

## Development trends in the construction of gear running systems of rail vehicles (parts 2)

### Tendencje rozwojowe w budowie układów biegowych pojazdów szynowych (część 2)

*This article presents the development trends of gear running systems of rail vehicles. 11ANc rolling bogie of passenger wagons, which is intended for 250 km/h with possibility of modernization to 300 km/h, is selected as an example and as well as the driving and rolling bogies of 118 N tram with low floor. The individual subassemblies of gear running systems are analysed, taking into consideration their functional role and degree of innovation. The regulations of the UIC, PN-EN and TSI are presented, which must be met by the modern gear running systems.*

*W artykule przedstawiono tendencje rozwojowe układów biegowych pojazdów szynowych. Jako przykład do analiz wybrano wózek toczny wagonów osobowych 11ANc, który jest przeznaczony do prędkości 250 km/h z możliwością modernizacji do 300 km/h oraz wózki napędne i toczne tramwaju z obniżoną podłogą 118 N. Przeanalizowano poszczególne podzespoły układów biegowych, zwracając na ich rolę funkcjonalną oraz stopień innowacji. Przedstawiono przepisy UIC, PN-EN oraz TSI, które muszą spełniać nowoczesne układy biegowe.*

#### 6. Construction of 11Anc bogie

##### 6.1. Constructional parameters of the bogie

11ANc bogie has the following usable-operation parameters:

- dimension parameters:
  - track gauge (nominal size) -1435 mm
  - maximum width of the bogie - 2830 mm
  - bogie length - 3576 mm
  - bogie base (wheelbase) - 2,6 m (lengthened by 0.1 m in relation to 11ANa bogie with 2.5 m base)
  - distance of springs sets of primary suspension - 2 m
  - distance of axle-boxes centres in wheelset - 2 m
  - distance of running tread planes of wheelset - 1,5 m
  - distance of spring sets of secondary suspension - 2 m
  - distance of centres of axle outside brake discs – 0,9 m
  - distance of axles of bogie noising dampers - 2,682 m
  - rolling diameter of the monobloc wheel:
    - in new condition - 0,92 m
    - after the last reprofiling - 0,87 m
    - completely worn - 0,86 m

#### 6. Budowa wózka 11ANc

##### 6.1. Parametry konstrukcyjne wózka

Wózek 11ANc posiada następujące parametry użytkowo-eksploatacyjne:

- parametry wymiarowe:
  - prześwit toru (wymiar nominalny) -1435 mm
  - maksymalna szerokość wózka - 2830 mm
  - długość wózka - 3576 mm
  - baza wózka (rozstaw osi zestawów kołowych) - 2,6 m (wydłużona o 0,1 m w stosunku do wózka 11ANa posiadającego bazę 2,5 m)
  - rozstaw zespołów sprężyn zawieszenia pierwszego stopnia - 2 m
  - rozstaw środków maźnic w zestawie kołowym - 2 m
  - rozstaw płaszczyzn kręgów tocznych kół zestawu kołowego - 1,5 m
  - rozstaw zespołów sprężyn zawieszenia drugiego stopnia - 2 m
  - rozstaw środków skrajnych tarcz hamulcowych na osi – 0,9 m
  - rozstaw osi amortyzatorów wężykowania wózka - 2,682 m
  - średnica toczna koła monoblokowego:
    - w stanie nowym - 0,92 m

- distance between the axle of the axle- box and the axle of the swing arm joint - 0,44 m
- the distance between the axle of the axle- box and the axle of the first stage damper - 0,27 m
- distance of the brake disc from the bottom outline of the kinematic gauge in the new state - 40 mm
- distance of the brake disc from the bottom outline of the kinematic gauge with a completely worn wheel rim - 10 mm
- bogie weight:
  - total weight of the bogie – 7.700 kg
  - non-suspension bogie weight - 3.410 kg (44,3 % of the total weight)
  - suspension bogie weight by the primary suspension - 3353 kg (43,5 % of the total weight of the bogie)
  - suspension bogie weight by the secondary suspension - 937 kg (12,2 % of the total weight of the bogie)
- vertical stiffness of the bogie suspension:
  - 775÷840 kN/m
- load capacity:
  - maximum contact pressure of wheelset on the track in the static state - 156,95 kN
  - operating load per bogie - 205 kN\*)
  - extraordinary load per bogie - 225 kN\*)

\*) *load on both bogie side-sills and applied by the secondary suspension set*
- theoretical driving speed due to the risk of non-static vibration:
  - nominal - 250 km/h
  - permissible - 280 km/h
  - critical - 310 km/h
- parameters of the bogie kinematics:
  - limiting lateral movement of body relative to the bogie:
    - on a straight section of the track - ±0,06 m
    - on the track curve R=250 m in the centrifugal direction - 0,05 m
    - on the track curve R=250 m in the centripetal direction - 0,022 m
    - on the track curve R=150 m (the smallest radius of the route curve) in the centrifugal direction - 0,05 m)
    - on the track curve R=150 m in the centripetal direction - 0,0195 m
  - nominal turning angle of the bogie relative to the body:
    - po ostatniej reprofilacji - 0,87 m
    - całkowicie zużytego - 0,86 m
- odległość pomiędzy osią maźnicy a osią przegubu wahacza - 0,44 m
- odległość pomiędzy osią maźnicy a osią amortyzatora pierwszego stopnia - 0,27 m
- odległość tarczy hamulcowej od dolnego zarysu skrajni kinematycznej w stanie nowym - 40 mm
- odległość tarczy hamulcowej od dolnego zarysu skrajni kinematycznej przy całkowicie zużytym wieńcu koła - 10 mm
- masy wózka:
  - całkowita masa wózka – 7.700 kg
  - nieuspężynowana masa wózka - 3.410 kg (44,3 % łącznej masy)
  - uspężynowana masa wózka przez zawieszenie pierwszego stopnia - 3353 kg (43,5 % łącznej masy wózka)
  - uspężynowana masa wózka przez zawieszenie drugiego stopnia - 937 kg (12,2 % łącznej masy wózka)
- sztywność pionowa zawieszenia wózka:
  - 775÷840 kN/m
- nośność wózka:
  - maksymalny nacisk zestawu kołowego na tor w stanie statycznym - 156,95 kN
  - obciążenie eksploatacyjne przypadające na wózek - 205 kN\*)
  - obciążenia nadzwyczajne przypadające na wózek - 225 kN\*)

\*) *obciążenie przypadające na obydwie ostojnice wózka i wywierane przez komplet uspężynowania drugiego stopnia*
- teoretyczna prędkość jazdy ze względu na ryzyko wystąpienia drgań niestatecznych:
  - nominalna - 250 km/h
  - dopuszczalna - 280 km/h
  - krytyczna - 310 km/h
- parametry kinematyki wózka:
  - graniczne przemieszczenie poprzeczne nadwozia względem wózka:
    - na prostym odcinku toru - ±0,06 m
    - na łuku torowym R=250 m w kierunku odśrodkowym - 0,05 m
    - na łuku torowym R=250 m w kierunku dośrodkowym - 0,022 m
    - na łuku torowym R=150 m (najmniejszy promień łuku szlakowego) w kierunku odśrodkowym - 0,05 m)

- on the track curve  $R=250$  m -  $2,177^\circ$  ( $0,038$  rad)
- on the track curve  $R=150$  m -  $3,628^\circ$  ( $0,06333$  rad)
- on the track curve  $R= 80$  m (the smallest radius of the factory curve) –  $6,803^\circ$  ( $0,11875$  rad)
- limiting bogie's turning angle relative to the body in the corner position:
  - on the track curve  $R=250$  m -  $3,495^\circ$  ( $0,061$  rad)
  - on the track curve  $R=150$  m -  $4,950^\circ$  ( $0,0864$  rad)
  - on the track curve  $R=80$  m -  $7,46^\circ$  ( $0,1303$  rad).
- damping the vibrations:
  - vertical damper of the primary suspension:
    - damping force at piston travel speed of  $0,1$  m/s -  $500$  kN
    - damping force at piston travel speed of  $0,3$  m/s -  $750$  kN
    - stiffness of one joint in the direction of damping force -  $4500$  kN/m
  - vertical damper of the secondary suspension:
    - damping force at piston travel speed of  $0,1$  m/s -  $3000$  kN
    - damping force at piston travel speed of  $0,3$  m/s -  $4750$  kN
    - stiffness of one joint in the direction of damping force -  $20000$  kN/m
  - lateral damper of the secondary suspension:
    - damping force at piston travel speed of  $0,1$  m/s -  $2500$  kN
    - damping force at piston travel speed of  $0,3$  m/s -  $3960$  kN
    - stiffness of one joint -  $20\ 000$  kN/m
  - damper of bogie's hunting:
    - damping force at piston travel speed of  $0,1$  m/s -  $3900$  kN
    - damping force at piston travel speed of  $0,3$  m/s -  $6000$  kN
    - stiffness of one joint -  $70000$  kN/m.
- na łuku torowym  $R=150$  m w kierunku dośrodkowym -  $0,0195$  m
- nominalny kąt skreću wózka względem nadwozia:
  - na łuku torowym  $R=250$  m -  $2,177^\circ$  ( $0,038$  rad)
  - na łuku torowym  $R=150$  m -  $3,628^\circ$  ( $0,06333$  rad)
  - na łuku torowym  $R= 80$  m (najmniejszy promień łuku fabrycznego) –  $6,803^\circ$  ( $0,11875$  rad)
- graniczny kąt skreću wózka względem nadwozia w położeniu narożnikowym:
  - na łuku torowym  $R=250$  m -  $3,495^\circ$  ( $0,061$  rad)
  - na łuku torowym  $R=150$  m -  $4,950^\circ$  ( $0,0864$  rad)
  - na łuku torowym  $R=80$  m -  $7,46^\circ$  ( $0,1303$  rad).
- tłumienie drgań:
  - amortyzator pionowy zawieszenia pierwszego stopnia:
    - siła tłumienia przy prędkości ruchu tłoka  $0,1$  m/s -  $500$  kN
    - siła tłumienia przy prędkości ruchu tłoka  $0,3$  m/s -  $750$  kN
    - sztywność jednego przegubu w kierunku działania siły tłumienia -  $4500$  kN/m
  - amortyzator pionowy zawieszenia drugiego stopnia:
    - siła tłumienia przy prędkości ruchu tłoka  $0,1$  m/s -  $3000$  kN
    - siła tłumienia przy prędkości ruchu tłoka  $0,3$  m/s -  $4750$  kN
    - sztywność jednego przegubu w kierunku działania siły tłumienia -  $20000$  kN/m
  - amortyzator poprzeczny zawieszenia drugiego stopnia:
    - siła tłumienia przy prędkości ruchu tłoka  $0,1$  m/s -  $2500$  kN
    - siła tłumienia przy prędkości ruchu tłoka  $0,3$  m/s -  $3960$  kN
    - sztywność jednego przegubu -  $20\ 000$  kN/m
  - amortyzator wężykowania wózka:
    - siła tłumienia przy prędkości ruchu tłoka  $0,1$  m/s -  $3900$  kN
    - siła tłumienia przy prędkości ruchu tłoka  $0,3$  m/s -  $6000$  kN
    - sztywność jednego przegubu -  $70000$  kN/m.

## 6.2. Basic constructional characteristics of bogie

- wheelset that can be removed from the bogie without dismantling of the suspension and axle-box guiding
- axle-box guiding by one-sided swing arm
- H-shaped bogie frame, fully welded

- two-stage suspension:
  - I stage; typical screw springs
  - II stage; large-size screw springs of „flexicoli” type
- vibration damping by hydraulic dampers
- dampers of hunting in the symmetrical system that connect the bogie frame to the body underframe
- body tilt stabilizer (torsion bar) integrated with the bogie
- bogie-body system of the tractive force transmission - made using two transmission systems, with a parallel structure
- brake disc:
  - steel brake disc, ventilated with dimensions  $\varnothing 640/350 \times 80$
  - three shields on each axle
  - six autonomous jaw mechanism assemblies, equipped with cylinders with automatic piston stroke adjuster and ceramic sinter lining
  - brake supply to allow air to be delivered independently to groups of cylinders per individual wheelset.
- electromagnetic rail brake suspended on the bogie frame in elastic and without clearances
- current protection of the axle-box bearings
- bogie meets the kinematic gauge UIC 505-1[14] where:
  - wheel wear does not require compensating adjustment
  - the limiter system controls the potential lateral movement of the body cross-bar according to linear variation in the function of the curvature of the track 1/R. [47]

### 6.3. Constructional unit of 11ANc bogie

The construction of the 11ANc bogie, designed for a passenger wagon adapted to high speed of 250 km/h, is based on the research experience gathered for the 11AN bogie, taking into account the international regulations contained in the UIC, PN-EN and RIC regulations [48]. Adoption of such an assumption makes it possible to adapt such a bogie to the requirements of different passenger wagons, carrying out the slight constructional modifications.

The complete wheelset consists of:

- axle with pivot with dimensions of  $130 \times 191$  mm (diameter  $\times$  length) of category 1, made of steel in standard state EA1T with strength parameters  $ReH \geq 320$  MPa and  $Rm = 550 - 650$  MPa and  $A5 \geq 22$  % according to PN-EN 13261:2004 [38], the axle has an anti-corrosion coating to protect against atmospheric corrosion and against mechanical

### 6.2. Podstawowe cechy konstrukcyjne wózka

- zestaw kołowy wywiązywalny z wózka bez demontażu zawieszenia i prowadzenia maźniczego
- maźnica prowadzona wahaczem jednostronnym
- rama wózka w kształcie litery H, całkowicie spawana
- zawieszenie dwustopniowe:
  - I stopień; typowe sprężyny śrubowe
  - II stopień; wielkogabarytowe sprężyny śrubowe typu „flexicoli”
- tłumienie drgań amortyzatorami hydraulicznymi
- amortyzatory wężykowania w układzie symetrycznym łączące ramę wózka z ostoją pudła
- stabilizator przechylenia nadwozia (drażek skrętny) zintegrowany z wózkiem
- system przeniesienia siły pociągowej wózek – pudło realizowany za pomocą dwóch układów nośnych, o strukturze równoległej
- hamulec tarczowy:
  - tarcza hamulcowa stalowa, wentylowana, o wymiarach  $\varnothing 640/350 \times 80$
  - trzy tarcze na każdej osi
  - sześć autonomicznych zespołów mechanizmów szczękowych, wyposażonych w cylindry z automatycznym nastawiaczem skoku tłoka oraz w okładziny ze spieku ceramicznego
  - zasilanie hamulców umożliwiające dostarczenie powietrza w sposób niezależny dla grup cylindrów przypadających na poszczególne zestawy kołowe.
- hamulec szynowy elektromagnetyczny zawieszony na ramie wózka w sposób sprężysty i bezluzowy
- ochrona prądowa łożyskowania maźniczego
- wózek spełnia skrajnię kinematyczną UIC 505-1[14] przy czym:
  - zużycie kół nie wymaga regulacji kompensacyjnej
  - układ ograniczników kontroluje potencjalny przesuw poprzeczny nadwozia wg liniowej zmienności w funkcji krzywizny toru 1/R. [47]

### 6.3. Zespoły konstrukcyjne wózka 11Anc

Konstrukcję wózka 11ANc, przeznaczonego do wagonu osobowego, przystosowanego do wysokich prędkości 250 km/h oparto o doświadczenia badawcze zebrane dla wózka 11ANa z uwzględnieniem przepisów międzynarodowych zawartych w kartach UIC, PN-EN oraz przepisach RIC [48]. Przyjęcie takiego założenia umożliwia dostosowanie takiego



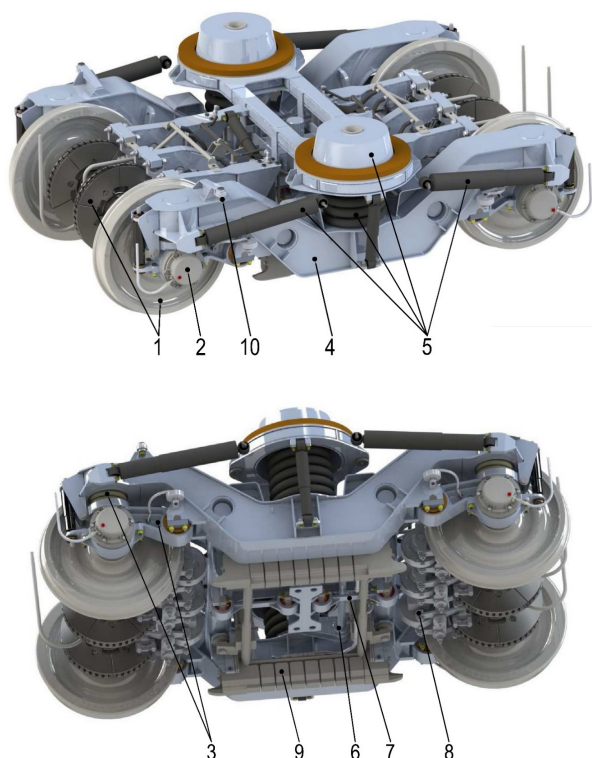


Fig. 21. 11ANc bogie adapter to high speeds

Rys. 21. Wózek 11ANc przystosowany do wysokich prędkości

Oznaczenia użyte na rys. 21/Markings used in Fig. 21:

- 1 - zestaw kołowy z trzema tarczami hamulcowymi/ wheelset with three brake discs  
 2 - maźnice/ axle-boxes  
 3 - układ usprężynowania pierwszego stopnia i prowadzenie maźnicy/ primary suspension and axle-box guidance  
 4 - rama wózka/ bogie frame  
 5 - belka nadwózkowa, usprężynowanie drugiego stopnia, tłumiki wężykowania/ beam above the bogie, secondary suspension, hunting dampers  
 6 - stabilizator przechylenia/ tilting stabilizer  
 7 - urządzenie pociągowe/ pulling device  
 8 - mechanizm zaciskowy hamulca tarczowego/ disc brake clamping mechanism  
 9 - elektromagnetyczny hamulec szynowy/electropneumatic rail brake  
 10 - ogranicznik przesuwu i skreću wózka/ movement limiter and bogie turn

- impacts; the anti-corrosion coating effectively protects axle fatigue properties during operation;
- wheels of monobloc type with a rolling diameter of 920 mm mounted on a wheelset axle with diameter of wheel seat of 185 mm, made of steel ER7 with heat-treated rim of hardness 245HB according to PN-EN 13262:2007 [39]; steel ER7 has the following strength parameters for the rim  $ReH \geq 520$  MPa,  $R_m = 820 \div 940$  MPa,  $A_5 \geq 14$  %; the wheels have an outer outline of rim ORE S1002 according to UIC 510-2[16], equivalent to outline S1002/h28/e32,5/15 % according to PN-EN 13715 [41];
- three cast steel discs, ventilated with

wózka do wymagań różnych wagonów osobowych, przeprowadzając nieznaczne modyfikacje konstrukcyjne.

Kompletny zestaw kołowy składa się:

- z osi z czopem o wymiarach  $130 \times 191$  mm (średnica  $\times$  długość) kategorii 1, wykonanej ze stali w stanie normalizowanym EA1T o parametrach wytrzymałościowych  $ReH \geq 320$  MPa oraz  $R_m = 550 \div 650$  MPa i  $A_5 \geq 22$  % wg normy PN-EN 13261:2004 [38], oś posiada powłokę antykorozyjną zabezpieczającą przed korozją atmosferyczną oraz przed uderzeniami mechanicznymi; powłoka antykorozyjna w skuteczny sposób zabezpiecza własności zmęczeniowe osi w trakcie eksploatacji;
- z kół monoblokowych kategorii 1 o średnicy tocznej 920 mm wtlaczanych na oś zestawu kołowego o średnicy podpięcia 185 mm, wykonanych ze stali ER7 z wieńcem ulepszanym cieplnie o twardości 245HB wg normy PN-EN 13262:2007 [39]; stal ER7 posiada następujące parametry wytrzymałościowe dla wieńca  $ReH \geq 520$  MPa,  $R_m = 820 \div 940$  MPa,  $A_5 \geq 14$  %; koła posiadają zarys zewnętrzny wieńca UIC-ORE S1002 wg karty UIC 510-2[16], równoważny z zarysem S1002/h28/e32,5/15 % wg normy PN-EN 13715 [41];
- z trzech tarcz stalowych, wentylowanych o wymiarach  $640 \times 350 \times 80$  mm (średnica zewnętrzna  $\times$  średnica wewnętrzna  $\times$  szerokość wieńca); tarcze hamulcowe są wtlaczane na oś w specjalnych miejscach do tego przeznaczonych, zwanych osadzeniami lub podpięciami; tarcze hamulcowe współpracują podczas hamowania z okładzinami ciernymi, wykonanymi ze spieku ceramicznego; przyjęcie koncepcji wózka, wyposażonego w trzy tarcze hamulcowe pozwoliło na osiągnięcia zakładanych parametrów hamowania wagonu oraz akceptowalne temperatury na powierzchni „pierścienia ciernego” tarczy hamulcowej (ang. „friction ring surface”, niem. „Reibringfläche”)  $T_1 = 458,8$  °C przy hamowaniu z prędkości początkowej 250 km/h i  $T_1 = 607,8$  °C przy hamowaniu z prędkości początkowej 300 km/h oraz temperatury na żebrach chłodzących tarczy hamulcowej (ang. „cooling fins”, niem. „Kühlrippen”)  $T_2 = 427,2$  °C przy hamowaniu z prędkości początkowej 250 km/h i  $T_2 = 572$  °C przy hamowaniu z prędkości początkowej 300 km/h; hamulec tarczowy z trzema tarczami hamulcowymi posiada promień hamujący  $r_h = 0,23$  m; przyjęcie koncepcji trzech tarcz

- dimensions of 640 × 350 × 80 mm (outer diameter × inner diameter × rim width); brake discs are pressed on the axle in special places designated for this purpose, known as embeddings or seats; brake discs cooperate during braking with friction pads made of ceramic sinter; the acceptance of a bogie concept fitted with three brake discs enabled the achieve the intended wagon braking parameters and acceptable temperatures on the "friction ring surface" of braking disc T1=458,8 °C at braking from the starting speed of 250 km/h and T1= 607,8 °C at braking from the starting speed of 300 km/h and temperature at cooling fins T2=427,2 °C at braking from the starting speed of 250 km/h and T2=572 °C at braking from the starting speed of 300 km/h; disc brake with three brake discs has a braking radius of  $r_h=0,23$  m; acceptance of the concept of three brake discs, although two could prove to be sufficient in terms of energy, provides significant benefits:

- lower operation temperature
- longer brake disc life
- less wear on friction pads, and therefore a longer cycle of their replacement
- less braking performance in the case of failure of one of the brake cylinders
- lower operating costs.

The disadvantage of this solution is the higher weight of the bogie (especially non-suspension) and its higher price. However, the benefit is definitely greater. All currently produced passenger wagons bogies in Europe, adopted speed to of 200 km/h and range of speed of 250 to 300 km/h, have three brake discs.

- casting cast steel body of axle-box 340-550W according to PN-ISO 3755: 1994 [34] with built-in Taper Bearing Unit (TBU) with size 130x230x160 mm (inner diameter x outside diameter x bearing width) from SKF company , with minimum longitudinal mounting clearances of 0.1 ÷ 0.4 mm and having their own seal (fig. 23).

Cast steel 340-550W has the following strength parameters:  $R_e=340$  MPa and  $R_m=550\div 700$  MPa and  $A_{min}=15$  %,  $Z_{min}=21$  % as well as  $KV_{min}=20$  J;

The axle-box body is adapted to:

- a single swing arm allowing the wheelset to be guided relative to the bogie frame, place the primary suspension springs, and fasten the hydraulic shock absorber

- hamulcowych, mimo że dwie mogłyby okazać się wystarczające pod względem energetycznym daje istotne korzyści:

- niższa temperatura pracy
- większa żywotność tarcz hamulcowych
- mniejsze zużycie okładzin ciernych, a co za tym idzie dłuższy cykl ich wymiany
- mniejszy ubytek skuteczności hamowania w razie awarii któregoś z cylindrów hamulcowych
- niższe koszty eksploatacyjne.

Wadą takiego rozwiązania jest wyższa masa wózka (zwłaszcza nieusprężynowana) oraz wyższa jego cena. Zdecydowanie większy jest jednak bilans korzyści. Wszystkie obecnie produkowane wózki do wagonów osobowych w Europie, przystosowane do prędkości 200 km/h oraz do zakresu prędkości 250÷300 km/h posiadają trzy tarcze hamulcowe.

- odlewanego korpusu maźnicy ze staliwa 340-550W wg PN-ISO 3755:1994 [34] z zabudowanym stożkowym łożyskiem kompaktowym TBU (ang., „Taper Bearing Unit”) o wymiarach 130x230x160 mm (średnica wewnętrzna x średnica zewnętrzna x szerokość łożyska) firmy SKF, o minimalnych wzdluznych luzach montazowych wynoszących 0,1÷0,4 mm i posiadającym własne uszczelnienie (rys. 23). Staliwo 340-550W posiada następujące parametry wytrzymałościowe:  $R_e=340$  MPa oraz  $R_m=550\div 700$  MPa oraz  $A_{min}=15$  %,  $Z_{min}=21$  % oraz  $KV_{min}=20$  J;

Korpus maźnicy jest przystosowany do:

- osadzenia jednoramiennego wahacza umożliwiającego prowadzenie zestawu kołowego względem ramy wózka, posadowienia sprężyn zawieszenia pierwszego stopnia oraz zamocowania amortyzatora hydraulicznego
- zabudowy pokrywy z nadajnikiem impulsów układu przeciwpółlizgowego
- zabudowy pokrywy z urządzeniem uziemiającym
- zabudowy zwykłej pokrywy zaślepiającej maźnicę.

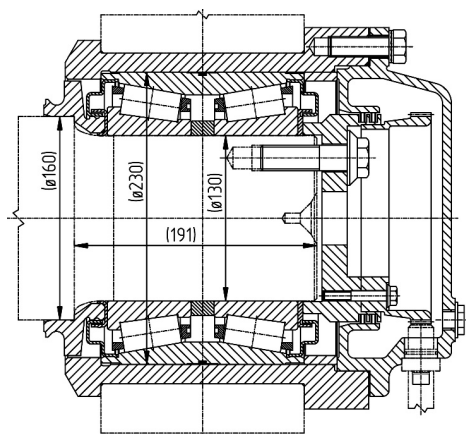
Kompletny zestaw kołowy stanowi masę nieusprężynowaną wózka 11ANc.

Układ usprężynowania pierwszego stopnia (rys. 24) składa się:

- z zespołu sprężyn śrubowych w konfiguracji równoległej (sprężyna zewnętrzna+ sprężyna wewnętrzna) opartych dolną podstawę na maźnicach, natomiast górna podstawa poprzez elastyczne, gumowo-metalowe oparcie jest

- build the cover with pulse transmitter of anti-skid system
- build the cover with earthing device
- build the cover closing the axle-box.

The complete wheelset is the non-suspension mass of the 11ANc bogie.



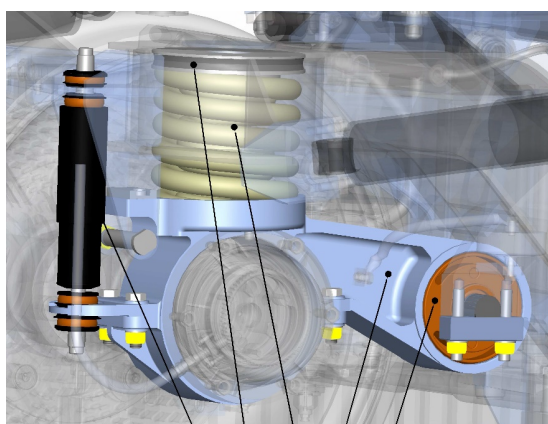
Rys. 23. Łożysko bezobsługowe typu TBU 130×240×160 z własnym uszczelnieniem

Fig. 23. Maintenance-free bearing of TBU 130×240×160 type with own seal

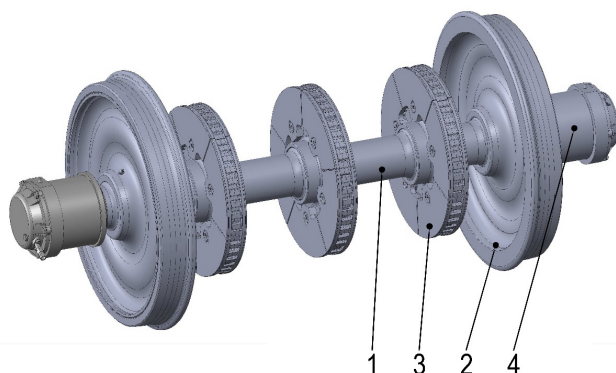
The primary suspension system (Fig. 24) consists of:

- a set of helical springs in a parallel configuration (external spring + inner spring) put with the lower base on the axle-boxes, while the upper base by the flexible rubber-metal support is located in the seat of bogie frame
- hydraulic dampers
- the primary suspension swing arm for guiding the wheelset, equipped with a rubber-metal connector (swing arm joint) with six degrees of freedom and appropriately selected stiffnesses in the radial and axial directions.

The primary suspension separates the suspension masses of the bogie from the non-suspension masses.



Rys. 24. Usprężynowanie I stopnia  
Fig. 24. Primary suspension



Rys. 22. Zestaw kołowy  
Fig. 22. Wheelset

Oznaczenia użyte na rys. 22./ Markings used in Fig. 22:

- 1 - oś zestawu kołowego/ wheelset axle
- 2 - koło monoblokowe/ monobloc wheel
- 3 - tarcza hamulkowa wentylowana/ ventilated brake disc
- 4 - maźnica z łożyskiem typu TBU/ axle-box with bearing of TBU type.

- umieszczona w gnieździe ramy wózka
- z tłumików hydraulicznych
- z wahacza zawieszenia pierwszego stopnia służącego do prowadzenia zestawu kołowego, który wyposażony jest w łącznik gumowo-metalowy (przegub wahacza) o sześciu stopniach swobody i odpowiednio dobranych sztywnościach w kierunku promieniowym oraz popoziowym.

Usprężynowanie pierwszego stopnia rozdziela masy usprężynowane wózka od mas nieusprężynowanych.

Układ usprężynowania drugiego stopnia (rys. 25) składa się:

- z belki nadwózkowej
- z zespołu wielkogabarytowych sprężyn śrubowych (zwanych także sprężynami typu „flexicoil”), które jednocześnie pełnią funkcję usprężynowania pionowego i poziomego oraz układu skrętownego wózka; sprężyny są zbudowane w sposób zorientowany w celu wzajemnego zredukowania sił powodujących odchylenie podstaw; w kierunku poziomopoprzecznym układ sprężyn współpracuje; sprężyny są wspomagane przez stabilizator przechyłania nadwozia, który wyrównuje deficyt sztywności kątowej układu zawieszenia potrzebnej do utrzymania sił w obszarze

Oznaczenia użyte na rys. 24./ Markings used in Fig. 24:

- 1 - wahacz zawieszenia I stopnia/ swing arm of primary suspension
- 2 - łącznik metalowo-gumowy o kontrolowanych sztywnościach w kierunku promieniowym i osiowym/ metal-rubber connector with controlled stiffness in radial and axial directions
- 3 - zespół sprężyn/ set of springs
- 4 - gumowo-metalowe oparcie/ rubber-metal support
- 5 - tłumik hydrauliczny/ hydraulic damper.



The secondary suspension system (Fig. 25) consists of:

- the overbogie beam
- large-sized helical springs (also called “flexicoil” springs), which simultaneously serve as a vertical and horizontal suspension and turning bogie system; the springs are built by the oriented way that mutually reduces the forces causing the tilting of the bases; in the horizontal-lateral direction the set of the springs cooperates; the springs are supported by a body tilting stabilizer that compensates deficit of the angular stiffness of the suspension needed to maintain the forces within the acceptable tilting coefficient of the body
- rubber buffers that supplement the possible reversible power deficit in the event of high lateral accelerations
- two vertical hydraulic dampers
- two lateral hydraulic dampers
- four hydraulic dampers of hunting

Adjustment of the suspension is carried out by means of washers placed both in the primary and secondary suspensions. Adjustment of the suspension is to:

- properly set configuration of the vertical components of the bogie to provide proper operation of the vehicle
- compensate the own twisting of bogie and body to provide a favorable distribution of pressures on each wheel.

In the primary suspension, the adjusting washer is located directly over the spring set, while in the secondary suspension the adjustment washer is placed in the support area of the body on the overbogie beam.

The bogie frame of the welded structure (Fig. 26) consists of:

- two closed box-shaped construction side-sills,
- two pipes for fixing the clamping mechanisms of the disc brake
- the longitudinal central beam used to transmit the tractive force of the bogie-body
- the blocking bracket of the secondary suspension.

S355 steel semi-finished products according to PN-EN 10025-2: 2007 [35], having a yield strength of  $R_e = 355$  MPa and tension limit of  $R_m = 520$  MPa, are used for the frame of the bogie.

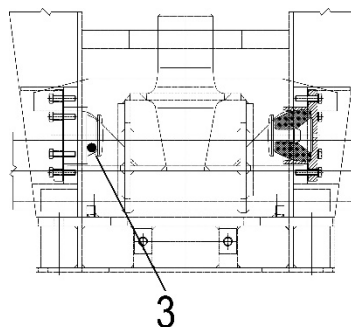
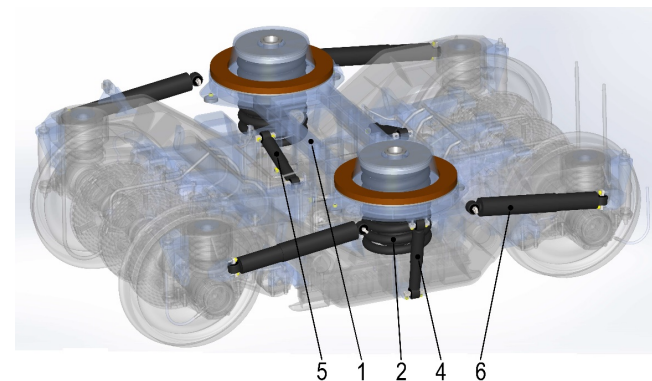
The structure of the bogie frame is adapted to carry all forces occurring in operation, i.e. vertical forces, lateral forces, track twist forces, brake forces and forces from climbing, as defined in PN-EN 13749: 2005 [42], which appear as static extraordinary forces and cyclical loads that cause the gradual fatigue of the load-carrying structure, which should not lead to cracks or damage to the load-carrying structure during

- dopuszczalnego współczynnika pochylenia nadwozia
- z odbijaków gumowych, uzupełniających ewentualny deficyt siły nawrotnej w przypadku wystąpienia dużych przyspieszeń poprzecznych
- z dwóch tłumików hydraulicznych pionowych
- z dwóch tłumików hydraulicznych poprzecznych
- z czterech tłumików hydraulicznych wężykowania.

Regulację usprężynowania przeprowadza się za pomocą podkładek, umieszczanych zarówno w usprężynowaniu pierwszego i drugiego stopnia. Regulacja usprężynowania ma na celu:

- właściwe skonfigurowanie pionowe elementów wózka dla zapewnienia prawidłowego funkcjonowania pojazdu
- skompensowanie wichrowatości własnej wózka a także pudła dla zapewnienia korzystnego rozkładu nacisków przypadających na poszczególne koła.

W zawieszeniu pierwszego stopnia podkładka regulacyjna jest umieszczona bezpośrednio nad zespołem sprężyn, natomiast w zawieszeniu drugiego stopnia podkładka regulacyjna jest umieszczona w obszarze oparcia pudła na belce nadwózkowej.



Rys. 25. Usprężynowanie II stopnia

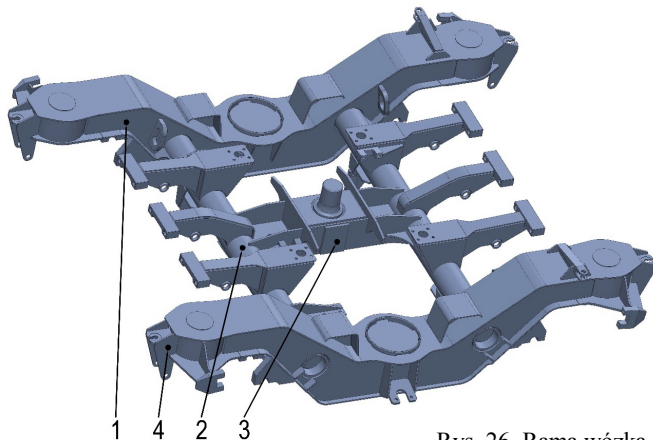
Fig. 25. Secondary suspension

Oznaczenia użyte na rys. 25./ Markings used in Fig. 25:

- 1 - belka nadwózkowa/ overbogie beam
- 2 - zespół wielkogabarytowych sprężyn śrubowych typu flexicoil/ large size screw springs set of flexicoil type
- 3 - odbijak gumowy poprzeczny/ lateral rubber buffer
- 4 - tłumik hydrauliczny pionowy/ vertical hydraulic damper
- 5 - tłumik hydrauliczny poziomy/ horizontal hydraulic damper
- 6 - tłumik hydrauliczny wężykowania/ hydraulic damper of hunting.



the assumed period of use of the passenger wagon. To stabilize the bogie dimensions after welding, it was planned to remove the main welding stresses by subjecting to a suitable stabilizing load or by vibration relief.



Rys. 26. Rama wózka  
Fig. 26. Bogie frame

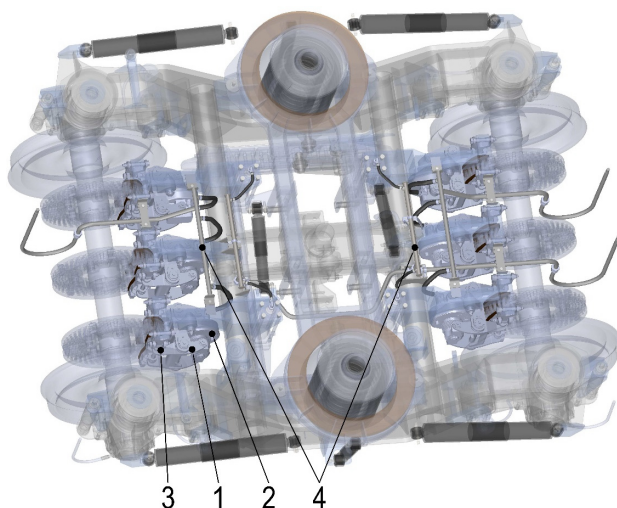
Oznaczenia użyte na rys. 26:/ Markings used in Fig.26:

- 1 – ostojnica/ side-sill
- 2 - rura do mocowania mechanizmów zaciskowych hamulca/ pipe for fixing the brake clamping mechanisms
- 3 - wzdłużna belka centralna/ longitudinal central beam
- 4 - wspornik blokady zawieszenia drugiego stopnia/ the blocking bracket of the secondary suspension.

The bogie braking system (Fig. 27) consists of:

- lever mechanism
- cylinders with automatic piston travel adjuster
- friction pads made of ceramic sinter
- two-circuit pipe installation.

Brake cylinders are supplied from a two-circuit piping system that allows air to be supplied in an independent way for the cylinder groups per individual wheelsets; the bogie with parking brake has two (of six) special cylinders, equipped with an additional lever set that cooperates with the cylinder piston and is designed to be connected to the drawbar links leading from the body; the bogie with handbrake is labeled as 11ANc/1.



Rama wózka o konstrukcji spawanej (rys. 26) składa się:

- z dwóch ostojnic o zamkniętej konstrukcji skrzynkowej,
- z dwóch rur do mocowania mechanizmów zaciskowych hamulca tarczowego.
- z wzdłużnej belki centralnej służącej do przeniesienia siły pociągowej wózek-pudło
- z wspornika blokady zawieszenia drugiego stopnia.

Do wykonania ramy wózka użyto półwyrobów ze stali S355 wg PN-EN 10025-2:2007 [35], posiadającej granicę plastyczności  $Re=355$  MPa oraz doraźną granicę na rozciąganie  $Rm=520$  MPa.

Konstrukcja ramy wózka jest przystosowana do przenoszenia wszystkich sił pojawiających się w eksploatacji tzn. sił pionowych, sił poprzecznych, sił wchrowatości toru, sił hamulcowych i pochodzących od nabiegania, zdefiniowanych w PN-EN 13749:2005 [42], które pojawiają się jako statyczne siły nadzwyczajne oraz obciążenia cykliczne, wywołujące stopniowe zmęczenie struktury nośnej, które nie powinno prowadzić do pęknięć lub uszkodzeń struktury nośnej w zakładanym okresie użytkowania wagonu osobowego. Dla ustabilizowania wymiarów wózka po spawaniu przewidziano usunięcie głównych naprężeń spawalniczych poprzez poddanie działania odpowiedniego obciążenia stabilizującego lub poprzez odprężanie wibracyjne.

Układ hamulcowy wózka (rys. 27) składa się:

- z mechanizmu dźwigniowego
- z cylindrów z automatycznym nastawiaczem skoku tłoka
- z okładziny ciernej ze spieku ceramicznego
- z dwuobwodowej instalacji rurowej.

Cylindry hamulcowe zasilane są z dwuobwodowej instalacji rurowej, umożliwiającej dostarczanie powietrza w sposób niezależny dla grup cylindrów przypadających na poszczególne zestawy kołowe; wózek z hamulcem postojowym posiada dwa (spośród sześciu) cylindry specjalne, wyposażone w dodatkowy zestaw dźwigniowy współpracujący z tłokiem cylindrowym i przystosowany do połączenia z linkami ciąglowymi doprowadzonymi z nadwozia; wózek z hamulcem ręcznym posiada oznaczenie 11ANc/1.

Rys. 27. Układ hamulcowy wózka

Fig. 27. Braking system of bogie

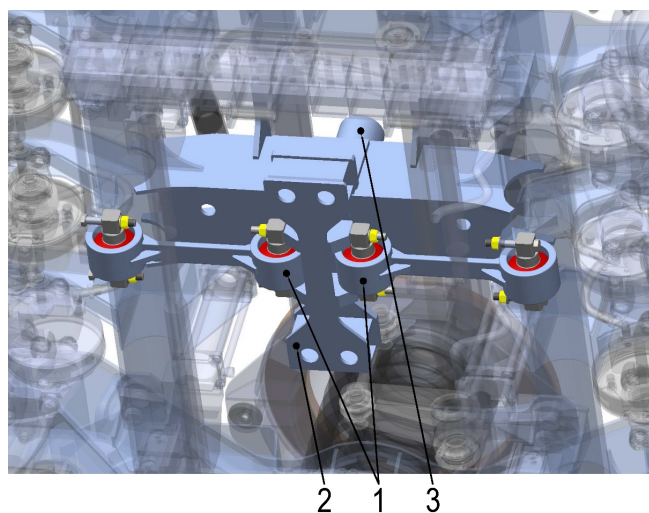
Oznaczenia użyte na rys. 27/ Markings used in Fig. 27:

- 1 - mechanizm dźwigniowy/ lever mechanism
- 2 - cylinder hamulcowy z nastawiaczem skoku tłoka/ brake cylinder with piston travel adjuster
- 3 - okładziny cierne/ friction pads
- 4 - dwuobwodowa instalacja rurowa/ two-circuit pipe installation.

The tractive force transmission system (Fig.28) - consists of two systems:

**The first system** consists of a pair of coaxial flat articulated rods, joined together by means of a special yoke; the articulated rubber-metal rod ends are fastened to the brackets on the pipe cross-bar of bogie frame, while the yoke is attached to the pulling bracket located on the torsion beam of the underframe of body, including the central solebar of bogie frame; the yoke after mounting is a strap of this bracket passing under the central central solebar, becoming a blocking device for the bogie with a body, which is used inter alia during lifting of a wagon; owing to the suitable selected rigidity of the rod system it transmits the tractive forces within range of normal effects without exerting a significant impact on the characteristics of the secondary suspension deflection.

**The second system** complements the operation of the first system and is a set of buffers that block the displacement of the bogie relative to the body under the influence of significant longitudinal loads. The cylindrical pin welded to the bogie frame at one central point occupy a position within the oval hole of the special support plate of the pulling bracket, that is on the body, fulfills the role of such buffers. The clearances between the pin and the edge of the hole of  $\pm 10$  mm in the longitudinal direction and  $\pm 60$  mm in the lateral direction, allow the surplus of force to be absorbed by these elements in the event of an extraordinary longitudinal force (overload of 5g), with no collision in the lateral direction in the whole range of lateral action of suspension of the secondary suspension.



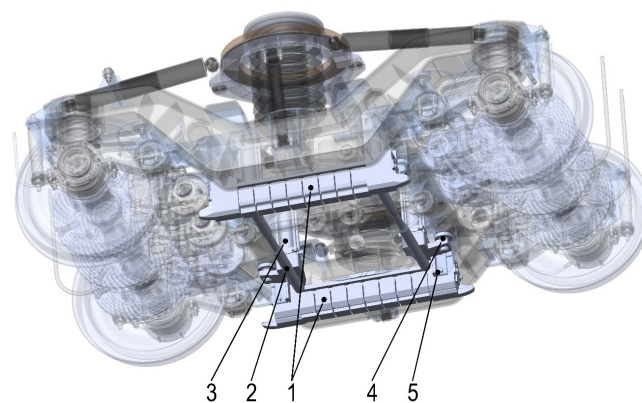
Rys. 28. Układ przenoszenia siły pociągowej  
Fig. 28. System of tractive force transmission

Oznaczenia użyte na rys. 28:/ Markings used in Fig. 28:  
1 - drążki przegubowe płaskie/ articulated flat rods  
2 - jarzmo łączące/ connecting yoke  
3 - cylindryczny czop/ cylindrical pin.

Układ przenoszenia siły pociągowej (rys. 28) - składa się z dwóch układów:

**Układ pierwszy** składa się z pary współosiowych płaskich drążków przegubowych, złącznych ze sobą za pomocą specjalnego jarzma; przegubowe gumowo-metalowe końcówki drążków są zamocowane we wspornikach znajdujących się na poprzecznicach rurowych ramy wózka, natomiast jarzmo mocowane jest do wspornika pociągowego znajdującego się na belce skrętowej ostoi pudła, obejmującego podłużnicę centralną ramy wózka; jarzmo po zamocowaniu stanowi zworę tego wspornika, przechodzącą pod podłużnicą centralną, stając się przy okazji blokadą wiążącą wózek z pudłem, wykorzystywaną między innymi podczas podnoszenia wagonu; dzięki odpowiednio dobranej sztywności układ drążków przenosi siły pociągowe w zakresie normalnych oddziaływań, bez wywierania istotnego wpływu na charakterystykę ugięcia zawieszenia drugiego stopnia.

**Układ drugi** uzupełnia działanie układu pierwszego i stanowi zespół odbijaków blokujących przemieszczenia wózka względem pudła pod wpływem znacznych przeciążeń wzdłużnych. Rolę takich odbijaków spełnia cylindryczny czop przyspawany do ramy wózka w jednym centralnym punkcie, zajmujący pozycję wewnątrz owalnego otworu specjalnej płyty nośnej wspornika pociągowego, znajdującego się na pudle. Luzy pomiędzy czopem a krawędzią otworu, rzędu  $\pm 10$  mm w kierunku wzdłużnym oraz  $\pm 60$  mm w kierunku poprzecznym, pozwalają na przejmowanie przez te elementy nadwyżki siłowej w przypadku zadziałania nadzwyczajnej siły wzdłużnej (przypadek przeciążenia 5g) przy zachowaniu bezkolizyjności w kierunku poprzecznym, w całym zakresie gry poprzecznej zawieszenia drugiego stopnia.



Rys. 29. Szynowy hamulec elektromagnetyczny  
Fig. 29. Rail electropneumatic brake

Oznaczenia użyte na rys. 29:/ Markings used in Fig.29:  
1 - płozy hamulcowe/ drag shoes  
2 - łączniki rurowe/ pipe connectors  
3 - cylindry pneumatyczne/ pneumatic cylinders  
4 - elementy centrujące stożkowe, metalowo-gumowe/ conical centering, rubber-metal elements  
5 - prowadnice pionowe/ vertical guides.



The rail electromagnetic brake (Fig. 29) has the following structure:

- the braking set consists of two drag shoes, both of which are equipped with a set of electromagnets of 1000 mm length, interconnected by two pipe connectors
- the braking set is suspended on the bogie frame by means of four pneumatic cylinders
- the braking set in the release position (empty cylinders) is guided in the bogie frame by means of four conical centering, rubber-metal elements,
- the braking set in the braking position (air-filled cylinder) transmits the braking force to the bogie frame through four vertical guides.

Stabilizer of lateral tilting body (fig. 30).

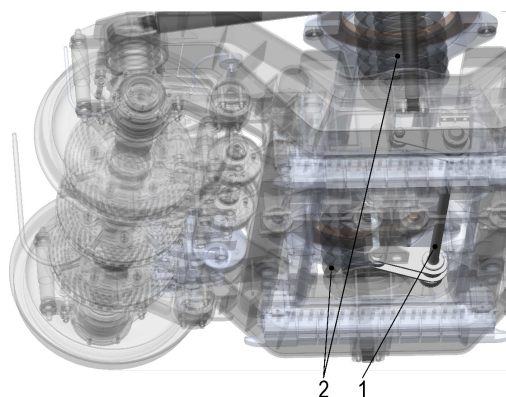
The function of the tilting stabilizer is to increase the stiffness of the secondary suspension on the lateral tilt of the body in a such degree that the tilting coefficient "s" of the body at full load of the vehicle is less than or equal to 0.4; when the above condition is not met then this means the necessity of constructing an untypical body that does not comply with UIC 567-2 [30]; according to current construction practice, the lowest vibration frequency in the vertical direction at full load is about 1 Hz, with a lateral distance of spring crossing 2 m, realizes the tilting coefficient of  $0.5 \div 0.6$ ; in this case, use of tilting stabilizer is necessary.

The lateral tilting stabilizer is designed to achieve the tilting coefficient of body that meets the following conditions:

- $s \leq 0,4$  for a passenger wagon with gross weight
- $s \geq 0,25$  for a passenger wagon with a weight in the empty state.

The lack of a lateral tilting stabilizer causes the tilting coefficient reaches a value in the range of  $0.33 \div 0.70$  depending on the weight of the wagon, against a limit value of  $s \leq 0.4$ . Based on the structural parameters of the tilting stabilizer, the tilting coefficient reaches the values in the range of  $0,18 \div 0,38$  depending on the weight of the wagon.

Building of the tilting stabilizer of the body is shown in Fig. 30.



Szynowy hamulec elektromagnetyczny (rys. 29) posiada następującą budowę:

- zestaw hamujący stanowią dwie płozy hamulcowe, obie wyposażone są w zestaw elektromagnesów o długości 1000 mm, połączone wzajemnie za pomocą dwóch łączników rurowych
- zestaw hamujący zawieszony jest na ramie wózka za pośrednictwem czterech cylindrów pneumatycznych
- zestaw hamujący w pozycji zluźnionej (cylindry opróżnione) prowadzony jest w ramie wózka za pomocą czterech elementów centrujących stożkowych, gumowo-metalowych
- zestaw hamujący w pozycji hamowanej (cylindry napełnione powietrzem) przekazuje siłę hamowania w ramę wózka poprzez cztery prowadnice pionowe.

Stabilizator przechylenia poprzecznego nadwozia (rys. 30).

Zadaniem stabilizatora przechylenia jest zwiększenie sztywności zawieszenia drugiego stopnia na przechył poprzeczny pudła w takim stopniu, aby współczynnik pochylenia „s” nadwozia przy pełnym obciążeniu pojazdu był mniejszy lub równy 0,4; niedotrzymanie powyższego warunku oznacza konieczność skonstruowania nietypowego pudła, niezgodnego z wymaganiami karty UIC 567-2 [30]; jak wynika z obecnej praktyki konstrukcyjnej najniższa częstotliwość drgań własnych w kierunku pionowym przy pełnej ładowności wynosi ok. 1 Hz, przy rozstawie poprzecznym sprężyn wynoszącym 2m, realizuje współczynnik pochylenia mieszczący się w przedziale  $0,5 \div 0,6$ ; w takim przypadku stosowanie stabilizatora przechylenia jest konieczne.

Stabilizator przechylenia poprzecznego jest zaprojektowany tak, aby uzyskać współczynnik odchylenia nadwozia, które spełnia następujące warunki:

- $s \leq 0,4$  dla wagonu osobowego o masie brutto
- $s \geq 0,25$  dla wagonu osobowego o masie w stanie próżnym.

Brak stabilizatora przechylenia poprzecznego powoduje, że współczynnik pochylenia osiąga wartości w zakresie  $0,33 \div 0,70$  w zależności od masy wagonu, wobec wartości dopuszczalnej wynoszącej  $s \leq 0,4$ . Przy założonych parametrach konstrukcyjnych stabilizatora przechylenia, współczynnik pochylenia osiąga wartości w zakresie  $0,18 \div 0,38$  w zależności od masy wagonu.

Zabudowa stabilizatora przechylenia nadwozia jest pokazana na rys. 30.

Rys. 30. Zabudowa stabilizatora przechylenia na wózku  
Fig. 30. Building the tilting stabilizer on the bogie



Oznaczenia użyte na rys. 30./ Markings used in Fig.30

1- stabilizator przechylania/ tilting stabilizer

2- drugi stopień usprężynowania/ secondary suspension.

#### 6.4. Development perspectives of 11ANc bogie

The 11ANc trolley construction allows to develop in two directions:

- increasing the technical performance with respect to parameters such as permissible speed and body load capacity
- reduce negative impact on the environment by reducing the noise

#### 6.5. Increase the permissible speed

Increasing the permissible speed requires the simultaneous increase of critical speed, which in turn requires the simultaneous steps achieving to:

- increase the stiffness of the axle-box guidance in the longitudinal direction Cx, lateral Cy,
- increase the effectiveness of the hunting damping.

Increasing of stiffness Cx and Cy is equivalent to changes in the rubber-metal swing arm.

It should also kept in mind that together with the increased stiffness of Cx and Cy, the maximum dynamic force of the kinetic impact of the wheelset on the track in the lateral direction, which with the requirements of PN-EN 14363 [43] should meet the condition in accordance:

$$\max \Sigma a = \Sigma \bar{Y}_{99,85\%} + 3 \cdot S_{\Sigma Y_{99,85\%}} < \Sigma Y_{\max, \text{Lim}} = 10 + 2Q_0/3$$

where:

$\Sigma \bar{Y}_{99,85\%}$  - average value of the quantile of sum of forces acting on the wheelset (the value in kN obtained from the measurement)

$S_{\Sigma Y_{99,85\%}}$  - standard deviation of the quantile of 99.985% of the sum of Y forces acting on the wheelset (the value in kN obtained from the measurement)

$2Q_0$  - vertical load of the vehicle per wheelset given in kN.

gdzie:

$\Sigma \bar{Y}_{99,85\%}$  - wartość średnia kwantylu rzędu sumy sił działających na zestaw kołowy (wartość w kN otrzymana z pomiaru)

$S_{\Sigma Y_{99,85\%}}$  - odchylenie standardowe kwantylu rzędu 99,85 % sumy sił Y działających na zestaw kołowy (wartość w kN otrzymana z pomiaru)

$2Q_0$  - nacisk pionowy pojazdu przypadający na zestaw kołowy wyrażony w kN.

If it turns out that the increase of Cx and Cy values leads to violation of the above criterion, then the only way to remedy it would be to reduce the non-suspension weight of wheelset.

The reduction of the non-spring mass is possible by:

- use of smaller diameter monobloc wheels (in practice it is possible to wheel of  $\phi$  890 mm),
- use of axle-box and swing arm bodies made of light alloys,
- use hollowed axles.

#### 6.1. Perspektywy rozwojowe wózka 11ANc

Konstrukcja wózka 11ANc umożliwia rozwój w dwóch kierunkach:

- zwiększenie osiągnięć technicznych w odniesieniu do takich parametrów jak: dopuszczalna prędkość oraz nośność wózka
- zmniejszenie negatywnego oddziaływania na środowisko poprzez zmniejszenie hałasu.

#### 6.2. Podwyższenie dopuszczalnej prędkości jazdy

Podwyższenie prędkości dopuszczalnej wymaga równoczesnego podwyższenia prędkości krytycznej, co z kolei wymaga podjęcia jednoczesnych kroków zmierzających do:

- zwiększenia sztywności prowadzenia maźnicy w kierunku wzdłużnym Cx, poprzecznym Cy,
- zwiększenia efektywności tłumienia wężykowania.

Zwiększenie sztywności Cx i Cy jest równoznaczne ze zmianami w gumowo – metalowym przegubie wahacza.

Należy też mieć na uwadze, że wraz ze zwiększeniem sztywności Cx i Cy należy spodziewać się wzrostu maksymalnej siły dynamicznej oddziaływania zestawu kołowego na tor w kierunku poprzecznym, która zgodnie z wymaganiami normy PN – EN 14363 [43] powinna spełniać warunek:

Jeśli okazałoby się, że zwiększenie wartości Cx i Cy prowadzi do naruszenia powyższego kryterium, wówczas jedynym sposobem zaradczym będzie zmniejszenie masy nieusprężynowanej wózka.

Zmniejszenie masy nieusprężynowanej jest możliwe poprzez:

- zastosowanie kół monoblokowych o mniejszej średnicy (w praktyce możliwe jest koło  $\phi$  890 mm),
- zastosowanie korpusów maźnicy i wahacza

From the above it follows that the stiffness of Cx and Cy should be selected such that the limits of the stability of the riding and the maximum lateral force are reached at the same speed.

Increasing the effectiveness of the hunting absorption requires the following actions at the same time:

- absorbing force of hydraulic shock absorbers will need to be increased, however, due to the compressibility of the oil, this should be done either by using absorbers with larger diameter of piston or by increasing the number of shock absorbers in the " bogie-body" torsion system
- it will be necessary to increase the radial stiffness of the shock absorber joints, especially when the number of shock absorbers remains constant
- it will be necessary to reinforce the supporting structure, especially the body, in such a way as to minimize the deflections of this structure at the mounting points of shock absorbers and to avoid the resonance coupling of the structural body vibration induced by bogie hunting.

Increasing the absorption of the bogie hunting encounters the limitation arising from the condition for the resistance moment MZR occurring in the " bogie-body" torsion system. According to the standard PN-EN 14363 [43] this moment should meet the condition:

$$\frac{M_{ZR}}{2 \cdot Q_o \cdot 2a^+} \leq 0,1$$

with respect to the 11ANc bogie, this issue is examined in the study [11].

It follows that the absorption of hunting, including the response of the secondary suspension springs, is adopted, which basically exhausts the above condition. Therefore, to increase the absorption of hunting it is necessary to reduce the resistance moment of the secondary suspension springs.

Increasing the radial stiffness of the rubber-metal joints of the hunting absorbers may find some difficulties. Logic suggests that increasing stiffness will be accompanied by a limitation of the range of joint kinematic, for which unfortunately is quite a high demand. The solution of this problem may be to use it instead of the rubber-metal joint of a steel ball bearing.

The biggest problem associated with the development of high speed riding may be the structural vibration of the steel body. In this case is about a body of wagon of 150C type, but due to the similarity it also applies to bodies of other types of passenger wagons of UIC-Z class produced in Poland today. It is expected that the hunting of the bogie occurring at high speeds riding can reach frequencies of the order of 8Hz and the frequencies may also have some forms of

- wykonanych ze stopów lekkich,
- zastosowanie osi drążonych.

Z powyższego wynika, że sztywności Cx i Cy powinny być tak dobrane, aby granice stateczności biegu i maksymalnej siły poprzecznej były osiągnięte przy tej samej prędkości.

Zwiększenie efektywności tłumienia wężykowania wymaga jednoczesnego podjęcia następujących działań:

- konieczne będzie zwiększenie siły tłumienia amortyzatorów hydraulicznych, jednak ze względu na ściśliwość oleju należy to uczynić albo poprzez zastosowanie amortyzatorów o większej średnicy tłoka albo przez zwiększenie liczby amortyzatorów w układzie skrętowym „wózek – pudło”
- konieczne będzie zwiększenie sztywności promieniowej przegubów amortyzatora, zwłaszcza wówczas gdy liczba amortyzatorów pozostanie niezmienna
- konieczne będzie dosztywnienie struktury nośnej zwłaszcza pudła, w taki sposób, aby zminimalizować ugięcia tej struktury w punktach mocowania amortyzatorów oraz uniknąć sprzężenia rezonansowego drgań strukturalnych pudła z wymuszeniami pochodzącymi od wężykowania wózka.

Zwiększenie tłumienia wężykowania natrafia na ograniczenie wypływające z warunku na moment oporowy MZR występujący w układzie skrętowym „wózek – pudło”. Wg normy PN-EN 14363 [43] moment ten powinien spełniać warunek:

$$\frac{M_{ZR}}{2 \cdot Q_o \cdot 2a^+} \leq 0,1$$

w odniesieniu do wózka typu 11ANc zagadnienie to zostało rozpatrzone w opracowaniu [11].

Wynika z niego, że przyjęto tłumienie wężykowania łącznie z reakcją sprężyn zawieszenia wtórnego, które w zasadzie wyczerpuje powyższy warunek. W związku z tym, aby zwiększyć tłumienie wężykowania trzeba będzie zmniejszyć moment oporowy sprężyn zawieszenia wtórnego.

Zwiększenie sztywności promieniowej gumowo – metalowych przegubów amortyzatora wężykowania może natrafić na pewne trudności. Logika podpowiada, że zwiększaniu sztywności towarzyszyć będzie ograniczenie zakresu kinematyki przegubu, na który jest niestety dość duże zapotrzebowanie. Rozwiązaniem tego problemu może okazać się zastosowanie zamiast przegubu gumowo-metalowego stalowego łożyska kulowego.

Największym problemem towarzyszącym rozwijaniu dużych prędkości jazdy mogą okazać się drgania strukturalne pudła stalowego. W danym przypadku chodzi o pudło wagonu typu 150C, jednak z uwagi na podobieństwo rzecz dotyczy również pudeł innych

structural vibrations of the body. In case of such resonance the following risks are possible:

- there may be a problem of fatigue strength of the support structure of body as well as travel discomfort caused by noise generated by resonating steel components
- hunting absorbers due to increased amplitudes of vibration of carriers connected to the body can partially or even completely lose their effectiveness.

Both hazards will be sufficient reason to limit the maximum speed of the vehicle, which will be tantamount to no achievement of the intended purpose.

As it can be seen, the structural vibration of a body, even though it does not directly concern the construction of the body, it can fundamentally affect the dynamic performance of the vehicle and as such it must be thoroughly recognized as quickly as possible.

### 6.6. Maximum load of bogie

The maximum load of bogie is limited by the strength of the carrier system and the softness of the suspension, the upper value of which is the condition of wagon coupling, included in RIC regulations, which is expressed as follows:

$$\Delta f_I + \Delta f_{II} + \Delta z \leq \Delta H,$$

where:

$\Delta f_I$  - increase of the deflection "gross -tare" of the original suspension

$\Delta f_{II}$  - increase of the deflection "gross -tare" of the secondary suspension

$\Delta z$  - a step of unregulated wheel wear and relaxation suspension,

$\Delta H$  - permissible difference in height of the position of the bumper axles at any stage of wear and wagon weight.

In case when the bogie is equipped with conventional springs, the above condition may limit the vehicle's maximum load and softness of the suspension.

Applying compensation of wears (minimize component  $\Delta z$ ), these limits can be tempered.

In case when the bogie is equipped with pneumatic springs, an emergency condition with increased risk of derailment should be taken into account.

### 6.7. Limitation of noise emission

Potential possibilities in this area come down to:

- the use of a rim wheel whose rim is insulated against the disc by means of a special rubber insert, but the known ICE train accident this solution causes some doubts as to its reliability.
- use a monobloc wheel equipped with an acoustic barrier
- use the pneumatic springs in the secondary suspension

typów wagonów osobowych klasy UIC-Z produkowanych współcześnie w Polsce. Należy spodziewać się, że wężykowanie wózka występujące przy dużych prędkościach jazdy może osiągać częstotliwości rzędu 8Hz a także częstotliwości mogą posiadać również pewne postacie drgań strukturalnych pudła. W przypadku takiego rezonansu możliwe są następujące zagrożenia:

- może pojawić się problem wytrzymałości zmęczeniowej struktury nośnej pudła jak również dyskomfort podróżowania spowodowany hałasem generowanym przez rezonujące elementy stalowe
- amortyzatory wężykowania wskutek wzmożonych amplitud drgań nośników związanych z pudłem mogą częściowo a nawet całkowicie tracić swą skuteczność.

Jedno i drugie zagrożenie będzie wystarczającym powodem do ograniczenia prędkości maksymalnej pojazdu, co będzie równoznaczne z nie osiągnięciem zamierzonego celu.

Jak widać tematyka drgań strukturalnych pudła, mimo że nie dotyczy bezpośrednio konstrukcji wózka, może w zasadniczym stopniu rzutować na osiągi dynamiczne pojazdu i jako taka musi być jak najszybciej gruntownie rozpoznana.

### 6.6. Udźwig (nośność) wózka

Udźwig wózka jest limitowany wytrzymałością ustroju nośnego oraz miękkością usprężynowania, której górna wartość związana jest warunkiem sprzęgania wagonów, zawartym w przepisach RIC, który wyraża się następująco:

$$\Delta f_I + \Delta f_{II} + \Delta z \leq \Delta H,$$

gdzie:

$\Delta f_I$  - przyrost ugięcia „brutto – tara” zawieszenia pierwotnego

$\Delta f_{II}$  - przyrost ugięcia „brutto – tara” zawieszenia wtórnego

$\Delta z$  - krok nieregulowanego zużycia koła i osiadania relaksacyjnego zawieszenia,

$\Delta H$  - dopuszczalna różnica wysokości położenia osi zderzaków w dowolnym stadium zużycia i ciężaru wagonu.

W przypadku, gdy wózek wyposażony jest w sprężyny konwencjonalne powyższy warunek może ograniczać ładowność pojazdu i miękkość usprężynowania.

Stosując kompensację zużyć (minimalizacja składnika  $\Delta z$ ) ograniczenia te można złagodzić.

W przypadku, gdy wózek wyposażony będzie w sprężyny pneumatyczne należy wziąć pod uwagę stan awaryjny wykazujący wzrost ryzyka wykolejenia.

### 6.7. Ograniczenie emisji hałasu

Potencjalne możliwości w tym zakresie sprowadzają się do:



- apply sound-absorbing coatings to the bogie surfaces [10].

### 6.8. Possibility of using the 11ANc bogie

The 11ANc bogie is a construction that is developed on the basis of a thorough analysis of national and international regulations, and based on the extensive experience gained during the designing and making the construction of 11ANa prototype bogie designed for the 150A passenger wagon that is adopted to speed of 200 km/h.

The 11ANc bogie meets the requirements for dynamic, strength (in range of static strength with exceptional loads during operation and fatigue strength), required braking parameters and allowable clearance space due to the need not to exceed the reference outline of kinematic gauge in all operating states.

The construction of the 11ANc bogie is a development and it can be subject to numerous modifications depending on customer needs.

Positive test results, especially in the dynamic range, can be used for the design of bogies of high speed traction units that meet the requirements of UIC 660 [31].

- zastosowania koła obręczowanego, którego obręcz jest izolowana względem tarczy za pomocą specjalnej wkładki gumowej, jednak znanym wypadku pociągu ICE rozwiązanie to nasuwa pewne wątpliwości, co do jego niezawodności
- zastosowanie koła monoblokowego wyposażonego w ekran akustyczny
- zastosowanie sprężyn pneumatycznych w zawieszeniu wtórnym
- nanoszeniu dźwiękochłonnych powłok malarskich na powierzchnie wózka [10].

### 6.8. Możliwości wykorzystania wózka 11Anc

Wózek 11ANc jest konstrukcją, która została opracowana w oparciu o gruntowną analizę przepisów krajowych oraz międzynarodowych oraz w oparciu o bogate doświadczenia zdobyte podczas projektowania, wykonania wózków prototypowych 11ANa zaprojektowanych dla wagonu osobowego 150A, przystosowanego do prędkości 200 km/h.

Wózek 11ANc spełnia wymagania w zakresie własności dynamicznych, wytrzymałościowych (w zakresie wytrzymałości statycznej z obciążeniami nadzwyczajnymi, występującymi w eksploatacji oraz wytrzymałości zmęczeniowej), wymaganych parametrów hamowania oraz dopuszczalnej przestrzeni pod zabudowę wynikających z konieczności nieprzekraczania zarysu odniesienia skrajni kinematycznej we wszystkich stanach eksploatacyjnych.

Konstrukcja wózka 11ANc jest rozwojowa i może podlegać licznym modyfikacjom w zależności od potrzeb klienta.

Pozytywne wyniki badań zwłaszcza w zakresie dynamicznym mogą być wykorzystywane do projektowania wózków zespołów trakcyjnych przystosowanych do wysokich prędkości, spełniających wymagania karty UIC 660 [31].

### Bibliography Bibliografia

- [1] Z.Romaniszyn, *Podwozia wózkowe pojazdów szynowych*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej 2005, Kraków 2005
- [2] Adam H.D, Simbürger A., Oreski W., *Viaggio Comfort – Intercity-Reisezugwagen für das 21 Jahrhundert. Eisenbahntechnische Rundschau. Mai 2008. Nr.05*
- [3] Sobaś M., *Ekwiwalentna stożkowatość styku koło-szyna i jej znaczenie we współczesnej analizie własności dynamicznych pojazdu szynowego. Pojazdy Szynowe Nr 1/2005.*
- [4] Sobaś M., *Rozwiązania konstrukcyjne układów biegowych wagonów osobowych przystosowanych do wysokich prędkości. Pojazdy Szynowe Nr 4/2008.*
- [5] Sobaś M., *Tendencje rozwojowe, wytyczne dla projektowania i kryteria oceny układów biegowych wagonów osobowych przeznaczonych do wysokich prędkości. Pojazdy Szynowe nr 1/2009.*
- [6] Sobaś M., *Wózek 11ANc dla wagonu osobowego przeznaczonego do wysokich prędkości. Pojazdy Szynowe nr 3/2009.*
- [7] A.Wójtowicz, H.Bąkowski: *Oszczędności wynikające ze smarowania obrzeży kół w łukach o różnym promieniu. Technika Transportu Szynowego nr 2-3/2013*
- [8] Kruś M., Antkowiak T. *Rozwiązania konstrukcyjne stosowane w budowie wózków pojazdów szynowych w aspekcie ograniczenia hałasu, Konferencja Naukowo Techniczna „Ochrona środowiska i oszczędność energii w transporcie szynowym – Trzebaw 20-22 maja 2015*
- [9] Wittenbeck L., Sobaś M.: *Analiza modalna bezprzedziałowego wagonu osobowego. XVIII Konferencja Pojazdów Szynowych. Materiały konferencyjne Politechniki Śląskiej. Katowice-Ustroń 17-19.09.2008.*

- [10] OR-9189, *Koncepcja modyfikacji wózka typu 11ANa w celu przystosowania do prędkości jazdy 250 i 300km/h Koncepcja wózka typu 11ANc*. Instytut Pojazdów Szynowych w Poznaniu. Styczeń 2009.
- [11] OR-9189/6, *Dobór amortyzatorów hydraulicznych dla wózka typu 11ANc*. Instytut Pojazdów Szynowych w Poznaniu. Styczeń 2009.
- [12] OR-10624, *Sprawozdanie z oceny bezpieczeństwa ruchu oraz właściwości dynamicznych drewny pomiarowej DP-560.00 w oparciu o symulację komputerową, praca wewnętrzna IPS „Tabor” Poznań niepublikowana, listopad 2014*
- [13] UIC410, *Skład i określenie ładunku oraz hamowania pociągów pasażerskich*. 6-te wydanie z sierpnia 2006.
- [14] UIC505-1, *Pojazdy kolejowe. Skrajnia pojazdów*. 10-te wydanie z maja 2006
- [15] UIC507, *Wagony towarowe. Warunki, którym powinny odpowiadać wagony towarowe w komunikacji promowej*. 1-sze wydanie, nowy nakład z 1.07.1997, ze zmianą z 1.07.1997.
- [16] UIC510-2, *Pojazdy doczepne. Warunki dla stosowania kół o różnych średnicach w układach biegowych różnego typu*. 4-te wydanie, kwiecień 2002.
- [17] UIC515-0, *Wagony pasażerskie. Wózki-Układy biegowe*. 2-gie wydanie, kwiecień 2001.
- [18] UIC515-1, *Pojazdy dla transportu pasażerskiego. Wózki toczne. Układy biegowe. Ustalenia ogólne dla zespołów konstrukcyjnych wózków*. 2-gie wydanie 03.2003.
- [19] UIC515-3, *Pojazdy kolejowe. Wózki-układy biegowe. Metoda obliczania osi zestawów kołowych*. Wydanie 1-sze z 1.07.1994.
- [20] UIC515-4, *Pojazdy kolejowe dla transportu pasażerów. Wózki toczne – układy biegowe. Badania wytrzymałościowe ram wózków*. 1-sze wydanie z 1.01.1993.
- [21] UIC515-5, *Pojazdy trakcyjne i wagony. Wózki – układy biegowe. Badania maźnic zestawów kołowych*. 1-sze wydanie z 1.07.1994.
- [22] UIC518, *Badania i homologacja pojazdów szynowych z punktu widzenia właściwości dynamicznych, bezpieczeństwa jazdy, obciążenia toru i parametrów biegowych*. 3-cie wydanie, październik 2005.
- [23] UIC533, *Uziemienie ochronne części metalowych pociągu*. 2-gie wydanie z 1.01.1977.
- [24] UIC541-3, *Hamulec. Hamulec tarczowy i jego zastosowanie. Ogólne warunki dopuszczenia okładzin hamulcowych*, listopad 2006
- [25] UIC541-5, *Hamulec. Przepisy dotyczące budowy różnych części hamulca. Urządzenia antypoślizgowe*. 2-gie wydanie, sierpień 2005.
- [26] UIC543, *Hamulec. Przepisy na wyposażenie wagonów*. 12-te wydanie, czerwiec 2003.
- [27] UIC544-1, *Hamulec. Hamowność*. 4-te wydanie z maja 2004.
- [28] UIC546, *Hamulec. Hamulec dużej mocy dla pociągów pasażerskich*. 5-te wydanie z 1.01.1967.
- [29] UIC552, *Zasilanie pociągów w energię elektryczną. Ujednolicone charakterystyki techniczne szyny zbiorczej*. 10-te wydanie z czerwca 2005.
- [30] UIC567-2, *Zunifikowane wagony pasażerskie typu Z dopuszczone do ruchu międzynarodowego. Charakterystyki*. 4-te wydanie z 1.07.1991 ze zmianą 1.07.1995
- [31] UIC660, *Przepisy dotyczące zapewnienia technicznej kompatybilności dla pociągów dostosowanych do wysokich prędkości*. Wydanie 2, sierpień 2002.
- [32] UIC814, *Warunki techniczne dotyczące homologacji oraz dostawy smarów przeznaczonych do smarowania maźnic tocznych pojazdów szynowych*. 2-gie wydanie z 1.07.1978.
- [33] UIC822, *Warunki techniczne dostawy sprężyn śrubowych naciskowych formowanych na gorąco lub zimno dla pojazdów trakcyjnych i wagonów*. 5-te wydanie z listopada 2003.
- [34] PN-ISO 3755:1994, *Staliwo konstrukcyjne ogólnego przeznaczenia*.
- [35] PN-EN 10025-2:2007, *Wyroby walcowane na gorąco ze stali konstrukcyjnych - Część 2: Warunki techniczne dostawy stali konstrukcyjnych niestopowych*.
- [36] PN-EN 12082:2011, *Kolejnictwo- Maźnice- Badania eksploatacyjne*
- [37] PN-EN 13260:2011, *Kolejnictwo. Zestawy kołowe i wózki. Wymagania dotyczące wyrobu*.
- [38] PN-EN 13261:2011, *Kolejnictwo- Zestawy kołowe i wózki. Osie. Wymagania dotyczące wyrobu*.
- [39] PN-EN 13262: 2011, *Kolejnictwo. Zestawy kołowe i wózki. Koła. Wymagania dotyczące wyrobu*.
- [40] PN-EN 13298:2003, *Kolejnictwo. Elementy zawieszenia. Stalowe sprężyny śrubowe zawieszenia*.
- [41] PN-EN 13715:2011+A1, *Kolejnictwo – Zestawy kołowe i wózki – Koła – Zarysy zewnętrzne wieńców kół*
- [42] PN-EN 13749:2011, *Kolejnictwo-Zestawy kołowe i wózki - Metody określania wymagań konstrukcyjnych dla ram wózków*.
- [43] PN-EN 14363:2016, *Kolejnictwo-Badania własności dynamicznych przed dopuszczeniem pojazdów szynowych. Badania własności biegowych i próby stacjonarne*.
- [44] PN-EN 15085-1+A1:2013-09E, *Kolejnictwo – Spawanie pojazdów szynowych i ich części składowych – Część 1: Postanowienia ogólne*
- [45] *Materiały informacyjne Zakładu Pojazdów Szynowych w Stargardzie (email z dnia: 16.11.16)*
- [46] *Strona internetowa: www.wibropol.eu (dostęp: 30.11.2016)*
- [47] *Opis techniczny wózków typu 11ANc, 11ANc/1 dla wagonu osobowego na prędkość 250km/h. Instytut*
- [48] *Przepisy RIC, Umowa o wymianie i użytkowaniu wagonów pasażerskich w komunikacji międzynarodowej. Ważna od 1 stycznia 2001.*