

## Wózek 11ANc dla wagonu osobowego przeznaczony do wysokich prędkości

*W artykule przedstawiono koncepcję nowego wózka 11ANc, przeznaczonego do prędkości 250 km/h, z możliwością modyfikacji do 300 km/h. Wózek ten powstał na bazie wózka 11ANa, zabudowanego pod wagonem 150 A, przeznaczonym do prędkości 200 km/h. Taki rozwój pozwala na wykorzystanie i dostosowanie obecnego pudła wagonu 150 A do zabudowy wózka nowej generacji. Zaprezentowano podstawowe parametry wózka i omówiono podstawowe grupy konstrukcyjne. Artykuł powstał w ramach projektu badawczo-rozwojowego nr R10 041 02, finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego ze środków budżetowych na naukę na lata 2007÷2009 pt., „Wózek pasażerskiego pojazdu kolejowego typu Z o prędkości 250 km/h i możliwości modyfikacji do prędkości 300 km/h”.*

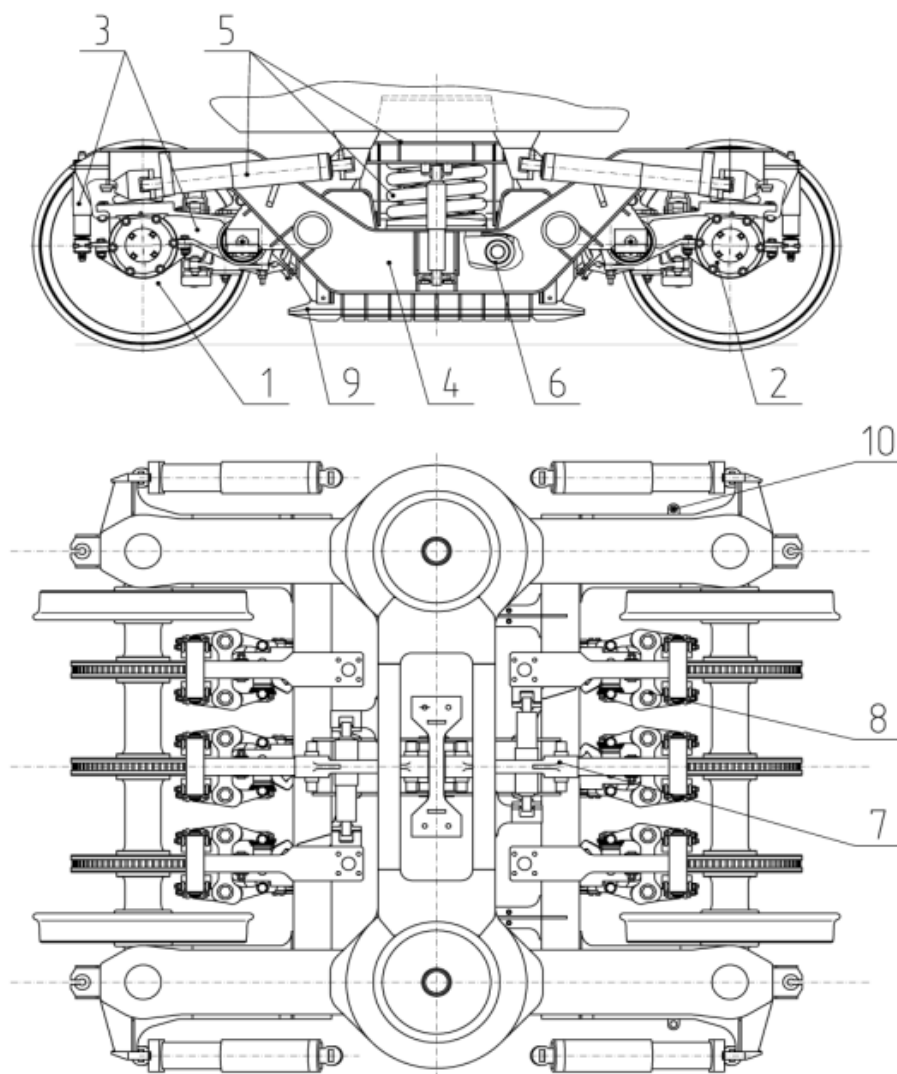
### 1. Wstęp

Wózki toczne dla wagonów osobowych, przystosowane do wysokich prędkości powyżej 250 km/h muszą spełniać szereg wymagań przepisów międzynarodowych, zawartych w kartach UIC, normach europejskich EN, opracowanych przez Europejski Komitet Normalizacyjny (fr. „Comité Européen de Normalisation”) oraz wymagania przepisów ruchu międzynarodowego, sformułowane w RIC [18]. Jak wykazano w [1÷4] główne problemy związane z dostosowaniem układu biegowego do wysokich prędkości związane są z zachowaniem własności dynamicznych pojazdu jako całości. Z analiz przedstawionych w [1÷3] wynika, że zagadnienia te można rozwiązać przez zastosowanie zabiegów konstrukcyjnych w samym wózku ale również w infrastrukturze kolejowej, która musi spełniać bardzo ostre kryteria w zakresie geometrii toru (prześwit i dopuszczalne tolerancje) i w warunkach krajowych musi być również poważnie doinwestowana. Jak wynika z analizy drgań strukturalnych pudła wagonu „150A” następne problemy dynamiczne pojawiają się w konstrukcji pudła, które trzeba zaprojektować tak, aby uniknąć przenoszenia drgań w układzie wózek-nadwozie [4]. Problem ten jest mniej istotny dla prędkości mniejszych od 200 km/h. Istotnym zagadnieniem, które pojawiło się przy rozwiązywaniu zagadnień dynamicznych jest ekwiwalentna stożkowatość, wynikająca ze współpracy koło-szyna. Zależność dopuszczalnej prędkości jazdy od ekwiwalentnej stożkowatości jest podana w karcie UIC 518 [7] oraz PN-EN 14363:2005 [16]. Z przeprowadzonych prac studialnych wynika, że dla pojazdów poruszających się z wysokimi prędkościami wartość ta musi być bardzo mała, a jej przekroczenie powoduje znaczne pogorszenie własności dynamicznych. Konstrukcja nowego układu biegowego jest zdeterminowana również przez układ hamulcowy, który musi zapewnić odpowiednie parametry hamowania (droga hamowania, temperatura

w układzie tarcza hamulcowa-okładzina cierna). Jako bazę projektową do przyszłego wózka, przystosowanego do wysokich prędkości w zakresie 250÷300 km/h o nazwie 11ANc przyjęto wózek 11ANa, który był przystosowany do maksymalnej prędkości 200 km/h i zastosowany w prototypowym przedziałowym wagonie osobowym, typu „150A” przeznaczonym do krajowego ruchu dalekobieżnego. Przyjęcie takiej koncepcji pozwoliło na wykorzystanie doświadczeń z badań prototypu wózka 11ANa, zwłaszcza z badań statycznych i zmęczeniowych ramy wózka, wykonanych w IPS „Tabor” Poznań oraz badań dynamicznych przeprowadzonych na liniach krajowych przez Centrum Naukowo-Techniczne Kolejnictwa w Warszawie. Przyjęcie takiej koncepcji realizacji prac projektowo-badawczych pozwoliło na wykorzystanie pudła wagonu „150A” o bazie (rozstawie czopów skrzytu) równej 19 m, dostosowanie jej do zabudowy pod wózkiem „11ANc” oraz odpowiednie zabezpieczenie konstrukcji przed drganiami strukturalnymi, przez odpowiednie usztywnienie nadwozia.

### 2. Konstrukcja wózka 11ANc

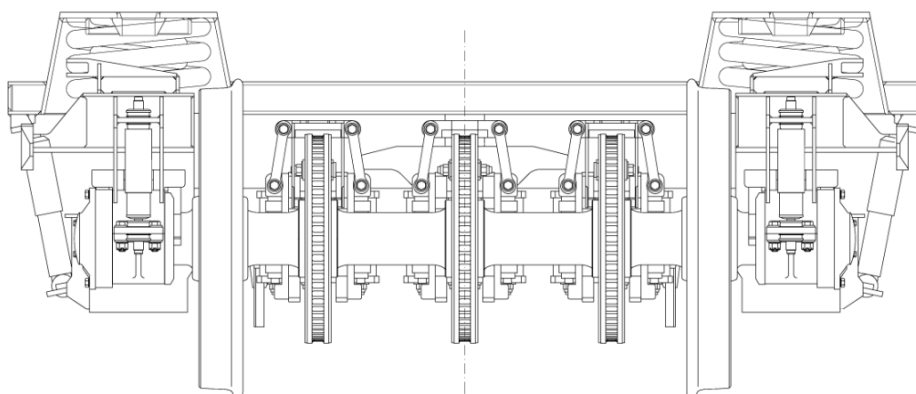
Konstrukcję wózka 11ANc, przeznaczonego do wagonu osobowego, przystosowanego do wysokich prędkości 250 km/h oparto o doświadczenia badawcze zebrane dla wózka 11ANa z uwzględnieniem przepisów międzynarodowych zawartych w kartach UIC, PN-EN oraz przepisach RIC [18]. Przyjęcie takiego założenia pozwoli w przyszłości na dostosowanie takiego wózka do wymagań różnych wagonów osobowych, przeprowadzając nieznaczne modyfikacje konstrukcyjne. Widok wózka 11ANc z bocznej strony oraz z góry z podziałem na grupy konstrukcyjne przedstawiono na rys. 1.



Rys.1. Wózek 11ANc przystosowany do wysokich prędkości (widok z boku i z góry)

Oznaczenia użyte na rys. 1:

- 1- zestaw kołowy z maźnicami i z trzema tarczami hamulcowymi
- 2- maźnice
- 3- układ usprężynowania pierwszego stopnia i prowadzenie maźnicy
- 4- rama wózka
- 5- belka nadwózkowa, usprężynowanie drugiego stopnia, tłumiki wężykowania
- 6- fragment stabilizatora przechylenia
- 7- urządzenie pociągowe
- 8- mechanizm zaciskowy hamulca tarczowego
- 9- elektromagnetyczny hamulec szynowy
- 10- ogranicznik przesuwu i skrętu wózka.



Rys.2. Wózek 11ANc przystosowany do wysokich prędkości (widok od strony czołowej)



- zabudowy pokrywy z nadajnikiem impulsów układu przeciwpoślizgowego typu REXROTH
- zabudowy pokrywy z urządzeniem uziemiającym typu FROST
- zabudowy zwykłej pokrywy zaślepiającej maźnicę.

Kompletny zestaw kołowy stanowi masę nieusprężynowaną wózka 11ANc.

**Układ usprężynowania pierwszego stopnia** składa się z zespołu sprężyn śrubowych w konfiguracji równoległej ( sprężyna zewnętrzna+ sprężyna wewnętrzna) opartych dolną podstawą na maźnicach, natomiast górna podstawa znajduje się w gnieździe ramy wózka; w skład tego podzespołu wchodzi również tłumiki pierwszego stopnia firmy „Sachs” oraz wahacz zawieszenia pierwszego stopnia służący do prowadzenia zestawu kołowego i wyposażony w łącznik gumowo-metalowy (przegub wahacza) o sześciu stopniach swobody i odpowiednio dobranych sztywnościach w kierunku promieniowym oraz poosiowym; usprężynowanie pierwszego stopnia rozgranicza masy usprężynowane wózka od mas nieusprężynowanych;

**Układ usprężynowania drugiego stopnia** składa się z zespołu wielkogabarytowych sprężyn śrubowych (zwanych także sprężynami typu „flexicoil”), które jednocześnie pełnią funkcję usprężynowania pionowego i poziomego oraz układu skrętowego wózka; sprężyny są zbudowane w sposób zorientowany w celu wzajemnego zredukowania sił powodujących odchylenie podstaw; w kierunku poziomo-poprzecznym układ sprężyn współpracuje z odbijakami gumowymi, uzupełniający ewentualny deficyt siły nawrotnej w przypadku wystąpienia dużych przyspieszeń poprzecznych; sprężyny są także wspomagane przez stabilizator przechylenia nadwozia, które wyrównuje deficyt sztywności kątowej układu zawieszenia potrzebnej do utrzymania się w obszarze dopuszczalnego współczynnika pochylania nadwozia; nadwozie opiera się na sprężynach za pomocą belki nadwózkowej; tłumienie drgań w zawieszeniu drugiego stopnia odbywa się za pomocą dwóch amortyzatorów pionowych oraz dwóch amortyzatorów poprzecznych.

**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 wchrowatości własnej wózka a także pudła dla zapewnienia korzystnego rozkładu nacisków przypadających na poszczególne koła.

W zawieszeniu pierwszego stopnia podkładka regulacyjna będzie umieszczana bezpośrednio nad zespołem

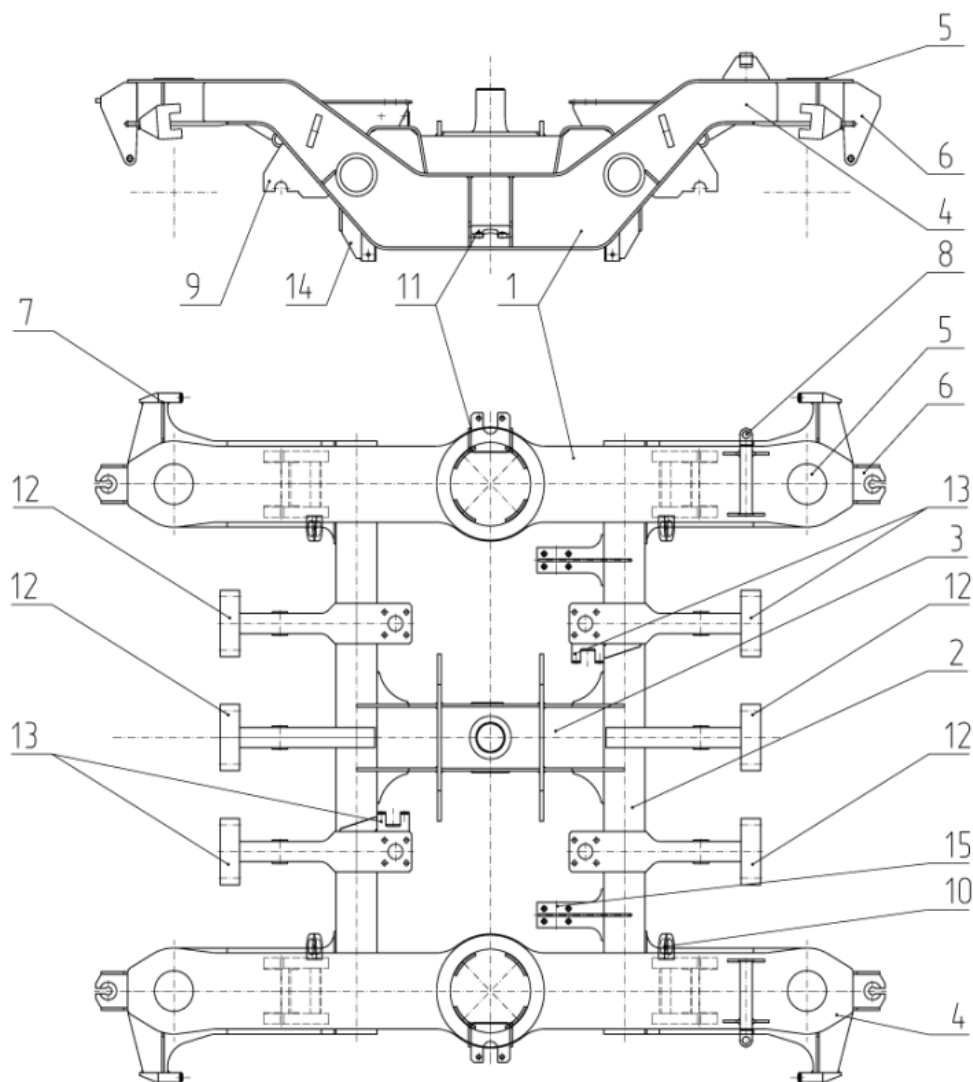
sprężyn, natomiast w zawieszeniu drugiego stopnia podkładka regulacyjna będzie umieszczana w obszarze oparcia pudła na belce nadwózkowej.

**Rama wózka** jest konstrukcją spawaną, składającą się z dwóch ostojnic o zamkniętej konstrukcji skrzynkowej, połączonych dwoma rurami do mocowania mechanizmów zaciskowych hamulca tarczowego. Rury są połączone wzdłużną belką centralną do przeniesienia siły pociągowej wózek-pudło oraz nowego rozwiązania konstrukcyjnego blokady zawieszenia drugiego stopnia. Na ramę wózka użyto półwyrobów ze stali S355 wg PN-EN 100025-2:2007 [10], posiadającej granicę plastyczności  $R_e=355$  MPa oraz doraźną granicę na rozciąganie  $R_m=520$  MPa. Rama wózka jest przestawiona na rys.4.

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 [15], 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.

**Mechanizmy zaciskowe hamulca tarczowego**– po 6 sztuk na wózek, wyposażone są w cylindry z automatycznym nastawiaczem skoku tłoka oraz w okładziny cierne ze spieku ceramicznego; cylindry hamulcowe zasilane będą z dwuobwodowej instalacji rurowej, umożliwiającej dostarczanie powietrza w sposób niezależny dla grup cylindrów przypadających na poszczególne zestawy kołowe; wózek z hamulcem ręcznym 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.

**Układ przenoszenia siły pociągowej**–składa się z dwóch układów, przy czym **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 będzie stanowiło zworę tego wspornika, przechodzącą pod wspomnianą podłużnicą cen-



tralną, stając się przy okazji blokadą wiążącą wózek z pudłem, wykorzystywaną między innymi podczas podnoszenia wagonu; dzięki odpowiednio dobranej sztywności układ drążków będzie przynosił 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, pozwolą 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.

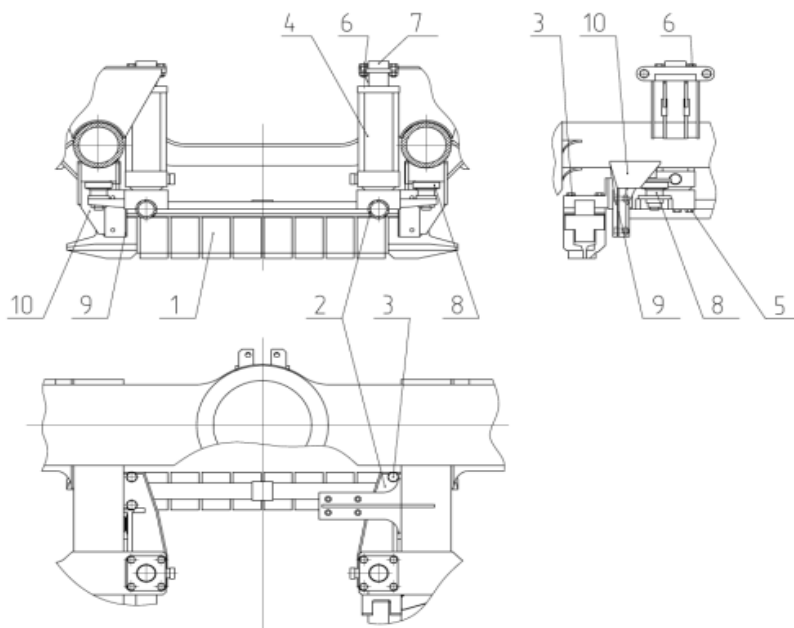
Rys.4. Rama wózka 11ANC

Oznaczenia na rys.4.:

- 1- ostojnica
- 2- poprzecznica
- 3- podłużnica
- 4- gniazda sprężyn
- 5- płyty bazowe służące do podpory ramy podczas obróbki mechanicznej
- 6- wspornik amortyzatora usprężynowania pierwszego stopnia
- 7- wspornik amortyzatora wężykowania
- 8- wspornik ogranicznika przesuwu
- 9- wspornik do mocowania wahaczy maźniczych
- 10- wsporniki transportowe na ściankach bocznych
- 11- wspornik amortyzatora pionowego
- 12- wspornik przeznaczony do zawieszenia hamulca tarczowego i szynowego
- 13- wspornik do zamocowania amortyzatora poziomo-poprzecznego i do zawieszenia hamulca tarczowego i szynowego
- 14- wspornik do zamocowania prowadzenia płóc elektromagnetycznych
- 15- wspornik do zamocowania podpór stabilizatora przechylenia.

**Szynowy hamulec elektromagnetyczny( adoptowany z wózka 11ANa)-** produkcji BSI posiada następującą budowę:

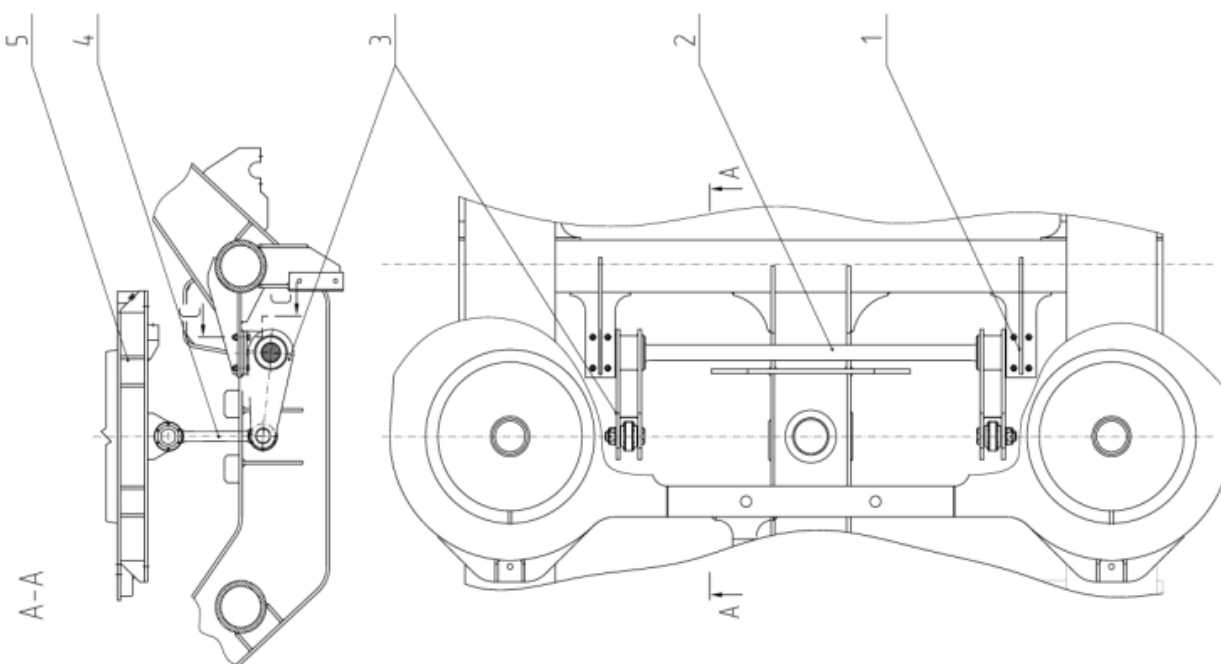
- ⇒ zestaw hamujący stanowią dwie płoży hamulcowe, obie wyposażone w zestaw elektromagnesów o długości 1000 mm, połączone wzajemnie za pomocą dwóch łączników rurowych
- ⇒ zestaw hamujący zawieszony na ramie wózka za pośrednictwem czterech cylindrów pneumatycznych
- ⇒ zestaw hamujący w pozycji zlu-zowanej (cylindry opróżnione) prowadzony jest w ramie wózka za pomocą czterech centrowników stożkowych gumowo-metalowych
- ⇒ zestaw hamujący w pozycji hamowanej ( cylindry napełnione powietrzem) przekazuje siłę hamowania w ramę wózka poprzez cztery prowadnice pionowe. Hamulec szynowy jest przedstawiony na rys.5.



Rys.5. Szynowy hamulec elektromagnetyczny

Oznaczenia użyte na rys. 5:

- 1-wielosegmentowe płoży elektromagnetyczne
- 2-poprzeczne łączniki rurowe, łączące płoży elektromagnetyczne
- 3-ląpy do przykręcenia śrub
- 4-cylindry skokowe
- 5-śruby mocujące cylindry skokowe od dołu
- 6-śruby mocujące cylindry skokowe od góry
- 7-wlot sprężonego powietrza zasilającego cylinder pionowo od góry
- 8-centrowniki stożkowe utwierdzające zestaw płóz w sposób sprężysty i bezluzowy
- 9-zaciski przewodów zasilających
- 10-okładziny ochronne.



Rys.6. Stabilizator przechylenia nadwozia wózka 11ANc

Oznaczenia na rys.6:

- 1-wspornik ramy wózka
- 2-drażek skrętny
- 3-dźwignie
- 4-łącznik
- 5-belka nadwózkowa

**Stabilizator przechylenia poprzecznego nadwozia** – zadaniem stabilizatora przechylenia jest zwiększenie sztywności zawieszenia drugiego stopnia na przechył poprzeczny pudła w takim stopniu, aby współczynnik pochylenia „s” nadwozia przy pełnym obciążeniu nadwozia był mniejszy lub równy 0,4; niedotrzymanie powyższego warunku oznacza konieczność skonstruowania nietypowego pudła, niezgodnego z wymaganiami karty UIC 567-2 [8]; 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 2 m, realizuje współczynnik pochylenia mieszczący się w przedziale 0,5÷0,6; w takim przypadku stosowanie stabilizatora przechylenia jest konieczne.

Stabilizator przechylenia poprzecznego jest zaprojektowany tak, aby uzyskać współczynnik pochylenia 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÷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÷0,38 w zależności od masy wagonu. Stabilizator przechylenia nadwozia jest pokazany na rys.6.

**Amortyzatory hydrauliczne**- w wyniku przeprowadzonych analiz konstrukcyjnych okazało się, że warunki zabudowy amortyzatorów na wózku typu 11ANc wymuszają przyjęcie produktów firmy SACHS, która oferuje wyroby bardziej kompaktowe (średnica, długość minimalna przy takim samym skoku); dotyczy to szczególnie amortyzatorów dla zawieszenia drugiego stopnia, dla zabudowy których jest niezwykle mało wolnej przestrzeni; zestawienie amortyzatorów podano w tabeli 1.

Amortyzatory tłumienia drgań są wyposażone w przeguby gumowe z zawulkanizowanym sworzniem, który przykręca się do wsporników na wózku, co przyczynia się do łatwego montażu. Cechą charakterystyczną amortyzatorów jest kontrola sił generowanych przy wysoko tłumionych prędkościach za pomocą specjalnych zaworów odcinających. Amortyzatory wężykowania wózka odróżniają się od pozostałych amortyzatorów (poza długością i skokiem) znaczną sztywnością promieniową przegubów oraz zdecydowanie większą siłą tłumienia.

**Ograniczniki przesuwu poprzecznego i skrętu** limituje grę poprzeczną nadwozia w następujący sposób:

- podczas jazdy na torze prostym gra poprzeczna jest określona przez poprzeczne odbijaki gumowo-metalowe, zabudowane w liczbie 2 sztuk na każdym wsporniku pociągowym pudła (łącznie 4 sztuki na wagon), które wchodzi do współpracy z płytami oporowymi, znajdującymi się na belce podłużnej ramy wózka
- podczas jazdy w łuku torowym gra poprzeczna jest limitowana w kierunku do środka krzywizny łuku za pomocą czterech zespołów mechanizmu krzywkowego (po 2 sztuki na każdy wózek), natomiast w kierunku na zewnątrz krzywizny łuku toru jest ona limitowana przez wyżej wymienione odbijaki
- każdy z czterech mechanizmów krzywkowych składa się z krzywki wspawanej w ostoję nadwozia oraz rolki łożyskowej we wsporniku ramy wózka
- geometria krzywki jest ustalona w taki sposób, aby luz między powierzchnią roboczą a rolką ograniczał ruch poprzeczny nadwozia tylko w kierunku do środka krzywizny łuku toru, przy czym ograniczenie to jest zmienne w funkcji promienia łuku i spełnia wymagania karty UIC 567-2 [8].

Zestawienie amortyzatorów zastosowanych w wózku 11 ANc

Tabela 1

Typ amortyzatora SACHS	Zastosowanie	Ilość sztuk na wózek	Zakres wartości współczynnika tłumienia	Sztywność przegubu amortyzatora
-	-	-	Ns/m	N/m
T50/20 pionowy wariant A <sup>1)</sup>	Tłumienie drgań zawieszenia pierwszego stopnia	4	0....20 000	4 500 000
T50/20 pionowy wariant D <sup>1)</sup>	Tłumienie drgań zawieszenia drugiego stopnia	2	0....100 000	20 000 000
T50/20 poziomy wariant D <sup>1)</sup>	Tłumienie drgań zawieszenia drugiego stopnia	2	0....100 000	20 000 000
T70/28 poziomy wariant L <sup>1)</sup>	Tłumienie wężykowania	4	0....2 000 000	70 000 000

<sup>1)</sup> wariant dotyczy wykonania mocowania tłumika

### 3. 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 kregów tocznych kół zestawu kołowego-1,5 m
- ++ rozstaw zespołów sprężyn zawieszenia drugiego stopnia-2m
- ++ rozstaw środków skrajnych tarcz hamulcowych na osi -0,900 m
- ++ rozstaw osi amortyzatorów wężykowania wózka-2,682 m
- ++ średnica toczna koła monoblokowego: w stanie nowym-0,920 m  
po ostatniej reprofiliacji-0,870 m  
całkowicie zużytego-0,860 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:
  - ++ nieusprężynowana masa wózka-3410 kg (44% łącznej masy)
  - ++ usprężynowana masa wózka przez zawieszenie pierwszego stopnia- 3353 kg (43,5% łącznej masy wózka)
  - ++ usprężynowana masa wózka przez zawieszenie drugiego stopnia-937 kg (12,1 % łącznej masy wózka)
  - ++ całkowita masa wózka-7700 kg
- ⇒ 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<sup>\*)</sup>

++ obciążenia nadzwyczajne przypadające na wózek-225 kN<sup>\*)</sup>

\*) obciążenie przypadające na obydwie ostojnice wózka i wywierane przez komplet usprężynowania 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)

++ na łuku torowym R=150 m w kierunku dośrodkowym-0,0195 m

# nominalny kąt skrętu wózka względem nadwozia:

++ na łuku torowym R=250 m -2,177? (0,038 rad)

++ na łuku torowym R=150 m -3,628? (0,06333 rad)

++ na łuku torowym R= 80 m (najmniejszy promień łuku fabrycznego) -6,803° (0,11875 rad)

# graniczny kąt skrętu wózka względem nadwozia w położeniu narożnikowym:

++ na łuku torowym R=250 m-3,495? (0,061 rad)

++ na łuku torowym R=150 m-4,950? (0,0864 rad)

++ na łuku torowym R=80 m-7,46? (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-4 500 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 tłoaka 0,1 m/s-2500 kN  
 ++ siła tłumienia przy prędkości ruchu tłoaka 0,3 m/s-3960 kN  
 ++ sztywność jednego przegubu-20 000 kN/m  
 amortyzator wężykowania wózka:  
 ++ siła tłumienia przy prędkości ruchu tłoaka 0,1 m/s-3900 kN  
 ++ siła tłumienia przy prędkości ruchu tłoaka 0,3 m/s-6000 kN  
 ++ sztywność jednego przegubu-70000 kN/m

#### 4. Perspektywy rozwojowe wózka 11ANc

Podwyższenie dopuszczalnej prędkości jest związane z podjęciem następujących środków konstrukcyjnych:

- zwiększeniem sztywności prowadzenia maźnicy w kierunku wzdłużnym  $c_x$  oraz poprzecznym  $c_y$
- zwiększeniem efektywności tłumienia wężykowania.

Zwiększenie sztywności  $c_x$  i  $c_y$  jest równoznaczne ze zmianami w przegubie gumowo-metalowym wahacza, co może prowadzić do wzrostu maksymalnej siły dynamicznej oddziaływania zestawu kołowego na tor kierunku poprzecznym. Kryterium to jest przedstawione w PN-EN 14363 [16]:

$$\max \sum Y = \sum \bar{Y}_{99,85\%} + 3S_{\sum 99,85\%} < \sum Y_{\max, \lim} = 10 + \frac{2}{3} Q_0 \quad (1)$$

gdzie:

$\sum Y_{99,85\%}$  -wartość średnia kwantylu rzędu 99,85% sumy sił poprzecznych Y działających na zestaw kołowy

$S_{\sum 99,85\%}$  -odchylenie standardowe kwantylu rzędu 99,85% sumy sił poprzecznych Y działających na zestaw kołowy ( wartość w kN otrzymana z pomiaru)  
 $2Q_0$  - nacisk pionowy zestawu kołowego na tor ( wartość w kN otrzymana z pomiaru).

Zmniejszenie masy nieusprężynowanej jest możliwe poprzez zastosowanie:

- kół monoblokowych o mniejszych średnicach, co jest ograniczone wymogiem zachowania dolnego zarysu skrajni kinematycznej wg karty UIC 505-1 [5]
- zastosowanie korpusów maźnic i wahacza ze stopów lekkich
- zastosowanie osi drażonych, przy zagwarantowaniu własności wytrzymałościowych

- zgodnie z normą PN-EN 13103:2003 [11].

Tak więc sztywności poprzeczne  $c_x$  i  $c_y$  powinny być tak dobrane tak, aby dolne granice stateczności jazdy i maksymalnej siły poprzecznej oddziaływania na tor były osiągnięte przy tej samej prędkości.

Zwiększenie sztywności tłumienia wężykowania wymaga jednoczesnego podjęcia następujących zabiegów konstrukcyjnych, prowadzących do:

- zwiększenia siły tłumienia amortyzatorów hydraulicznych, przy czym parametrem ograniczającym jest ściśliwość oleju; w związku z tym konieczne będzie zastosowanie amortyzatorów o większej średnicy tłoaka albo zwiększenie ilości amortyzatorów w układzie „wózek-pudło”
- zwiększenia sztywności promieniowej przegubów amortyzatora, zwłaszcza gdy liczba amortyzatorów pozostanie niezmienną
- dodatkowego usztywnienia struktury nośnej zwłaszcza pudła, w taki sposób aby zminimalizować ugięcia struktury w punktach mocowania amortyzatorów oraz uniknąć sprzężenia rezonansowego drgań strukturalnych pudła z wymuszeniami pochodzącymi od wężykowania nadwozia.

Zwiększenie tłumienia wężykowania jest ograniczone warunkiem związanym z momentem oporowym  $M_{RZ}$ , występującym pomiędzy wózkiem a nadwoziem, przy czym moment ten powinien spełniać warunek wg PN-EN 14363:2005 [16]:

$$\frac{M_{ZR}}{2Q_0 \cdot 2a^+} \leq 0,1 \quad (2)$$

gdzie:

$2a^+$  -baza wózka.

Ze warunku, przedstawionego we wzorze (2) wynika, że tłumienie wężykowania łącznie z reakcją sprężyn wyczerpuje ten warunek. W związku z tym zwiększając tłumienie wężykowania, należy jednocześnie zmniejszyć moment oporowy, pochodzący od sprężyn zawieszenia drugiego stopnia.

Największym problemem towarzyszącym rozwijaniu wysokich prędkości mogą okazać się drgania strukturalne pudła stalowego, które zostały szczegółowo omówione w opracowaniu [4]. Mimo że problematyka dotyczyła tylko pudła wagonu 150C, to należy wyjść z założenia że dotyczy ona również pudeł innych typów wagonów osobowych klasy UIC-Z produkowanych wcześniej w kraju. Należy spodziewać się, że wężykowanie wózka występujące przy wysokich prędkościach jazdy może osiągnąć częstotliwości rzędu 8Hz, które pokrywają się z częstotliwościami własnymi drgań strukturalnych pudła, co może prowadzić do zjawiska rezonansu.

W przypadku wystąpienia rezonansu możliwe jest wystąpienie następujących zagrożeń:

- wytrzymałość zmęczeniowa pudła może okazać się niewystarczająca,
- może pojawić się dyskomfort odczuwany przez pasażerów, spowodowany nadmierną emisją hałasu, który jest emitowany przez drgające elementy stalowe pudła
- amortyzatory wężykowania wskutek wzmoczonych amplitud drgań nośników związanych z pudłem mogą utracić swoją skuteczność i funkcję.

Kolejnym warunkiem ograniczającym rozwój konstrukcji jest nośność wózka oraz miękkość usprężynowania, której maksymalna wartość związana jest z warunkiem sprzęgania wagonów, zawartym w przepisach RIC [18], który wyraża się następująco:

$$\Delta f_I + \Delta f_{II} + \Delta z \leq \Delta H \quad (3)$$

gdzie:

$\Delta f_I$ - przyrost ugięcia usprężynowania „ stan próżny- stan ładowny” wagonu

$\Delta f_{II}$ - przyrost ugięcia usprężynowania „ stan próżny- stan ładowny” wagonu

$\Delta z$ - zakres zużycia koła, nie podlegający regulacji i osiadanie relaksacyjne usprężynowania

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

W przypadku gdy wózek jest wyposażony w sprężyny konwencjonalne warunek ten może ograniczać ładowność pojazdu i miękkość usprężynowania. Jeśli stosuje się kompensację zużycia, to wówczas zmniejsza się wpływ czynnika  $\Delta z$  i ograniczenia te można złągodzić.

## 5. Wnioski

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 zaprojektowanego dla wagonu osobowego 150A, przystosowanego do prędkości 200 km/h. Wzajemne powiązanie konstrukcyjne obydwu konstrukcji wózków pozwoliło na wykorzystanie niektórych elementów jakimi są np. sprężyny zawieszenia drugiego stopnia, belka nadwózkowa ( po drobnych przeróbkach), hamulce szynowe, elementy stabilizatora pochylenia, urządzenie uziemiające firmy FROST oraz elementy urządzenia przeciwpoślizgowego, które mogą być adoptowane i użyte do budowy konstrukcji prototypowych nowych wózków.

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. Dużo elementów jak rama wózka, korpus maźnicy i wahacza, stabilizator przechylenia nadwozia, sprężyny zawieszenia pierwszego i drugiego stopnia mogą być wykonane przez przemysł krajowy. Dotyczy to również montażu samego wózka, który może być przeprowadzony przez obecne wytwórnie wózków i układów biegowych. 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 [9].

## Literatura

- [1] Sobaś M.: *Ekwiwalentna stożkowatość styku koło-szyna i jej znaczenie we współczesnej analizie własności dynamicznych pojazdów szynowych. Pojazdy Szynowe Nr 1/2005.*
- [2] Sobaś M.: *Rozwiązania konstrukcyjne układów biegowych wagonów osobowych przystosowanych do wysokich prędkości. Pojazdy Szynowe Nr 4/2008.*
- [3] Sobaś M.: *Tendencje rozwojowe, wytyczne dla projektowania i kryteria oceny układów biegowych wagonów osobowych przeznaczonych do wysokich prędkości. Pojazdy Szynowe Nr 1/2009.*
- [4] Wittenbeck L., Sobaś M.: *Analiza modalna bezprzedziałowego wagonu osobowego. XVIII Konferencja Pojazdów Szynowych. Materiały konferencyjne Politechniki Śląskiej. Katowice-Ustroń 17-19.09.2008*
- [5] Karta UIC 505-1: *Pojazdy kolejowe. Skrajnia pojazdów. 10-te wydanie z maja 2006*
- [6] Karta UIC 510-2: *Pojazdy doczepne. Warunki dla stosowania kół o różnych średnicach w układach biegowych różnego typu. 4-te wydanie, kwiecień 2002.*
- [7] Karta UIC 518: *Badania i homologacja pojazdów szynowych z punktu widzenia właściwości dynamicznych, bezpieczeństwa jazdy, obciążenia toru i parametrów biegowych. 3-cie wydanie, październik 2005.*
- [8] Karta UIC 567-2: *Zunifikowane wagony pasażerskie typu Z dopuszczone do ruchu międzynarodowego. Charakterystyki. 4-te wydanie z 1.07.1991 ze zmianą 1.07.1995*
- [9] Karta UIC 660: *Przepisy dotyczące zapewnienia technicznej kompatybilności dla pociągów dostosowanych do wysokich prędkości. Wydanie 2, sierpień 2002.*
- [10] PN-EN 10025-2:2007: *Wyroby walcowane na gorąco ze stali konstrukcyjnych-Część 2: Warunki techniczne dostawy stali konstrukcyjnych niestopowych.*
- [11] PN-EN 13103: 2003: *Zestawy kołowe i wózki. Osie zestawów kołowych tocznych. Zasady konstrukcji.*
- [12] PN-EN 13261:2004: *Kolejnictwo-Zestawy kołowe i wózki-Osie- Wymagania dotyczące wyrobu.*
- [13] PN-EN 13262:2007: *Kolejnictwo-Zestawy kołowe i wózki-Koła-Wymagania dotyczące wyrobu.*
- [14] PN-EN 13715: 2006: *Kolejnictwo-Zestawy kołowe i wózki-Koła-Zarys zewnętrzny koła*
- [15] PN-EN 13749:2005: *Kolejnictwo-Zestawy kołowe i wózki-Metody określania wymagań konstrukcyjnych dla ram wózków.*
- [16] PN-EN 14363:2005: *Kolejnictwo- Badania własności dynamicznych przed dopuszczeniem pojazdów szynowych. Badania własności biegowych i próby stacjonarne.*
- [17] PN-ISO 3755:1994: *Staliwo konstrukcyjne ogólnego przeznaczenia.*
- [18] Przepisy RIC: *Umowa o wymianie i użytkowaniu wagonów pasażerskich w komunikacji międzynarodowej. Ważna od 1 stycznia 2001.*