

Rail Vehicles/Pojazdy Szynowe

www.railvehicles.eu



Analiza wytrzymałościowa wózka kolei podwieszanej

Mateusz Kuczyk^{a,*}, Piotr Jędrzejewski^a, Paweł Załuski^a

^a Wydział Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa, Politechnika Gdańska, Polska

SŁOWA KLUCZOWE

rama wózka
 zestaw kołowy
 analiza wytrzymałościowa
 kolej podwieszana
 metoda elementów skończonych (MES)

Niniejsza publikacja została poświęcona analizie wytrzymałościowej wybranych elementów wózka – osi zestawu kołowego i ramy. Obliczenia osi wykonano w oparciu o metodę analityczną przy rozpatrzeniu różnych materiałów jej wykonania. Do sprawdzenia wytrzymałości ramy wykorzystano metodę elementów skończonych, a obciążenie wyznaczono zgodnie z wytycznymi normy PN-EN 13749. Sam wózek jest częścią podwieszanego elektrycznego zespołu trakcyjnego zaprojektowanego w ramach pracy dyplomowej pt. „Koncepcja wagonu silnikowego kolei podwieszanej”, na wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.

1. Opis pojazdu

Kolej podwieszana stanowi niekonwencjonalny środek transportu wykorzystywany w aglomeracjach miejskich, w którym pudło wagonu podwieszone jest pod torem jezdny i znajduje się kilka do kilkunastu metrów nad poziomem gruntu, a więc pojazd tego typu jest całkowicie niezależny od ruchu ulicznego. Aktualnie na świecie można wyróżnić dwa odrębne systemy kolei podwieszanej pełniące funkcję miejskiego środka transportu: wywodzący się z Francji, a wykorzystywany w Japonii system SAFEGE (w pojeździe wykorzystano wózki z ogumionymi kołami, poruszające się w zamkniętej belce); oraz system konstrukcji Eugena Langena z Niemieckiego miasta Wuppertal (pojazd zawieszony jest asymetrycznie pod wózkami wyposażonymi w parę kół o podwójnym obrzeżu współpracującymi z pojedynczą szyną) [12, 14]. Generalnie rozwiązania kolei podwieszanej można traktować, jako tańszą alternatywę dla pojazdów metra, o nieco mniejszej pojemności. Biorąc pod uwagę powyższe, wydaje się, że pojazdy tego typu mają większy potencjał niż wynika to z ich marginalnego zastosowania w komunikacji miejskiej, z tego względu autorzy zdecydowali się na zaprezentowanie własnego rozwiązania (rys. 1) w postaci trójczłonowego, dwukierunkowego elektrycznego zespołu trakcyjnego.

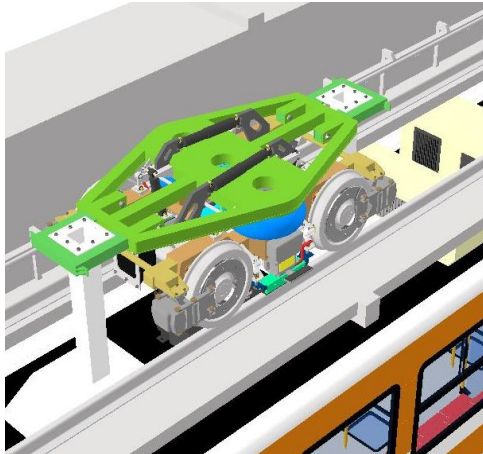
W proponowanym przez autorów rozwiązaniu (rys. 2) pojazd podwieszony jest symetrycznie pod torem, który stanowi zamknięta belka jezdna. W belce tej została umieszczona para szyn, po których poruszają się wózki konstrukcyjnie zbliżone do tych znanych z konwencjonalnej kolei.



Rys. 1. Widok ogólny pojazdu kolei podwieszanej [6]

Korzyścią płynącą z takiej konstrukcji jest ochrona szyn przed warunkami atmosferycznymi, co skutkuje zachowaniem wysokiego współczynnika przyczepności. Zasilanie pojazdu jest pobierane z szyny prądowej zabudowanej wewnątrz belki jezdnej, a sieć powrotna

realizowana jest poprzez zestawy kołowe i szyny (szczegółowy opis proponowanego rozwiązania można znaleźć w innych publikacjach autorów [7–9]). Zaproponowany pojazd, w porównaniu z istniejącymi rozwiązaniami, charakteryzuje się: wysoką pojemnością, prędkością maksymalną i dobrymi właściwościami dynamicznymi. W tabeli 1 [6] wymieniono wybrane parametry składu.



Rys. 2. Wózek umiejscowiony wewnątrz belki jezdnej [6]

Tabela 1. Wybrane dane techniczne podwieszanego EZT

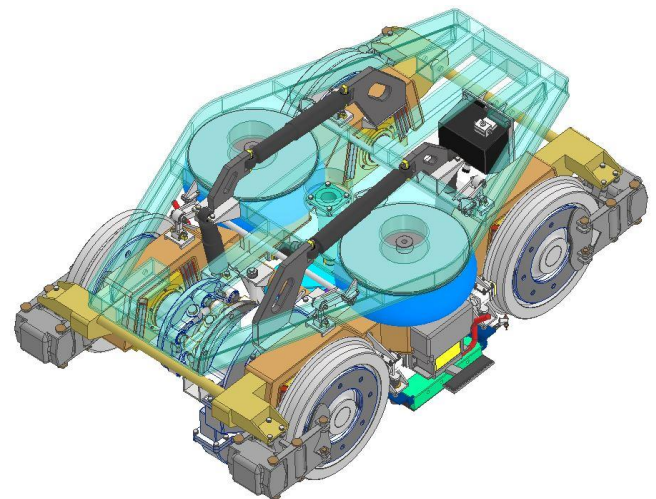
Cecha	Jedn.	Wartość	Cecha	Jedn.	Wartość
Długość całkowita	mm	32 580	Przyspieszenie maksymalne	m/s ²	1,30
Szerokość pudła wagonu	mm	2 500	Opóźnienie hamowania maks.	m/s ²	3,60
Wysokość pudła wagonu	mm	3 025	Układ osi	–	1A'+1A'+1A'
Masa własna pojazdu	kg	43 611	Średnica kół	mm	700/750
Dopuszczalna masa całkowita	kg	71 811	Rozstaw czołów skrętu	mm	10 680
Całkowita liczba miejsc	–	376	Baza wózka	mm	1 600
Liczba miejsc siedzących	–	80	Rozstaw szyn	mm	1 435
Moc całkowita	kW	840	Całkowita masa wózka	kg	5 475
Prędkość maksymalna	km/h	70	Nacisk osi na tor	t	11,97

Kluczowym podzespołem pojazdu jest wózek (rys. 3) będący głównym przedmiotem zainteresowania autorów, a charakteryzujący się:

- niską masą wynikającą z zastosowania ramy wewnętrznej i krótkiej bazy;
- dobrymi właściwościami jezdnyymi w łukach torowych, co zapewnia krótka baza wózka, podatne prowadzenie zestawów kołowych (umożliwiające quasi-radialne ustawienie w łuku torowym) i smarowanie obrzeży kół;

- niską masą nieusprężynowaną osiągniętą dzięki zawieszeniu elementów układu napędowego w ramie wózka oraz zmniejszeniu długości osi (rama wewnętrzna);
- zapewnieniem wysokiego komfortu jazdy pasażerom poprzez dwustopniowe usprężynowanie (zwłaszcza zastosowanie w drugim stopniu sprężyn pneumatycznych);
- dobrymi właściwościami dynamicznymi uzyskanymi dzięki zastosowaniu silnika o dużej mocy jednocześnie pozwalającym na pokonywanie toru o znacznym kącie nachylenia.

W pojeździe zastosowano nietypowy układ osi i tak w każdym wózku znajduje się po jednej osi napędowej i tocznej. Podyktowane to jest potrzebą zmieszczenia w wózku o krótkiej bazie i wewnętrznej ramie dwustopniowej przekładni oraz silnika dużej mocy, co jest przyczyną jego wzdluznego ustawienia wraz z obniżeniem jego pozycji względem ostożnic ramy. Do analizy wytrzymałościowej, jako komponenty kluczowe ze względów bezpieczeństwa, wybrano oś zestawu kołowego oraz ramę. W następnych rozdziałach zostanie przedstawiona metodyka wyznaczenia obciążeń i naprężeń w badanych elementach, a następnie zostaną pokrótce omówione uzyskane wyniki. Już w tym miejscu należy zaznaczyć, że literatura dotycząca pojazdów kolei podwieszanej jest skąpa i w dużej mierze skupia się na zagadnieniach związanych z dynamiką pojazdu (np. [3] czy [5]) i bezpieczeństwem (np. [1]).



Rys. 3. Budowa wózka [6]

2. Analiza wytrzymałościowa osi

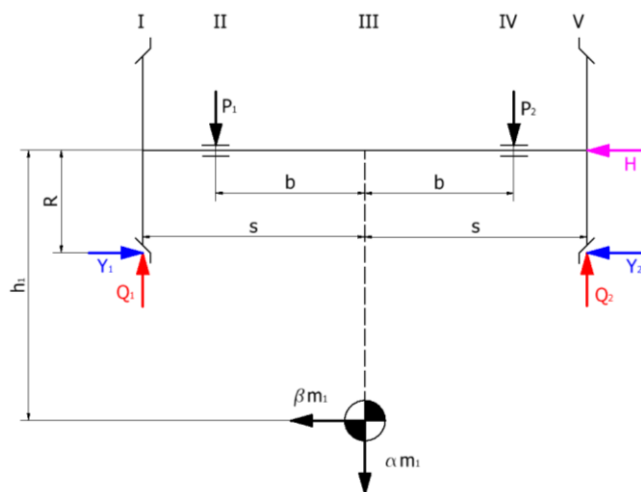
Zastosowanie wewnętrznej ramy wózka, oprócz wymienionych już zalet, pozwala na zredukowanie wartości momentów gnących obciążających oś, a więc również zmniejszenie jej średnicy. Jednocześnie w takim rozwiązaniu niezbędne jest osadzenie łożysk

i korpusów maźnic na osi, jeszcze przed wtłoczeniem na nią kół, co utrudnia dostęp do węzłów łożyskowych. W celu minimalizacji czynności związanych z utrzymaniem maźnic, wykorzystano w nich zespoły stożkowych łożysk tocznych z fabrycznie zabudowanymi uszczelnieniami i czujnikami umożliwiającymi ich diagnostykę. Jedynie oś zestawu kołowego poddano analizie wytrzymałościowej, którą przeprowadzono w oparciu o metodę analityczną, a użyte do zdefiniowania obciążenia zestawu kołowego wzory zostały wyznaczone na podstawie metodyki obliczeniowej zawartej w [11] i [15]. Specyficzna konstrukcja prezentowanego pojazdu (środek ciężkości znajdujący się znacznie poniżej górnej powierzchni główki szyny oraz umiejscowienie łożysk – punktów podparcia, pomiędzy kołami), wymusiła na autorach dostosowanie wzorów do wyprowadzonego modelu obliczeniowego rys. 4 – poprzez przekształcenie równania momentów z uwzględnieniem przeciwnych zwrotów momentów generowanych przez poszczególne siły.

2.1. Wyznaczenie obciążenia zestawu kołowego

W obliczeniach rozpatrzono naprężenia występujące w przekrojach odpowiadających (rys. 4):

- I i V – miejscu osadzenia kół, średnica 0,12 m;
- II i IV – miejscu osadzenia maźnic, średnica 0,13 m;
- III – części środkowej osi, średnica 0,15 m.



Rys. 4. Model obliczeniowy zestawu kołowego [6]

Ponadto rozważono najgorszy możliwy przypadek, czyli pojazd o maksymalnej masie eksploatacyjnej.

Do wyznaczenia obciążenia zestawu kołowego niezbędne były następujące wielkości (wyznaczone w oparciu o przygotowany przez autorów model 3D CAD pojazdu, zaprezentowany w [6–9]):

- masa przypadająca na oś zestawu kołowego – $m_1 = 11969$ kg (w przypadku statycznym i przy założe-

niu równomiernego rozkładu obciążenia pomiędzy osie pojazdu);

- odległość pomiędzy płaszczyzną środkową maźnicy i środkiem ciężkości – $b = 0,497$ m;
- odległość pomiędzy osią zestawu kołowego, a środkiem ciężkości – $h_1 = 2,750$ m;
- promień toczny koła – $R = 0,375$ m;
- odległość pomiędzy płaszczyzną środkową koła i środkiem ciężkości – $s = 0,748$ m;
- przyspieszenie pionowe – $\alpha = 2,423$ m/s²;
- przyspieszenie poprzeczne – $\beta = 1,472$ m/s².

Widoczne na rys. 5 siły można zdefiniować i wyliczyć w następujący sposób:

- P_1 – obciążenie pionowe oddziałujące na maźnicę symulujące najmniejsze obciążenie pojazdu:

$$P_1 = \frac{\beta \cdot m_1 \cdot h_1 - m_1 \cdot b \cdot (g + \alpha)}{2 \cdot b} = 24\,608 \text{ N} \quad (1)$$

- P_2 – obciążenie pionowe oddziałujące na maźnicę, symulujące największe obciążenie pojazdu:

$$P_2 = \frac{\beta \cdot m_1 \cdot h_1 + m_1 \cdot b \cdot (g + \alpha)}{2 \cdot b} = 122\,155 \text{ N} \quad (2)$$

- Y_1 – siła pozioma prowadząca pojazd w łuku torowym, działająca na obrzeże koła po stronie maźnicy o mniejszym obciążeniu:

$$Y_1 = 0,15 \cdot m_1 \cdot g = 17\,612 \text{ N} \quad (3)$$

- Y_2 – siła pozioma prowadząca pojazd w łuku torowym, działająca na obrzeże koła po stronie maźnicy o większym obciążeniu:

$$Y_2 = 0,30 \cdot m_1 \cdot g = 35\,223 \text{ N} \quad (4)$$

- H – siła pozioma, równoważąca działanie sił prowadzących zestaw kołowy w ruchu torowym:

$$H = Y_2 - Y_1 = 17\,612 \text{ N} \quad (5)$$

- Q_1 – siła reakcyjna, działająca po stronie maźnicy o mniejszym obciążeniu:

$$Q_1 = \frac{P_1 \cdot (s + b) + P_2 \cdot (s - b) + R \cdot (Y_1 - Y_2)}{2 \cdot s} = 45\,403 \text{ N} \quad (6)$$

- Q_2 – siła reakcyjna, działająca po stronie maźnicy o większym obciążeniu:

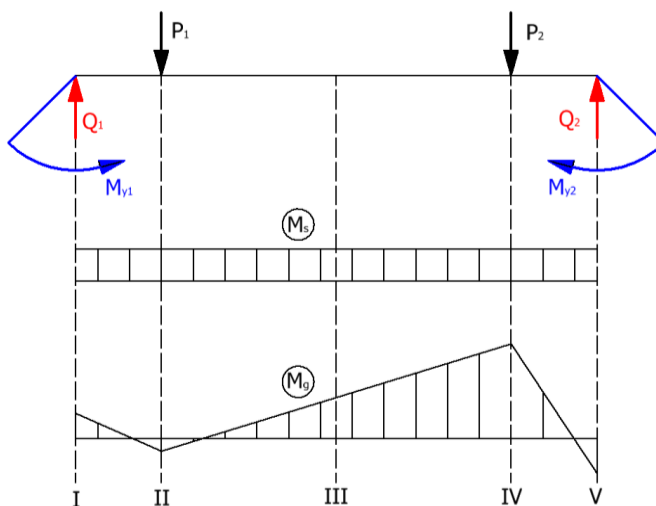
$$Q_2 = \frac{P_2 \cdot (s + b) + P_1 \cdot (s - b) + R \cdot (Y_2 - Y_1)}{2 \cdot s} = 101\,360 \text{ N} \quad (7)$$

Poprawność otrzymanych powyżej wartości liczbowych potwierdza równość sum pionowego obciążenia maźnic oraz sił reakcyjnych.

2.2. Wyznaczenie obciążenia osi

Przyjęty model obliczeniowy (rys. 5) zakłada obciążenie osi wcześniej wyliczonymi siłami, przy czym obie poziome siły prowadzące zostały uwzględnione w postaci momentów gnących. Ponadto przyjęto, że oś obciążona jest momentem skręcającym na całej swojej długości. Moment ten jest równy co do warto-

ści momentowi napędowemu, jako większemu od momentu powstałego na skutek hamowania (biorąc pod uwagę największy możliwy współczynnik przyczepności). W przeprowadzonych obliczeniach zostały rozpatrzone trzy różne materiały wykonania osi: EA1N, EA4T oraz 30NiCrMoV12. Najczęściej wykorzystywanym materiałem jest pierwszy z wymienionych czyli znormalizowana stal węglowa. Z kolei bardziej obciążone osi wykonuje się z hartowanej i odpuszczonej stali niskostopowej – EA4T. Ostatni z przytoczonych materiałów stosowany jest w drążonych osiach zestawów kołowych pojazdów kolei dużych prędkości. Wysokie parametry wytrzymałościowe tego materiału pozwalają na redukcję średnic poszczególnych czopów, a więc zmniejszenie masy nieusprężynowanej. Najważniejsze własności, biorąc pod uwagę analizę wytrzymałościową, wymienionych materiałów zostały zestawione w tabeli 2 (ta i pozostałe tabele znajdują się na końcu artykułu), wykonanej na podstawie [11].



Rys. 5. Model obliczeniowy osi zestawu kołowego [6]

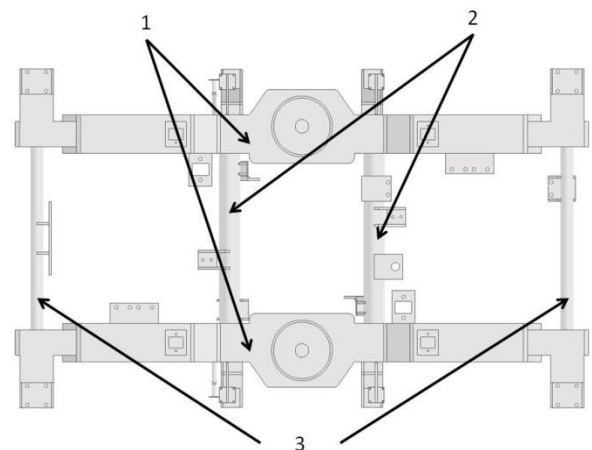
Poszczególne wartości dopuszczalnych naprężeń oraz współczynników bezpieczeństwa zostały ustalone na podstawie licznych badań zmęzeniowych. Dodatkowo w obliczeniach rozważono możliwość wykonania drążenia osi, o średnicy 60 mm, pozwalającego na zmniejszenie jej masy, a więc jednocześnie całkowitej masy nieusprężynowanej wózka. Uzyskane wyniki zostały zestawione w tabeli 3 [6]. Na ich podstawie można stwierdzić, że oś o danych parametrach (średnica i długość czopów) może zostać wykonana ze stali EA4T bez drążenia lub ze 30NiCrMoV12 przy drążeniu o średnicy 60 mm. Zważywszy na wysoką cenę drugiego z wymienionych materiałów oraz stosunkowo nieznaczną redukcję masy wynikającą z jego zastosowania, ostatecznie zdecydowano, że bardziej racjonalne jest zastosowanie osi niedrażonej wykona-

nej ze stali EA4T. Dodatkowo w kontekście prezentowanych wyników należy zwrócić uwagę, że umieszczenie węzłów łożyskowych po wewnętrznej stronie kół (kłopotliwe w kontekście eksploatacji i utrzymania pojazdu), powoduje zredukowanie wartości maksymalnej momentu oddziaływującego na oś, a więc również zmniejszenie występujących w niej naprężeń.

3. Analiza wytrzymałościowa ramy

W wózku zastosowano wewnętrzną, trójobwodową, zamkniętą ramę przestrzenną o konstrukcji spawanej (rys. 6), składającej się z:

- pary ostojnic, o skrzynkowej konstrukcji zamkniętej (rys. 6 nr 1), wykonanej z arkuszy blachy S355 o grubości 10 mm (granica plastyczności – 355 MPa, wytrzymałość na rozciąganie – 520 MPa);
- dwóch rurowych poprzeczników środkowych (rys. 6 nr 2), o średnicy zewnętrznej – 100 mm i wewnętrznej – 70 mm;
- dwóch rurowych poprzeczników czołowych (rys. 6 nr 3), o średnicy zewnętrznej – 60 mm i wewnętrznej – 30 mm.



Rys. 6. Rama wózka [6]

Masa ramy wynosi jedynie 604 kg, a kształt jej ostojnic pozwala na realizację prowadzenia zestawów kołowych poprzez sprężyny metalowo gumowe typu klinowego. Obliczenia wytrzymałościowe ramy wózka oparto na wytycznych zawartych w normie PN-EN 13749 [10] i tak przeprowadzono analizę statyczną z obciążeniem nadzwyczajnym i eksploatacyjnym oraz rozważono dodatkowe przypadki związane z obciążeniem mocowań poszczególnych podzespołów wózka.

3.1. Analiza statyczna

W celu wyznaczenie obciążenia ramy niezbędne były następujące wartości: (wyznaczone w oparciu

o przygotowany przez autorów model 3D CAD pojazdu, zaprezentowany w [6–9]):

- całkowita masa próżnego pojazdu – $M_v = 43\,611$ kg;
- masa maksymalnego obciążenia – $m_p = 28\,200$ kg;
- masa realnego obciążenia eksploatacyjnego – $m_{pe} = 21\,075$ kg;
- masa pojedynczego wózka – $m^+ = 4\,800$ kg;
- liczba osi w wózku – $n_a = 2$;
- liczba wózków – $n_b = 3$;
- współczynnik wynikający z kołysania wagonu – $\alpha = 0,1$;
- współczynnik wynikający z podskakiwania wagonu – $\beta = 0,2$.

W przeprowadzonej analizie ramę poddano działaniu:

- obciążenia pionowego pochodzącego od przyspieszeń masy usprężynowanej:
 - nadzwyczajnego:

$$F_{z1max} = \frac{1,4 \cdot g \cdot (M_v + m_p - n_b \cdot m^+)}{n_a \cdot n_b} \quad (8)$$

- eksploatacyjnego:

$$F_{z1} = \frac{g \cdot (M_v + 1,2 \cdot m_{pe} - n_b \cdot m^+)}{n_a \cdot n_b} \quad (9)$$

- obciążenia poprzecznego:
 - nadzwyczajnego:

$$F_{ymax} = 2 \cdot \left(10^4 + \frac{(M_v + m_p) \cdot g}{3 \cdot n_a \cdot n_b} \right) \quad (10)$$

- eksploatacyjnego:

$$F_y = 2 \cdot \left(\frac{(M_v + 1,2 \cdot m_{pe}) \cdot g}{3 \cdot n_a \cdot n_b} \right) \quad (11)$$

- obciążenia wzdłużnego:
 - nadzwyczajnego:

$$F_{xmax} = 0,1 \cdot (2 \cdot F_{z1max} + m^+ \cdot g) \quad (12)$$

- eksploatacyjnego:

$$F_x = 0,05 \cdot (2 \cdot F_{z1} + n_b \cdot m^+ \cdot g) \quad (13)$$

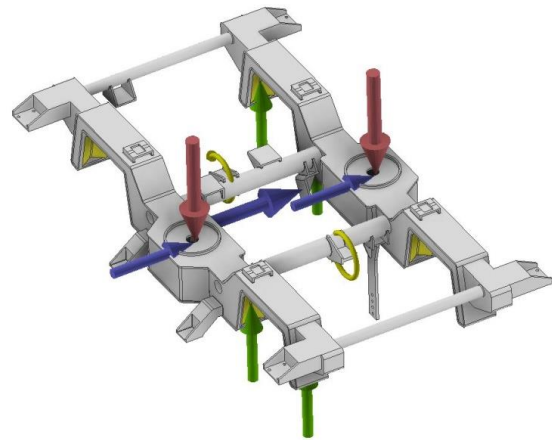
- obciążenia wywołanego wchrowatością toru.

Powyższe wzory zostały wyznaczone w oparciu o [2] i [16]. Zważywszy, że powyższe obliczenia odnoszą się do przypadku statycznego obciążenia ramy, umiejscowienie środka ciężkości pojazdu poniżej główki szyny (przy wykorzystaniu specjalnego podwieszenia pudła wagonu – siły wynikające z masy pojazdu przyłożone są do górnych powierzchni ostojnic), nie wpływa na metodykę obliczeniową, co pozwala wprost na adaptację wzorów z przytoczonych źródeł. Wartości liczbowe obciążenia dla wszystkich rozpatrzonych przypadków zestawiono w tabeli 4 [6], przy czym różne wielkości obciążenia pionowego

w przypadkach eksploatacyjnych wynikają z uwzględnienia współczynników α i β , a więc wartość:

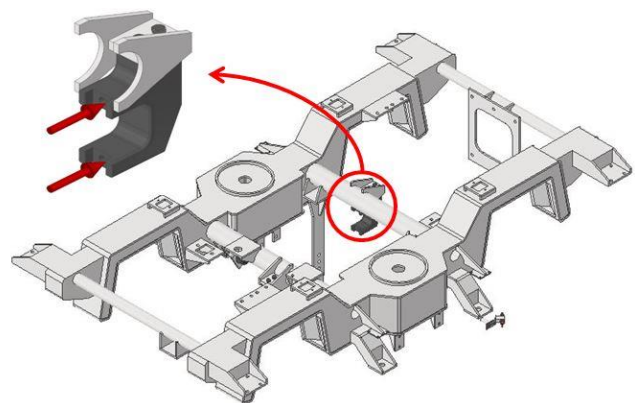
- 62 376 N odpowiada: $F_{z1/2} \cdot (1 - \alpha - \beta)$;
- 80 198 N odpowiada: $F_{z1/2} \cdot (1 + \alpha - \beta)$;
- 98 020 N odpowiada: $F_{z1/2} \cdot (1 - \alpha + \beta)$;
- 115 842 N odpowiada: $F_{z1/2} \cdot (1 + \alpha + \beta)$.

W modelu obliczeniowym ramy (rys. 7) na powierzchni oparte na usprężynowaniu I stopnia nałożono wiązania nieruchome. W przypadkach uwzględniających obciążenie związane z wchrowatością toru, połowę wspomnianych powierzchni pozostawiono swobodną oraz obciążono je siłami reakcyjnymi szyn. Gniazda usprężynowania II stopnia zostały obciążone siłami pionowymi oraz poprzecznymi.



Rys. 7. Obciążenie ramy dla warunków nadzwyczajnych i eksploatacyjnych [6]

Pozostała część obciążenia poprzecznego została nałożona na ogranicznik przesuwu nadwozia. Z kolei obciążenie wzdłużne zostało przyłożone do miejsc mocowań ciągów trakcyjnych (rys. 8).



Rys. 8. Sposób mocowania ciągu trakcyjnego w ramie [6]

Mocowanie to stanowi dodatkowy dokręcany element, a więc w analizie wytrzymałościowej ramy siłę wzdłużną zastąpiono momentem gnącym o odpowiedniej wartości. Na model obliczeniowy nałożono

siatkę, złożoną z elementów czworościennych (tetrahedral) o rozkładzie parabolicznym, charakteryzującą się liczbą elementów wynoszącą 452077, a węzłów – 872906. Siatka ta pozostawała niezmienna dla wszystkich rozpatrywanych przypadków, również tych uwzględniających obciążenie mocowań. Dodatkowo w obliczeniach nie brano pod uwagę wytrzymałości spoin w połączeniach spawanych ramy zakładając tym samym, że przy poprawnym wykonaniu obszary te nie będą charakteryzować się gorszymi parametrami wytrzymałościowymi niż materiał rodzimy. Wybrane wyniki analizy statycznej ramy zostały zestawione w tabeli 6 [6]. Na ich podstawie można stwierdzić, że naprężenia występujące w konstrukcji przekraczają bezpieczną wartość 200 MPa jedynie w obszarach pojedynczych węzłów obliczeniowych (jak już wspomniano granica plastyczności użytej stali wynosi 355 MPa, co przekłada się na minimalny współczynnik bezpieczeństwa równy 1,8), a obszarem ich koncentracji jest środkowa część podłużnic. Podobnie zaistniałe przemieszczenia poszczególnych fragmentów ramy przyjmują akceptowalne wartości. Największe przemieszczenia zachodziły w miejscu przyłożenia obciążenia czyli w gniazdach usprężynowania II stopnia, z wyjątkiem przypadków biorących pod uwagę wpływ wichrowatości toru, gdzie największe co do wartości przemieszczenia występowały na końcach podłużnic (tych w których wiązania nieruchome zastąpiono działaniem sił reakcyjnych pochodzących od toru). Jednocześnie zauważono niepokojącą koncentrację naprężeń w okolicy gniazda usprężynowania I stopnia świadczącą o konieczności przeprojektowania tego fragmentu ostojnic lub też wprowadzenia zmian w modelu obliczeniowym.

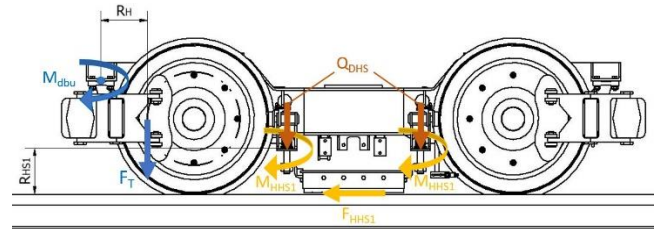
3.2. Obciążenie mocowań

W dwóch z rozpatrywanych przypadków obciążenia statycznego ramy, uwzględniono siły i momenty pochodzące od podzespołów mocowanych do ramy wózka. Przypadek M1 reprezentuje sytuację hamowania nagle, pod obciążeniem nadzwyczajnym, przy wykorzystaniu hamulców tarczowych i szynowych. Z kolei M2 odpowiada hipotetycznej sytuacji zmiany prędkości z maksymalnym przyspieszeniem w łuku torowym.

W obliczeniach uwzględniono obciążenie (rys. 9) pochodzące od:

- hamulca szynowego – siła pionowa docisku płoża hamulca do powierzchni główki szyny Q_{DHS} oraz moment gnący wynikający z siły tarcia pomiędzy płożą i szyną M_{HHS1} ;
- hamulca tarczowego – moment gnący M_{dbu} , będący iloczynem siły tarcia F_T pomiędzy okładziną cierną i tarczą oraz ramieniem jej działania względem mocowania zacisku hamulcowego R_H ;

- przekładni mechanicznej i silnika – w przypadku M1 jest to ich siła ciężkości, a w przypadku M2 jest ona powiększona o reakcje dynamiczne wynikające z pracy układu napędowego;
- stabilizatora przechyłu poprzecznego nadwozia.



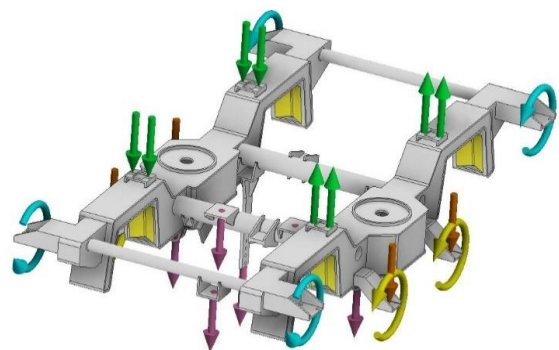
Rys. 9. Obciążenie ramy wynikające z pracy układu hamulcowego [6]

Wartość liczbową ostatniego z wymienionych obciążeń została określona na podstawie poniższego wzoru [4]:

$$F_{anti} = \frac{k_s \cdot \arcsin \frac{L_{anti} \cdot \sin \alpha}{2L}}{L_{anti} \sqrt{1 - \left(\frac{L_{anti} \cdot \sin \alpha}{2L} \right)^2}} \quad [N] \quad (14)$$

gdzie: k_s – sztywność skrętna [Nm/rad], L_{anti} – długość drążka skrętnego stabilizatora przechyłu poprzecznego nadwozia [m], L – długość ramienia stabilizatora przechyłu poprzecznego nadwozia [m], α – kąt dopuszczalnego przechyłu poprzecznego nadwozia [°].

Model obliczeniowy wraz z nałożonym dodatkowym obciążeniem przedstawia rys. 10 (tabela 4 i 5 [6]). Uzyskane wyniki, w formie graficznej, zestawiono w tabeli 7 [6]. W przypadku M1 do koncentracji naprężeń dochodzi w elementach mocujących hamulce, zwłaszcza hamulec szynowy, co jest związane z koniecznością znacznego wysunięcia jego punktu montażowego poza obrys ostojnicy. Z kolei przypadek M2 uwiadamia asymetryczne obciążenie ramy wózka związane z zastosowaniem pojedynczego napędowego zestawu kołowego.



Rys. 10. Obciążenie mocowań [6]

4. Podsumowanie

W niniejszym artykule autorzy skupili się na zagadnieniach związanych z analizą wytrzymałościową osi

i ramy, tym samym ograniczając do niezbędnego minimum opis samego pojazdu, który został dokładnie omówiony w innych publikacjach autorów (w [7–9]). Przytoczone elementy wózka wybrano ze względu na ich krytyczne znaczenie w kontekście bezpieczeństwa pojazdu. Generalnie otrzymane w toku obliczeń wartości naprężeń i przemieszczeń elementów mieszczą się w akceptowalnych wartościach, czym potwierdzają ich poprawną konstrukcję. Dodatkowo zastosowanie wewnętrznej ramy wózka pozwoliło na zmniejszenie wartości momentów gnących działających na oś. Jednak należy podkreślić, że autorzy ograniczyli się jedynie do analiz statycznych. W dalszych pracach rozwojowych konieczne byłoby uwzględnienie obciążenia dynamicznego oraz sprawdzenie konstrukcji pod kątem wytrzy-

małości zmęczeniowej, co z pewnością wymusiłoby dokonanie pewnych zmian w pierwotnym projekcie. Obliczenia zmęczeniowe są szczególnie istotne w przypadku wózków z prowadzeniem zestawów kołowych elementami metalowo-gumowymi typu klinowego, ze względu na fakt, że tego typu ramy są podatne na pękanie zmęczeniowe w obszarze bezpośrednio sąsiadującym z wspomnianymi sprężynami. Dobrym przykładem tego typu problemów są wózki 37AN [13]. Rozwiązaniem takiej sytuacji jest zastosowanie dodatkowego elementu łączącego części ramy po obu stronach oprawy łożyskowej. Dodatkowo autorzy nie wykluczają możliwości zastosowania wózka międzyczłonowego (patrz [9]), co doprowadzi do redukcji obciążenia działającego na oba elementy.

Tabela 2 Wybrane parametry rozpatrywanych materiałów wykonania osi zestawu kołowego

Cecha	EA1N	EA4T	30NiCrMoV12
Granica plastyczności [MPa]	320	420	834
Wytrzymałość na rozciąganie [MPa]	550	650	932
Naprężenia dopuszczalne na całkowitej powierzchni osi niedrażonej [MPa]	200	240	300
Naprężenia dopuszczalne na całkowitej powierzchni osi drażnionej [MPa]	80	96	120
Naprężenia dopuszczalne na powierzchni osadzeń na osi niedrażonej [MPa]	120	144	b/d
Naprężenia dopuszczalne na powierzchni osadzeń na osi drażnionej [MPa]	110	132	175
Naprężenia dopuszczalne na powierzchni osadzenia łożyska na osi drażnionej [MPa]	94	113	120
Dopuszczalny współczynnik bezpieczeństwa [–]	1,20	1,33	1,22

Tabela 3 Zestawienie wyników analitycznej analizy wytrzymałościowej osi

No.	Cecha	EA1N	EA4T	EA4T (d)	30Ni...(d)
–	Minimalny dopuszczalny współczynnik bezpieczeństwa [–]	1,20	1,33	1,33	1,22
I	Naprężenia skręcające [MPa]	38,81	38,81	41,40	41,40
	Naprężenia gnące [MPa]	38,93	38,93	41,53	41,53
	Naprężenia zredukowane [MPa]	77,68	77,68	82,86	82,86
	Naprężenia dopuszczalne [MPa]	120,00	144,00	132,00	175,00
	Rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa [–]	1,54	1,85	1,59	2,11
II	Naprężenia skręcające [MPa]	30,53	30,53	31,98	31,98
	Naprężenia gnące [MPa]	11,93	11,93	12,50	12,50
	Naprężenia zredukowane [MPa]	54,20	54,20	56,78	56,78
	Naprężenia dopuszczalne [MPa]	120,00	144,00	113,00	120,00
	Rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa [–]	2,21	2,66	1,99	2,11
III	Naprężenia skręcające [MPa]	19,87	19,87	20,39	20,39
	Naprężenia gnące [MPa]	25,69	25,69	26,37	26,37
	Naprężenia zredukowane [MPa]	42,95	42,95	44,08	44,08
	Naprężenia dopuszczalne [MPa]	200,00	240,00	96,00	120,00
	Rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa [–]	4,66	5,59	2,18	2,72
IV	Naprężenia skręcające [MPa]	30,53	30,53	31,98	31,98
	Naprężenia gnące [MPa]	67,00	67,00	70,18	70,18
	Naprężenia zredukowane [MPa]	85,35	85,35	89,40	89,40
	Naprężenia dopuszczalne [MPa]	120,00	144,00	113,00	120,00
	Rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa [–]	1,41	1,69	1,26	1,34
V	Naprężenia skręcające [MPa]	38,81	38,81	41,40	41,40
	Naprężenia gnące [MPa]	77,86	77,86	83,05	83,05
	Naprężenia zredukowane [MPa]	102,86	102,86	109,72	109,72
	Naprężenia dopuszczalne [MPa]	120,00	144,00	132,00	175,00
	Rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa [–]	1,17	1,40	1,20	1,59

Tabela 4. Zestawienie rozpatrywanych przypadków obciążenia ramy w analizie statycznej

	Przypadek	F_{z1} [N]	F_{z2} [N]	F_y [N]	F_x [N]	T_w [N]
Obciążenia nadzwyczajne	N1	131 414	131 414	98 274		
	N2	131 414	131 414	98 274		55 005
	N3	131 414	131 414		30 992	55 005
	N4	131 414	131 414	98 274	30 992	
Obciążenia eksploatacyjne	E1	89 109	89 109	75 102		
	E2	89 109	89 109	75 102		55 005
	E3	89 109	89 109		15 974	55 005
	E4	89 109	89 109	75 102	15 974	
	E5	115 842	62 376	75 102		
	E6	115 842	62 376	-75 102		
	E7	80 198	98 020		15 974	
	E8	115 842	80 198			
	E9	62 376	98 020	-75 102		55 005
	E10	80 198	115 842		15 974	55 005
Obciążenia mocowań	M1	131 414	131 414			
	M2	89 109	89 109	75 102	15 974	

Tabela 5. Obciążenia wybranych punktów montażowych ramy

	Przypadek	M_{dbu} [Nm]	F_{HS} [N]	M_{HHS1} [Nm]	F_{anti} [N]	F_{p+s} [N]
Obciążenia mocowań	M1	5 696	36 000	1 452	97 397	11 978
	M2				97 397	310 000

Tabela 6. Wybrane wyniki analizy wytrzymałościowej ramy

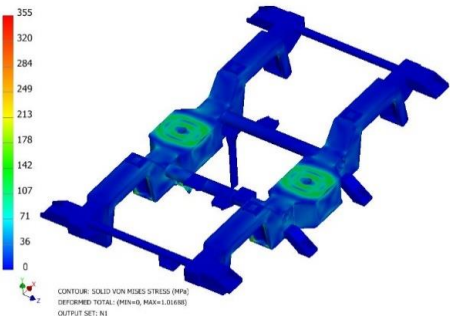
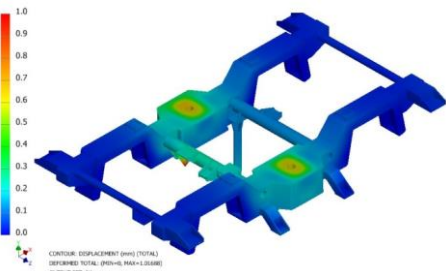
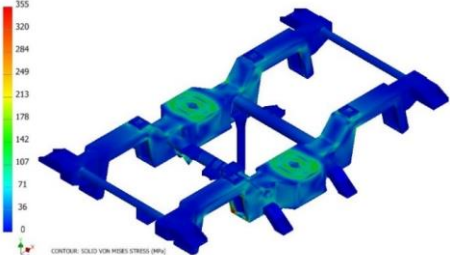
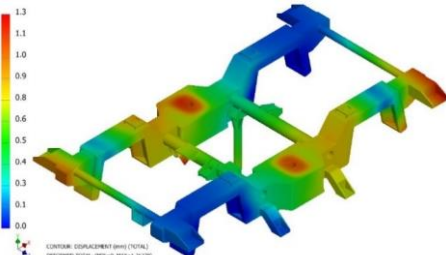
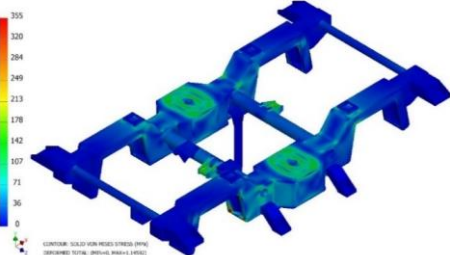
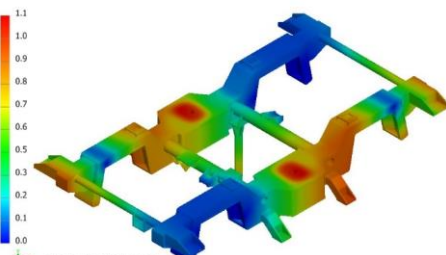
	Naprężenia zredukowane [MPa]	Przemieszczenie [mm]
N1		
N2		
N3		

Tabela 6cd

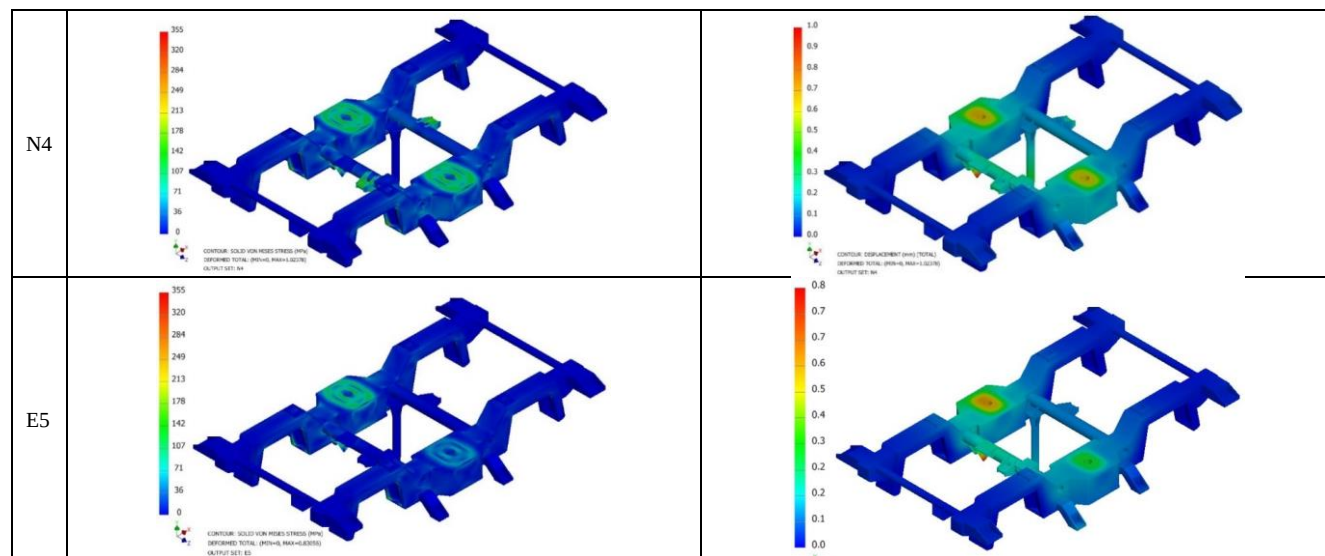
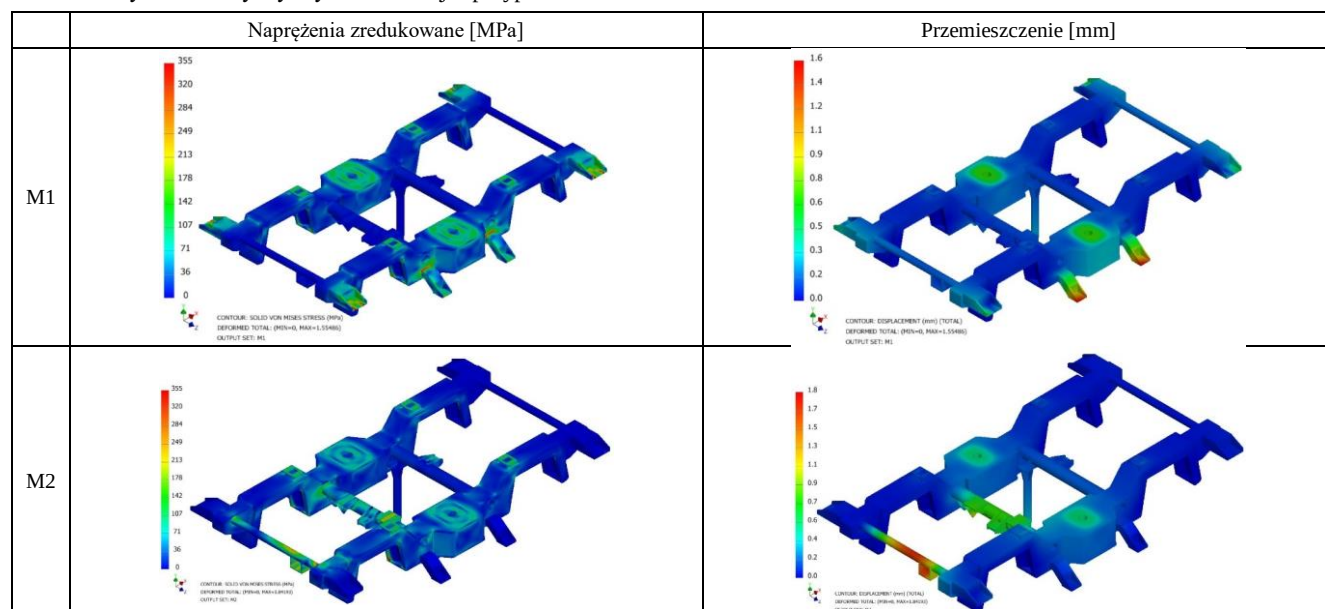


Tabela 7. Wyniki analizy wytrzymałościowej – przypadki M1 i M2



Skróty i oznaczenia

b odległość pomiędzy płaszczyzną środkową maźnicy i środkiem ciężkości
 F_{p+s} obciążenie spowodowane pracą układu napędowego
 F_{anti} obciążenie spowodowane pracą stabilizatora poprzecznego nadwozia
 F_x eksploatacyjne obciążenie wzdłużne
 F_{xmax} nadzwyczajne obciążenie wzdłużne
 F_y eksploatacyjne obciążenie poprzeczne
 F_{ymax} nadzwyczajne obciążenie poprzeczne
 F_{z1} obciążenie pionowe pochodzące od eksploatacyjnego przyspieszenia masy usprężynowanej
 F_{z1max} obciążenie pionowe pochodzące od nadzwyczajnego przyspieszenia masy usprężynowanej
 g przyspieszenie ziemskie

H siła pozioma, równoważąca działanie sił prowadzących zestaw kołowy w ruchu torowym
 h_1 odległość pomiędzy osią zestawu kołowego, a środkiem ciężkości
 k_s sztywność skrętna
 L długość ramienia stabilizatora przechyłu poprzecznego nadwozia
 L_{anti} długość drążka skrętnego stabilizatora przechyłu poprzecznego nadwozia
 M_{dbu} moment gnący będący efektem pracy hamulca tarczowego
 M_{HHS1} moment gnący wynikający z siły tarcia pomiędzy płożą hamulca szynowego i główką szyny
 M_v całkowita masa próżnego pojazdu
 m_p masa maksymalnego obciążenia
 m_{pe} masa realnego obciążenia eksploatacyjnego

m_1	masa przypadająca na oś zestawu kołowego	R	promień toczny koła
m^+	masa pojedynczego wózka	s	odległość pomiędzy płaszczyzną środkową koła i środkiem ciężkości
n_a	liczba osi w wózku	T_w	obciążenie wywołane wchrowatością toru
n_b	liczba wózków	Y_1	siła pozioma prowadząca pojazd w łuku torowym, działająca na obrzeże koła po stronie maźnicy o mniejszym obciążeniu
P_1	obciążenie pionowe oddziałujące na maźnicę symulujące najmniejsze obciążenie pojazdu	Y_2	siła pozioma prowadząca pojazd w łuku torowym, działająca na obrzeże koła po stronie maźnicy o większym obciążeniu
P_2	obciążenie pionowe oddziałujące na maźnicę, symulujące największe obciążenie pojazdu		
Q_1	siła reakcyjna, działająca po stronie maźnicy o mniejszym obciążeniu		
Q_2	siła reakcyjna, działająca po stronie maźnicy o większym obciążeniu		

Bibliografia

- [1] Bao Y., Li Y., Ding J. A case study of dynamic response analysis and safety assessment for a suspended monorail system. *International Journal of Environmental Research and Public Health*. 2016, 13, 1121. <https://doi.org/10.3390/ijerph13111121>
- [2] Bharadwaj C. Stress analysis of bogie frame structure. *Master thesis. Blekinge Institute of Technology, Karlskrona* 2017. <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1194122/FULLTEXT03.pdf> (accessed on 20.09.2020).
- [3] Cai C., He Q., Zhu S. et al. Dynamic interaction of suspension-type monorail vehicle and bridge: numerical simulation and experiment. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019, 118, 388-407. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2018.08.062>
- [4] Chen D., Sun S., Li Q. Strength evaluation of a bogie frame by different methods. *Mechanical Engineering Science*. 2019, 1(1), 54-64. <https://doi.org/10.33142/me.v1i1.662>
- [5] Guo Q., Wang P., Chen J. et al. Dynamic analysis on suspended monorail vehicle passing through turnouts. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018, 439, 042078. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/439/4/042078>
- [6] Jędrzejewski P., Kuczyk M. Koncepcja wagonu silnikowego kolei podwieszanej. *Master thesis. Gdańsk* 2020.
- [7] Kuczyk M., Jędrzejewski P., Załuski P. Evaluation of suspended rail vehicle movement parameters. *Rail Vehicles/Pojazdy Szynowe*. 2021, 3, 20-29. <https://doi.org/10.53502/RAIL-143045>
- [8] Kuczyk M., Jędrzejewski P., Załuski P. The construction of suspended rail vehicle bogie. *Rail Vehicles/Pojazdy Szynowe*. 2021, 4, 1-13. <https://doi.org/10.53502/RAIL-144534>
- [9] Kuczyk M., Jędrzejewski P., Załuski P. The concept of suspended urban rail vehicle. *Rail Vehicles/Pojazdy Szynowe*. 2021, 2, 52-66. <https://doi.org/10.53502/RAIL-139982>
- [10] Mancini G., Cera A. Design of railway bogies in compliance with new EN 13749 European standard. <http://www.railway-research.org/IMG/pdf/609.pdf> (accessed on 18.09.2020)
- [11] Mancini G., Corbizi A., Lombardo F. et al. Design of railway axle In compliance with the European Norms: high strength alloyed steel compared to standard steel. <http://www.railway-research.org/IMG/pdf/617.pdf> (accessed on 25.08.2020)
- [12] SAFEGE monorail: <https://kamakura-enoshima-monorail.jp/fun/index.html> (accessed on 05.04.2022)
- [13] Safety alerts from 19.02.2016 and 10.06.2016. <https://www.utk.gov.pl/pl/monitorowanie/alerty-bezpieczenstwa/alerty-bezpieczenstwa-o-1/6988,Alerty-bezpieczenstwa-opublikowane-w-2016-roku.html> (accessed on: 20.10.2020)
- [14] Schwebbahn: <https://schwebbahn.de/en/> (accessed on 05.04.2022)
- [15] Sobaś M. Analytical determination of load capacity of the freight wagon wheelset axle with axle journal dimensions $\phi 120 \times 179$ mm. *Rail Vehicles/Pojazdy Szynowe*. 2019, 3, 48-59. <https://doi.org/10.53502/RAIL-138539>
- [16] Sobaś M. Badania wytrzymałościowe wózka 11 ANC. *Rail Vehicles/Pojazdy Szynowe*. 2010, 2, 31-41. <https://doi.org/10.53502/RAIL-139720>