

dr hab. inż. Marian Medwid, prof. IPS
mgr inż. Wojciech Jakuszko
mgr inż. Krzysztof Łukaszewski
mgr inż. Karol Bryk
Institut Pojazdów Szynowych TABOR

Rail running gear with friction – drum drive

Szynowy układ jezdny z napędem ciernym - bębnowym

The concept of a rail running gear is presented, with a friction – drum drive of the rail running gear rollers, designed for use in road-rail vehicles. The structure of the system and the distribution of forces in the load-bearing elements of the structure are presented. Comparative analysis of existing solutions are carried out. Future research directions in this field are proposed.

Zaprezentowano koncepcję szynowego układu jezdny z bębnowym, ciernym napędem rolek szynowego układu jezdny, przeznaczonego do zastosowania w pojazdach szynowo – drogowych. Przedstawiono strukturę układu oraz rozkład sił w elementach nośnych konstrukcji. Przeprowadzono analizę porównawczą istniejących rozwiązań. Zaproponowano dalsze kierunki badań w tej dziedzinie.

1 Introduction

Road-rail vehicles are hybrid vehicles, the traction properties of which on the roads and railway tracks are comparable. The vehicles designed in the Institute have been made on the basis of series-manufactured cars of low and medium load capacity as well as agricultural tractors. The vehicles produced in series, and particularly the truck chassis intended to be adapted to road-rail traffic, are distinguished by many constraints impeding their adaptation to the railway traction. A significant limitation is due to difficulties in finding free space for installing the rail running gear and to the design of the drivetrain delivering power from the engine to the drive wheels. Taking into account the desirable on and off-road capability of the vehicle and meeting the requirements of the lower outline of the railway gauge, the choice of a chassis with rigid motor axles, single tyres and a 4x4 drive proved to be advantageous.

Critical points and the chassis structural parts that impede embedding of the rail running gear into the chassis are usually located at the front axle:

- the distance between the tyre and the chassis frame;
- wheel turning angle;
- longitudinal steering rod;
- powertrain joints;
- brake cylinders and power pipes;
- suspension dampers;
- transverse steering rod;
- rocking stabilizer;
- steps of the driver's cab.

1 Wstęp

Pojazdy szynowo - drogowe to pojazdy hybrydowe o podobnych właściwościach trakcyjnych na drogach kołowych i torach kolejowych. Zaprojektowane w Instytucie pojazdy wykonano na bazie seryjnie wyprodukowanych samochodów o małej i średniej ładowności oraz ciągników rolniczych. Seryjnie produkowane pojazdy, a zwłaszcza podwozia samochodów ciężarowych adaptowane na pojazdy szynowo - drogowe mają szereg ograniczeń utrudniających przystosowanie podwozia do trakcji kolejowej. Istotnym ograniczeniem jest identyfikacja wolnej przestrzeni do zabudowy szynowego układu jezdny oraz budowa układu przeniesienia napędu z silnika spalinowego na opony samochodu. Ze względu na pożądane terenowe właściwości pojazdu oraz spełnienie wymagań dolnego zarysu skrajni kolejowej korzystny jest wybór podwozia ze sztywnymi mostami napędowymi, pojedynczymi oponami i napędem 4x4.

Newralgiczne miejsca i elementy konstrukcyjne podwozia utrudniające zabudowę szynowego układu jezdny to zazwyczaj przy przednim moście napędowym:

- odległość opony od ramy podwozia,
- kąt skrętu kół,
- podłużny drążek kierowniczy,
- przeguby przeniesienia napędu,
- cylindry hamulca i przewody zasilające,
- tłumiki usprężynowania,
- poprzeczny drążek kierowniczy,
- stabilizator kołysania,
- stopnie kabiny kierowcy.

The rear axle may be modified more easily. In this case, the following restrictions occur:

- distance between the tyres and leaf springs;
- distance between the leaf springs and the chassis frame,
- location of the rocking stabilizer,
- location of the pneumatic brake cylinder.

Additional difficulties may include:

- layout of the exhaust pipe;
- other devices attached to the chassis frame, such as a fuel tank, battery box.

The essence of the Polish concepts of rail running gear consists in such its connection to the chassis axles as to ensure equal suspension operation on the railway track and on the road. Common foreign solutions usually exclude the suspension operation on the railway track.

A simple and inexpensive design solution of the rail running gear consists in the idea that the tyres rest on the track rails and drive and brake the vehicle. The rollers of the rail running gear only guide the vehicle on the track.

Such a solution may be implemented provided that the vehicle wheel track is close to the rail track gauge.

Vehicles with small wheel track are distinguished by limited lateral stability while rocking the body during road use, especially on uneven terrain. During rail track driving, the tyres, due to wearing out in result of the tire/rail friction, leave rubber particles on the railheads. This may adversely affect electric conductivity between the rails and the wheelsets of electric vehicles.

The wheel track of standard motor vehicles with gross vehicle mass (GVM) of 10 ÷ 15 tons and above is usually much larger than the track gauge (eg 2100 mm). This ensures the required lateral stability of the vehicle at curves with small radii of the road and on uneven terrain.

In case of the vehicles with standard wheel track the friction-drum drive is used, while more complicated vehicles are rather fitted with hydraulic drive.

For vehicles with GVM exceeding 15 tons, mostly of three-axle structure, the rail running gears have a form of trolleys suspended under the chassis load frame.

2 Structure of the assemblies of the rail running gear

The present publication is devoted to popularization of an innovative solution of the rail running gear intended for use in the chassis of the trucks axles with front and rear drivetrains, with single tyres in the rear one.

An exemplary implementation of a rail running gear fitted on a MAN chassis, with gross vehicle mass of 14.1 tons, is illustrated in Figures 1, 2 and 3. Figure 1 shows a vehicle with raised axles of a rail running

Tylny most napędowy jest łatwiejszy do zabudowy. W tym przypadku ograniczenia stanowią:

1. odległość opon od resorów,
2. odległość resorów od ramy podwozia,
3. lokalizacja stabilizatora kołysania,
4. lokalizacja cylindra hamulca pneumatycznego.

Dodatkowe utrudnienia mogą stanowić:

- przebieg wyprowadzenia rury wydechowej,
- inne urządzenia zamocowane do ramy podwozia jak np. zbiornik paliwa, skrzynia akumulatorów.

Istotą polskich koncepcji szynowych układów jezdnych jest ich powiązanie z mostami napędowymi podwozia tak, aby podczas jazdy po torze kolejowym usprężynowanie podwozia pracowało jak podczas jazdy drogowej. Spotykane rozwiązania zagraniczne zazwyczaj wyłączają z pracy usprężynowanie na torze kolejowym.

Do prostych i tanich rozwiązań konstrukcyjnych szynowego układu jezdnych należy zaliczyć rozwiązanie, w którym opony podwozia są oparte na szynach toru i realizują napęd i hamowanie pojazdu. Rolki szynowego układu jezdnych pełnią funkcję prowadzenia pojazdu w torze.

Warunkiem implementacji takiego rozwiązania jest, aby poprzeczny rozstaw opon pojazdu był zbliżony do rozstawu szyn toru.

Pojazdy o zmniejszonym rozstawie poprzecznym opon charakteryzuje ograniczona stabilność poprzeczna, przy kołysaniu nadwozia podczas jazdy drogowej a zwłaszcza w nierównym terenie. Podczas jazdy torowej zużywające się opony w procesie tarcia „opona/szyna” pozostawiają na główkach szyn drobiny gumy, które mogą niekorzystnie wpływać na przewodzenie prądu między szynami, a kołami zestawów kołowych pojazdów elektrycznych.

Standardowe pojazdy samochodowe o dopuszczalnej masie całkowitej (DMC) 10÷15 ton i powyżej, mają przeważnie poprzeczny rozstaw opon dużo większy od rozstawu szyn (np. 2100 mm), co zapewnia wymaganą stabilność poprzeczną pojazdu na zakrętach o małych promieniach łuku drogi oraz nierównym terenie.

Dla pojazdów o standardowym rozstawie opon są stosowane napędy ciernie-bębnowe lub napędy hydrauliczne o większym stopniu skomplikowania.

Dla pojazdów o DMC większym od 15 ton, przeważnie trzyosiowych, są instalowane szynowe układy jezdne w postaci wózków podwieszanych pod ramą nośną podwozia.

2 Struktura zespołów szynowego układu jezdnych

Przedmiotem niniejszej publikacji jest popularyzacja innowacyjnego rozwiązania szynowego układu biegowego (jezdnych) do zastosowania w podwoziach samochodów ciężarowych wyposażonych w przedni i tylny most napędowy z pojedynczymi oponami na

gear, the vehicle is prepared for road driving. Figure 2 shows the vehicle ready for rail track driving, while Figure 3 presents top view of the chassis with the rail running gear prepared for rail track driving.

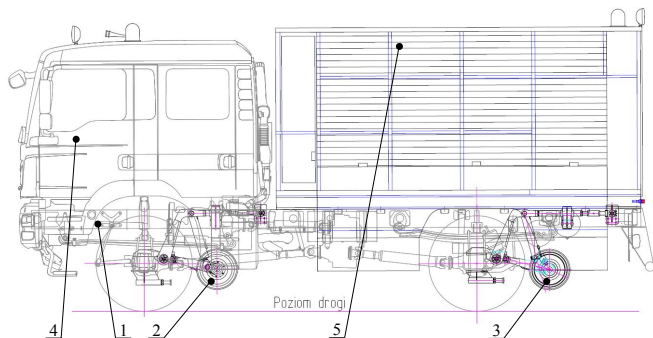


Fig. 1. The road-rail vehicle on the road

Rys.1. Pojazd szynowo – drogowy na drodze kołowej

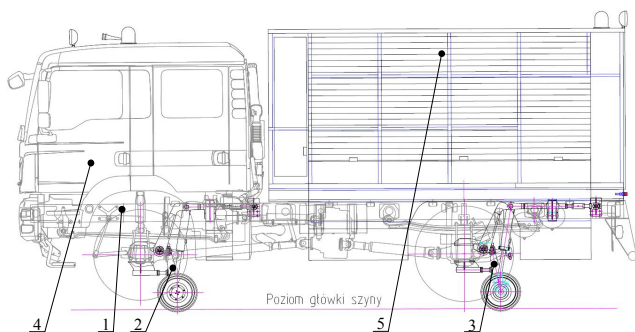


Fig. 2. The road-rail vehicle on the railway track

Rys.2. Pojazd szynowo – drogowy na torze kolejowym

The chassis was provided with a cabin for 5 people and a bodywork to accommodate equipment intended for rescue operations on railway tracks.

The vehicle units shown above are marked in Figures 1, 2, 3 with the following items:

- 1 – vehicle chassis frame;
- 2 – front rail running gear;
- 3 – rear rail running gear;
- 4 – cab;
- 5 – bodywork.

The rail running gear is shown in a more detailed way in Figures 4, 5, 6. Figure 4 shows the rail running gear with raised rail axle, in Figure 5 the rail axle is lowered, while Figure 6 presents adaptation of the front rail running gear to the chassis – vertical projection.

Main parts of the rail running gear are marked in Figures 4, 5 and 6 with the following reference points:

- 6 – rail axle with the rollers, drum, and control arms;
- 7 – axle;
- 8 – roller;
- 9 – driving drum;
- 10 – axle control arm;
- 11 – vertical lever;

tylnym moście.

Przykładową implementację szynowego układu jezdnego na podwoziu MAN o całkowitej masie dopuszczalnej 14,1 ton zilustrowano na rysunkach 1, 2 i 3, gdzie na rys. 1 pokazano pojazd z uniesionymi osiami szynowego układu jezdnego, pojazd jest przygotowany do jazdy drogowej. Rys. 2 przedstawia pojazd przygotowany do jazdy torowej, a rys. 3 pokazuje widok z góry na podwozie z zabudowanym szynowym układem jezdny przygotowanym do jazdy torowej.

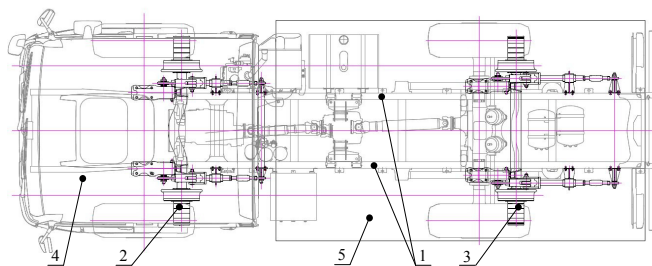


Fig. 3. The road-rail vehicle – top view

Rys.3. Pojazd szynowo – drogowy – widok z góry

Podwozie wyposażono w kabinę dla 5-ciu osób obsługi oraz w pomieszczenie dla sprzętu przeznaczanego do prowadzenia akcji ratunkowej na torach kolejowych.

Przedstawione powyżej zespoły pojazdu oznaczono na rysunkach 1, 2, 3 następującymi pozycjami:

- 1– rama podwozia pojazdu
- 2– szynowy układ jezdny przedni,
- 3– szynowy układ jezdny tylny,
- 4– kabina
- 5– zabudowa nadwozia.

Bardziej szczegółowo szynowy układ jezdny przedstawiono na rysunkach 4, 5, 6, gdzie na rys. 4 pokazano szynowy układ jezdny z uniesioną osią szynową, na rys. 5 z opuszczoną osią szynową, a rys. 6 przedstawia zabudowę przedniego układu jezdnego na podwoziu w rzucie z góry.

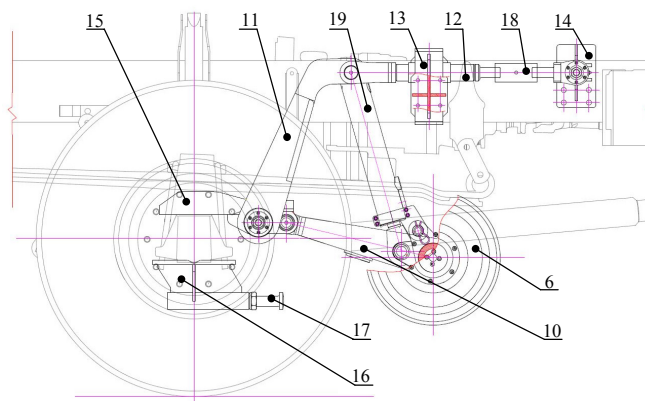


Fig. 4. The rail running gear with raised rollers

Rys.4. Szynowy układ jezdny - rolki uniesione

- 12 – track bar;
- 13 – track bar guide;
- 14 – fastening bracket of the track bar;
- 15 – bracket of the control arm and lever;
- 16 – stop bracket;
- 17 – stop;
- 18 – adjustment nut;
- 19 – hydraulic cylinder.

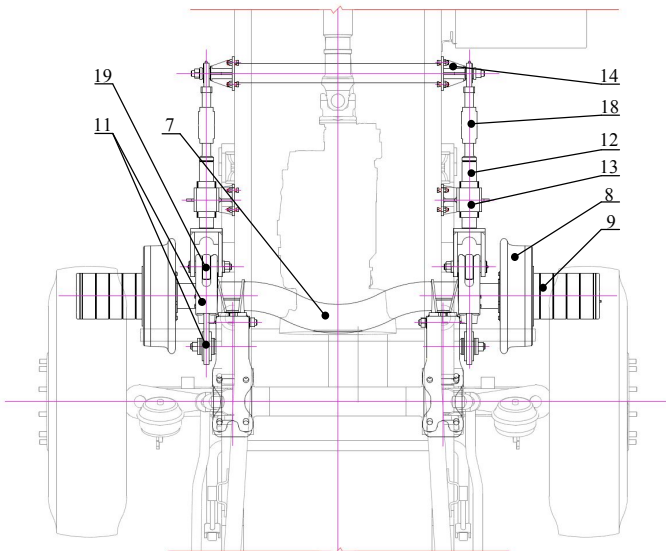


Fig. 6. The rail running gear on the rail track (vertical projection)
Rys.6 Szynowy układ jezdny na torze (widok z góry)

The MAN chassis is provided with a factory-installed spacer block located under the springs, marked in Fig. 7 with an arrow.

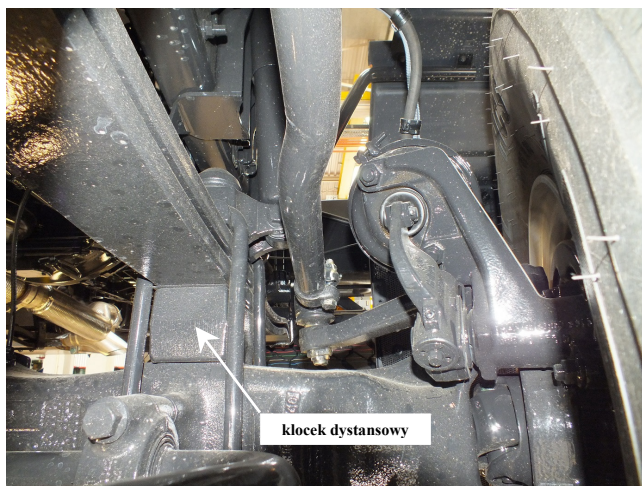


Fig. 7. View of the spring support on the motor axle
Rys.7 Widok oparcia resora na moście napędowym

In order to assemble the rail running gear the spacer block was replaced with the bracket (Item 15 Fig. 4) to which the lower end of the vertical lever (11) and the axle control arm (10) were hinged. The upper end of the lever was connected to the track bar (12) while the other was hinged to the bracket (14). In order to maintain vertical plane of the track bar displacement the guide (13) was used, that is attached

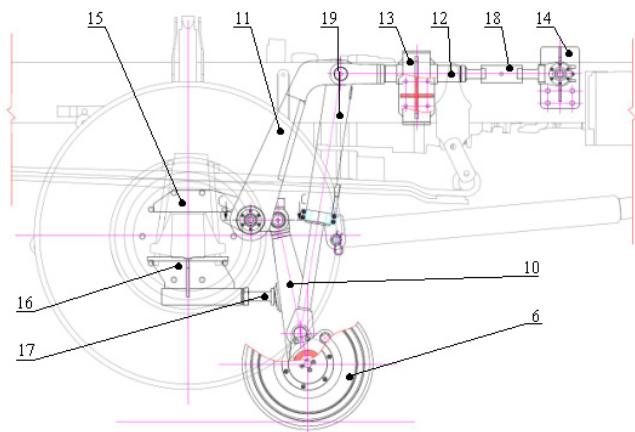


Fig. 5. The rail running gear with lowered rollers
Rys.5 Szynowy układ jezdny - rolki opuszczone

Główne zespoły szynowego układu jezdny oznaczono na rysunkach 4, 5 i 6 następującymi pozycjami:

- 6 – oś szynowa z rolkami, bębniem i wahaczami,
- 7 – oś,
- 8 – rolka toczna,
- 9 – bęben napędowy,
- 10 – wahacz osi,
- 11 – dźwignia pionowa,
- 12 – drążek reakcyjny,
- 13 – prowadnica drążka,
- 14 – wspornik mocowania drążka,
- 15 – wspornik wahacza i dźwigni,
- 16 – wspornik ogranicznika,
- 17 – ogranicznik,
- 18 – nakrętka regulacyjna,
- 19 – cylinder hydrauliczny.

Podwozie samochodu MAN ma pod resorem fabrycznie zamontowany klocek dystansowy, który zaznaczono strzałką na zdjęciu rys. 7.

Do zabudowy szynowego układu jezdny w miejsce klocka dystansowego zamontowano wspornik (poz.15 na rys. 4), do którego obrotowo zamocowano dolny koniec dźwigni pionowej (poz.11) oraz wahacz osi (poz.10). Górny koniec dźwigni połączono z drążkiem reakcyjnym (poz.12), a drugi koniec drążka reakcyjnego zamocowano przegubowo do wspornika (poz.14).

W celu utrzymania pionowej płaszczyzny przemieszczeń drążka reakcyjnego zastosowano prowadnicę (poz.13) przymocowaną do ramy podwozia, a do regulacji wysokości położenia rolek prowadzących w stanie uniesionym, śrubę rzymską z nakrętką regulacyjną 18.

W węzle połączenia dźwigni pionowej z drążkiem reakcyjnym zamontowano ucho korpusu cylindra hydraulicznego (poz.19), a ucho tłocznika połączono ze wspornikiem osi (poz.7 na rys. 6). Do dolnej płaszczyzny mostu za pomocą strzemion resorów, zamocowano wspornik (poz.16) z ogranicznikiem (poz.17) o regulowanym wysuwie.

to the chassis frame. Height of the guide rollers in raised position is adjusted by the turnbuckle with adjustment nut 18.

In the link between the vertical lever and the track bar the eye of the hydraulic cylinder body (19) was fastened, while the piston rod eye was connected to the bracket of the axle (7, Fig 6). The bracket (16) provided with the adjustable stop (17) is secured to lower axle plane with the help of the leaf spring clevises.

Figure 8 shows the end of the axle (20) with assembled guide roller (21) and driving drum (22). The guide roller is mounted on the axle pivot with cone bearings (23), while the driving drum is supported by ball bearings (24). Cone bearings of the guide roller are secured with the nut (25) by means of a flanged sleeve (26) mounted on the axle journal by means of multisplines (27). Six pivots (28) are mounted in the sleeve disk, with the satellite gears (29) mounted on needle bearings (30) supported on the journals with rubber sleeves (31). The satellites (29) accommodate with toothed wheels located in the guide roll (32) and at the driving drum end (33).

3 Operating principle of the system

The axles of the rail running gear in raised position ready for road travelling, are secured against falling down by the bolts inserted into openings of the brackets fastened to bottom parts of the hydraulic cylinder bodies and rail axes (Fig. 4).

In case of track-driving remove the bolts and supply pressurized oil to the hydraulic cylinders. In result the axle falls until the guide rollers position against the track rail heads and, afterwards, the motor axle raises until the driving drums touch the tyres. The force of the tyre/drum pressure is empirically determined using the vehicle's prototype, by means of the stops mounted between the motor axle and the axle arms. The pressure of the driving drums should be so adjusted as to ensure proper constant friction force between the drums and tyres and to avoid slipping (in case of insufficient pressure) or tyre heating (in case of excessive tread deformation) (Fig.5). The force exerted by the hydraulic cylinder is transferred to vertical levers and control arm arms resulting in raising the motor axle. At the same time, horizontal component of the force presses the drums against the tyres. Horizontal component of the force acting on the eye of the actuator and vertical lever is transferred to the frame bracket to which the track bar is attached.

Distribution of the forces acting in particular components of the system is presented in Fig. 9. Values of the forces arising in case of vertical load of the rail running gear with the force 80 kN and corresponding to four stages of the system operation are specified in Tables 1 ÷ 4.

Na rysunku 8 przedstawiono końcówkę osi (poz.20) z zamontowaną rolką prowadzącą (poz.21) oraz bębniem napędowym (poz.22). Rolkę prowadzącą ułożyskowano na czopie osi za pomocą łożysk stożkowych (poz.23), a bęben napędowy na łożyskach kulkowych (poz.24). Łożyska stożkowe rolki prowadzącej zabezpieczono nakrętką (poz.25) za pośrednictwem tulei tarczowej (poz.26) osadzonej na czopie osi za pomocą wielowypustu (poz.27). W tarczy tulei zamocowano sześć czopów (poz.28), na których zamontowano satelitarne koła zębate (poz.29) ułożyskowane na igiełkowych łożyskach (poz.30) osadzonych na czopach za pomocą tulei gumowych (poz.31). Satelity (poz.29) współpracują z kołami zębatymi wykonanymi w rolce prowadzącej (poz.32) i na końcu bębna napędowego (poz.33).

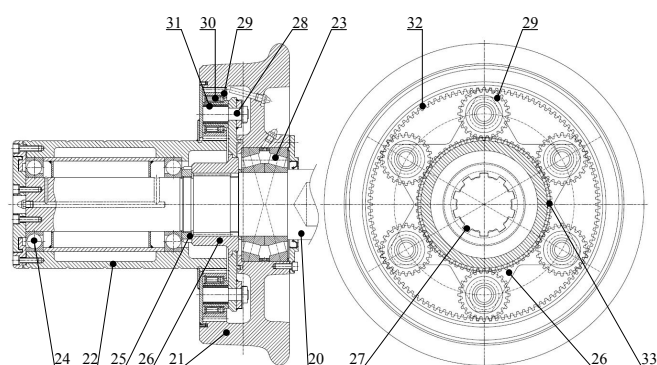


Fig. 8. Bearing and drive of the guide roller

Rys.8 Ułożyskowanie i napęd rolki prowadzącej

3 Zasada działania układu

Osie szynowego układu jezdnego w stanie uniesionym, przygotowane do jazdy drogowej są zabezpieczone przed opadaniem za pomocą sworzni włożonych w otwory wsporników zabudowanych na dolnej części korpusów siłowników hydraulicznych i osiach szynowych (rys.4).

Do jazdy torowej należy wymontować sworznie i podać ciśnienie oleju do siłowników hydraulicznych, co spowoduje opadanie osi do oparcia rolek prowadzących o główki szyn toru, a następnie podnoszenie mostu napędowego podwozia do kontaktu bębniów napędowych z oponami. Siłę docisku bębniów do opon ustala się empirycznie na prototypie pojazdu za pomocą ograniczników zabudowanych między mostem napędowym a ramionami wahaczy osi. Docisk bębniów napędowych należy dobrać tak, aby zapewnić odpowiednią stałą siłę tarcia między bębnami i oponami oraz uniknąć poślizgów przy niedostatecznym docisku i grzania się opony przy zbyt dużym odkształceniu (ugięciu) biegnika (rys.5). Wywierana przez siłownik hydrauliczny siła jest przenoszona na dźwignie pionowe oraz ramiona wahaczy powodując podnoszenie mostu napędowego a pozioma składowa

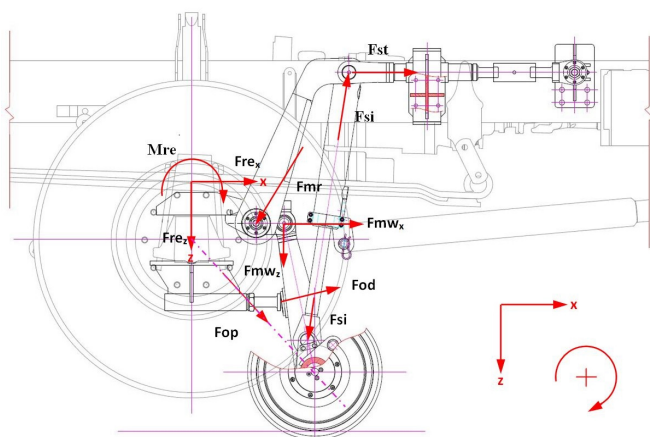


Fig. 9. Distribution of the forces arising in road-rail running gear
Rys.9 Rozkład sił w szynowo – drogowym układzie jezdnym

siły dociska bębny do opon. Pozioma składowa siły działającej na ucho siłownika i dźwigni pionowej jest odbierana na wsporniku ramy, do którego zamocowano drążek reakcyjny.

Rozkład sił działających w poszczególnych podzespołach układu przedstawiono rys.9, a wartości sił dla czterech etapów działa układu podano w tabelach 1÷4 przy obciążeniu pionowym szynowego układu jezdnych siłą 80kN.

Siły styczne na obwodzie opon wywołane momentem obrotowym napędu pojazdu są przekazywane na bębny obrotowe, a z bębnow za pośrednictwem przekładni satelitarnej na rolki prowadzące, przywracając kierunek obrotu rolek prowadzących zgodny z kierunkiem obrotów opon.

Table 1 – Beginning of lifting, control arm inclination angle to horizontal plane 49.5 [deg]
Tabela 1 – Początek unoszenia, kąt nachylenia wahacza do poziomu 49,5 [deg]

Oznaczenie	Nazwa	F _x [kN]	F _z [kN]	F [kN]	α [deg]	M [kNm]
Q	Oddziaływanie szyny na rolkę	0.00	-40.00	40.00	-90.00	-
F _{si}	Oddziaływanie siłownika na wahacz	2.58	54.50	54.56	87.29	-
F _{od}	Oddziaływanie ogranicznika na wahacz	0.00	0.00	0.00	0.00	-
F _{op}	Oddziaływanie opony na bęben	0.00	0.00	0.00	0.00	-
F _{mw}	Oddziaływanie mostu na wahacz	-2.58	-14.50	14.72	-100.08	-
F _{st}	Oddziaływanie drążka reakcyjnego na dźwignię pionową	36.31	0.00	36.31	0.00	-
F _{mr}	Oddziaływanie mostu na dźwignię pionową	-33.74	54.50	64.09	121.76	-
F _{re} , M _{re}	Oddziaływanie resora na most	-36.31	40.00	54.02	132.23	13.02

Table 2 –Lifting, vertical position of the actuator, control arm inclination angle to horizontal plane 56.4 [deg]
Tabela 2 – Unoszenie, siłownik w pozycji pionowej, kąt nachylenia wahacza do poziomu 56,4 [deg]

Oznaczenie	Nazwa	F _x [kN]	F _z [kN]	F [kN]	α [deg]	M [kNm]
Q	Oddziaływanie szyny na rolkę	0.00	-40.00	40.00	-90.00	-
F _{si}	Oddziaływanie siłownika na wahacz	0.00				-
F _{od}	Oddziaływanie ogranicznika na wahacz	0.00	0.00	0.00	0.00	-
F _{op}	Oddziaływanie opony na bęben	0.00	0.00	0.00	0.00	-
F _{mw}	Oddziaływanie mostu na wahacz	0.00	-11.58	11.58	-90.00	-
F _{st}	Oddziaływanie drążka reakcyjnego na dźwignię pionową	31.93	0.00	31.93	0.00	-
F _{mr}	Oddziaływanie mostu na dźwignię pionową	-31.93	51.58	60.67	121.76	-
F _{re} , M _{re}	Oddziaływanie resora na most	-31.93	40.00	51.18	128.60	12.67

Table 3 – Drum/tyre contact pressure 10 kN, actuator force 70 kN, stop load 5.24 kN, control arm inclination angle to horizontal plane 78.2 [deg]

Tabela 3 – Docisk bębna do opony 10 kN, siła w siłowniku 70 kN, obciążenie ogranicznika 5,24 kN, kąt nachylenia wahacza do poziomu 78,2 [deg]

Oznaczenie	Nazwa	F _x [kN]	F _z [kN]	F [kN]	α [deg]	M [kNm]
Q	Oddziaływanie szyny na rolkę	0.00	-40.00	40.00	-90.00	-
F _{si}	Oddziaływanie siłownika na wahacz	0.00				-
F _{od}	Oddziaływanie ogranicznika na wahacz	0.00	0.00	0.00	0.00	-
F _{op}	Oddziaływanie opony na bęben	0.00	0.00	0.00	0.00	-
F _{mw}	Oddziaływanie mostu na wahacz	0.00	-11.58	11.58	-90.00	-
F _{st}	Oddziaływanie drążka reakcyjnego na dźwignię pionową	31.93	0.00	31.93	0.00	-
F _{mr}	Oddziaływanie mostu na dźwignię pionową	-31.93	51.58	60.67	121.76	-
F _{re} , M _{re}	Oddziaływanie resora na most	-31.93	40.00	51.18	128.60	12.67

Table 4 – Drum/tyre contact pressure 13.31 kN, actuator force 70 kN, stop unloaded, control arm inclination angle to horizontal plane 78.2 [deg]

Tabela 4 – Docisk bębna do opony 13,31 kN, siła w siłowniku 70 kN, brak obciążenia ogranicznika, kąt nachylenia wahacza do poziomu 78,2 [deg]

Oznaczenie	Nazwa	F _x [kN]	F _z [kN]	F [kN]	α [deg]	M [kNm]
Q	Oddziaływanie szyny na rolkę	0.00	-40.00	40.00	-90.00	-
F _{si}	Oddziaływanie siłownika na wahacz	-10.95	69.14	70.00	99.00	-
F _{od}	Oddziaływanie ogranicznika na wahacz	0.00	0.00	0.00	-7.00	-
F _{op}	Oddziaływanie opony na bęben	9.08	-9.74	13.31	-47.00	-
F _{mw}	Oddziaływanie mostu na wahacz	1.87	-19.40	19.49	-84.49	-
F _{st}	Oddziaływanie drążka reakcyjnego na dźwignię pionową	31.85	0.00	31.85	0.00	-
F _{mr}	Oddziaływanie mostu na dźwignię pionową	-42.80	69.14	81.31	121.76	-
F _{re} , M _{re}	Oddziaływanie resora na most	-31.85	40.00	51.13	128.53	5,04

The tangential forces acting on the tyre circumference, caused by the torque of vehicle drive, are transmitted to the rotating drums and, afterwards, from the drums via the satellite gear to the guide rollers, reinstating direction of rotation of the guide rollers complying with the motion of tyres.

The satellites are mounted on the journals with rubber sleeves in order to ensure even load distribution of the gear wheels. Six satellites allow to reduce the load of the gears, thus extending directly their life-time.

4 Comparative analysis of the rail running gears

Among the known design solutions of the rail running gears, the ones shown in Fig. 10 can be distinguished, where the scheme of the Polish solution presented in Fig. 10a and 10d and solutions used by foreign manufacturers of rail vehicles are shown – in Fig. 10b and 10c.

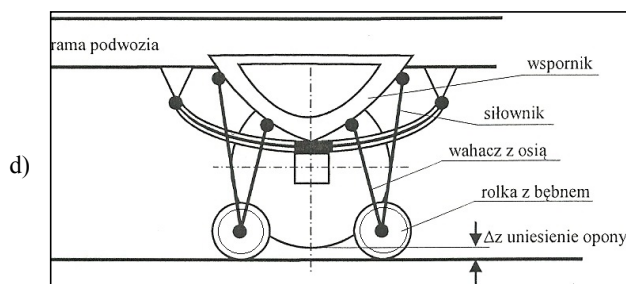


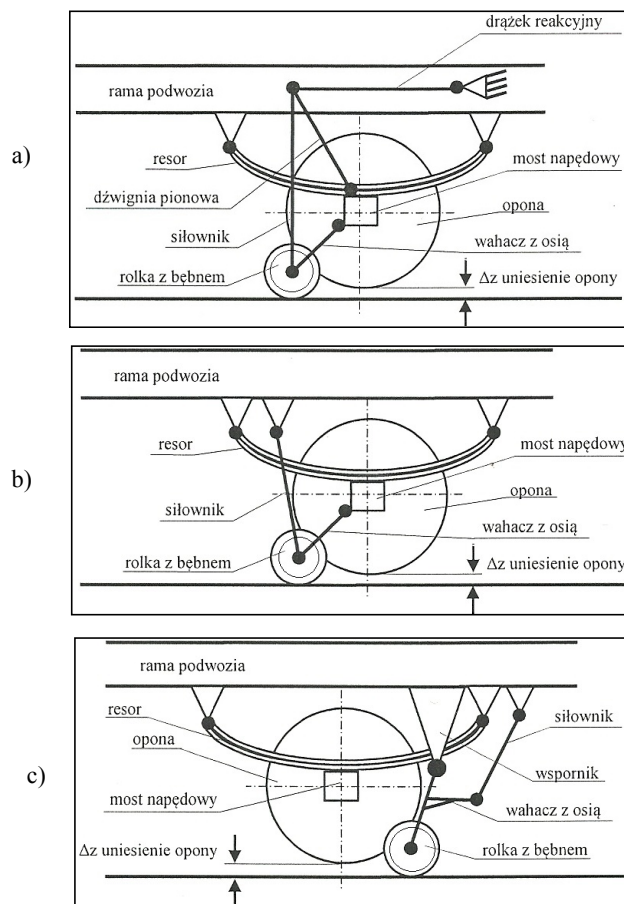
Fig. 10 Schemes of the rail running gears
Rys. 10 Schematy układów jezdnych

drążek reakcyjny	track bar
rama podwozia	chassis frame
resor	leaf spring
dźwignia pionowa	vertical lever
siłownik	actuator
rolka z bębmem	roller with a drum
most napędowy	Motor axle
opona	tyre
wahacz z osią	control arm with an axle
Δz uniesienie opony	Δz tyre/rail head clearance
wspornik	bracket

Satelity zamocowano na czopach za pomocą tulejek gumowych, aby zagwarantować równomierny rozkład obciążeń kół zębatach przekładni, a sześć satelitów pozwala zmniejszyć obciążenie zębów kół zębatach, co ma bezpośredni wpływ na wydłużenie trwałości przekładni

4 Analiza porównawcza szynowych układów jezdnych

Spśród znanych rozwiązań konstrukcyjnych szynowych układów jezdnych można wyróżnić rozwiązania przedstawione na (rys.10), gdzie pokazano schemat struktury polskiego rozwiązania (rys.10a i 10d) oraz rozwiązania stosowane przez zagranicznych producentów pojazdów szynowych – (rys.10b i 10c).



Analysis of the presented solutions allows to distinguish their characteristic features.

In the "a)" solution the rail running gear is suspended on the vehicle motor axle.

The parts of the rail running gear (i.e. control arm, vertical lever, actuator) make a triangle of forces (a truss web), resulting in advantageous load of the parts with tensile and compressive forces.

The force of interaction between the driving drum and the tyre as well as the vertical force lifting the motor axle are transferred to the suspension of the springs and to horizontal track bars. The lack of bending moments in the elements of the rail running gear makes their construction light enough, complying, in the same time, with the strength requirements.

An essential feature of the solution is the fact that suspension of the vehicle is able to operate during track-driving with constant pressure between the driving drums and tyres, even on distorted track. This is important to meet the vehicle's safety requirements on tracks with poor maintenance.

The presented idea of the rail running gear was implemented for use on TARPAN, STAR vehicles with tyre/rail drive and IVECO with drum drive.

The "b)" solution

The rail running gear is partially mounted on the motor axle and chassis frame. It is distinguished by smaller unsprung mass (mass of the motor axle) as compared to the "a)" solution. The connection of the hydraulic cylinder to the chassis frame results in stiffening (disengagement) of the vehicle suspension. During road travel mode with raised rail axis on uneven terrain high amplitude of vertical vibrations of the rail axis causes a significant increase in vertical inertial forces of the rail axis. The problem does not occur in the "a)" solution, in which the amplitude of vertical vibration of the motor axle during road travel is significantly lower than the amplitude of the chassis frame vibration.

In order to push the drums against the tyres when raising the motor axle for track driving the vertical force resulting from the tyre pressure on the ground must be overcome. It is partially introduced into the motor axle via the axle control arms.

In the "a)" solution the drivetrain is lifted by the force exerted on vertical lever, while the pressure of the drums to the stop is adjusted and only to small extent depends on vertical force lifting the drivetrain.

The "c)" solution

In this solution the rail running gear is fully mounted on the chassis frame, thus excluding suspension of the chassis while track driving. The force necessary for lifting the drivetrain is generated by drum pressure against the tyres. Once the running gear is raised the driving force is transferred in the drum/tyre contact area from the tyres to the rail running gear drums.

Analizując strukturę prezentowanych rozwiązań można wyróżnić ich cechy charakterystyczne.

Rozwiązanie „a)” charakteryzuje się tym, że szynowy układ jezdny jest zawieszony na moście napędowym pojazdu.

Elementy szynowego układu jezdnego (wahacz, dźwignia pionowa, siłownik) tworzą trójkąt sił (element kratownicy), co powoduje korzystne obciążenie elementów siłami rozciągającymi i ściskającymi.

Oddziaływanie siłowe między bębniem napędowym i oponą oraz pionowa siła unosząca most napędowy są odbierane na zawieszeniu resorów oraz na poziomych drążkach reakcyjnych. Brak momentów zginających w elementach szynowego układu jezdnego sprawia, że ich konstrukcja jest odpowiednio lekka przy równoczesnym spełnieniu wymagań wytrzymałościowych.

Istotną cechą rozwiązania jest możliwość pracy usprężynowania pojazdu podczas jazdy torowej przy utrzymaniu stałego docisku bębni napędowych do opon, również na torze zwichrowanym, co ma ważne znaczenie dla spełnienia wymagań bezpieczeństwa jazdy pojazdu na torach o złym stanie utrzymania.

Prezentowaną koncepcję szynowego układu jezdnego wdrożono do eksploatacji na pojazdach marki TARPAN, STAR z napędem opona/szyna oraz IVECO napędem bębnowym.

Rozwiązanie „b)”.

Szynowy układ jezdny zabudowany częściowo na moście napędowym i ramie podwozia. Charakteryzuje go mniejsza masa nieusprężynowania (masa mostu napędowego) w odniesieniu do rozwiązania „a)”. Połączenie siłownika hydraulicznego z ramą podwozia powoduje usztywnienie (wyłączenie z pracy) usprężynowania pojazdu.

Podczas jazdy drogowej, przy uniesionej osi szynowej, na nierównym terenie duża amplituda drgań pionowych osi szynowej powoduje znaczący przyrost pionowych sił bezwładności osi szynowej. Problem ten nie występuje w rozwiązaniu „a)”, gdzie amplituda pionowych drgań mostu napędowego jest podczas jazdy drogowej znacznie mniejsza od amplitudy drgań ramy podwozia.

Przy podnoszeniu mostu napędowego do jazdy torowej dociskając bębny do opon należy pokonać siłę pionową od nacisku opony na podłoże, która częściowo jest wprowadzona w most napędowy za pośrednictwem ramion wahaczy osi.

W rozwiązaniu „a)” most napędowy jest unoszony siłą wywieraną na dźwignię pionową a siła docisku bębni do oporu jest regulowana i w niewielkim stopniu zależna od pionowej siły unoszącej most napędowy.

Rozwiązanie „c)”.

W tym rozwiązaniu szynowy układ jezdny w całości zabudowany na ramie podwozia, przez co wyłącza z pracy usprężynowanie nadwozia podczas jazdy toro-

Dynamic features of the system during road travel are similar to the ones specified for the "b)" solution.

The drum pressure against the tyres cannot be adjusted in this case.

The "d)" solution

This example shows the structure diagram of the running gear with double sets of rail axles entirely mounted on the vehicle's motor axle. Such a solution can be implemented in case of axial loads on the track equal to or exceeding 100kN, with limited diameter of rail rollers of the running gear.

According to the railway regulations, the permissible pressure of the rail roller of the running gear depends on the roll diameter. For example, in case of 75 kN pressure, the diameter should amount to 390-470mm for vehicle speed up to 120km/h. Assuming the pressure of 100kN the roll diameter should be in the range of 470-550mm.

In order for the vehicle to be able to pass through the respective track curves, one of the rail axes (the inner axle) should have the rollers with a rim of smaller thickness or rollers without flanges, with cylindrical profile.

5 Summary

The solution presented in the article is a modified concept implemented before in the IVECO chassis of 15-tonnes GVM designed for fuel tanker. The chassis is provided with traditional leaf springs of dual range vertical stiffness characteristics. At present parabolic springs are becoming more and more popular. The number of load-bearing plates is smaller compared to the traditional spring. Thus, the height of the spring plate package in the axle attachment area is much lower. In order to ensure interchangeability between traditional and parabolic springs the chassis manufacturers provide an appropriate spacing block under the parabolic spring (see Fig. 7).

In the presented concept, a bracket with the same height as the factory-made block was used instead of the spacer block. So, the vertical lever and the control arm of the rail axle are attached to the bracket. The solution has innovative features and has been reported for protection at the Patent Office of the Republic of Poland. The concept was applied in the MAN vehicle chassis of GVM 14.1 tonnes, where the motor axle pressures amount to 63 kN for front axle and 78 kN for the rear one.

The solution may be also implemented to other brands of vehicle chassis.

Important feature of the solution consists in ability of accurate adjustment of the tyre/drum pressure owing to vertical lever located at each wheel of the axle, which transfers the force required for raising the axle. In consequence, the tyre is relieved from the lifting force, while the tyre/drum pressure is adjusted by the stoppers positioning the rail control arms.

wej. Przy podnoszeniu mostu napędowego, dociskając bębny do opon w miejscu styku bębnow i opon przekazywana jest na opony siła unosząca most napędowy i składowa przekazująca napęd z opon na bębny szynowego układu jezdnego.

Cechy dynamiczne układu podczas jazdy drogowej są podobne do tych wymienionych w opisie rozwiązania „b)”.

Rozwiązanie jest pozbawione możliwości regulacji siły docisku bębnow do opon.

Rozwiązanie „d)”

W tym przykładzie przedstawiono schemat struktury układu jezdnego z podwójnymi zestawami osi szynowych w całości zabudowanego na moście napędowym pojazdu. Takie rozwiązanie można zaimplementować przy naciskach osi na tor równych i większych od 100kN, przy ograniczonej średnicy rolek szynowego układu jezdnego.

Według przepisów kolejowych dopuszczalny nacisk rolki szynowego układu jezdnego na tor jest uzależniony od średnicy tocznej rolek i na przykład dla nacisku 75kN średnica rolki winna wynosić 390-470mm dla prędkości ruchu pojazdu do 120km/h, a dla nacisku 100kN średnica rolki winna być zawarta w przedziale 470-550mm.

Aby pojazd był zdolny do przejazdu przez odpowiednie łuki torowe, jedna z osi szynowych (oś wewnętrzna) winna mieć rolki toczne z obrzeżem o mniejszej grubości lub rolki bez obrzeża o profilu walcowym.

5 Podsumowanie

Przedstawione w artykule rozwiązanie jest zmodyfikowaną koncepcją zaimplementowaną w przeszłości w podwoziu IVECO o DMC 15 ton przeznaczonym do zabudowy cysterny paliwowej. Podwozie wyposażono w tradycyjne resory piórowe o dwuzakresowej charakterystyce sztywności pionowej. Obecnie coraz częściej mają zastosowanie resory paraboliczne, gdzie liczba piór nośnych jest mniejsza w porównaniu z resorem tradycyjnym przez co pakiet piór zawiera mniejszą liczbę piór resorowych, a wysokość pakietu w miejscu mocowania do mostu jest dużo mniejsza. Aby zachować zamienność resorów: tradycyjnego i parabolicznego, producenci podwozi pod resorem parabolicznym montują odpowiedni klocek dystansowy (patrz rys. 7).

W prezentowanej koncepcji w miejsce klocka dystansowego zastosowano wspornik o tej samej wysokości jak klocek fabryczny. W ten sposób do wspornika zamocowano dźwignię pionową i ramię wahacza osi szynowej. Rozwiązanie ma cechy innowacyjne i zostało zgłoszone do ochrony w Urzędzie Patentowym R.P. Koncepcja znalazła zastosowanie w podwoziu samochodu MAN o DMC 14,1 t, gdzie naciski na mosty napędowe wynoszą: przód – 63KN, tył – 78KN.

Another important feature of the solution is the toothed gear in the guide roll, which changes the rotation ratio between the drum and roller and reinstates direction of rotation of the rollers complying with rotation of the tyres.

As a result, the drum drive conforming to the presented concept can be used in serial production of the vehicle chassis.

The presented structural solution requires further detailed simulation tests on various configurations of axle assemblies in the motor axles. Moreover, minimization of the mass of the system suspended on the motor axles is also necessary.

Theoretical simulation studies of dynamics and traffic safety should be undertaken in order to increase maximum permitted speed on the tracks above currently accepted value of 50-60km/h.

Due to the fact that the rollers of the running rail rotate on the rail axes independently, examination of purposefulness of the use of conical roll surface profile (rocking-free) and of the increase in the roll flank angle, e.g. up to 80°, becomes necessary. Currently, according to standard requirements the angle amounts to 70° (with a view to improve the safety against derailment).

Further search for innovative concepts of rail running systems is desirable, taking into account dynamic development of the use of rail-road vehicles in various circumstances and applications in the economy.

Bibliography / Bibliografia

- [1] Marciniak Z., Medwid M.: *Pojazdy szynowo-drogowe*. Wydawnictwo IPS „Tabor” Poznań 1999.
- [2] Medwid M.: *Pojazdy szynowo-drogowe polskiej konstrukcji*. Przegląd Mechaniczny nr 5-6/93, 1993.
- [3] Medwid M., Pohl K.: *Pojazd szynowo-drogowy UNISTAR do ratownictwa kolejowego*. Przegląd Mechaniczny nr 13/95, 1995.
- [4] Medwid M., Pohl K.: *Pojazd szynowo-drogowy UNISTAR do ratownictwa technicznego przystosowany do jazdy po torach tramwajowych*. Pojazdy Szynowe nr 2/98, 1998.
- [5] Medwid M., Sienicki A.: *Pojazd szynowo-drogowy z bębnowym napędem ciernym szynowego układu jezdnego*. Pojazdy Szynowe nr 1/03, 2003.
- [6] Medwid M., Przepióra K.: *Pojazd szynowo-drogowy do czyszczenia infrastruktury tramwajowej*. Pojazdy Szynowe nr 4/03, 2003.
- [7] Medwid M.: *Hybrydowe pojazdy kolejowo-drogowe zaprojektowane i wytwarzane w Polsce*. Technika Transportu Szynowego Nr 7-8/2005.
- [8] Medwid M., Chyrek W., Cichy R., Przepióra K.: *Wielozadaniowy ciągnik szynowo-drogowy do prowadzenia prac manewrowych na torach kolejowych i tramwajowych*. Politechnika Warszawska, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów nr 2 / 2006
- [9] Medwid M., Cichy R.: *Ciągnik szynowo-drogowy o zwiększonej wytrzymałości mechanicznej na działania sił wzdłużnych*. Pojazdy Szynowe nr 1 / 2010.

Rozwiązanie może być również implementowane do innych marek podwozi samochodowych.

Ważną cechą charakterystyczną rozwiązania jest możliwość precyzyjnej regulacji docisku bębnow do opon przez wprowadzenie dźwigni pionowej przy każdym kole mostu, która bierze na siebie funkcję unoszenia mostu, przez co opona jest odciążona od siły unoszenia, a siła docisku bębnow do opon jest regulowana za pomocą ograniczników ustalających położenie wahaczy osi szynowych.

Drugą istotną cechą rozwiązania jest przekładnia zębata w rolce prowadzącej, która zmienia stopień przełożenia obrotów między bębniem i rolką oraz przywraca kierunek obrotów rolek zgodny z kierunkiem obrotów opon.

Dzięki temu napęd bębnowy według zaprezentowanej koncepcji może mieć zastosowanie w seryjnie produkowanych podwoziach pojazdów.

Prezentowane rozwiązanie konstrukcyjne wymaga dalszych szczegółowych badań symulacyjnych w różnych konfiguracjach zabudowy osi szynowych na mostach napędowych, minimalizacji masy układu zawieszonego na mostach napędowych.

Należy zainicjować teoretyczne badania symulacyjne dynamiki i bezpieczeństwa ruchu w celu ustalenia maksymalnej dopuszczalnej prędkości jazdy po torach większej od deklarowanej dotychczas prędkości 50-60km/h.

Ze względu na to, że rolki szynowego układu jezdnego obracają się na osiach szynowych niezależnie należy zbadać celowość stosowania stożkowego profilu powierzchni tocznych rolek (brak wężykowania osi szynowej) oraz zwiększenie kąta pochylenia obrzeża rolki np. do 80°. Obecnie wg wymagań normy kąt ten wynosi 70° (poprawa poziomu bezpieczeństwa przed wykolejeniem).

Jest pożądane prowadzenie dalszych poszukiwań innowacyjnych koncepcji szynowych układów jezdnych ze względu na dynamiczny rozwój wykorzystania pojazdów szynowo-drogowych w różnym kontekście ich zastosowania w gospodarce.

- [10] Medwid M., Cichy R., Jakuszko W.: *Modelowanie kolumnowej struktury szynowego układu jezdnego na przykładzie maszyny roboczej typu „Merlo”*. Pojazdy Szynowe nr 1 / 2014.
- [11] Medwid M., Stawecki W., Czerwiński J., Jakuszko W.: *Wielozadaniowy ciągnik szynowo-drogowy nowej generacji*. XXII Konferencja Naukowa. Pojazdy Szynowe 2016. Bydgoszcz, Gniezno 30.05 ÷ 01.06.2016.
- [12] Medwid M., Jakuszko W., Kazimierczak E.: *Cechy konstrukcyjne ciągnika bazowego wybranego do adaptacji na pojazd szynowo-drogowy*. Pojazdy Szynowe nr 2 / 2017.
- [13] Medwid M., Stawecki W., Jakuszko W., Kazimierczak E.: *Modelowanie struktury manewrowego ciągnika szynowo-drogowego CLAAS ARION 620*. Pojazdy Szynowe nr 2 / 2017.