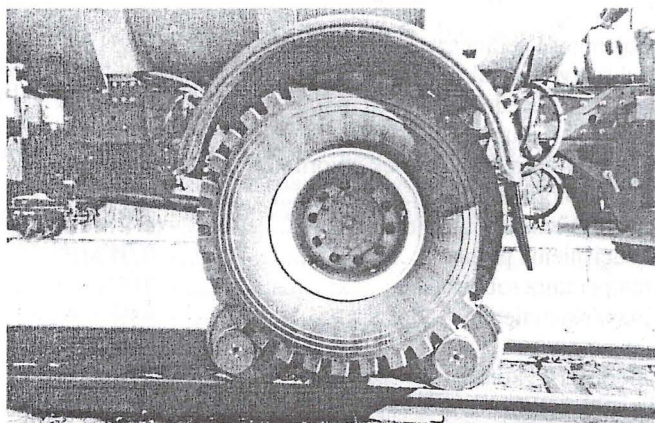


Pojazd szynowo-drogowy z bębnowym napędem ciernym szynowego układu jezdny

W artykule zaprezentowano prototyp pojazdu szynowo-drogowego wykonanego na podwoziu samochodu terenowego IVECO EURO CARGO wyposażonego w szynowy układ jezdny, zbiornik paliwa oraz agregat pompowo-pomiarowy. Pojazd służy do tankowania z toru maszyn do utrzymania, modernizacji i budowy torów oraz może mieć również zastosowanie do tankowania lokomotyw spalinowych i innych szynowych pojazdów pomocniczych, napędzanych silnikiem spalinowym.



Fot. 1. Tylny szynowy układ jazdy

1. Wstęp

W ostatnich piętnastu latach w Instytucie Pojazdów Szynowych TABOR w Poznaniu zaprojektowano szereg konstrukcji pojazdów szynowo-drogowych w oparciu o ciągniki URSUS typu 1212, 1222, 1224 oraz podwozia samochodów TARPAN i STAR.

Cechą wspólną szynowych układów jezdnych zastosowanych w tych pojazdach jest przeniesienie napędu i hamowania przez opony pojazdu, które bezpośrednio stykają się z szynami toru. Szynowy układ jezdny spełnia tu rolę układu prowadzenia pojazdu w torze. Warunkiem zastosowania takiego rozwiązania jest, aby rozstaw opon ciągnika lub samochodu odpowiadał w przybliżeniu rozstaw szyn toru kolejowego. Warunek ten spełnia seryjnie produkowany ciągnik URSUS oraz samochód TARPAN HONKER. Seryjnie produkowany samochód STAR nie spełniał tego wymagania. Zakłady Starachowice STAR wykonały dokumentację konstrukcyjną samochodu STAR z mostami napędowymi zwężonymi do rozstawu 1600 mm między środkami opon. Podwozia tych pojazdów były wykonane do

adaptacji na pojazdy szynowo-drogowe różnego zastosowania (pojazdy ratownictwa technicznego, pojazdy do czyszczenia infrastruktury kolejowej, tramwajowej, warszawskiego metra oraz pojazdy manewrowe do przetaczania wagonów).

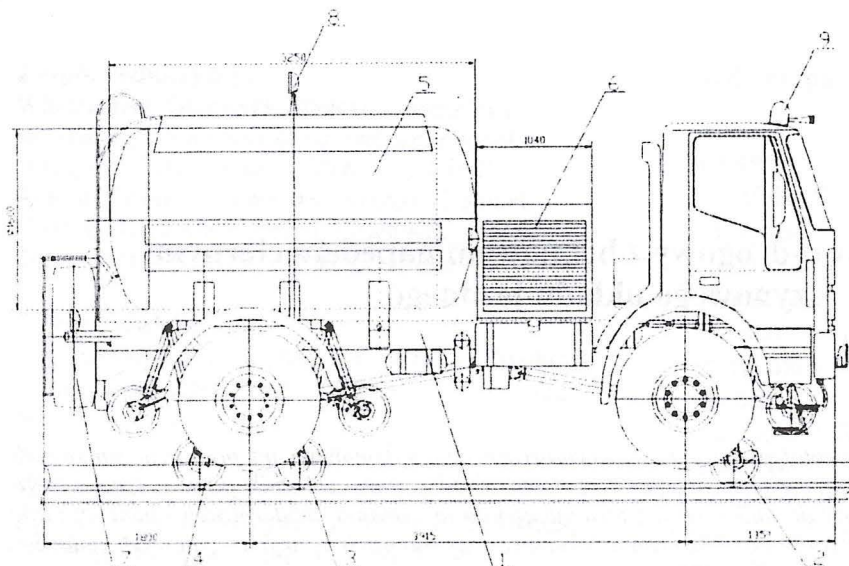
Po przejściu Zakładów Starachowickich STAR przez firmę MAN, nowo powstały Zakład STAR-MAN TRUCKS nie wykazał zainteresowania przystosowaniem podwozi (zwężenia mostów) samochodów STAR-MAN, do ich adaptacji na pojazdy szynowo-drogowe.

Mając na uwadze zainteresowanie pojazdami szynowo-drogowymi przez PKP oraz innych potencjalnych użytkowników, konstruktorzy IPS przystąpili do prac projektowych nad nowym szynowym układem jezdny, który wdrożono na podwoziu seryjnie produkowanego samochodu ciężarowego IVECO EURO CARGO typu ML135E23W o rozstawie opon 2060 na przedniej osi oraz 2040 na tylnej osi. Na nadwoziu pojazdu zabudowano zbiornik paliwa oraz agregat pompowo-pomiarowy. Szynowy układ jezdny został wykonany i zamontowany na podwoziu w firmie ALCON-Żmigród, natomiast wyposażenie pojazdu w zbiornik paliwa i agregat pompowo-pomiarowy wykonano w P.P.H.U ZASTA Słupsk.

Prototyp pojazdu przeszedł odpowiednie badania stacyjne i ruchowe w IPS „TABOR” Poznań i na podstawie pozytywnych wyników badań otrzymał dopuszczenie do eksploatacji, nadane przez Główny Inspektorat Kolejowy.

Pojazd jest przeznaczony do zaopatrywania w paliwo z toru, maszyn służących do remontu, modernizacji i budowy torów. Maszyny te z reguły pracują na szlaku, z dala od stacji paliw. Zaopatrywanie ich w paliwo stanowi istotny problem dla służb utrzymania infrastruktury kolejowej, który można rozwiązać przy pomocy prezentowanego pojazdu szynowo-drogowego.

2. Opis pojazdu



1. Podwozie pojazdu
2. Szynowy układ jezdny-przedni
3. Szynowy układ jezdny-środkowy
4. Szynowy układ jezdny-tylny
5. Zbiornik paliwa
6. Agregat pompowo-pomiarowy i zwijadło węża
7. Koło zapasowe
8. Oświetlenie kolejowe
9. Kolejowy sygnał akustyczny

Rys. 1 Pojazd szynowo-drogowy na podwoziu samochodu IVECO

2.1. Charakterystyka techniczna pojazdu

Kabina	- 2 osobowa
Masa własna pojazdu	- 7300 kg
Masa maksymalna pojazdu	- 12500 kg
w prezentowanym wykonaniu	
Dopuszczalna masa maksymalna pojazdu	- 14500 kg
Moc silnika	- 167 kW przy 2500 obr/min
Liczba osi napędowych podczas jazdy drogowej	- 2
Liczba osi napędowych podczas jazdy po torach	- 1
Rozmiar opon	- 14-20 R20
Maksymalna nośność opony	- 5000 kg
Maksymalny nacisk osi przedniej na drodze	- 5000 kg
Maksymalny nacisk osi tylnej na drodze	- 9500 kg
Maksymalna prędkość na drodze	- 60 km/h
Maksymalna prędkość pojazdu na torze prostym suchym	- 30 km/h
Maksymalna prędkość pojazdu na torze prostym mokrym	- 20 km/h
Maksymalna prędkość pojazdu na łukach toru dla $R < 150$ m	- 10 km/h
Maksymalna prędkość pojazdu przez rozjazdy i zwrotnice	- 5 km/h
Maksymalna pojemność zbiornika paliwa	- 5200 l

2.2. Zbiornik cysterny

Pojazd cysterna służy do przewozu produktów naftowych- niebezpiecznych klasy 3 wg RID to jest benzyn, oleju napędowego i oleju opałowego lekkiego.

Charakterystyka techniczna zbiornika cysterny:

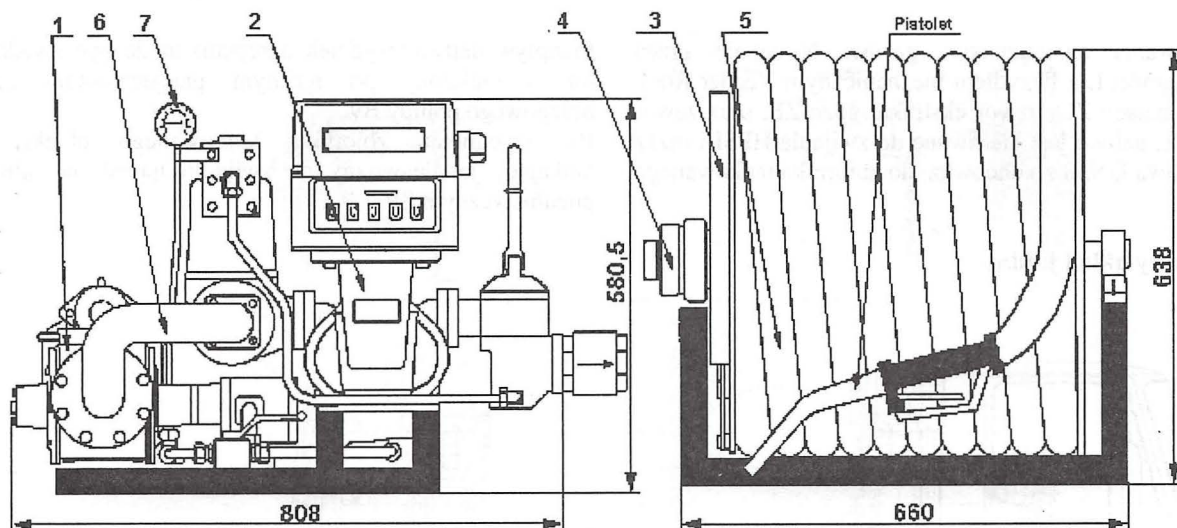
- pojemność geometryczna zbiornika.....	- 5,851m ³
- gabaryty zbiornika:	
- średnica zewnętrzna	- 1600mm
- długość całkowita	- 3250mm
- grubość ścianek zbiornika	- 4,0mm
- masa zbiornika.....	- 750 kg
- nadciśnienie obliczeniowe.....	- 0.4 MPa
- nadciśnienie próbne.....	- 0,04 MPa
- temperatura robocza.....	- 20°C do 50°C
- max. napełnienie.....	- 94%

Zbiornik wykonano w postaci leżącego walca z dnami elipsoidalnymi, wewnątrz podzielony na dwie komory, dnem elipsoidalnym, zwróconym wypukłością w kierunku jazdy. Zbiornik wyposażono we właz o średnicy 530 mm umożliwiający oględziny ścian zbiornika od wewnątrz. W pokrywie włazu umiejscowiono wlew o średnicy 254 mm do napełniania zbiornika od góry. Wlew zamykany jest odchylną klapą.

Na pokrywie włazu zamontowano również zawór oddechowy z zabezpieczeniem przeciwogniowym oraz czujnik maksymalnego poziomu napełnienia. W strefie dolnej zbiornik wyposażono w zawór denny, przewody rurowe łączące zbiornik z agregatem pompowo-pomiarowym, układ hermetyzacji oraz zawór końcowy do grawitacyjnego opróżniania zbiornika lub oddolnego napełniania.

2.3. Agregat pompowo-pomiarowy

Na pojeździe zamontowano agregat pompowo-pomiarowy typu APPC 350HD, który umożliwia przepompowanie odmierzonej ilości paliwa ze zbiornika pojazdu szynowo-drogowego do zbiornika maszyny torowej. Agregat zamontowano w odpowiedniej obudowie za kabiną kierowcy, w taki sposób, że po prawej stronie pojazdu umieszczono agregat pompowo-pomiarowy, a po lewej stronie zwijadło z węzłem tankującym.



Rys. 2 Widok agregatu pompowo-pomiarowego i zwijadła z węzem tankującym

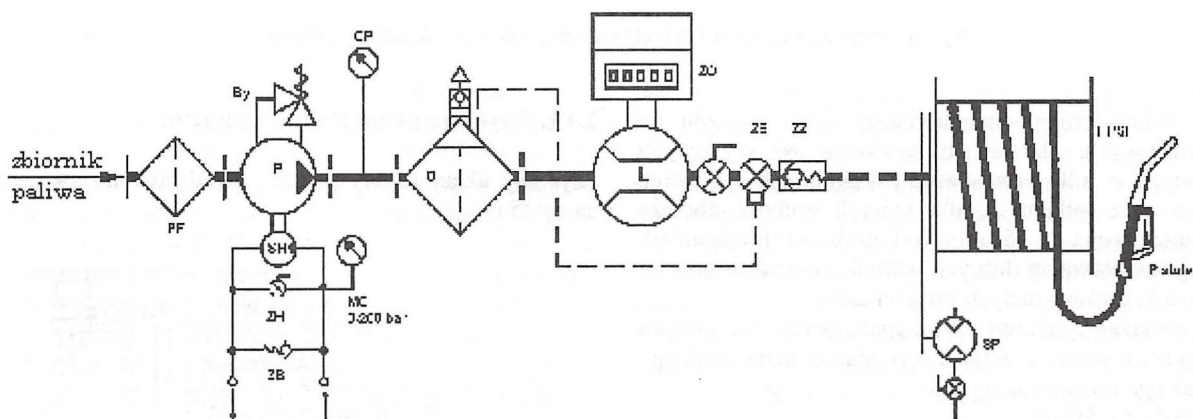
Podstawowe dane techniczne agregatu:

Wydajność: nominalna $Q_{nom} = 350 \text{ dm}^3/\text{min}$
 minimalna $Q_{min} = 50 \text{ dm}^3/\text{min}$
 Dawka minimalna: 50 dm^3
 Maksymalne ciśnienie cieczy w instalacji $P_{max} = 0,6 \text{ MPa}$

Agregat pompowo-pomiarowy jest napędzany przy pomocy silnika hydraulicznego, zasilanego z pompy hydraulicznej zamontowanej na przystawce, zabudowanej w skrzyni biegów pojazdu.

Pokazany na rys.2 agregat pompowo-pomiarowy składa się z następujących głównych elementów:

1. pompa paliwa FP 65 z filtrem ochronnym PF 80/1A,
2. licznik paliwa SAMPI M-7 z odgaźnikiem, liczydłem mechanicznym Veeder-Root i zaworem wydawczym,
3. aluminiowe zwijadło węża HPSI, napęd pneumatyczny,
4. silnik pneumatyczny napędu zwijadła SP 30/300,
5. wąż tankujący BDV38C, L=30m z końcówką typu CCMY120M2/122.1.5,
6. osprzęt technologiczny, połączenia rurowe produktowe,
7. manometr ciśnienia hydraulicznego 0-400 bar,



OPIS:

B_y – zawór obiegowy	O – Odgaźnik	ZB – Zawór bezpieczeństwa
CP – Manometr ciśnienia produktu	P – Pompa produktu	ZE – Zawór ekstraktora
HPSI – zwijadło z węzem	PF – Filtr pompy	ZH – Zawór hydrauliczny
L – Licznik	SH – Silnik hydrauliczny	ZO – Zawór odcinający
MC – Manometr ciśnienia hydraulicznego	SP – Silnik Pneumatyczny	ZZ – Zawór zwrotny

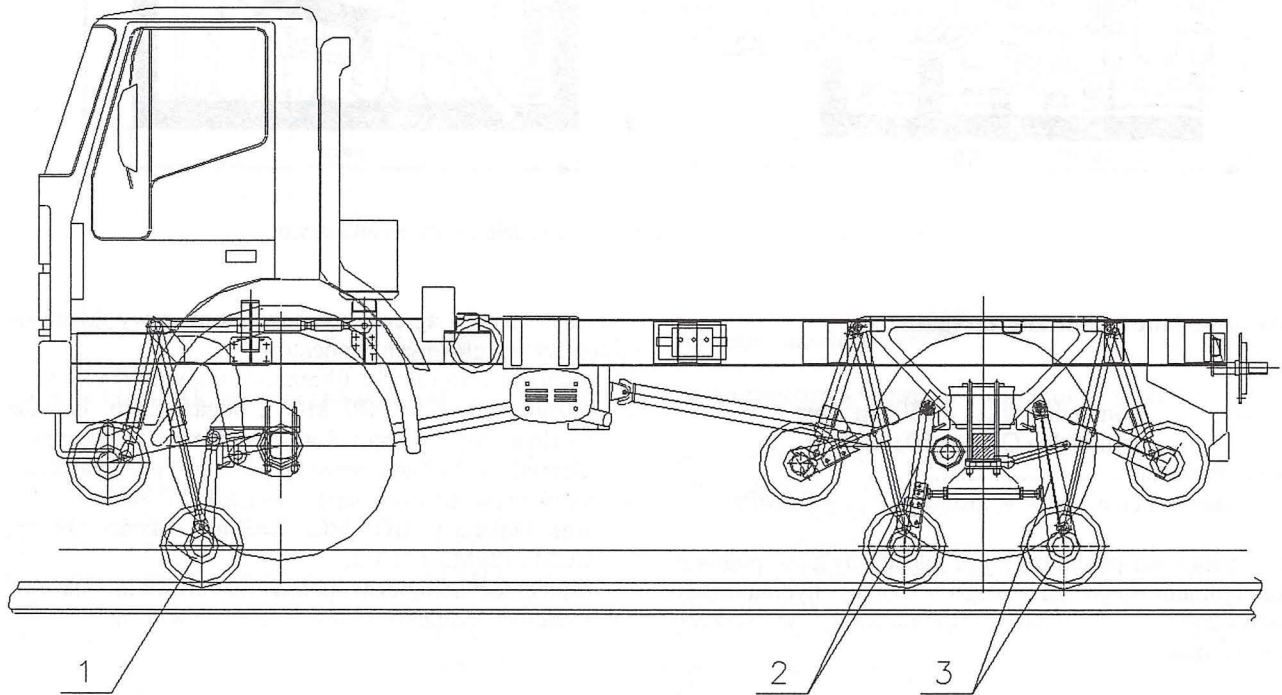
Rys. 3 Schemat instalacji agregatu

Paliwo ze zbiornika zasysane jest pompą łopatkową P na wejście agregatu, przez filtr ochronny PF. Pompa łopatkowa

P jest napędzana silnikiem hydraulicznym SH. Z pompy łopatkowej paliwo jest podawane do odgaźnika O w celu

wyeliminowania ewentualnych gazów. Następnie przez licznik objętości L z liczydłem mechanicznym Veeder Root, zawór odcinający ZO, zawór ekstraktu gazu ZE, oraz zawór zwrotny ZZ, paliwo jest kierowane do zwijadła HPSI i przez wąż do paliwa DN38 z końcówką, do zbiornika tankowanego obiektu.

2.4. Szynowy układ jezdny



Rys. 4 Podwozie pojazdu z zabudowanym szynowym układem jezdny

Szynowy układ jezdny, umożliwiający jazdę pojazdu po torach kolejowych, składa się z trzech osi szynowych wyposażonych w rolki prowadzące osi skrajnych 1 i 3 oraz osi środkowej z rolkami 2, dla których grubość obrzeży została zmniejszona o 15 mm (od grubości nominalnej), w celu zagwarantowania dobrych warunków wpisywania się pojazdu w łuki torów o małych promieniach.

Rozkład obciążeń pionowych przypadających na przedni i tylny most napędowy pojazdu w stanie maksymalnego dopuszczalnego obciążenia wynosi:

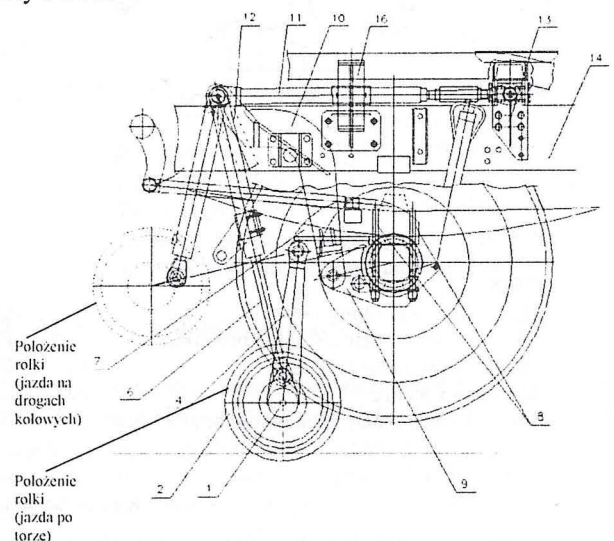
- oś przednia ~ 50 kN
- oś tylna ~ 95 kN

Dlatego na przednim moście pojazdu przewidziano jedną oś z dwiema rolkami prowadzącymi, gdzie na jedną rolkę przypada maksymalne pionowe obciążenie statyczne ~25kN, na tylnym moście pojazdu zamontowano cztery rolki, a na jedną działa statyczne obciążenie pionowe 23,75kN.

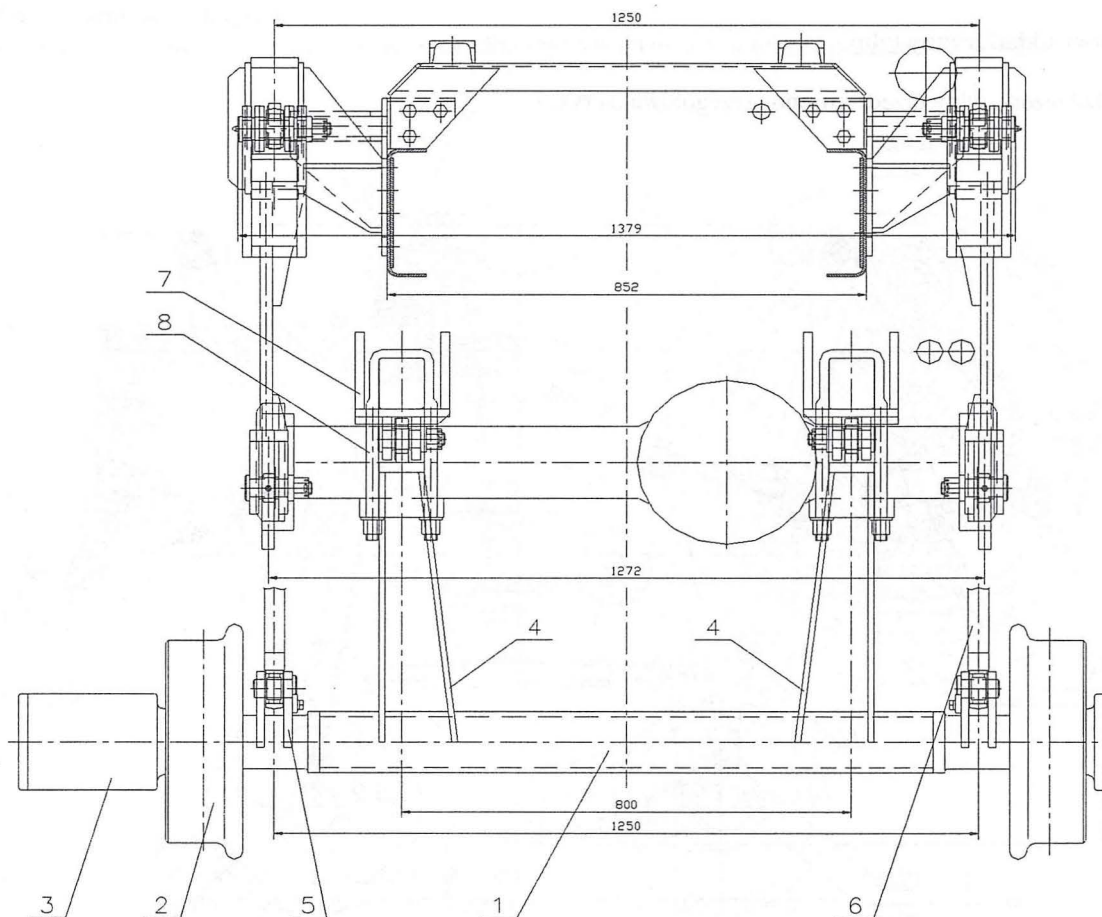
W ten sposób obciążenia od masy pojazdu, przypadające na jedną rolkę dla przedniego i tylnego mostu napędowego różnią się nieznacznie.

2.4.1. Szynowy układ jezdny – przedni

Szynowy układ jezdny przedni przedstawiono szczegółowo na rys. 5 i 6.



Rys. 5 Szynowy układ jezdny przedni – widok z boku (objaśnienia w tekście)



Rys. 6 Szynowy układ jezdny przedni – widok z przodu
(objaśnienia w tekście)

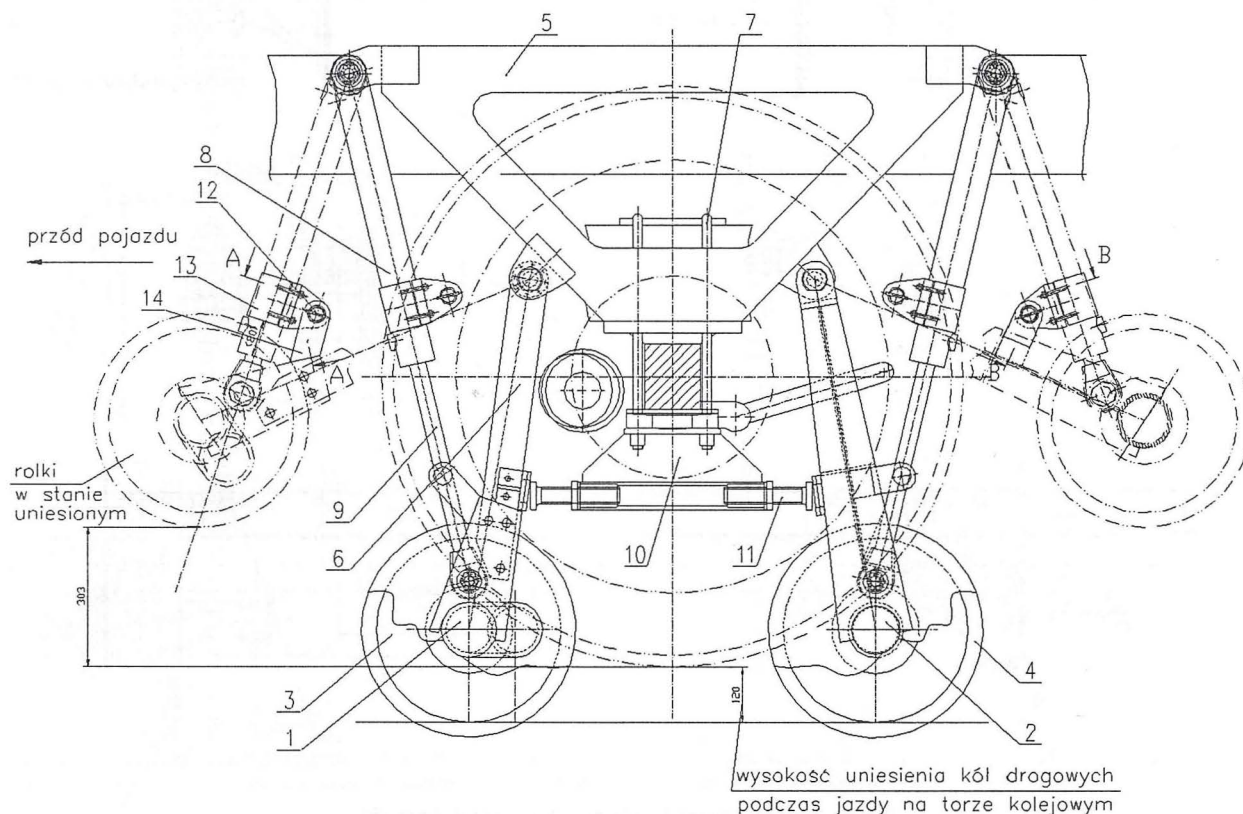
Jest on zabudowany na przednim moście napędowym i składa się z osi 1 (rys. 5 i 6), na której są ułożyskowane rolki prowadzące 2 oraz bębny stałe 3. Oś 1 jest zaopatrzona w wahacze 4 oraz wsporniki 5 do mocowania tłoczków siłowników hydraulicznych 6. Dolne końce wahaczy 4 są na stałe związane z osią 1, a górne części wahaczy są zamocowane przegubowo do wsporników 7, zamontowanych na moście napędowym pojazdu pod resorami piórowymi i zamocowanych do mostu przy pomocy dwóch strzemion resora 8, po każdej stronie podwozia pojazdu. Do mostu napędowego są umocowane również wsporniki 9 do których zamontowano przegubowo dźwignie 10, których drugi koniec połączono przy pomocy przegubów z drążkami reakcyjnymi 11, oraz z uchami cylindrów hydraulicznych 12. Drugi koniec drążków reakcyjnych 11, połączono przegubowo do wsporników 13 przykręconych do ramy nośnej 14 podwozia pojazdu. Drążki reakcyjne 11 są prowadzone w płaszczyźnie pionowej przy pomocy obustronnych prowadnic ślizgowych 16 przykręconych do ramy nośnej podwozia.

Po przesterowaniu dźwigni rozdzielacza (2 rys. 9) na opuszczanie osi 1 z rolkami prowadzącymi 2, następuje

wzrost ciśnienia w cylindrach siłowników hydraulicznych 12 oraz wysuw tłoczek 6 cylindrów hydraulicznych 12. Po zetknięciu rolek prowadzących 2 z szynami toru, rozpoczyna się proces unoszenia przedniego mostu pojazdu aż do wywołania odpowiedniego docisku bębnow stałych 3 do opon przedniego mostu. Siły unoszenia przedniego mostu wywołane ciśnieniem oleju w siłownikach hydraulicznych są przekazywane na most napędowy pojazdu przez wahacz 4 oraz wsporniki 7 i dźwignie 10 zamocowane do mostu napędowego strzemionami resorów 8, powodując jego unoszenie. Reakcje sił unoszenia przedniego mostu są wprowadzone drążkami reakcyjnymi 11 w wsporniki 13 przykręcone do ramy nośnej podwozia pojazdu 14. Taki system zamocowania szynowego układu jezdny do mostu napędowego i ramy nośnej podwozia nie krępuje usprężynowania pionowego pojazdu. Przednie resory pionowe mogą pracować bez ograniczeń w taki sam sposób jak w czasie jazdy drogowej pojazdu.

2.4.2. Szynowy układ jezdny tylny

Szynowy układ jezdny tylny przedstawiono szczegółowo na rys. 7



Rys. 7 Szynowy układ jezdny – tylny (objaśnienia w tekście)

Szynowy układ jezdny tylny jest układem napędowym i składa się z osi wewnętrznej 1 oraz osi zewnętrznej 2. Na osiach 1 i 2 ułożyskowano rolki 3 z podciętym obrzeżem i rolki 4 z obrzeżem o normalnej grubości, oraz bębny napędowe sprzężone z przekładnią zębatą zabudowaną w rolkach 3 i 4.

Osie szynowego układu jezdny zamocowano obrotowo w dolnych uchach wsporników 5, za pośrednictwem wahaczy 6 powiązanych na stałe z osiami 1 i 2. Wsporniki 5 zamocowano do mostu napędowego pod resorami piórowymi, mocując je do mostów przy pomocy strzemion resorów 7. W górnych uchach wsporników 5 zamontowano przegubowo cylindry siłowników hydraulicznych 8, a ucha związane z osiami 1 i 2, połączono przegubowo z tłoczkami 9 siłowników hydraulicznych. Pod mostem napędowym, również przy pomocy strzemion resorów, umocowano wsporniki 10 z gwintowaną tuleją, w którą wkręcono ograniczniki 11 służące do regulacji docisku bębnow napędowych do opon samochodu.

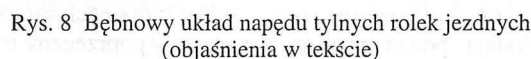
Na rys. 7 pokazano szynowy układ jezdny w pozycji opuszczonej (jazda po torze kolejowym). Podczas jazdy drogowej osie szynowego układu jezdny są w położeniu górnym, a utrzymanie osi w tym położeniu jest zapewnione przy pomocy zamków hydraulicznych oraz dodatkowo w sposób mechaniczny za pośrednictwem sworzni 12 zamontowanych w otworach wsporników 13 i 14 umieszczonych odpowiednio na cylindrach siłowników

hydraulicznych oraz wahaczach osi szynowego układu jezdny.

Podobnie jak w przypadku obsługi przedniego szynowego układu jezdny, aby opuścić szynowy układ jezdny tylny należy przesterować odpowiednią dźwignię rozdzielacza w położenie opuszczanie osi szynowych. Po opuszczeniu osi 1 i 2 do styku rolek prowadzących 3 i 4 z szynami toru następuje wzrost ciśnienia w cylindrach hydraulicznych 8 oraz unoszenie tylnego mostu napędowego pojazdu do momentu oparcia wahaczy 6 o ograniczniki 11. W tym położeniu wahaczy 6 przy odpowiednim wyregulowaniu ograniczników 11 bębny napędowe (1 rys. 8) są z odpowiednią siłą dociskane do opon tylnego mostu. Siły unoszące tylny most napędowy wywołane wzrostem ciśnienia oleju w cylindrach siłowników hydraulicznych zamykają się w obrębie mostu napędowego i z rolek prowadzących są przeniesione na wsporniki 5 zamocowane do mostu napędowego, strzemionami resorów 7.

Konstrukcja zawieszenia szynowego układu jezdny nie ogranicza swobody ruchu pionowego ramy podwozia względem mostu napędowego, zatem podobnie jak w przypadku przedniego szynowego układu jezdny, tylny szynowy układ jezdny nie wyłącza z pracy resorów piórowych usprężynowania pojazdu podczas jazdy po torach.

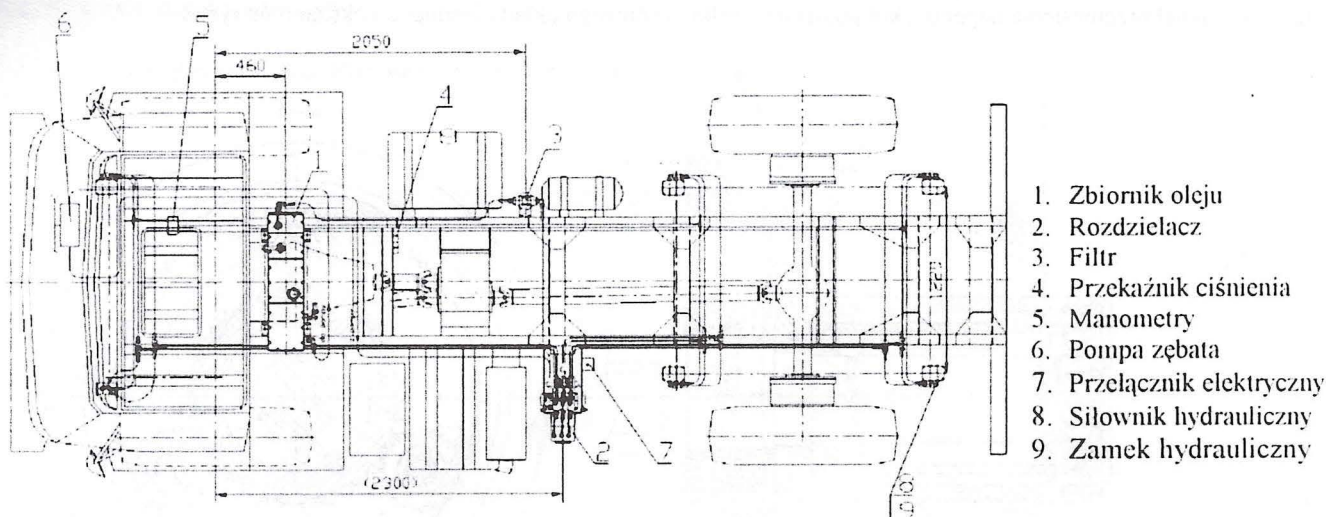
Bębnowy układ przeniesienia napędu z kół pojazdu na rolki szynowego układu jezdni pokazano na rys. 8



Przełożenie przekładni satelitarnej wynosi: 1,24 i zwalnia obroty rolek. Przełożenie całkowite między obrotami bębna

Dla ułatwienia kontroli prędkości ruchu pojazdu na torze przez prowadzącego pojazd kierowcę, na pulpicy sterowniczym zamontowano tabelę przeliczeniową, wskazań szybkościomierza pojazdu i prędkości rzeczywistej z jaką pojazd porusza się po torze.

Po wstawieniu pojazdu na tor oraz uzyskaniu w siłownikach wymaganego ciśnienia 11 do 12MPa rozdzielacz zostaje przesterowany na pracę automatyczną i podczas jazdy po torze kolejowym, wymagane ciśnienie w siłownikach jest kontrolowane przy pomocy przełączników ciśnienia, które w przypadku spadku ciśnienia w siłownikach poniżej 11MPa powodują automatyczne „doładowanie” siłowników do wymaganego ciśnienia 12MPa.



Rys. 9 Schemat instalacji hydraulicznej

Schemat instalacji hydraulicznej szynowego układu jezdnego pokazano na rys.9.

Wstawienie pojazdu na tor jest szybkie i proste i może być przeprowadzone zarówno na przejeździe kolejowym jak również w miejscu, gdzie szyny wystają ponad poziom terenu. Rozstaw kół samochodu większy od rozstawu torów, oraz walory terenowe pojazdu umożliwiają przejazd przez wystające szyny kolejowe i ustawienie pojazdu w osi toru tak, aby koła drogowe pojazdu były usytuowane na zewnątrz toru, a rolki prowadzące były położone nad torami szyn.

Po opuszczeniu rolek szynowego układu jezdnego na tor, wzrastające ciśnienie w siłownikach hydraulicznych powoduje uniesienie opon samochodowych na wysokość zapewniającą wyjście kół drogowych ze skrajni kolejowej, a w kolejnym etapie docisk bębnowy osi szynowych do opon przedniego i tylnego mostu. Przednia oś szynowego układu jezdnego jest wyposażona w bębny nieruchome (nie związane kinematycznie z rolkami). Środkowa i tylna oś szynowego układu jezdnego są zaopatrzone w napędowe bębny obrotowe.

3. Ocena bezpieczeństwa ruchu pojazdu na torze

Po podniesieniu samochodu i postawieniu rolkami na tor staje się on 3-osiowym trakcyjnym pojazdem szynowym. Jego zachowanie się na łukach jest określone przez geometrię pojazdu i toru, a także przez sztywność poprzecznego i pionowego prowadzenia osi (zestawów kołowych) względem ramy samochodu.

Do obliczeń założono następujące parametry samochodu i układu jezdnego po szynach:

- masa samochodu próżnego 5300 kg
- masa samochodu ładownego 15000 kg¹⁾
- masy nieodsprężywane 1300 kg
- rozstaw osi samochodu ~3915 mm

- rozstaw wzdłużny zestawów kołowych skrajnych 4800 mm
 - rozstaw wzdłużny zest. kołowych przy tylnych oponach samochodu 890 mm
 - rozstaw poprzeczny rolek zestawów kołowych 2so=1500 mm
 - położenie środka ciężkości samochodu od przedniej osi samochodu (próżny/ załadowany) ~1300 / ~2600 mm
 - powierzchnia boczna samochodu Ab dla parcia wiatru ~12 m²
 - ciśnienie wiatru bocznego do 500 N/m²
 - quasi-statyczne przyspieszenie poprzeczne na łukach do 1 m/s²
 - przyspieszenie poprzeczne na prostych (dynamika) do 2.5 m/s²
 - sztywność poprzeczna prowadzenia środkowego zestawu kołowego 54 N/mm
 - sztywność pionowa resorów osi przedniej 0.3 kN/mm
 - sztywność pionowa resorów osi tylnej (próżny/ załadowany) 0.24 / 0.54 kN/mm
 - promień łuku torowego R=75 m, 150 m, 300
 - luz poprzeczny zestawu kołowego w torze ΔLt(R) 26 mm, 26 mm, 10 mm
 - odległość poprzeczna powierzchni bocznej rolki od opony 15 mm
 - maksymalny współczynnik tarcia rolek po szynach μ 0.36
 - współczynnik tarcia w resorach piórowych zawieszenia samochodu μR ≈0.1
- ¹⁾ Masa maksymalna pojazdu 14500 kg + 500 kg na przeładowanie

$$Y_{22}=1.5+0.36 \cdot 25=10.5 \text{ kN} \quad - \text{ dla osi środkowej}$$

$$Y_{31}=13.7+0.36 \cdot 25=22.7 \text{ kN} \quad - \text{ dla osi tylnej}$$

Wskaźniki bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q wg powyższego układu obciążeń pojazdu załadowanego wynoszą:

$$Y_{11}/Q_{11}^0 = \frac{17.8}{25} = 0.712 \quad - \text{ dla osi przedniej}$$

$$Y_{22}/Q_{22}^0 = \frac{10.5}{25} = 0.42 \quad - \text{ dla osi środkowej}$$

$$Y_{31}/Q_{31}^0 = \frac{22.7}{25} = 0.908 \quad - \text{ dla osi tylnej}$$

Dla pojazdu próżnego, dla którego określa się niebezpieczeństwo wykolejenia przez zejście kół prowadzących z toru, układ sił poprzecznych pojazd – tor z pominięciem siły wiatru i siły odśrodkowej zgodnie z ORE B55 Rp8 jest następujący:

$$-H_1 + H_{ow} - H_3 = 0 \quad (\text{równowaga sił poprzecznych})$$

$$3910 \cdot H_{ow} - 4800 \cdot H_3 = 0 \quad (\text{równowaga momentów})$$

Stąd dla jazdy do przodu na łuku „standardowym ORE B55” o promieniu $R=150 \text{ m}$ (bez wiatru i siły odśrodkowej) występują siły poprzeczne:

$$H_1 = 0.185 \cdot H_{ow} = 0.185 \cdot 360 \text{ N} \approx 0.07 \text{ kN}$$

oraz dla jazdy do tyłu na identycznym łuku mamy:

$$H_3 = 0.815 \cdot H_{ow} = 0.815 \cdot 886 \text{ N} \approx 0.72 \text{ kN}$$

Nominalne naciski pionowe rolek na szyny dla pojazdu próżnego wynoszą:

- dla osi przedniej:

$$m_{poj} \cdot g \cdot (3915 - 1300) = 2Q_0^p \cdot (3915 + 440)$$

$$Q_0^p = \frac{5300 \cdot 9.81 \cdot 2615}{2 \cdot 4355} = 15610 \text{ N} = 15.61 \text{ kN}$$

- dla osi tylnej:

$$m \cdot g \cdot (1300 + 440) = 4Q_0^t \cdot (3915 + 440)$$

$$Q_0^t = \frac{5300 \cdot 9.81 \cdot 1740}{2 \cdot 4355} = 5193 \text{ N} = 5.19 \text{ kN}$$

Nominalne pionowe naciski na resor piórowy wynoszą:

- dla osi przedniej:

$$Q_{OR}^p = Q_0^p - \frac{m_{nieodspr.} \cdot g}{4}$$

$$Q_{OR}^p = 15610 - \frac{1300 \cdot 9.81}{4} = 12422 \text{ N} = 12.42 \text{ kN}$$

- dla osi tylnej

$$Q_{OR}^t = 2Q_0^t - \frac{m_{nieodspr.} \cdot g}{4}$$

$$Q_{OR}^t = 2 \cdot 5193 - \frac{1300 \cdot 9.81}{4} = 7198 \text{ N} = 7.20 \text{ kN}$$

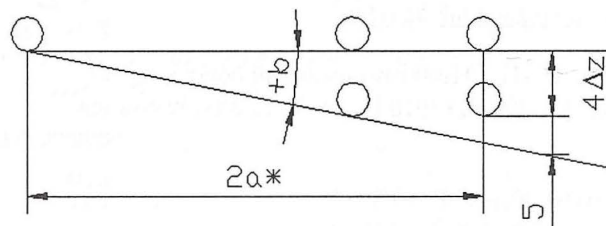
Odciażenia skrajnych rolek prowadzących (układu jezdno po szynach) wywołane ugięciem usprężynowania na nierównościach toru wynoszą:

$$\Delta Q_{SR}^c = \Delta z \cdot C_{zred} \quad [\text{kN}]$$

gdzie:

$$\Delta z = \frac{1}{4} (2a^* \cdot q^+ - 5) \approx \frac{1}{4} (4.8 \cdot 7 - 5)$$

$\Delta z = 7.15 \text{ mm}$ – zredukowana pionowa nierówność toku szynowego pod jedną rolką spowodowana zwichrowaniem toru $q^+ = 7\text{‰}$ na podłużnym rozstawie rolek $2a^* \approx 4.8 \text{ m}$ z uwzględnieniem dopuszczalnego wg ORE B55 Rp8 podniesienia koła prowadzącego o 5 mm w górę względem główki szyny (wg poniższego schematu)



$$C_{zred} = \frac{C_{\varphi_{xred}}}{s_o^2} = \frac{4C_{\varphi_{xred}}}{(2s_o)^2} \quad \left[\frac{\text{kN}}{\text{mm}} \right]$$

gdzie:

$$C_{\varphi_{xred}} = \left(\frac{1}{C_{\varphi_x}^p} + \frac{1}{C_{\varphi_x}^t} \right)^{-1} \quad \left[\frac{\text{kNmm}}{\text{rad}} \right]$$

$$C_{\varphi_x}^p = \frac{1}{2} (2 \cdot b_s)^2 \cdot C_z^p + C_{\varphi_x}^s = \frac{1}{2} (800)^2 \cdot 0.3 + 0.2114 \cdot 10^6 = 0.3074 \cdot 10^6 \quad \left[\frac{\text{kNmm}}{\text{rad}} \right]$$

$$C_{\varphi_x}^t = \frac{1}{2} (2 \cdot b_R)^2 \cdot C_z^t + C_{\varphi_x}^s = \frac{1}{2} (1000)^2 \cdot 0.24 + 0.2114 \cdot 10^6 = 0.3314 \cdot 10^6 \quad \left[\frac{\text{kNmm}}{\text{rad}} \right]$$

$C_z^p, 2b_s$ – sztywność pionowa i rozstaw poprzeczny resorów przednich

$C_z^t, 2b_R$ – sztywność pionowa i rozstaw poprzeczny resorów tylnych

$C_{\varphi_x}^s$ - sztywność obrotowa stabilizatora kołysania nadwozia

$$C_{\varphi_{\text{red}}} = \left(\frac{1}{0.3074} + \frac{1}{0.3314} \right)^{-1} \cdot 10^6 = 0.159 \cdot 10^6 \left[\frac{\text{kNmm}}{\text{rad}} \right]$$

$$C_{\text{zred}} = \frac{4 \cdot 0.159 \cdot 10^6}{(1500)^2} = 0.284 \left[\frac{\text{kN}}{\text{mm}} \right]$$

stąd:

$$\Delta Q_{\text{SR}}^C = 7.15 \cdot 0.284 = 2.03 \text{ [kN]}$$

Odciążenia skrajnych rolek prowadzących wywołane siłami tarcia w resorach piórowych wynoszą:

$$\Delta Q_{\text{SR}}^T = \frac{\max \cdot (T_R^P \cdot 2 \cdot b_s, T_R^t \cdot 2 \cdot b_R)}{2 \cdot s_o}$$

gdzie:

$$T_R^P = \mu_R \cdot Q_{\text{OR}}^P = 0.1 \cdot 12.42 = 1.242 \text{ kN}$$

$$T_R^t = \mu_R \cdot Q_{\text{OR}}^t = 0.1 \cdot 7.20 = 0.72 \text{ kN}$$

$$\Delta Q_{\text{SR}}^T = \frac{\max \cdot (1.242 \cdot 800, 0.72 \cdot 1000)}{1500}$$

$$\Delta Q_{\text{SR}}^T = \max \cdot (0.662, 0.48) = 0.662 \text{ kN}$$

Całkowite odciążenie przednich i tylnych rolek prowadzących na torze zwichrowanym wynosi:

$$\Delta Q_{\text{SR}}^P = \Delta Q_{\text{SR}}^C + \Delta Q_{\text{SR}}^T = 2.03 + 0.662 \approx 2.7 \text{ kN}$$

$$\Delta Q_{\text{SR}}^t = \frac{1}{2} \Delta Q_{\text{SR}}^t = 1.35 \text{ kN}$$

Siły prowadzące Y na łuku „standardowym” ($R=150 \text{ m}$) dla przypadku odciążonych (lub dociążanych) kół wynoszą:

$$Y_{11} = H_1 + \mu \cdot \left(Q_o^P + \Delta Q_{\text{SR}}^P - H_1 \cdot \frac{D_R}{4 \cdot s_o} \right)$$

$$Y_{31} = H_3 + \mu \cdot \left(Q_o^t + \Delta Q_{\text{SR}}^t - H_3 \cdot \frac{D_R}{4 \cdot s_o} \right)$$

gdzie:

$D_R=400 \text{ mm}$ – średnica toczna rolek

stąd:

$$Y_{11} = 0.07 + 0.36 \cdot \left(15.61 + 2.7 - 0.07 \cdot \frac{400}{2 \cdot 1500} \right) =$$

$$= 0.07 + 0.36 \cdot (15.61 + 2.7 - 0.01) = 6.66 \text{ kN}$$

$$Y_{31} = 0.72 + 0.36 \cdot \left(15.19 + 1.35 - 0.72 \cdot \frac{400}{2 \cdot 1500} \right) =$$

$$= 0.72 + 0.36 \cdot (15.19 + 1.35 - 0.10) = 6.64 \text{ kN}$$

Pionowe naciski odciążonych rolek prowadzących wynoszą:

$$Q_{11} = Q_o^P - \Delta Q_{\text{SR}}^P + H_1 \cdot \frac{D_R}{4 \cdot s_o} = 15.61 - 2.7 + 0.07 \cdot$$

$$\cdot \frac{400}{2 \cdot 1500} = 12.92 \text{ kN}$$

$$Q_{31} = Q_o^t - \Delta Q_{\text{SR}}^t + H_3 \cdot \frac{D_R}{4 \cdot s_o} = 15.19 - 1.35 + 0.72 \cdot$$

$$\cdot \frac{400}{2 \cdot 1500} = 13.94 \text{ kN}$$

Wskaźniki bezpieczeństwa Y/Q dla rolek prowadzących dla pojazdu próżnego na torze zwichrowanym wynoszą:

$$Y_{11}/Q_{11} = \frac{6.66}{12.92} = 0.515 \text{ - dla rolek osi przedniej}$$

$$Y_{31}/Q_{31} = \frac{6.64}{13.94} = 0.476 \text{ - dla rolek osi tylnej}$$

Dopuszczalna wielkość wskaźnika bezpieczeństwa ruchu wg ORE B55 Rp.8 wynosi $Y/Q = 1.2$.

Wyliczone wielkości wskaźników bezpieczeństwa dla rolek osi przedniej i tylnej są znacznie mniejsze od wielkości dopuszczalnej. Zatem bezpieczeństwo ruchu pojazdu w łuku torowym zostało osiągnięte ze znacznym zapasem.

4. Próby i badania pojazdu

Prototyp pojazdu poddano próbom i badaniom funkcjonalnym oraz badaniom bezpieczeństwa ruchu pojazdu na torze.

Próby funkcjonalne dotyczyły wstawiania pojazdu na tor, doboru ciśnienia w siłownikach hydraulicznych, regulacji działania systemów ostrzegawczych przed spadkiem ciśnienia w siłownikach hydraulicznych, doboru siły docisku bębnow napędowych do opon tylnego mostu.

Badania bezpieczeństwa ruchu to przejazd pojazdu po torze wchrowatym z wchrowatością toru 7‰, jazdy przez łuki o małych promieniach i rozjazdy oraz badania hamowania pojazdu podczas jazdy na torze prostym, na łukach i rozjazdach.

Pozytywne wyniki badań stanowiły między innymi podstawę otrzymania świadectwa dopuszczenia pojazdu do ruchu po torach kolejowych.

Literatura:

- [1]. Medwid M.: Przykład zastosowania pojazdu szynowo drogowego w służbach budowy i utrzymania infrastruktury kolejowej. Pojazdy Szynowe nr 4/2002.
- [2]. Sienicki A., Stępień J., Kaczmarek E., Medwid M.: Obliczenia mechaniczne i wytrzymałościowe szynowego układu jezdni samochodu ciężarowego IVECO Euro Cargo ML135E23W. Opracowanie nr OR-8299. Archiwum IPS Poznań.