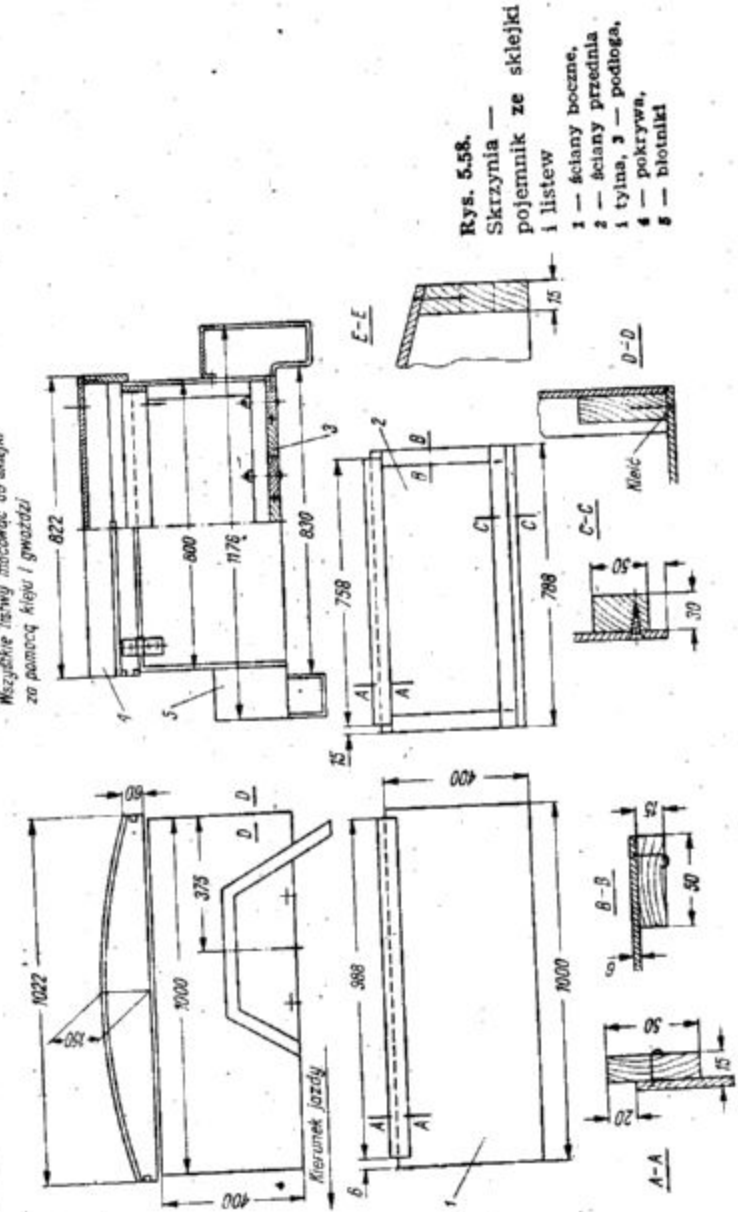
■ Ściany skrzyni są wykonane z płyt sklejki wodoodpornej o grubości 5...8 mm (stosownie sklejki zwykłej daje bardzo małą trwałość skrzyni) wzmocnionych listwami mocowanymi klejem i gwoździami. Przy kupowaniu sklejki należy brać pod uwagę cechy jej gatunków. Sklejka sosnowa ma odznaczające się wyraźnie (nawet spod farby) słoje, jest wytrzymałsza od innych i mniej podatna na butwienie niż sklejki z drzew liściastych. Sklejka olchowa lub brzoźowa ma gładkie powierzchnie.

■ W konstrukcji pokrywy, będącej oprócz podłogi częścią o największej powierzchni, sztywność (a także zwiększenie pojemności) można uzyskać przez gięcie sklejki w dopuszczalnych dla niej granicach. Płat pokrywy mocowany jest klejem i gwoździami do prostokątnej ramy z desek, których górne krawędzie dostosowane są do walcowego kształtu sklejki. Podłoga może być wykonana i mocowana, jak w skrzyni wg rys. 5.57 lub podobnie, jak ściany ze sklejki wzmocnionej na krawędziach (i ewentualnie dodatkowo w środku) listwami. Grubość sklejki podłogi nie powinna być jednak mniejsza od 8 mm. Całość pudła skrzyni łączona jest na klej i gwoździe lub wkręty do drewna (ocynkowane lub kadmowane), a w przypadku podłogi z desek celowe jest stosowanie do mocowania jej krótszych krawędzi (do ściany przedniej i tylnej) śrubami do drewna (rys. 5.57). Pokrywa mocowana jest metalowymi zawiasami; powinna być zabezpieczona przed nadmiernym odchyleniem przy otwarciu (szczególnie podczas wiatru) np. linką. W położeniu zamkniętym pokrywę trzeba zabezpieczyć uchwytem dostosowanym do kłódki lub zamkiem wbudowanym w ścianę skrzyni. Skrzyni-

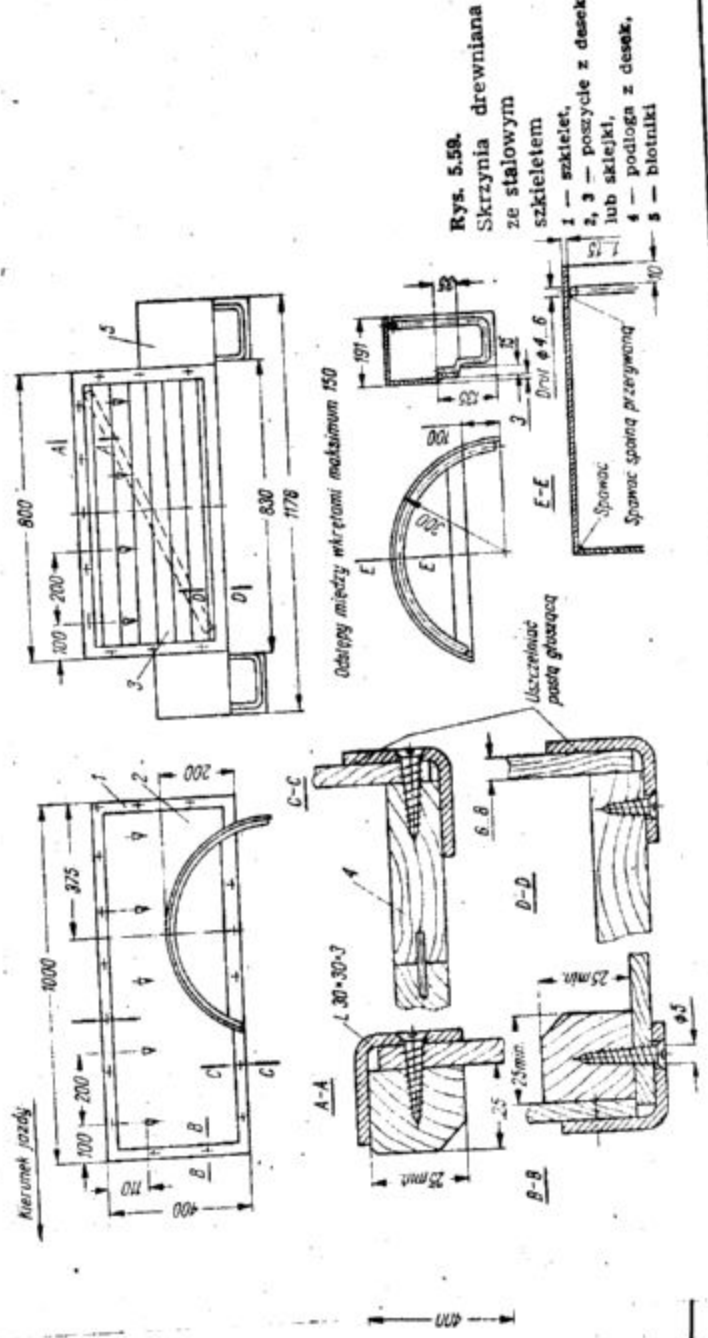


Rys. 5.57. Skrzynia ładunkowa wykonana z desek a — montaż skrzyni, b — elementy skrzyni

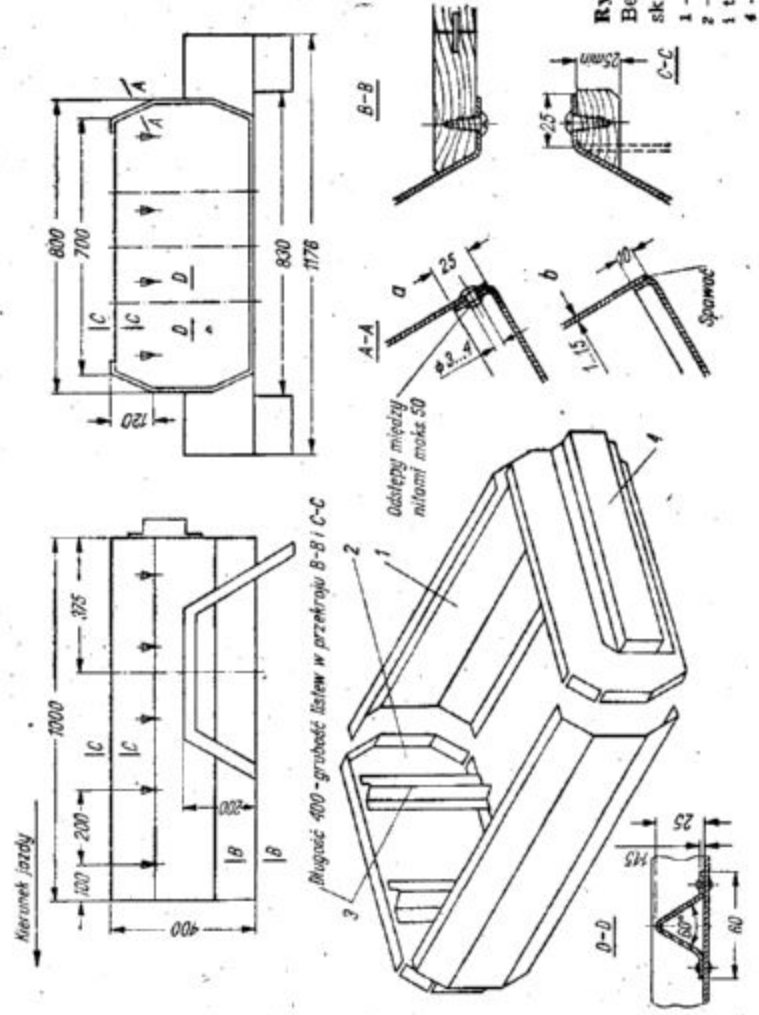
Wszystkie listwy mocować do sklejki za pomocą kleju i gwóźdźki



**Rys. 5.58.**  
Skrzynia — pojemnik ze sklejki i listew  
1 — ściany boczne,  
2 — ściana przednia  
3 — ściana tylna, 3 — podłoga,  
4 — pokrywa,  
5 — błotniki



**Rys. 5.59.**  
Skrzynia drewniana ze stalowym szkieletem  
1 — szkielec, 2, 3 — poszycie z desek lub sklejki, 4 — podłoga z desek, 5 — błotniki



**Rys. 5.60.**  
Bezszkielecowa skrzynia metalowa  
1 — ściany boczne,  
2 — ściany przednia i tylna, 3 — podłoga,  
4 — pokrywa

nia powinna być zabezpieczona przed wpływami atmosferycznymi przez impregnowanie sklejki i listew pokostem i kilkakrotnie malowane, jak to opisano wyżej. Szpachlowanie i szlifowanie przed ostatecznym pokryciem farbą może nadać sklejce bardzo ładny wygląd. Szpachlowka musi być jednak wodoodporna. Skrzynia nadaje się do przewozu sprężonego powietrza lub typowych bagaży podróży (np. walizki, worki).

Trzecim przykładem konstrukcji skrzyni jest przedstawiona na rys. 5.59 skrzynia szkielecowa o wymiarach, jak pokazane na rys. 5.57 i 5.58. Skrzynia jest wykonana z kątowników stalowych stanowiących prostopadłościenną spawaną klatkę szkielecowa. Poszczególne boki szkielecowa mają mocowane wkrętami lub śrubami poszycie z desek lub sklejki 2 i 3. Podłoga wykonana jest z desek 4. Płyty podłogi oraz ścian, jeśli nie są wykonane ze sklejki, mogą być zrobione, jak to opisano dla skrzyni wg rys. 5.57. Konstrukcja szkielecowa z zachowaniem określonej kątowości montażu płyt. Podłoga powinna być wykonana przed założeniem poszycia ostatecznej (przedniej lub tylnej), ściany. Pokazano to na rysunku linią przerywaną. Szkielec po spawaniu oraz ściany i podłoga powinny być malowane przed

montażem ostatecznym. Do skrzyni wmontowano błotniki 5 o konstrukcji odmiennie niż w poprzednich przykładach. Jeśli ma być stosowana opończka, należy skrzynię wyposażyć w uchwyty. W przypadku poszycia ze sklejki celowe jest uszczelnienie połączeń z dolnymi kątownikami szkielecowa z pastą gęszą lub autokitem w celu usunięcia przeciekania wody do wnętrza skrzyni (przy szczelnej opończy). Opisana skrzynia musi być wykonana jako całościowo metalowa, jeśli poszycie będzie z blachy mocowanej śrubami, wkrętami lub przez spawanie do szkielecowa. Skrzynia odznacza się dużą wytrzymałością i musi być używana do przewozu wszelkich bagaży. Musi być chroniona przed korozją, szczególnie jeśli ma blaszane poszycie (połączenia spawane blach ze szkieletem sprzyjają korodowaniu). Pokazane na przekroju A—A rys. 5.59 listwy drewniane dodatkowo usztywniają górne krawędzie ścian, ułatwiają mocowanie ścian ze sklejki i ochronę bagażu (i ręk) przed uszkodzeniem przez krawędzie kątownika.

Skrzynia pokazana na rys. 5.60 jest konstrukcją całościowo blaszaną, chociaż jej podłoga może być wykonana także z desek, jak w poprzednich przykładach. Wymiary skrzyni są takie sa-



produkcją laminowanych wyrobów (urządzenia sanitarne, opakowania, sprzęt sportowy) lub u chemika. Podawanie szczegółowych informacji z zakresu laminowania oprócz skrótu przytoczonego poniżej, wykracza poza ramy tej książki.

■ Materiałami stosowanymi do wykonania konstrukcji laminowanych są żywice syntetyczne epoksydowe występujące pod handlowymi nazwami Epidian, żywice poliestrowe Polimal oraz tkaniny i maty szklane, lub z włókien naturalnych (bawełny, len, konopie) lub syntetycznych (stylon, torlen).

■ Żywice mają ograniczoną żywotność, tzn. czas od wyprodukowania do użycia (utwardzenia). Żywotność żywic wynosi, zależnie od gatunku, od 3 do 6 miesięcy dla Polimalu i od 6 do 12 miesięcy dla Epidianu. Utwardzenie żywicy następuje pod wpływem dodanego utwardzacza, którym jest dla Epidianu 5, Epidianu 51, oraz Epidianu 53 trójetylenoceteroamina (Z1), dla Polimalu 100 i Polimalu 109 pasta HCH (nadtlenek heksanonu) stosowany z przyspieszaczem w postaci naftianu kobaltu, a dla Polimalu 102, Polimalu 103 pasta WHCH stosowana z ww. przyspieszaczem. Czas utwardzania (żelowania) żywicy w temperaturze 20°C od chwili zmieszania składników wynosi od 90 do 200 minut dla Epidianu i od 20 do 45 minut dla Polimalu. Z racji swych własności żywice wymagają zachowania środków ostrożności. Dla uniknięcia skrócenia żywotności żywic opakowania nie mogą być poddane działaniu nasłonecznienia, światła, tleniu (niebezpieczne naczynia), nadmiernej ochłodzeniu (przemroźnięciu), zawilgoceniu (przy odkrytym naczyniu), przegraniu. Przechowywanie większości żywic musi odbywać się w naczyniach szklanych lub blaszanych ocynkowanych. Żywice są w większości łatwopalne. Praca z żywicami, szczególnie przy niedostatecznej wentylacji, może powodować zatrucia lub objawy alergiczne. Konieczne jest używanie rękawic gumowych i chronienie oczu.

■ Krajowe tkaniny szklane (z włókna szklanego) nadające się do laminatów noszą oznaczenia ST21, ST38, ST39. Ich masa jednostkowa wynosi od 110 do 500 g/m<sup>2</sup>, a grubość ok. 0,7 mm. Cieńsze i gęstsze od ww. tkaniny nie nadają się do laminatów z powodu złej przesuszalności i złego układania się.

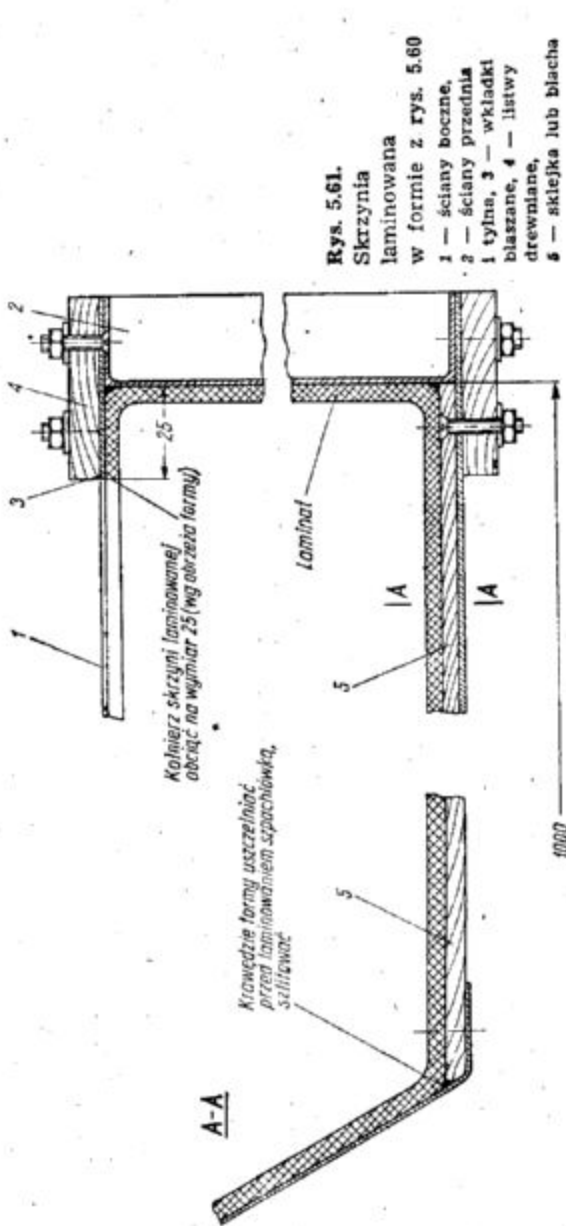
■ Maty szklane, mniej wytrzymałe od tkanin, są o wiele łatwiejsze w użyciu, dobrze układają się nawet przy skomplikowanych kształtach przedmiotu i dobrze przesuszają się żywicą. Ich masa jednostkowa winna wynosić od 200 do 600 g/m<sup>2</sup>.

■ Do laminowania skrzyni przyciepny należy przede wszystkim przygotować starannie formę

pamiętając, że powierzchnia skrzyni będzie do- kładnym odwzorowaniem powierzchni formy oraz że po utwardzeniu żywicy skrzynia musi dać się wyjąć bez uszkodzeń formy lub skrzyni. Przy montażu formy (np. przygotowanej wg rys. 5.61) musi być zapewniony dostęp z zewnątrz formy do wszystkich nakrętek. Łby wkrętów lub śrub pozostające wewnątrz formy zostaną odwzorowane w żywicy. Dlatego celowe jest wpuszczenie 10 w nawiercenia otworów w blasze. Jest to możliwe przy stosowaniu wkrętów z łbami płaskimi.

■ Po starannym skręceniu formy należy ją do- kładnie oczyścić, a następnie pokryć jej wewnę- trzną powierzchnię warstwą zapewniającą oddzie- lenie laminatu od formy. Można użyć w tym ce- lu np. alkoholu poliwinylowego rozpuszczonego w spirytusie lub pasty woskowej do podłóg. Pa- sta jest rozdzielnym bardzo skutecznym, lat- wiejszym do nabywania i mniej niebezpiecznym. Warstwa rozdzielacza musi być nałożona bardzo dokładnie, równomiernie (niezbyt grubo) i do- brze przesuszona. Pierwszą warstwą laminatu jest tzw. żelkot, stanowiący np. połączenie żywicy zmieszanej bardzo starannie z utwardzaczem i ewentualnie przyspieszaczem według dokładnie zachowanego proporcji dla użytego gatunku ży- wicy oraz krzemionki koloidalnej i pigmentu. Krzemionka służy do zagęszczenia warstwy (nie- ment daje zabarwienie wierzchniej warstwy (nie- trzeba malować skrzyni). Warstwa ta jest więc rodzajem szpachlówki, od której przygotowania (proporcji, rodzaju składników, dokładności wy- mieszania) i staranności należenia zależy wygląd i barwa zewnętrznej powierzchni skrzyni. Pig- ment proszkowy (dostosowany do mieszania z żywicami) o wybranym kolorze (złocien żelazo- wa, czerwien żelazowa lub kadmowa, błękit ko- baltowy, zieleń chromowa, biel tytanowa w od- mianie rutylu) dodany w ilości 0,3 do 5% (biel do 10%) powinien być bardzo dokładnie utarty w młynku z małą ilością żywicy bez utwardza- cza. Barwnikiem może być w ostateczności la- kier nitro dodany w małej ilości, dla uzyskania pożądanego zabarwienia.

■ Ostateczne zmieszanie składników żelkotu (z utwardzaczem) powinno nastąpić tuż przed na- kładaniem warstw. Należy przygotować jedno- razowo nie więcej niż 1...2 kg. Skuteczne zmie- szanie, w naczyniu szklanym, fajansowym lub emaliowanym, można uzyskać przez stosowanie mieszadła w postaci pałaka z drutu średnicy 3...5 mm napędzanego przez kilka minut wier- tarką elektryczną. Żywicę nanosi się (szybko i) twardym pędzlem nie przez malowanie, lecz przez lekkie uderzenia w kierunku osi pędzla, aby usu- nąć z nakładanej warstwy wszelkie pęcherze po- wietrza. Warstwa żelkotu powinna mieć gru-



Rys. 5.61.

Skrzynia

laminowana

w formie z rys. 5.60

1 - ściany boczne,

2 - ściany przednia

i tylna, 3 - wkładki

blaszane, 4 - listwy

drewniane,

5 - aktyjka lub blacha

dzone (pogięte) jeśli są luźno przewożone twar- de przedmioty o ostrych krawędziach. Musi być chroniona przed korozją.

■ Dodatkową zaletą skrzyni z rys. 5.60 jest możliwość jej wykorzystania jako formy do wy- konania skrzyni laminowanej z żywicy syntetycz- nych wzmocnionych włóknem szklanym. W ten sposób możliwe jest bardzo oszczędne wykonanie skrzyni blaszanej oraz serii kilku skrzyń lami- nowanych o identycznych kształtach i nieznac- nie mniejszych wymiarach (rys. 5.61).

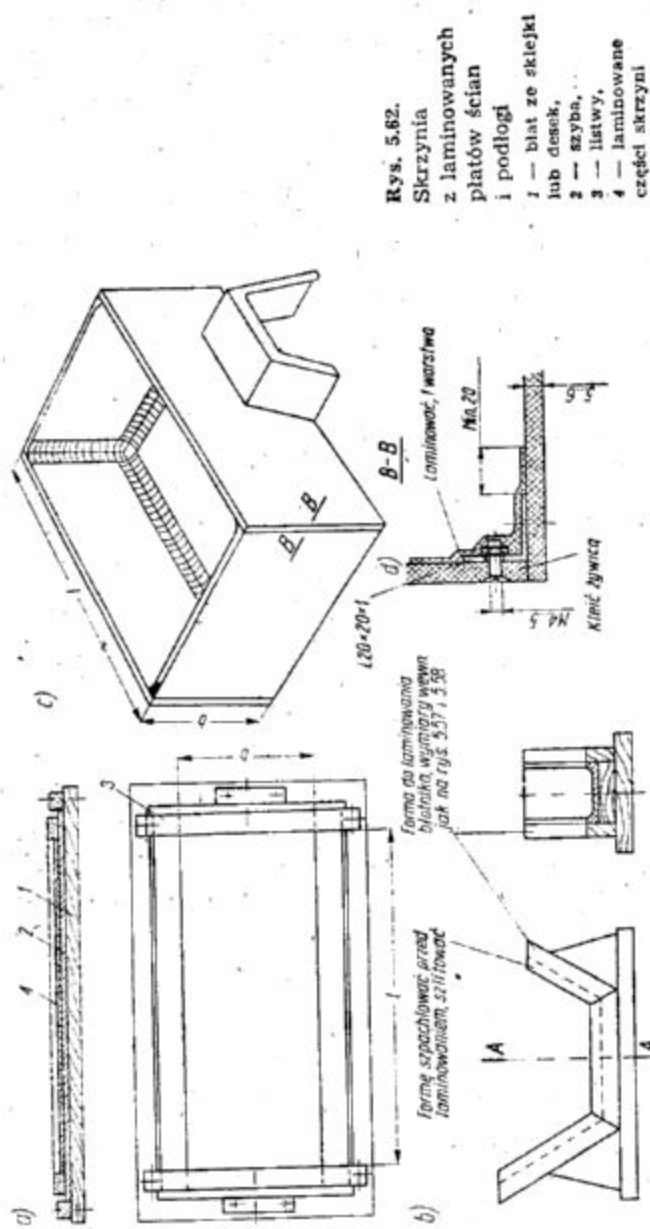
■ Skrzynia blaszana musi być rozbierna (a więc nie nitowana lub spawana). Dla uzyskania prawidłowego kształtu skrzyni laminowanej i mo- żliwości wyjęcia jej z formy, należy skrzynię bla- szaną zmontować w sposób pokazany na rys. 5.61. Do ścian bocznych 1 muszą być mocowane od- wrócone ściany przednia i tylna 2 (rozstaw otwo- rów na wkręty musi dawać możliwości takiego odwracania). Dla uzyskania ciągłej głównej pla- szczyzny ścian skrzyni laminowanej należy użyć dodatkowych wkładek blaszanych 3. Ściany mo- żna połączyć listwami drewnianymi 4, o długo- ściach równych poszczególnym odcinkom krawę- dzi ścian przedniej i tylnej, oraz wkrętami z nakrętkami. Zamiast podłogi należy użyć sklejki lub blachy 5.

■ Przed decyzją o wykonaniu skrzyni lamino- wanej celowe jest zasięgnięcie bliższych infor- macji dotyczących technologii i materiałów, np. w warsztacie szklarskim klubu żeglarskiego sto- sującego laminaty, w wytwórni zajmującej się

me, jak poprzednio opisanych. Zasadniczym ma- teriałem użytym do budowy skrzyni jest blacha stalowa o grubości 1...1,5 mm. Można użyć też blachy aluminiowej o większej grubości (1,5... 2,5 mm). Do wykonania skrzyni konieczne jest użycie krawędziarki do gięcia ścian bocznych 1 oraz wykonania głównych gięć (górných i dol- ných krawędzi) ścian przedniej i tylnej 2. Zmu- sza to do współpracy z odpowiednio wyposażo- nym warsztatem. W przypadku blachy alumini-owej (bardzo trudnej do kupienia) mogą wystąpić trudności w gięciu przy gatunkach o najwyższej wytrzymałości (PA6, PA7).

■ Najbardziej realne jest z powyższych wzglę- dów wykonanie skrzyni z blachy stalowej. Ścia- dów wykonanie skrzyni z blachy stalowej. Ścia- ny mogą być łączone wkrętami z nakrętkami, ni- tam lub spoinami, zależnie od możliwości bu- downiczego. Zachowanie płaskich ścian przedniej i tylnej, chociaż obniża ich sztywność, znacznie upraszcza wykonanie skrzyni. Dostateczną szty- wność ściany przedniej można uzyskać przez sto- sowanie spawanych lub nitowanych prętów u- sztywniających z blachy o kształcie, jak na prze- kroju D—D. Usztywnienie ściany tylnej może być zrealizowane poprzez mocowanie do niej wkrętami odejmowanej osłony przewodów i złą- czy instalacji elektrycznej, do której mocowane są lampy. Usztywnienie i ochrona górnych kra- wędzi wszystkich ścian może być wykonane przy pomocy listew wg przekroju C—C.

■ Skrzynia nadaje się do przewożenia wszelkich bagażu, jednak jej ściany mogą być łatwo uszko-



Rys. 5.82.  
Skrzynia z laminowanych płytów ścian i podłogi  
1 - blat ze szkła lub desek,  
2 - klej,  
3 - żywica,  
4 - laminowane części skrzyni

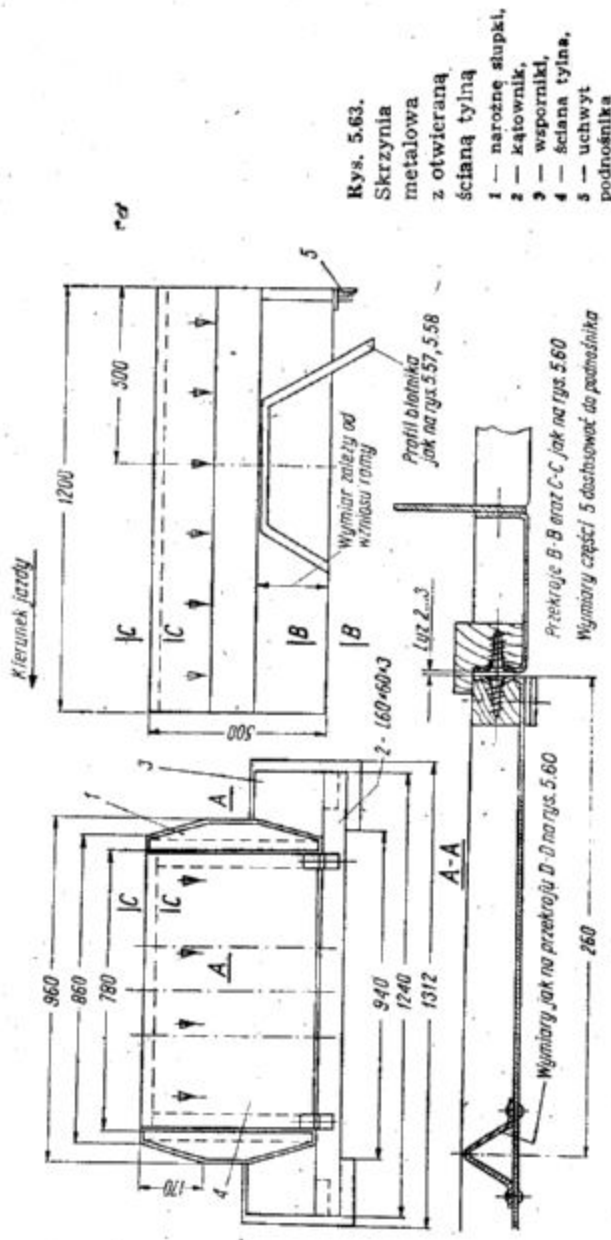
bość 1...2 mm i być naniesiona bardzo starannie, aby dokładnie przylegała do formy. Po zżelowaniu (utwardzeniu) pierwszej warstwy należy ułożyć warstwę tkaniny lub maty i dokładnie przesycać następną porcją żywicy (już bez barwnika) usuwając pęcherze i dobijając do pierwszej warstwy, tak aby zapewnione było przyleganie na całej powierzchni przed utwardzeniem żywicy. Ilość warstw powinna być tak dobrana, aby grubość ścian wyniosła 4...6 mm.

Laminowanie powinno odbywać się w temperaturze co najmniej +18°C. Ilość żywicy użytej do laminowania można przy kupowaniu określić przyjmując gęstość ok. 2,2 kg/dcm<sup>3</sup> i uwzględniając całkowitą powierzchnię ścian skrzyni i ich grubość (w dcm<sup>3</sup>). Po naniesieniu ostatniej warstwy należy odczekać do jej całkowitego utwardzenia. Rozkręcenie formy pozwala na przystąpienie do wyjmowania skrzyni. Mogą przy tym wystąpić znaczne siły potrzebne do oderwania ścian formy od laminatu. Aby uniknąć uszkodzenia formy należy odrywać ją stopniowo. Można ułatwić odrywanie wlewając wodę w szczelinę utworzoną w trakcie odrywania. Po wyjęciu skrzyni może okazać się, że jej powierzchnia nie jest całkowicie utwardzona. Proces polimeryzacji będzie zachodził jeszcze jakiś czas pod wpływem tlenu z powietrza i światła. Ewentualne uszkodzenia powierzchni skrzyni można zaszpachlować

żywicą przygotowaną, jak na żelkot. Pamiętać trzeba, że laminat daje się obrabiać, np. przecięcie brzeszczotem do metali lub wygładzaniem papierem ściernym. Jest to jednak praca bardzo trudna ze względu na szybkie zaklejenie krawędzi tnących przez żywicę. Należy pamiętać, że wszelki kontakt z włóknem szklanym, zarówno przy laminowaniu, jak i obróbce może prowadzić do przedostania się do skóry pyłu szklanego lub większych kawałków, powodujących silne podrażnienia, a nawet skaleczenia.

Otrzymana w powyższy sposób skrzynia przyczepi odznacza się całkowitą odpornością na czynniki korodujące, wilgoć, działanie bakterii (przynajmniej występujących dotychczas w naturze), nie wymaga konserwacji. Wykonanie jej jest jednak dla nieobitego z użyciem żywicy budowniczego bardzo trudne i ryzykowne. Dlatego przed decyzją o budowie takiej skrzyni należy dobrze rozważyć swoje możliwości i zasięgnąć porady fachowca dla uniknięcia strat czasu, sił i pieniędzy.

Odmianą skrzyni laminowanej, której wykonanie jest mniej ryzykowne od opisanego wyżej, może być skrzynia wykonana z laminowanych płytów ścian łączonych następnie przez skrośnienie i klejenie żywicą. Można w ten sposób uniknąć stosowania formy, która jeśli nie jest przeznaczona do używania jako skrzynia np. wg



Rys. 5.63.  
Skrzynia metalowa z otwieraną ścianą tylną  
1 - naróżną słupki,  
2 - kątownik,  
3 - wsporniki,  
4 - ściana tylna,  
5 - uchwyty podnośnika

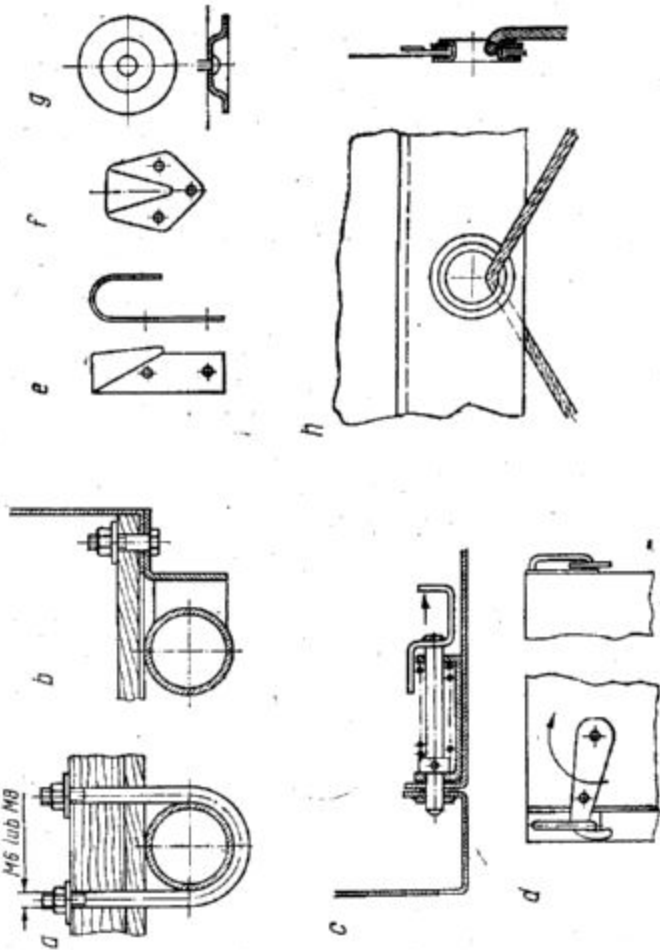
rys. 5.60, musi być robiona tylko dla procesu laminowania. Powiększa to znacznie koszt skrzyni. Proponowana skrzynia z laminowanych płytów przedstawiona jest na rys. 5.62.

Poszczególne płyty można wykonać kolejno na szybie 2 (grubość minimum 6 mm) ułożonej na blacie z grubej sklejki lub desek 1. Na szybie nałożona musi być rama z listew wyznaczająca krawędzie płytów 3. Stosując rozdzielacz, żelkot i następne warstwy, jak w poprzednio podanym opisie, uzyskujemy laminowane części skrzyni 4. Otrzymane płaskie elementy mają oczywiście mniejszą sztywność niż elementy przestrzennne. Dla zwiększenia sztywności można zwiększyć ilość warstw. Można również stosować wkładki ze sklejki (i to niekoniecznie wodoodpornej) przyklejane po nałożeniu żelkotu i pierwszej warstwy maty lub tkaniny (przed zżelowaniem) i pokrywane następną warstwą (lub dwoma). Otrzymuje się w ten sposób bardzo mocną, sztywną i lżejszą od pełnego laminatu konstrukcję, oszczędzając ponadto na ilości żywicy. Problemem jest jednak pozbycie się pęcherzy powietrza pomiędzy pierwszymi warstwami laminatu i sklejki. Ułatwić można uniknięcie pęcherzy przez stopniowe przyklejanie sklejki. Ryzykuje się przy tym pęknięcie szyby, która przy zastosowaniu sklejki możliwie cienkiej (3...4 mm) powinna mieć większą grubość (minimum 8 mm).

Laminowane ściany i blotniki pokazane na rys. 5.62 łączy się w całość skrzyni przez skręcanie wkrętami o łbach płaskich, wpuszczanych w laminat, klejąc przy tym płyty żywicą. Wzdłuż krawędzi łączonych rozmieszczone są kątowniki z cienkiej blachy, które następnie pokrywamy jedną warstwą pasów maty lub tkaniny z żywicą. Powierzchnie płytów przylegające podczas laminowania do szyby są powierzchniami zewnętrznymi skrzyni. Sklejka powinna być przy przyklejaniu do laminatu sucha, czysta; celowe jest schropowacenie powierzchni tarnikiem. Sklejka powinna być dokładnie pokryta laminatem, aby nie mogła być poddana w żadnym miejscu działaniu wilgoci.

Przykładem skrzyni blaszanej z otwieraną ścianą tylną (lub tylną i przednią) jest skrzynia z rys. 5.63. Wymiary skrzyni są dostosowane do przyczepy z przykładu 1 w rozdz. 4.2, ramy z rys. 5.1 i zawieszenia z rys. 5.8. Skrzynia ma konstrukcję podobną do pokazanej na rys. 5.60. Jednak zamiast sztywno połączonej z bokami ściany tylnej ma tylko naróżną słupki 1. Dla uzyskania dostatecznej sztywności wzdłuż tylnej krawędzi podłogi umieszczony jest kątownik 2, mieszczący się już poza ramą. Do kątownika przyskręcone są słupki naróżne mocowane do ścian bocznych oraz dodatkowe wsporniki 3 pełniące także funkcje wsporników światła tylnych. Ściana





Rys. 5.64.  
Mocowanie i zamki skrzyni, elementy mocowania opony a, b — mocowanie skrzyni do ramy, c, d — zamykanie skrzyni, e, f, g — uchwyty do linki opony, h — okucia otworów opony

na tylną 4 mocowana jest na zawiasach do kabinowa 2 i przy pomocy zamków do słupków 1. Zaopatrzenie ściany tylnej w łańcuchy lub linki ograniczające jej otwarcie do położenia poziomego umożliwia przewóz przedmiotów o długości do 1700 mm bez wystawiania poza ścianę tylną. Należy pamiętać, że przewożenie takich bagaży powoduje przesunięcie do tyłu środka ciężkości przyczepy i niekorzystne odciążenie zaczepy. Przy otwieraniu ściany przedniej istnieje możliwość przewożenia przedmiotów o długości do 2200 mm, bardziej prawidłowy jest rozkład obciążenia. Bagaż musi być dodatkowo zabezpieczony przed przesuwaniem ku przodowi przy hamowaniu.

## 5.5. Hamulce

Wyposażenie przyczepy w hamulce pozwala (zgodnie z przepisami omówionymi w rozdz. 2.1.6) na znaczne zwiększenie dopuszczalnej masy całkowitej przyczepy. Masa przyczepy może osiągać wielkość do 0,75 masy całkowitej samochodu, co oznacza wzrost o ok. 125% w stosunku do masy przyczepy bez hamulców. Jak wynika z danych

chód. Zbyt duża masa przyczepy powoduje nadmierny przyrost zużycia paliwa, znaczne zmniejszenie osiągów (prędkości średniej i maksymalnej), pokonywanie obciążenia i przyspieszenia oraz zwiększenia obciążenia konstrukcji samochodu, co może mieć bardzo ujemny wpływ na trwałość. Nie można także pominąć utrudnienia pracy kierowcy, wyrażającego się przyspieszonym jego zmęczeniem w wyniku zwiększenia liczby zmian biegów oraz, jeszcze bardziej niż w jeździe bez przyczepy (lub tylko z niewielką przyczepą), zwiększonego napięcia uwagi podczas prowadzenia, pełnej koncentracji jazdy.

Oprócz wymagań przepisów Kodeksu Drogowego hamulce powinny spełniać zalecenia omówione w rozdz. 2.2.5. Dla uniknięcia trudności w realizacji wszystkich punktów wymagań i zaleceń celowe jest wykorzystanie w maksymalnym stopniu elementów i zespołów hamulców samochodów. Są to części konstrukcji, które z racji swej odpowiedzialnej roli należą do najdokładniejszej i najwzrostniejszej przebadanych. Istotną trudność w wykonaniu hamulców przyczepy przez indywidualnego budowniczego stanowi konieczność zapewnienia sprawnego układu sterowania hamulcami. Hamulce przyczep bagażowych są typu najazdowego (bezwładnościowego). Układ sterowania (rozdz. 2.2.5) hamulca zasadniczego tego typu nie jest stosowany w samochodach i musi być wykonany specjalnie dla przyczepy. Adaptacja takiego układu do produkowanych dużych przyczep kempingowych jest mało realna, ze względu na brak możliwości nabycia części. Można jedynie użyć układu fabrycznej przyczepy jako wzorca do naśladowania.

Ponieważ równocześnie z zasadniczym (robotycznym) układem hamulcowym przepisy wymagają hamulca postojowego, najprostszym rozwiązaniem jest adaptacja do przyczepy hamulców tylnych samochodu. Hamulce te z reguły pozwalają na spełnienie wszystkich wymagań dzięki zastosowaniu dwóch układów przenoszenia: układu hamulca zasadniczego i postojowego (rozdz. 2.2.5). Hamulec zasadniczy jest z reguły zaopatrzony w hydrauliczny układ przenoszenia, postojowy jest przeważnie typu mechanicznego, najczęściej linkowego. Mechanizmy hamujące mogą być stosowane z samochodem bez zmian.

Skuteczność tak adaptowanych hamulców jest wystarczająca dla przyczepy. Przykładem spełnienia wymagań może być przypadek zastosowania hamulców wraz z kołami od Trabant 601. Przyczepa może mieć, ze względu na nośność ogumienia, masę całkowitą 520 kg (równą masie przypadającej na koła tylnie Trabanta) powiększoną o część masy przypadającą na zaczep, tj. 35 kg, łącznie 555 kg. Wymagana suma sił ha-

mujących koła tylne tego samochodu wynosi 280 daN (kG). Stanowi to 50,9% ciężaru przyczepy  $G_p$ . Spełnione jest więc zalecenie podane w rozdz. 2.2.5 — wymagana siła hamowania:

$$B^* \geq 0,45 \cdot G_p$$

Pozwala to również spełnić warunek skuteczności hamulca zasadniczego, podany w rozdz. 2.1.6 (jeśli stan hamulców samochodu ciągnącego przyczepę nie budzi zastrzeżeń).

Przykładem hamulców adaptowanych do przyczepy CT 6-2 produkcji NRD z samochodu Trabant 601 są hamulce przedstawione na rys. 5.65. Dźwignia 1 jest naciskana podczas hamowania przez przesuwną część dysza w kierunku oznaczonym strzałką. Dźwignia jest zamocowana obrótowo do ramy swym prawym końcem i wywiera nacisk na pompę hamulcową 2 zamocowaną również do ramy. Przewodami hamulcowymi 3 — stanowiącymi dalszą część układu przenoszenia, ciśnienie płynu hamulcowego przekazywane jest do mechanizmów hamujących 6 z samochodu Trabant. Sterowanie hamulcem postojowym odbywa się przy pomocy dźwigni ręcznej 4. Dźwignia pochodzi także z samochodu Trabant 601. Układem przenoszenia hamulca postojowego jest ciągnię połączone z dźwignią 4 i linką 5. Przy zachowaniu odległości między dźwignią 4 i osią koła przyczepy zbliżonej do analogicznej odległości w samochodzie możliwe jest wykorzystanie kompletnej linki z samochodem.

Ponieważ pompa hamulcowa 2 mocowana jest do ramy, a końce przewodów 3 do mechanizmów hamujących związanych z kołami, konieczne jest zastosowanie w przypadku osi szywniej przewodu elastycznego 8 między przewodem od pompy i trójnikiem 7, jak na rys. 5.65a. Przy zawieszaniu niezależnym trzeba zastosować dwa przewody elastyczne, jak na rys. 5.65b.

Na rys. 5.66 pokazane są szczegóły układu sterowania hamulca zasadniczego. Przesuwana końcówka dysza 1 wyposażona jest w osłonę gumową łożyskowania końcówki 2. Dźwignia hamulca zasadniczego 3 wykonująca ruch obrotowy wokół punktu 0 połączona jest z wykonującą ruch prostoliniowy końcówką dysza 4 za pomocą łącznika 7 i sworzni. Pompa hamulcowa 4 ma osłonę chroniącą przed pyłem, deszczem oraz strugami wody i kamieniami rzuconymi przez koła samochodu ciągnącego przyczepę i innych pojazdów. Osłona jest ważnym elementem, gdyż położenie pompy musi być (z konieczności) bardzo niekorzystne pod względem możliwości oddziaływania ww. szkodliwych czynników.

Dodatkowymi elementami (nie wchodzącymi w skład śródniego z układów hamulców przyczepy

py), lecz związanymi z hamulcami, są rygiele przesuwnej końcówki dysza 5 i tłumik drgań dysza 6. Zastosowanie rygla, który pozwala na wyłączenie hamulca na jazdowego przez unieruchomienie końcówki dysza w przednim położeniu, jest konieczne ze względu na jazdę do tyłu i długie zjazdy na drogach górskich. Przy pchaniu przyczepty podczas cofania samochodu kierunek sily pchającej D na zaczepie jest identyczny z kierunkiem sily włączającej hamulce przyczepty. Jeśli nie ma możliwości unieruchomienia dysza, cofanie przyczepty z hamulcami najazdowymi jest bardzo utrudnione. Im bardziej skuteczne hamulce ma przyczepta, tym trudniej ją cofnąć przez pchanie dysza. W skrajnym przypadku dochodzi do zablokowania kół przyczepty i pełnego ich poślizgu, co może uniemożliwić w ogóle cofanie. Przy długich zjazdach na terenie górskim przyczepta nabiegająca na samochód może powodować przez nacisk zaczepu przyhamowywanie jej kół, co prowadzi do zagrożenia hamulców przyczepty. Przy dużych i długich spadkach drogi, podczas upalnej pogody temperatura mechanizmów hamujących (bębnów i okładzin) może osiągnąć znaczne wielkości. Skutkiem przegrzania może być doraźne lub trwałe obniżenie skuteczności hamulców. Może nastąpić odparowanie płynu hamulcowego i całkowity zanik hamulców przyczepty lub uszkodzenie (w wyniku przegrzania) jej ogumienia.

■ Zastosowanie tłumika drgań dysza (części przesuwnej) pozwala na ograniczenie szarpania samochodu przez przyczepte podczas włączania hamulców. Brak tłumika powoduje możliwość gwałtownych odbić dysza pod wpływem sprężyny utrzymującej go w przednim położeniu, gdy sily D działająca na zaczep przyczepty małeje w wyniku wzrastania sily hamowania na kołach przyczepty.

■ Tłumik drgań dysza pokazany na rys. 5.66 jest typu ciernego i składa się ze stalowej listwy wykonanej z płaskownika lub blachy, posiada przekrój poprzeczny o wymiarach około  $20 \times 5$  mm i ślizga się pomiędzy wkładkami ciernymi umieszczonymi w obudowie przyspawanej do nieruchomej części dysza. Wkładki mogą być wykonane z prostokątnych wycinków materiałów ciernych stosowanych na okładziny sprężynowe lub hamulcowe, textolitu lub podobnych materiałów. Zacisk wkładek ciernych umieszczonych w blaszanych miseczkach może być regulowany przez dokręcanie lub luzowanie śruby regulacyjnej wkręconej w górną część obudowy i zabezpieczonej przeciwnakrętką. Zacisk powinien być ustalony doświadczalnie, tak aby drgania dysza były ograniczone, a skuteczność hamulców nie obniżona. Zacisk musi być dobrany do każdej

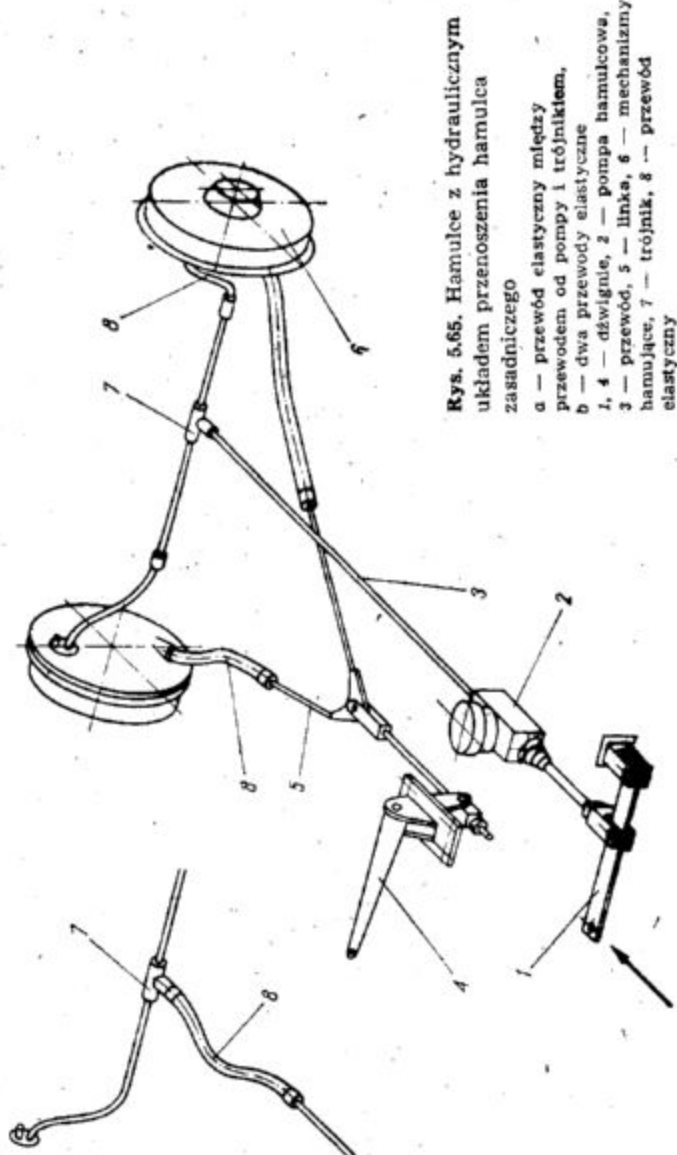
przyczepty indywidualnie i okresowo kontrolowane.

■ Łącznik 7 może być wykorzystany jako ogranicznik sily  $P_h$  wywieranej na pompę hamulcową. Ma to na celu ograniczenie do dopuszczalnej wielkości ciśnienia  $p$  płynu hamulcowego. Zgodnie z wymaganiami omówionymi w rozdz. 2.2.5 nie może nastąpić przeciążenie układu. Sily sprężyny teleskopowego łącznika 7 można określić, jeśli znane jest ciśnienie dopuszczalne dla pompy hamulcowej  $p$  i przekrój jej cylindra ( $F_{HZ}$  na rys. 2.12) oraz długość dźwigni  $L$  i  $l$  z rys. 5.66. Ciśnienie w pompie można przyjąć równe ciśnieniu w samochodzie, z którego pochodzi mechanizm hamujący. Wynosi ono 7...12 MPa (70...120 kG/cm<sup>2</sup>) dla różnych samochodów. Sily  $P_d$  działającą na sprężynę ogranicznika można obliczyć ze wzoru:

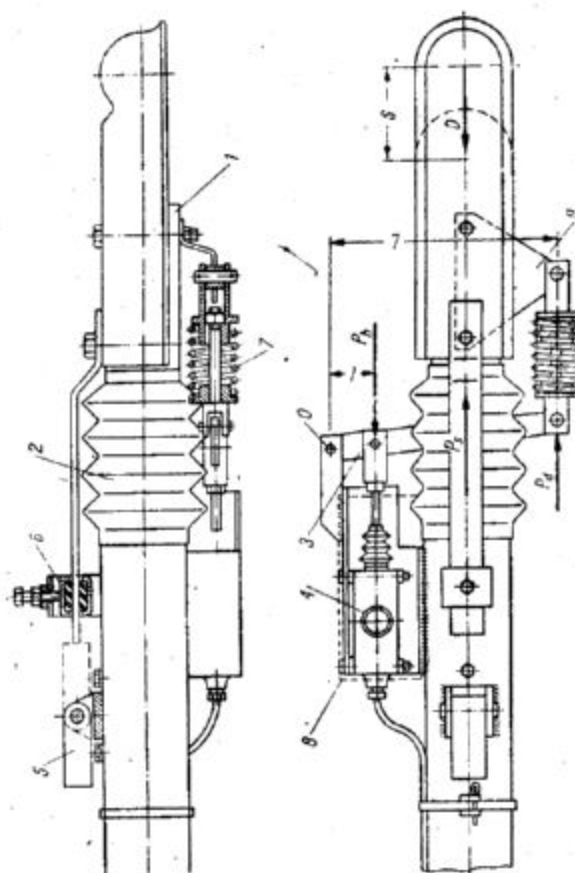
$$P_d = p \cdot F_{HZ} \cdot \frac{l}{L} \quad (5.27)$$

W powyższym wzorze przekrój czynny cylindra  $F_{HZ}$  (podany w cm<sup>2</sup>) zależy od średnicy wewnętrznej cylindra. Tak obliczona sily  $P_d$  jest sily, przy której sprężyna łącznika 7, zamontowana ze wstępnym napięciem, powinna zacząć się ugiąć skracając łącznik. W doborze sprężyny pomocny może być wykres na rys. 5.16b.

■ Na rys. 5.67 pokazany jest przykład konstrukcji łożyskowania przesuwnej końcówki dysza. Rurowa końcówka 5 przedłużona jest przyspawaną do niej wałkiem 6 o zmiennej średnicy. Lewy koniec rury 5 winien być obrobniony na zewnętrznej średnicy na długości  $x$ . Nie może przy tym nastąpić nadmierne pocienienie ścianek rury, minimalna grubość ścianki winna wynosić 3,0 mm. Rura 5 i wałek 6 są łożyskowane ślizgowo w tulejkach 7 i 12 umieszczonych w rurze dysza 9. Tuleja 7 wciśnięta jest w tuleję 8 przyspawaną do rury 9, jej wewnętrzna średnica powinna być nieznacznie mniejsza (do 1 mm) od średnicy wewnętrznej rury 9. Tuleja 12 unieruchomiona jest w rurze 9 dwoma śrubami 4 o średnicy identycznej ze średnicą śrub mocujących zaczep do końcówki 5. Końce śrub mają walcowe czopy zagłębione z luzem w rowku podłużnym wałka 6, co zabezpiecza zaczep przed obrotem wokół osi dysza. Dla uzyskania współosiowości otworów tulei 7 i 12 należy przed zmontowaniem dysza dokonać rozwiercania otworu rury 9, a średnicę zewnętrzną tulei 12 dopasować suwlinie do tak przygotowanego otworu dysza. Tuleja 7 powinna być wykonana z brązu lub tworzywa sztucznego zapewniającego przeniesienie nacisków od rury 5. Długość tulei brązowej powinna wynosić ok. 30 mm, tuleja z two-

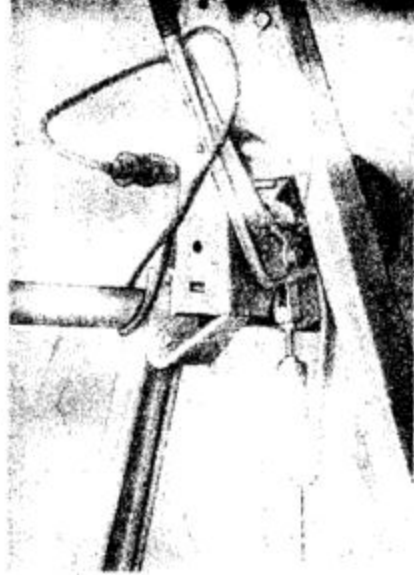


Rys. 5.65. Hamulce z hydraulicznym układem przenoszenia hamulca zasadniczego  
 a — przewód elastyczny między przewodem od pompy i trójnikiem,  
 b — dwa przewody elastyczne  
 1, 4 — dźwignie, 2 — pompa hamulcowa,  
 3 — przewód, 5 — linka, 6 — mechanizm hamujący, 7 — trójnik, 8 — przewód elastyczny



Rys. 5.66. Układ sterowania hamulca zasadniczego  
 1 — końcówka dysza,  
 2 — osłona gumowa,  
 3 — dźwignia hamulca zasadniczego, 4 — pompa hamulcowa, 5 — rygiel końcówki dysza, 6 — tłumiki drgań dysza, 7 — łącznik, 8 — celotła





Rys. 5.70. Elementy układu sterowania hamulców przyczepy



Rys. 5.71. Widok układu sterowania hamulców przyczepy

rzywa sztucznego musi mieć długość większą, ok. 50 mm. Tuleja powinna być zabezpieczona przed wysunięciem się za pomocą wkrętów. Tuleja 12, przenosząca mniejszą siłę, może być wykonana ze stali węglowej. Dla zapewnienia początku przesuwu końcówki dyszla przy określonej w rozdz. 2.2.5 sile  $D_1$ , dyszel zaopatrzony jest w sprężynę 11 zmontowaną ze wstępnym napięciem równym sile  $D_1$ . Długości części wchodzących w skład opisanej konstrukcji powinny być tak dobrane, aby możliwy był całkowity skok końcówki przesuwniej 50...70 mm. Skok ten powinna zapewniać również sprężyna 11. Siła ciągnąca dyszel przenoszona jest przez pierścień z gumy odpornej na działanie smaru 3 unieruchomiony na końcówce wałka 6 podkładką 2 i nakrętką 1 z zawleczką. Smarowanie połączeń przesuwnych dokonywane jest przy pomocy smarowniczek 10 wkręconej w rurę 9.

■ Na rys. 5.68 przedstawiony jest przykład przebiegu ciśnienia w układzie hamulców hydraulicznych przyczepy w zależności od skoku tłoka pompy. Jak widać, przebieg ma charakter progresywny. Przy ciśnieniach zbliżonych do maksymalnego małym przyrostom skoku odpowiadają duże przyrosty ciśnienia. Wynika stąd potrzeba stosowania ogranicznika siły  $F_n$ .

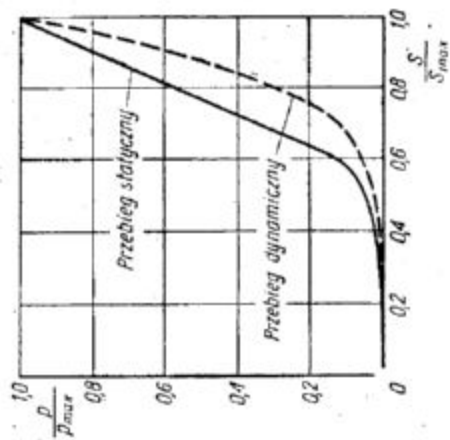
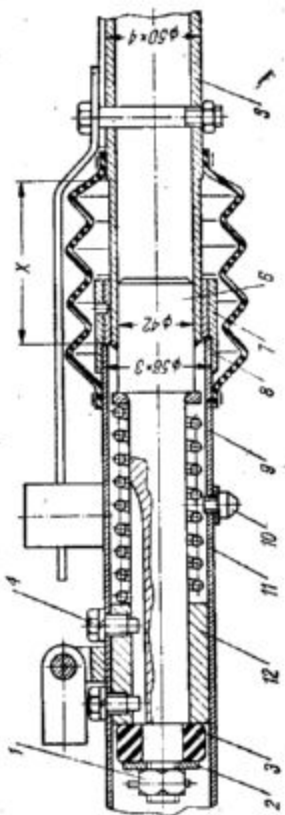
■ Stosowane we współczesnych samochodach osobowych pompy hamulcowe są pompami do hamulców dwuobwodowych. Układ przyczepy jest układem jednoobwodowym. Stwarza to trudności w doborze pompy. Można użyć jednej z pomp starej konstrukcji, np. Syreny 104, Warszawy lub Trabanta (do 1979 r.). Są to jednak pompy o wydajności dostosowanej do zasilania czterech mechanizmów hamujących, do jednoosiowej przyczepy za duże i za ciężkie. Można również użyć jednej z pomp dwuobwodowych unieruchamiając wkładką jeden z jej tłoków i wykorzystując drugą sekcję. W każdym przypadku iloczyn skoku tłoka pompy przez powierzchnię przekroju pompy nie może być mniejszy niż w samochodzie, z którego pochodzi mechanizm hamujący.

■ Jak widać z powyższego opisu, wyposażenie przyczepy wykonanej przez indywidualnego autora w hamulce hydrauliczne jest zadaniem skomplikowanym i wymaga wiedzy fachowej oraz dużych możliwości warsztatowych.

■ Prostszy w budowie, choć mogący również spełnić wymagania, są hamulce mechaniczne przedstawione na rys. 5.69, których układy sterujące przedstawiają rys. 5.70 i 5.71. Układ składający się z dźwigni 1 i podanej działaniu siły od przesuwniej końcówki dyszla. Dźwignia mocowana musi być obrotowo do nieruchomej części dyszla. Dźwignia połączona jest za pośrednictwem rurowego łącznika 9 z linkami hamulcowymi 4. Bu-

Rys. 5.67. Łożyszkowanie

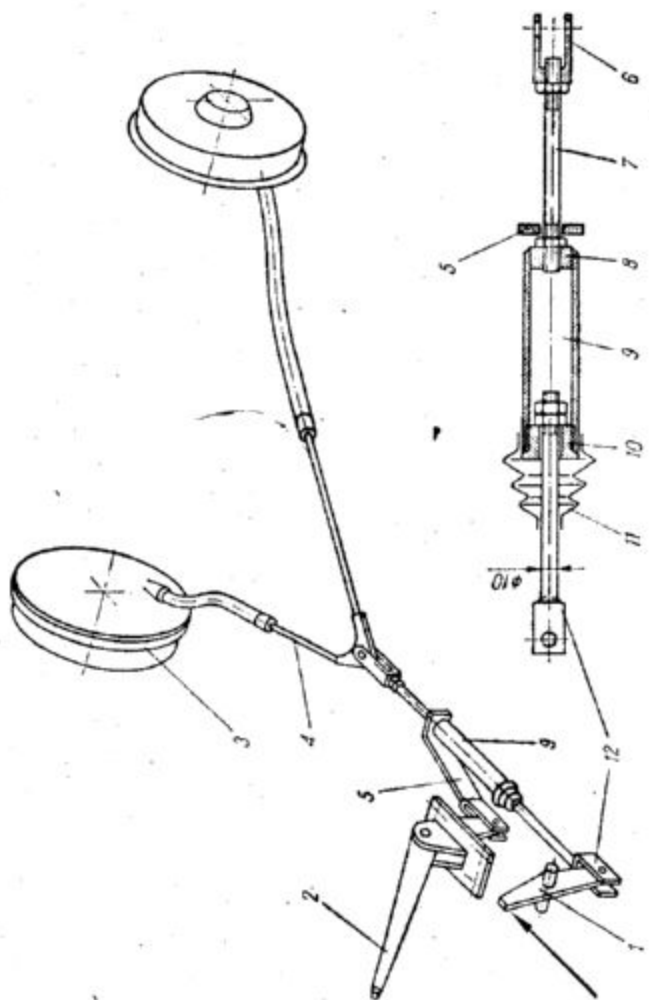
przesuwnej końcówki dyszla  
1 - nakrętka, 2 - podkładka,  
3 - pierścień gumowy, 4 - śruba,  
5 - rura, 6 - wałek,  
7, 8, 12 - tuleje, 9 - rura,  
10 - smarownicza, 11 - sprężyna



Rys. 5.68. Przebieg ciśnienia  $p$  płynu hamulcowego w hydraulicznym układzie przenoszenia w zależności od skoku  $S$  tłoka pompy hamulcowej

Rys. 5.69. Hamulce z mechanicznym układem przenoszenia hamulca zasadniczego

1, 2 - dźwignie,  
3 - mechanizm hamujący,  
4 - linki hamulcowe,  
5 - cięgna,  
6 - łącznik,  
7, 12 - widełki  
8 - nakrętka,  
9 - korpus,  
10 - tuleja,  
11 - osłona gumowa



■ Przy projektowaniu układu sterowania hamulców przyczepy, w którego skład wchodzi oprócz przesuwnej końcówki dysza dźwigni 3 z rys. 5.66 lub 1 z rys. 5.69, a dla hamulców hydraulicznych także pompa hamulcowa, należy uwzględnić charakterystykę mechanizmów hamujących oraz wielkość masy przyczepy. Powinny być przy tym spełnione zależności podane w tabelicy 5 w rozdziale 2.2.5. Zgodnie z rys. 5.66, jeśli pominać siłę tarcia w tulejach ślizgowych przesuwnej końcówki dysza, można przyjąć, że słabsza jest zależność

$$D = P_s + P_d \quad (5.28)$$

We wzorze tym siła  $P_s$  jest siłą od sprężyny 11 na rys. 5.67, a siła  $P_d$  siłą na końcu dźwigni 3 na rys. 5.66 lub 1 na rys. 5.69. Wielkość siły  $P_d$  wpływa na wielkość momentów rozwijanych przez mechanizmy hamujące. Dla uniknięcia obliczeń wielkości tych momentów i sił hamujących (znajemy w literaturze metodami uwzględniającymi wymiary mechanizmów podane na rys. 2.11 i 2.12) można dla układów hydraulicznych założyć, że ciśnienie płynu hamulcowego jest proporcjonalne do wymaganej siły hamowania. Znając siły  $P_H$  wymagane dla samochoду, z którego pocho-

dzą mechanizmy (dane takie mają stacje obsługi dokonujące pomiarów sił hamowania) oraz stosowane w jego układzie ciśnienie  $P_s$ , można określić ciśnienie wymagane dla układu przyczepy. Zgodnie z tabl. 2.4:

$$p \geq P_s \cdot \frac{0,45 \cdot G_p}{P_H} \quad (5.29)$$

Dla układu mechanicznego można założyć, że siła działająca na dźwignię hamulca ręcznego samochoду osobowego przy wymaganej sile hamowania na kołach nie powinna przekraczać 40 daN (kG). Uwzględniając różnice przełożeń dźwigni w przyczepie i w samochodzie można z podobnej do podanej we wzorze (5.27) proporcji wyznaczyć siłę  $P_d$ .

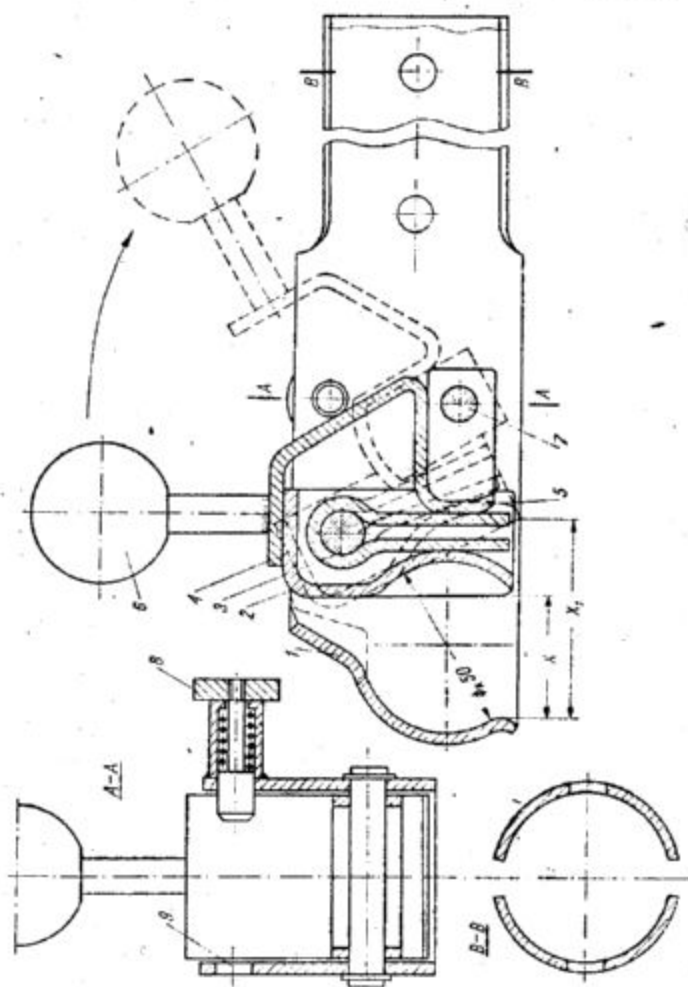
■ Jeśli w przyczepie mają być wykorzystane typowe tylne mechanizmy hamujące samochoду i część hydrauliczna staje się niepotrzebna przy mechanicznym sterowaniu hamulców przyczepy, można wykorzystać cylinderek hamulcowe jako opory dla szczęk przy odhamowaniu lub zastąpić je prostszymi (i tańszymi) stalowymi oporami z zachowaniem kształtu zewnętrznych pracujących części cylinderek.

## 5.6. Zaczepy i zabezpieczenia

■ Mimo istnienia wielu różnych typów zaczepów i haków sprawdzonych w wieloletniej eksploatacji znacznej liczby samochoдów i przyczep, w przyczepach kempingowych i bagażowych rozpowszechnił się typ kulowego urządzenia sprężającego, najodpowiedniejszy do tego zastosowania.

■ Wymagania norm dotyczące wymiarów, wytrzymałości i trwałości oraz innych cech tych urządzeń omówiono w rozdz. 2.2.2.1.

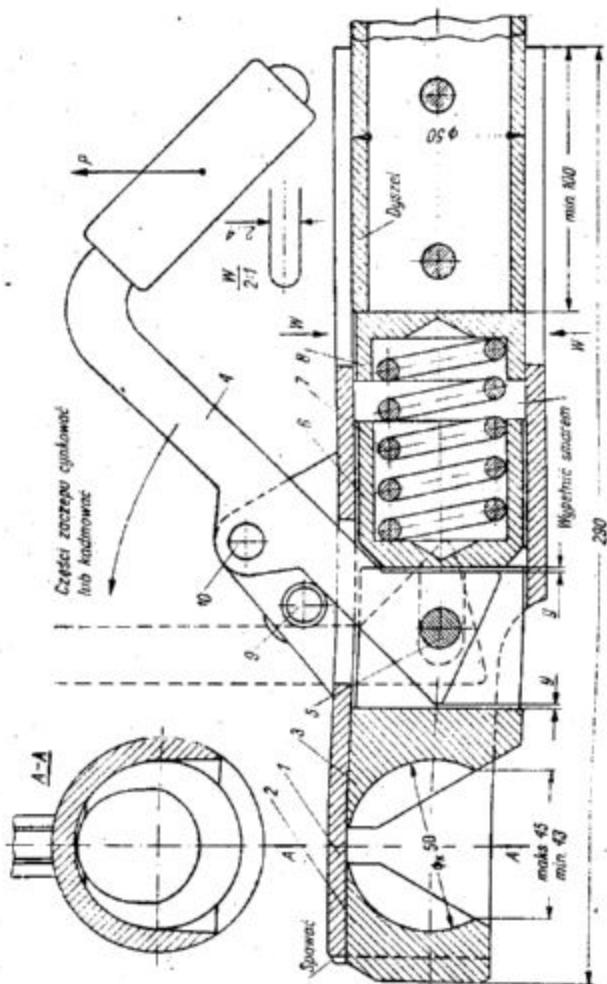
■ Przykładem typowego, stosowanego w Polsce, zaczepu jest zaczep przedstawiony na rys. 5.72. Zaczep składa się z tłoczony z blachy 3 mm obudowy 1, która w przedniej części ma gniazdo przystosowane do współpracy z haktem kulowym o średnicy 50 mm. Część ruchomą gniazda kulowego zaczepu stanowi również tłoczony element 2 podparty w obudowie na sworzniu 3. Ruchoma część gniazda jest dociskana do kuli haka poprzez cięgno 4, z nalożoną sprężyną 5. Cięgno połączone jest z dźwignią 6 służącą do zamykania i otwierania gniazda. Umieszczony w dźwigni obrotowej zatrask 7 poddany działaniu



Rys. 5.72.  
Zaczep kulowy seryjnej produkcji (I)  
1 — obudowa, element,  
2 — tłoczony element,  
3, 10 — sworznie,  
4 — cięgno,  
5, 8 — sprężyna,  
6 — dźwignia,  
7 — zatrask, płytka,  
9 — płytka,  
10 — sworznie,  
11 — otwór

Rys. 5.73.  
Zaczep kulowy seryjnej produkcji (II)  
1 — obudowa, gniazda,  
2 — ruchoma część gniazda,  
3, 7 — sworznie,  
4 — element sprężysty,  
5 — dźwignia,  
6 — uchwyty,  
8 — zatrask,  
9 — otwór





**Rys. 5.74.**  
Zaczep kulowy  
uproszczonej  
konstrukcji

- 1 — odcinek rury,
- 2 — miska  
nieruchoma,
- 3 — miska  
przesuwna,
- 4 — dźwignia,
- 5 — sworzeń,
- 6, 8 — części
- 7 — sprężyna,
- 9 — zatrzask,
- 10 — otwór

odłączeniu jej przez złodzieja od samochodu. Zaczep jest mocowany do rurowego dyszla dwoma śrubami M10. Zaczep wg rys. 5.72 ze względu na zastosowanie wylotek nie może być wykonany przez indywidualnego budowniczego przyczepy, który musi zakupić zaczep.

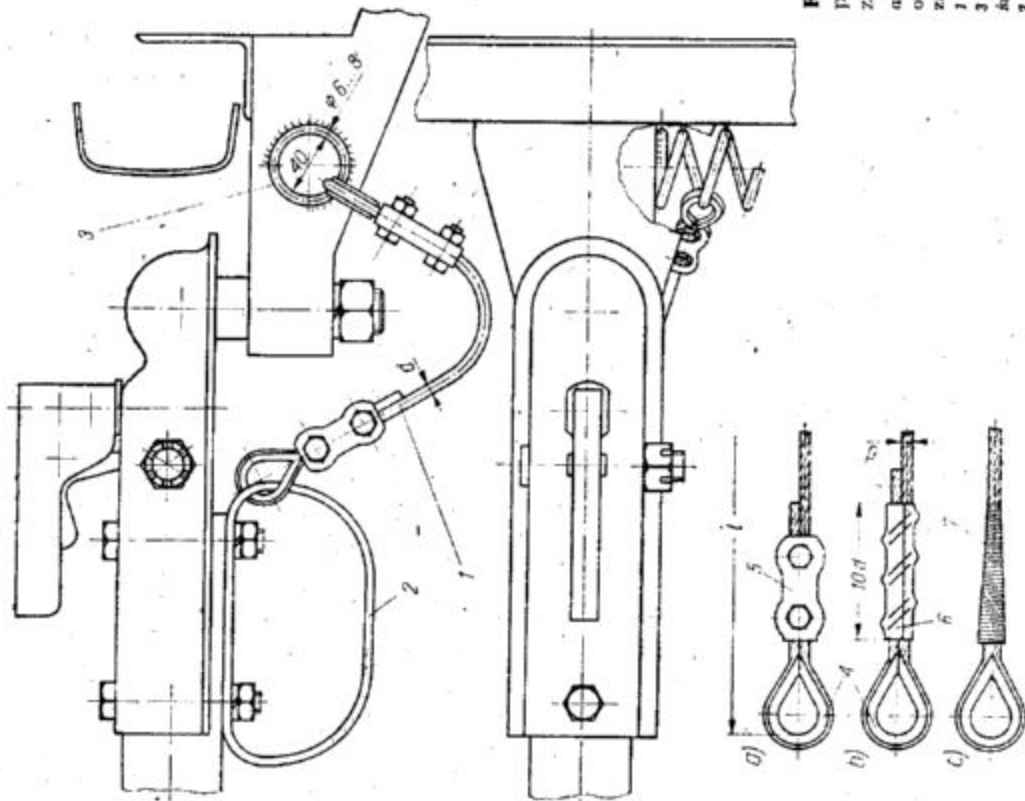
Na rys. 5.73 pokazany jest zaczep seryjny o konstrukcji odmiennej niż poprzednio opisany. W tłoczony z blachy obudowie 1 umieszczone są na wspólnym sworzniu 3 ruchoma część gniazda 2 oraz element sprężysty 4. Dźwignia 5 osadzona na sworzniu 7 i zaopatrzona w uchwyty 6 ma łukowy docisk zamykający kulę w gnieździe zaczepu poprzez ściśnięcie części 4 pomiędzy 5 i 2 w położeniu, jak na rysunku. Dźwignia 5 jest utrzymywana w położeniu zamkniętym zaczepu zatrzaskiem 8. Powinna być także zabezpieczona podczas jazdy kłódką w otworze 9. Po zwolnieniu zabezpieczenia i zatrzasku można ustawić dźwignię 5 w położeniu pokazanym linią przerywaną. Możliwe jest wówczas (dzięki zwiększeniu wymiaru X do X<sub>1</sub>) odłączenie kuli haka od zaczepu. Zaczep może być mocowany do rurowego dyszla dwoma śrubami. Zaczepy podobnej konstrukcji stosowane są w przyczepach produkcji NRD. W przypadku uproszczonego kształtu obudowy 1 (linia przerywana — w górnej części gniazda kulowego) możliwe jest wykonanie zaczepu przez warsztat posiadający możliwość formowania (kucia) blachy stalowej o grubości 2,5...4,0 mm, z której może być wykonana obudowa. Cza-

za kulista gniazda musi być wykonana dokładnie dla prawidłowego przylegania do haka.

Rys. 5.74 przedstawia zaczep kulowy o konstrukcji umożliwiającej wykonanie w wyposażonym w tokarkę i frezarkę warsztacie mechanicznym, posiadającym możliwość spawania. Obudowę stanowi odcinek rury 1 dopasowany swą średnicą wewnętrzną (po ewentualnej obróbce) do średnicy zewnętrznej rury dyszla. Gniazdo kulowe utworzone jest przez dwa stalowe elementy umieszczone w obudowie:

- miskę nieruchomą 2,
- miskę przesuwaną 3 z przecięciem na dźwignię 4 i podłużnym wycięciem na sworzeń 5 stającego oś dźwigni.

Kształt dolnego końca dźwigni 4 zapewnia ryglowanie miski 3 w położeniu zamkniętym zaczepu oraz możliwość odryglowania z jednoczesnym zwolnieniem spod nacisku sprężyny 7, co umożliwi odłączenie zaczepu od haka. Dla otwarcia zaczepu konieczne jest zwolnienie zabezpieczenia w otworze 10, np. przez otwarcie kłódki oraz odciążenie zatrzasku 9 i przestawienie dźwigni w położenie pokazane linią przerywaną. Sprężyna 7 umieszczona pomiędzy częściami 6 i 8 ma za zadanie kasowanie luzów w połączeniu zaczepu z hakiem. Siła sprężyny musi być większa niż siła bezwładności podczas częściowego hamowania zespołu samochodów — przyczepa, aby nie następowało uginanie sprężyny, co mogłoby powodować uderzenia zaczepu w hak.



**Rys. 5.75.** Zabezpieczenie  
połączenia przyczepy  
z samochodem

- a — zacisk śrubowy linki, b — linka  
owinięta blachą, c — końcówka drutu  
zawinięta i oblutowana
- 1 — linka stalowa, 2 — kablak,
- 3 — ucho, 4 — kausze, 5 — zacisk  
śrubowy, 6 — miękka blacha,
- 7 — młęki drut

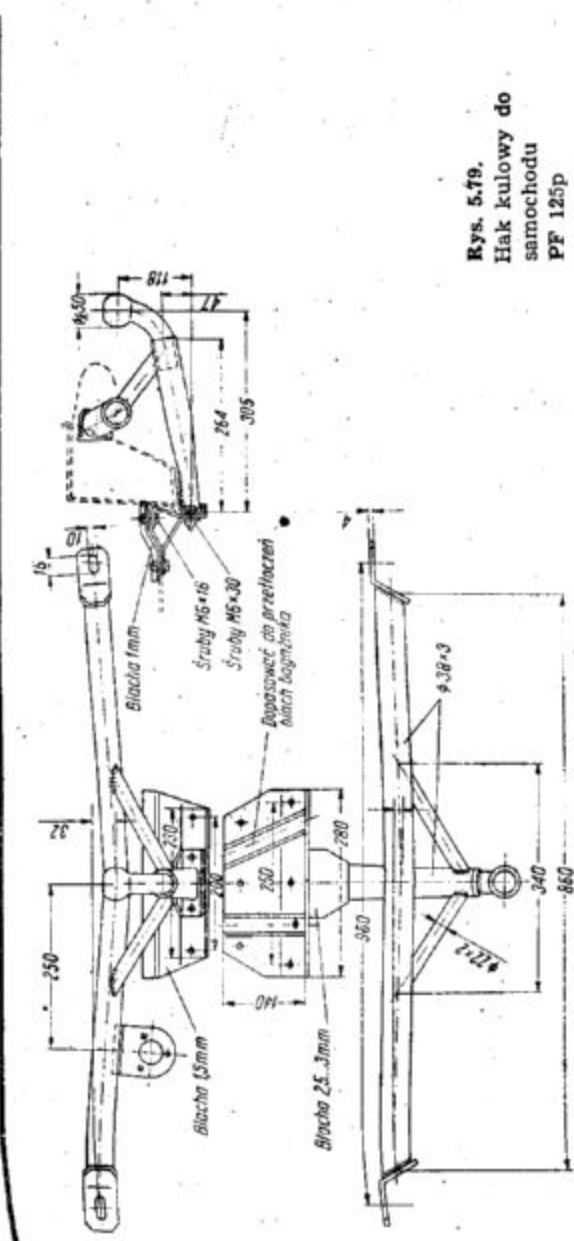
Sila ta powinna mieć wielkość ok. 0,2 ciężaru przyczepy. Wielkość luzu y pomiędzy dźwignią 4 i miską ruchomą 3 powinna być utrzymana ok. 1 mm. Zaczep nie nadaje się do przyczep o masie przekraczającej 400 kg, gdyż siła sprężyny 7 musiałaby być zbyt duża (ponad 80 daN (kG)). Powodowałoby to utrudnienie w obsłudze zaczepu przez zbyt dużą wielkość siły P występującej na dźwigni 4.

Na rys. 5.75 przedstawiono zabezpieczenie połączenia przyczepy z samochodem, które powinno być stosowane we wszystkich przyczepach na wypadek uszkodzenia zaczepu lub haka i rozłączenia się tych części. Elementem zabezpieczającym jest linka stalowa 1 o średnicy 4...5 mm z drutu ocynkowanego lub drutu ze stali nierdzewnej.

Linka przymocowana jest jednym końcem na stałe do przyczepy. Mocowanie to można zrealizować np. przez wykonanie otworu w kabłąku 2 służącym do podparcia na ziemi dyszla przyczepy odłączonej od samochodu. Drugi koniec linki mocowany jest w sposób rozłączny do ucha 3 utworzonego z drutu o średnicy 6...8 mm. Ucho wykonane jest przez zwiniecie 3 zwoi o średnicy wewnętrznej 40 mm. Pierwszy zwoj należy dogiąć tak, aby leżał na 3/4 swego obwołu w płaszczyźnie prostopadłej do osi zwoi. Zwoj ten powinien być przyspawany do wspornika haka pociągowego samochodu w sposób pokazany na rysunku. Luz między pozostałymi zwojami powinien zapewnić możliwość połączenia z uchmem wolnego końca linki.







Rys. 5.79.  
Hak kulowy do  
samochoду  
PF 125p

nej końcówki ramy, przy mocowaniu belki należy na śruby nałożyć (między kątownik i ramę) pakiety podkładek lub tulejki 11 o wysokości 10 mm.

■ Rura belki wzdłużnej jest wzmocniona przyspawaną w tylnej części nakładką 3 z blachy 4 mm oraz nakładką 4, między którymi wspawane jest walcowe gniazdo haka 5. Dodatkowe wzmocnienie stanowi nakładka 6 spawana, od spodu do rury 1.

■ Belka poprzeczna 2 wykonana jest także z rury. Na jej końcach spawane są kątowniki 7 dopasowane do mocowania między tylną ścianą bagażnika i wspornikami dźwazka. W środkowej części belka ma od góry przyspawaną nakładkę 9. Obie belki połączone są czterema śrubami M8. Pozwala to na kompensację odchyłek wymiarów nadwozia oraz mocowania haka i pozwala uniknąć trudności przy montażu. Do belki 2 przyspawany jest po lewej stronie wspornik gniazda

elektrycznego 8. Po prawej stronie, do belki 1 powinno być przyspawane ucho do linki lub łańcucha przyczepey.

■ Przy korzystaniu z rys. 5.78 należy zweryfikować wymiary zasadnicze konstrukcji (obwiedzione ramkami), sprawdzając ich prawidłowość na samochodzie, do którego wykonywane jest mocowanie haka.

■ Ostatnim przykładem jest mocowanie haka do samochodu PF 125p pokazane na rys. 5.79. Spół mocowania jest podobny do użytego w PF 120p wg rys. 5.77. Zamocowanie wykonane jest z rur i blachy. Mocowanie poprzez rozległą nakładkę do spodu wnętrza na koło zapasowe w bagażniku pozwala na prawidłowe przeniesienie obciążenia na nadwozie. Daje to korzystną sytuację, mimo występowania znacznych sił w wyniku małego rozstawu wzdłużnego punktów mocowania (podobnie jak w PF 120p).

### 5.7. Oświetlenie i instalacja elektryczna

■ Oświetlenie przyczepey bagażowej powinno być zgodne z wymaganiami omówionymi w rozdz. 2.1.5. oraz 2.2.3. Dla spełnienia powyższych wymagań należy zastosować w przyczepe typowy osprzęt oświetleniowy używany w samochodach lub przyczepach, jego producenci mają bowiem obowiązek respektowania obowiązujących w kraju przepisów.

■ Zastosowanie lamp tylnych identycznych ze stosowanymi w samochodzie holującym przycze-

■ Na rys. 5.42 przedstawiono lampy zespolone — światła pozycyjne, hamowania i kierunku jazdy we wspólnych obudowach — umieszczone na wspornikach mocowanych do ścian bocznych skrzyni. Na tych samych wspornikach umieszczone są także trójkątne światła odblaskowe tylne. Umieszczenie światła tuż przy tylnych krawędziach ścian zapewnia dobrą ich widoczność. Przy otwieraniu tylnej ściany skrzyni nie ma obawy o uszkodzenia lamp. Lampa oświetlenia tablicy rejestracyjnej umieszczona jest na ścianie tylnej (nie ma innej możliwości umieszczenia tablicy).

■ Umieszczenie lamp przyczepey pokazanej na rys. 5.44 jest niekorzystne. Mocowanie lamp na błotnikach powoduje, że można mieć wątpliwości czy spełnione są wymagania dotyczące widoczności światła. Umieszczanie światła zbyt nisko jest w ogóle niekorzystne, gdyż utrudnia kierowcom jadącym z tyłu ich widoczność, co szczególnie w przypadku światła hamowania może mieć ujemny wpływ na bezpieczeństwo. Ze względu na zamocowanie lamp do błotników i konieczność doprowadzenia przewodów od wewnętrznej ich strony, bardzo narażonej na działanie zanieczyszczeń i wilgoci, istnieje duże prawdopodobieństwo zawilgocenia instalacji, korozji i spowodowanych w ten sposób zwart w instalacji powodujących jej niesprawność. Światła odblaskowe na rys. 5.44 są nieprawidłowe.

■ Przykładem dobrze rozwiązanego oświetlenia przyczepey jest konstrukcja pokazana na rys. 5.45. Osłona mocowana do skrzyni dobrze chroni złącza przewodów lamp, mocowanych do jej zewnętrznej powierzchni. Wprawdzie wiązka przewodów instalacji biegnąca wzdłuż podwozia jest w sąsiedztwie osłony niczym nie osłonięta, lecz prawdopodobieństwo jej uszkodzenia jest w tym miejscu małe. Takie przeprowadzenie przewodów pozwala całkowicie uniknąć ich obecności wewnątrz skrzyni, co likwiduje możliwość ich uszkodzenia w wyniku kontaktu z bagażem. Widoczność lamp jest bardzo dobra.

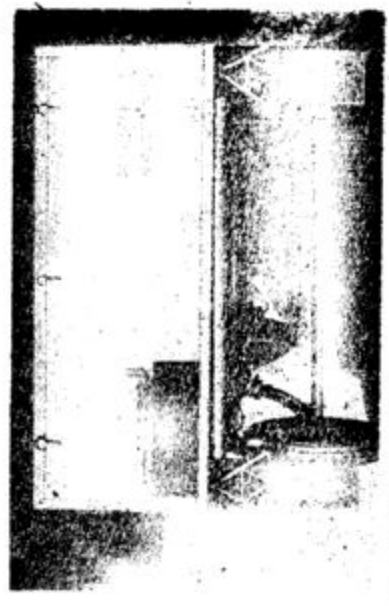
■ Rys. 5.47 przedstawia oświetlenie identyczne z oświetleniem tylnym samochodu Trabant 600, gdyż skrzynia przyczepey zbudowana jest z elementów tego samochodu.

■ Rozwiązanie oświetlenia w polskiej przyczepe n-250 pokazane na rys. 5.80 zapewnia bardzo dobrą widoczność światła. Zastosowane tu lampy małej średnicy dla światła pozycyjnych i hamowania łączone i niezależne dla kierunku jazdy, nadają się do wszystkich przyczep, nawet najmniejszych.

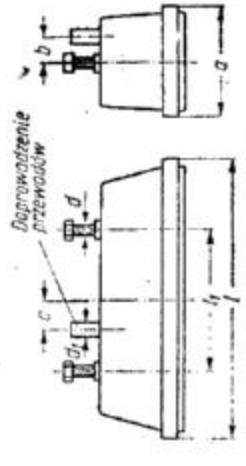
■ Na rys. 5.81 pokazano zastosowanie lamp używanych w pojazdach ciężarowych. Lampy dobrze spełniają swoje zadanie, są łatwe do mocowania na płaskiej ścianie przyczepey. Prosto rozwiązane jest



Rys. 5.80. Oświetlenie przyczepey n-250



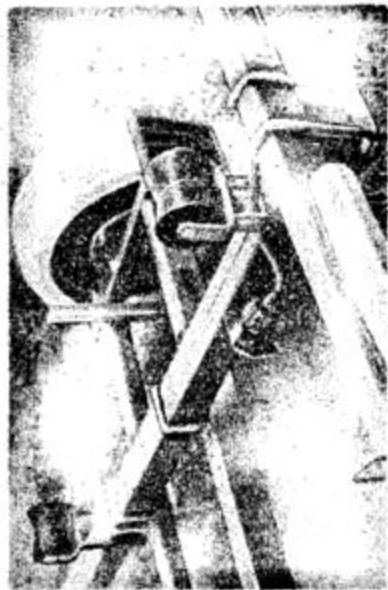
Rys. 5.81. Oświetlenie za pomocą lamp od pojazdu ciężarowego



l	a	b	c	d	e	f	g	h
<300	<110	22	19	M6	<16	30	16	16
>300	>95	19	0	M8	<26	160	160	160

Rys. 5.82. Wymiary montażowe tylnych lamp pojazdów ciężarowych

oświetlenie tablicy rejestracyjnej. Dolny fragment klosza światła pozycyjnego lewej lampy jest przezroczysty, dzięki czemu lampa oświetla tablicę. W bardzo małych przyczepach może być trudne zachowanie warunku minimalnego odstę-



Rys. 5.87. Mocowanie poprzeczki oświetlenia przyrzecy n-300, złącze przewodów

Końcówki powinny być starannie przylutowane do przewodów, a ich obchwyty zaciśnięte na przewodach i na izolacji. Jeśli przechodzi wiązka lub pojedynczy przewód przez blachę, sklejkę lub laminat skrzyni (lub blachy ramy), otwory należy zaopatrywać w przelotki gumowe, pokazane na rys. 5.89g,h, dla ochrony przewodów przed przetarciem.

- W skład instalacji wchodzi obowiązkowo światła:
- c — kierunku jazdy,
- d — hamowania,
- e — pozycyjne,
- f — oświetlenia tablicy rejestracyjnej, i ewentualnie inne elementy,
- h — reflektor cofania,
- k — czujniki spadku ciśnienia w ogumieniu lub inne.

(zacisk 10) muszą być również włączone do wtyczki i gniazda na samochodzie, gdyż połączenie mas poprzez zacpek nie daje dostatecznie pewnego kontaktu. Przewód masowy przyrzecy może być zaraz za wtyczką połączony z masą przyrzecy (nadwoziem). Jeżeli jednak lampy przyrzecy mocowane są do drewnianej lub laminowanej skrzyni, to dla ich prawidłowego połączenia z masą należy przewód masowy włączyć do głównej wiązki l i doprowadzić do listew zaciskowych b z tyłu (linie przerywane). Umożliwi to połączenie obudów lamp z zaciskami masowymi przy pomocy krótkich przewodów. W skrzyni blaszanej wystarczy zapewnienie bezpośredniego, skutecznego kontaktu obudów ze skrzynią.

■ Przewody głównej wiązki powinny mieć przekroje co najmniej 1 mm<sup>2</sup> i powinny być zabezpieczone przed przecieraniem się izolacji. Można w tym celu, po ucięciu przewodów o potrzebnych długościach, umieścić je w igelitowym lub gumowym wężu mocowanym plastikowymi lub metalowymi opaskami do ramy. Końce węży powinny być usytuowane tak, aby nie dostawała się do nich woda. Przewody, jeśli nie mają izolacji w różnych kolorach, należy oznakować przez malowanie na końcach w różny sposób lub nałożeniem opasek z miękkiej taśmy metalowej z wybitymi oznaczeniami zacisków. Końce przewodów od strony listew zaciskowych b powinny być zaopatrzone w końcówki oczkowe lub widelkowe dostosowane do wkrętów w listwach. W przypadku stosowania złączy wtyczkowych płaskich zamiast listew, przewody należy zaopatrzyć także w odpowiednie końcówki (konektorowe). Przykłady różnych końcówek oczkowych i widelkowych przedstawia rys. 5.89c,d,e,f. Końcówkę płaską oraz nasadkę do niej przedstawia rys. 5.89a,b.

## 5.8. Wyposażenie dodatkowe

■ Do dodatkowego wyposażenia przyrzecy bagażowej należą elementy, które nie są niezbędne do jej użytkowania, mogą jednak ułatwić eksploatację lub rozszerzyć zakres stosowania przyrzecy. ■ Przedstawione na rys. 5.90 podpórki do przechowywania przyrzecy w pozycji pionowej ułatwiają zamieszczenie przyrzecy w garażu, wraz z samochoodem. Jeśli wymiar wraz z podpórkami H małej przyrzecy mieści się w wysokości garażu, to długość miejsca zajmowanego przez przyrzecę B wyniesie ok. 1 m, a po zdjęciu kół Podpórki może być to wymiar jeszcze mniejszy. Podpórki muszą zapewnić pełną stateczność w pozycji pokazanej na rys. 5.90 oraz chronić przed

117



Rys. 5.85. Oświetlenie przyrzecy lodziowej przystosowane do szybkiego demontażu



Rys. 5.86. Szybko demontowane oświetlenie przyrzecy lodziowej n-300

wodów widocznych na zdjęciu. Pozwala to na przewożenie przedmiotów dłuższych niż skrzynia.

■ Na rys. 5.85 i 5.86 pokazano przykłady szybko demontowanego oświetlenia przyrzecy lodziowych. Umożliwia to wjeżdżanie do wody bez obawy o zalanie lamp. W przyrzecie na rys. 5.85 zestaw oświetleniowy mocowany jest do deski przykręconej dwoma śrubami do tylnej poprzeczki ramy. Na rys. 5.86 i 5.87 pokazane jest mocowanie tylnej poprzeczki ramy (za pomocą dwóch strzemion) oraz złącze wiązki przewodów pozwalające na szybkie odłączenie całego oświetlenia od ramy.

■ Na rys. 5.88 przedstawiono przykład schematu instalacji elektrycznej przyrzecy. Siedmiobiegowa wtyczka złącza elektrycznego przyrzecy a (zgodna z wymaganiami opisanymi w rozdz. 2.2.2.2) połączona jest ze wszystkimi przewodami głównej wiązki instalacji. Przewody masowe

116

pu wewnętrznych krawędzi powierzchni świetlnych, gdyż wymiary lamp są duże.

■ Orientacyjne wymiary do zabudowy w przyrzecie tylnych lamp zespolonych samochodów ciężarowych i przyrzecp (zgodnie z normą EN-73/3685-08) podane są na rys. 5.82.

■ Oświetlenie przyrzecy pokazanej na rys. 5.83 jest podobne do przedstawionego na rys. 5.80, lecz zastosowano tu lampy zespolone dla wszystkich świateł.

■ Przyrzecpa przedstawiona na rys. 5.84 ma oświetlenie przystosowane do użycia zarówno w jeździe z zamkniętą, jak również otwartą tylną ścianą skrzyni. Obie lampy, dostarczające wszystkich świateł (łącznie z oświetleniem tablicy rejestracyjnej, z boku z obu stron), są mocowane wraz z trójkątnymi światłami odblaskowymi i tablicą rejestracyjną do odejmowanej listwy, zastępującej przez dodatkowe złącze na wiązce prze-

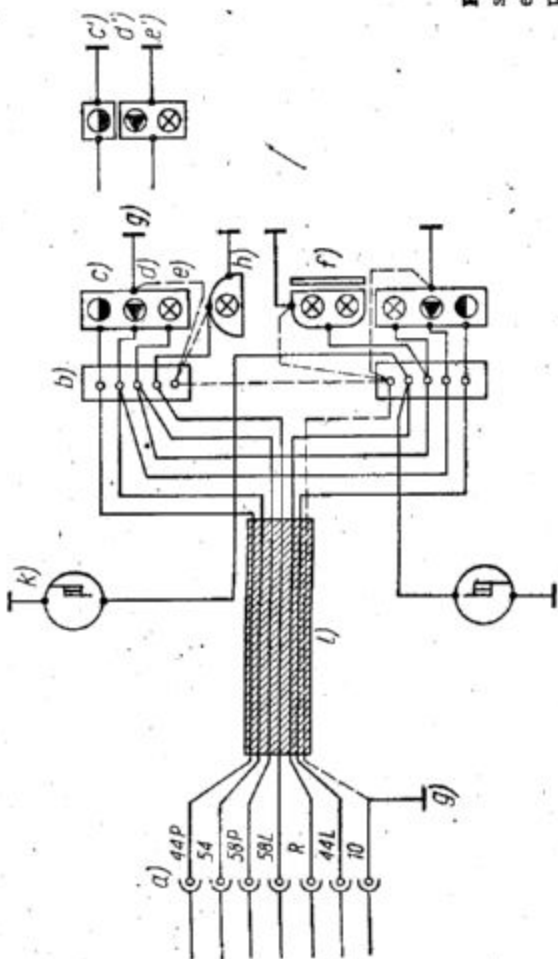


Rys. 5.83. Oświetlenie za pomocą lamp zespolonych, opończa na stelażu

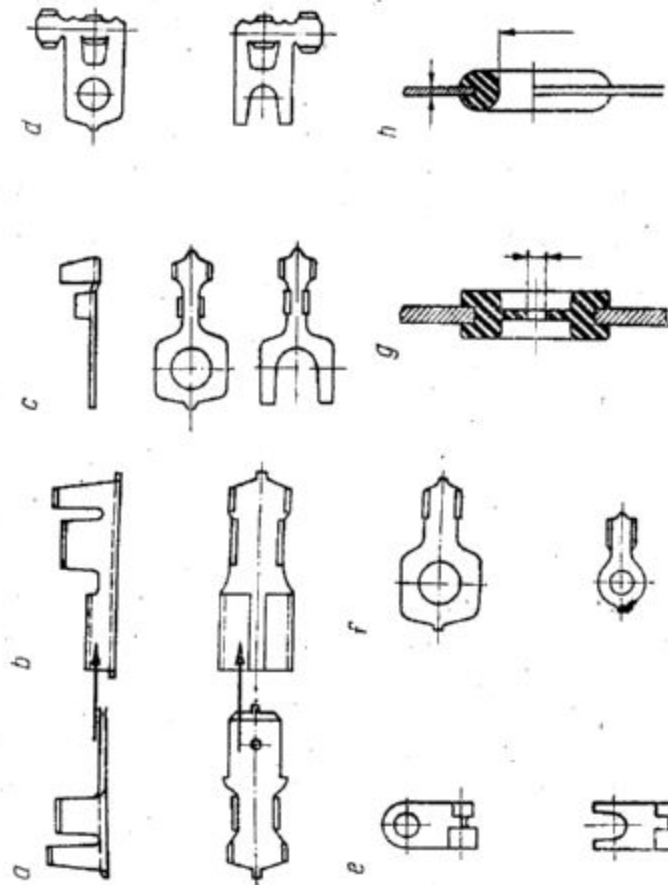


Rys. 5.84. Oświetlenie przystosowane do szybkiego demontażu z tylnej ściany skrzyni

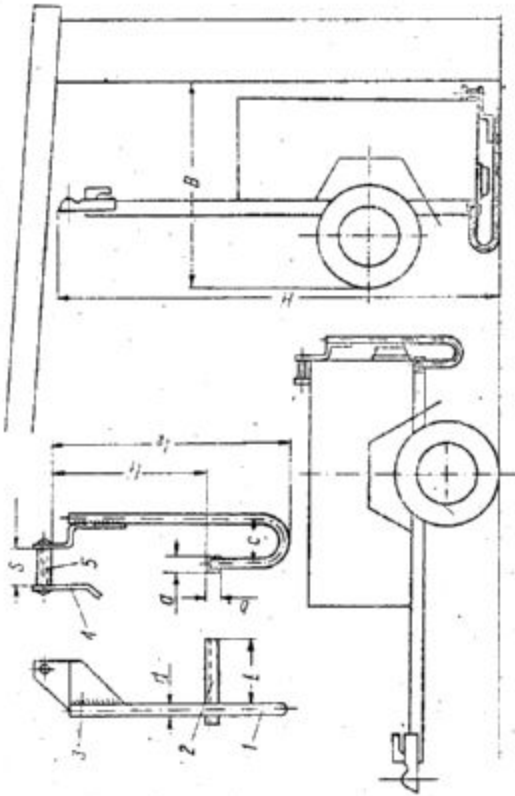




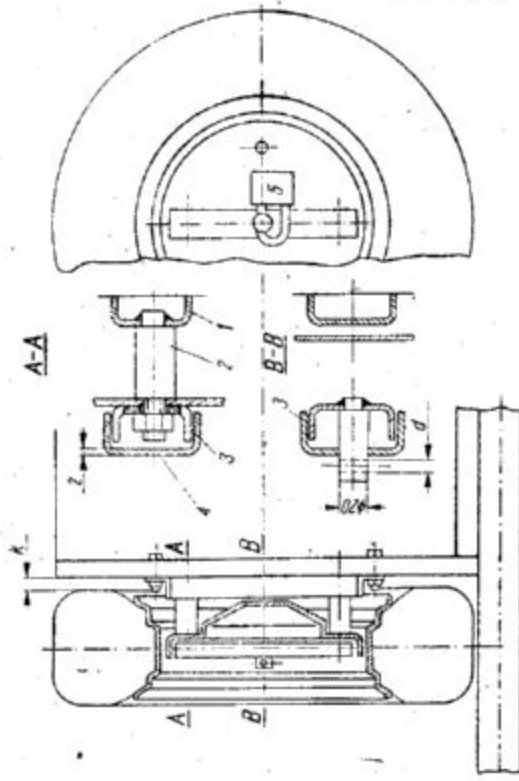
Rys. 5.88. Przykład schematu instalacji elektrycznej przyczepek



Rys. 5.89. Końcówki przewodów instalacji elektrycznej przelotki oraz nasadka, c, d, e, f — końcówki oczkowe i widełkowe, g, h — przelotki gumowe



Rys. 5.90. Podpórki do ustawiania przyczepek w pozycji pionowej  
1 — pręt stalowy, 2 — uchwyty,  
3, 4 — blacha, 5 — tulejka



Rys. 5.91: Mocowanie koła zapasowego  
1, 3 — ceowniki z blachy,  
2 — sworznie, 4 — ceowa osłona z blachy, 5 — kłódka

5, musi mieć nieco większy od grubości ścian skrzyni ładunkowej. Grubość blach 3 i 4 może wynosić 2...3 mm. Blachy i pręty muszą mieć odpowiednie wymiary (c, b<sub>1</sub>, b<sub>2</sub> itd.) dostosowane do wymiarów przyczepek.

Zgodnie z uwagami w rozdz. 5.3, przyczepek może być wyposażona w koło zapasowe. Przykłady umieszczenia kół zapasowych pokazane są na rys. 5.6c i 5.21, przykład konstrukcji mocowania przedstawia rys. 5.91. Mocowanie służy do koła od PF 126p, może jednak być stosowane także do innych kół. Stelaż mocowania składa się z ceownika z blachy 1 z przyspawanymi w odleglo-

ści równej rozstawowi otworów na śruby w tarczy koła sworzniami 2 dopasowanymi do otworów. Koło mocowane jest nakrętkami. Ceownik 1 ma na swych końcach przyspawane kątowniki służące do przykręcenia go do przedniej ściany skrzyni ładunkowej. Opisane części bywały wykorzystywane do transportu koła, gdyby nie konieczność zabezpieczenia koła przed kradzieżą. W tym celu mocowanie zawiera dodatkowy pręt (ceownik z blachy — 3), dociśnięty nakrętkami wraz z kołem, zaopatrzonej w środku długości w sworznie z otworem na kłódkę. Konstrukcję dopełnia ceowa osłona z blachy 4 uniemożliwia-





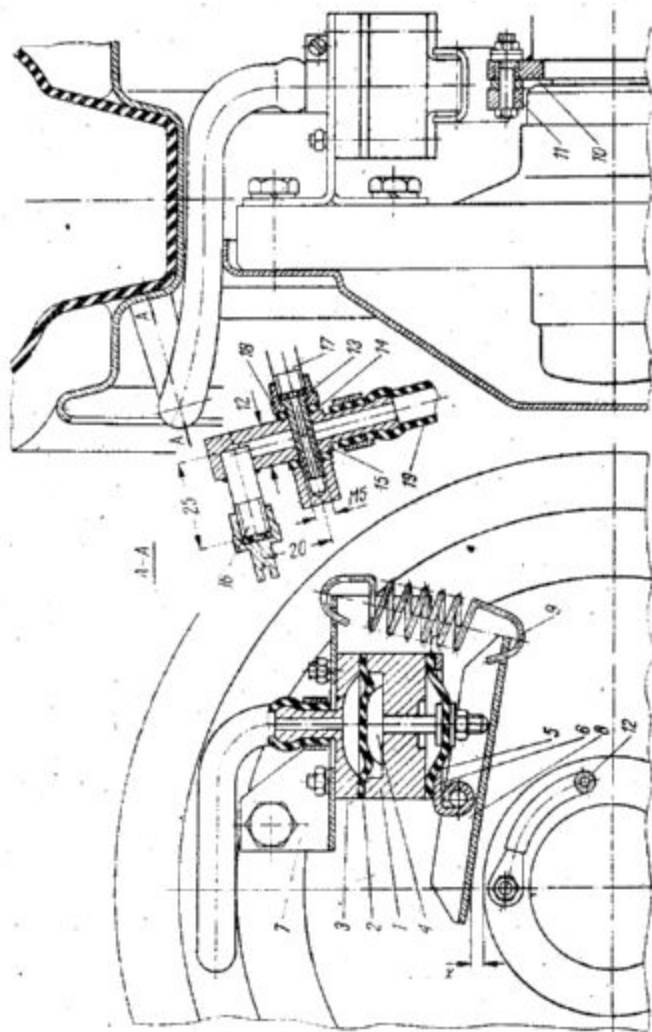


Rys. 5.96.  
Wciągarka  
linowa  
przyczepy  
łodziowej

dodatkowe urządzenie sygnalizujące spadek ciśnienia w ogumieniu przyczepy. Spowoduje to komplikacje w konstrukcji (nie wskazane, ze względu na zmniejszenie niezawodności), lecz umożliwi uniknięcie uszkodzeń ogumienia spowodowanych jazdą przy zbyt niskim ciśnieniu. Przykład konstrukcji urządzenia dostosowanego do przyczepy bez hamulców, z kołami od PF 126p i piastami wg rys. 5.37b przedstawia rys. 5.95. Zasadniczymi częściami urządzenia jest siłownik przeponowy połączony z dętką, dźwignia ze sprężyną naciągową, pierścienie współpracujące z dźwignią podczas działania sygnalizacji oraz instalacja elektryczna.

Siłownik składa się z aluminiowego korpusu 1, przepony roboczej 2 wykonanej z dętki, pokrywy 3 z króćcem do przewodu elastycznego, grzybka stalowego 4 współpracującego z przeponą oraz osłony gumowej 5 i blaszanej pokrywy dolnej 6. Siłownik mocowany jest wspornikiem 7 do kołnierza piasty i obraca się razem z nią podczas jazdy. Przewód elastyczny łączy siłownik z dętką. Przepona jest więc pod działaniem ciśnienia powietrza znajdującego się w ogumieniu. Siła nacisku, zależna od tego ciśnienia, przenoszona jest przez grzybek na dźwignię 8 mocowaną obrotno- wąż do pokrywy 6. Na dźwignię działa również siła sprężyny 9 mocowanej do dźwigni i do wspornika 7. Do czopa osi (lub wahacza) przyspawany jest pierścień 10, do którego mocowany jest odizolowany od masy pierścieni 11. Z izolowanym pierścieniem połączony jest kabel prądowy obwo- du sygnalizacji 12. W obwodzie wykorzystany jest zacisk rezerwowy R złącza elektrycznego sa- mochodu i przyczepy. W samochodzie musi znaj- dować się lampka lub inne urządzenie sygnali- zacyjne.

Połączenie z dętką powinno zapewniać moż- liwość dopompowywania powietrza oraz kontroli przy pomocy manometru. W tym celu na korpus zaworu dętki 17 nakrecona jest nakrętka 13 wy- konana z mosiężnego (nie plastikowego!) kaptur- ka przez obcięcie jego czopa służącego do odkre- cania zaworka i wykonanie otworu  $\varnothing 5,2$ . Sposób ten pozwala na uniknięcie wykonywania specjal- nego gwintu Vent 8 stosowanego w korpusach zaworów. Nakrętka dociska poprzez gumową uszczelkę kapturka tulejkę z kołnierzem 14 słu- żącą do mocowania dalszych części urządzenia. Na tulejkę nałożony jest mosiężny korpus 15 z wspawaną końcówką typowego korpusu zawo- ru 16. Korpus 15 dociśnięty jest nakrętką z nie- przelotowym otworem, poprzez gumowe uszczel- ki 18 do części 13. Ciśnieniowy wąż elastyczny 19 łączy korpus 15 z siłownikiem przeponowym urządzenia poprzez pokrywę 3.



Rys. 5.95. Urządzenie sygnalizujące spadek ciśnienia w ogumieniu podczas jazdy

- 1 — aluminiowy korpus, 2 — przepona robocza, 3 — pokrywa, 4 — grzybek stalowy, 5 — osłona gumowa, 6 — blaszana pokrywa dolna, 7 — wspornik, 8 — grzybek na dźwignię, 9 — sprężyna, 10, 11 — pierścienie, 12 — kabel, 13 — nakrętka, 14 — tulejka, 15 — korpus, 16 — korpus zaworu, 17 — korpus zaworu dętki, 18 — gumowa uszczelka, 19 — ciśnieniowy wąż elastyczny

dociskowe sprzęgła samochodu Syrena (lub podobne), to można określić zakres ugięcia sprężyn odpowiadający prawidłowemu zakresowi nacisków dyszla. Należy przy tym uwzględnić rzeczywistą odległość podpory od osi przyczepy  $L_p$ , która jest mniejsza od wysięgu dyszla  $L_d$ . Uży- cie dwóch pracujących szeregowo sprężyn zwię- ksza ich ugięcie, co ułatwia obserwację dwóch sprężyn o 1 mm odpowiada sile 1,08 do 1,23 daN (kG) oraz nacisk dyszla dla małych przyczep po- winien wynosić 30 daN (kG), to ugięcie dla róż- nych egzemplarzy sprężyn powinno mieścić się w granicach:

$$f = \left( \frac{30}{1,23} \dots \frac{30}{1,08} \right) \frac{L_d}{L_p}$$

Zakładając  $L_d/L_p = 1,25$  oraz średnią wartość si- ły potrzebnej do ugięcia o 1 mm, otrzymujemy

Jeśli w części 16 zastosowana zostanie krót- ka wkładka zaworu dętki (typ B) będzie można utrzymać podany na rys. 5.95 wymiar 25, kaptur- rek nakrecony na część 16 będzie wystawał na zewnątrz obrzeży koła ok. 35 mm więcej niż na- krecony na korpus 17, gdy nie ma urządzenia.

Siła sprężyny 9 powinna być dobrana tak, aby przy spadku ciśnienia powietrza w oponie do określonej wartości pokonywała siłę od ciśnienia przekazywaną na dźwignię 8 przez grzybek 4. Spowodowany tym obrót dźwigni doprowadzi do zmniejszenia do zera odległości x od pierścieni. Dźwignia 8 znacznie dotykać obu pierścieni. Spo- woduje to zwarcie pierścienia 11 z masą i zamk- nięcie obwodu sygnalizacji.

Specjaliści — elektrycy mogą wykorzystać przesuw grzybka 4 spowodowany zmianą ciśnienia w inny sposób do uzyskania sygnału. Na przy- kład zmiana wielkości szczeliny x może powodo- wać zmianę strumienia magnetycznego. Mogą w ten sposób powstać (jest kilka patentów) dosko- nalsze, bezstykowe czujniki spadku ciśnienia.

Do innych elementów wyposażenia specjal- nego mogą być zaliczone urządzenia w przyczep- ach do specjalnych bagaży, np. łodzi. Przykla- dem takiego urządzenia może być wciągarka lino- wa, ułatwiająca załadunek łodzi, przedstawiona na rys. 5.96. Z uwagi na specjalny charakter po- dobnych urządzeń i wąski zakres stosowania nie są one omówione w niniejszym rozdziale.

# 6

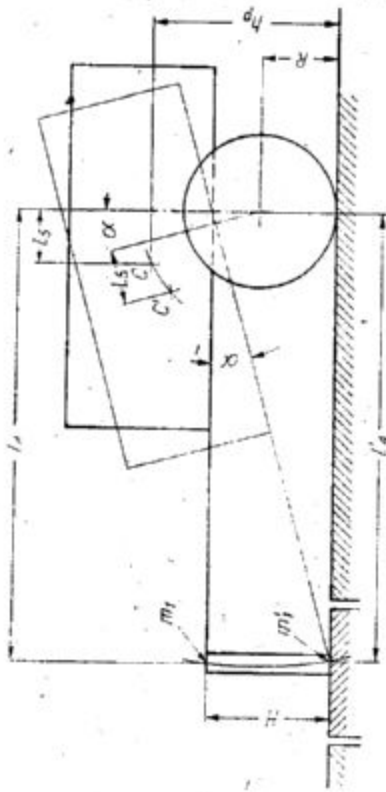
## Eksploatacja

### 6.1. Technika jazdy

■ Przed rozpoczęciem jazdy z przyczepą bagażową kierowca, który uprzednio nie używał przyczepy, powinien dobrze poznać jej charakterystykę. Celowe jest dokonanie ważenia przyczepy dla poznania wielkości i rozkładu mas zarówno dla przyczepy nieobciążonej, jak i z ładunkiem. Schemat ważenia przy dwóch położeniach dyszla, w celu określenia położenia środka ciężkości, przedstawia rys. 6.1. Po sprawdzeniu czy masa przyczepy, rozkład obciążeń (szczególnie zaczepu) i symetria obciążeń zawierają się w dopuszczalnych granicach można przystąpić do obsługi przed wyruszeniem w drogę opisaną w rozdz. 6.2, a następnie rozpocząć jazdę. W początkowym okresie nawet kierowca z wieloletnim stażem, który nie jeździł z przyczepą, powinien sprawdzić zachowanie się obu pojazdów podczas jazdy z umiarkowanymi prędkościami, nie przekraczającymi 50 km/h. Sprawdzenie powinno odbyć się w różnych warunkach, na różnych nawierzchniach. Szczególnie ważne jest poznanie zachowania się pojazdów na zakrętach, zarówno ze względu na „ściananie zakrętu” przy małych prędkościach i promieniach zakrętu, jak na stabilność przy średnich prędkościach. Podczas wstępnych jazd warto rozszerzyć umiejętności kierowcy przez opanowanie zasad manewrowania samochodem z przyczepą. Nauczenie się „wyczuwania” geometrii (wymiarów) przyczepy oraz kinematyki jej ruchu (przemieszczeń) jest ważnym ele-

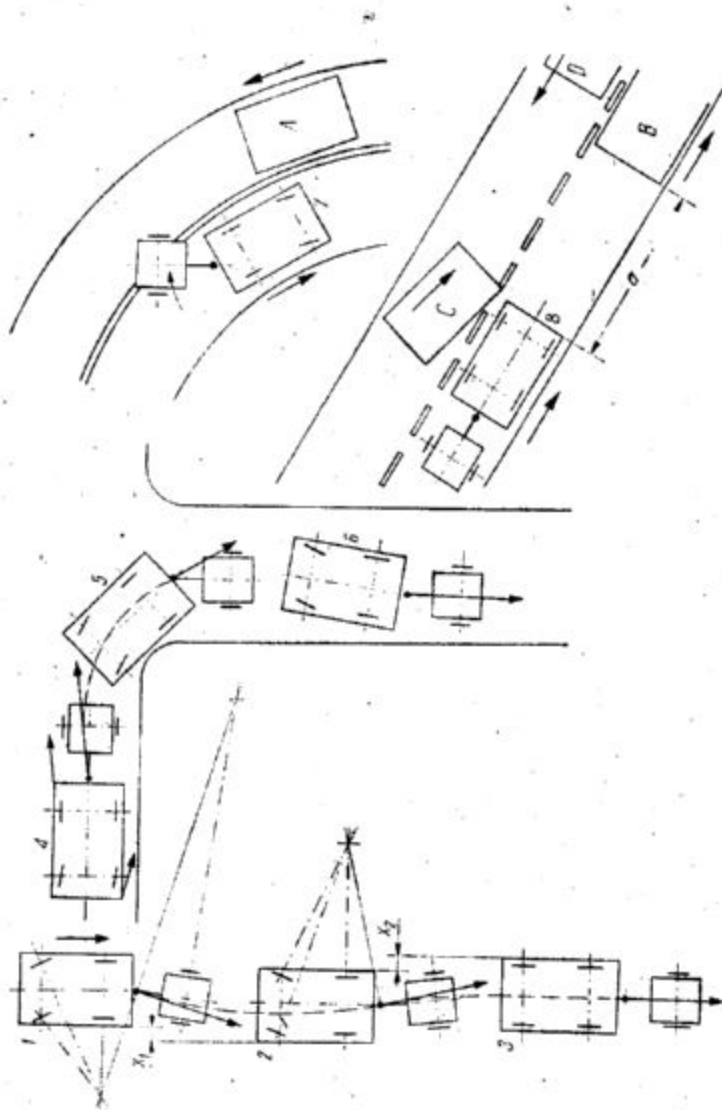
mentem zapewnienia bezpiecznej jazdy z przyczepą. Nawet wprawny kierowca, znający dobrze zachowanie się swego samochodu, może mieć trudności w początkowym okresie. Ponieważ błędny mogą drogo kosztować (o czym przekonało się, niestety, wielu z nas), a uczenie się nie jest powodem do wstydu, celowe jest przetrainowanie manewrowania z przyczepą. Opanowanie tej umiejętności bardzo szybko będzie przydatne, np. przy parkowaniu na zatoczonych ulicach miast. ■ Ważnym elementem manewrowania jest jazda do tyłu, która odbywa się podobnie, jak w przypadku ciągnika siodłowego z naczepą i nie jest tak trudna, jak może się wydawać początkującym. Zasadę postępowania przy jeździe do tyłu z przyczepą bagażową przedstawia rys. 6.2.1,2,3. Ponieważ trudno ocenić z miejsca kierowcy czy podłuzna pionowa płaszczyzna symetrii samochodu pokrywa się z płaszczyzną symetrii przyczepy w momencie rozpoczynania jazdy do tyłu, należy liczyć się z niezamierzonym „składaniem się” zespołu pojazdów. Dla zachowania prostoliniowego w przybliżeniu toru jazdy przyczepy należy przez skręt kierownicą w stronę, w którą skręca przyczepa, zmusić ją do powrotu do zamierzonego kierunku. Na rys. 6.2.1 pokazano, że skrętek przednich musi być tak duży, aby kierunek prędkości haka samochodu (i zaczepu) był odchylony od płaszczyzny symetrii przyczepy. Postronę nie zamierzonego skrętu przyczepy. Po-

124



Rys. 6.1. Schemat ważenia przyczepy

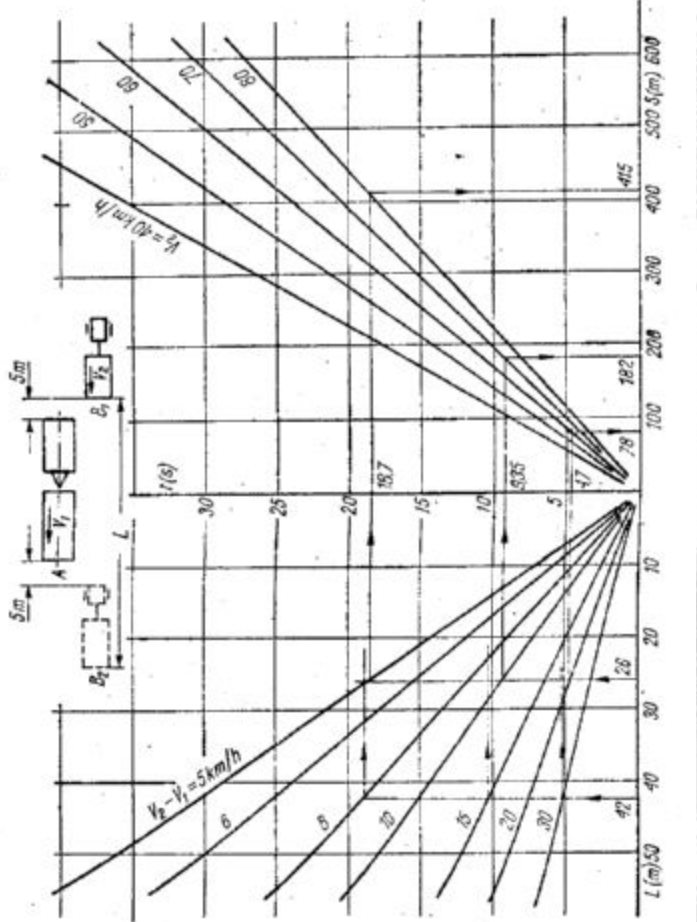
$$l_5 = l_4 \cdot m_1 / m; h_p = R + m_1 \cdot l_4 \cdot \sin \alpha$$
$$h_p = R + \frac{m_1 \cdot l_4 - m_2 \cdot l_4 \cdot \cos \alpha}{m \cdot \sin \alpha}$$
$$l_5 = l_4 \cdot \frac{m_1}{m}$$



Rys. 6.2. Manewrowanie samochodem cingącym przyczepę

125





Rys. 6.3. Wyprzedzenie podczas jazdy z przyczepą  
 $t = L/V_2 - V_1; s = t \cdot V_1$

woduje to, że przyczepa rozpoczyna ruch po torze o środku krzywizny leżącym po stronie przeciwnej, co zapewnia jej powrót do zamierzonego kierunku.

Rys. 6.2.2 przedstawia sytuację odwrotną, jak na poprzednim rysunku. Dyszel przyczepy jest nadmiernie wychylony w lewo, co powoduje jej „uciekanie” w prawą stronę. Wychylenie kierownicy w prawo i „nadrzucanie” tyłu samochodu w prawo likwiduje tę tendencję.

Sytuację po drugim skorygowaniu toru przyczepy pokazuje rys. 6.2.3. W trakcie wykonywania opisanego manewru samochód odchylił się o wielkości  $\alpha_1$  i  $\alpha_2$  od kierunku prostoliniowego na skutek „nadrzucania” przodu przy skrętach kół. Należy brać to pod uwagę przy wykonywaniu manewru.

Gdy po kilku próbach cofania kierowca stwierdza, że dla utrzymania prostoliniowego toru jazdy wystarczy mu dla korygowania ruchu przyczepy tylko bardzo małe wychylenia kół, może rozpocząć trening następnego manewru.

Skręt z przyczepą przy cofaniu pokazany jest na rys. 6.2.4, 5, 6. Jest to manewr wykonywany według podobnej zasady jak poprzedni. Wykonując „składanie się” zespołu pojazdów podczas cofania kierowca musi przez początkowe wychylenie kół przednich samochodu nadać odpowiednie pożądanym kierunek. Należy przy tym pa-

na zwiększoną długość), niż kiedy jedzie bez przyczepy z tą samą prędkością. Pokazany na rys. 6.2.8 odstęp  $a$  od pojazdu poprzedzającego  $B$  powinien być powiększony. Zbyt mała długość  $a$  może doprowadzić do sytuacji, gdy kierowca pojazdu  $C$  znajdzie się w bardzo niebezpiecznej sytuacji nie mogąc uciec przed pojazdem  $D$ .

Szczególnie niebezpiecznym manewrem dla początkujących kierowców holujących przyczepę jest wyprzedzanie z przyczepą.

Rys. 6.3 przedstawia zależności pomiędzy zasadniczymi wielkościami charakteryzującymi wyprzedzanie; należą do nich:

- prędkość pojazdu wyprzedzanego  $V_1$ ,
- prędkość pojazdu wyprzedzającego  $V_2$ ,
- różnica prędkości  $V_2 - V_1$ ,
- względna długość drogi wyprzedzania  $L$ ,
- czas wyprzedzania  $t$ ,
- droga wyprzedzania  $S$ .

Na podstawie wykresu na rys. 6.3 można dla danych prędkości obu pojazdów i ich długości określić czas i drogę wyprzedzania. Przy korzystaniu z wykresu można przyjąć, że minimalne odległości mierzone zgodnie z kierunkiem jazdy między pojazdem wyprzedzanym  $A$  i wyprzedzającym  $B$ , przy których pojazd  $B$  może zmienić pas ruchu, wynoszą 5 m. Względna długość drogi wyprzedzania  $L$  oznacza wzajemne przemieszczenie pojazdów w czasie wyprzedzania i nie powinna być mylona z drogą  $S$  rzeczywiste przebyta przez pojazd wyprzedzający  $B$ . Droga wyprzedzania  $S$  jest równa  $L$  tylko wtedy, gdy pojazd  $A$  stoi, tzn. nie jest wyprzedzany lecz omiany. We wszystkich innych przypadkach  $S > L$ .

Gdy pojazdem wyprzedzanym  $A$  jest np. samochód ciężarowy o długości 7,0 m jadący z prędkością  $V_1 = 40$  km/h, a pojazdem wyprzedzającym  $B$  samochód osobowy o długości 4,0 m ciągnący

przyczepę lodziową o długości 5,0 m z prędkością  $V_2 = 60$  km/h, to długość  $L$  wynosi 26 m ( $7,0 + 4,0 + 5,0 + 2 \cdot 5,0$ ), różnica prędkości  $V_2 - V_1 = 20$  km/h. Z wykresu można odczytać czas wyprzedzania  $t = 4,7$  s i drogę, jaką musi przejechać w tym czasie samochód  $B$ :  $S = 78$  m. Jeśli  $V_1 = 60$  oraz  $V_2 = 70$  km/h, to  $t = 9,35$  s, a  $S = 182$  m. Przy  $V_1 = 75$ , a  $V_2 = 80$  km/h, czas wyprzedzania wzrośnie do  $t = 18,7$  s, a droga wyprzedzania osiągnie długość  $S$  wynoszącą 415 m. Z powyższych przykładów widać jak wielkie znaczenie ma dla bezpiecznego wyprzedzania (tzn. trwającego krótko, na niewielkim odległości od drogi, gdy kierowca pojazdu wyprzedzającego ma pewność, że nie zajdą w sytuacji drogowych niekorzystnych dla niego zmiany) różnica prędkości, jaką rozporządza kierowca pojazdu  $B$  oraz prędkość z jaką jedzie  $V_2$ . Ponieważ zmiany prędkości pojazdu ciągnącego przyczepę są trudniejsze (zarówno przy przyspieszeniu, jak i hamowaniu — rozdz. 3) niż pojazdu bez przyczepy, należy manewr wyprzedzania przeprowadzić ze szczególną ostrożnością.

Muszą być brane pod uwagę także w początkowym okresie jazdy z przyczepą nawyki kierowcy, przyzwyczajonego do reakcji samochodu na określonej zmianie otwarcia przepustnicy lub nacisku na pedał hamulca. Kierowca nie może dać się zaszkodzić zmianami (rozdz. 3), gdyż może to mieć duży wpływ na bezpieczeństwo. Należy pamiętać, że samochód z przyczepą trudniej rozpedza się, mniej intensywnie hamuje, poddany jest działaniu (często bardzo niekorzystnemu) sił, które nie występują bez przyczepy.

Przed rozpoczęciem jazdy z przyczepą należy dokładnie zapoznać się z przepisami KD o ruchu drogowym z przyczepami oraz dopuszczaniu przyczep do ruchu.

## 6.2. Obsługa i konserwacja

Czynności obsługowe przyczepy bagażowej, której podwozie składa się z zespołów występujących w samochodach (koła, łożyskowanie, ogumienie, zawieszenie, hamulce) są takie same, jak w samochodzie. Dodatkowym urządzeniem jest zaczep.

W ramach obsługi codziennej w okresie użytkowania przyczepy należy dokonać przed wyruszeniem w drogę obowiązkowego sprawdzenia:

- ciśnienia powietrza w oponach,
- stanu ogumienia (ewentualnie uszkodzenia),

- działania instalacji elektrycznej (oświetlenia),
- sprawności działania zaczepu z zabezpieczeniem oraz stanu linki zabezpieczającej,
- stanu hamulców, szczególnie szczelności układu hydraulicznego (wycieki z pompy, rozpierek lub przewodów, ilość płynu w zbiorniku), sprawności układów linek, cięgien i ich połączeń,
- mocowania zaczepu, skrzyni ładunkowej i innych elementów, stanu fartuchów błotników itd.,
- zaczep na pracującej powierzchni kulistej powinien być pokryty smarem stałym przed połączeniem z hakim.

# Wykaz literatury

27

■ Okresowa obsługa i konserwacja przyczepy, dokonywana najlepiej jednocześnie z obsługą samochodu, nawet jeśli przebiegi przyczepy są mniejsze, powinna obejmować dokładne sprawdzenie całego pojazdu.

■ Oprócz czynności objętych obsługą codzienną należy dokonać sprawdzenia wielkości luzów w łożyskowaniu piast kół i dokonać ewentualnej regulacji (przy dużych luzach łożyska wymienić na nowe), uzupełnienia ilości smaru w piastach, sprawdzenia sprawności uszczelnienia piast. W zawieszeniu należy sprawdzić stan elementów sprężystych (ewentualne pęknięcia) oraz silentbloków (wybicie), skuteczność i szczelność amortyzatorów a także mocowania wszystkich elementów. W czasie należy sprawdzić stan zużycia powierzchni pracujących oraz luzu w połączeniach ruchomych i mocowaniu. W układzie hamulcowym sprawdzić należy zużycie okładzin i ewentualnie wymienić na nowe, bębny hamulcowe, jeśli zostały uszkodzone ich powierzchnie cierne, trzeba przetoczyć lub wymienić. Układ linek wymaga oczyszczenia i przesmarowania. Instalacja elektryczna wymaga sprawdzenia stanu odbłyśników (luster) lamp oraz czystości wszystkich styków i dobrego stanu izolacji przewodów. W razie stwierdzenia usterek styki powinny być oczyszczone (wpływa to na działanie kierunkowskazów, częstotliwość ich świecenia zależy m.in. od jakości połączeń styków), przewody z uszkodzoną izolacją powinny być wymienione. Przy obsłudze instalacji celowe jest skontrolowanie z pomocą elektryka, który może sprawdzić oporność izolacji oraz połączeń obwodów, a także łatwiej znajdzie przyczynę ewentualnej usterki.

■ Dokładne sprawdzenie skutków działania korozji na podwozie przyczepy (a także blaszane nadwozie) i ich usunięcie (oczyszczenie i odgrzewienie), a następnie zabezpieczenie przyczepy przed dalszym rdzewieniem ma, podobnie jak w samochodzie, duże znaczenie dla sprawności i trwałości przyczepy.

■ Szczegółne znaczenie ma zachowanie prawidłowego ciśnienia w oponach, gdy podczas jazdy trudno zauważyć objawy obniżonego ciśnienia w przyczepie, w odróżnieniu od samochodu, w którym wprawny kierowca wyczuje to natychmiast. Jazda przy zbyt niskim ciśnieniu powoduje grzanie się ogumienia, może doprowadzić do uszkodzenia dętki lub zaworka, a w konsekwencji do uszkodzenia opony i ewentualnie koła, powoduje także wzrost oporów toczenia, co wpływa na zwiększenie zużycia paliwa.

■ Ponadto gdy jazda ma się odbyć bez bagażu w przyczepie, świadome stosowanie obniżonego ciśnienia może polepszyć stabilność przyczepy przez zmniejszenie sztywności opon (ograniczenie wielkości drgań kół — rozdz. 3), zapobiec odrywananiu się kół od jezdnii. Ciśnienie i proporcjonalna do niego ilość powietrza w ogumieniu musi być dostosowane do obciążenia kół (rozdz. 5.3). Zbyt duża deformacja ogumienia (ugięcie opon) powoduje wzrost oporów na drodze powietrza krążącego w oponie podczas jazdy oraz zwiększone tarcie wewnętrzne w gumie, co prowadzi do nadmiernego grzania się ogumienia. Sprawdzenie temperatury ogumienia (można do tego użyć termometru dotykowego) podczas jazdy i porównywanie temperatury opon poszczególnych kół (samochodu i przyczepy) jest prostym sposobem oceny prawidłowości doboru ciśnienia. Należy jednak pamiętać, że grzanie się opon może być także wynikiem nieprawidłowego ustawienia kół (nadmiernej zbieżności lub rozbieżności).

■ Stan ogumienia, szczególnie stopień zużycia bieżnika, ma duży wpływ na bezpieczeństwo jazdy. Zbyt zużyte bieżniki powodują zmniejszenie przyczepności opon, co w przyczepie wpływa przede wszystkim na jej boczną stabilność (rozdz. 3). Z powyższych względów wysokość bieżników opon przyczepy nie może być mniejsza od dopuszczalnej wielkości, wynoszącej np. dla opon R12 stosowanych w samochodach PF 126p — 1 mm.

1. ATZ. Automobiltechnische Zeitschrift. Nr 3, 1978
2. Glinka Z.: Naprawa samochodów Syrena. WKŁ, 1976
3. Jaworski J.: Guma w pojazdach mechanicznych. WKŁ, 1967
4. Jaworski J.: Ogumienie pojazdów mechanicznych. WKŁ, 1965
5. Kilen J.: Przyczepy z Niewiadowa. Horyzonty Techniki, nr 6, 1975
6. Klimecki Z.; Podolak R.: Jeżdżę samochodem polski FIAT 126p. WKŁ, 1975
7. KFT. Kraftfahrzeutechnik. Nr 6, 1973, 5, 1977, 8, 1979, 56, 1980
8. Lepko J.; Szmelter J.: Zbiór zadań z mechaniki. Cz. III Dynamika. PWN, 1956
9. Mitschke M.: Dynamika samochodu. WKŁ, 1977
10. Normy Branżowe: BN-77/3612-18, 77/3612-19
11. Polskie Normy: PN/76/S-47291, 74/S-76055, 68/S-73032, 68/S-73033, 68/S-73034, 76/S-73035, 72/S-73036, 72/S-730038, 72/S-02011, 77/S-02014, 73/H-74240, 73/H-93460, Ark. 1, Ark. 3, 77/C-94300, Ark. 048, 73/C-94300 ark. 002, 73/C-94300 ark. 003
12. Projekt V-77. Rozporządzenia Ministra Komunikacji w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać pojazdy poruszające się po drogach.
13. Projekt 05.79 Ustawy — Prawo o ruchu drogowym
14. Regulamin nr 13 EKG ONZ. Załącznik nr 12
15. Stusarski M.: Naprawa samochodów Trabant 500, 600, 604. WKŁ, 1974
16. Stodowy A.: Budujemy przyczepki campingowe. WKŁ, 1965
17. Szepke R.: Caravaning. Samochody i przyczepy campingowe. WKŁ, 1979
18. SKF. Wälzlager in Kraftfahrzeugen
19. Wrzesiński T.: Hamowanie pojazdów samochodowych. WKŁ, 1973
20. Żukowski S.: Sprężyny. PWT, 1955