



POLITECHNIKA POZNAŃSKA



WYDZIAŁ INŻYNIERII LĄDOWEJ I TRANSPORTU

**STUDIUM NOWYCH ROZWIĄZAŃ
UKŁADÓW NAPĘDOWYCH I STEROWANIA
LEKKICH POJAZDÓW SZYNOWYCH**

mgr inż. Mariusz Far

Promotor: prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz

Promotor pomocniczy: dr inż. Paweł Daszkiewicz

POZNAŃ 2021

Streszczenie

Praca dotyczy opracowania rozwiązań konstrukcyjnych pasażerskiego, spalinowo-elektrycznego pojazdu kolejowego, stwarzającego nowe możliwości przewozowe, przez wdrożenie dotychczas niestosowanego sposobu jego eksploatacji. Ograniczenie związane ze stanem infrastruktury, narzucane na przewoźników pasażerskich powodują, iż wielokrotnie niemożliwe jest uruchomienie uzasadnionych ekonomicznie pasażerskich połączeń kolejowych. Obecne trendy wykorzystania (rodzaju) pasażerskiego taboru kolejowego w ruchu regionalnym, z uwagi na to, że niektóre relacje pociągów przebiegają po liniach wyposażonych w trakcję elektryczną (linie te spełniają zasadniczo wyższe standardy – w tym w zakresie wyższej wartości dopuszczalnej prędkości eksploatacyjnej), a częściowo niezelektryfikowanych, jedynym praktykowanym sposobem realizacji obsługi takiej relacji są pojazdy z napędem spalinowym.

Alternatywą dla użytkowanych obecnie pojazdów spalinowych stanowi lekki pojazd szynowy z podwójnym zespołem napędowym (tj. zarówno w napęd spalinowy i elektryczny), który może być eksploatowany zarówno na liniach zelektryfikowanych, jak i niezelektryfikowanych. Jednocześnie wprowadzenie do eksploatacji lekkiego spalinowo-elektrycznego pojazdu szynowego umożliwi przewoźnikom uruchomienie zupełnie nowych połączeń, ze względu na jego zdolność do poruszania się po szlakach znajdujących się w złej kondycji, dotychczas zamkniętych dla składów tradycyjnych. Możliwe będzie więc szybsze pokonywanie obecnych relacji, reaktywowanie starych połączeń, jak również rozplanowanie nowych, z czym wiążą się zapewne dodatkowe wpływy finansowe. Kolejną zaletą opisywanego pojazdu jest możliwość skrócenia czasów przejazdu na wybranych relacjach dzięki możliwości poruszania się z większymi prędkościami po odcinkach zelektryfikowanych.

Biorąc pod uwagę powyższe opracowano założenia pojazdu, którego rozwiązania konstrukcyjne innowacyjne wobec obecnie eksploatowanego taboru: możliwość jazdy w trakcji elektrycznej i spalinowej, zastosowanie przekładni elektrycznej (silnik + przekładnia trakcyjna), zastosowanie dwóch agregatów prądowców (silnik spalinowy + prądnica trakcyjna), co podniesie poziom niezawodności lekkiego pojazdu szynowego i jego gotowości do eksploatacji, zastosowanie wózka napędowego i tocznego w każdym członie dzięki czemu liczba osi napędnych wynosi zawsze 50%, dzięki czemu możliwe jest wykorzystanie możliwości napędu niezależnie od liczby członów, możliwość wykorzystania hamulca elektrodynamicznego w trakcji elektrycznej i spalinowej, oszczędność energii dzięki jej rekuperacji podczas hamowania przy eksploatacji w trakcji elektrycznej, zmniejszenie zużycia paliwa w trakcji spalinowej przez zastosowanie algorytmu obciążenia silników w zależności od aktualnego zapotrzebowania na moc trakcyjną.

Opracowanie nowych rozwiązań wymagało przeprowadzenia analiz, m.in. opracowania bilansu mocy pojazdu, wyznaczenia charakterystyk, określających jego możliwości trakcyjne, określenia wymagań normatywnych koniecznych do spełnienia podczas homologacji pojazdu, opracowania zintegrowanego zespołu sterownika silnika i prądnicy trakcyjnej, analizy zabudowy mechanicznej zespołów prądowców, analizy masy i gabarytów zespołów oraz ana-

lizy dostępności serwisu. Pracę zrealizowano na podstawie doświadczeń z projektów badawczo-rozwojowych, którymi Doktorant zajmuje się zawodowo od kilkunastu lat.

W pracy zawarto analizy, dotyczące konieczne dla opracowania konstrukcji pojazdu pasażerskiego, który pozwala na eksploatację na szlakach kolejowych prowadzących po torach trakcji elektrycznej i bez niej. Wyniki pracy można wykorzystać do stworzenia całej rodziny pasażerskich pojazdów kolejowych. Podczas realizacji pracy wykonano analizy mające określić konfigurację pojazdu, sposób zabudowy spalinowych agregatów prądotwórczych oraz dokonano doboru silnika spalinowego i parametrów prądnicy trakcyjnej. Doktoranta wielokierunkowe analizy i rozwiązania konstrukcyjne pojazdu pasażerskiego stanowią unikatowe podejście do tematu.

Spis treści

Skróty i oznaczenia.....	6
1. Wprowadzenie	9
2. Cel i zakres pracy	16
3. Krytyczna ocena dotychczasowych rozwiązań konstrukcyjnych	18
4. Autorska koncepcja spalinowo-elektrycznego pojazdu szynowego.....	21
5. Kryteria doboru silnika spalinowego do agregatu prądotwórczego.....	24
5.1. Parametry techniczne pojazdów	24
5.2. Wymagania ekologiczne dotyczące silników spalinowych	25
5.3. Weryfikacja mocy silnika zapewniającej oczekiwane osiągi i dynamikę	26
5.4. Dostępna przestrzeń do zabudowy agregatu prądotwórczego	38
6. Badania symulacyjne rozwiązań konstrukcyjnych lekkiego spalinowo- elektrycznego pojazdu szynowego.....	42
6.1. Badanie symulacyjne skrajni nadwozia	42
6.1.1. Założenia ogólne	42
6.1.2. Wyznaczenie zawężeń dla skrajni pojazdu	42
6.1.3. Zależności dotyczące wyznaczania obniżenia oraz podwyższenia zarysu odniesienia.....	44
6.2. Badanie symulacyjne kątów obrotu wózka względem nadwozia pojazdu	46
6.2.1. Założenia wstępne	46
6.2.2. Badanie symulacyjne kąta obrotu, wokół osi pionowej wózka względem nadwozia.....	47
6.2.3. Badanie symulacyjne kąta obrotu, wokół osi poprzecznej wózka.....	49
6.2.4. Badanie symulacyjne i dobór usprężynowania zawieszenia pierwszego i drugiego stopnia wózków pojazdu.....	49
6.2.5. Właściwości kołysania	57
6.2.6. Bezpieczeństwo przed wykolejeniem na torze wichrowatym.....	58
6.3. Analiza wytrzymałości ramy wózka	62
6.3.1. Dane wejściowe do obliczeń	62
6.3.2. Wyznaczenie statycznych obciążeń nadzwyczajnych.....	65
6.3.3. Wyznaczenie dynamicznych obciążeń eksploatacyjnych	66
6.3.4. Model obliczeniowy ramy wózka	70
6.3.5. Zestawienie wyników	74
6.4. Analiza wytrzymałościowa elementów aparatu pociągowego wózka.....	77
6.4.1. Kryteria wytrzymałościowe	77
6.4.2. Analiza wytrzymałości czopa skreту.....	79
6.4.3. Analiza wytrzymałości prowadnika	80
6.4.4. Analiza wytrzymałości jarzma	81
6.4.5. Analiza wytrzymałości pokrywy.....	82
6.5. Badania symulacyjne wytrzymałości pudła lekkiego pojazdu szynowego	83

7. Wybrane rozwiązania konstrukcyjne spalinowo-elektrycznego lekkiego pojazdu szynowego	89
7.1. Układ biegowy	89
7.2. Układ wytwarzania, uzdatniania i rozrządu sprężonego powietrza oraz układ sterowania hamulcami lekkiego pojazdu szynowego.....	97
7.2.1. Wytwarzanie i uzdatnianie sprężonego powietrza	97
7.2.2. Układ hamulcowy pojazdu szynowego.....	99
7.2.3. Struktura układu sterowania hamulcami	101
7.2.4. Działanie układu sterowania hamulcami.....	103
7.2.5. Pomocnicze układy pneumatyczne pojazdu.....	107
7.2.6. Diagnostyka.....	108
7.3. System sterowania dwunapędowego lekkiego pojazdu szynowego	108
7.3.1. Struktura systemu sterowania.....	108
7.3.2. Koncepcja sieci komunikacyjnej.....	110
7.3.3. Schemat struktury systemu sterowania dwunapędowego pojazdu szynowego	111
7.3.4. System diagnostyczny dwunapędowego lekkiego pojazdu szynowego	113
7.3.5. Algorytmy systemu sterowania dwunapędowym pojazdem szynowym.....	113
7.3.6. Funkcje systemu sterowania dwunapędowego pojazdu szynowego	113
8. Wnioski końcowe	121
Literatura	123

Skróty i oznaczenia

a	baza pudła
a_{chwil}	przyspieszenie chwilowe
A_{ffI}	maksymalne ugięcie pionowe usprężynowania I stopnia
A_{ffII}	maksymalne ugięcie pionowe usprężynowania II stopnia
a_{sred}	przyspieszenie średnie
ATS	silniki ZI do użytku w pojazdach terenowych
AW1	masa pojazdu ze 100% siedzących pasażerów
AW0	masa pustego pojazdu
AW2	masa pojazdu ze 100% siedzących pasażerów i zajęciem miejsc stojących 4 os./m ²
AW3	masa pojazdu ze 100% siedzących pasażerów i zajęciem miejsc stojących 6 os./m ²
AW4	masa pojazdu ze 100% siedzących pasażerów i zajęciem miejsc stojących 8 os./m ²
aXh	opóźnienie hamowania
b_2	połowa poprzecznego rozstawu sprężyn II°
CA	czuwak aktywny
CAN	szeregowa magistrala komunikacyjna (<i>Controller Area Network</i>)
CiA	CAN w automatyce (<i>CAN in Automation</i>)
C_z	szywność na wichrowanie przypadająca na węzeł maźniczny
C_{Zw}^+	szywność ramy na wichrowanie
d	luz zestawu kołowego w torze
dv	krok prędkości jazdy
ED	hamulec elektrodynamiczny
EP	hamulec elektropneumatyczny
ERTMS	Europejski System Zarządzania Ruchem Kolejowym
ETCS	Europejski System Sterowania Pociągiem
e_y	luz poprzeczny na odbijaku
EZT	Elektryczny Zespół Trakcyjny
f_{ae}	współczynnik oporu aerodynamicznego
FL	siła trakcyjna
F_{Lmax}	maksymalna siła pociągowa pojazdu
f_{RR}	współczynnik jednostkowego oporu
f_{Rt}	opory toczenia sumaryczne
f_{Rts}	współczynnik oporów toczenia niezależnych od prędkości
f_{Rtv}	współczynnik oporów toczenia zależnych od prędkości
g	przyspieszenie ziemskie
i_p	przełożenie przekładni osiowej
IWA	silniki pomocnicze na statkach żeglugi śródlądowej o mocy większej niż 19 kW

IWP	silniki do użytku w statkach żeglugi śródlądowej, przeznaczone do bezpośrednio lub pośredniego napędu, o mocy co najmniej 19 kW
KDP	Koleje Dużych Prędkości
l_m	długość wahacza
l_n	odległość środka ciężkości napędu od osi zestawu kołowego
l_p	wzdłużny rozstaw sworzni maźnic
l_s	szerokość stabilizatora
l_w	odległość podpór zespołu napędowego od osi zestawu kołowego
m^+	masa kompletnego wózka
MES	Metoda Elementów Skończonych
Mg	hamulec szynowy (magnetyczny)
M_{\max}	maksymalny moment na wale silnika trakcyjnego
m_n	masa napędu
m_{poc}	masa pojazdu
m_{poj}	masa pojazdu (całkowita)
m_{Ve}	masa połowy pojazdu pod obciążeniem eksploatacyjnym
m_{Vn}	masa połowy pojazdu pod obciążeniem nadzwyczajnym
m_{Vp}	masa połowy próżnego pojazdu
m_{zk}	masa pojedynczego zestawu kołowego z maźnicami
n	liczba wagonów w pojeździe
n_L	liczba wózków napędnych
n_{\max}	maksymalna prędkość obrotowa silników trakcyjnych
NRE	silniki do maszyn mobilnych nieporuszających się po drogach; są to silniki o mocy mniejszej niż 560 kW stosowane zamiast silników kategorii IWP, IWA, RLL lub RLR
NRG	silniki o mocy ponad 560 kW przeznaczone do zespołów prądotwórczych
NRS	silniki ZI o mocy mniejszej niż 56 kW nieobjęte kategorią NRSH
NRSh	silniki ZI przeznaczone do maszyn ręcznych o mocy mniejszej niż 19 kW
n_{sil}	liczba silników trakcyjnych na zestawach kołowych
n_w	liczba wózków tocznych
n_{zk}	liczba zestawów kołowych w składzie
n_{zkL}	liczba zestawów kołowych w wózku napędnym
n_{zkw}	liczba zestawów kołowych w wózku tocznym
p	baza wózka
P_{\max}	moc trakcyjna netto (na kołach)
PN	hamulec pneumatyczny
$P_{pr\max}$	maksymalna moc prądnic trakcyjnych
P_{str}	maksymalna elektryczna moc silnika trakcyjnego
P_{trakc}	moc przeznaczona na trakcję przy potrzebach własnych
$P_{trakc-\max}$	dostępna maksymalna moc elektrycznych silników trakcyjnych
P_{WP}	potrzeby własne pojazdu
q	przesuw poprzeczny na usprężynowaniu I stopnia
$Q_{L\max}$	maksymalny ciężar napędny

Q_{Lmin}	minimalny ciężar napędny
Q_{oLmax}	maksymalny nacisk na tor zestawu kołowego napędnego
Q_{oLmin}	minimalny nacisk na tor zestawu kołowego napędnego
Q_{ow}	nacisk na tor zestawu kołowego tocznego
Q_{poc}	ciężar pojazdu
Q_w	ciężar toczny
R	promień łuku torowego
R_{ae}	opory aerodynamiczne składu
R_{c0}	opory sumaryczne składu na torze płaskim
r_h	promień hamujący
Rk_{max}	promień kół jezdnych – maksymalny
Rk_{min}	promień kół jezdnych – minimalny
RLL	silniki do napędu lokomotyw
RLR	silniki do użytku w wagonach silnikowych, do ich napędu; silniki używane zamiast silników etapu V z kategorii RLL
s	wysokość bieguna kołysania
SHP	Samoczynne Hamowanie Pociągu
SMB	silniki ZI do użytku wyłącznie w skuterach śnieżnych
s_{rozr}	droga rozruchu
SZT	Spalinowy Zespół Trakcyjny (lekki pojazd szynowy)
$tg \gamma_e$	stożkowatość ekwiwalentna
t_{etp}	sprawność przekładni trakcyjnej
UIC	Międzynarodowy Związek Kolei (<i>International Union of Railways</i>)
U_{sr}	maksymalne nieskompensowane promieniowe zużycie koła
v_{emax}	maksymalna eksploatacyjna prędkość pojazdu
v_{FL}	maksymalna prędkość jazdy z siłą FL_{max}
v_{max}	maksymalna możliwa prędkość pojazdu
w_{∞}	przesuw poprzeczny na usprężynowaniu II stopnia na prostej
w_a	przesuw poprzeczny na usprężynowaniu II stopnia na łuku zewnętrznym
w_i	przesuw poprzeczny na usprężynowaniu II stopnia na łuku wewnętrznym
WSP	układ przeciwpoślizgowy (<i>Wheel Slide Protection</i>)
WTB	system magistrali przewodowej (<i>Wire Train Bus</i>)
Y/Q	współczynnik bezpieczeństwa przed wykolejeniem
z_{kin}	przesunięcie quasistatyczne
γ	kąt pochylenia obrzeża
ΔA_{ff}	amplituda ugięć pionowych usprężynowania II stopnia
Δz_{lin}	graniczne uniesienie koła
Δz_{max}	maksymalne uniesienie koła
η_o	niesymetria wykonania
μ	współczynnika tarcia na styku koło–szyna

1. Wprowadzenie

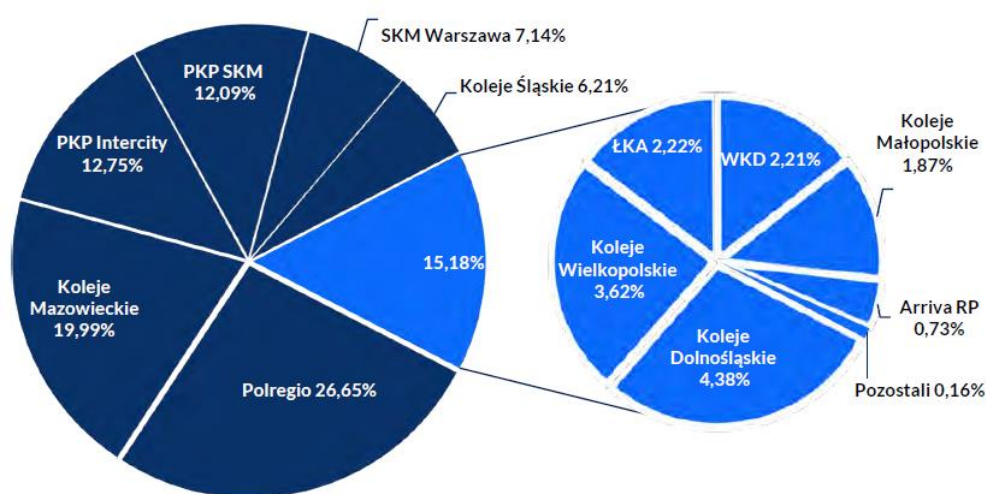
Pierwsza polska całkowicie zelektryfikowana linia kolejowa, zbudowana od podstaw w Polsce pod nazwą Elektryczne Koleje Dojazdowe, została uruchomiona 11.12.1927 r. jako pierwsza normalnotorowa kolej elektryczna. Połączyła ona miasto Grodzisk (od 1928 r. Grodzisk Mazowiecki) z Warszawą. Dopiero w 15.12.1936 r. Polskie Koleje Państwowe oficjalnie otworzyły w pełni zelektryfikowane linie kolejowe z Warszawy do Otwocka i z Warszawy do Pruszkowa. Największe tempo elektryfikacji sieci kolejowych było w drugiej połowie lat 80 XX w., jednak zupełnie zatrzymując się w 1990 r. Bazując na danych z 2018 r. łączna długość linii kolejowych w Polsce wynosi ok. 19 tys. km, w tym ok. 11,9 tys. km to linie zelektryfikowane. Stanowią one niemalże 62% ogólnej długości i jest to wskaźnik wyższy niż we Francji, Niemczech czy Hiszpanii [48]. Linie jednotorowe to ok. 10,5 tys. km i jest to ok. 54% ogólnej długości (rys. 1.1).



Rys. 1.1. Sieć kolejowa w Polsce

Najwięksi przewoźnicy na polskim rynku to PKP Intercity oraz Polregio, które oferują swoje usługi praktycznie w całym kraju. PKP Intercity jest przewoźnikiem odpowiedzialnym za przewozy dalekobieżne. Realizuje je za pomocą pociągów ekspresowych wysokiej klasy jak na przykład Express InterCity Premium oraz Express Intercity, a także pociągami pospiesznymi klasy ekonomicznej jako IC oraz TLK. Polregio świadczy usługi przewozowe zarówno dalekobieżne za pomocą pociągów interREGIO oraz superREGIO, a także regionalne dzięki pociągom REGIO. Wymieniony przewoźnik oferował najbardziej stabilną regionalną ofertę przewozową w przypadku zawieszenia prywatnej komunikacji autobusowej. Polregio posiada siatkę połączeń w całej Polsce, a także połączenia transgraniczne, które w części zostały jednak zawieszony w 2020 roku [51, 55].

Na obszarze poszczególnych województw można spotkać pociągi regionalnych przewoźników takich jak: Koleje Wielkopolskie [47], Koleje Dolnośląskie [26], Koleje Małopolskie, Koleje Śląskie, Łódzka Kolej Aglomeracyjna, Arriva RP oraz Kolej Mazowiecka [46]. Dwaj ostatni wymienieni przewoźnicy regionalni posiadają również w swojej ofercie przewozy dalekobieżne. W Polsce funkcjonują również koleje aglomeracyjne, w obrębie Warszawy [15] jest to Warszawska Kolej Dojazdowa oraz Szybka Kolej Miejska. Z kolei Szybka Kolej Miejska w Trójmieście przewozi pasażerów w województwie pomorskim. Pod względem przewożonych pasażerów największy udział posiada Polregio (26,65%), Koleje Mazowieckie (19,99%), PKP Intercity (12,75%) oraz PKP SKM (12,09%). Resztę stanowią regionalni przewoźnicy pasażerscy (rys. 1.2).



Rys. 1.2. Udział przewoźników pasażerskich według liczby pasażerów w 2020 roku w Polsce [55]

Realizacja przewozów pasażerskich musi spełniać wymagania techniczne w celu zapewnienia bezpiecznego transportu. Ta grupa jest najliczniejszą spośród wszystkich pojazdów kolejowych [53]. Jej przedstawicielami są lokomotywy, p szynowe, zespoły trakcyjne oraz wagony pasażerskie. Pasażerski tabor kolejowy można podzielić ze względu na źródło napędu, tj. na pojazdy trakcyjne posiadające własny układ napędowy oraz na pojazdy doczepne, które takiego nie posiadają i są jedynie włączone w skład pociągu. Pojazdy trakcyjne dzielą się ze względu na rodzaj systemu zasilania na trzy grupy: o autonomicznym systemie zasilania, o nieautonomicznym systemie zasilania oraz wielosystemowe. Wagony pasażerskie można podzielić ze względu na wyposażenie w miejsca do siedzenia oraz do leżenia [56].

W ostatniej dekadzie zostało wyprodukowanych 506 sztuk zespołów trakcyjnych, które znajdują się na wyposażeniu polskich przewoźników pasażerskich. W przypadku Elektrycznych Zespołów Trakcyjnych (EZT) wiodącymi producentami tego rodzaju pojazdów trakcyjnych były bydgoska Pesa (181 szt.) oraz nowosądecki Newag (172 szt.). Dodatkowo firma Stadler wyprodukowała 45 sztuk EZT, a firma Alstom 20 sztuk. Na przestrzeni lat 2010-2019 do produkcji zostało zleconych 88 sztuk SZT [18]. Również w tym przypadku głównym wytwórcą była Pesa (59 szt.). Firma Newag wyprodukowała 18 sztuk, z kolei ZNTK Mińsk Mazowiecki był odpowiedzialny za 11 sztuk SZT. Wyprodukowane w ostatnich 10 latach zespo-

ły trakcyjne na zlecenie polskich przewoźników stanowią 36% ogólnej liczby użytkowanych w Polsce. Liczby te świadczą o dużej popularności zespołów trakcyjnych w kraju [56]. Na rysunku 1.3 przedstawiono przykładowy pojazd 36WEa wyprodukowany przez Newag o nazwie handlowej „Impuls”, a w tabl. 1.1 jego charakterystykę techniczną.



Rys. 1.3. Elektryczny Zespół Trakcyjny 36WEa należący do województwa śląskiego [14, 63]

Tablica 1.1. Charakterystyka techniczna pojazdu 36WEa „Impuls” [52, 63]

Lp.	Parametr	Wartość
1	Długość całkowita [mm]	58 400
2	Szerokość [mm]	2895
3	Rozstaw osi tocznych [mm]	2900
4	Rozstaw osi napędnych [mm]	2500
5	Masa służbowa [kg]	109 900
6	Liczba silników napędowych	4
7	Moc znamionowa [kW]	400
8	Średnica kół [mm]	840
9	Prędkość maksymalna [km/h]	160
10	Liczba miejsc do siedzenia	156
11	Wysokość podłogi nad główką szyny w strefie przedsionków [mm]	760
12	Rok budowy	od 2014
13	Producent	Newag S.A.

Zdecydowana większość EZT w Polsce (65%) może poruszać się z prędkością do 130 km/h. Wynika to przede wszystkim z wieku taboru i nieprzystosowania na poziomie projektowym do większych prędkości. W 2019 r. po polskiej sieci kolejowej z prędkością do 160 km/h mogło poruszać się 400 sztuk EZT. Wszystkie jednostki zostały wyprodukowane w ostatniej dekadzie. Na krajowym rynku znajduje się również 20 jednostek przystosowanych do poruszania się z prędkością większą niż 160 km/h. Pociągi ED250 (Pendolino) produkcji Alstom są jednocześnie najszybszymi pojazdami w Polsce. Spalinowe Zespoły Trakcyjne (SZT) użytkowane są głównie na liniach lokalnych [16]. Specyfika tego rodzaju przewozów wymaga częstych przystanków, ze względu na liczniejsze stacje kolejowe. Z tego powodu na tego rodzaju trasach nie jest wymagane osiągnięcie dużych prędkości. Wszystkie 196 sztuk SZT w Polsce rozwijają prędkość mniejszą od 130 km/h (rys. 1.4).



Rys. 1.4. Spalinowy zespół trakcyjny SA134 przewoźnika PCC Arriva [14]

Spalinowe Zespoły Trakcyjne są pojazdami projektowanymi głównie z myślą o przewozach na liniach transgranicznych [24] oraz lokalnych [52], charakteryzujących się małym pociągiem ludzi. Z tego względu zazwyczaj posiadają małe rozmiary oraz masę własną. Obsługa połączeń lokalnych [14] nie wymaga rozwijania dużych prędkości, z tego względu wszystkie lekkie pojazdy szynowe w Polsce osiągają prędkość mniejszą od 130 km/h. Pojazdy tego typu mają możliwość łączenia z innymi wagonami silnikowymi lub wagonami doczepnymi. Mało uczęszczane linie kolejowe, głównie biegnące przez niewielkie miejscowości, w znacznej części nie są wyposażone w trakcje elektryczną. W takim przypadku rozwiązaniem są pojazdy szynowe wyposażone w autonomiczny układ zasilania. Spalinowymi Zespołami Trakcyjnymi, które zrealizowały najwięcej pracy eksploatacyjnej w 2019 roku, były pojazdy serii SA134 (3,2 mln km), których podstawowe dane techniczne podano w tabl. 1.2. Zbliżone konstrukcyjnie do poprzednio wymienionej serii, pojazdy SA133, również wykonały znaczną pracę eksploatacyjną w ciągu roku (3,1 mln km). Właścicielami obu serii pojazdów są organizatorzy publicznego przewozu zbiorowego, a także przewoźnik Arriva RP. SZT z największą odległością przejechaną przez czynny egzemplarz w ciągu roku były również pojazdy serii SA134 (182 tys. km), a także pojazdy SA137, które przejechały 167,4 tys. km [56].

Tablica 1.2. Charakterystyka techniczna pojazdu SA134

Lp.	Parametr	Wartość
1	Długość całkowita [mm]	41 700
2	Rozstaw osi skrajnych [mm]	36 400
3	Masa służbowa [kg]	76 000
4	Liczba silników napędowych	2
5	Typ silnika	MTU6H1800-R83P
6	Moc znamionowa [kW]	360
7	Przekładnia	hydromechaniczna
8	Typ przekładni	ZF Ecomat 5HP902
9	Średnica kół [mm]	840
10	Prędkość eksploatacyjna [km/h]	120
11	Liczba miejsc do siedzenia	134
12	Wysokość podłogi nad główką szyny w strefie przedsionków [mm]	600
13	Rok budowy	2005-2015
14	Producent	PESA / ZNTK Mińsk Mazowiecki

Autobus szynowy typu SA134 jest normalnotorowym pojazdem pasażerskim przeznaczonym do eksploatacji na liniach regionalnych, szczególnie niezelektryfikowanych. W opisywanym pojeździe znajduje się jeden wózek napędowy. Pojazd przystosowano do użytkowania na niskich peronach, w tym celu zastosowano obniżoną podłogę na około jednej trzeciej długości pojazdu. W większości egzemplarzy po obu stronach zastosowane zostały dwie pary podwójnych przesuwanych drzwi, które znajdują się w części niskopodłogowej. Lekki pojazd szynowy jest w stanie przetransportować maksymalnie 150 pasażerów, w tym około 60 na miejscach siedzących (w zależności od konfiguracji). Maksymalna prędkość pojazdu wynosi 120 km/h, a konstrukcyjna 140 km/h. Pojazdy takie są przystosowane dla podróży niepełnosprawnych pasażerów, podróży z dziećmi oraz przewozu rowerów. Na wyposażeniu znajduje się klimatyzacja oraz toaleta pracująca w układzie zamkniętym. Pojazdy są w dyspozycji Kolei Dolnośląskich, Kolei Mazowieckich oraz Polregio [14].

Niektóre relacje pociągów przebiegają po liniach wyposażonych w trakcję elektryczną (linie te spełniają zasadniczo wyższe standardy – w tym w zakresie wyższej wartości dopuszczalnej prędkości eksploatacyjnej), a częściowo niezelektryfikowanych. Zwłaszcza na liniach obsługiwanych przez Przewozy Regionalne, znaleźć można wiele relacji, na których lekkie pojazdy szynowe część trasy pokonują po długich odcinkach zelektryfikowanych. Są to m.in. Szczecin–Szczecinek, Szczecin–Piła, Szczecin–Kołobrzeg, Gdynia–Chojnice, Gdynia–Grudziądz, Lublin–Zamość, Poznań–Kostrzyn, Białystok–Suwałki, Wrocław–Brzeg–Nysa. Każdy punkt styku obu trakcji jest problemem eksploatacyjnym i niezbędne są:

- zmiany pojazdu trakcyjnego co wiąże się z przesiadką pasażerów i zmianą obsługi rewidenckiej na stacjach zmiany trakcji,
- ewentualna zmiana lokomotywy ze spalinowej na elektryczną lub odwrotnie i wydłużenie czasu potrzebnego na pokonanie trasy. Przykładem jest stacja Łuków na trasie Warszawa–Lublin i czasy postoju trwające od 20 do 34 min związane właśnie ze zmianą lokomotywy [48].

Jednym ze sposobów realizacji obsługi relacji spalinowo-elektrycznej są pojazdy z napędem spalinowym (rys. 1.5). Podstawowym współczesnym źródłem energii służącym do napędzania pojazdów są paliwa na bazie ropy naftowej. Paliwa te w przyszłości muszą być zastąpione innymi [28], a celowym działaniem byłoby ograniczanie ich zużycia. Ich szkodliwość oraz ograniczone zasoby powodują konieczność poszukiwania paliw alternatywnych [27].

Rozwiązanie to, poza tym, że pozawala zrealizować zadanie przewozowe ma jednak kluczowe wady:

- pojazdy spalinowe posiadają nawet dwukrotnie mniejszy parametr przyspieszenia i osiągają mniejsze prędkości maksymalne, nie są więc w stanie wykorzystać możliwości trakcyjnych, jakie daje linia kolejowa z trakcją elektryczną;
- w większości linie kolejowe, łącznie z dworcami kolejowymi dużych miast są zelektryfikowane, natomiast poza miastami istnieją linie tylko dla pojazdów spalinowych. (np. Poznań–Wągrowiec); powoduje to, że pojazd spalinowy wjeżdża do miasta i na dworzec kolejowy gdzie często nawet na postoju pracuje jego silnik (np. w celu ogrzania lub schłodzenia przestrzeni pasażerskiej) – jest to niekorzystne z punktu ekologicznego.



Rys. 1.5. Autobus spalinowy serii SA109 – trakcja elektryczna (Rzeszów) [60]

Osobnym problemem są linie jednotorowe, stanowiące ponad połowę długości krajowych linii kolejowych. W przypadku awarii pojazdu na takim odcinku trasy jest ona całkowicie zablokowana i nie ma możliwości zorganizowania objazdu drugim torem. Pozostaje oczekiwanie na inny pojazd kolejowy, który będzie zdolny odholować pociąg, który uległ awarii do najbliższego miejsca, gdzie możliwe będzie opuszczenie go bezpiecznie przez pasażerów i podstawienie sprawnego pojazdu. W chwili obecnej nie ma żadnej możliwości zmniejszenia uciążliwości takiej sytuacji. Jedyna szansa to zmniejszenie awaryjności pojazdu i poszukiwanie rozwiązań, które dotychczas przewoźnikom było niedostępne, choćby z braku taboru, mającego cechy unikalne wobec tego dotychczas eksploatowanego.

Alternatywę dla użytkowanych obecnie pojazdów spalinowych (rys. 1.6) może stanowić lekki pojazd szynowy z podwójnym zespołem napędowym (tj. zarówno z napędem elektrycznym, jak i spalinowym), który może być eksploatowany zarówno na liniach zelektryfikowanych, jak i niezelektryfikowanych.



Rys. 1.6. Autobus spalinowy serii SA132 na jednotorowej trasie Poznań–Piła [31]

Korzyści z wprowadzenia do eksploatacji lekkiego, elektryczno-spalinowego pojazdu szynowego są następujące [21, 30, 57, 64]:

- umożliwienie przewoźnikom na uruchomienia zupełnie nowych połączeń na odcinkach zelektryfikowanych i nieelektryfikowanych jednym pojazdem, który będzie wykorzystywał w sposób maksymalny, możliwości trakcyjne danego odcinka,
- skrócenie czasów przejazdu na wybranych relacjach dzięki możliwości poruszania się z większą prędkością po odcinkach zelektryfikowanych,
- możliwość uruchomienia zupełnie nowych połączeń, dzięki zdolności do poruszania się po szlakach znajdujących się w złej kondycji, dotychczas zamkniętych dla składów tradycyjnych przede wszystkim ze względu na ich masę,
- dzięki zastosowaniu dwóch agregatów prądotwórczych, zwiększy się poziom niezawodności pojazdu szynowego i jego gotowości do eksploatacji co ma znaczenie zwłaszcza na liniach jednotorowych,
- zmniejszenie emisji zanieczyszczeń w miastach oraz na dworcach kolejowych wyposażonych w trakcję elektryczną, przez ograniczenie w tych rejonach eksploatacji pojazdów spalinowych.

Wprowadzenie tego rodzaju pojazdów spalinowo-elektrycznych pozwoliłoby na przesunięcie klasycznych spalinowych pojazdów szynowych na inne linie, dzięki czemu pojawiłaby się szansa m.in. na zwiększanie liczby połączeń o charakterze dowozowym do tras magistralnych. Pojawienie się nowego rodzaju taboru pozwoliłoby również na uruchamianie pociągów w nowych, nieistniejących obecnie bezpośrednich relacjach, których funkcjonowanie jest w tej chwili niemożliwe ze względu na ograniczoną liczbę taboru spalinowego. Takimi nowymi relacjami mogłyby być chociażby połączenia Poznań–Piła–Szczecinek–Słupsk, Poznań–Piła–Chojnice (i dalej w kierunku Tczewa, a nawet Gdyni), Toruń–Malbork–Gdynia, Gdańsk/Gdynia–Kościerzyna–Chojnice/Bytów (biorąc pod uwagę planowaną elektryfikację linii Pomorskiej Kolei Metropolitalnej i „magistrali węglowej”), Poznań–Leszno–Głogów (i dalej w kierunku np. Zielonej Góry) [48].

Potwierdzeniem zainteresowania przewoźników nowym rodzajem pojazdu szynowego jest podpisany 19.09.2017 r. list intencyjny o współpracy między Spółkami: Polski Tabor Szynowy, Przewozy Regionalne i Fabryka Pojazdów Szynowych H. Cegielski, w którym zobowiązały się do współpracy, której efektem będzie budowa pojazdu szynowego z podwójnym napędem spalinowo-elektrycznym. Potrzeby przewoźników określono na 30 sztuk takich pojazdów w wersji 2- i 3-członowej.

2. Cel i zakres pracy

Łączna długość linii kolejowych w Polsce wynosi ponad 18 tys. km, w tym ponad 12 tys. km to linie zelektryfikowane. Linie pozbawione elektryfikacji stanowią więc niemalże 33% ogólnej długości. Ponadto należy stwierdzić, iż mimo aktualnie prowadzonych przez zarządców intensywnych działań mających na celu poprawę jakości infrastruktury kolejowej, część sieci kolejowej znajduje się w złym stanie technicznym. Ograniczenie związane ze stanem infrastruktury, narzucane na przewoźników pasażerskich powodują, iż wielokrotnie niemożliwe jest uruchomienie uzasadnionych ekonomicznie pasażerskich połączeń kolejowych. Z uwagi na to, że niektóre relacje pociągów przebiegają po liniach wyposażonych w trakcję elektryczną (linie te spełniają zasadniczo wyższe standardy – w tym w zakresie wyższej wartości dopuszczalnej prędkości eksploatacyjnej), a częściowo nieelektryfikowanych, to obsługa takiej relacji następuje pojazdami z napędem spalinowym.

Alternatywą dla użytkowanych obecnie pojazdów spalinowych stanowi lekki pojazd szynowy z podwójnym zespołem napędowym (tj. zarówno napędem elektrycznym i spalinowym), który może być eksploatowany zarówno na liniach zelektryfikowanych, jak i nieelektryfikowanych.

Jednocześnie wprowadzenie do eksploatacji lekkiego spalinowo-elektrycznego pojazdu szynowego umożliwi przewoźnikom uruchomienie zupełnie nowych połączeń, ze względu na jego zdolność do poruszania się po szlakach znajdujących się w złym stanie, dotychczas zamkniętych dla składów tradycyjnych przede wszystkim ze względu na ich wagę. Możliwe będzie więc szybsze pokonywanie obecnych relacji, reaktywowanie starych połączeń, jak również rozplanowanie nowych, z czym wiążą się zapewne dodatkowe wpływy finansowe. Kolejną zaletą pojazdu będzie możliwość skrócenia czasów przejazdu na wybranych relacjach dzięki możliwości poruszania się z wyższymi prędkościami po odcinkach zelektryfikowanych.

Biorąc pod uwagę powyższe, że zachodzi konieczność opracowania pojazdu, którego rozwiązania konstrukcyjne innowacyjne wobec obecnie eksploatowanego taboru:

- możliwość jazdy w trakcji elektrycznej i spalinowej,
- zastosowanie przekładni elektrycznej (silnik + przekładnia trakcyjna),
- zastosowanie dwóch agregatów prądotwórczych (silnik spalinowy + prądnica trakcyjna) co podniesie poziom niezawodności pojazdu szynowego i jego gotowości do eksploatacji,
- zastosowanie wózka napędowego i tocznego w każdym członie dzięki czemu liczba osi napędnych wyniesie zawsze 50%, dzięki czemu możliwe będzie wykorzystanie możliwości napędu niezależnie od ilości członów,
- możliwość wykorzystania hamulca elektrodynamicznego w trakcji elektrycznej i spalinowej,
- oszczędność energii dzięki jej rekuperacji podczas hamowania podczas eksploatacji w trakcji elektrycznej,
- zmniejszenie zużycia paliwa w trakcji spalinowej przez zastosowanie algorytmu obciążenia silników w zależności od aktualnego zapotrzebowania na moc trakcyjną.

W skali polskiego rynku nie ma producenta taboru szynowego, który oferowałby taki innowacyjny pojazd w gamie swoich produktów. Aby opracować założenia dla takiego pojazdu należy podjąć następujące działania:

- dokonać przeglądu istniejących rozwiązań napędów pojazdów szynowych,
- określić podstawowe parametry pojazdu,
- wytypować krytyczny, z punktu widzenia ich osiągnięcia, element pojazdu,
- opracować kryteria jego doboru i zweryfikować je przez analizy,
- wykonać badania symulacyjne potwierdzające możliwość jego implementacji do pojazdu.

W związku z tym określono następujący cel pracy: **Opracowanie rozwiązań konstrukcyjnych pasażerskiego, elektryczno-spalinowego pojazdu kolejowego, stwarzającego nowe możliwości przewozowe, przez wdrożenie dotychczas niestosowanego sposobu eksploatacji.**

Dla tak postawionego celu pracy należy zrealizować następujący jej zakres:

- a) krytyczną ocenę rozwiązań konstrukcyjnych związanych z napędem w obecnie eksploatowanych pojazdach szynowych i określenie innowacyjności rozwiązań,
- b) autorską koncepcję pojazdu spalinowo-elektrycznego,
- c) opracowanie kryteriów doboru silnika spalinowego do agregatu prądotwórczego:
 - wymagania ekologiczne dotyczące silników spalinowych,
 - weryfikacja mocy silnika zapewniającej oczekiwane osiągi i dynamikę,
 - weryfikacja możliwości zabudowy w przestrzeni dostępnej do zabudowy agregatu prądotwórczego;
- d) badania symulacyjne rozwiązań konstrukcyjnych spalinowo-elektrycznego pojazdu szynowego:
 - badanie symulacyjne skrajni nadwozia pojazdu,
 - badanie symulacyjne kątów obrotu wózka względem nadwozia pojazdu,
 - analiza wytrzymałości ramy wózka,
 - analiza wytrzymałościowa elementów aparatu pociągowego wózka,
 - badania symulacyjne wytrzymałości pudła pojazdu szynowego;
- e) opracowanie rozwiązań konstrukcyjnych lekkiego pojazdu szynowego i badania symulacyjne potwierdzające ich poprawność:
 - opracowanie założeń dla układu biegowego,
 - opracowanie założeń dla układu wytwarzania, uzdatniania i rozrządu sprężonego powietrza oraz układ sterowania hamulcami pojazdu szynowego,
 - opracowanie założeń dla systemu sterowania dwunapędowego pojazdu szynowego.

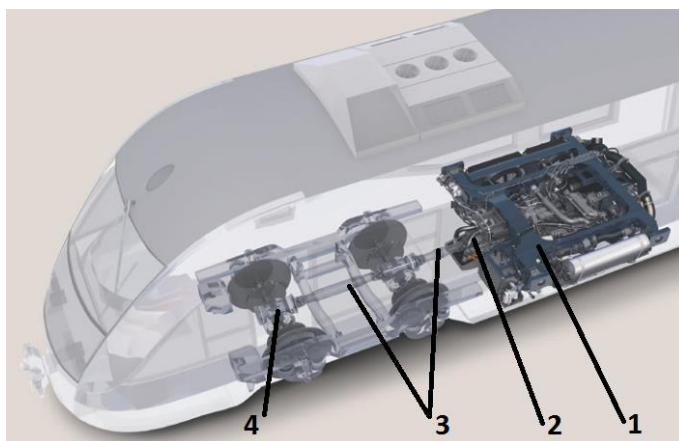
3. Krytyczna ocena dotychczasowych rozwiązań konstrukcyjnych

W pojazdach szynowych bardzo ważnym elementem jest układ napędowy tzn. zespół urządzeń służących do przeniesienia momentu obrotowego, wytwarzanego przez jednostkę napędową [32, 42], na osie napędowe pojazdu.

W zależności od rodzaju napędu różnią się pojazdy szynowe z:

- napędem spalinowym i przekładnią hydrauliczną (hydromechaniczną) lub elektryczną,
- napędem elektrycznym i przekładnią elektryczną,
- napędem hybrydowym tzn. łączącym cechy napędu elektrycznego (eksploatacja na liniach zelektryfikowanych) oraz spalinowo-elektrycznego (eksploatacja na liniach niezelektryfikowanych) [41, 25].

Dotychczas najczęściej stosowanym układem napędowym w lekkich pojazdach szynowych (rys. 3.1) jest system zabudowany pod podłogą pojazdu, złożony z silnika spalinowego w układzie cylindrów bokser (1), przekładni głównej hydraulicznej (hydromechanicznej) (2), wałów przegubowych (3) i przekładni osiowych (z nawrotnikiem lub bez w zależności od typu zastosowanej przekładni głównej) (4). Takie umiejscowienie napędu nie ogranicza jednak przestrzeni wewnątrz pojazdu pozwalając na większą jej dostępność dla pasażerów.



Rys. 3.1. Podpodłogowy napęd spalinowo-hydromechaniczny [61]

Umiejscowienie układu napędowego pod podłogą pojazdu ma swoje wady [4, 19, 23]:

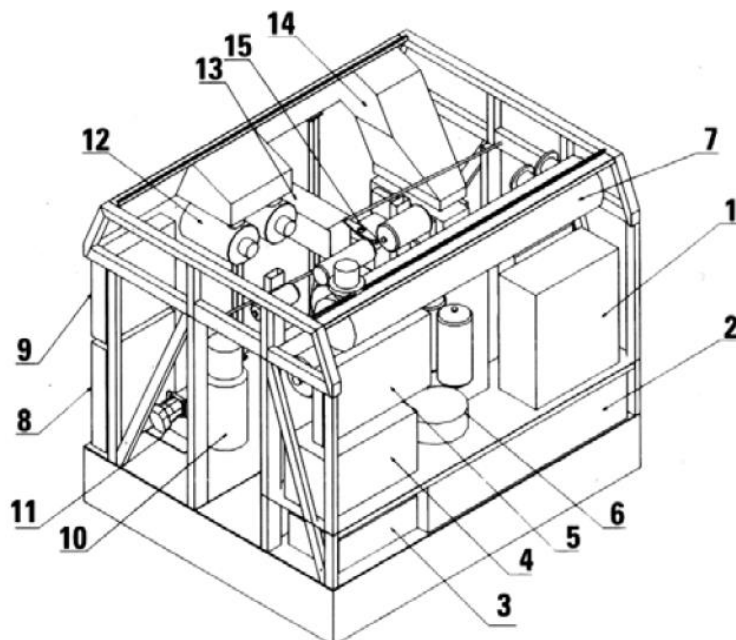
- utrudniony dostęp w celu przeprowadzenia czynności obsługowo-naprawczych,
- zmniejszenie obszaru niskiej podłogi w pojeździe,
- możliwość przeniesienia napędu jedynie na jeden wózek napędny,
- brak możliwości zwiększenia liczby członów przy jednoczesnym zwiększeniu liczby wózków napędnych co jest konieczne dla uzyskania wysokich parametrów rozruchu,
- możliwość zastosowania tylko silników w układzie cylindrów bokser.

Od wielu lat, zwłaszcza w lokomotywach spalinowych, stosowany jest napęd spalinowo-elektryczny. Napęd ten, ze względu na swoje walory użytkowe będzie podstawowym układem w lekkich pojazdach szynowych o większej mocy oraz przeznaczonych do jazdy z większymi prędkościami.

W dużym uproszczeniu składa się on z silnika spalinowego, z którym połączona jest kołnierzoowo prądnica trakcyjna, przekształcająca energię mechaniczną w energię elektryczną i przez falownik zasilająca asynchroniczne silniki trakcyjne znajdujące się na wózku napędnym. Zamieniają one z powrotem energię elektryczną w mechaniczną i przez przekładnie trakcyjne napędzają osie napędowe pojazdu. Rozwiązanie takie zastosowano w pojeździe Stadler serii VT646 (rys. 3.2). Krótki człon, oparty na wózku napędnym pełni funkcję przedziału maszynowego z centralnym korytarzem przejściowym dla pasażerów. W pojeździe spalinowym zabudowany jest w nim m.in. silnik spalinowy (rys. 3.3), natomiast w pojeździe elektrycznym zabudowany jest na nim pantograf, a wewnątrz elementy układu energoelektronicznego. Liczba takich członów zależy od długości pojazdu i jego zapotrzebowania na moc trakcyjną.



Rys. 3.2. Spalinowy zespół trakcyjny serii VT 646 (GTW 2/6) Kolei Niemieckich (DB) [62]



Rys. 3.3. Rozmieszczenie urządzeń w przedziale maszynowym pojazdu GTW2/6 i GTW4/8 [25]:
 1 – falownik, 2 – zbiornik paliwa, 3 – akumulatory, 4 – zespół przygotowania powietrza, 5 – tablica hamulcowa, 6 – układ wzbudzenia silników trakcyjnych, 7 – tłumik wylotu spalin, 8 – chłodnica wodna, 9 – chłodnica powietrza doładowanego, 10 – podgrzewacz, 11 – pompa hydrostatyczna, 12 – filtr powietrza, 13 – zbiornik wyrównawczy wody chłodzącej, 14 – wloty powietrza, 15 – silnik spalinowy

Umiejscowienie układu napędowego wewnątrz pojazdu ma posiada cechy, które są wolne od wad rozwiązania podpodłogowego:

- łatwy dostęp w celu przeprowadzenia czynności obsługowo-naprawczych,
- nie wpływa na wielkość obszaru niskiej podłogi w pojeździe,
- możliwość przeniesienia napędu na dowolną liczbę wózków napędnych,
- możliwość zwiększenia liczby członów przy jednoczesnym zwiększeniu liczby wózków napędnych co jest konieczne dla uzyskania wysokich parametrów rozruchu,
- możliwość stosowania silników spalinowych również w układzie rzędownym i układzie cylindrów V.

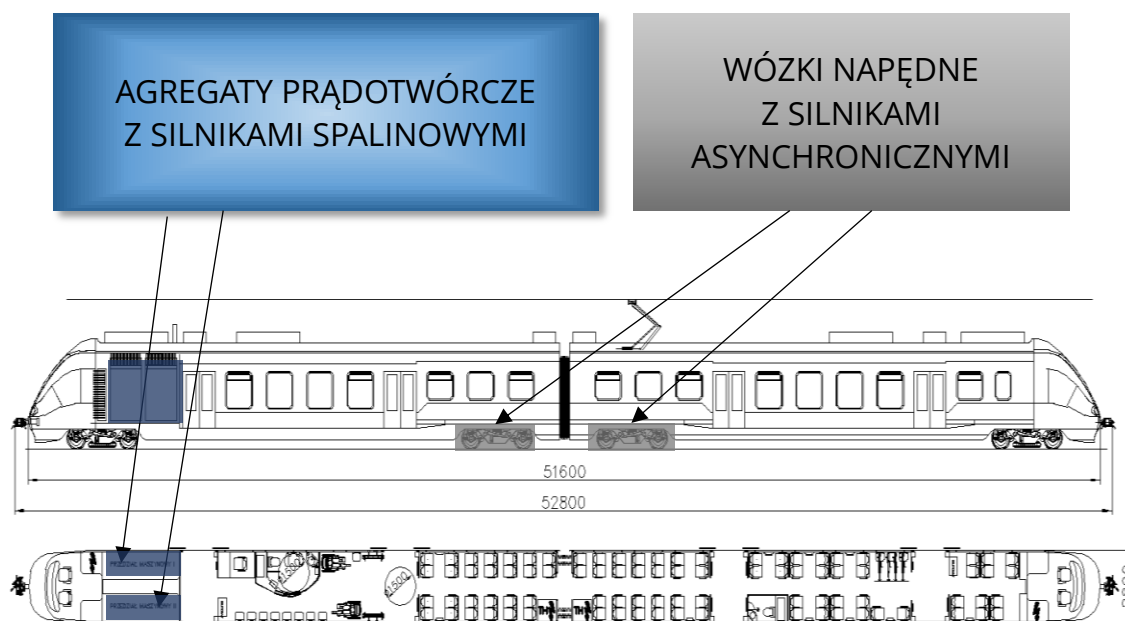
Układ taki ma natomiast jedną kluczową wadę, mianowicie ogranicza przestrzeń w pojeździe przeznaczoną dla pasażerów, a co z tym idzie – jest dużym wyzwaniem dla konstruktorów [6, 7, 10] ze względu na zminimalizowanie wielkości przedziału, który niezbędny jest do zabudowy silnika spalinowego i pozostałych niezbędnych elementów całego układu napędowego.

Podczas opracowywania koncepcji pojazdu, w toku prowadzonych rozmów z potencjalnymi dostawcami silnika spalinowego okazało się, że nie ma na razie dostępnych silników spełniających normy emisji spalin na poziomie Stage V. Ponieważ planowano homologację pierwszego pojazdu na 2021 r., ten wymóg musiał być koniecznie spełniony. Producenci silników deklarowali taką możliwość, ale w pierwszej kolejności w odniesieniu do silników w rzędownym układzie cylindrów. Powodem tego był ich większy potencjał ekonomiczny niż tych w układzie bokser. Wykluczało to więc zastosowanie w pojeździe napędu w układzie podpodłogowym.

4. Autorska koncepcja spalinowo-elektrycznego pojazdu szynowego

Podstawowe założenia konstrukcyjne dla spalinowo-elektrycznego pojazdu szynowego obejmują (rys. 4.1):

- możliwość jazdy w trakcji elektrycznej i spalinowej,
- dzięki zastosowaniu przekładni elektrycznej, hamulec elektrodynamiczny jest dostępny w trakcji elektrycznej i spalinowej (z użyciem rezystorów hamowania), co pozwoli ograniczyć zużycie elementów ciernych hamulca pneumatycznego,
- oszczędność energii dzięki jej rekuperacji podczas hamowania (w trakcji elektrycznej),
- zastosowanie dwóch agregatów prądowórczych (silnik spalinowy + prądnica trakcyjna) wewnątrz pojazdu co podniesie poziom niezawodności pojazdu szynowego i jego gotowości do eksploatacji,
- zastosowanie wózka napędowego i tocznego w każdym członie, dzięki czemu liczba osi napędnych wyniesie zawsze 50% i możliwe będzie wykorzystanie możliwości napędu oraz hamulca elektrodynamicznego niezależnie od liczby członów.



Rys. 4.1. Koncepcja układu napędowego spalinowo-elektrycznego pojazdu szynowego

Taka koncepcja pojazdu pozwala również na rozszerzenie oferty o pojazd 3-członowy (rys. 4.2–4.4). Przy projektowaniu członów skrajnych należy przyjąć założenie, że pewne systemy i układy tych członów (a konkretnie urządzenia wchodzące w ich skład) powinny uwzględniać możliwość rozbudowy pojazdu 2-członowego o dodatkowy człon środkowy. Do systemów tych należą m.in.:

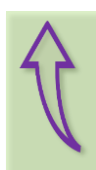
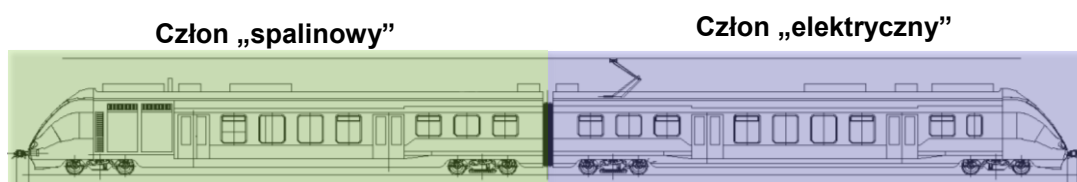
- system informacji pasażerskiej,
- system monitoringu,
- system sterowania oświetleniem wewnętrznym,

- układ wytwarzania i sterowania sprężonym powietrzem,
- układ hamulcowy,
- system sterowania pojazdem,
- system wentylacji i klimatyzacji.

Pewne elementy pojazdu, układy i urządzenia będą identyczne w pojeździe 2- i 3-członowym, np.:

- układ biegowy – wózki napędowe i toczne,
- kabina maszynisty,
- przejścia międzywagonowe,
- sprzęgi,
- drzwi boczne,
- okna i szyba czołowa.

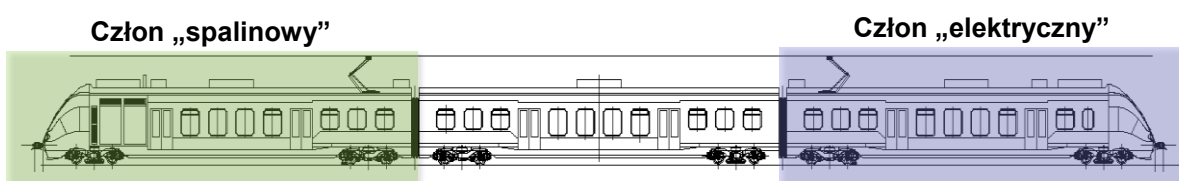
Pojazd 2-członowy



**Implementacja możliwych
rozwiązań technicznych**



Pojazd 3-członowy



Rys. 4.2. Rozbudowa dwunapędowego pojazdu 2-członowego do 3-członowego

Konfiguracja pojazdu ma potencjał rozwojowy i pozwala na budowę całej rodziny Spalinowych i Elektrycznych Zespołów Trakcyjnych zwłaszcza z większą liczbą członów (rys. 4.3–4.5).



Rys. 4.3. Pojazd 3-członowy z napędem spalinowym (SZT)



Rys. 4.4. Pojazd 3-członowy z napędem elektrycznym (EZT)



Rys. 4.5. Pojazd 4-członowy z napędem elektrycznym (EZT)

Podstawowe parametry techniczne dwunapędowego pojazdu 2- i 3-członowego znajdują się w tabl. 4.1.

Tablica 4.1. Charakterystyka techniczna pojazdu szynowego

Lp.	Parametr	2-członowy	3-członowy
1	Długość całkowita pojazdu ze zderzakami	52 800 mm	78 300 mm
2	Szerokość członu	2800 mm	
3	Baza członu	19 000 mm	
4	Miejsce na rowery	4	
5	Przedział służbowy	1	
6	Miejsce na biletomat	2	
7	Liczba miejsc siedzących stałych	76	154
8	Liczba miejsc siedzących odchylnych	13	13
9	Liczba miejsc stojących (4 os./m ²)	134	222
10	Liczba miejsc na wózkach inwalidzkich	2	
11	Prędkość maksymalna pojazdu w trakcji elektrycznej	160 km/h	
12	Prędkość maksymalna pojazdu w trakcji spalinowej	120 km/h	90 km/h

Ze względu na znacząco dużą długość przedziałów maszynowych, w których będą zabudowane generatory prądu napędzane silnikami spalinowymi wraz z prądnicą i wyposażeniem, aby zapewnić przestrzeń dla pasażerów, bazę pojazdu (odległość między osiami wózków) ustalono na 19 000 mm. Niestety ma to wpływ na szerokość członu, która ze względu na wymagania dotyczące skrajni może wynieść maksymalnie 2800 mm. Dzięki temu, że połowa wózków jest napędna możliwe jest osiągnięcie prędkości maksymalnej 160 km/h niezależnie od ilości członów.

5. Kryteria doboru silnika spalinowego do agregatu prądotwórczego

5.1. Parametry techniczne pojazdów

Z punktu widzenia parametrów technicznych pojazdu [17, 22], jego możliwości trakcyjnych, prędkości maksymalnej i oczekiwanych przyspieszeń najważniejszym jest dobór silnika spalinowego. We wstępnej fazie projektu opracowano następujące wymagania, przedstawione w tabl. 5.1.

Tablica 5.1. Wybrane wymagania dla silnika spalinowego

Lp.	Parametr	Wymaganie
1.	Warunki eksploatacyjne i klimatyczne	
1.1.	Zabudowa silnika	We wnętrzu pojazdu
1.2.	Prędkość eksploatacyjna pojazdu	160 km/h
1.3.	Warunki postoju	Postój pojazdu na odkrytym placu
1.4.	Środowiskowe warunki pracy silnika	<ul style="list-style-type: none"> w zakresie temperatury powietrza na zewnątrz pojazdu od -30°C do 40°C, a wewnątrz pojazdu od -30°C do 70°C w zakresie względnej wilgotności powietrza – max. 90% przy 20°C (średnia roczna 75%)
2.	Wymagania funkcjonalne i konstrukcyjne	
2.1.	Typ budowy silnika	Wysokoprężny, czterosurowy, rzędowy
2.2.	Wyposażenie	Silnik spalinowy wraz z zabudowanym na swoim korpusie sterownikiem, układ dolotowy powietrza, układ smarowania, układ paliwowy bez zbiornika paliwa, układ wylotowy (wylot spalin wyprowadzony na dach), umożliwiający spełnienie czystości spalin na poziomie Stage V; układ chłodzenia silnika spalinowego ze zmienną prędkością obrotową wentylatorów (przewidywane miejsce zabudowy na dachu pojazdu). Wymaga się, aby silnik był przystosowany do montażu od strony zewnętrznej pojazdu wraz z dobraną prądnicą i sprzęgłem na własnej ramie oraz z dobranymi wibroizolatorami.
2.3.	Sterowanie i diagnostyka	Systemy sterowania i diagnostyki urządzeń elektrycznych przedziału maszynowego muszą posiadać funkcję samokontroli wykrywającą ich ewentualne niesprawności.
2.4.	Moc silnika	~ 400 kW
2.5.	Obrotowa prędkość znamionowa	1700–2000 obr/min
2.6.	Obrotowa prędkość biegu jałowego	600–700 obr/min
2.7.	Obudowa koła zamachowego	SAE 1
2.8.	Napęd generatora trakcyjnego	Typ budowy prądnicy: prądnica dwułożyskowa
2.9.	Napięcie sterownika silnika	24 V DC
2.10.	Wymiana danych sterownika silnika ze sterownikiem przedziału maszynowego	CANOpen lub CAN J1939 (pełne dane) oraz dodatkowo sygnały sprzętowe (aktywacja, status)
2.11.	Napięcie rozrusznika	24 V DC

Lp.	Parametr	Wymaganie
2.12.	Układ chłodzenia	W dostawie
2.13.	Układ oczyszczania spalin	W dostawie
2.14.	Maksymalna szerokość silnika	900 mm
2.15.	Konstrukcja i wytrzymałość (mocowanie osprzętu i silnika w pojeździe)	<ul style="list-style-type: none"> • przyspieszenie w kierunku osi $-x$: $\pm 3 g$ • przyspieszenie w kierunku osi $-y$: $\pm 1 g$ • przyspieszenie w kierunku osi $-z$: $\pm 2 g$ gdzie: oś x – kierunek wzdłużny, oś y – kierunek poprzeczny, oś z – kierunek pionowy

Główne, założone dla tego pojazdu, kryteria doboru silnika spalinowego są następujące:

- spełnienie norm emisji spalin,
- weryfikacja mocy silnika zapewniającej oczekiwane osiągi i dynamikę,
- dostępna przestrzeń do zabudowy agregatu prądotwórczego.

Niespełnienie powyższych kryteriów powoduje, że kontynuacja projektu nowego spalino-elektrycznego pojazdu jest niemożliwa.

5.2. Wymagania ekologiczne dotyczące silników spalinowych

Projektując nowoczesny pojazd należy pamiętać, że jego eksploatacja rozpocznie się za kilka lat, a sama homologacja rozpocznie co najmniej rok wcześniej. Należy śledzić zmiany norm i zawarte w nich wymagania, tak aby móc sprostać oczekiwaniom przewoźników, zbudować pojazd bezpieczny i przyjazny pasażerom oraz środowisku naturalnemu. Podjęto więc decyzję o wyposażeniu pojazdu w silnik spełniający wymagania normy emisji spalin na poziomie Stage V.

Obecnie kładzie się coraz większy nacisk na zmniejszenie emisji zanieczyszczeń pojazdów kolejowych [8, 29, 49], które przez wiele lat nie były objęte przepisami [1, 20, 58]. Istotne w rozwoju przepisów o emisji zanieczyszczeń pojazdów kolejowych było wprowadzenie dyrektywy 97/68/WE [9], a następnie jej nowelizacji 2004/26/WE [12]. Dyrektywa ta obowiązuje obecnie i są nią objęte m.in. silniki ZS zasilane olejem napędowym przeznaczone do lokomotyw spalinowych i kolejowych wagonów spalinowych, a homologacja może być udzielona dla typu silników lub dla rodziny silników.

W rozporządzeniu 2016/1628 [43], dotyczącym limitów emisji z pojazdów pozadrogowych (zmieniającym rozporządzenia 1024/2012 [44] i 167/2013 [45] oraz uchylające dyrektywę 97/68/EC), wprowadzono m.in. kategorie silników (tabl. 5.2) [5]:

- RLL – silniki do napędu lokomotyw,
- RLR – silniki do użytku w wagonach silnikowych, do ich napędu; silniki używane.

Tablica 5.2. Wartości dopuszczalne emisji jednostkowej zanieczyszczeń w [g/kWh] dla Stage V

Kategoria	Rodzaj silnika	Moc netto N_e [kW]	Data obowiązywania NTA/ANR	Wartość dopuszczalna emisji jednostkowej				
				CO	HC	NO _x	PM	PN
RLL-v/c-1		$N_e > 0$	1.01.2020/1.01.2021	3,5		4,0	0,025	
RLR-v/c-1		$N_e > 0$	1.01.2020/1.01.2021	3,5	0,19	2,0	0,015	$1 \cdot 10^{12}$

W chwili podjęcia tej decyzji o wymaganiach normy emisji spalin na poziomie Stage V nie było jeszcze na rynku dostępnych silników, które miałyby certyfikaty potwierdzające spełnienie tego warunku. Jednak wszyscy producenci zadeklarowali, że dostarczą taki silnik (w układzie rzędowym) w wymaganym czasie. Do przetargu stanęło kilka firm. Były to m. in. MAN, MTU, DEUTZ czy VOLVO. Przetarg wygrała firma DEUTZ, która zaoferowała silnik o objętości skokowej 12 dm³ typu DEUTZ TCD 12.0 o mocy 400 kW. Silnik ten wpisuje się w koncepcję pojazdu, ponieważ w dokładnie tym samym korpusie można zbudować silnik o objętości skokowej 13,5 dm³ i mocy 450 kW, który powinien spełniać potrzeby pojazdu 3-członowego.

5.3. Weryfikacja mocy silnika zapewniającej oczekiwane osiągi i dynamikę

Charakterystyka trakcyjna pojazdu, czyli zależność siły pociągowej w funkcji prędkości $F = f(v)$, jest niezbędna do określenia niektórych parametrów trakcyjnych pojazdu, np. jego prędkości maksymalnej na określonej trasie, ponieważ siła trakcyjna i siła oporu jazdy nie jest stała i zależy od prędkości [2].

Do badań symulacyjnych przyjęto silniki DEUTZ TCD 12.0 o mocy 400 kW dla pojazdu 2-członowego oraz DEUTZ TCD 13.5 o mocy 450 kW dla pojazdu 3-członowego. Na podstawie doświadczenia, analiz mocy pojazdów o podobnych, oczekiwanych parametrach, moce te powinny być wystarczające dla zapewnienia oczekiwanych możliwości trakcyjnych (tabl. 5.3).

Tablica 5.3. Dane wejściowe dla pojazdu 2-członowego

Określenie wielkości	Symbol	Zależności – formuły	Jedn.	Wartość
Bilans mocy pojazdu				
Krok prędkości jazdy	dv	Zadane >>	km/h	2
Promień kół jezdnych – maks	Rk_{\max}	Zadane >>	m	0,425
Promień kół jezdnych – min	Rk_{\min}	Zadane >>	m	0,39
Maksymalna moc prądnic trakcyjnych	$P_{pr_{\max}}$	Zadane >>	kW	800
Liczba silników trakcyjnych na zestawach kołowych	n_{sil}	Zadane (TSA typ TME 46-32-4)>>	szt.	4
Maksymalna elektryczna moc silnika trakcyjnego	P_{str}	Zadane >>	kW	382
Maksymalna prędkość obrotowa silników trakcyjnych	n_{\max}	Zadane >>	obr/min	5300
Maksymalny moment na wale silnika trakcyjnego	M_{\max}	Zadane >>	kNm	3,64
Potrzeby własne pojazdu 75	$P_{\text{WP}75}$	Zadane >>	kW	75
Potrzeby własne pojazdu 112	$P_{\text{WP}112}$	Zadane >>	kW	112
Potrzeby własne pojazdu 150	$P_{\text{WP}150}$	Zadane >>	kW	150
Potrzeby własne pojazdu 193	$P_{\text{WP}193}$	Zadane >>	kW	193
Przełożenie przekładni osiowej	i_p	Zadane >>	–	4,73
Dostępna maksymalna moc elektr. silników trakcyjnych	$P_{\text{trac-max}}$	$n_{\text{sil}} \times P_{\text{str}}$	kW	1528
Maksymalna prędkość pojazdu	v_{\max}	$n_{\max} * \pi / 30 / i_p \times Rk_{\max} \times 3,6$	km/h	180

Określenie wielkości	Symbol	Zależności – formuły	Jedn.	Wartość
Maksymalna eksploatacyjna prędkość pojazdu	v_{emax}	Zadane >>	km/h	120
Moc przeznaczona na trakcję (za falownikami)	$P_{trakc75}$	$P_{pr_{max}} \times 0,90 - P_{WP75}$	kW	645
Moc przeznaczona na trakcję (za falownikami)	$P_{trakc112}$	$P_{pr_{max}} \times 0,90 - P_{WP112}$	kW	608
Moc przeznaczona na trakcję (za falownikami)	$P_{trakc150}$	$P_{pr_{max}} \times 0,9 - P_{WP150}$	kW	570
Moc przeznaczona na trakcję (za falownikami)	$P_{trakc193}$	$P_{pr_{max}} \times 0,9 - P_{WP193}$	kW	527
Charakterystyka siły pociągowej (obwódnic kół)				
Liczba wózków napędnych	n_L	Zadane >>	szt.	2
Liczba zestawów kołowych w wózku napędnym	n_{zKL}	Zadane >>	szt.	2
Min. nacisk na tor zestawu kołowego napędnego	Q_{oLmin}	(100 000 kg/8 × g) Zadane >>	kN	122,6
Maks. nacisk na tor zestawu kołowego napędnego	Q_{oLmax}	(122 000 kg/8 × g) Zadane >>	kN	149,6
Min. ciężar napędny	Q_{Lmin}	$n_L \times n_{zKL} \times Q_{oLmin}$	kN	491
Maks. ciężar napędny	Q_{Lmax}	$n_L \times n_{zKL} \times Q_{oLmax}$	kN	598
Sprawność przekładni trakcyjnej	t_{etp}	Zadane >>	-	0,97
Moc trakcyjna netto (na kołach)	P_{max}	$P_{trakc} \times t_{etp}$	kW	1482
Maksymalna siła pociągowa pojazdu	F_{Lmax}	$n_{sil} \times M_{max} \times i_p \times t_{etp}/Rk_{max}$	kN	157,0
Maksymalna prędkość jazdy z siłą F_{Lmax}	v_{FL}	P_{max}/F_{Lmax} lub zadane	m/s	4,0
Charakterystyka pojazdu – obciążenia sumaryczne				
Masa pojazdu (całkowita)	m_{poj}	Zadane >>	t	122,0
Nacisk na tor zestawu kołowego tocznego	Q_{ow}	Zadane >>	kN	99,7
Liczba wózków tocznych	n_w	Zadane >>	szt.	2
Liczba zestawów kołowych w wózku tocznym	n_{zkw}	Zadane >>	szt.	2
Ciężar toczny	Q_w	$n_w \times n_{zkw} \times Q_{ow}$	kN	399
Liczba zestawów kołowych w składzie	n_{zk}	$n_L \times n_{zKL} + n_w \times n_{zkw}$	szt.	8
Ciężar pojazdu	Q_{poc}	$Q_{Lmax} + Q_w$	kN	997
Masa pojazdu	m_{poc}	Q_{poc}/g	t	101,7
Charakterystyka oporów jazdy pojazdu				
Promień łuku torowego	R	Zadane >>	m	5000
Współczynnik jednostkowego oporu	f_{RR}	$700/(R - 20)$	N/kN	0,155
Liczba wagonów w pojeździe	n	Zadane >>	szt.	2
Współczynnik oporu aerodynamicznego	f_{ae}	$1,27 \times (n + 2,5)$	Ns ² /m ²	5,72
Współczynnik oporów toczenia niezal. od prędkości	f_{Rts}	$((6,4 + 8,8)/2 + 1,5 \times n_{zk})/g$	N/kN	2,00

Następnie wyznaczono opory ruchu pojazdu (tabl. 5.4) w zakresie od 0 do 140 km/h (krok $dv = 2$ km/h).

Tablica 5.4. Opory ruchu pojazdu dla pojazdu 2-członowego

Określenie wielkości	Symbol	Zależności – formuły	Jedn.	Wartość maksymalna
Opory aerodynamiczne składu	R_{ae}	$f_{ae} \times v^2/1000 \times 3,6$	kN	8,643
Współczynnik oporów toczenia zależnych od prędkości	f_{Rtv}	$0,53 \times v/g \times 3,6$	N/kN	2,101
Opory toczenia sumaryczne	f_{Rt}	$f_{RR} + f_{Rts} + f_{Rtv}$	N/kN	4,254
Opory sumaryczne składu na torze płaskim	R_{c0}	$R_{ae} + f_{Rt} \times Q_{poc}/1000$	kN	12,89

Na podstawie wymagań przewoźników określono kryteria, których spełnienie potwierdzi prawidłowy dobór mocy silnika spalinowego dla pojazdu 2-członowego (tabl. 5.5).

Tablica 5.5. Kryteria oceny dla pojazdu 2-członowego

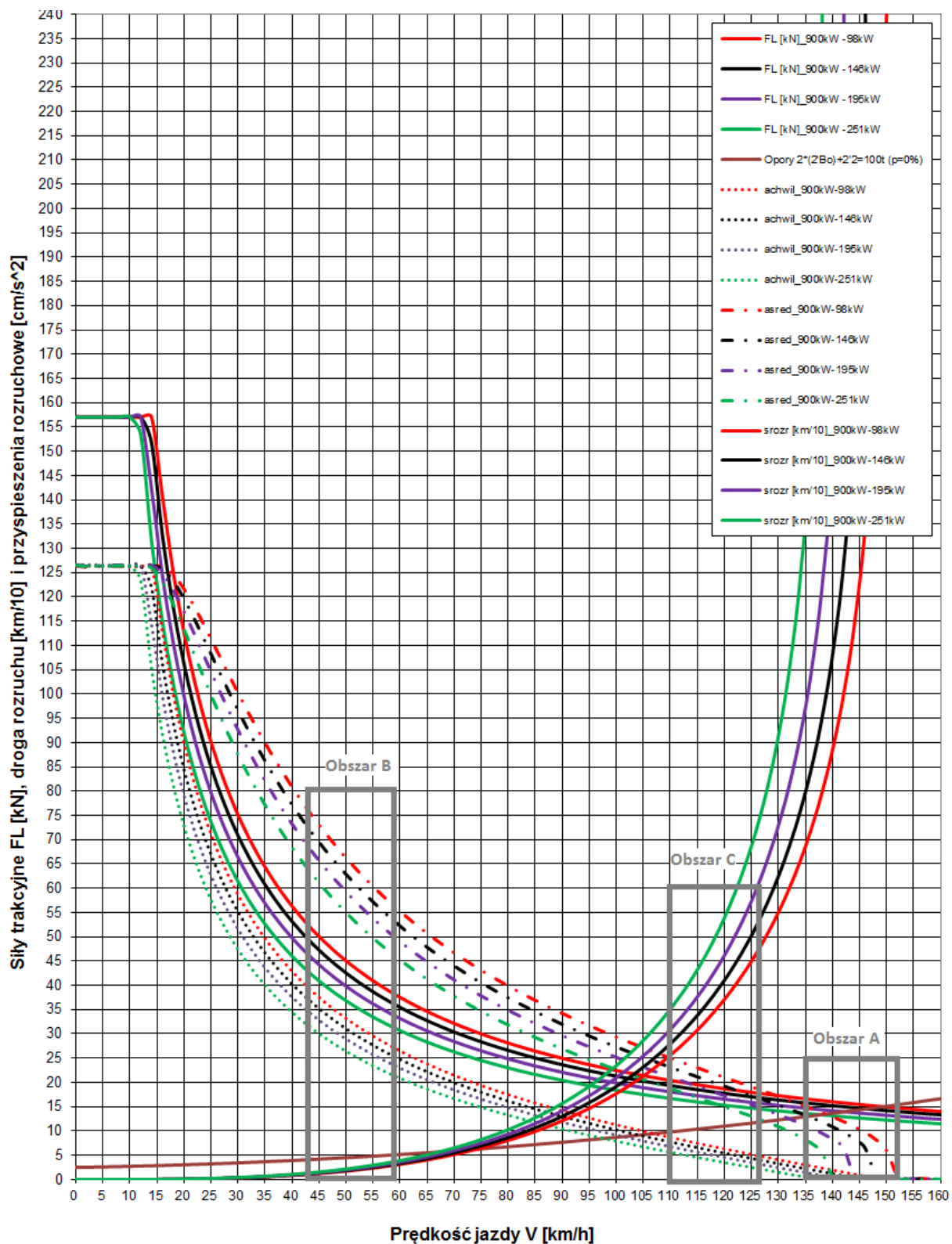
Parametr	Wartość
Prędkość maksymalna dla mocy 2×400 kW	min. 120 km/h (próba 120 km/h + 10%)
Prędkość maksymalna dla mocy 1×400 kW	min. 70 km/h (próba 70 km/h + 10%)
Średnie przyspieszenie	min. $0,4 \text{ m/s}^2$ (w zakresie prędkości od 0 do 50 km/h na torze prostym, poziomym, w stanie ładownym, dla mocy 2×400 kW)

Następnie przeprowadzono badania symulacyjne, mające potwierdzić prawidłowość tego założenia. W tym celu wyznaczono charakterystyki trakcyjne pojazdu, drogę rozruchu, przyspieszenia chwilowe i średnie (tabl. 5.5). W badaniach uwzględniono potrzeby własne pojazdu. Minimalne to 75 kW, maksymalne 193 kW i dwie wartości pośrednie 112 kW oraz 150 kW. Rezultatem badań symulacyjnych jest charakterystyka trakcyjna pojazdu 2-członowego (rys. 5.1).

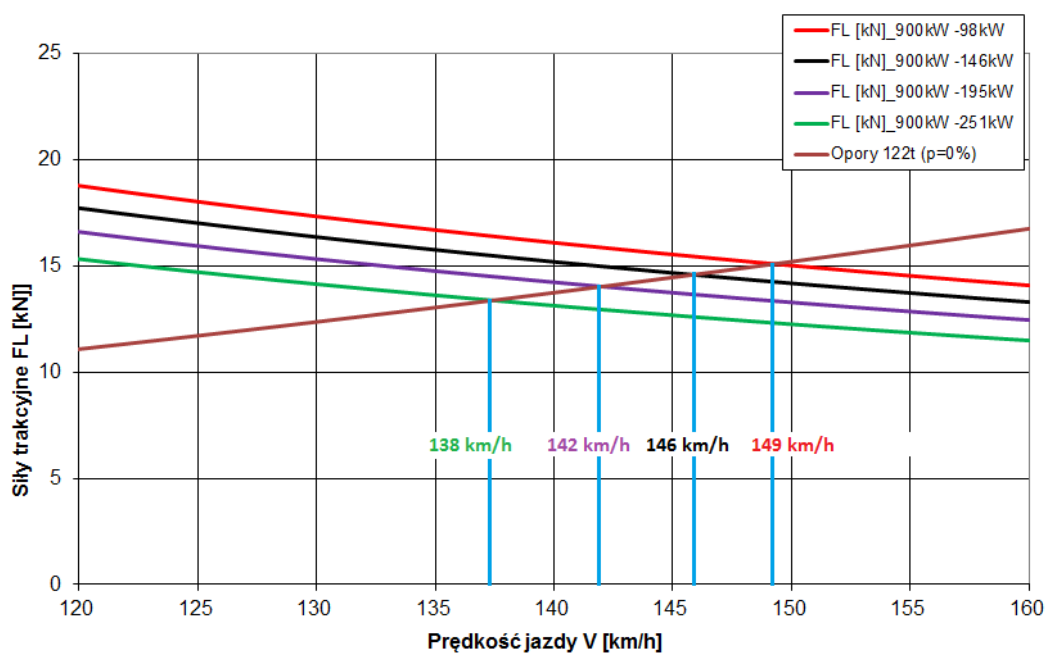
W obszarze A (rys. 5.2) charakterystyki trakcyjnej (rys. 5.1) przecinają się krzywe oporów ruchu i sił trakcyjnych. Punkty przecięcia wskazują prędkość maksymalną jaką osiągnie pojazd przy zakładanych parametrach.

W obszarze B (rys. 5.3) charakterystyki trakcyjnej (rys. 5.1) przedstawiono krzywe średniego przyspieszenia. W punkcie przecięcia tych krzywych z linią oznaczającą prędkość 50 km/h odczytano średnie przyspieszenie w zakresie 0–50 km/h.

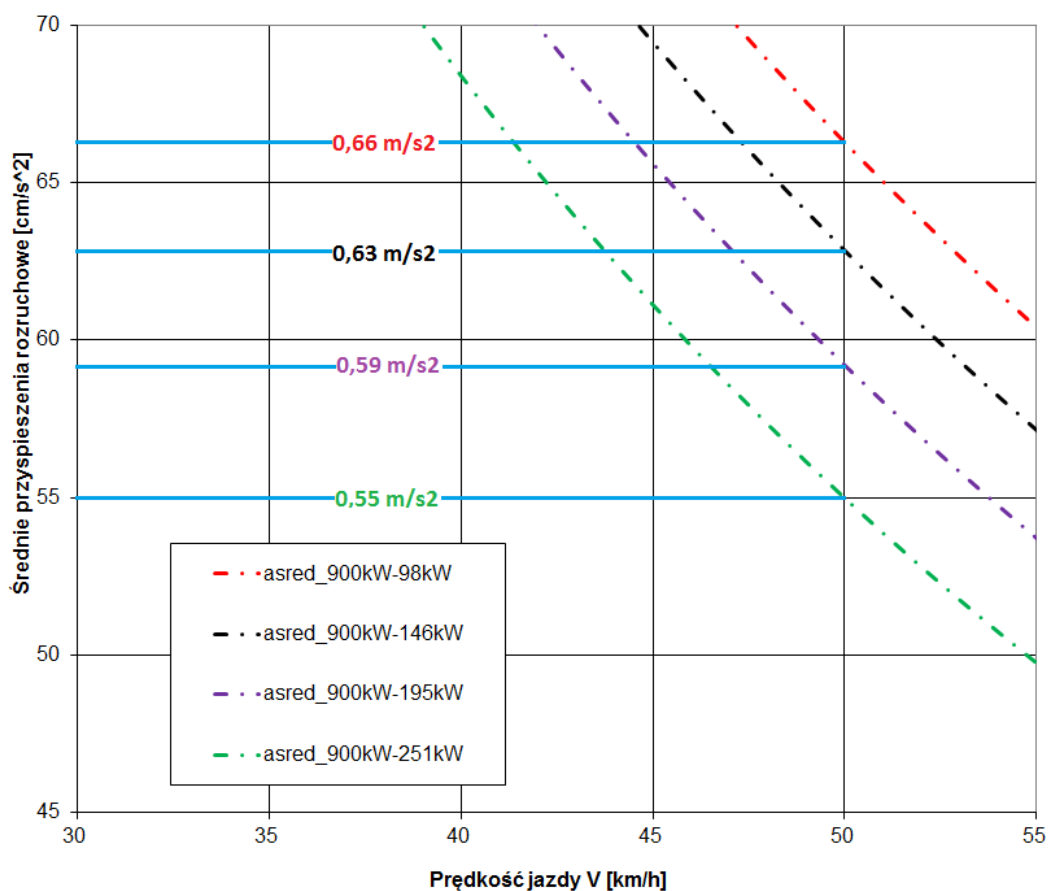
W obszarze C (rys. 5.4) charakterystyki trakcyjnej (rys. 5.1) przedstawiono krzywe dróg rozruchu. W punkcie przecięcia tych krzywych z linią oznaczającą prędkość 120 km/h odczytano drogę rozruchu w zakresie prędkości 0–120 km/h.



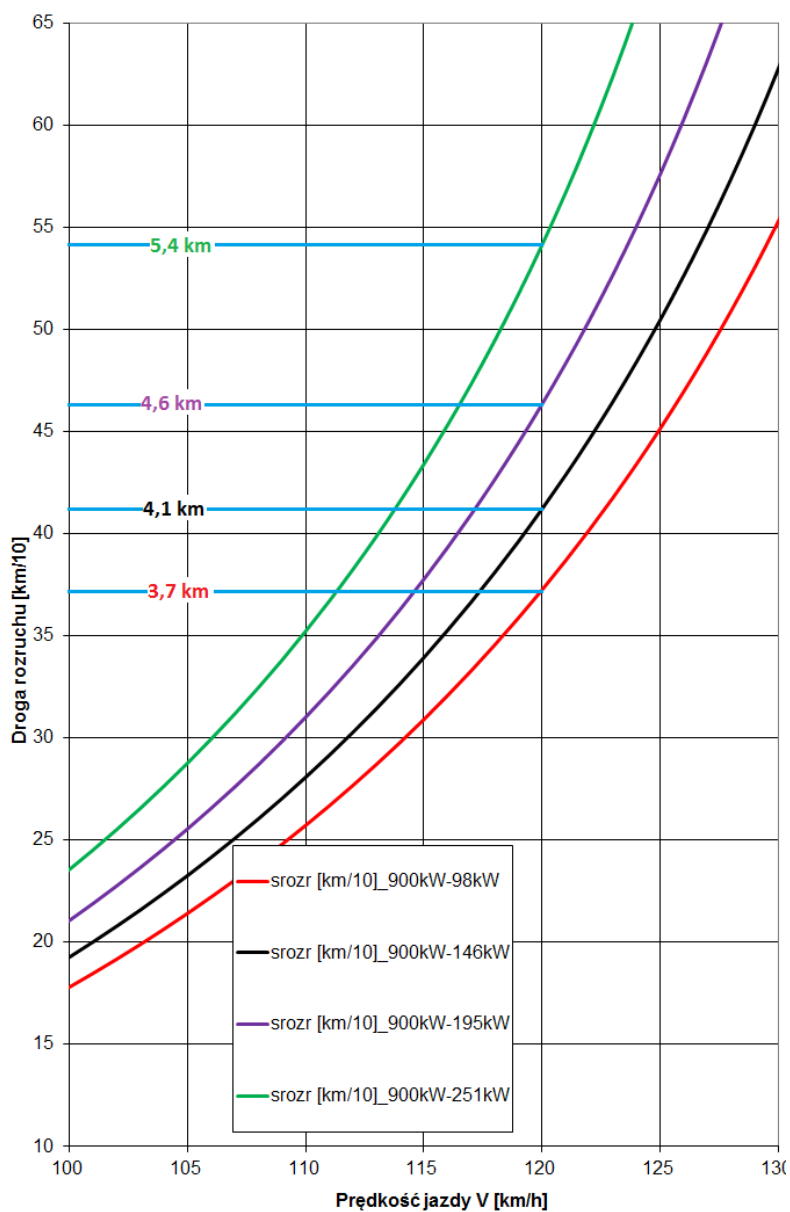
Rys. 5.1. Charakterystyka trakcyjna pojazdu 2-członowego z dwoma silnikami spalinowymi o mocy 400 kW; **FL** – siła trakcyjna, **Opory** – opory ruchu, **achwil** – przyspieszenie chwilowe, **asred** – przyspieszenie średnie, **srozr** – droga rozruchu



Rys. 5.2. Obszar A charakterystyki trakcyjnej pojazdu 2-członowego z dwoma silnikami spalinowymi o mocy 400 kW; **FL** – siła trakcyjna, **Opory** – opory ruchu



Rys. 5.3. Obszar B charakterystyki trakcyjnej pojazdu 2-członowego z dwoma silnikami spalinowymi o mocy 400 kW; **asred** – przyspieszenie średnie



Rys. 5.4. Obszar C charakterystyki trakcyjnej pojazdu 2-członowego z dwoma silnikami spalinowymi o mocy 400 kW; **srozr** – droga rozruchu

Uzyskane parametry trakcyjne pojazdu 2-członowego przedstawiono w tabl. 5.6.

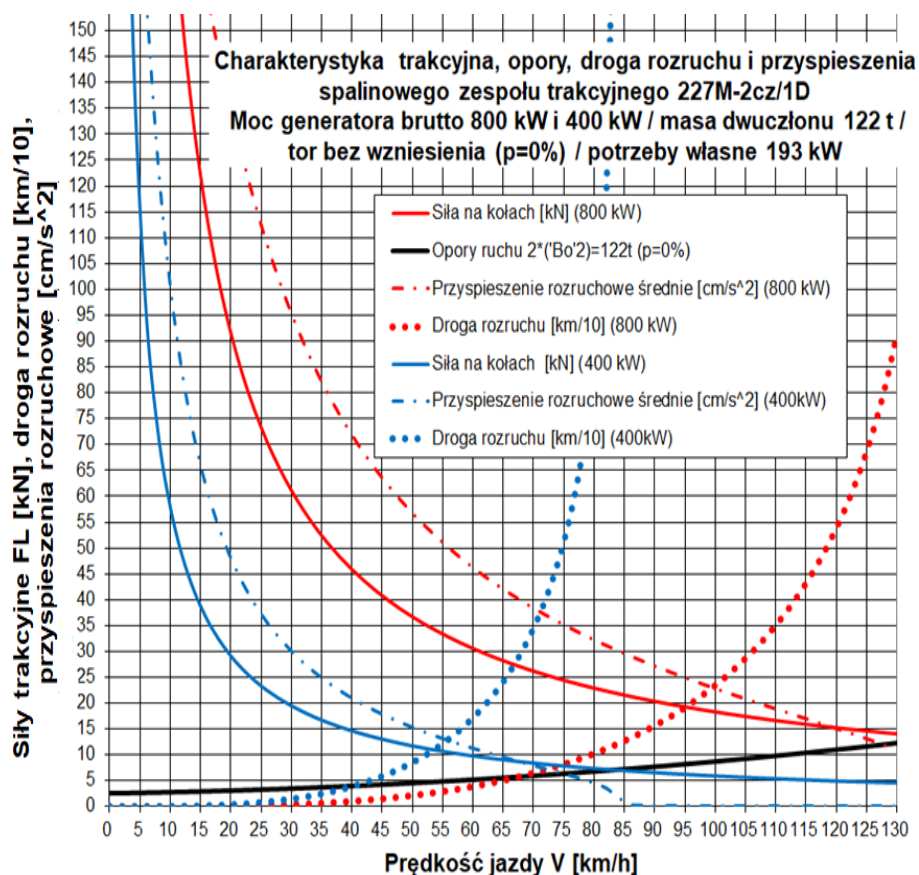
Tablica 5.6. Wartości prędkości, przyspieszenia i drogi rozruchu odczytane z charakterystyki trakcyjnej dla pojazdu 2-członowego

Moc silników – potrzeby własne	800 kW –75 kW	800 kW –112 kW	800 kW –150 kW	800 kW –193 kW
Prędkość maksymalna [km/h]	149	146	142	138
Średnie przyspieszenie [m/s^2] w przedziale 0–50 km/h (w stanie obciążonym)	0,66	0,63	0,59	0,55
Droga rozruchu [m] do $v_{max} = 120$ km/h	3721	4116	4629	5408

Porównując zakładane kryteria (tabl. 5.5) z wynikami analizy symulacyjnej (tabl. 5.6) stwierdzono, że **spełniono kryteria** dla mocy 800 kW przy maksymalnych zakładanych potrzebach własnych:

- prędkość maksymalna $v_{\max} \geq 120$ km/h (próba 120 km/h +10%),
- średnie przyspieszenie w przedziale 0–50 km/h, $a_{\text{śred}} \geq 0,4$ m/s².

Wyniki badań symulacyjnych wskazują, że dla pojazdu 2-członowego, 2 silniki o mocy 400 kW, są wystarczające dla osiągnięcia prędkości maksymalnej 120 km/h oraz średniego przyspieszenia w przedziale 0–50 km/h powyżej 0,4 m/s². Pozwalają również na zjazd awaryjny z jednym sprawnym silnikiem z prędkością 70 km/h przy całkowitym zapełnieniu pojazdu i maksymalnych potrzebach własnych (rys. 5.5 i tabl. 5.7).



Rys. 5.5. Porównanie parametrów trakcyjnych pojazdu 2-członowego napędzanego dwoma (800 kW) i jednym silnikiem (400 kW)

Tablica 5.7. Wartości prędkości i przyspieszenia pojazdu 2-członowego dla dwóch (800 kW) i jednego silnika spalinowego (400 kW) odczytane z charakterystyki trakcyjnej

Moc silników – potrzeby własne	800/400 kW –193 kW
Prędkość maksymalna [km/h]	138/82
Średnie przyspieszenie [m/s ²] w przedziale 0–50 km/h (w stanie obciążonym)	0,57/0,15

Spełniono kryterium dla mocy 400 kW – $v_{\max} \geq 70$ km/h (próba 70 km/h +10%) przy maksymalnych zakładanych potrzebach własnych.

Następnie powtórzono badania symulacyjne dla pojazdu 3-członowego oraz silnika DEUTZ TCD 13.5 o mocy 450 kW (tabl. 5.8).

Tablica 5.8. Dane wejściowe dla pojazdu 3-członowego

Lp.	Określenie wielkości	Symbol	Zależności – formuły	Jedn.	Wartość
Bilans mocy pojazdu					
1	Przyspieszenie ziemskie	g	Zadane >>	m/s^2	9,81
2	Krok prędkości jazdy	dv	Zadane >>	km/h	2
3	Promień kół jezdnych – maks	Rk_{\max}	Zadane >>	m	0,425
4	Promień kół jezdnych – min	Rk_{\min}	Zadane >>	m	0,39
5	Maksymalna moc prądnic trakcyjnych	Ppr_{\max}	Zadane >>	kW	900
6	Liczba silników trakcyjnych na zestawach kołowych	n_{sil}	Zadane (TSA typ TME 46-32-4)>>	szt.	6
7	Maksymalna elektryczna moc silnika trakcyjnego	P_{str}	Zadane >>	kW	382
8	Maksymalne obroty silników trakcyjnych	n_{\max}	Zadane >>	rpm	5300
9	Maksymalny moment na wale silnika trakcyjnego	M_{\max}	Zadane >>	kNm	3,64
10a	Potrzeby własne pojazdu98	P_{WP98}	Zadane >>	kW	98
10b	Potrzeby własne pojazdu146	P_{WP146}	Zadane >>	kW	146
10c	Potrzeby własne pojazdu196	P_{WP196}	Zadane >>	kW	196
10d	Potrzeby własne pojazdu251	P_{WP251}	Zadane >>	kW	251
11	Przełożenie przekładni osiowej	i_p	Zadane >>	-	4,73
12	Dostępna maksymalna moc elektr. silników trakcyjnych	$P_{\text{trac-max}}$	$n_{\text{sil}} \times P_{\text{str}}$	kW	2292
13	Maksymalna prędkość pojazdu	v_{\max}	$n_{\max} * \pi / 30 / i_p \times Rk_{\max} \times 3,6$	km/h	180
14	Maksymalna eksploatacyjna prędkość pojazdu	v_{emax}	Zadane >>	km/h	120
15a	Moc przeznaczona na trakcję (za falownikami)	P_{trac98}	$Ppr_{\max} \times 0,90 - P_{\text{WP98}}$	kW	712
15b	Moc przeznaczona na trakcję (za falownikami)	P_{trac146}	$Ppr_{\max} \times 0,90 - P_{\text{WP146}}$	kW	664
15c	Moc przeznaczona na trakcję (za falownikami)	P_{trac196}	$Ppr_{\max} \times 0,9 - P_{\text{WP196}}$	kW	615
15d	Moc przeznaczona na trakcję (za falownikami)	P_{trac251}	$Ppr_{\max} \times 0,9 - P_{\text{WP251}}$	kW	559
Charakterystyka siły pociągowej (obwiednia kół)					
16	Liczba wózków napędnych	n_L	Zadane >>	szt.	3
17	Liczba zestawów kołowych w wózku napędnym	n_{zKL}	Zadane >>	szt.	2
18	Min. nacisk na tor zestawu kołowego napędnego	$Q_{oL\min}$	$(100\ 000\ \text{kg}/8 \times g)$ Zadane >>	kN	122,6
19	Maks. nacisk na tor zestawu kołowego napędnego	$Q_{oL\max}$	$(122\ 000\ \text{kg}/8 \times g)$ Zadane >>	kN	145,9
20	Min. ciężar napędny	$Q_{L\min}$	$n_L \times n_{zKL} \times Q_{oL\min}$	kN	736
21	Maks. ciężar napędny	$Q_{L\max}$	$n_L \times n_{zKL} \times Q_{oL\max}$	kN	876

Lp.	Określenie wielkości	Symbol	Zależności – formuły	Jedn.	Wartość
22	Sprawność przekładni trakcyjnej	t_{ep}	Zadane >>	-	0,97
23	Moc trakcyjna netto (na kołach)	P_{max}	$P_{trakc} \times t_{ep}$	kW	1482
24	Maksymalna siła pociągowa pojazdu	F_{Lmax}	$n_{sil} \times M_{max} \times i_p \times t_{ep} / Rk_{max}$	kN	235,5
25	Maksymalna prędkość jazdy z siłą FL_{max}	v_{FL}	P_{max} / F_{Lmax}	m/s	2,9
Charakterystyka pojazdu – obciążenia sumaryczne					
26	Masa pojazdu (całkowita)	m_{poj}	Zadane >>	t	150,0
27	Nacisk na tor zestawu kołowego tocznego	Q_{ow}	Zadane >>	kN	99,3
28	Liczba wózków tocznych	n_w	Zadane >>	szt.	3
29	Liczba zestawów kołowych w wózku tocznym	n_{zkw}	Zadane >>	szt.	2
30	Ciężar toczny	Q_w	$n_w \times n_{zkw} \times Q_{ow}$	kN	596
31	Liczba zestawów kołowych w składzie	n_{zk}	$n_L \times n_{zkl} + n_w \times n_{zkw}$	szt.	12
32	Ciężar pojazdu	Q_{poc}	$Q_{Lmax} + Q_w$	kN	1472
33	Masa pojazdu	m_{poc}	Q_{poc} / g	t	150,0
Charakterystyka oporów jazdy pojazdu					
34	Promień łuku torowego	R	Zadane >>	m	5000
35	Współczynnik jednostkowego oporu	f_{RR}	$700 / (R - 20)$	N/kN	0,155
36	Liczba wagonów w pojeździe	n	Zadane >>	szt.	2
37	Współczynnik oporu aerodynamicznego	f_{ae}	$1,27 \times (n + 2,5)$	Ns ² /m ²	6,99
38	Współczynnik oporów toczenia niezal. od prędkości	f_{Rts}	$((6,4 + 8,8) / 2 + 1,5 \times n_{zk}) / g$	N/kN	2,61

Następnie wyznaczono opory ruchu pojazdu (tabl. 5.9) w zakresie od 0 do 140 km/h (krok $dv = 2$ km/h).

Tablica 5.9. Opory ruchu pojazdu dla pojazdu 3-członowego

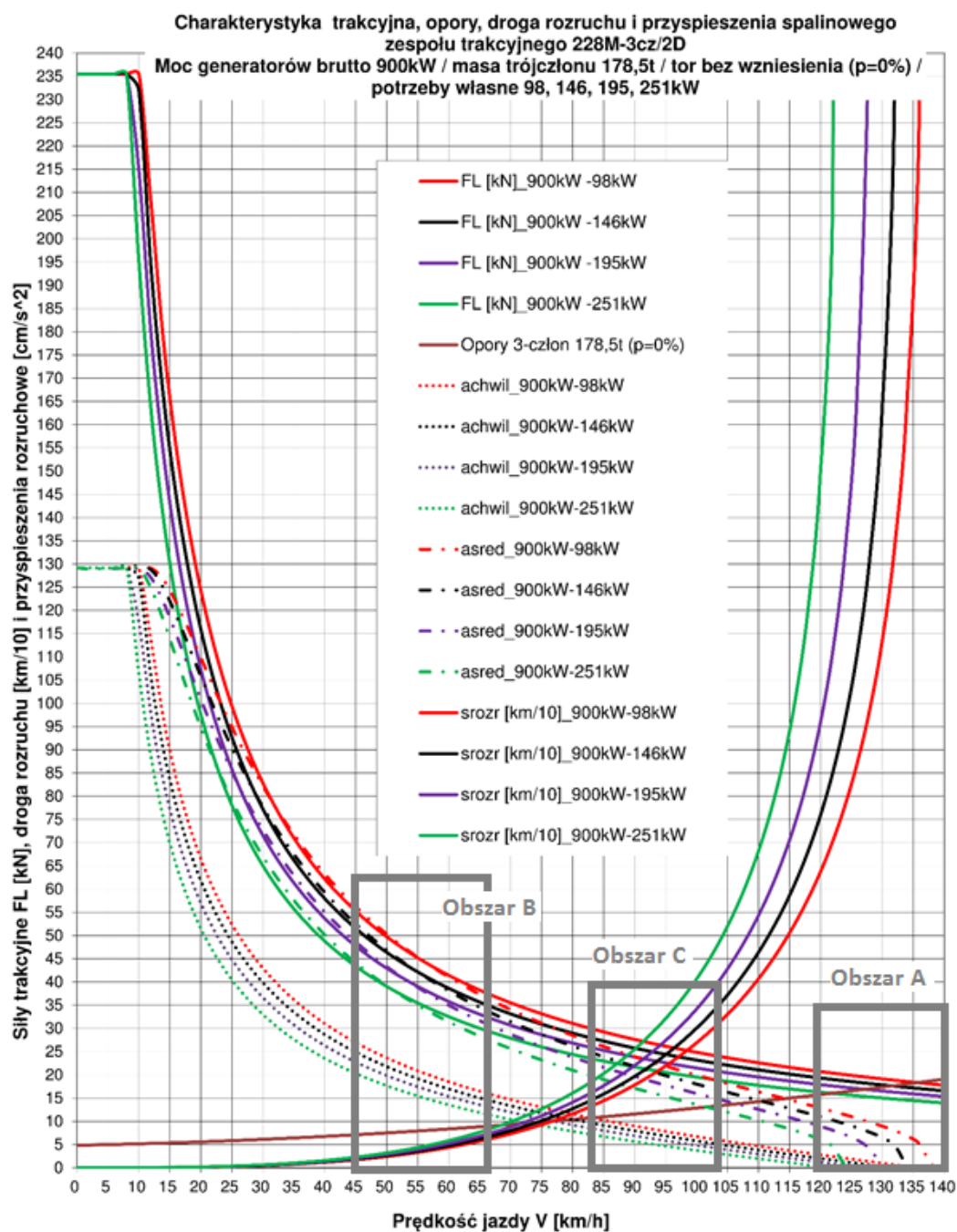
Lp.	Określenie wielkości	Symbol	Zależności – formuły	Jedn.	Wartość maksymalna
1	Opory aerodynamiczne składu	R_{ae}	$f_{ae} \times v^2 / 1000 \times 3,6$	kN	10,564
2	Współczynnik oporów toczenia zależnych od prędkości	f_{Rv}	$0,53 \times v / g \times 3,6$	N/kN	2,101
3	Opory toczenia sumaryczne	f_{Rt}	$f_{RR} + f_{Rts} + f_{Rv}$	N/kN	4,865
4	Opory sumaryczne składu na torze płaskim	R_{c0}	$R_{ae} + f_{Rt} \times Q_{poc} / 1000$	kN	17,72

Na podstawie wymagań przewoźników określono kryteria, których spełnienie potwierdzi prawidłowy dobór mocy silnika spalinowego dla pojazdu 3-członowego (tabl. 5.10).

Wyznaczono charakterystyki trakcyjne pojazdu 3-członowego, drogę rozruchu, przyspieszenia chwilowe i średnie. W badaniach również uwzględniono potrzeby własne pojazdu (większe niż dla pojazdu 2-członowego): minimalne to 98 kW, maksymalne 251 kW i dwie wartości pośrednie 146 kW oraz 195 kW (rys. 5.6 i tabl. 5.11).

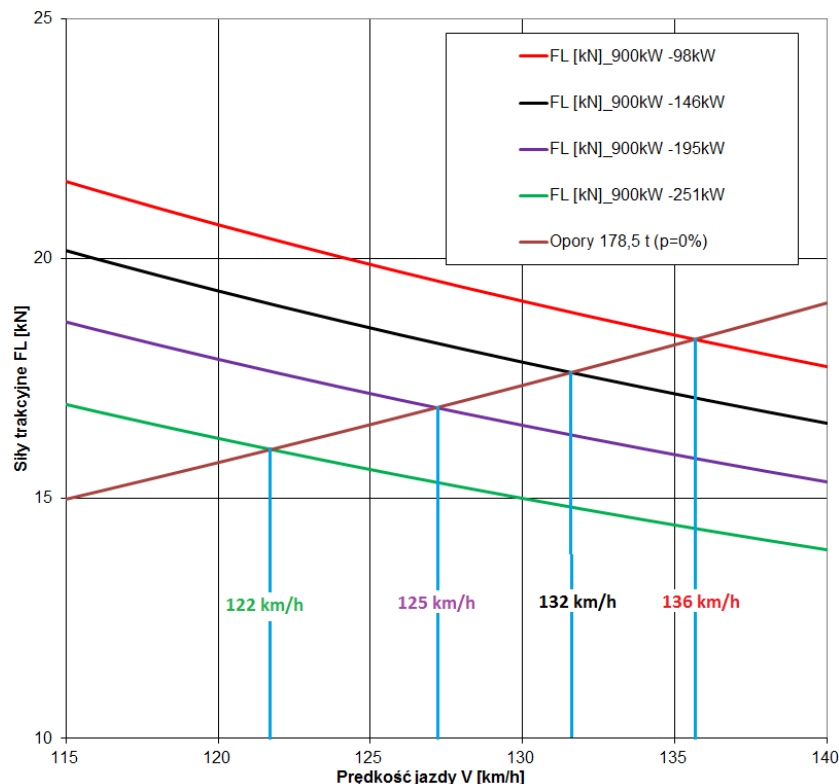
Tablica 5.10. Kryteria oceny dla pojazdu 3-członowego

Lp.	Parametr	Wartość
1	Prędkość maksymalna dla mocy 2×450 kW	min. 90 km/h (próba 90 km/h + 10%)
2	Prędkość maksymalna dla mocy 1×450 kW	min. 50 km/h (próba 50 km/h + 10%)
3	Średnie przyspieszenie	min. $0,4 \text{ m/s}^2$ (w zakresie prędkości od 0 do 50 km/h na torze prostym, poziomym, w stanie ładowym, dla mocy 2×450 kW)



Rys. 5.6. Charakterystyka trakcyjna pojazdu 3-członowego z dwoma silnikami spalinowymi o mocy 450 kW; **FL** – siła trakcyjna, **Opory** – opory ruchu, **achwil** – przyspieszenie chwilowe, **asred** – przyspieszenie średnie, **srozr** – droga rozruchu

Identycznie jak dla pojazdu 2-członowego w obszarze A (rys. 5.7) charakterystyki trakcyjnej przecinają się krzywe oporów ruchu i sił trakcyjnych. Punkty przecięć wskazują prędkość maksymalną, jaką osiągnie pojazd przy zakładanych parametrach.



Rys. 5.7. Obszar A charakterystyki trakcyjnej pojazdu 3-członowego z dwoma silnikami spalinowymi o mocy 450 kW; **FL** – siła trakcyjna, **Opory** – opory ruchu

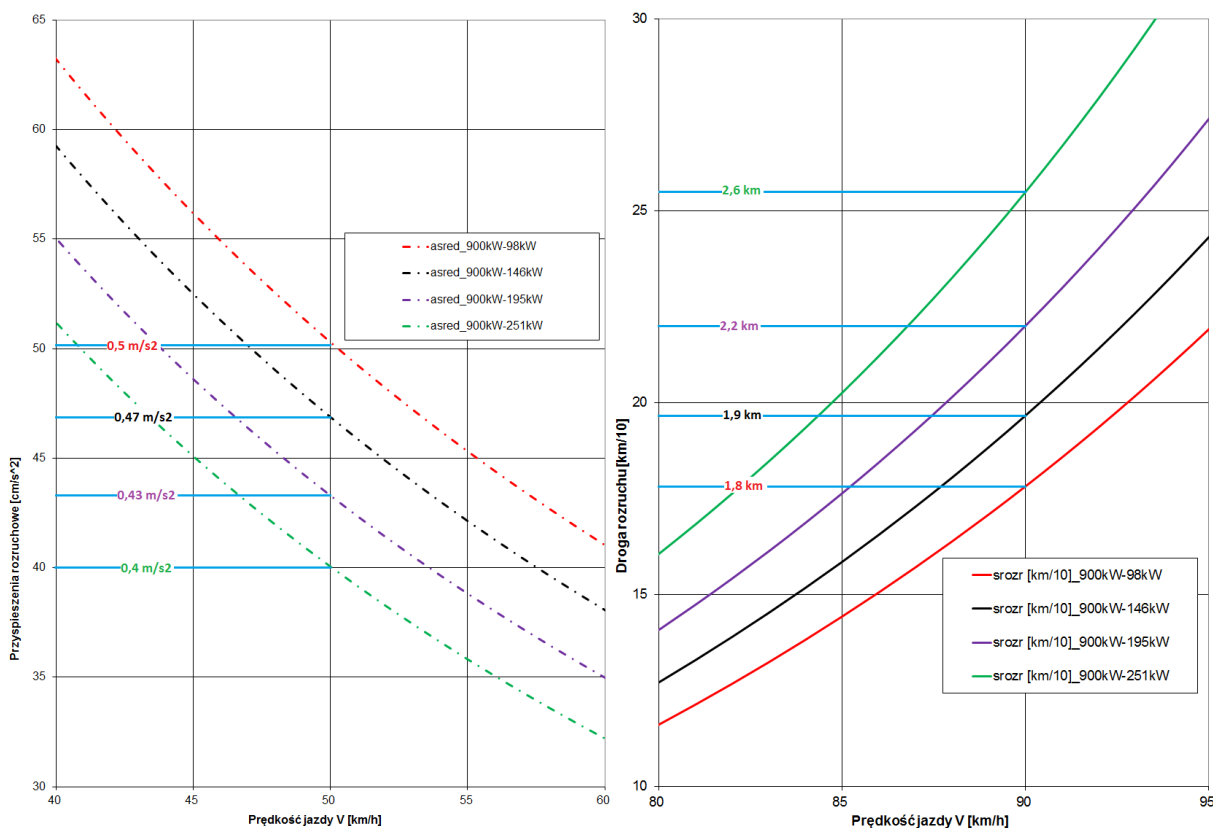
W obszarze B (rys. 5.8) charakterystyki trakcyjnej (rys. 5.6) przedstawiono krzywe średniego przyspieszenia. W punkcie przecięcia tych krzywych z linią oznaczającą prędkość 50 km/h odczytano średnie przyspieszenie w zakresie 0–50 km/h.

W obszarze C (rys. 5.9) charakterystyki trakcyjnej (rys. 5.6) przedstawiono krzywe dróg rozruchu. W punkcie przecięcia tych krzywych z linią oznaczającą prędkość 90 km/h odczytano drogę rozruchu w zakresie 0–90 km/h.

Porównując zakładane kryteria (tabl. 5.10) z wynikami analizy symulacyjnej (tabl. 5.11) stwierdzono, że **spełniono kryteria** dla mocy 900 kW przy maksymalnych zakładanych potrzebach własnych:

- prędkość maksymalna $v_{\max} \geq 90$ km/h (próba 90 km/h +10%),
- średnie przyspieszenie w przedziale 0–50 km/h, $a_{\text{śred}} \geq 0,4$ m/s².

Wyniki badań symulacyjnych wskazują, że dla pojazdu 3-członowego, 2 silniki o mocy 450 kW, są wystarczające dla osiągnięcia prędkości maksymalnej 90 km/h oraz średniego przyspieszenia w przedziale 0–50 km/h powyżej 0,4 m/s². Pozwalają również na zjazd awaryjny z jednym sprawnym silnikiem z prędkością 50 km/h przy całkowitym wypełnieniu pojazdu i maksymalnych potrzebach własnych (tabl. 5.12 i rys. 5.10).



Rys. 5.8. Obszar B charakterystyki trakcyjnej pojazdu 3-członowego z dwoma silnikami spalinowymi o mocy 450 kW; **asred** – przyspieszenie średnie

Rys. 5.9. Obszar C charakterystyki trakcyjnej pojazdu 3-członowego z dwoma silnikami spalinowymi o mocy 450 kW; **srozr** – droga rozruchu

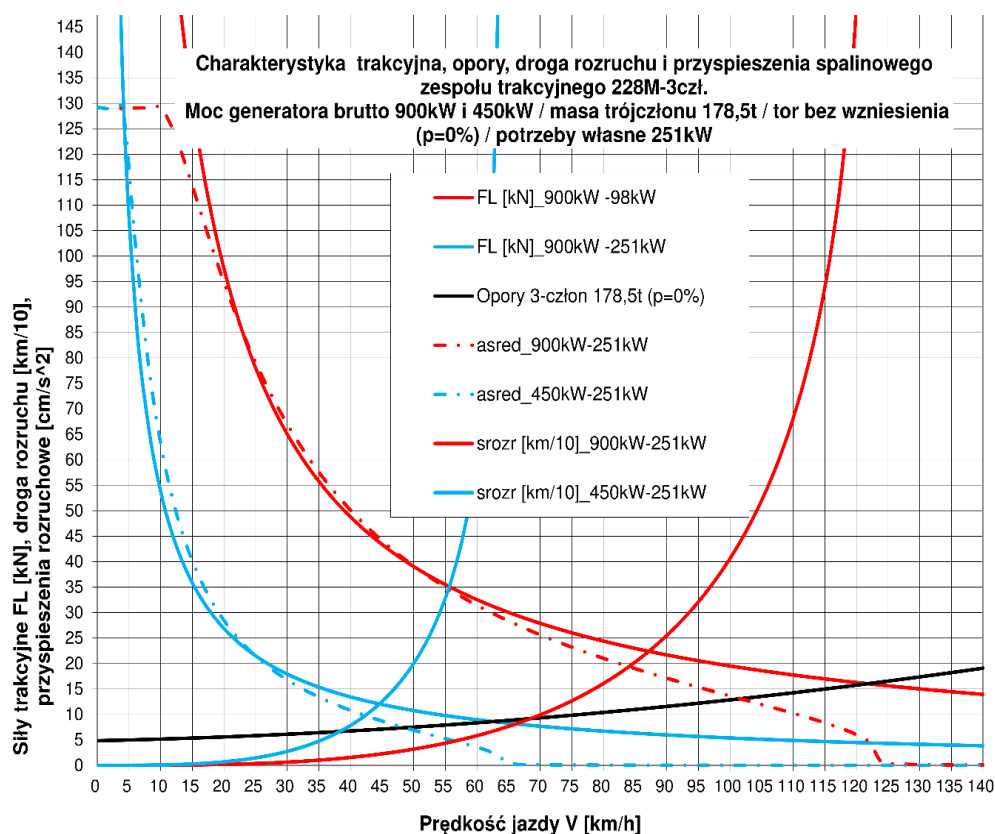
Uzyskane parametry trakcyjne pojazdu 3-członowego przedstawiono w tabl. 5.11.

Tablica 5.11. Wartości prędkości i przyspieszenia odczytane z charakterystyki trakcyjnej dla pojazdu 3-członowego

Moc silników – potrzeby własne	900 kW –98 kW	900 kW –146 kW	900 kW –195 kW	900 kW –251 kW
Prędkość maksymalna [km/h]	136	132	128	122
Średnie przyspieszenie [m/s^2] w przedziale 0–50 km/h (w stanie obciążonym)	0,50	0,47	0,43	0,40
Droga rozruchu [m] do $v_{max} = 90$ km/h	1782	1947	2201	2549

Tablica 5.12. Wartości prędkości i przyspieszenia pojazdu 3-członowego dla dwóch (900 kW) i jednego silnika spalinowego (450 kW) odczytane z charakterystyki trakcyjnej

Moc silników – potrzeby własne	900/450 kW –251 kW
Prędkość maksymalna [km/h]	122/62
Średnie przyspieszenie [m/s^2] w przedziale 0–50 km/h (w stanie obciążonym)	0,40/0,07



Rys. 5.10. Porównanie parametrów trakcyjnych pojazdu 3-członowego napędzanego dwoma (900 kW) i jednym silnikiem (450 kW)

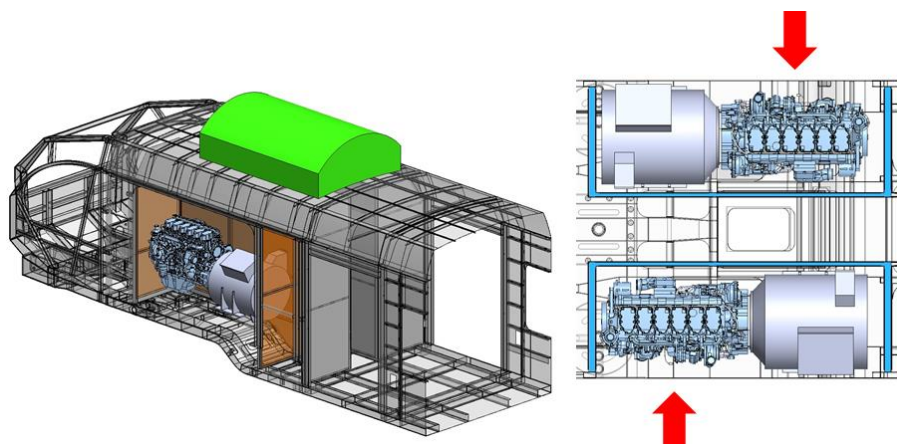
Spełniono kryterium dla mocy 450 kW – $v_{\max} \geq 50$ km/h (próba 50 km/h +10%) przy maksymalnych potrzebach własnych.

Wyniki badań symulacyjnych wskazują, że dla pojazdu 3-członowego, 2 silniki o mocy 450 kW, są wystarczające dla osiągnięcia prędkości maksymalnej 90 km/h oraz średniego przyspieszenia w przedziale 0–50 km/h powyżej $0,4 \text{ m/s}^2$. Pozwalają również na zjazd awaryjny z jednym sprawnym silnikiem z prędkością 50 km/h przy całkowitym zapełnieniu pojazdu i maksymalnych potrzebach własnych.

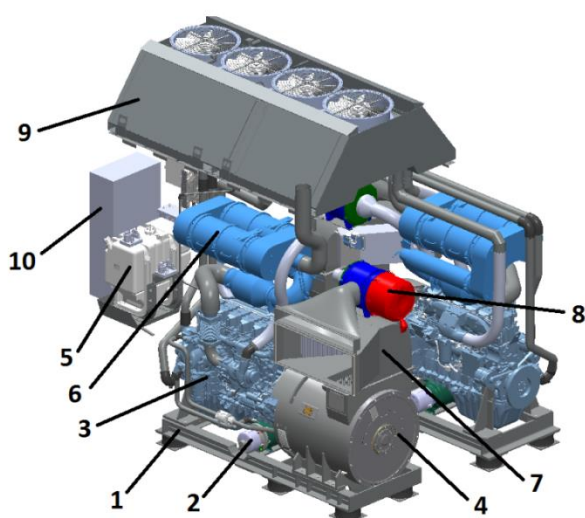
Tym samym więc można stwierdzić, że silniki: DEUTZ TCD 12.0, o mocy 400 kW dla pojazdu 2-członowego oraz DEUTZ TCD 13.5, o mocy 450 kW dla pojazdu 3-członowego zapewniają tym pojazdom wymagane parametry trakcyjne.

5.4. Dostępna przestrzeń do zabudowy agregatu prądotwórczego

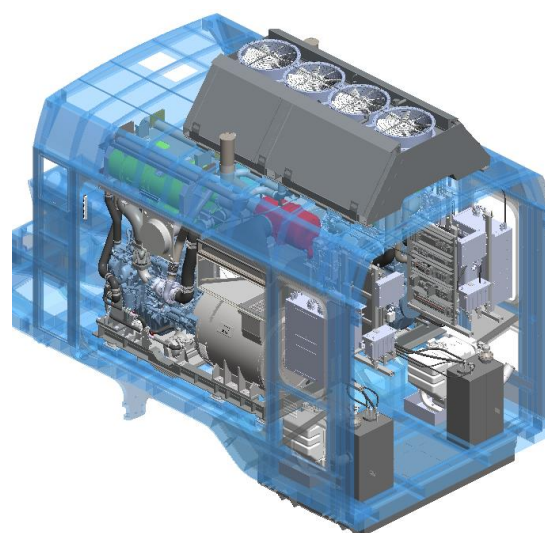
Do zabudowy silnika spalinowego wraz z prądnicą trakcyjną oraz systemem oczyszczania spalin przewidziano przestrzeń za kabiną maszynisty w jednym z członów (rys. 5.11). Ze względu na dostęp do silnika z zewnątrz, tylko z jednej jego strony, konieczne będzie odwrócenie całego układu silnik-prądnica (rys. 5.12 i 5.13). Krytycznym wymiarem jest szerokość przedziału maszynowego. Jest ona wynikiem następującej analizy wymiarowej (tabl. 5.13 i rys. 5.14).



Rys. 5.11. Umiejscowienie przedziałów maszynowych; czerwone strzałki oznaczają kierunek, z którego możliwa będzie obsługa silnika i prądnicy trakcyjnej



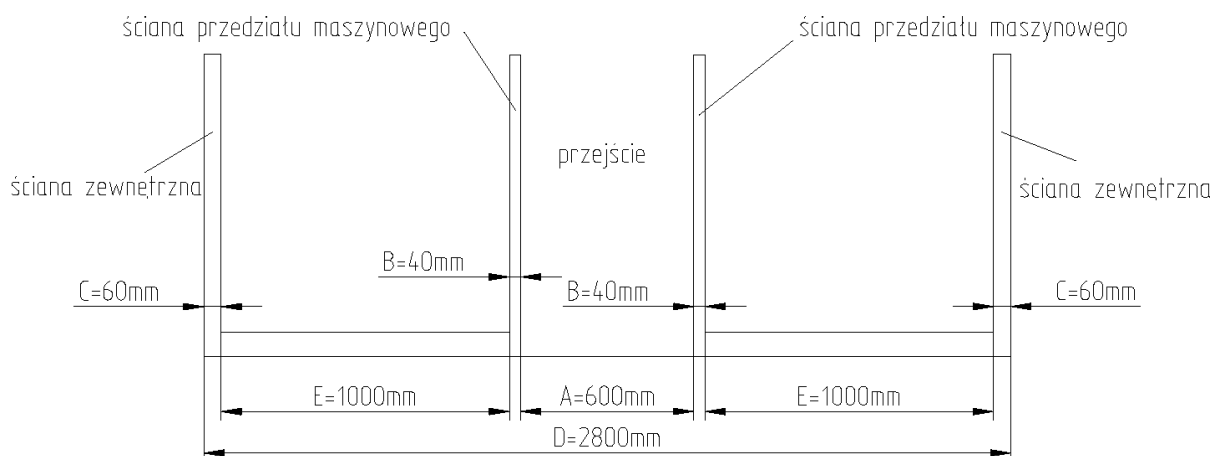
Rys. 5.12. Elementy generatora spalinowego: 1 – rama agregatu, 2 – podgrzewacz, 3 – silnik spalinowy, 4 – prądnica trakcyjna, 5 – zbiornik AdBlue, 6 – układ oczyszczania spalin wraz z tłumikami, 7 – kanał wentylacyjny prądnicy trakcyjnej, 8 – filtr powietrza dolotowego wraz z kanałem, 9 – układ chłodzenia dla dwóch silników, 10 – przestrzeń na sterownik silnika



Rys. 5.13. Generator spalinowy wraz z szafami sterowniczymi w przedziale maszynowym – analiza rozmieszczenia

Tablica 5.13. Dane wejściowe do analizy wymiarowej wyznaczającej szerokość przedziału maszynowego „E”.

Lp.	Określenie wielkości	Symbol	Jedn.	Wartość
1	Szerokość pojazdu	D	mm	2800
2	Grubość ścian zewnętrznych	C	mm	60
3	Grubość ścian przedziału maszynowego	B	mm	40
4	Szerokość przejścia między przedziałami maszynowymi	A	mm	600



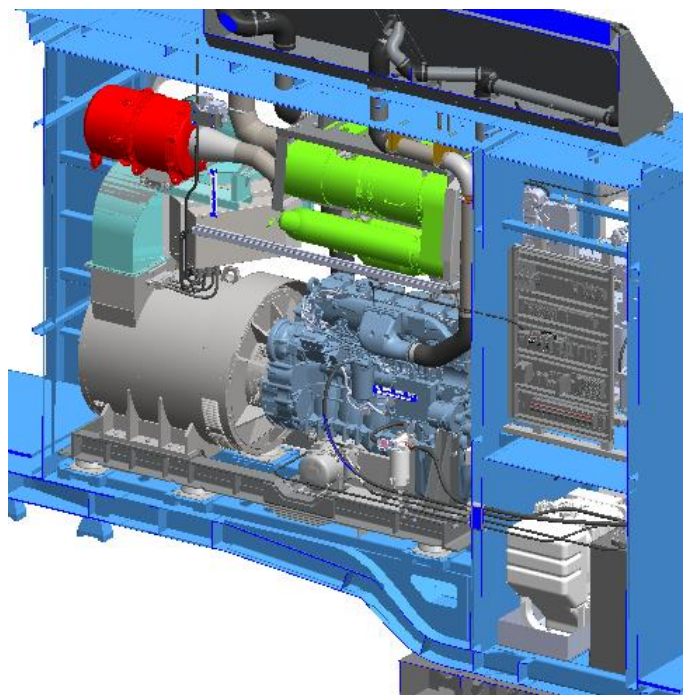
Rys. 5.14. Przekrój przez przedział maszynowy

Korzystając z zależności:

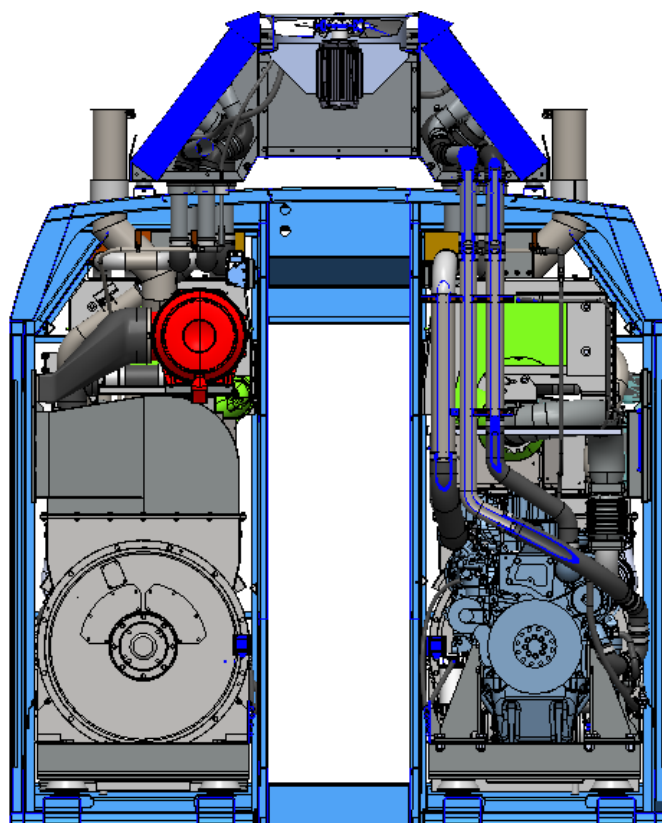
$$E = \frac{D - (2 \cdot C) - (2 \cdot B) - A}{2} = \frac{2800 - (2 \cdot 60) - (2 \cdot 40) - 600}{2} = 1000 \text{ mm}$$

Wyznaczona szerokość przedziału maszynowego wynosi 1000 mm. Jest to więcej niż wymagana maksymalna szerokość silnika spalinowego 900 mm.

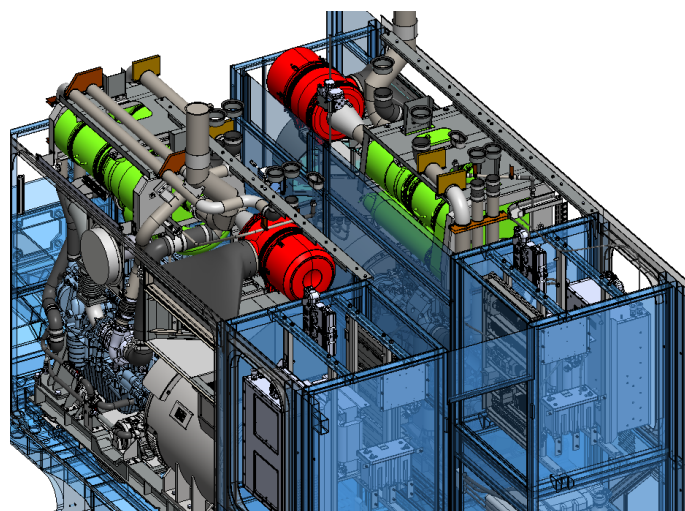
Następnie przeprowadzono analizę wymiarową mającą potwierdzić, czy przestrzeń przedziału maszynowego pozwoli na zabudowę wszystkich elementów generatora elektrycznego zasilanego silnikiem spalinowym. W tym celu sporządzono model 3D (rys. 5.15–5.17).



Rys. 5.15. Widok na przedział maszynowy od strony przejścia wewnątrz pojazdu



Rys. 5.16. Widok na przedział maszynowy od strony przedziału pasażerskiego



Rys. 5.17. Widok na przedział maszynowy z góry

Wstępna analiza rozmieszczenia urządzeń w przedziale silnikowym wykazała, że zaplanowana przestrzeń jest wystarczająca dla zabudowy niezbędnych elementów generatora elektrycznego zasilanego silnikiem spalinowym wraz ze wszystkimi niezbędnymi układami.

6. Badania symulacyjne rozwiązań konstrukcyjnych lekkiego spalinowo-elektrycznego pojazdu szynowego

6.1. Badanie symulacyjne skrajni nadwozia

6.1.1. Założenia ogólne

Celem badania było wyznaczenie, na podstawie założonych parametrów pojazdu szynowego, zarysów zawężonych zgodnie z zależnościami wynikającymi z normy PN-EN 15273-2:2013 [39] (zarys G2). Ze względu na to, że pojazd nie będzie zestawiany w pociąg jak klasyczny wagon, zdecydowano, że nie będzie przejeżdżać przez górki rozrządowe. Badanie to ma potwierdzić, czy zakładana szerokość pojazdu (2800 mm) jest możliwa do uzyskania przy bazie pojazdu 19 000 mm.

Rzeczywisty kontur pojazdu nie może przekraczać wyznaczonych zarysów (tabl. 6.1).

Tablica 6.1. Założone parametry pojazdu szynowego dotyczące geometrii jego nadwozia i wózków

Lp.	Parametr	Wartość
1	Baza pudła	$a = 19 \text{ m}$
2	Baza wózka	$p = 2,5 \text{ m}$
3	Maksymalne nieskompensowane promieniowe zużycie koła	$U_{sr} = 0,035 \text{ m}$
4	Maksymalne ugięcie pionowe usprężynowania I st.	$A_{ffI} = 0,035 \text{ m}$
5	Maksymalne ugięcie pionowe usprężynowania II st.	$A_{ffII} = 0,05 \text{ m}$
6	Amplituda ugięć pionowych usprężynowania II st.	$\Delta A_{ff} = 0,089 \text{ m}$
7	Przesuw poprzeczny na usprężynowaniu I st.	$q = 0,002 \text{ m}$
8	Przesuw poprzeczny na usprężynowaniu II st. na prostej	$w = 0,058 \text{ m}$
9	Przesuw poprzeczny na usprężynowaniu II st. na łuku wew.	$w_i = 0,02 \text{ m}$
10	Przesuw poprzeczny na usprężynowaniu II st. na łuku zew.	$w_a = 0,058 \text{ m}$
11	Wysokość bieguna kołysania	$s = 0,4$
12	Luz zestawu kołowego w torze	$d = 1,41 \text{ m}$
13	Połowa poprzecznego rozstawu sprężyn II°	$b_2 = 1,02 \text{ m}$
14	Niesymetria wykonania	$\eta_o = 1^\circ$

6.1.2. Wyznaczenie zawężeń dla skrajni pojazdu

Zawężenia zarysu skrajni wyznaczono na podstawie następujących zależności przy założeniu, iż parametry ze znakiem (‘) odnoszą się do wózka tocznego, a przesunięcie quasistatyczne z_{kin} wynosi:

$$z_{kin} = \frac{s}{30} \cdot (h - h_c)_{>0} + \tan(\eta_o - 1^\circ)_{>0} \cdot |h - h_c| + \left[\frac{s}{10} \cdot (h - h_c)_{>0} - 0,04 \cdot (h - 0,5)_{>0} \right]_{>0} \cdot$$

Zależności dotyczące przekrojów czołowych po stronie wózka napędowego

Odległość między końcem wagonu a wózkiem (E_a) jest zdefiniowana następująco:

$$E_a = \left(\frac{1,465 - d}{2} + q \right) \cdot \frac{2 \cdot n_a + a}{a} + w_\infty \cdot \frac{n_a + a}{a} + w'_\infty \cdot \frac{n_a}{a} + z_{kin} - 0,015$$

lub

$$E_a = \frac{a \cdot n_a + n_a^2 - \frac{p^2}{4} \cdot \frac{n_a + a}{a} + \frac{p^2}{4} \cdot \frac{n_a}{a}}{500} + \frac{1,465 - d}{2} \cdot \frac{n_a + a}{a} + q \cdot \frac{2 \cdot n_a + a}{a} + w'_{i(250)} \cdot \frac{n_a}{a} + w_{a(250)} \cdot \frac{n_a + a}{a} + z_{kin} + [x_a]_{>0} - |0,025^{(1)} \text{ lub } 0,030^{(2)}|$$

przy

$$x_a = \frac{1}{750} \cdot \left(a \cdot n_a + n_a^2 - \frac{p^2}{4} \cdot \frac{n_a + a}{a} + \frac{p^2}{4} \cdot \frac{n_a}{a} - 120 \right) + (w'_{i(150)} - w'_{i(250)}) \cdot \frac{n_a}{a} + (w_{a(150)} - w_{a(250)}) \cdot \frac{n_a + a}{a}$$

gdzie: n – odległość rozpatrywanego przekroju poprzecznego od czopa skrętu, a – baza pojazdu, p – baza wózka, d – maksymalna odległość między zewnętrznymi krawędziami zużytych granicznie obrzeży obręczy, q – przesuw poprzeczny na usprężynowaniu I°, w – przesuw poprzeczny na usprężynowaniu II° (w_∞ – dla toru prostego, $w_{i(250)}$ – po stronie wewnętrznej łuku, $w_{a(250)}$ – po stronie zewnętrznej łuku), z_{kin} – przesunięcie quasistatyczne.

Zależności dotyczące przekrojów między wózkami

Odległość między wózkami (gdy skrajnia jest najwęższa) E_i jest zdefiniowana następująco:

$$E_i = \frac{1,465 - d}{2} + q + w_\infty \cdot \frac{a - n_\mu}{a} + w'_\infty \cdot \frac{n_\mu}{a} + z_{kin} - 0,015$$

lub

$$E_i = \frac{a \cdot n_\mu - n_\mu^2 + \frac{p^2}{4} \cdot \frac{a - n_\mu}{a} + p^2 \cdot \frac{n_\mu}{a}}{500} + \frac{1,465 - d}{2} \cdot \frac{a - n_\mu}{a} + q + w_{i(250)} \cdot \frac{a - n_\mu}{a} + w'_{i(250)} \cdot \frac{n_\mu}{a} + z_{kin} + [x_i]_{>0} - 0,015 \cdot \frac{a - n_\mu}{a} - |0,010^{(1)} \text{ lub } 0,015^{(2)}|$$

przy

$$x_i = \frac{1}{750} \cdot \left(a \cdot n_\mu - n_\mu^2 + \frac{p^2}{4} \cdot \frac{a - n_\mu}{a} + \frac{p^2}{4} \cdot \frac{n_\mu}{a} - 100 \right) + (w_{i(150)} - w_{i(250)}) \cdot \frac{a - n_\mu}{a} + (w'_{i(150)} - w'_{i(250)}) \cdot \frac{n_\mu}{a}$$

gdzie: n – odległość rozpatrywanego przekroju poprzecznego od najbliższego czopa skrętu, a – baza pojazdu, p – baza wózka, d – maksymalna odległość między zewnętrznymi krawędziami zużytych granicznie obrzeży obręczy, q – przesuw poprzeczny na usprężynowaniu I°, w – przesuw poprzeczny na usprężynowaniu II° (w_∞ – dla toru prostego, $w_{i(250)}$ – po stronie wewnętrznej łuku, $w_{a(250)}$ – po stronie zewnętrznej łuku), z_{kin} – przesunięcie quasistatyczne.

Zależności dotyczące przekrojów czołowych po stronie wózka tocznego

Odległość między końcem wagonu a wózkiem wynosi:

$$E_a = \left(\frac{1,465 - d}{2} + q \right) \cdot \frac{2 \cdot n_a + a}{a} + w_\infty \cdot \frac{n_a}{a} + w'_\infty \cdot \frac{n_a + a}{a} + z_{kin} - 0,015$$

lub

$$E_a = \frac{a \cdot n_a + n_a^2 + \frac{p^2}{4} \cdot \frac{n_a}{a} - \frac{p^2}{4} \cdot \frac{n_a + a}{a}}{500} + \left(\frac{1,465 - d}{2} + q \right) \cdot \frac{2 \cdot n_a + a}{a} + w_{i(250)} \cdot \frac{n_a}{a} + w'_{a(250)} \cdot \frac{n_a + a}{a} + z_{kin} + [x_a]_{>0} - |0,025^{(1)} \text{ lub } 0,030^{(2)}|$$

przy

$$x_a = \frac{1}{750} \cdot \left(a \cdot n_a + n_a^2 + \frac{p^2}{4} \cdot \frac{n_a}{a} - \frac{p^2}{4} \cdot \frac{n_a + a}{a} - 120 \right) + (w_{i(150)} - w_{i(250)}) \cdot \frac{n_a}{a} + (w'_{a(150)} - w'_{a(250)}) \cdot \frac{n_a + a}{a}$$

gdzie: n – odległość rozpatrywanego przekroju poprzecznego od czopa skreću, a – baza pojazdu, p – baza wózka, d – maksymalna odległość między zewnętrznymi krawędziami zużytych granicznie obrzeży obręczy, q – przesuw poprzeczny na usprężynowaniu I°, w – przesuw poprzeczny na usprężynowaniu II° (w_∞ – dla toru prostego, $w_{i(250)}$ – po stronie wewnętrznej łuku, $w_{a(250)}$ – po stronie zewnętrznej łuku), z_{kin} – przesunięcie quasistatyczne.

6.1.3. Zależności dotyczące wyznaczania obniżenia oraz podwyższenia zarysu odniesienia

Obniżenie zarysu skrajni wynika z pionowych przemieszczeń pojazdu wynikających z jego zachowania dynamicznego oraz wpisywania się pojazdu w łuki pionowe, a wyznaczono je z następujących zależności:

a) dla przekrojów położonych między czopami skreću wózków:

$$h_g = 0,02 + \left[\frac{a \cdot n - n^2 + \frac{p^2}{4}}{1000} - 0,08 \right]_{>0}$$

b) dla przekrojów położonych poza czopami skreću wózków:

$$h_g = 0,02 + \left[\frac{a \cdot n + n^2 - \frac{p^2}{4}}{1000} - 0,08 \right]_{>0}$$

Podwyższenie zarysu skrajni wynika z pionowych przemieszczeń pojazdu wynikających z jego zachowania dynamicznego oraz wpisywania się pojazdu w łuki pionowe, a wyznaczono je z następujących zależności:

a) dla przekrojów położonych między czopami skreću wózków oraz między punktami podparcia nadwozia:

$$h_d = A_{ffI} + A_{ffII} + U_{sr} + \left[\frac{a \cdot n - n^2 + \frac{p^2}{4}}{1000} - 0,08 \right]_{>0}$$

b) dla przekrojów położonych między czopami skrętu wózków oraz poza punktami podparcia nadwozia:

$$h_d = A_{ffI} + A_{ffII} + U_{sr} + \frac{2 \cdot \Delta A_{ff} (b - b_2)}{2 \cdot b_2} + \left[\frac{a \cdot n - n^2 + \frac{p^2}{4}}{1000} - 0,08 \right]_{>0}$$

c) dla przekrojów położonych poza czopami skrętu wózków oraz między punktami podparcia nadwozia:

$$h_d = A_{ffI} + A_{ffII} + \Delta A_{ff} \cdot \frac{n}{a} + U_{sr} + U_{sr} \cdot \frac{n}{a} + \left[\frac{a \cdot n + n^2 - \frac{p^2}{4}}{1000} - 0,08 \right]_{>0}$$

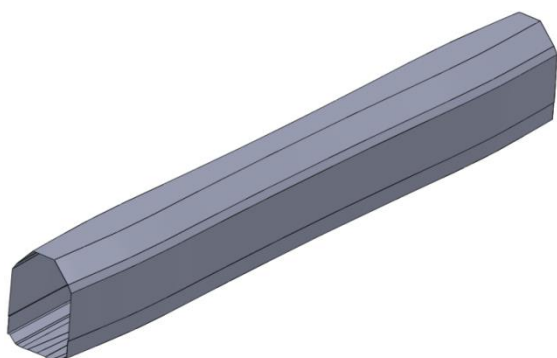
d) dla przekrojów położonych poza czopami skrętu wózków oraz poza punktami podparcia nadwozia:

$$h_d = A_{ffI} + A_{ffII} + U_{sr} + U_{sr} \cdot \frac{n}{a} + \Delta A_{ff} \cdot \frac{n}{a} + 0,1 \cdot s \cdot (b - b_2) + \left[\frac{a \cdot n + n^2 - \frac{p^2}{4}}{1000} - 0,08 \right]_{>0}$$

Na podstawie założonych parametrów lekkiego pojazdu szynowego wyznaczono zarysy zawężone zgodnie z zależnościami wynikającymi z normy PN-EN 15273-2:2013 [39] (zarys G2) dla pojazdów, które nie powinny przejeżdżać przez górki rozrządowe.

Rzeczywisty kontur pojazdów nie powinien przekraczać wyznaczonych zarysów.

Uzyskane wyniki przedstawiono w formie modelu skrajni (rys. 6.1–6.2).

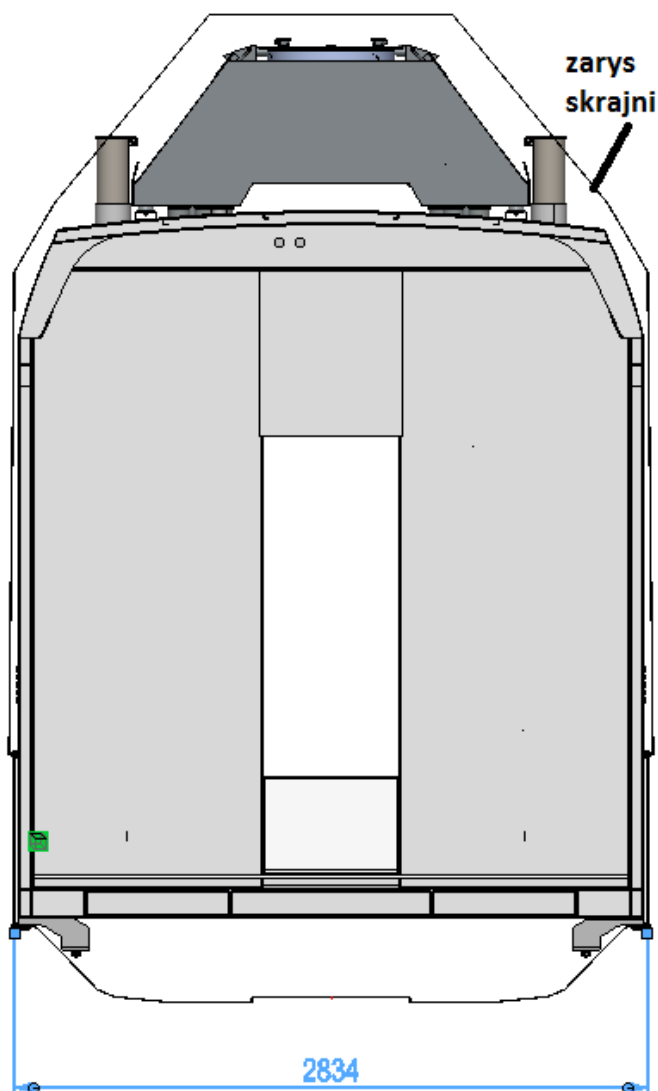


Rys. 6.1. Model skrajni w widoku od góry



Rys. 6.2. Model skrajni w widoku od dołu

Wyznaczone zarysy przekrojów będą wykorzystane do wyznaczenia szerokości pojazdu oraz do określenia gabarytów urządzeń przeznaczonych do zabudowy na zewnątrz pojazdu. Na przykład klimatyzatorów przestrzeni pasażerskiej, falowników, rezystorów hamowania, zbiorników powietrza i innych.



Rys. 6.3. Pudło pojazdu o szerokości 2800 mm w zarysie skrajni pojazdu (w największym miejscu 2834 mm – środek odległości między czopami skrętu wózków)

Analiza zestawienia modelu skrajni i modelu pudła (rys. 6.3) wykazała, że pudło mieści się w wyznaczonym zarysie skrajni co dowodzi, że wykonanie pudła o szerokości 2800 mm jest możliwe. Tym samym potwierdzona zostaje szerokość przedziału maszynowego 1000 mm i możliwość zabudowy przewidywanego spalinowego generatora elektrycznego.

6.2. Badanie symulacyjne kątów obrotu wózka względem nadwozia pojazdu

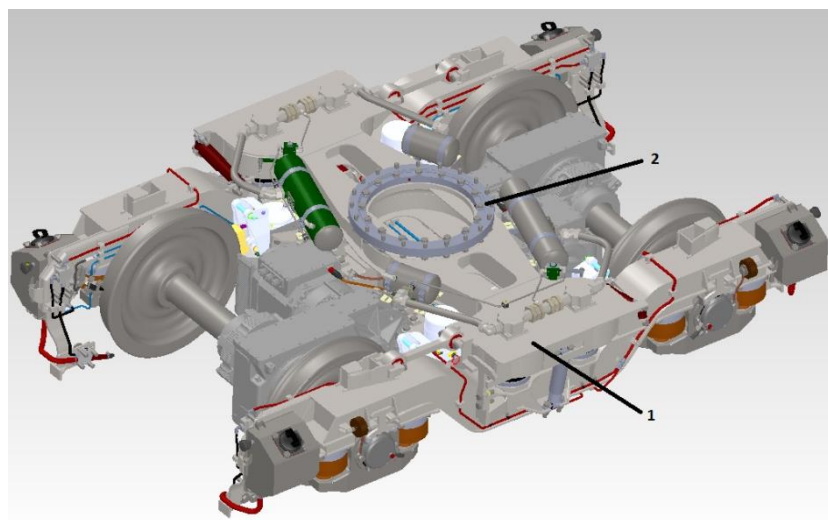
6.2.1. Założenia wstępne

Wielkość kątów obrotu wózka ma wpływ na jego koncepcję i ewentualne zastosowanie pośredniej belki bujawkowej (rys. 6.4) między wózkiem a konstrukcją nośną pojazdu, która dzięki wielkogabarytowemu łożysku zapewnia znacznie większe kąty obrotu (nawet do 15°). Belka bujawkowa znacznie komplikuje budowę wózka oraz wymaga znacznego podniesienia

ostoi pojazdu w rejonie nad wózkiem. To natomiast zwiększa różnicę w wysokości podłogi wewnątrz pojazdu i liczbę stopni schodów umożliwiających wejście z rejonu niskiej podłogi (wejścia) na obszar nadwózkowy i przejście np. do drugiego wagonu.

Badania symulacyjne kątów obrotów obejmują dwa obszary:

- obrót, wokół osi pionowej wózka,
- obrót, wokół osi poprzecznej wózka.



Rys. 6.4. Wózek napędowy typu 34 MN pojazdu 33WE eksploatowany przez Warszawską Kolej Dojazdową: 1 – belka bujakowa, 2 – łożysko wielkogabarytowe

6.2.2. Badanie symulacyjne kąta obrotu, wokół osi pionowej wózka względem nadwozia

Pierwszy zakres badania to określenie dla pojazdu szynowego kąta obrotu, wokół osi pionowej wózka względem nadwozia, podczas przejazdu przez łuk poziomy o promieniu $R = 80$ m, $R = 150$ m oraz przez tor „S” (rys. 6.5).

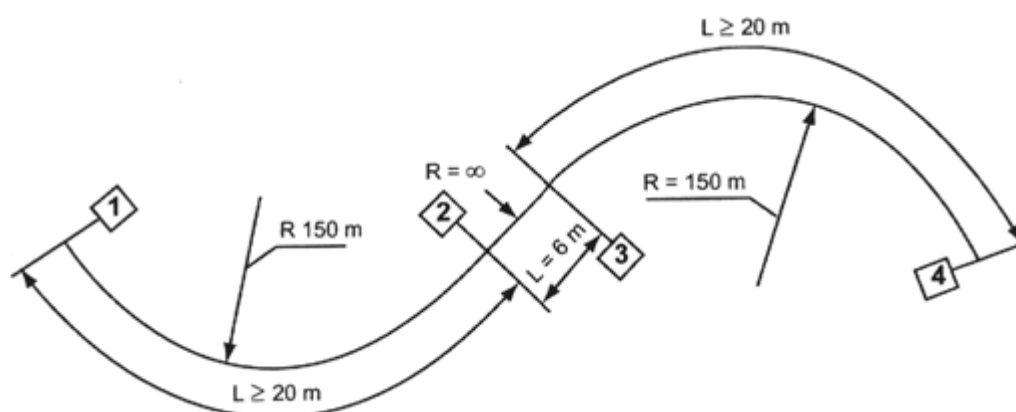
Znajomość wartości kątów jest ważna dla prawidłowego zaprojektowania pojazdu. Od ich wartości zależy koncepcja i rozwiązania wózka oraz konstrukcja nadwozia, a także wielkość przestrzeni, którą należy zapewnić dla bezkolizyjnej pracy wózka.

Przyjęto kryterium, że wartość $\gamma \geq 10^\circ$ obrotu wokół osi pionowej wózka względem nadwozia powoduje konieczność zaprojektowania wózka z pośrednią belką bujakową.

Dane użyte w analizie:

- baza wózka $b^+ = 2,5$ m,
- baza nadwozia $b^* = 19,0$ m,
- przyjęta wartość luzu w układzie koło–szyna (na stronę) $u = 27,5$ mm.

Badania wykonano metodą symulacyjną w programie SIMPACK 9.5 oraz metodą obliczeń analitycznych. Program SIMPACK 9.5 jest jednym z aktualnie wiodących programów wykorzystywanych do symulacji zachowania dynamicznego pojazdów szynowych. Na podstawie wprowadzonej przez użytkownika topologii pojazdu, automatycznie generuje równania opisujące symulowany układ, które są następnie rozwiązywane numerycznie. W badaniach nie uwzględniono wpływu nierówności torowych.



Rys. 6.5. Widok toru badawczego typu „S”

Uzyskane wartości kątów obrotu wózka względem nadwozia zestawiono w tabl. 6.2. Wartości szukanych kątów dla łuków kołowych obliczono również w sposób analityczny za pomocą poniższego wzoru.

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{0,5 \cdot b^*}{R}\right) + \arcsin\left(\frac{2 \cdot u}{b^+}\right)$$

Tablica 6.2. Wartości kąta obrotu wokół osi pionowej wózka względem nadwozia

Badanie	Kąt γ [°] obrotu wokół osi pionowej wózka względem nadwozia	
	badania symulacyjne	formuła analityczna
Łuk poziomy o promieniu $R = 80$ m z luzem w układzie koło–szyna	8,06	8,08
Łuk poziomy o promieniu $R = 80$ m bez luzu w układzie koło–szyna	6,82	6,82
Łuk poziomy o promieniu $R = 150$ m z luzem w układzie koło–szyna	4,87	4,89
Łuk poziomy o promieniu $R = 150$ m bez luzu w układzie koło–szyna	3,63	3,63
Tor S z luzem w układzie koło–szyna	4,87	–
Tor S bez luzu w układzie koło–szyna	3,36	–

Z przeprowadzonych badań wynika, że dla analizowanych przypadków, maksymalny kąt obrotu wokół osi pionowej wózka względem nadwozia wywołany geometrią toru w pionie wynosi $8,08^\circ$. Wartość ta występuje podczas przejazdu przez łuk poziomy o promieniu $R = 80$ m w sytuacji wystąpienia luzu w układzie koło–szyna na poziomie $27,5$ mm (na stronie).

Wyznaczone wartości kątów są niższe od przyjętego kryterium $\gamma \geq 10^\circ$. Nie ma więc potrzeby stosowania pośredniej belki bujawkowej oraz łożyska wielkogabarytowego.

6.2.3. Badanie symulacyjne kąta obrotu, wokół osi poprzecznej wózka

Drugim celem jest określenie kąta obrotu wokół osi poprzecznej wózka względem nadwozia podczas przejazdu przez łuk pionowy o promieniu $R = 500$ m. Znajomość jego wartości jest kluczowa dla zaprojektowania czopu skreту z lemniskatą, jako aparatu pociągowego. Badania wykonano metodą symulacyjną w programie SIMPACK 9.5 oraz metodą obliczeń analitycznych za pomocą poniższego wzoru:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{0,5 \cdot b^*}{R}\right)$$

Tablica 6.3. Wartości kąta obrotu wokół osi poziomej wózka względem nadwozia

Badanie	Kąt β [°] obrotu wokół osi poprzecznej wózka względem nadwozia	
	badania symulacyjne	formuła analityczna
Łuk pionowy o promieniu $R = 500$ m	1,09	1,09

Kąt obrotu wokół osi poprzecznej wózka względem nadwozia wywołany geometrią toru dla łuku pionowego o promieniu $R = 500$ m w profilu wynosi $1,09^\circ$ (tabl. 6.3). Wartości te nie odbiegają od standardowych wielkości w pojazdach szynowych. W przypadku omawianego pojazdu wystarczające będzie zastosowanie w drugim stopniu usprężynowania sprężyn pneumatycznych oraz czopu skreту z lemniskatą jako aparatu pociągowego [50, 59].

6.2.4. Badanie symulacyjne i dobór usprężynowania zawieszenia pierwszego i drugiego stopnia wózków pojazdu

Celem badania jest dobór parametrów usprężynowania pierwszego i drugiego stopnia lekkiego pojazdu szynowego. Badanie to jest niezwykle ważne dla całej konstrukcji pojazdu. Jego prawidłowe przeprowadzenia i otrzymane wyniki mają istotne znaczenie dla bezpiecznego prowadzenia zestawu kołowego w torze oraz komfortu podróżowania.

Pojazd ma być wyposażony w dwa wózki toczne (skrajne wózki pojazdu) oraz dwa wózki napędne (środkowe wózki pojazdu). Pierwszy stopień usprężynowania pojazdu, między zestawem kołowym a ramą wózka, stanowią sprężyny śrubowe pojazdu [36], które zapewniają elastyczne połączenie zestawu kołowego z ramą wózka.

Usprężynowanie drugiego stopnia zapewnia elastyczne połączenie ramy wózka z konstrukcją nośną pojazdu. W jego skład wejdą sprężyny pneumatyczne, które współpracują z jednym zbiornikiem dodatkowym o objętości 35 dm^3 . Między nadwoziem pojazdu a wózkiem zabudowano również stabilizatory kołysania. Po dwa na wózek.

Podstawowe parametry mechaniczne pojazdu:

- baza członów pojazdu $2a^*$ 19 m,
- baza wózka $2a^+$ 2,50 m,
- poprzeczny rozstaw kół zestawów kołowych $2bA$ 1,50 m
- średnica kół jezdnych 0,85 m
- aparat pociągowy wózka czop skreту z lemniskatą
- masa członu A w stanie załadowanym (brutto) 59 700 kg
- masa członu A w stanie próżnym (tara) 48 000 kg

- masa członu B w stanie załadowanym (brutto).....61 600 kg
- masa członu B w stanie próżnym (tara)52 000 kg
- masa całkowita wózka napędnego8000 kg
- masa całkowita wózka tocznego5300 kg
- profil powierzchni tocznej kółS1002
- prędkość maksymalna pojazdu.....160 km/h

Szacowane masy poszczególnych członów (tabl. 6.4) oraz masy (naciski wózków) przypadające na poszczególne wózki pojazdu (tabl. 6.5).

Tablica 6.4. Szacowane masy członów pojazdu

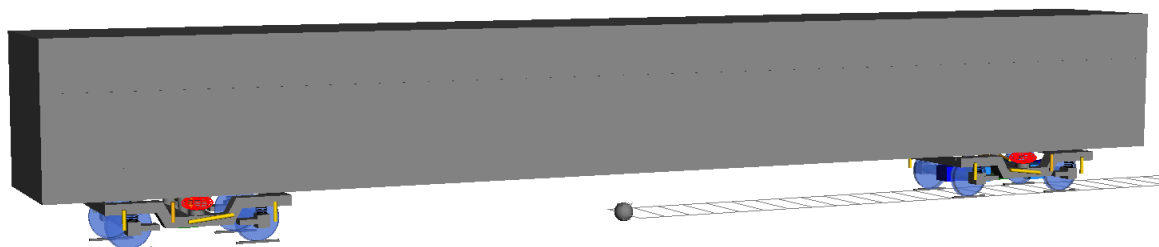
Oznaczenie masy	Opis	Człon 1	Człon 2
AW EN 15227	Masa pojazdu z 50% siedzących pasażerów	53 200 kg	50 000 kg
AW0	Masa pustego pojazdu	52 000 kg	48 000 kg
AW1	Masa pojazdu ze 100% siedzących pasażerów	54 400 kg	52 000 kg
AW2	Masa pojazdu ze 100% siedzących pasażerów i wypełnieniem miejsc stojących 4 os./m ²	61 600 kg	59 700 kg
AW3	Masa pojazdu ze 100% siedzących pasażerów i wypełnieniem miejsc stojących 6 os./m ²	65 100 kg	63 500 kg
AW4	Masa pojazdu ze 100% siedzących pasażerów i wypełnieniem miejsc stojących 8 os./m ²	68 800 kg	67 400 kg

Tablica 6.5. Masy (naciski wózków) przypadające na poszczególne wózki

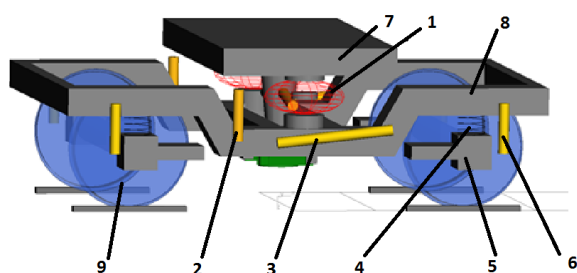
Oznaczenie masy	Naciski wózków			
	wózek 1 – toczny	wózek 2 – napędny	wózek 3 – napędny	wózek 4 – toczny
AW0	28 000 kg	24 000 kg	23 000 kg	25 000 kg
AW 1	28 400 kg	26 000 kg	25 500 kg	26 500 kg
AW2	32 000 kg	29 600 kg	29 000 kg	30 700 kg
AW3	33 800 kg	31 300 kg	30 700 kg	32 800 kg
AW4	35 600 kg	33 200 kg	32 500 kg	34 900 kg

Opis modelu symulacyjnego

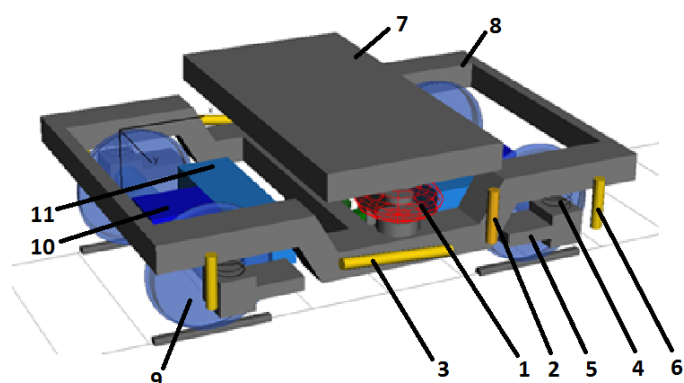
Na podstawie dostępnych danych, zbudowano w programie SIMPACK9.5 model jednego członu analizowanego pojazdu rys. 6.6–6.8.



Rys. 6.6. Model jednego członu lekkiego pojazdu szynowego

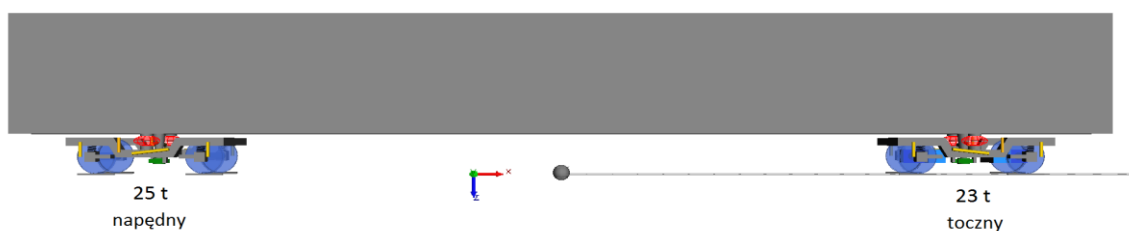


Rys. 6.7. Model wózka tocznego: 1 – sprężyna pneumatyczna, 2 – stabilizator kołysania, 3 – tłumik wężykowania, 4 – sprężyna śrubowa pierwszego stopnia usprężynowania, 5 – wahacz, 6 – tłumik wahacza, 7 – ostoja pojazdu, 8 – rama wózka, 9 – zestaw kołowy

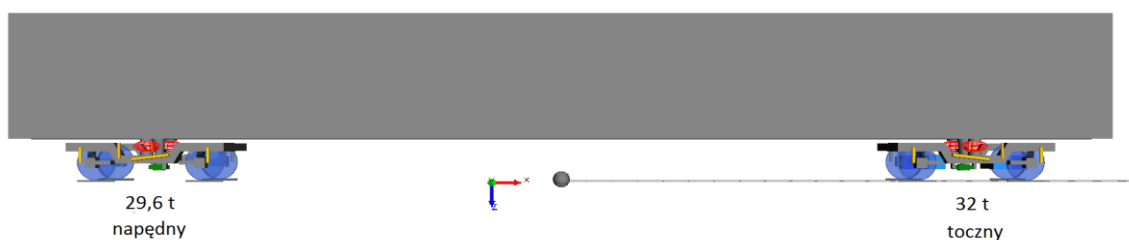


Rys. 6.8. Model wózka napędnego: 1 – sprężyna pneumatyczna, 2 – stabilizator kołysania, 3 – tłumik wężykowania, 4 – sprężyna śrubowa pierwszego stopnia usprężynowania, 5 – wahacz, 6 – tłumik wahacza, 7 – ostoja pojazdu, 8 – rama wózka, 9 – zestaw kołowy, 10 – przekładnia osiowa, 11 – silnik trakcyjny

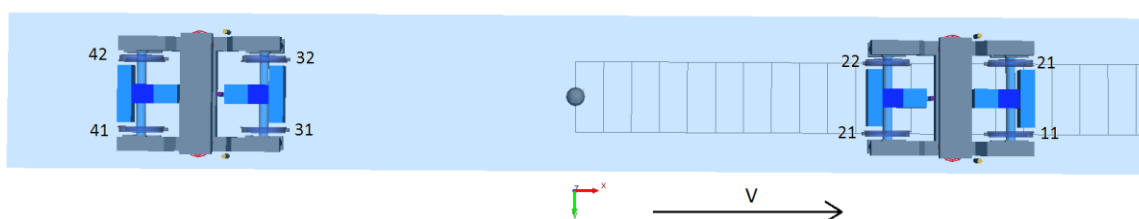
Naciski poszczególnych wózków modelu w stanie „próżnym” i „załadowanym” pokazano na rys. 6.9–6.10. Przyjęte oznaczenia kół zawarto na rys. 6.11.



Rys. 6.9. Naciski wózków modelu w stanie „próżnym”



Rys. 6.10. Naciski wózków modelu w stanie „załadowanym”



Rys. 6.11. Oznaczenia kół na badanym pojeździe – widok z góry

Dobór sprężyn pierwszego stopnia usprężynowania

Obciążenia pionowe przenoszone przez węzeł maźniczny w różnych stanach eksploatacyjnych obliczono w tabl. 6.6–6.8. Parametry przekładki gumowej nad sprężynami pierwszego stopnia usprężynowania oszacowano w tabl. 6.9. Arkusz z obliczeniami sprężyn pierwszego stopnia usprężynowania zawarto w tabl. 6.10. Parametry dobranych sprężyn zamieszczono w tabl. 6.11.

Tablica 6.6. Obciążenie węzła maźnicznego

masa wózka tocznego [t]	5.3			
masa wózka napędowego [t]	8			
masa silnika trakcyjnego z przekładnią [t]	1.35			
nacisk silnika i przekładni na oś [kN]	7.53			
Nacisk wózka [t]				
Stan obciążenia	wózek 1 (toczny)	wózek 2 (napędny)	wózek 3 (napędny)	wózek 4 (toczny)
AW0	28	24	23	25
AW1	28.4	26	25.5	26.5
Aw2	32	29.6	29	30.7
Aw3	33.8	31.3	30.7	32.8
Aw4	35.6	33.2	32.5	34.9
Obciążenie pionowe węzła maźnicznego [kN]				
AW0	60.8	47.2	44.8	53.5
AW1	61.8	52.1	50.9	57.1
Aw2	70.6	61.0	59.5	67.4
Aw3	75.0	65.1	63.7	72.6
Aw4	79.5	69.8	68.1	77.7
Nacisk pojazdu na wózek [kN]				
AW0	222.7	157.0	147.2	193.3
AW1	226.6	176.6	171.7	208.0
Aw2	261.9	211.9	206.0	249.2
Aw3	279.6	228.6	222.7	269.8
Aw4	297.2	247.2	240.3	290.4
Obciążenie pionowe węzła maźnicznego od masy pierwotnie usprężynowania [kN]				
AW0	5.2	8.0	8.0	5.2
AW1	5.2	8.0	8.0	5.2
Aw2	5.2	8.0	8.0	5.2
Aw3	5.2	8.0	8.0	5.2
Aw4	5.2	8.0	8.0	5.2

Tablica 6.7. Obciążenie węzła maźnicznego

Obciążenia nadzwyczajne				
Max przyspieszenie pionowe na nadwoziu				
an [m/s ²]	3			
Max przyspieszenie pionowe na ramie wózka				
aw [m/s ²]	9.81			
Max obciążenie pionowe węzła maźnicznego [kN]				
Stan obciążenia	wózek 1 (toczny)	wózek 2 (napędny)	wózek 3 (napędny)	wózek 4 (toczny)
AW0	83.0	67.2	64.0	73.4
AW1	84.3	73.7	72.1	78.2
Aw2	95.8	85.2	83.3	91.6
Aw3	101.6	90.6	88.7	98.4
Aw4	107.3	96.7	94.5	105.1
Min obciążenie pionowe węzła maźnicznego [kN]				
AW0	38.6	27.2	25.5	33.5
AW1	39.3	30.6	29.8	36.1
Aw2	45.5	36.8	35.8	43.2
Aw3	48.5	39.7	38.6	46.8
Aw4	51.6	42.9	41.7	50.4

Tablica 6.8. Obciążenie węzła maźnicznego

Obciążenia eksploatacyjne				
Przyspieszenie pionowe do obliczeń zmęczenia na nadwoziu				
an_zm_rms [m/s ²]	0.75			
an_zm=an_zm_rms*2 ^{0.5} [m/s ²]	1.06			
Przyspieszenie pionowe na ramie wózka do obliczeń zmęczenia				
aw_zm_rms[m/s ²]	2.5			
aw_zm = aw_zm_rms*2 ^{0.5} [m/s ²]	3.54			
Max obciążenie pionowe zmęczeniowe węzła maźnicznego [kN]				
Stan obciążenia	wózek 1 (toczny)	wózek 2 (napędny)	wózek 3 (napędny)	wózek 4 (toczny)
AW0	68.7	54.4	51.7	60.5
AW1	69.8	59.8	58.4	64.6
Aw2	79.6	69.6	68.0	76.0
Aw3	84.5	74.2	72.6	81.7
Aw4	89.4	79.4	77.5	87.4
Min obciążenie pionowe zmęczeniowe węzła maźnicznego [kN]				
AW0	52.9	40.1	37.9	46.4
AW1	53.8	44.5	43.4	49.7
Aw2	61.7	52.4	51.1	58.9
Aw3	65.6	56.1	54.8	63.4
Aw4	69.6	60.2	58.7	68.0

Tablica 6.9. Parametry przekładki gumowej nad sprężynami pierwszego stopnia usprężynowania

Arkusz obliczeniowy 2. "Obliczenia wkładki gumowej dla usprężynowania pierwotnego"			Wariant obciążenia			
Określenie w wielkości	Symbol	Zależności - Formuły	Jedn.	tara	brutto	brutto+dyn
Walec gumowy						
Średnica zew. nętrzna pierścienia	Dz	Zadane >>	m	0.256	0.256	0.256
Średnica wew. nętrzna pierścienia	Dw	Zadane >>	m	0.092	0.092	0.092
Rozstaw poprzeczny elementów	C	Zadane >>	m	0.000	0.000	0.000
Wysokość pierścienia	h	Zadane >>	m	0.020	0.020	0.020
Ilość w warstw w stosie	n	Zadane >>	szt	1	1.000	1.000
Grubość przekładek metalowych	g	Zadane >>	m	0.003	0.003	0.003
Twardość gumy	T	Zadane >>	Sh	55	55	55
Obciążenie osiowe stosu	Q	Zadane >>	N	44792	70632	95807
Ilość rów noległych stosów w podparciu	Ns	Zadane >>	szt	1	1	1
Obciążenie osiowe podparcia	Qs	Ns*Q	N	44792	70632	95807
Ścinanie elementu gumowego						
Moduł spręż. Kirchoffa gumy	G	$0.1123 \cdot e^{(0.0354 \cdot T)} \cdot 1000000$	N/m ²	7.87E+05	7.87E+05	7.87E+05
Pole przekroju obciążenia gumy	AQc	$\pi/4 \cdot (Dz^2 - Dw^2)$	m ²	0.04480	0.04480	0.04480
Wskaźnik przekroju ścinanego	AG	G*AQc	N	3.53E+04	3.53E+04	3.53E+04
Sztynność ścinania elementu	Cxyp	G*AGc/h	N/m	1.76E+06	1.76E+06	1.76E+06
Ściskanie elementu gumowego						
Pole sw. obody dla wpyły u gumy	AFc	$\pi \cdot (Dz + Dw) \cdot h$	m ²	0.02185	0.02185	0.02185
Wsp. kształtu	Kc	AQc/AFc	-	2.050	2.050	2.050
Wsp. modułu Younga	EGc	$3.7454 \cdot e^{(1.0587 \cdot Kc)}$	-	32.81	32.81	32.81
Moduł Younga	Ec	EGc*G	N/m ²	2.58E+07	2.58E+07	2.58E+07
Sztynność osiowa elementu	Czp	Ec*AGc/h	N/m	5.78E+07	5.78E+07	5.78E+07
Skrećanie elementu gumowego						
Kwadrat promieia bezwł. przekroju AQ	Roy ²	$(Dz^2 + Dw^2)/8$	m ²	9.25E-03	9.25E-03	9.25E-03
Wskaźnik sztywności przekroju AQ	GJ	G*AGc*Roy ²	Nm ²	3.26E+02	3.26E+02	3.26E+02
Sztynność skrećania elementu	Cfxp	GJ/h	Nm/rad	1.63E+04	1.63E+04	1.63E+04
Zginanie elementu gumowego						
Pole sw. obody dla wpyły u gumy	AFg	$(\pi/2 \cdot (Dz + Dw) + (Dz - Dw)) \cdot h$	m ²	0.01421	0.01421	0.01421
Wsp. kształtu	Kg	AQc/2/AFg	-	1.577	1.577	1.577
Wsp. modułu Younga	EGg	$3.7454 \cdot e^{(1.0587 \cdot Kg)}$	-	19.88	19.88	19.88
Moduł Younga	Eg	EGg*G	N/m ²	1.56E+07	1.56E+07	1.56E+07
Kwadrat promieia bezwł. przekroju AQ	Rox ²	$(Dz^2 + Dw^2)/16$	m ²	4.63E-03	4.63E-03	4.63E-03
Kwadrat promieia bezwł. przekroju AQ	Roy ²	$(Dz^2 + Dw^2)/16$	m ²	4.63E-03	4.63E-03	4.63E-03
Wskaźnik sztywności przekroju AQ	EJx	Eg*AGc*Rox ²	Nm ²	3.24E+03	3.24E+03	3.24E+03
Wskaźnik sztywności przekroju AQ	EJy	Eg*AGc*Roy ²	Nm ²	3.24E+03	3.24E+03	3.24E+03
Sztynność zginania elementu w zgl.osi x	Cfxp	EJx/h	Nm/rad	1.62E+05	1.62E+05	1.62E+05
Sztynność zginania elementu w zgl.osi y	Cfyp	EJy/h	Nm/rad	1.62E+05	1.62E+05	1.62E+05
Deformacje stosu elementów gumowych w podparciu						
Sztynność osiowa stosu	Czsp	Ns*Czyp/n/1000000	kN/mm	57.85	57.85	57.85
Sztynność ścinania stosu	Cxyp	Ns*Cxyp/n/1000000	kN/mm	1.76	1.76	1.76
Sztynność zginania stosu w zgl.osi x	Cfxsp	Czsp*C ² /4*1000+Ns*Cfxp/n/1000	kNm/rad	162.1	162.1	162.1
Sztynność zginania stosu w zgl.osi y	Cfysp	Ns*Cfyp/n/1000	kNm/rad	162.1	162.1	162.1
Sztynność skrętna stosu	Cfzsp	Cxyp*C ² /4*1000+Ns*Cfzsp/n/1000	kNm/rad	20.0	20.0	20.0
Wysokość stosu pierścieni	Ho	n*h+(n-1)*g	m	0.020	0.020	0.020
Sztynność w ahadła	QH	Ns*Q/Ho/1000000	kN/mm	2.24	3.53	4.79
Wsp. w yboczeniow a stosu 1x	omH	(Q/EJx)*0.5*Ho/2	1/m	0.037	0.047	0.054
Wsp. w yboczeniow a stosu 2x	tgH	tan(omH)/omH	-	1.00	1.00	1.00
Sztynność w yboczeniow a stosu (kier y)	Cyg	QH/(1+Q/AG)/(tgH-1)	kN/mm	2140.67	1617.77	1306.62
Sztynność poprzeczna stosu (kier y)	Cysp	1/(1/Cxyp+1/Cyg)	kN/mm	1.76	1.76	1.76
Wsp. zginania stosu 1y	omH	(Q/EJy)*0.5*Ho/2	1/m	0.037	0.047	0.054
Wsp. zginania stosu 2y	tgH	tan(omH)/omH	-	1.00	1.00	1.00
Sztynność w yboczeniow a stosu (kier x)	Cxg	QH/(1+Q/AG)/(tgH-1)	kN/mm	2140.67	1617.77	1306.62
Sztynność poprzeczna stosu (kier x)	Cxsp	1/(1/Cxyp+1/Cxg)	kN/mm	1.76	1.76	1.76
Napężenie ścisające od Q	siQc	Q/AQc/1000000	MPa	1.00	1.58	2.14
Ujęcie pionowe stosu gumowego	fQ	Q/1000/Czsp	mm	0.8	1.2	1.7

Tablica 6.10 cd. Obliczenia usprężynowania pierwszego stopnia

Szyty noś pionowa	Cz	$G^d(d/Dp)^3/(8^n)$	N/m	5.32E+05	5.32E+05	5.32E+05	5.32E+05	5.32E+05	5.32E+05	5.32E+05	5.32E+05
Deformacja pionowa	fQ	H0-H	m	0.04983	0.06688	0.08965	0.08965	0.11173	0.08179	0.09750	
Obciążenie	Q	Cz*fQ	N	26487.6	35553.3	47656.4	47657.9	59392.2	43478.2	51829.9	
Współczynniki	Gs	H0/Dp	-	1.49E+00	1.49E+00	1.49E+00	1.49E+00	1.49E+00	1.49E+00	1.49E+00	
	C1	$\sqrt{(am+2)/2/(am+1)}$	-	9.41E-01	9.41E-01	9.41E-01	9.41E-01	9.41E-01	9.41E-01	9.41E-01	
	C2	$(2^*am+1)/2/(am+1)$	-	6.15E-01	6.15E-01	6.15E-01	6.15E-01	6.15E-01	6.15E-01	6.15E-01	
	C3	$(am+1)/2/(am+2)$	-	2.83E-01	2.83E-01	2.83E-01	2.83E-01	2.83E-01	2.83E-01	2.83E-01	
	Cs	fQ/H0	-	1.55E-01	2.09E-01	2.80E-01	2.80E-01	3.48E-01	2.55E-01	3.04E-01	
	Om	$C1^*Gs^*sqrt(Cs^*(1-C2^*Cs))$	-	5.27E-01	6.00E-01	6.76E-01	6.76E-01	7.36E-01	6.52E-01	6.99E-01	
	tg	tg(Om)	-	5.82E-01	6.83E-01	8.03E-01	8.03E-01	9.05E-01	7.63E-01	8.41E-01	
	tg2	tg(2*Om)	-	1.76E+00	2.56E+00	4.52E+00	4.52E+00	1.00E+01	3.66E+00	5.73E+00	
	aa	$C1^*Cs^*Cs$	-	2.18E-01	2.93E-01	3.93E-01	3.93E-01	4.90E-01	3.59E-01	4.28E-01	
	ba	$(1-Cs)/Cs$	-	5.44E+00	3.79E+00	2.58E+00	2.58E+00	1.87E+00	2.92E+00	2.29E+00	
	ua	ba^*aa^2	-	2.59E-01	3.26E-01	3.98E-01	3.98E-01	4.49E-01	3.76E-01	4.18E-01	
Szyty ności:											
-poprzeczne	Cx,y	Cz^*aa^2/(Om^*tg-ua)	N/m	5.36E+05	5.48E+05	5.67E+05	5.67E+05	5.88E+05	5.60E+05	5.74E+05	
-kard.	Cphix,y	$Cx,y^*Dp^2^*C3^*Om^*(Om^*aa^2-2^*ba/tg2)$	Nm/rad	1.79E+04	1.71E+04	1.61E+04	1.61E+04	1.51E+04	1.65E+04	1.58E+04	
-skrętnie	Cphiz	$E^d^4/(64^*Dp^4*n)$	Nm/rad	7.98E+03	7.98E+03	7.98E+03	7.98E+03	7.98E+03	7.98E+03	7.98E+03	
- w sp.miesz.	A	$(Q+Cx,y^*H)/2$	N	8.59E+04	8.73E+04	8.93E+04	8.93E+04	9.11E+04	8.86E+04	9.00E+04	
Obciążenia:											
- podłużne	Px	Cx,y^*dx+A^*dfy	N	-1.13E+04	-6.66E+03	0.00E+00	8.76E-01	6.91E+03	-2.35E+03	2.41E+03	
- kątowne	My	$A^*dx+Cphix,y^*dfiy$	Nm	-2.19E+03	-1.23E+03	0.00E+00	1.52E-01	1.12E+03	-4.16E+02	4.07E+02	
Wsp. d/D	w	d/Dp	-	1.77E-01	1.77E-01	1.77E-01	1.77E-01	1.77E-01	1.77E-01	1.77E-01	
Wsp. spięzienia naprężen	k	$1+1.25^*w+0.875^*w^2+w^3$	-	1.25E+00	1.25E+00	1.25E+00	1.25E+00	1.25E+00	1.25E+00	1.25E+00	
Wskaznik w ytrz.na skręcanie	W0	0.2^*d^3	m^3	1.10E-05	1.10E-05	1.10E-05	1.10E-05	1.10E-05	1.10E-05	1.10E-05	
Moment obc. podstawę górną	Mx1	$Mx+Q^*Dp/2$	Nm	6.52E+02	2.59E+03	5.11E+03	5.11E+03	7.49E+03	4.25E+03	5.97E+03	
Naprężenie skręcające	tau1	$Mx1^*k^*W0$	Nm^2	7.45E+07	2.95E+08	5.84E+08	5.84E+08	8.56E+08	4.85E+08	6.82E+08	
Moment obc. podstawę dolną	Mx2	$Q^*dx+Px^*H-Mx+Q^*Dp/2$	Nm	1.78E+03	3.21E+03	5.11E+03	5.11E+03	6.93E+03	4.46E+03	5.76E+03	
Naprężenie skręcające	tau2	$Mx2^*k^*W0$	Nm^2	2.04E+08	3.67E+08	5.84E+08	5.84E+08	7.92E+08	5.10E+08	6.59E+08	
Jednostkowy przyrost naprężeń	tau1j	$(tau1-tau1(mont))/(Q-Q(mont))/1000$	Nm^2/kN	24.1	23.9	23.5	23.5	23.2	23.6	23.4	
Sprężyna śrubowa wewn											
Średnica podziałow a sprężyny	Dp	Zadane >>	m	0.1405	0.1405	0.1405	0.1405	0.1405	0.1405	0.1405	0.1405
Średnica drutu	d	Zadane >>	m	0.0265	0.0265	0.0265	0.0265	0.0265	0.0265	0.0265	0.0265
Robocza ilość zw oi	n	Zadane >>	-	6	6	6	6	6	6	6	6
Całkow ita ilość zw oi	ng	Zadane >>	-	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5
Wysokość sprężyny:											
-nieobciążonej	H0	Zadane >>	m	0.310	0.310	0.310	0.310	0.310	0.310	0.310	0.310
-obciążonej statycznie i dyn.	H	Zadane >>	m	0.271	0.254	0.231	0.231	0.209	0.239	0.223	
Moduł sprężystości	E	Zadane >>	Nm^2	2.05E+11	2.05E+11	2.05E+11	2.05E+11	2.05E+11	2.05E+11	2.05E+11	
Moduł spręż. Kirchoffa	G	Zadane >>	Nm^2	7.85E+10	7.85E+10	7.85E+10	7.85E+10	7.85E+10	7.85E+10	7.85E+10	
Liczba Poisson-a	am	Zadane >>	-	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	
Przesw ity międzywo jne istniejące	sw	H*(n+1)^d	m	0.0853	0.0683	0.0455	0.0455	0.0234	0.0534	0.0376	
DIN w ymag.	sw DIN	0.02^n*(d+Dp)	m	0.0200	0.0200	0.0200	0.0200	0.0200	0.0200	0.0200	
Długość drutu	Ldrz	$((3.14^*(ng)^*Dp)^2+H0^2)^*.5$	m	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	
Szyty noś pionowa	Cz	$G^d(d/Dp)^3/(8^n)$	N/m	2.91E+05	2.91E+05	2.91E+05	2.91E+05	2.91E+05	2.91E+05	2.91E+05	2.91E+05
Deformacja pionowa	fQ	H0-H	m	0.03918	0.05623	0.07900	0.07900	0.10108	0.07114	0.08685	
Obciążenie	Q	Cz*fQ	N	11392.5	16351.8	22972.6	22973.4	29392.5	20687.0	25255.6	
Współczynniki	Gs	H0/Dp	-	2.21E+00	2.21E+00	2.21E+00	2.21E+00	2.21E+00	2.21E+00	2.21E+00	
	C1	$\sqrt{(am+2)/2/(am+1)}$	-	9.41E-01	9.41E-01	9.41E-01	9.41E-01	9.41E-01	9.41E-01	9.41E-01	
	C2	$(2^*am+1)/2/(am+1)$	-	6.15E-01	6.15E-01	6.15E-01	6.15E-01	6.15E-01	6.15E-01	6.15E-01	
	C3	$(am+1)/2/(am+2)$	-	2.83E-01	2.83E-01	2.83E-01	2.83E-01	2.83E-01	2.83E-01	2.83E-01	
	Cs	fQ/H0	-	1.26E-01	1.81E-01	2.55E-01	2.55E-01	3.26E-01	2.29E-01	2.80E-01	
	Om	$C1^*Gs^*sqrt(Cs^*(1-C2^*Cs))$	-	7.08E-01	8.33E-01	9.62E-01	9.62E-01	1.06E+00	9.21E-01	9.99E-01	
	tg	tg(Om)	-	8.57E-01	1.10E+00	1.43E+00	1.43E+00	1.78E+00	1.32E+00	1.55E+00	
	tg2	tg(2*Om)	-	6.45E+00	-1.05E+01	-2.71E+00	-2.71E+00	-1.64E+00	-3.59E+00	-2.19E+00	
	aa	$C1^*Cs^*Cs$	-	2.62E-01	3.76E-01	5.29E-01	5.29E-01	6.77E-01	4.76E-01	5.81E-01	
	ba	$(1-Cs)/Cs$	-	6.91E+00	4.51E+00	2.92E+00	2.92E+00	2.07E+00	3.36E+00	2.57E+00	
	ua	ba^*aa^2	-	4.75E-01	6.39E-01	8.18E-01	8.18E-01	9.46E-01	7.61E-01	8.69E-01	
Szyty ności:											
-poprzeczne	Cx,y	Cz^*aa^2/(Om^*tg-ua)	N/m	1.52E+05	1.49E+05	1.45E+05	1.45E+05	1.41E+05	1.46E+05	1.43E+05	
-kard.	Cphix,y	$Cx,y^*Dp^2^*C3^*Om^*(Om^*aa^2-2^*ba/tg2)$	Nm/rad	4.90E+03	4.66E+03	4.35E+03	4.35E+03	4.04E+03	4.45E+03	4.24E+03	
-skrętnie	Cphiz	$E^d^4/(64^*Dp^4*n)$	Nm/rad	1.87E+03	1.87E+03	1.87E+03	1.87E+03	1.87E+03	1.87E+03	1.87E+03	
- w sp.miesz.	A	$(Q+Cx,y^*H)/2$	N	2.63E+04	2.70E+04	2.82E+04	2.82E+04	2.95E+04	2.78E+04	2.86E+04	
Obciążenia:											
- podłużne	Px	Cx,y^*dx+A^*dfy	N	-3.39E+03	-1.98E+03	0.00E+00	2.59E-01	2.04E+03	-6.97E+02	7.11E+02	
- kątowne	My	$A^*dx+Cphix,y^*dfiy$	Nm	-6.18E+02	-3.47E+02	0.00E+00	4.29E-02	3.20E+02	-1.18E+02	1.16E+02	
Wsp. d/D	w	d/Dp	-	1.89E-01	1.89E-01	1.89E-01	1.89E-01	1.89E-01	1.89E-01	1.89E-01	
Wsp. spięzienia naprężen	k	$1+1.25^*w+0.875^*w^2+w^3$	-	1.27E+00	1.27E+00	1.27E+00	1.27E+00	1.27E+00	1.27E+00	1.27E+00	
Wskaznik w ytrz.na skręcanie	W0	0.2^*d^3	m^3	3.72E-06	3.72E-06	3.72E-06	3.72E-06	3.72E-06	3.72E-06	3.72E-06	
Moment obc. podstawę górną	Mx1	$Mx+Q^*Dp/2$	Nm	1.82E+02	8.02E+02	1.61E+03	1.61E+03	2.38E+03	1.34E+03	1.89E+03	
Naprężenie skręcające	tau1	$Mx1^*k^*W0$	Nm^2	6.24E+07	2.74E+08	5.52E+08	5.52E+08	8.16E+08	4.57E+08	6.47E+08	
Moment obc. podstawę dolną	Mx2	$Q^*dx+Px^*H-Mx+Q^*Dp/2$	Nm	4.25E+02	9.29E+02	1.61E+03	1.61E+03	2.29E+03	1.38E+03	1.85E+03	
Naprężenie skręcające	tau2	$Mx2^*k^*W0$	Nm^2	1.45E+08	3.18E+08	5.52E+08	5.52E+08	7.83E+08	4.71E+08	6.34E+08	
Jednostkowy przyrost naprężeń	tau1j	$(tau1-tau1(mont))/(Q-Q(mont))/1000$	Nm^2/kN	42.3	42.0	41.5	41.5	41.1	41.7	41.4	

Tablica 6.11. Parametry sprężyn pierwszego stopnia usprężynowania

Parametr	Oznaczenie	Sprężyna zewnętrzna	Sprężyna wewnętrzna
Średnica pręta	d [mm]	38	26,5
Średnica podziałowa sprężyny	D [mm]	214,5	140,5
Całkowita liczba zwojów	n_c [-]	5,4	7,6
Liczba zwojów czynnych	n [-]	3,9	6
Długość sprężyny nieobciążonej	L [mm]	321	310

Parametry drugiego stopnia usprężynowania

Drugi stopień usprężynowania stanowią sprężyny pneumatyczne współpracujące ze zbiornikiem dodatkowym o objętości 35 dm³. Między nadwoziem pojazdu a wózkiem zabudowano również stabilizatory kołysania po dwa na wózek. Sztywność jednego stabilizatora przyjęto na poziomie $k_\alpha = 400$ kNm/rad.

Dobór tłumików pionowych i poprzecznych

Parametry tłumików pojazdu dobrano na podstawie wyników analizy modalnej modelu pojazdu. Parametry tłumików zawarto w tabl. 6.12.

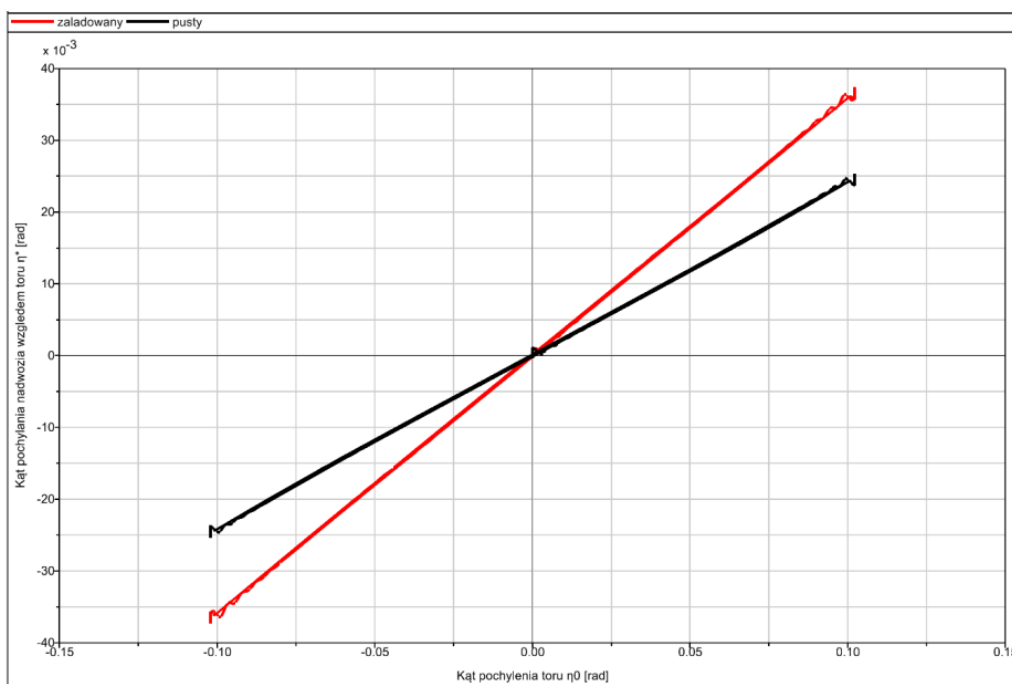
Tablica 6.12. Parametry tłumików pojazdu

Tłumik	Liczba tłumików na wózku	Tłumienie [kNs/m]
Pionowy pierwszego stopnia	4	7
Pionowy drugiego stopnia	2	30
Poprzeczny drugiego stopnia	2	20

6.2.5. Właściwości kołysania

Badanie symulacyjne właściwości kołysania ma na celu określenie kątowych przemieszczeń pojazdu podczas występowania nadmiaru (lub niedoboru) przechyłki toru. Badanie to polega na wyznaczeniu funkcji zależności między kątem pochylenia pudła η^* (kąt między pudłem a torem) a kątem pochylenia toru η^0 . W celu realizacji tego zadania zasymulowano przejazd pojazdu po prostym torze o zmiennej przechyłce. Badanie zostało wykonane dla pojazdu w stanie „załadowanym” i „próżnym”.

Wynik w postaci funkcyjnej zależności $\eta^* = f(\eta^0)$ pokazano na rys. 6.12. Współczynniki pochylenia dla pojazdu w stanie „załadowanym” (kolor czerwony) i „próżnym” (kolor czarny) wynoszą odpowiednio $s_R = \eta^*/\eta^0 = 0,36$ oraz $s_R = \eta^*/\eta^0 = 0,25$.



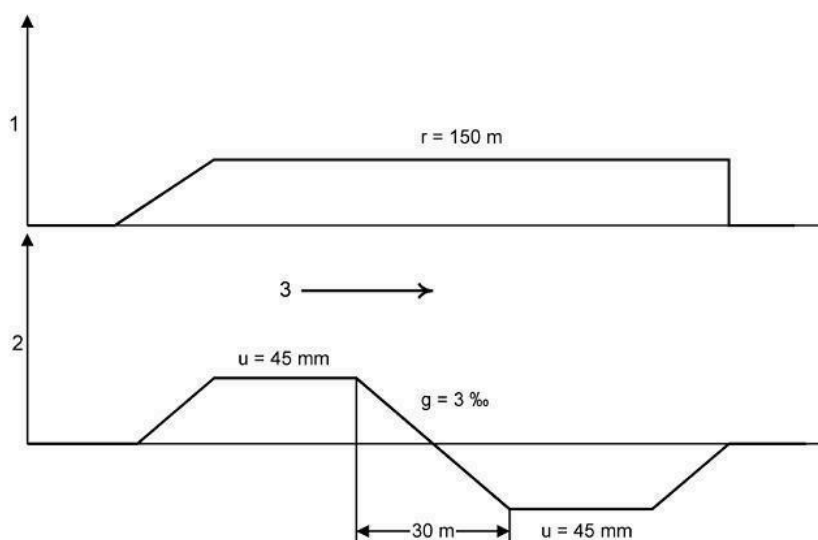
Rys. 6.12. Charakterystyka kołysania

6.2.6. Bezpieczeństwo przed wykolejeniem na torze wichrowatym

Podczas badań wykorzystano tor zgodny z wymaganiami podanymi w normie PN-EN 14363 [37] właściwości toru:

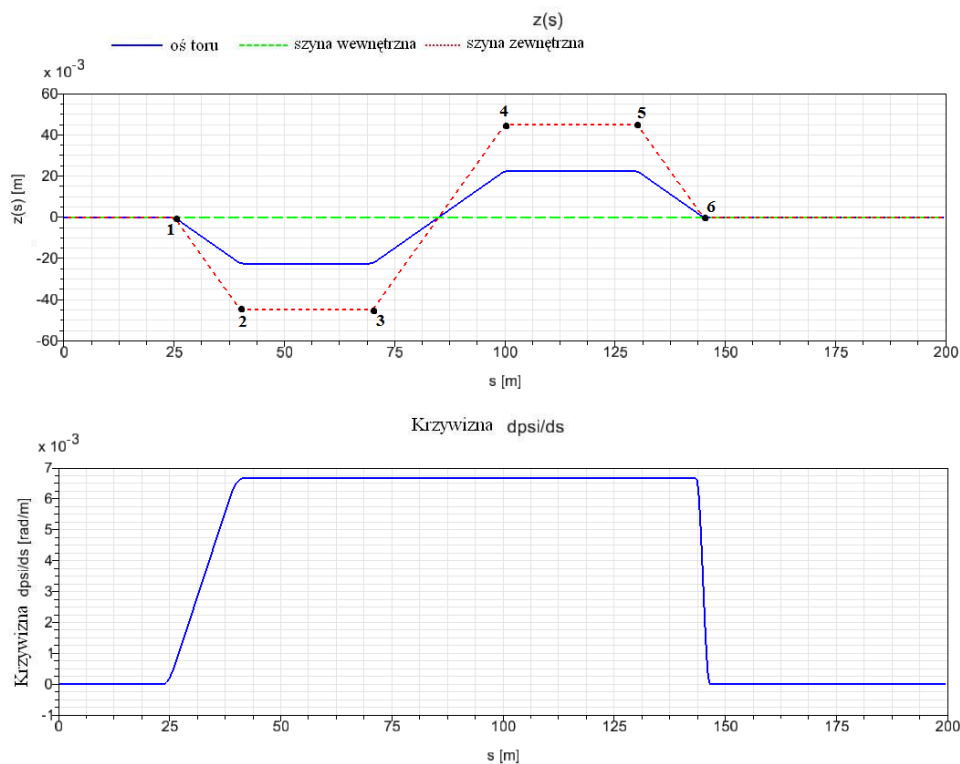
- promień łuku $R = 150$ m,
- odcinek zwichrowanego toru ze stałym promieniem łuku i wichrowatością 3‰,
- wichrowatość jest realizowana przez zmianę wysokości położenia zewnętrznej szyny.

Na rysunku 6.13 przedstawiono ogólny układ toru badawczego.



Rys. 6.13. Ogólny układ toru badawczego (wichrowatego): 1 – promień łuku, 2 – przechyłka, 3 – kierunek jazdy [37]

Realizację toru wichrowatego w programie SIMPACK przedstawiono na rys. 6.14, położenie charakterystycznych punktów toru pokazano w tabl. 6.13.



Rys. 6.14. Realizacja toru badawczego (wichrowatego) w programie SIMPACK z zaznaczonymi punktami charakterystycznymi

Tablica 6.13. Położenie charakterystycznych punktów na torze badawczym

Punkt charakterystyczny	Odległość od początku toru [m]
1	25
2	40
3	70
4	100
5	130
6	145

Pojazd jest uważany za bezpieczny przed wykojeniem jeśli jest spełniony warunek:

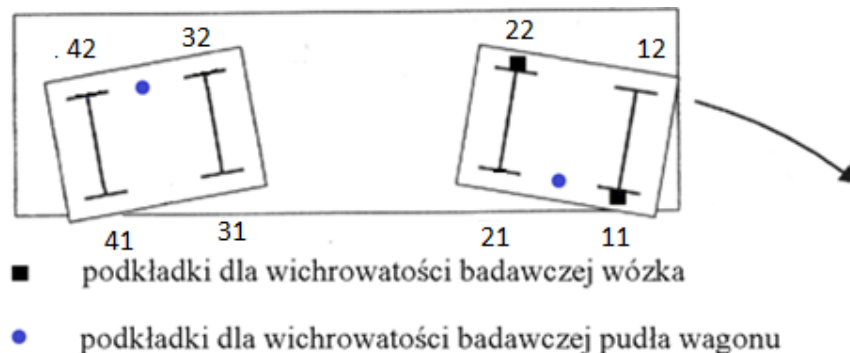
$$(Y/Q)_{a,\max} \leq (Y/Q)_{\lim}$$

gdzie:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\lim} = \frac{\tan \gamma - \mu}{1 + \mu \cdot \tan \gamma}$$

dla zastosowanego profilu koła S1002 kąt pochylenia obrzeża $\gamma = 70^\circ$, co przy przyjętym współczynniku tarcia $\mu = 0,36$ daje $(Y/Q)_{\lim} = 1,2$. Jeśli warunek jest spełniony pojazd można uznać za bezpieczny.

W badaniu wprowadzono wymaganą przez normę [37] dodatkową wichrowatość nadwozia i wózka przez zasymulowanie podkładek wchrujących oraz wstępne odkształcenie stabilizatora kołysania (rys. 6.15, tabl. 6.14).



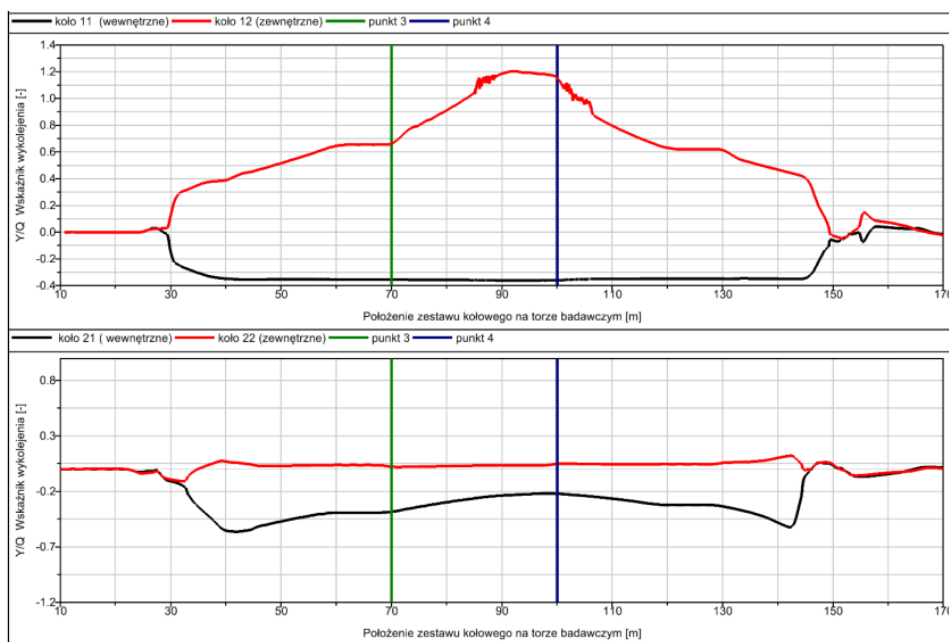
Rys. 6.15. Rozmieszczenie podkładek zapewniających dodatkową wichrowatość pudła i wózka pojazdu [37] oraz przyjęta numeracja kół

Tablica 6.14. Obliczenie parametrów elementów realizujących dodatkowe wichrowanie nadwozia i wózka pojazdu

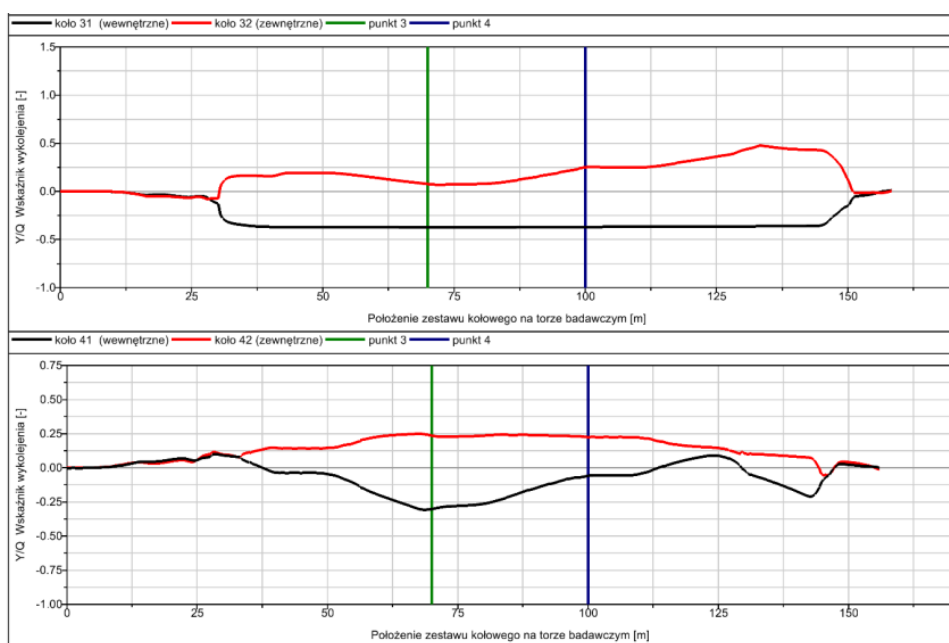
Baza wózka	$(2a+)$		[m]	2.5
Baza nadwozia	$(2a^*)$		[m]	19
Poprzeczny rozstaw usprężynowania 1 stop.	$(2b+)$		[m]	2.1
Poprzeczny rozstaw usprężynowania 2 stop.	$(2b^*)$		[m]	2.04
Poprzeczny rozstaw punktów kontaktu koło -szyna	$2bA$		[m]	1.5
Wichrowatość wprowadzona w torze	g_0		[%o]	3
Wichrowatość wózka	$(g+)$	$(g+)=7$ dla $(2a+)\leq 4m$, $(g+)=20/(2a+)+2$ dla $(2a+)>4m$	[%o]	7
Wichrowatość nadwozia	$(g+)$	$(g^*)=y$ dla $(2a^*)\leq 4m$, $(g^*)=20/(2a^*)+2$ dla $4m<(2a^*)\leq 20m$, $(g^*)=3$ dla $20m<(2a^*)\leq 30m$, $(g^*)=90/(2a^*)$ dla $(2a^*)>30m$,	[%]	3.052632
Dodatkowe pionowe uniesienie wózek	$(h+)$	$(h+)=((g+)-g_0)*(2a+)$	[mm]	10
Dodatkowe pionowe uniesienie nadwozia	(h^*)	$(h^*)=((g^*)-g_0)*(2a^*)$	[mm]	1
Wysokość podkładki na wózku (1-szy stopień)	$(d+)$	$(d+)=(h+)/2*(2b+)/2bA$	[mm]	7
Wysokość podkładki na nadwoziu (2-gi stopień)	(d^*)	$(d^*)=(h^*)/2*(2b^*)/2bA$	[mm]	0.68
Dodatkowy kąt obrotu jednego stabilizatora kołysania	(α^*)	$(\alpha^*)=(d^*)/(2b^*)$	[mrad]	0.333333

Symulacje przejazdów po torze wichrowatym odbywały się dla wszystkich rozpatrywanych przypadków badań z prędkością 2,5–10 km/h. Przejazd z niską prędkością zapewnia ustabilizowanie się warunków pracy układu pneumatycznego (ustabilizowanie się ciśnienia na skutek dopuszczania i upuszczania powietrza do sprężyn pneumatycznych).

Na rysunkach 6.16–6.17 przedstawiono wyniki przejazdu modelu pojazdu w stanie „próżnym” po torze wichrowatym.



Rys. 6.16. Stosunek Y/Q – koła 11, 12, 21 i 22



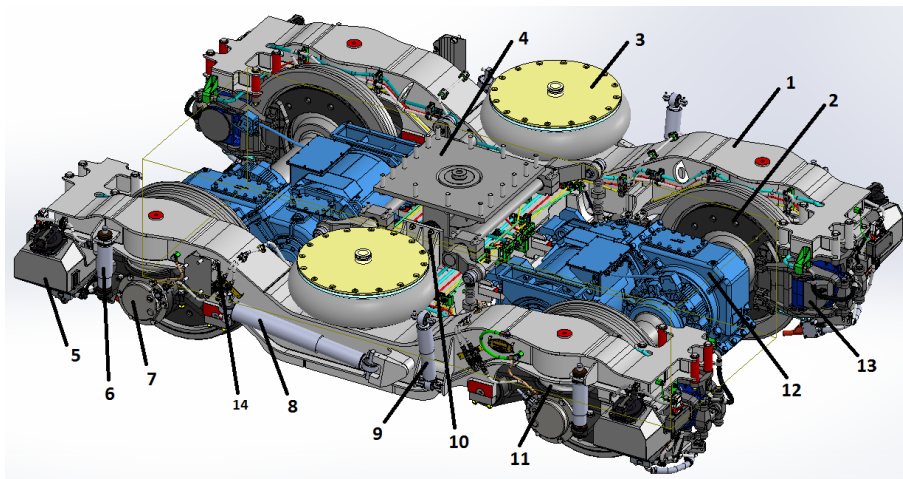
Rys. 6.17. Stosunek Y/Q – koła 31, 32, 41 i 42

Maksymalna zarejestrowana wartość współczynnika Y/Q wynosi 1,19 i nie przekracza wartości granicznej określonej w normie [37]. Otrzymane wyniki potwierdzają, że analizowany model lekkiego pojazdu szynowego w wybranych do badań sytuacjach eksploatacyjnych (do prędkości 160 km/h) spełnia wymagane kryteria oraz, że konstrukcja i parametry układu biegowego są prawidłowe i przy ich zachowaniu nie ma ryzyka wykołowania pojazdu.

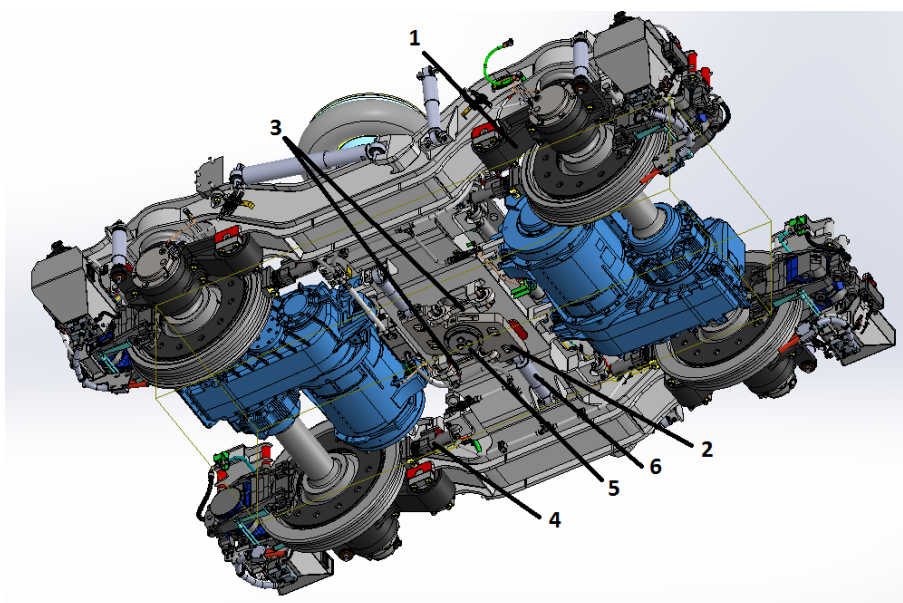
6.3. Analiza wytrzymałości ramy wózka

6.3.1. Dane wejściowe do obliczeń

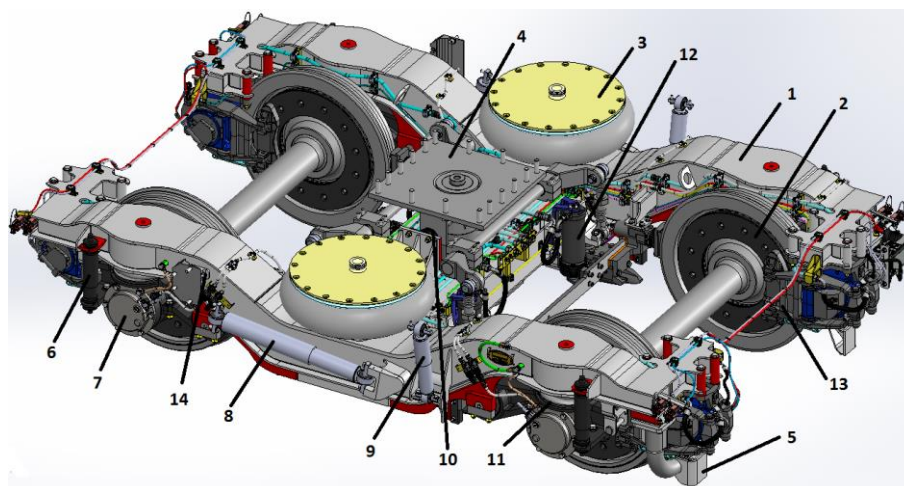
W podrozdziale dokonano analizy wytrzymałości ramy wózka. Jej celem jest ocena wytrzymałości statycznej i zmęczeniowej rozwiązania nośnego ramy (dla wózka napędowego i tocznego) w oparciu o wymagania zawarte w normie PN-EN 13749 [35]. Ogólną budowę wózka napędowego przedstawiono na rys. 6.18 i 6.19, a wózka tocznego na rys. 6.20 i 6.21.



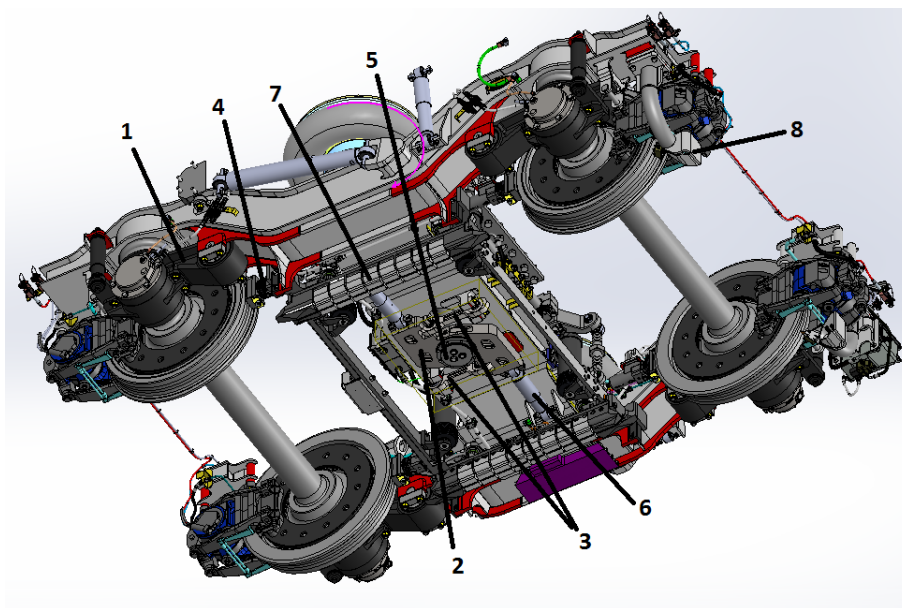
Rys. 6.18. Budowa wózka napędowego (widok z góry): 1 – rama wózka, 2 – zestaw kołowy wraz z tarczami hamulcowymi, 3 – sprężyna pneumatyczna (II st. usprężynowania), 4 – czop skrzętu, 5 – zbiornik piasku, 6 – tłumik wahacza, 7 – pokrywa maźnicy, 8 – tłumik wężykowania, 9 – stabilizator, 10 – odbijak poprzeczny aparatu pociągowego, 11 – sprężyna śrubowa (I st. usprężynowania), 12 – silnik i przekładnia trakcyjna, 13 – zacisk hamulcowy, 14 – rolki mechanizmu krzywkowego



Rys. 6.19. Budowa wózka napędowego (widok z dołu): 1 – wahacz z maźnicą, 2 – jarzmo aparatu pociągowego (lemniskata), 3 – prowadniki aparatu pociągowego, 4 – klocek czyszczący powierzchnię toczną koła, 5 – pokrywa aparatu pociągowego, 6 – tłumik aparatu pociągowego

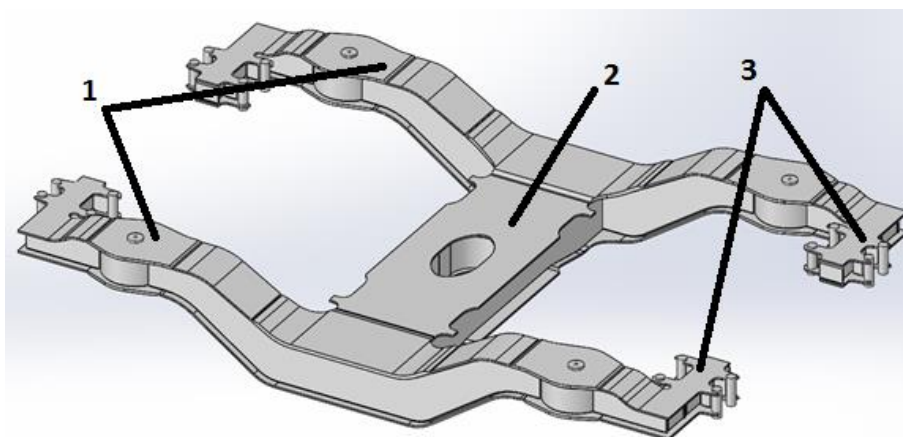


Rys. 6.20. Budowa wózka tocznego (widok z góry): 1 – rama wózka, 2 – zestaw kołowy wraz z tarczami hamulcowymi, 3 – sprężyna pneumatyczna (II st. usprężynowania), 4 – czop skreću, 5 – odgarniacz szynowy, 6 – tłumik wahacza, 7 – pokrywa maźnicy, 8 – tłumik wężykowania, 9 – stabilizator kołysania, 10 – odbijak poprzeczny aparatu pociągowego, 11 – sprężyna śrubowa (I st. usprężynowania), 12 – elementy hamulca szynowego, 13 – zacisk hamulcowy, 14 – rolki mechanizmu krzywkowego



Rys. 6.21. Budowa wózka tocznego (widok z dołu): 1 – wahacz z maźnicą, 2 – jarzmo aparatu pociągowego (lemniskata), 3 – przewodniki aparatu pociągowego, 4 – klocek czyszczący powierzchnię toczną koła, 5 – pokrywa aparatu pociągowego, 6 – tłumik aparatu pociągowego, 7 – płoza hamulca szynowego, 8 – odgarniacz szynowy

Rama wózka tocznego i napędnego (rys. 6.22) jest konstrukcją stalową, spawaną z blach o właściwościach podanych w tabl. 6.15 [38]. Głównymi elementami nośnymi ramy są dwie ostojnice z czołownicami oraz belka poprzeczna.



Rys. 6.22. Rama wózka: 1 – ostojnice, 2 – belka poprzeczna, 3 – czołownice

Niezbędne obliczenia wytrzymałości przeprowadzono metodą elementów skończonych MES wykorzystując program SolidWorks Simulation przy założeniach pokazanych w tabl. 6.15–6.17.

Tablica 6.15. Masy i obciążenia zestawu kołowego

Parametr	Oznaczenie	Wartość
Masa połowy próżnego pojazdu	m_{vp} [kg]	28 000
Masa połowy pojazdu pod obciążeniem eksploatacyjnym	m_{ve} [kg]	32 000
Masa połowy pojazdu pod obciążeniem nadzwyczajnym	m_{vn} [kg]	35 600
Masa kompletnego wózka	m^+ [kg]	9 400
Obciążenie eksploatacyjne pasażerami na wózek	P_2 [kg]	4 000
Obciążenie nadzwyczajne pasażerami na wózek	P_1 [kg]	7 600
Masa pojedynczego zestawu kołowego z maźnicami	m_{zk} [kg]	1 576
Masa napędu	m_n [kg]	1 330

Tablica 6.16. Charakterystyka wymiarowa zestawu kołowego

Parametr	Oznaczenie	Wartość
Średnica koła	d_k [mm]	850
Baza wózka	$2a^+$ [mm]	2 500
Rozstaw maźnic	$2b^+$ [mm]	2 100
Rozstaw okręgów tocznych kół	$2s$ [mm]	1 500
Rozstaw miechów pneumatycznych	$2p$ [mm]	2 040
Promień hamujący	r_h [mm]	283
Odległość podpór zespołu napędowego od osi zestawu kołowego	l_w [mm]	805
Odległość środka ciężkości napędu od osi zestawu kołowego	l_n [mm]	347
Długość wahacza	l_m [mm]	443
Luz poprzeczny na odbijaku	e_y [mm]	60
Szerokość stabilizatora	l_s [mm]	1 357
Wzdłużny rozstaw sworzni maźnic	l_p [mm]	1 620

Tablica 6.17. Parametry dodatkowe zestawu kołowego

Parametr	Oznaczenie	Wartość
Opóźnienie hamowania	a_{xh} [m/s ²]	1,5
Sztywność pionowa usprężynowania I stopnia (na maźnicę)	C_{Z1} [kN/mm]	1,2
Sztywność poprzeczna miecha pneumatycznego	C_{Z2} [kN/mm]	0,2
Moment napędowy	Ms [Nm]	2855
Przełożenie przekładni	i [-]	5,98

Dane materiałowe zawarto w tabl. 6.18.

Tablica 6.18. Właściwości mechaniczne materiału zastosowanego do budowy ramy wózka [33]

Materiał	Grubość elementu [mm]	Granica plastyczności R_e [MPa]	Wytrzymałość doraźna R_m [MPa]
S355J2	<16	355	470–630
	≥16	345	

6.3.2. Wyznaczenie statycznych obciążeń nadzwyczajnych

Zgodnie z wymaganiami określonymi w [34] rozpatrzono przypadki kombinacji obciążeń nadzwyczajnych (nie występujących podczas eksploatacji a mających charakter obciążeń sprawdzających):

- obciążenie pionowe (na każdą ostojnicę)

$$F_{Z1\max} = F_{Z2\max} = \frac{F_{z\max}}{2} = \frac{1,4 \cdot g \cdot (m_{vp} - m^+ + P_1)}{2} = \frac{1,4 \cdot 9,81 \cdot (28000 - 9400 + 7600)}{2} = 179\,915 \text{ N}$$

- obciążenie boczne (na każdą oś)

$$F_{Y1\max} = F_{Y2\max} = \frac{F_{y\max}}{2} = 10^4 + \frac{(m_{vp} + P_1) \cdot g}{6} = 10^4 + \frac{(28000 + 7600) \cdot 9,81}{6} = 68\,206 \text{ N}$$

- obciążenie wichrujące ramę wózka (wartość zwichrowana 10‰):

$$F_{qw} = C_Z \cdot (2b^+ / 2s) \cdot g^+ \cdot 2a^+ / 4 = 1,02 \cdot (2100 / 1500) \cdot 10 \cdot 2500 / 4 = 8943,8 \text{ N}$$

gdzie: $C_Z = 1,02$ kN/mm – wypadkowa sztywność ramy (patrz punkt 6.1),

- obciążenie wzdłużne spowodowane nabieganiem (3 g masy wózka)

$$F_{XC} = 3 \cdot g \cdot m^+ = 3 \cdot 9,81 \cdot 9400 = 276\,642 \text{ N}$$

- obciążenie wzdłużne skośne (rombowanie) przyłożone do każdego koła z przeciwnym znakiem na każdej z ostojnicy (przy współczynniku tarcia wynoszącym 0,4)

$$F_{XS\max} = 0,1 \cdot (F_z + m^+ \cdot g) \cdot 2s / 2b = 0,1 \cdot (2 \cdot 179915,4 + 9400 \cdot 9,81) \cdot 1500 / 2100 = 32\,288,9 \text{ N}$$

- obciążenia pochodzące od hamowania

$$F_{Xhmax} = a_{Xh} \cdot 1,3 \cdot (m_{Vp} + P_2) / 4 = 1,5 \cdot 1,3 \cdot (28000 + 7600) / 4 = 17\,355 \text{ N}$$

gdzie: F_{Xhmax} – siła styczna na kole,

$$F_{Zhmax} = F_{Xhmax} \cdot (d_k / 2) / r_h = 17355 \cdot (850 / 2) / 283 = 26\,063,2 \text{ N}$$

gdzie: F_{Zhmax} – siła pionowa na wsporniku cylindra hamulcowego,

- obciążenia pochodzące od napędu

$$F_{Xnmax} = 1,3 \cdot M_s \cdot i / (d_k / 2) / 2 = 1,3 \cdot 2855 \cdot 5,98 / (0,85 / 2) / 2 = 26\,111,5 \text{ N}$$

gdzie: F_{Xnmax} – siła styczna trakcyjna na kole,

$$F_{Znmax} = F_{Xnmax} \cdot 2 \cdot (d_k / 2) / l_w = 26111,5 \cdot (850 / 2) \cdot 2 / 805 = 27\,571,1 \text{ N}$$

gdzie: F_{Znmax} – siła pionowa na wspornikach napędu.

W przypadku obciążenia pochodzącego od odgarniacza należy przyłożyć do mocowania odgarniacza siłę 20 kN zlokalizowaną na powierzchni główki szyny.

W przypadku obciążeń pochodzących od tłumików należy przyłożyć następując obciążenia:

- dla tłumika wężykowania 18810 N,
- dla tłumika poprzecznego 9550 N,
- dla tłumika pionowego drugiego stopnia usprężynowania 9550 N,
- dla tłumika pionowego pierwszego stopnia usprężynowania 3160 N.

W przypadku obciążenia od hamulca szynowego należy przyłożyć następujące obciążenia:

- obciążenia wzdłużne pochodzące od współpracy płozy z szyną 36 kN,
- obciążenia poprzeczne pochodzące od współpracy płozy z szyną 28,3 kN,
- obciążenia udarowe na gniazda centrujące płozy w pozycji spoczynkowej 33,3 kN.

W przypadku obciążenia od unoszenia kompletnego wózka należy ciężar kompletnego wózka bez obciążeń od nadwozia odebrać na gnieździe czopa skrzytu lub na uchwytach transportowych.

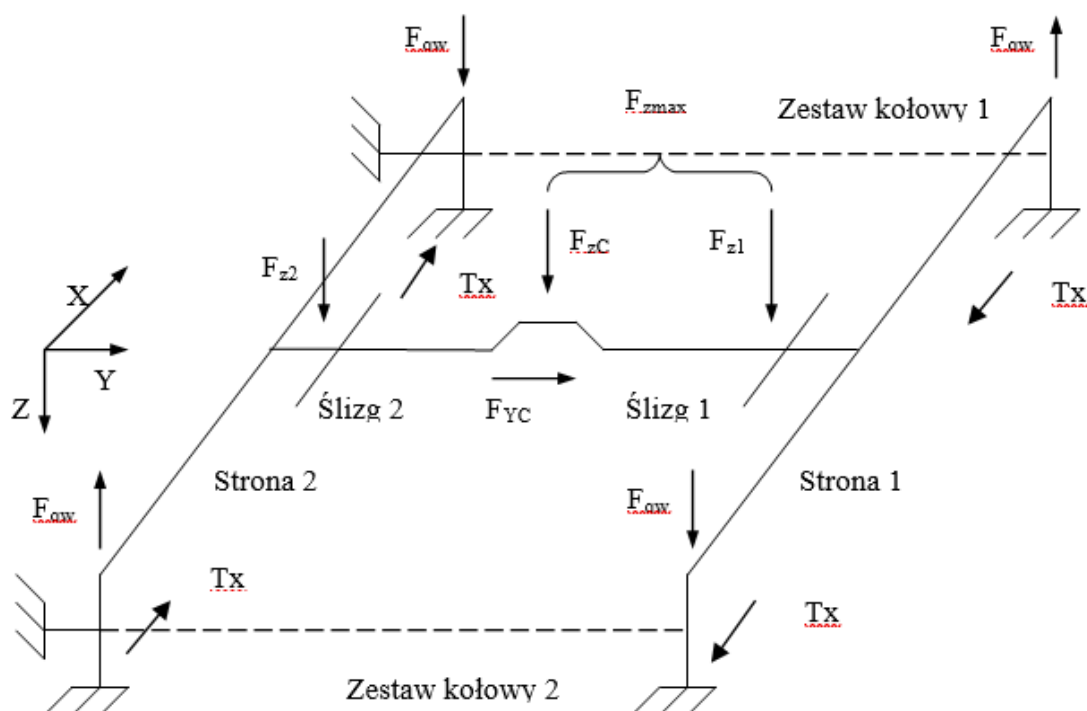
W przypadku obciążenia od układu krzywkowego należy przyłożyć siłę ściskającą o wartości 25,6 kN do wspornika rolki układu krzywkowego.

W przypadku wykolejenia przyjmuje się, że jedno z kół nie jest obciążone oraz jest przemieszczone pionowo na odległość odpowiadającą wysokości szyny. W pozostałych trzech kołach sposób podparcia odpowiada normalnemu położeniu kół na szynie.

6.3.3. Wyznaczenie dynamicznych obciążeń eksploatacyjnych

W obliczeniach eksploatacyjnych uwzględniono obciążenia pionowe, poprzeczne, powstające od wichrowania oraz wzdłużne skośne oraz od hamowania i rozruchu. Przyjęto, iż obciążenie pionowe wynikające z kołysania ($\alpha = 0,1$) przenoszone jest wyłącznie przez stabilizator. Rozpatrywane kombinacje obciążeń eksploatacyjnych przyłożonych według rys. 6.23 za-

mieszczono w tabl. 6.20 i 6.21 natomiast zestawienie wartości sił dla poszczególnych kombinacji w tabl. 6.22 i 6.23.



Rys. 6.23. Schemat głównych obciążeń ramy

Tablica 6.19. Oznaczenia sił na rys. 6.23 [35]

Siła [N]	Usytuowanie	Oznaczenie		
		statyczna	quasistatyczna	dynamiczna
Pionowa	Obciążenie przyłożone do wózka	F_z	–	–
	Siła na ostojnicy 1 lub ślizgu bocznym 1	F_{z1}	F_{z1qs}	F_{z1d}
	Siła na ostojnicy 2 lub ślizgu bocznym 2	F_{z2}	F_{z2qs}	F_{z2d}
	Siła na czopie skrzytę	F_{zp}	F_{zpqqs}	F_{zpd}
	Siła w środku ciężkości nadwozia pojazdu	F_{zc}	–	–
Poprzeczna	Obciążenie przyłożone do wózka	F_y	–	–
	Siła na osi 1	F_{y1}	F_{y1qs}	F_{y1d}
	Siła na osi 2	F_{y2}	F_{y2qs}	F_{y2d}
	Siła w środku ciężkości nadwozia pojazdu	F_{yc}	–	–
	Siła pochodząca od wiatru	F_{w1}	–	–
Wzdłużna	Siła na każdym kole	F_{x1}	–	–
	Siła w środku ciężkości nadwozia pojazdu	F_{xc}	–	–
	Siła w środku ciężkości wózka pojazdu	F_x	–	–

Tablica 6.20. Przypadki kombinacji obciążeń eksploatacyjnych ramy wózka [35]

Lp.	Ostojnica 1 F_{z1} [kN]	Ostojnica 2 F_{z2} [kN]	Zestaw kołowy F_Y [kN]	Zwichrowanie g^+ [%]
1	$F_z/2$	$F_z/2$	0	0
2	$(1 + \alpha - \beta) \cdot F_z/2$	$(1 - \alpha - \beta) \cdot F_z/2$	0	0
3	$(1 + \alpha - \beta) \cdot F_z/2$	$(1 - \alpha - \beta) \cdot F_z/2$	F_Y	0
4	$(1 + \alpha + \beta) \cdot F_z/2$	$(1 - \alpha + \beta) \cdot F_z/2$	0	0
5	$(1 + \alpha + \beta) \cdot F_z/2$	$(1 - \alpha + \beta) \cdot F_z/2$	F_Y	0
6	$(1 - \alpha - \beta) \cdot F_z/2$	$(1 + \alpha - \beta) \cdot F_z/2$	0	0
7	$(1 - \alpha - \beta) \cdot F_z/2$	$(1 + \alpha - \beta) \cdot F_z/2$	$-F_Y$	0
8	$(1 - \alpha + \beta) \cdot F_z/2$	$(1 + \alpha + \beta) \cdot F_z/2$	0	0
9	$(1 - \alpha + \beta) \cdot F_z/2$	$(1 + \alpha + \beta) \cdot F_z/2$	$-F_Y$	0
10	$(1 + \alpha - \beta) \cdot F_z/2$	$(1 - \alpha - \beta) \cdot F_z/2$	F_Y	F_{qw}
11	$(1 + \alpha + \beta) \cdot F_z/2$	$(1 - \alpha + \beta) \cdot F_z/2$	F_Y	F_{qw}
12	$(1 - \alpha - \beta) \cdot F_z/2$	$(1 + \alpha - \beta) \cdot F_z/2$	$-F_Y$	F_{qw}
13	$(1 - \alpha + \beta) \cdot F_z/2$	$(1 + \alpha + \beta) \cdot F_z/2$	$-F_Y$	F_{qw}
14	$(1 + \alpha - \beta) \cdot F_z/2$	$(1 - \alpha - \beta) \cdot F_z/2$	F_Y	$-F_{qw}$
15	$(1 + \alpha + \beta) \cdot F_z/2$	$(1 - \alpha + \beta) \cdot F_z/2$	F_Y	$-F_{qw}$
16	$(1 - \alpha - \beta) \cdot F_z/2$	$(1 + \alpha - \beta) \cdot F_z/2$	$-F_Y$	$-F_{qw}$
17	$(1 - \alpha + \beta) \cdot F_z/2$	$(1 + \alpha + \beta) \cdot F_z/2$	$-F_Y$	$-F_{qw}$

gdzie: $\alpha = 0,1$ – według [18], $\beta = 0,2$ – według [18].

Tablica 6.21. Przypadki kombinacji obciążeń eksploatacyjnych ramy wózka wynikających z sił wzdłużnych [35]

Lp.	Ostojnica 1 F_{z1} [kN]	Ostojnica 2 F_{z2} [kN]	Maźnica F_{xS} [kN]/koło
1	$F_z/2$	$F_z/2$	0
2	$F_z/2$	$F_z/2$	(F_X^*)
3	$F_z/2$	$F_z/2$	$-(F_X^*)$

*siła F_X równa się odpowiednio F_{xSnorm} , F_{xhnorm} lub F_{xnnorm}

Tablica 6.22. Wartości obciążeń eksploatacyjnych ramy wózka w poszczególnych przypadkach

Lp.	Ostojnica 1 F_{z1} [kN]	Ostojnica 2 F_{z2} [kN]	Zestaw kołowy F_Y [kN]	Zwichrowanie g^+ [%]
1	114,8	114,8	0,0	0
2	103,3	80,34	0,0	0
3	103,3	80,34	40,2	0
4	149,2	126,25	0,0	0
5	149,2	126,25	40,2	0
6	80,34	103,3	0,0	0
7	80,34	103,3	-40,2	0
8	126,25	149,2	0,0	0
9	126,25	149,2	-40,2	0
10	103,3	80,34	40,2	4,5
11	149,2	126,25	40,2	4,5
12	80,34	103,3	-40,2	4,5
13	126,25	149,2	-40,2	4,5
14	103,3	80,34	40,2	-4,5
15	149,2	126,25	40,2	-4,5
16	80,34	103,3	-40,2	-4,5
17	126,25	149,2	-40,2	-4,5

Tablica 6.23. Wartości obciążeń eksploatacyjnych ramy wózka w poszczególnych przypadkach wynikających z sił wzdłużnych

Lp.	Ostojnica 1 F_{Z1} [kN]	Ostojnica 2 F_{Z2} [kN]	Maźnica F_{XS} [kN]/koło
1	114,8	114,8	0
2	114,8	114,8	(F_X^*)
3	114,8	114,8	$-(F_X^*)$

*siła F_X równa się odpowiednio 11,5 kN, 13,2 kN lub 22,1 kN

Wartości obciążeń są następujące:

- obciążenie pionowe (na każdą ostojnicę)

$$F_{Z1} = F_{Z2} = \frac{F_z}{2} = \frac{g \cdot (m_{vp} - m^+ + 1,2 \cdot P_2)}{2} = \frac{9,81 \cdot (28000 - 9400 + 1,2 \cdot 4000)}{2} = 114\,777 \text{ N}$$

- obciążenie boczne (na każdą oś)

$$F_{Y1} = F_{Y2} = \frac{F_Y}{2} = \frac{F_z + m^+ \cdot g}{8} = \frac{2 \cdot 114\,777 + 9400 \cdot 9,81}{8} = 40\,221 \text{ N}$$

- obciążenie wichrujące ramę wózka (wartość zwichrowana 5‰)

$$F_{qw} = C_Z \cdot (2b^+ / 2s) \cdot g^+ \cdot 2a^+ / 4 = 1,02 \cdot (2100 / 1500) \cdot 5 \cdot 2500 / 4 = 44\,719 \text{ N}$$

- obciążenie wzdłużne skośne przyłożone do każdego koła z przeciwnym znakiem na każdej z ostojnicy (przy współczynniku tarcia wynoszącym 0,2)

$$F_{XSnorm} = 0,05 \cdot (F_z + m^+ \cdot g) \cdot 2s / 2b = 0,05 \cdot (2 \cdot 114\,777 + 9400 \cdot 9,81) \cdot 1500 / 2100 = 11\,491,7 \text{ N}$$

- obciążenia pochodzące od hamowania

$$F_{Xhnorm} = a_{Xh} \cdot 1,1 \cdot (m_{vp} + P_2) / 4 = 1,5 \cdot 1,1 \cdot (28000 + 4000) / 4 = 13\,200 \text{ N}$$

gdzie: F_{Xhnorm} – siła styczna na kole,

$$F_{Zhnorm} = F_{Xhnorm} \cdot (d_k / 2) / r_h = 13\,200 \cdot (850 / 2) / 283 = 19\,823,3 \text{ N}$$

gdzie: F_{Zhnorm} – siła pionowa na wsporniku cylindra hamulcowego,

obciążenia pochodzące od napędu:

$$F_{Xnnorm} = 1,1 \cdot M_s \cdot i / (d_k / 2) / 2 = 1,1 \cdot 2855 \cdot 5,98 / (0,85 / 2) / 2 = 22\,094,3 \text{ N}$$

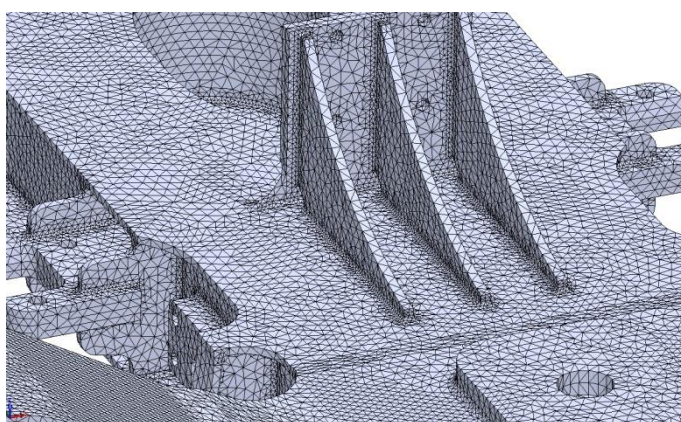
gdzie: F_{Xnnorm} – siła styczna trakcyjna na kole,

$$F_{Znmax} = F_{Xnnorm} \cdot 2 \cdot (d_k / 2) / l_w = 26\,111,5 \cdot (850 / 2) \cdot 2 / 805 = 23\,329,4 \text{ N}$$

gdzie: F_{Znmax} – siła pionowa wspornikach napędu.

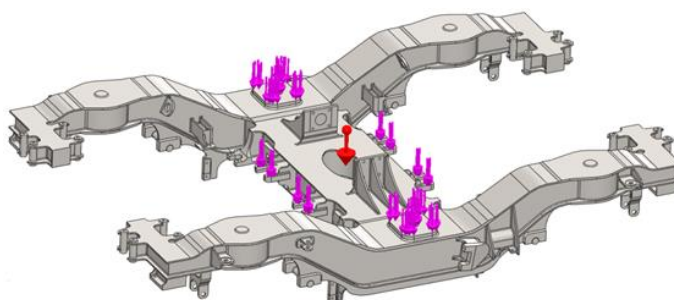
6.3.4. Model obliczeniowy ramy wózka

Model obliczeniowy ze względu na niesymetryczność budowy i przyłożonych obciążeń obejmuje całą konstrukcję nośną ramy wózka. Uwzględniono w nim wszystkie elementy mające wpływ na pracę układu nośnego oraz właściwe zamodelowanie wprowadzenia i odebrania analizowanych obciążeń. Wymiary geometryczne i kształty poszczególnych elementów przyjęto na podstawie modelu konstrukcyjnego ramy wózka. Podział modelu na elementy skończone przedstawiono na rys. 6.24. W modelu zastosowano elementy bryłowe drugiego rzędu o rozmiarze maksymalnym 15 mm, przy czym zastosowano zagęszczenie siatki w rejonie spoin i korbów kształtu. Ostatecznie otrzymano siatkę składającą się z 2456 275 elementów i 4010 852 węzłów.



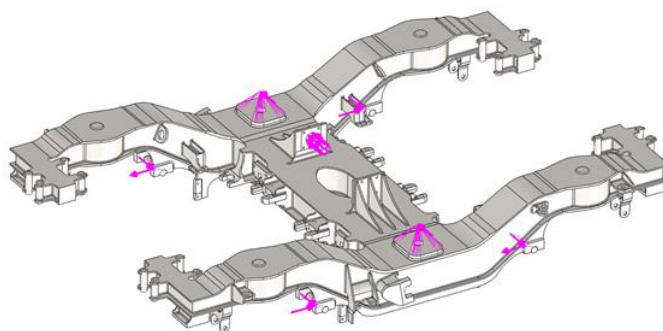
Rys. 6.24. Fragment modelu obliczeniowego (wspornik odbijaka poprzecznego aparatu pociągowego) ramy wózka podzielonego na elementy skończone

Obciążenie pionowe pochodzące od nadwozia pojazdu przyłożono do gniazd miechów pneumatycznych drugiego stopnia usprężynowania, znajdujących się na środkowych fragmentach ostojnic. Obciążenie pionowe odebrano na gniazdach sprężyn pierwszego stopnia usprężynowania (rys. 6.25).



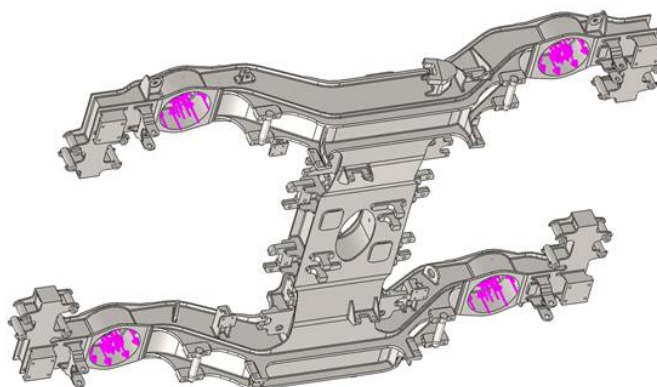
Rys. 6.25. Schemat obciążenia pionowego

Obciążenie poprzeczne pochodzące od pudła przyłożono do odbijaka poprzecznego na belce skrętowej oraz gniazd miechów drugiego stopnia usprężynowania. Obciążenie to odebrano na wspornikach wahaczy pierwszego stopnia (rys. 6.26).



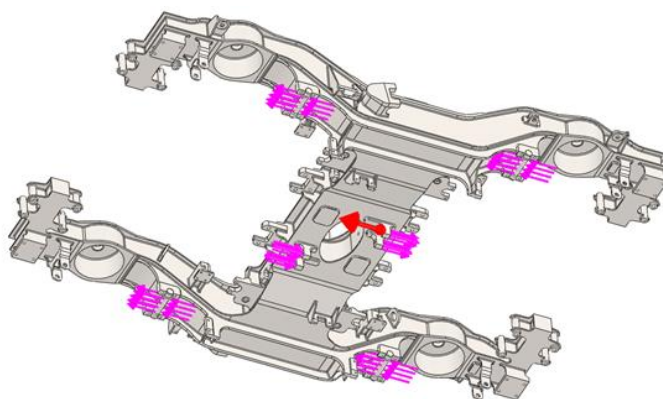
Rys. 6.26. Schemat obciążenia poprzecznego

Obciążenia wchrujące zrealizowano przez wprowadzenie czterech sił o tej samej wartości parami po przekątnej wózka, działających w kierunku pionowym na gniazda sprężyn pierwszego stopnia usprężynowania (rys. 6.27).



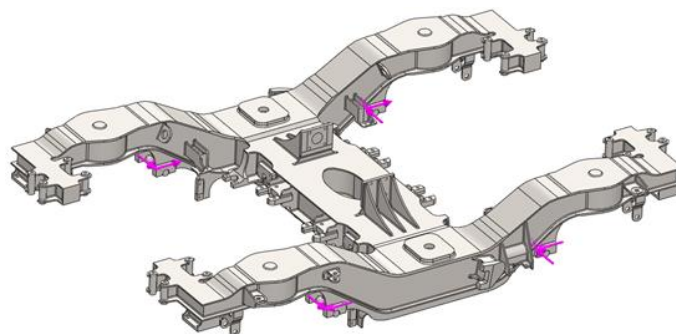
Rys. 6.27. Schemat obciążenia wchrującego ramę wózka

Obciążenie wzdłużne pochodzące od nabiegania przyłożono do ramy wózka w postaci grawitacji oraz sił generowanych przez bezwładność mas zestawów kołowych. Obciążenie to odebrano na wspornikach aparatu pociągowego (rys. 6.28).



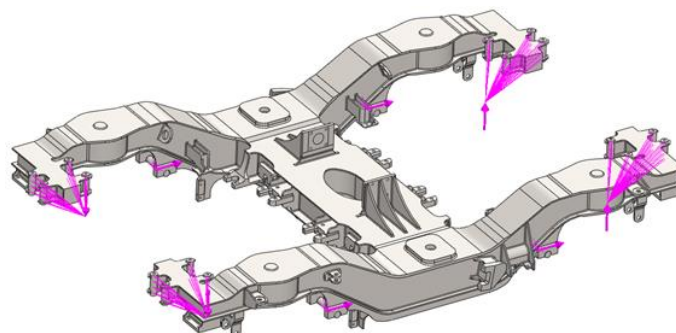
Rys. 6.28. Schemat obciążenia podczas nabiegania z przyspieszeniem 3 g

Obciążenie wzdłużne skośne (diagonalne) realizowano przez wprowadzenie sił na wsporniki wahaczy po obu stronach wózka (rys. 6.29).



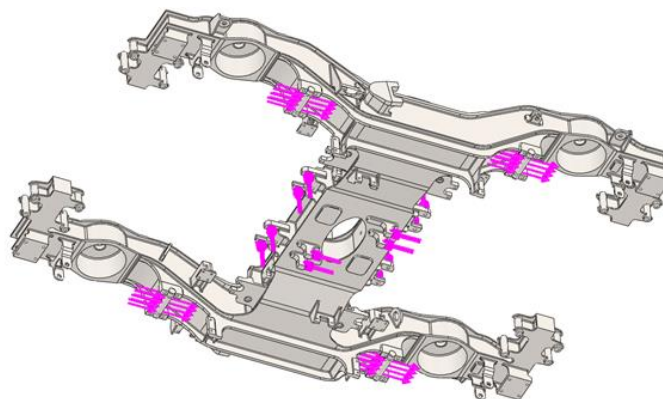
Rys. 6.29. Schemat obciążenia diagonalnego

Obciążenie pochodzące od hamowania przyłożono do wsporników wahaczy oraz do wsporników zawieszenia bloków hamulcowych, a odebrano na wspornikach aparatu pociągowego (rys. 6.30).



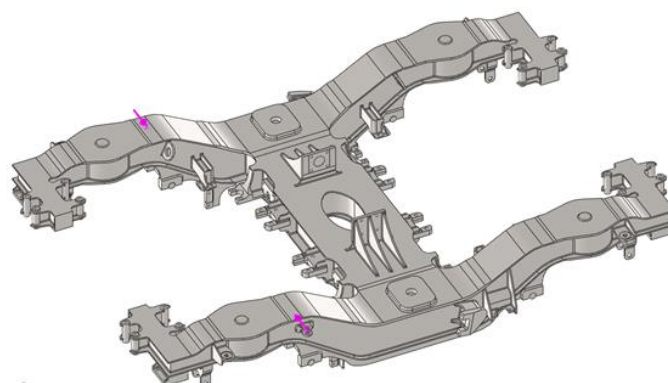
Rys. 6.30. Schemat obciążenia ramy wózka od sił hamujących

Obciążenie pochodzące od rozruchu przyłożono do wsporników zespołów napędowych oraz wsporników wahaczy, a odebrano na wspornikach aparatu pociągowego (rys. 6.31).



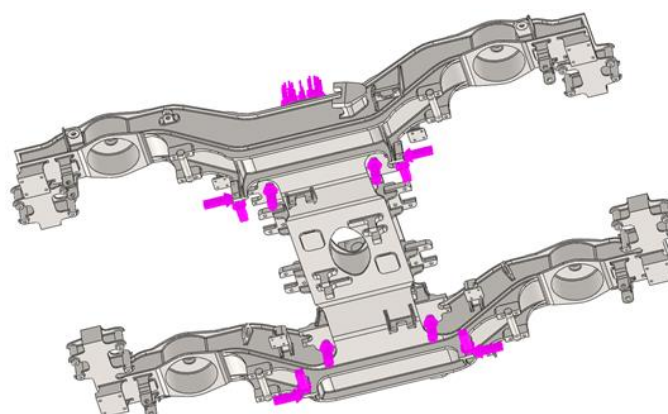
Rys. 6.31. Schemat obciążenia ramy wózka od sił rozruchowych

Obciążenie pochodzące od obciążenia mechanizmu krzywkowego, tłumików oraz odgarniacza przyłożono do poszczególnych wsporników tych elementów (rys. 6.32).



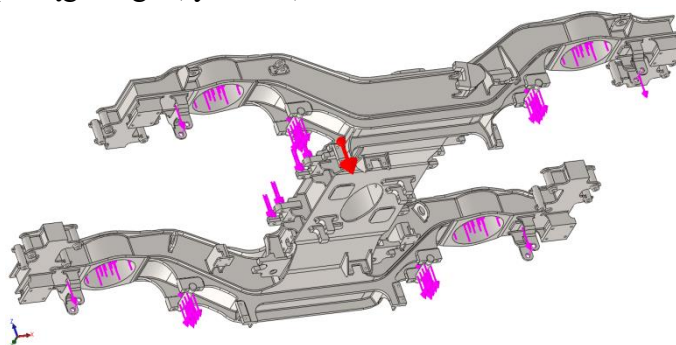
Rys. 6.32. Schemat obciążenia ramy wózka od oddziaływania mechanizmu krzywkowego

Obciążenie pochodzące od obciążenia hamulca szynowego przyłożono do poszczególnych wsporników tych elementów (rys. 6.33).



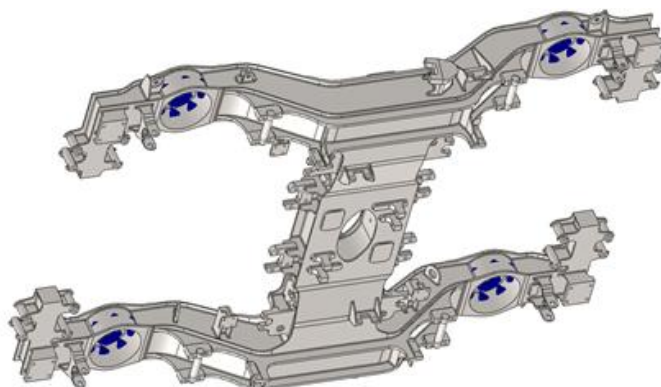
Rys. 6.33. Schemat obciążenia ramy wózka od oddziaływania hamulca szynowego

Obciążenie pochodzące od unoszenia kompletnego wózka przyłożono jako ciężar kompletnej ramy wózka oraz obciążenia generowane przez zespół napędowy do wsporników wahaczy oraz ograniczników wahaczy, a odebrano na uszach transportowych lub odbijakach pionowych aparatu pociągowego (rys. 6.34).

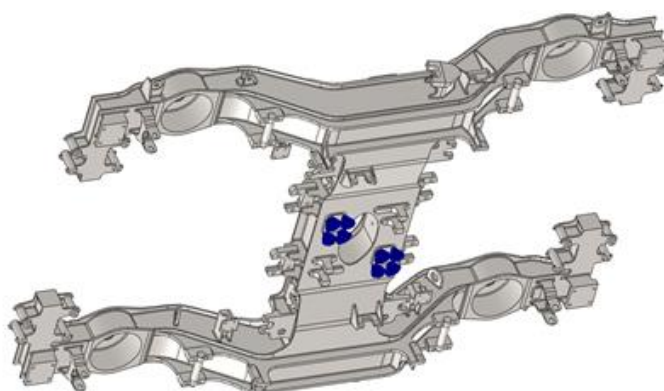


Rys. 6.34. Schemat obciążenia ramy wózka od sił podczas unoszenia

W celu zapewnienia równowagi sił i momentów w układzie obliczeniowym wprowadzono odpowiednie warunki brzegowe. W związku z tym, na gniazdach sprężyn pierwszego stopnia usprężynowania, zamodelowano elastyczne wsparcie o sztywności odpowiadającej wspomnianym sprężynom (rys. 6.35). W przypadku obciążeń pionowych od wykolejenia pojazdu usunięto podpory z dwóch maźnic znajdujących się po przekątnej ramy wózka, a w przypadku unoszenia za czop skrzętu elastyczne wsparcie przeniesiono na odbijaki pionowe czopa skrzętu (rys. 6.36).



Rys. 6.35. Schemat utwierdzenia modelu ramy wózka w przypadku obciążeń pionowych od wykolejenia pojazdu

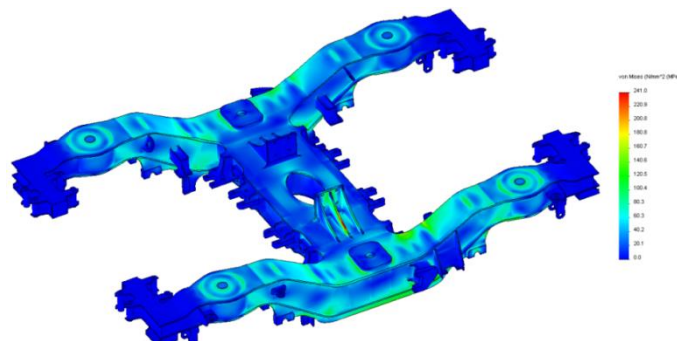


Rys. 6.36. Schemat utwierdzenia modelu ramy wózka w przypadku unoszenia za czop skrzętu

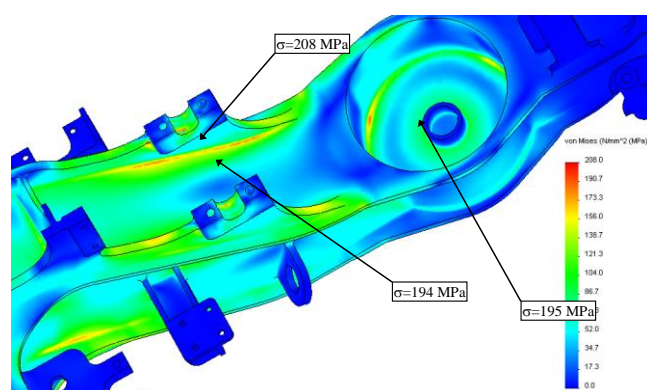
6.3.5. Zestawienie wyników

Dla statycznych obciążeń nadzwyczajnych przyjmuje się, że działanie każdego z przypadków obciążenia i jego kombinacji nie może doprowadzić do powstania odkształceń i naprężeń przekraczających wartości dopuszczalne. Norma [35] dopuszcza przyjęcie współczynnika bezpieczeństwa niezbędnego do określenia naprężeń dopuszczalnych na poziomie $S_1 = 1$. Wobec powyższego, przy założeniu, że rama wózka wykonana jest ze stali typu S355J2 [33], wartości naprężeń dopuszczalnych nie powinny przekraczać $\sigma_{dop} = R_e/S_1 = R_e/1 = R_e = 355$ MPa lub 345 MPa.

Przykładowe, uzyskane rezultaty w postaci rozkładów naprężeń zredukowanych według hipotezy Misesa, powstających w konstrukcji ramy wózka od obciążeń nadzwyczajnych, przedstawiono w formie kolorowych warstwicy na rys. 6.37 i 6.38.



Rys. 6.37. Przykładowy rozkład naprężeń zredukowanych wg Misesa w [MPa] powstający w konstrukcji ramy pod działaniem nadzwyczajnego obciążenia pionowego, poprzecznego, diagonalnego i od wichrowania – widok ogólny z góry



Rys. 6.38. Przykładowy rozkład naprężeń zredukowanych wg Misesa w [MPa] powstający w konstrukcji ramy pod działaniem nadzwyczajnego obciążenia pionowego, poprzecznego, diagonalnego i od wichrowania

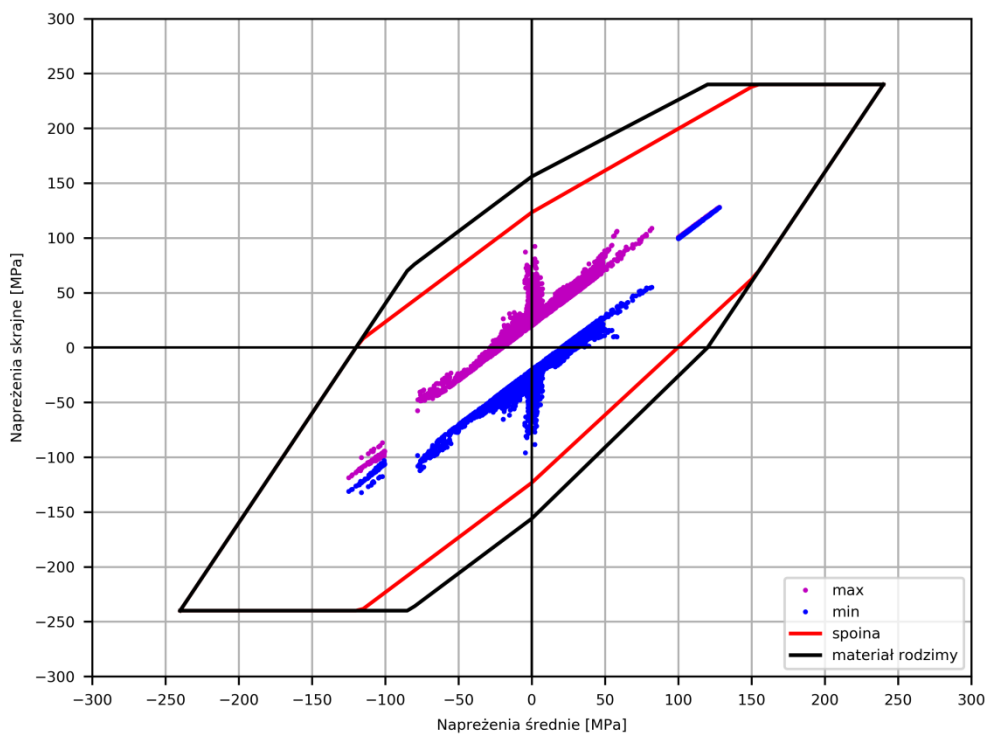
Dla obciążeń dynamicznych występujących w eksploatacji według [35] stosuje się kryteria wytrzymałości przedstawione w normie DVS 1612 [11].

Spośród naprężeń wyliczonych w każdym węźle modelu ramy i dla każdego przypadku obciążenia określa się wartość największą σ_{\max} , kierunek jej występowania oraz wartość najmniejszą σ_{\min} na wyznaczonym kierunku, a następnie oblicza się wartość średnią σ_{sr} i amplitudę $\Delta\sigma$ według zależności:

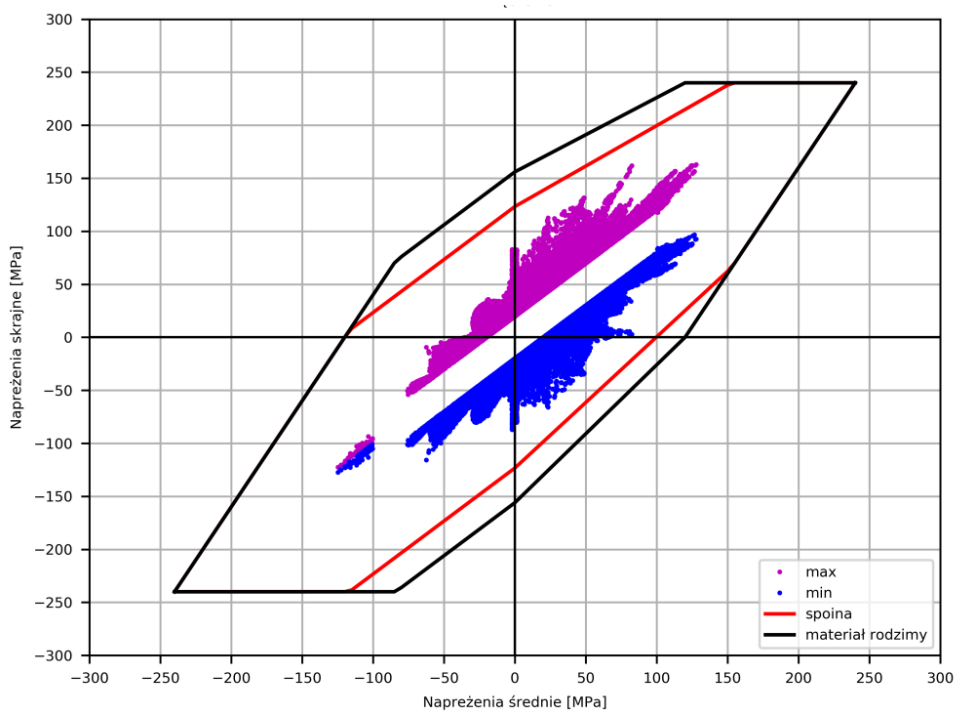
$$\sigma_{\text{sr}} = 0,5 (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})$$

$$\Delta\sigma = 0,5 (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$$

Wartości te naniesione na wykres zmęzeniowy (Goodmana) muszą mieścić się w dopuszczalnych granicach, określonych dla stali S355J2 ($R_m = 520$ MPa). Przykładowe wykresy pokazano na rys. 6.39–6.40.



Rys. 6.39. Naprężenia według kombinacji obciążeń z tabl. 6.21 (obciążenie diagonalne)



Rys. 6.40. Naprężenia według kombinacji obciążeń z tabl. 6.22 (obciążenie hamujące)

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń można stwierdzić, że poziom naprężeń powstających w ramie wózka spełnia określone powyżej kryteria. Dla naprężeń powstających od obciążeń eksploatacyjnych na żadnym z wykresów zmęczeniowych nie występują przekro-

czenia kryteriów zmęczeniowych dla materiału rodzimego oraz spoiny. Wyniki analizy wytrzymałości ramy wózka wskazują, iż rozpatrywane rozwiązanie konstrukcyjne zapewnia wystarczającą wytrzymałość statyczną i zmęczeniową na przeniesienie obciążeń wymaganych w normie [35].

Rama wózka została przebadana na jedynym w Polsce akredytowanym stanowisku badawczym w notyfikowanej jednostce badawczej Sieć Badawcza Łukasiewicz – Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR” (rys. 6.41). Zakres badań, poza obciążeniami statycznymi, obejmował również badania zmęczeniowe. Obiekt badań poddano 10 mln cykli zmian obciążeń, a uzyskane wyniki potwierdziły poprawność konstrukcji i budowy ramy wózka pod względem wytrzymałościowym.

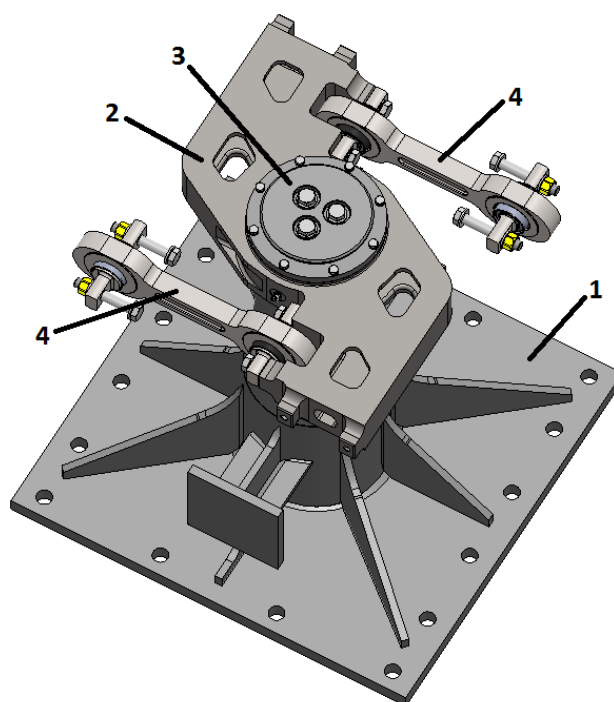


Rys. 6.41. Rama wózka dwunapędowego lekkiego pojazdu szynowego na stanowisku badawczym

6.4. Analiza wytrzymałościowa elementów aparatu pociągowego wózka

6.4.1. Kryteria wytrzymałościowe

W niniejszym podrozdziale przedstawiono analizę wytrzymałościową najbardziej wyężonych elementów aparatu pociągowego łączącego ramę wózka z nadwoziem pojazdu szynowego. Funkcją tego zespołu jest przenoszenie sił wzdłużnych wynikających z sił trakcyjnych i hamujących między wózkiem a nadwoziem. W analizowanej konstrukcji zastosowano aparat pociągowy typu lemniskata (rys. 6.42). Głównymi materiałami konstrukcyjnymi są stal typu S355 oraz S460, a także staliwo 340-550W. Właściwości wytrzymałościowe zastosowanych materiałów przedstawiono w tabl. 6.24. Dla statycznych obciążeń nadzwyczajnych przyjmuje się, że działanie każdego z przypadków obciążenia i jego kombinacji nie może doprowadzić do powstania odkształceń i naprężeń przekraczających wartości dopuszczalne. Norma [34] dopuszcza przyjęcie współczynnika bezpieczeństwa niezbędnego do określenia naprężeń dopuszczalnych na poziomie $S_1 = 1$. Wartości naprężeń dopuszczalnych nie powinny przekraczać $\sigma_{dop} = R_e/S_1$ zgodnie z tabl. 6.25.



Rys. 6.42. Zespół aparatu pociągowego wózka (widok z dołu): 1 – czop skrętu, 2 – jarzmo aparatu pociągowego (lemniskata), 3 – pokrywa aparatu pociągowego, 4 – przewodniki aparatu pociągowego

Tablica 6.24. Właściwości materiału użytego w badanych elementach [33]

Material	Grubość elementu [mm]	Granica plastyczności R_e [MPa]	Granica wytrzymałości R_m [MPa]
S355	≤ 16	355	470–630
S355	≥ 16	345	470–630
S460	≤ 40	460	640
S460	≥ 40	430	530
340-550W	–	340	580

Tablica 6.25. Własności naprężeń dopuszczalnych w badanych elementach [33]

Material	Grubość elementu [mm]	Naprężenia dopuszczalne σ_{dop} [MPa]
S355	≤ 16	355
S355	≥ 16	345
S460	≤ 40	460
S460	≥ 40	430
340-550W	–	340

Zgodnie z załącznikiem A [34] w przypadku wystąpienia lokalnych punktów przekroczeń naprężeń dopuszczalnych wartość bezwzględna z różnicy między maksymalnym naprężeniem σ_{max} a minimalnym naprężeniem σ_{min} obliczonymi ze wszystkich przypadków obciążenia statycznego musi być mniejsze lub równe podwojonej granicy plastyczności dzielonej przez współczynnik bezpieczeństwa $S_1 = 1$, kryterium spełnione jest dla zakresu naprężeń dla każdej miejscowej koncentracji naprężeń:

$$|\sigma_{max} - \sigma_{min}| \leq 2(R/S_1)$$

Lokalna niestateczność w postaci sprężystego wyboczenia jest dopuszczalna pod warunkiem istnienia alternatywnych dróg przenoszenia obciążeń oraz gdy jest spełnione kryterium granicy plastyczności lub umownej granicy plastyczności.

6.4.2. Analiza wytrzymałości czopa skrętu

Czop skrętu wykonany jest ze stali S460. Sprawdzono go pod względem wytrzymałości na przeniesienie maksymalnych przyspieszeń zgodnych z [34] a mianowicie:

- maksymalne przyspieszenie wzdłużne $3 \times g \times m^+$,
- maksymalne przyspieszenie poprzeczne $1 \times g \times m^+$,
- maksymalne obciążenie pionowe pochodzące od masy wózka (m^+).

Dla masy wózka $m^+ = 9400$ kg maksymalne obciążenia są następujące:

- maksymalne obciążenie wzdłużne:

$$F_x = a_x = 3 \cdot g \cdot m^+ = 3 \cdot 9,81 \cdot 9400 = 276\,642 \text{ N}$$

- maksymalne obciążenie poprzeczne:

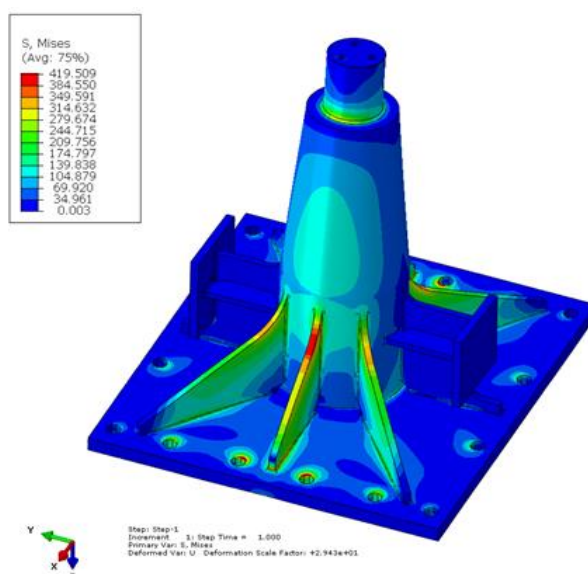
$$F_y = a_y = 1 \cdot g \cdot m^+ = 1 \cdot 9,81 \cdot 9400 = 92\,214 \text{ N}$$

- maksymalne obciążenie pionowe pochodzące od masy wózka występujące podczas unoszenia pojazdu:

$$F_z = 1 \cdot g \cdot m^+ = 1 \cdot 9,81 \cdot 9400 = 92\,214 \text{ N}$$

Rozkład naprężeń i odkształceń w czopie wyznaczono korzystając z metody elementów skończonych MES następnie wyznaczono naprężenia zredukowane według hipotezy Misesa i przedstawiono je w postaci kolorowych warstw (rys. 6.43).

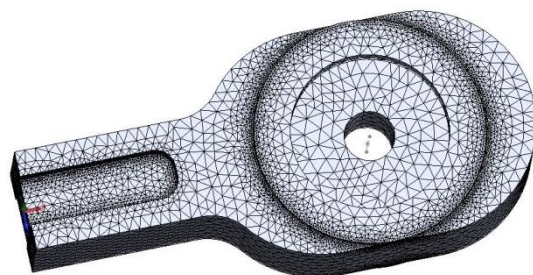
Analiza wyników obliczeń wytrzymałości czopa skrętu, uzyskane przy pomocy metody elementów skończonych pozwala na stwierdzenie, że naprężenia nie przekraczają wartości dopuszczalnych.



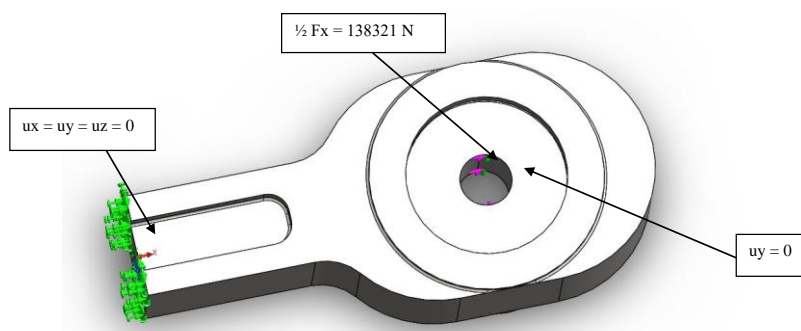
Rys. 6.43. Rozkład naprężeń zredukowanych w [MPa] konstrukcji czopa skrętu przy maksymalnym przyspieszeniu wzdłużnym 3 g w widoku z góry

6.4.3. Analiza wytrzymałości przewodnika

Przewodnik wykonany został ze stali S460. Zgodnie z [34] sprawdzono go pod względem wytrzymałości na przeniesienie maksymalnego przyspieszenia wzdłużnego $3,0 \times g$ masy wózka. Rozkład naprężeń i odkształceń w przewodniku wyznaczono korzystając z metody elementów skończonych MES. Widok ogólny modelu przedstawiono na rys. 6.44, a schemat obciążeń na rys. 6.45.



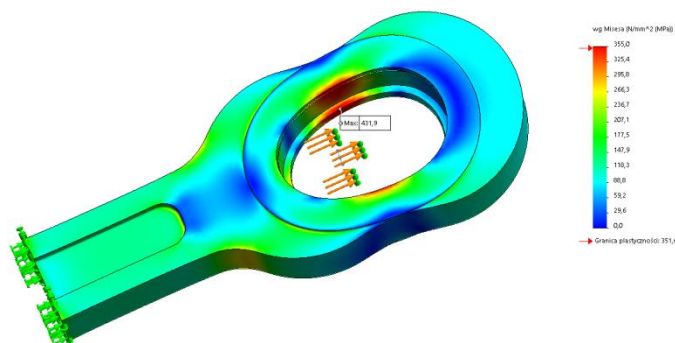
Rys. 6.44. Widok ogólny modelu obliczeniowego przewodnika



Rys. 6.45. Schemat obciążenia modelu obliczeniowego przewodnika sprawdzającego połączenie ramy wózka z nadwoziem z przyspieszeniem wzdłużnym $3 g$

Na podstawie wyników, które uzyskano z obliczeń MES wyznaczono naprężenia zredukowane według hipotezy Misesa i przedstawiono je w postaci kolorowych warstwic dla:

- rozkładu naprężeń zredukowanych (rys. 6.46),
- rozkładu przemieszczeń w kierunku wzdłużnym,
- rozkładu przemieszczeń w kierunku pionowym.



Rys. 6.46. Rozkład naprężeń zredukowanych w [MPa] konstrukcji przewodnika przy maksymalnym przyspieszeniu wzdłużnym $3 g$

Analiza wyników obliczeń wytrzymałości prowadnika, uzyskane przy pomocy metody elementów skończonych pozwala na stwierdzenie, że naprężenia nie przekraczają wartości dopuszczalnych.

6.4.4. Analiza wytrzymałości jarzma

Jarzmo wykonane jest ze stali S355. Sprawdzono je pod względem wytrzymałości na przeniesienie maksymalnych sił zgodnie z [34], a mianowicie:

- maksymalne przyspieszenie wzdłużne $3 \times g \times m^+$:

$$F_x = a_x = 3 \cdot g \cdot m^+ = 3 \cdot 9,81 \cdot 9400 = 276\,642 \text{ N}$$

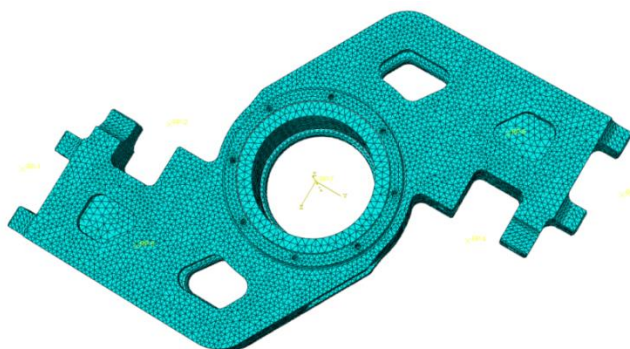
- obciążenie poprzeczne pochodzące od tłumika drgań poprzecznych:

$$F_y = 9550 \text{ N}$$

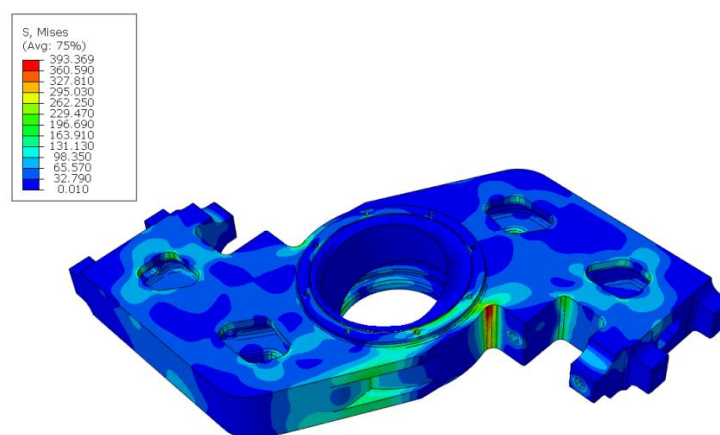
- maksymalne obciążenie pionowe pochodzące od m^+ (masy wózka).

$$F_z = 1 \cdot g \cdot m^+ = 1 \cdot 9,81 \cdot 9400 = 92\,214 \text{ N}$$

Rozkład naprężeń i odkształceń w jarzmie wyznaczono korzystając z metody elementów skończonych MES. Widok ogólny modelu przedstawiono na rys. 6.47. Na podstawie wyników, które uzyskano z obliczeń MES wyznaczono naprężenia zredukowane według hipotezy Misesa i przedstawiono je w postaci kolorowych warstw (rys. 6.48).



Rys. 6.47. Widok ogólny modelu obliczeniowego jarzma

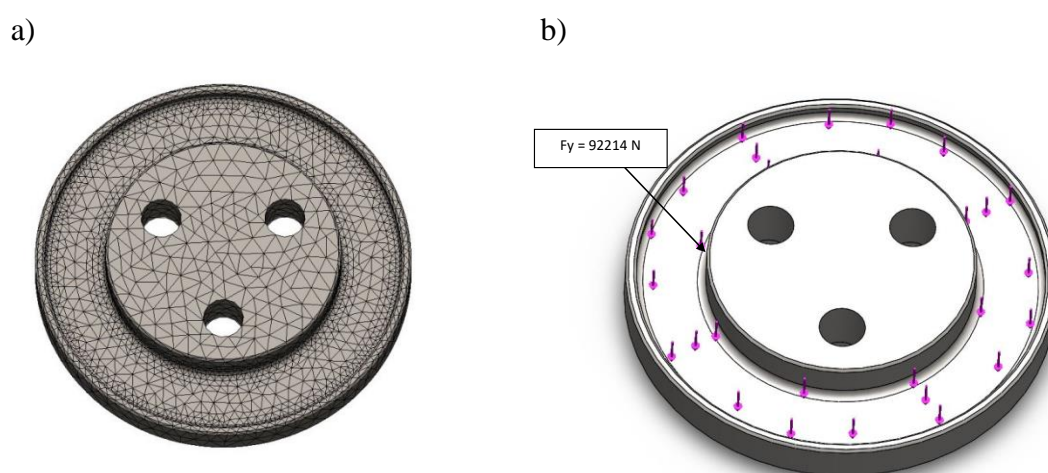


Rys. 6.48. Rozkład naprężeń zredukowanych w [MPa] konstrukcji jarzma przy maksymalnym przyspieszeniu wzdłużnym $3g$ (widok z dołu)

Analiza wyników obliczeń wytrzymałości jarzma, uzyskane przy pomocy metody elementów skończonych pozwala na stwierdzenie, że naprężenia nie przekraczają wartości dopuszczalnych.

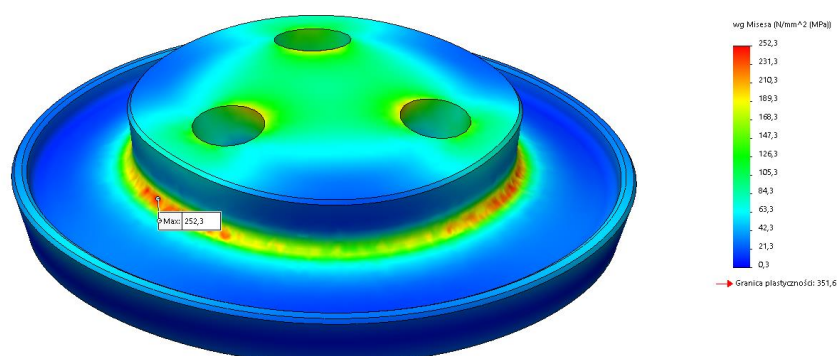
6.4.5. Analiza wytrzymałości pokrywy

Pokrywa wykonany został ze stali S355. Sprawdzono ją pod względem wytrzymałości na przeniesienie obciążenia związanego z unoszeniem wózka $m^+ = 9400$ kg. Rozkład naprężeń i odkształceń w pokrywie wyznaczono korzystając z metody elementów skończonych MES. Widok ogólny modelu przedstawiono na rys. 6.49a, a na rys. 6.49b – schemat obciążenia modelu obliczeniowego pokrywy przy obciążeniu 9400 kg pochodzącymi od wózka oraz przyspieszeniem pionowym $1 \times g$.



Rys. 6.49. Widok ogólny modelu obliczeniowego pokrywy (a) oraz schemat obciążenia modelu obliczeniowego pokrywy (b) przy obciążeniu 9000 kg pochodzącymi od wózka oraz przyspieszeniem pionowym $1 \times g$ (widok z góry)

Na podstawie wyników, które uzyskano z obliczeń MES wyznaczono naprężenia zredukowane według hipotezy Misesa i przedstawiono je w postaci kolorowych warstw (rys. 6.50).

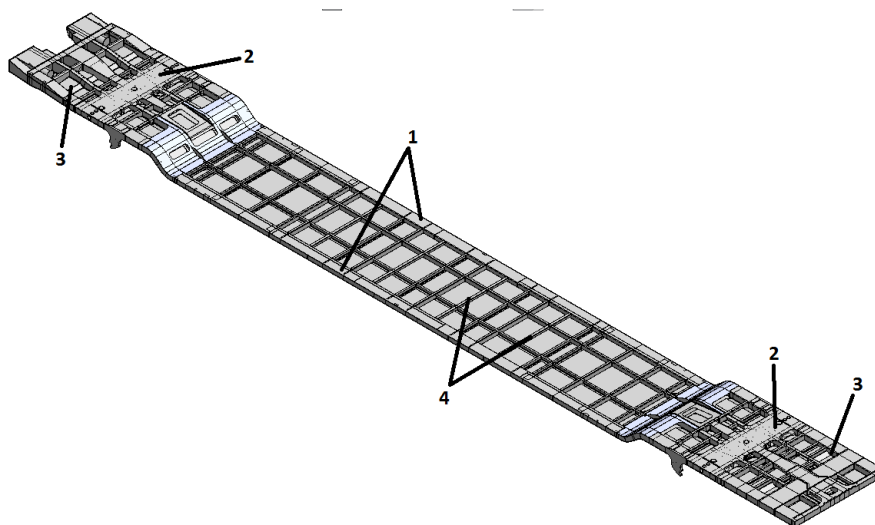


Rys. 6.50. Rozkład naprężeń zredukowanych w [MPa] konstrukcji pokrywy przy obciążeniu 9400 kg pochodzącymi od wózka oraz przyspieszeniem pionowym $1 \times g$ (widok z góry)

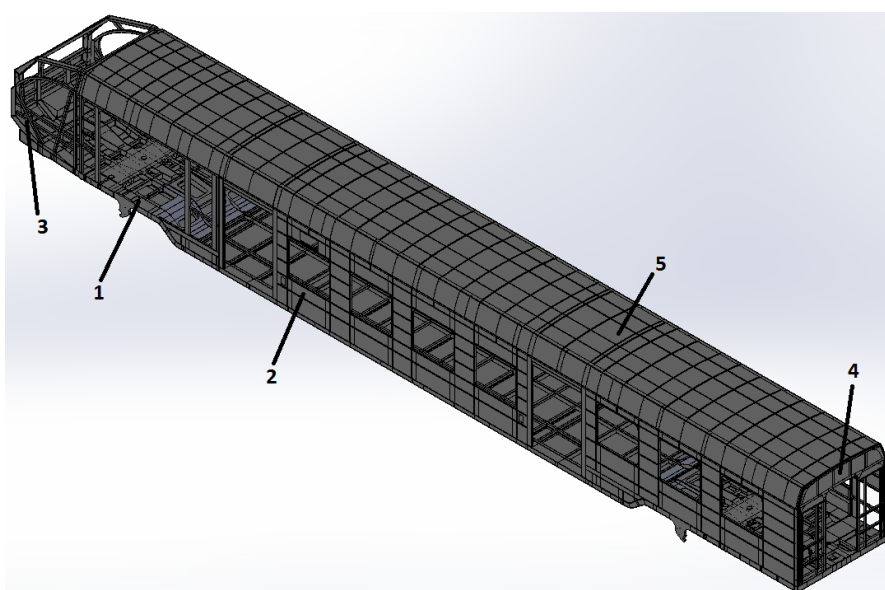
Analiza wyników obliczeń elementów aparatu pociągowego ramy wózka, uzyskanych z wykorzystaniem metody elementów skończonych pozwala na stwierdzenie, że naprężenia nie przekraczają wartości dopuszczalnych, a konstrukcja posiada wystarczającą wytrzymałość na przeniesienie podstawowych obciążeń występujących w eksploatacji.

6.5. Badania symulacyjne wytrzymałości pudła lekkiego pojazdu szynowego

Nadwozie pojazdu (rys. 6.51) składa się z ostoi oraz pudła. Ostoja jest stalową ramą o konstrukcji całkowicie spawanej. W jej skład wchodzi: ostojnice, belki skrętowe, części czołowe i część środkowa, którą tworzą poprzecznice oraz belki podłogowe (rys. 6.52).



Rys. 6.51. Ostoja pojazdu: 1 – ostojnice, 2 – belki skrętowe, 3 – części czołowe, 4 – poprzecznice części środkowej



Rys. 6.52. Nadwozie pojazdu: 1 – ostoja, 2 – ściana boczna, 3 – część czołowa, 4 – ściana tylna, 5 – dach

Pudło wagonu składa się z dwóch ścian bocznych oraz ściany czołowej i tylnej. Szkielet ścian zbudowany jest ze słupków oraz obwodziny górnej. Pokrycie ścian bocznych jest wykonane z blachy stalowej.

Rodzaje obciążeń oraz kryteria wytrzymałości zostały przyjęte zgodnie z wymaganiami zawartymi w normie PN-EN 12663-1+A1:2014 [34]. Obliczenia wytrzymałości konstrukcji nośnej wagonu wykonano metodą elementów skończonych (MES) w programie ABAQUS. Podstawowe dane przyjęte do obliczeń przedstawiono w tabl. 6.26.

Tablica 6.26. Podstawowe dane przyjęte do obliczeń

Parametr	Oznaczenie	Wartość
Masa próżnego pojazdu bez wózków	m_1 [kg]	35 700
Masa pojazdu pod obciążeniem nadzwyczajnym bez wózków	m_{Vna} [kg]	52 500
Masa pojazdu pod obciążeniem eksploatacyjnym bez wózków	m_{Vek} [kg]	45 300
Masa własna wózka napędowego	m_{2n} [kg]	9400
Masa własna wózka tocznego	m_{2t} [kg]	6900
Masa pasażerów w obciążeniach nadzwyczajnych	m_4 [kg]	16 800
Masa pasażerów w obciążeniach eksploatacyjnych	m_3 [kg]	9600
Baza wagonu	L [mm]	19 000
Masy skupione na dachu	m_d [kg]	4271

Obciążenia i kryteria wytrzymałościowe

Zgodnie z normą PN-EN 12663-1+A1:2014 [34] należy przeprowadzić następujące analizy:

- statyczną z obciążeniami nadzwyczajnymi,
- statyczną z obciążeniami eksploatacyjnymi,
- utrąty stateczności,
- drgań strukturalnych.

W celu określenia przekrojów głównych elementów nośnych pudła ograniczono się w obliczeniach wstępnych do wybranych statycznych obciążeń nadzwyczajnych.

Obciążenia

Nadwozie lekkiego pojazdu szynowego według normy [34] odpowiada pod względem obciążeń kategorii P II – zespoły trakcyjne.

Statyczne obciążenia nadzwyczajne

Na podstawie wymagań zawartych w przepisach [34] sporządzono rodzaje obciążeń i przypadki superpozycji konieczne do przeprowadzenia wstępnej oceny wytrzymałości statycznej konstrukcji nadwozia; zestawiono je poniżej:

- ściskanie siłą 1500 kN przyłożoną w osi sprzęgu i obciążenie pionowe $1,0 \times g \times m_1$,
- rozciąganie siłą 1000 kN przyłożoną w osi sprzęgu i obciążenie pionowe $1,0 \times g \times m_1$,
- ściskanie siłą 400 kN na poziomie 150 mm powyżej górnego poziomu podłogi i obciążenie pionowe $1,0 \times g \times m_1$,
- ściskanie siłą 300 kN na poziomie pasa podokiennego i obciążenie pionowe $1,0 \times g \times m_1$,

- e) ściskanie siłą 300 kN na poziomie obwodziny dachowej i obciążenie pionowe $1,0 \times g \times m_1$,
- f) maksymalne obciążenie pionowe $1,3 \times g \times (m_1 + m_4)$,
- g) jednoczesne działanie obciążeń wymienionych w pkt. a) oraz statycznego obciążenia pionowego $1,0 \times g \times (m_1 + m_4)$,
- h) jednoczesne działanie obciążeń wymienionych w pkt. b) oraz statycznego obciążenia pionowego $1,0 \times g \times (m_1 + m_4)$,
- i) obciążenie powstające podczas unoszenia jednego końca wagonu siłami przyłożonymi w punktach podparcia wraz z jednym wózkiem (drugi stoi na torze) – $1,1 \times g \times (m_1 + m_{2t})$,
- j) obciążenie powstające podczas unoszenia wagonu siłami przyłożonymi w punktach podparcia – $1,1 \times g \times (m_1 + m_{2t} + m_{2n})$,
- k) obciążenie powstające podczas unoszenia wagonu siłami przyłożonymi w punktach podparcia z jedną przesuniętą o 10 mm podporą – $1,1 \times g \times (m_1 + m_{2t} + m_{2n})$,
- l) sprawdzenie połączenia pudło-wózek przy maksymalnym przyspieszeniu wzdłużnym $3,0 \times g$ i obciążeniu pionowym $1,0 \times g \times m_1$,
- m) sprawdzenie połączenia pudło-wózek przy maksymalnym przyspieszeniu poprzecznym $1,0 \times g$ i obciążeniu pionowym $1,0 \times g \times m_1$,
- n) sprawdzenie połączenia wsporników wyposażenia przy maksymalnym przyspieszeniu wzdłużnym $3,0 \times g$ i obciążeniu pionowym $1,0 \times g \times m_1$,
- o) sprawdzenie połączenia wsporników wyposażenia przy maksymalnym przyspieszeniu poprzecznym $1,0 \times g$ i obciążeniu pionowym $1,0 \times g \times m_1$,
- p) sprawdzenie połączenia wsporników wyposażenia przy maksymalnym przyspieszeniu pionowym $(1,0 + c) \times g \times m_1$, gdzie $c = 2$ na czole pojazdu, maleje liniowo do 0,5 w środku pojazdu,
- q) ściskanie siłą 1500 kN w osi sprzęgu i 1800 kN w osi zderzaków typu crash (po 900 kN na jeden zderzak) i obciążenie pionowe $1,0 \times g \times (m_1 + m_4)$,
- r) ściskanie siłą 2200 kN w osi zderzaków typu crash (po 1100 kN na jeden zderzak) i obciążenie pionowe $1,0 \times g \times (m_1 + m_4)$,
- s) sprawdzenie wspornika tłumika wężykowania,
- t) sprawdzenie wspornika stabilizatora.

Statyczne obciążenia eksploatacyjne

Zgodnie z wymaganiami normy [34] do pudła wagonu należy przyłożyć kombinacje obciążeń zestawionych w tabl. 6.27.

Ocenę wytrzymałości konstrukcji od obciążeń eksploatacyjnych przeprowadza się w oparciu o wykresy wytrzymałości zmęczeniowej Goodmana, które są zbudowane na podstawie dokumentu ERRI B12/RP17 [13]:

- obciążenia w analizie utraty stateczności: analizę utraty stateczności przeprowadzono dla przypadku obciążenia siłą ściskającą 1500 kN w osi sprzęgu,
- obciążenia w analizie drgań strukturalnych: analizę drgań strukturalnych wykonano dla nadwozia wagonu obciążonego pasażerami ($m_1 + m_3$), podczas badania nadwozie wagonu nie jest utwierdzone.

Tablica 6.27. Zestawienie ogólne przypadków obciążeń eksploatacyjnych

Przypadek obciążenia	Przyspieszenie w kierunku pionowym a_z	Przyspieszenie w kierunku wzdłużnym		Przyspieszenie w kierunku poprzecznym	
		a_x		a_y	
		a_x^+	a_x^-	a_y^+	a_y^-
1.	$1,0 \times g$	0	0	0	0
2.	$1,15 \times g$	0	0	0	0
3.	$0,85 \times g$	0	0	0	0
4.	$1,15 \times g$	$0,15 \times g$	0	0	0
5.	$0,85 \times g$	$0,15 \times g$	0	0	0
6.	$1,15 \times g$	0	$0,15 \times g$	0	0
7.	$0,85 \times g$	0	$0,15 \times g$	0	0
8.	$1,15 \times g$	0	0	$0,15 \times g$	0
9.	$0,85 \times g$	0	0	$0,15 \times g$	0
10.	$1,15 \times g$	0	0	0	$0,15 \times g$
11.	$0,85 \times g$	0	0	0	$0,15 \times g$
12.	$1,15 \times g$	$0,15 \times g$	0	$0,15 \times g$	0
13.	$0,85 \times g$	$0,15 \times g$	0	$0,15 \times g$	0
14.	$1,15 \times g$	0	$0,15 \times g$	$0,15 \times g$	0
15.	$0,85 \times g$	0	$0,15 \times g$	$0,15 \times g$	0
16.	$1,15 \times g$	$0,15 \times g$	0	0	$0,15 \times g$
17.	$0,85 \times g$	$0,15 \times g$	0	0	$0,15 \times g$
18.	$1,15 \times g$	0	$0,15 \times g$	0	$0,15 \times g$
19.	$0,85 \times g$	0	$0,15 \times g$	0	$0,15 \times g$

g – przyspieszenie ziemskie $9,81 \text{ m/s}^2$.

Kryteria wytrzymałościowe (statyka)

Konstrukcja nośna pudła pojazdu wykonana jest ze stali typu S355. Podstawowe właściwości materiału przedstawiono w tabl. 6.28. Wartości naprężeń dopuszczalnych w [MPa] przyjęto dla statycznego kryterium wytrzymałości na podstawie normy [33].

Tablica 6.28. Podstawowe własności mechaniczne materiałów zastosowanych w budowie wagonu

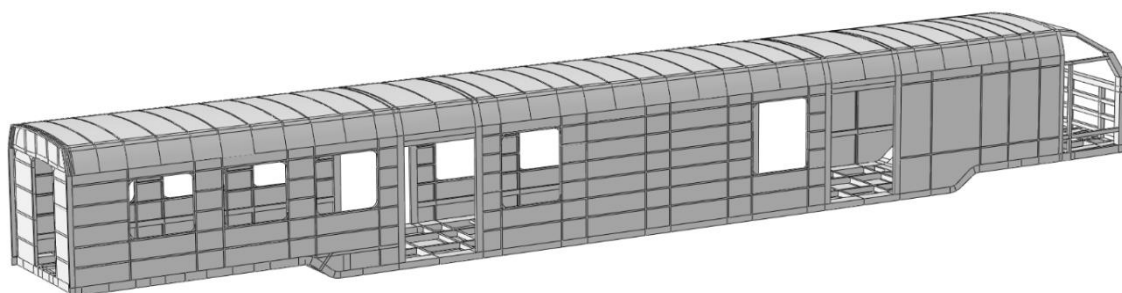
Material	Grubość elementu [mm]	Granica plastyczności R_e [MPa]	Wytrzymałość doraźna R_m [MPa]
S355	< 16	355	470–630
	16–40	345	

Model obliczeniowy

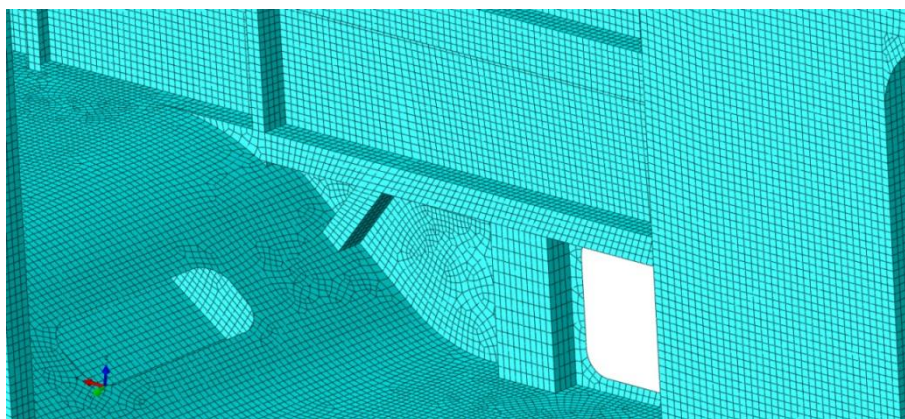
Wymiary geometryczne i kształty przyjęto na podstawie rysunkowej dokumentacji konstrukcyjnej i modeli 3D lekkiego pojazdu szynowego. W modelu obliczeniowym uwzględniono wszystkie elementy mające wpływ na pracę układu nośnego oraz właściwe wprowadzenie i odebranie analizowanych obciążeń. Widok ogólny modelu obliczeniowego przedstawiono na rys. 6.53. Podział modelu na elementy skończone przedstawiono na rys. 6.54.

W modelu nadwozia wagonu zastosowano siatkę złożoną z elementów skończonych typu S8R (węzły 4921049, elementy 1646059). Na potrzeby wstępnych obliczeń ustalono przybliżone masy elementów występujących w wagonie skrajnym i środkowym na dachu oraz na podłodze. W niniejszych obliczeniach położono nacisk na konstrukcję nośną między środ-

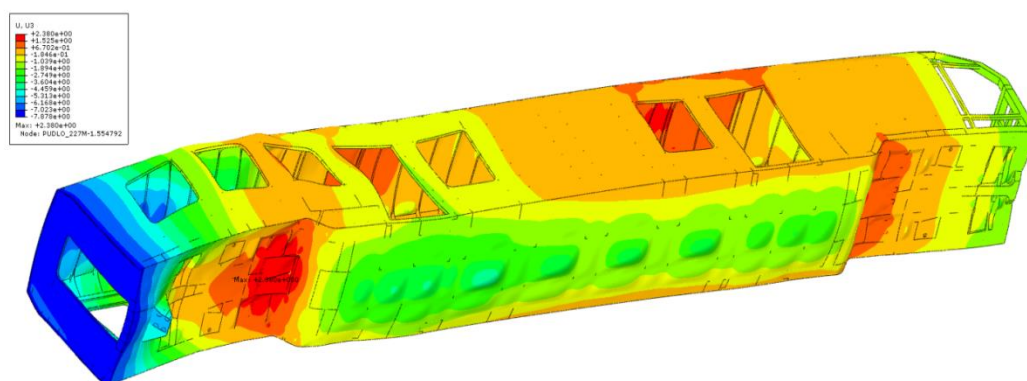
kiem wagonu i ścianą przejścia międzywagonowego. Powodem był stopień zaawansowania prac w tej części wagonu, który był nieco większy niż w części skrajnej (od strony kabiny). Stąd na potrzeby właściwego wprowadzenia i odebrania poszczególnych obciążeń powstał zarys konstrukcji czoła wagonu, która prawdopodobnie ulegnie dużym zmianom w dalszych etapach projektu. Ocenie wytrzymałości podlega tylko część pudła przedstawiona na rys. 6.55. W wyniku przeprowadzonych obliczeń otrzymano wyniki m.in. rozkład przemieszczeń w kierunku pionowym powstających przy próbie ściskania wagonu siłą 1500 kN w osi sprzęgu z obciążeniem pionowym (rys. 6.55).



Rys. 6.53. Model obliczeniowy nadwozia wagonu – widok ogólny



Rys. 6.54. Podział modelu obliczeniowego na elementy skończone – widok ze środka wagonu w miejscu zmiany wysokości ostoi



Rys. 6.55. Rozkład przemieszczeń w kierunku pionowym w [mm] powstających przy próbie ściskania wagonu siłą 1500 kN w osi sprzęgu z obciążeniem pionowym $1,0 \times g \times m_1$ (widok ogólny)

Analiza otrzymanych wyników wytrzymałości konstrukcji nośnej lekkiego pojazdu szynowego wykazują, iż konstrukcja jest zaprojektowana prawidłowo i spełnia normy PN-EN 12663-1 [34] dotyczącej wytrzymałości pudeł kolejowych.

Pudło stalowe członu silnikowego zostało przebadane na jedynym w Polsce akredytowanym stanowisku badawczym w notyfikowanej jednostce badawczej Sieć Badawcza Łukasiewicz – Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR” (rys. 6.56). Uzyskane wyniki potwierdziły poprawność konstrukcji i budowy pudła pod względem wytrzymałościowym.



Rys. 6.56. Pudło stalowe członu silnikowego dwunapędowego lekkiego pojazdu szynowego podczas montażu tensometrów

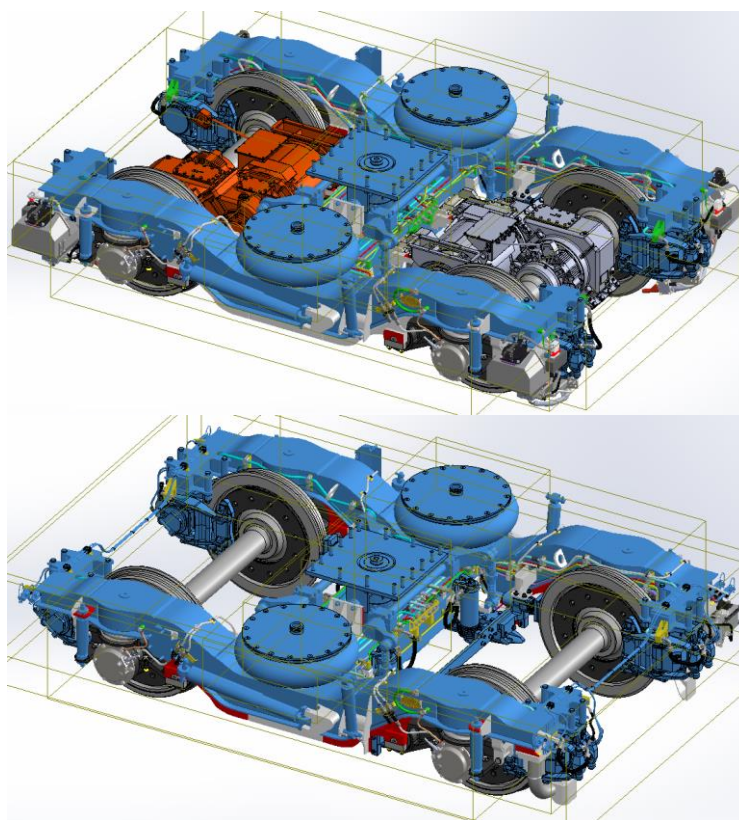
7. Wybrane rozwiązania konstrukcyjne spalinowo-elektrycznego lekkiego pojazdu szynowego

7.1. Układ biegowy

W niniejszym rozdziale przedstawiono rozwiązania konstrukcyjne wybranych głównych układów pojazdu szynowego. Są to: układ biegowy pojazdu, układ hamulcowy oraz układ sterowania. Wybrane układy są kluczowe pod względem bezpieczeństwa eksploatacji, funkcjonalności pojazdu oraz należą do jednych z najbardziej skomplikowanych w lekkim pojeździe szynowym.

Głównym zadaniem układu biegowego pojazdu szynowego jest zapewnienie bezpiecznej jazdy po torze kolejowym oraz zapewnienie odpowiedniego komfortu podróżnym dzięki odpowiedniej miękkości usprężynowania oraz niskiemu poziomowi hałasu, który generowany jest przy współpracy koła z szyną. Szczegółowy sposób doboru niektórych elementów decydujących o bezpieczeństwie zaprezentowano w podrozdziałach 6.2–6.5 niniejszej pracy.

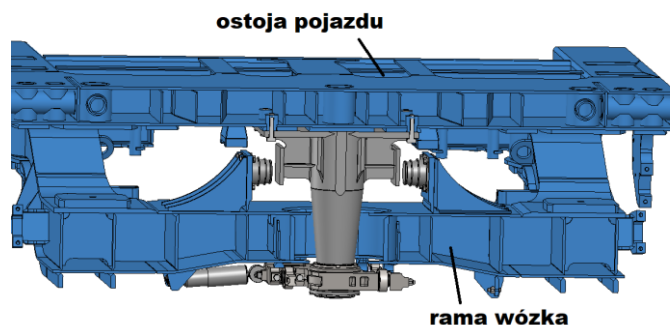
Układ biegowy spalinowo-elektrycznego pojazdu szynowego składa się z dwóch typów wózków na każdy wagon: napędnego i tocznego. Ich budowa jest pokazana na rys. 6.20–6.23. Budowa obu wózków jest zbliżona i składają się one z tych samych elementów konstrukcyjnych co pokazano na rys. 7.1. Dzięki ujednocnieniu konstrukcji wózków obniża się koszty ich budowy, eksploatacji oraz upraszcza ich obsługę.



Rys. 7.1. Kolorem niebieskim zaznaczono elementy wspólne wózków: napędnego (na górze) i tocznego (na dole)

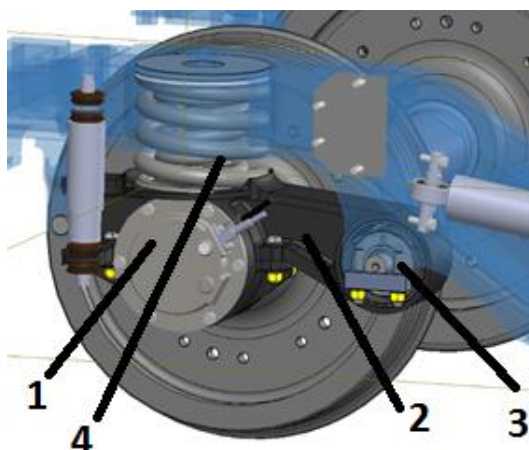
Ujednolicono następujące elementy:

1. Ramę wózka (pokazaną na rys. 6.22 i szczegółowo omówioną w podrozdziale 6.4),
2. Aparat pociągowy (pokazany na rys. 6.42 i omówiony w podrozdziale 6.5). Sposób zabudowy w pojeździe pokazano na rys. 7.2.



Rys. 7.2. Układ przeniesienia siły pociągowej zabudowany w pojeździe

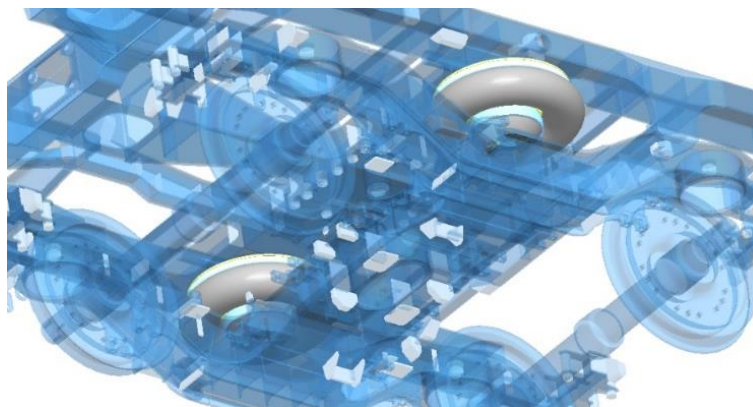
3. Usprężynowanie I-go stopnia i prowadzenie zestawu kołowego (rys. 7.3) stanowi komplet trzech sprężyn śrubowych o charakterystykach dobranych odpowiednio do przypadającego na nie nacisku. Szczegółowy dobór sprężyn został omówiony w podrozdziale 6.3.3. Omaźnicowany zestaw kołowy prowadzony jest w ramie wózka za pomocą kompletu maźnica-wahacz-element gumowo-metalowy (rys. 7.3). Charakterystyka elementu gumowo-metalowego jest dobrana odpowiednio dla pojazdu z uwzględnieniem kryteriów bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu oraz komfortu jazdy. W każdym korpusie wahacza zamontowany jest pakiet maźnica + bezobsługowe łożysko osiowe.



Rys. 7.3. Usprężynowanie pierwszego stopnia wraz z wahaczowym prowadzeniem zestawu kołowego: 1 – pokrywa maźnicy z łożyskiem osiowym, 2 – wahacz, 3 – przegub gumowo-metalowy, 4 – sprężyny śrubowe

4. Usprężynowanie II-go stopnia stanowi komplet dwóch sprężyn pneumatycznych umieszczonych po jednej z każdej strony wózka (rys. 7.4). Dobór sprężyn pneumatycznych

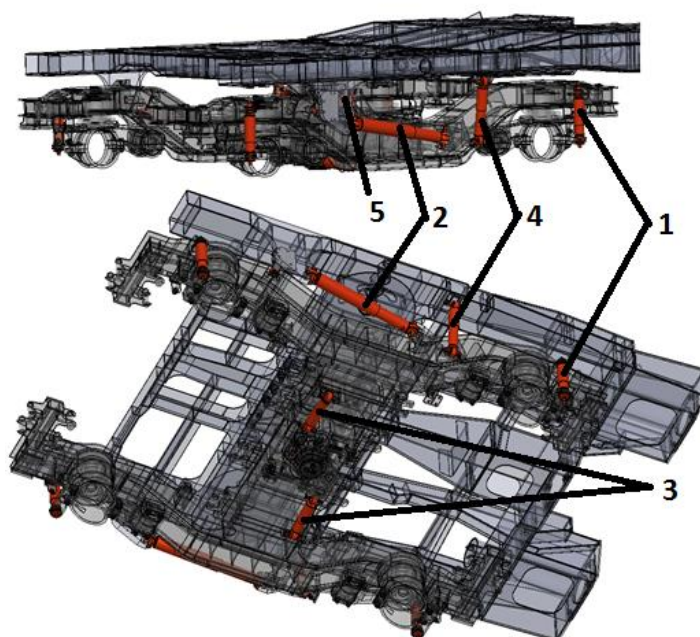
został omówiony w podrozdziale 6.3.3. Sprężyny pneumatyczne mocowane są z jednej strony do ramy wózka przez sworzeń umieszczony w gnieździe podłużnicy wózka natomiast z drugiej strony mocowane przez czop do nadwozia pojazdu. W ostoi pojazdu umieszczony jest układ zaopatrywania miechy w sprężone powietrze. Dodatkowo w bliskiej odległości każdego miecha zabudowany jest zawór regulacji poziomu.



Rys. 7.4. Oparcie nadwozia na sprężynach pneumatycznych

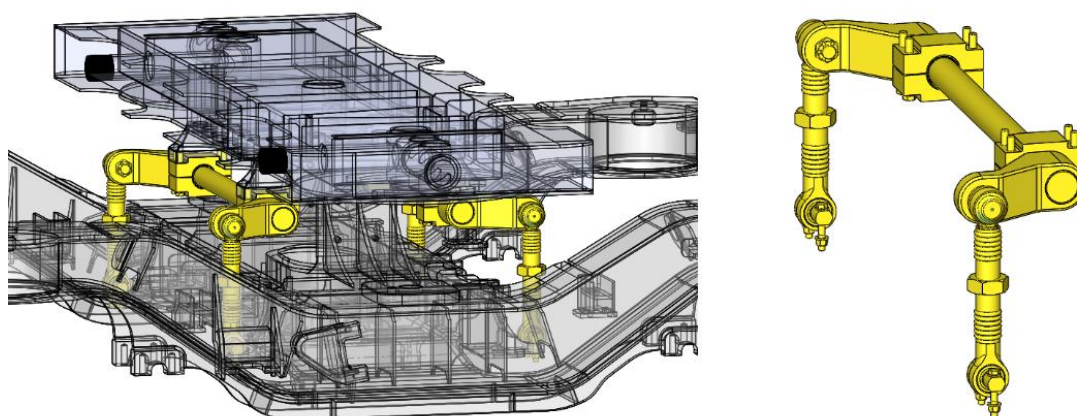
5. Układ tłumików i odbijaków, który uzupełnia zawieszenie I-go i II-go stopnia pokazano na rys. 7.5. W jego skład wchodzi następujące elementy:

- cztery tłumiki pionowe zawieszenia I-go stopnia usprężynowania, zamocowane między korpusem wahacza a wspornik umieszczony na ramie wózka (1),
- dwa tłumiki wężykowania – po jednym na każdą stronę wózka – mocowany między ramą wózka a nadwoziem (2),
- dwa tłumiki poziome II-go stopnia usprężynowania, łączące ramę wózka z aparatem pociągowym przenoszącym siłę pociągową (3),
- dwa tłumiki pionowe II-go stopnia usprężynowania łączące ramę wózka z nadwoziem (4),
- dwa gumowo-metalowe odbijaki umieszczone na wspornikach przyspawanych do ramy wózka w odpowiedniej odległości od czopa skrzętu nadwozia. Po wykasowaniu luzu poprzecznego nadwozia odbijaki wchodzi w kontakt ze wspornikami czopa skrzętu powodując dalszą blokadę przemieszczenia poprzecznego nadwozia (5),
- dwóch ograniczników skrzętu nadwozia umieszczonych w miejscu odpowiadającym maksymalnym przemieszczeniom nadwozia przy pokonywaniu minimalnych promieniu łuku toru dla których pojazd jest dedykowany. Po wjeździe pojazdu w minimalny promień łuku toru z uwzględnieniem którego został zaprojektowany odbijaki przez kontakt z umieszczonymi na ramie wózka rolkami uniemożliwiają dalszy skręt nadwozia. Kształt odbijaków został odpowiednio dobrany z uwzględnieniem wszelkich parametrów konstrukcyjnych pojazdu oraz toru decydujących o przemieszczeniu kątowym (względem środka obrotu) nadwozia względem wózka.



Rys. 7.5. Układ tłumienia i odbijaków (opis w tekście)

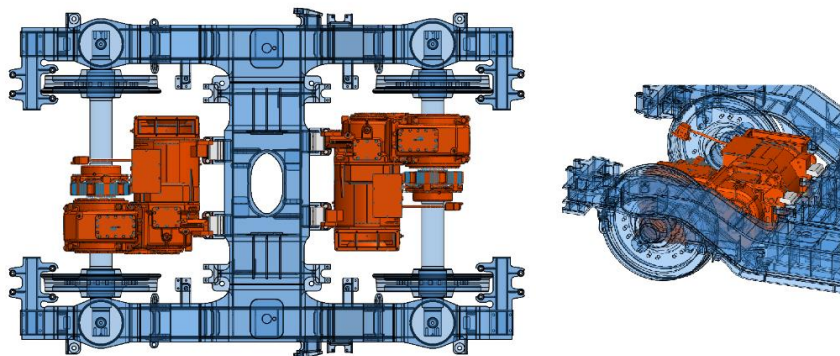
6. Stabilizator przechylenia nadwozia będący elementem łączącym ramę wózka z ostoją pojazdu. Na każdym wózku zabudowane są dwa stabilizatory przechylenia nadwozia (rys. 7.6). Stabilizator składa się z rury przymocowanej do ostoi pojazdu przez osadzenie rury w łożyskach tocznych, których korpusy są przymocowane do ostoi połączeniem śrubowym. Końcówki rury są przegubowo połączone z ramionami reakcyjnymi, których końce przytwierdzone są do ramy wózka. Zadaniem stabilizatora jest przeciwdziałanie nadmiernemu zwiększaniu się przechyłu poprzecznego podczas, np. jazdy po max. przechyłce toru.



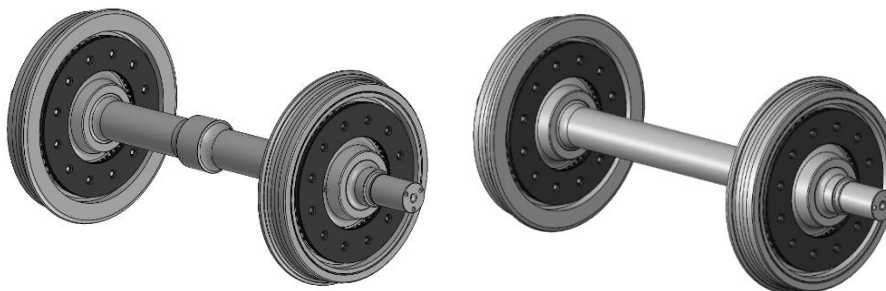
Rys. 7.6. Stabilizator pochylenia nadwozia

Różnice w budowie wózków wynikają głównie z ich przeznaczenia i wyposażenia. Układ napędowy (rys. 7.7) wózka tworzą dwa komplety silnik trakcyjny–sprzęgło–przekładnia, zamontowane w sposób półodsprężony na ramie wózka: z jednej strony osadzony przez

koło zębate oraz system łożyskowania na osi zestawu kołowego, z drugiej strony przymocowany przez elementy gumowe do wsporników ramy wózka. Zestawy kołowe wózków napędzonego i tocznego zostały przedstawione na rys. 7.8.



Rys. 7.7. Układ napędowy na wózku



Rys. 7.8. Zestaw kołowy wózka napędzonego (lewy) i tocznego (prawy)

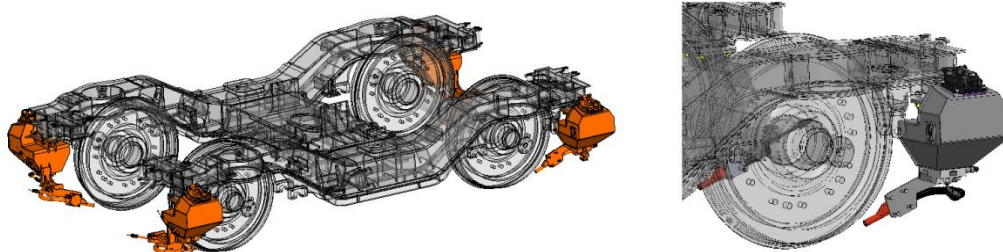
Różnica w ich budowie polega na innej osi umożliwiającej montaż koła zębatego będącego częścią przekładni trakcyjnej. W skład zestawu kołowego wchodzi:

- dwa koła o średnicy tocznej $\varnothing 850$ (nowe) / $\varnothing 780$ (zużyte) o konstrukcji umożliwiającej montaż tarcz hamulcowych stanowiących element układu hamulcowego,
- oś zestawu kołowego,
- dwie tarcze hamulcowe mocowane umieszczonymi na obwodzie śrubami.

Układ piaskowania. Każdy wózek napędny wyposażony jest w układ 4 piasecznic (rys. 7.9) z których każda obsługuje pojedyncze koło jezdne. Układ piaskowania ma za zadanie zwiększenie, kiedy jest to wymagane przez układ przeciwoślizgu, współczynnika przyczepności koło–szyna przez podanie odpowiedniej ilości piasku w punkt styku koła z szyną.

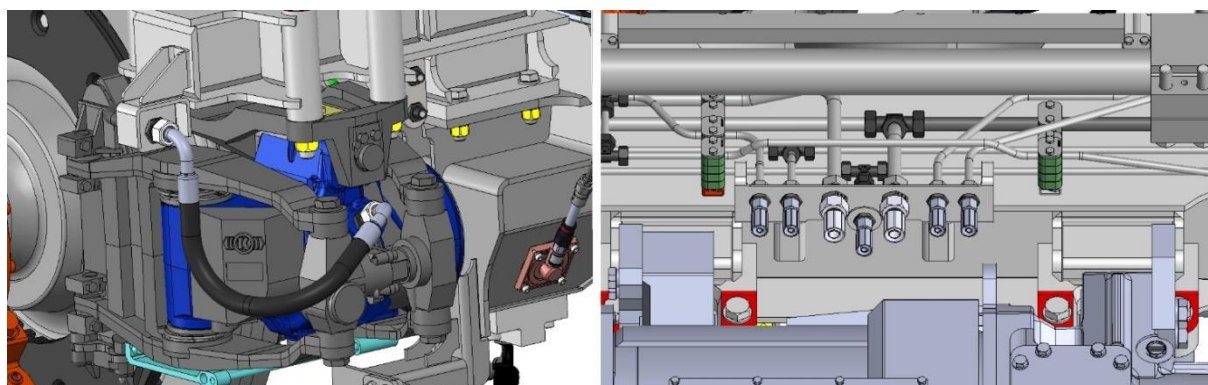
Każda pojedyncza piasecznica składa się z:

- zbiornika piasku wyposażonego w podgrzewany moduł dozujący piasek ze zbiornika do dyszy piaskującej,
- klapy rewizyjnej,
- elektrycznego czujnika poziomu piasku informujący o obecnym stanie naładowania zbiornika,
- podgrzewanej dyszy piaskującej umieszczonej w bezpośrednim punkcie styku koła z szyną.



Rys. 7.9. Układ piaskowania wózka napędowego

Układ przewodów pneumatycznych i elektrycznych, ze względu na różne wyposażenie różni się w zależności od jego przeznaczenia i wyposażenia. Wszystkie elementy składowe wózka które, do prawidłowego działania, wymagają sprężonego powietrza zasilane są nim przez układ przewodów składający się z rur wykonanych ze stali nierdzewnej połączonych złączkami pneumatycznymi (rys. 7.10). Wózek posiada panel pneumatyczny zakończony złączkami grodziowymi służący do połączenia pneumatycznego wózek–nadwozie.



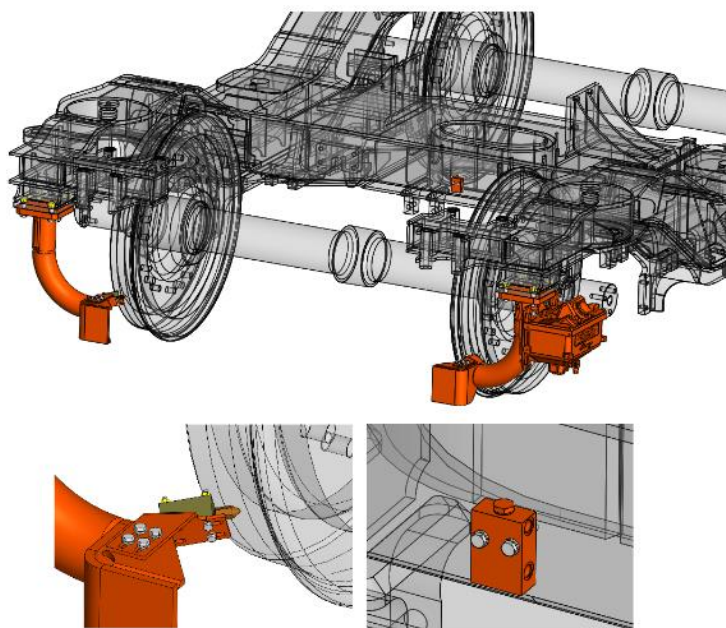
Rys. 7.10. Układ przewodów pneumatycznych

Układ przewodów elektrycznych zasilających urządzenia niskonapięciowe składa się z żył przewodów umieszczonych w przewodach ochronnych zakończonych dławnicami. Wszystkie przewody elektryczne wprowadzone są do zbiorczej puszki przyłączeniowej. Z ostoi wózka wyprowadzone jest przyłącze które jest kompatybilne z gniazdem na wózku. Dzięki temu, w celu wywiązania wózka spod pojazdu, wystarczy rozłączyć przyłącza elektryczne i pneumatyczne zgromadzone w jednym miejscu.

Wózek toczny, jako ten skrajny i prowadzący pojazd w torze, wyposażony jest w **układ smarowania obrzeży kół** (rys. 7.11) składający się z:

- zbiornika głównego zawierającego określoną ilość środka smarnego,
- rozdzielacza strumienia – umożliwiającego rozchodzenie się środka symetrycznie względem osi wzdłużnej wózka,
- dysz rozpryskowych – umieszczonych w odpowiedniej odległości od powierzchni tocznej koła.

Układ ma za zadanie dozować środek smarny w miejscu styku koła z szyną w momencie pojawienia się takiego wymuszenia od układu sterowania pojazdem. Układ sterowania pojazdem przez umieszczony na czole pojazdu czujnik otrzymuje informację o wjeżdżaniu w łuk toru. Wówczas następuje uruchomienie dozowania środka na koło. Takie dozowanie pozwala na ograniczenie zużycia kół oraz zmniejszenie negatywnego oddziaływania na środowisko przez zmniejszenie emisji hałasu.



Rys. 7.11. Układ smarowania obrzeży kół

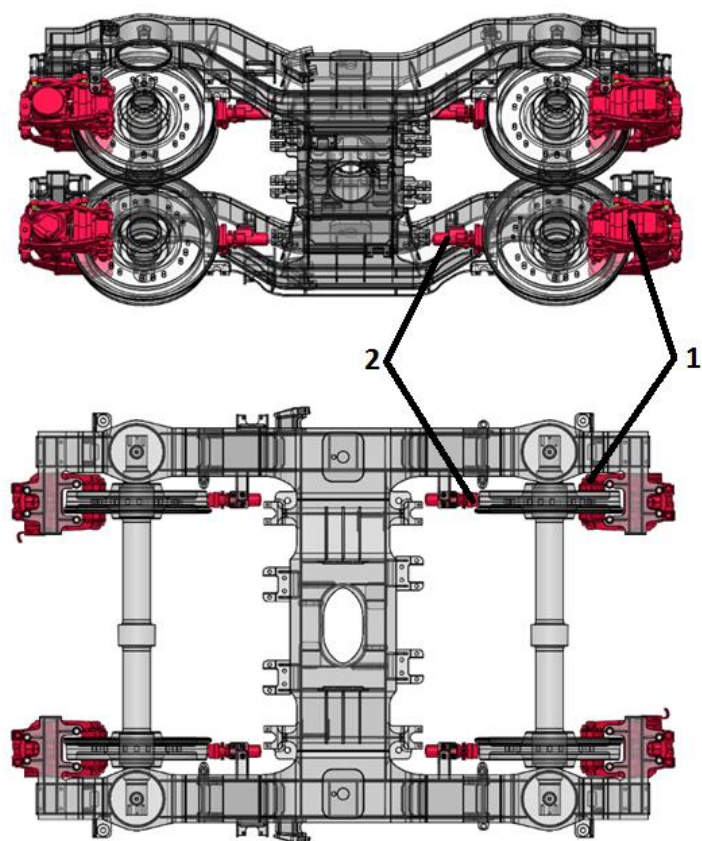
Układ hamulcowy różni się w zależności od przeznaczenia wózka. W skład układu hamulcowego wózka napędowego (rys. 7.12) wchodzi:

- cztery cylindry hamulcowe współpracujące z tarczą hamulcową umieszczoną na kole jezdnym (1),
- cztery klocki czyszczące – przypadające po jednej sztuce na każde koło, których głównym zadaniem jest oczyszczanie powierzchni tocznej koła (2).

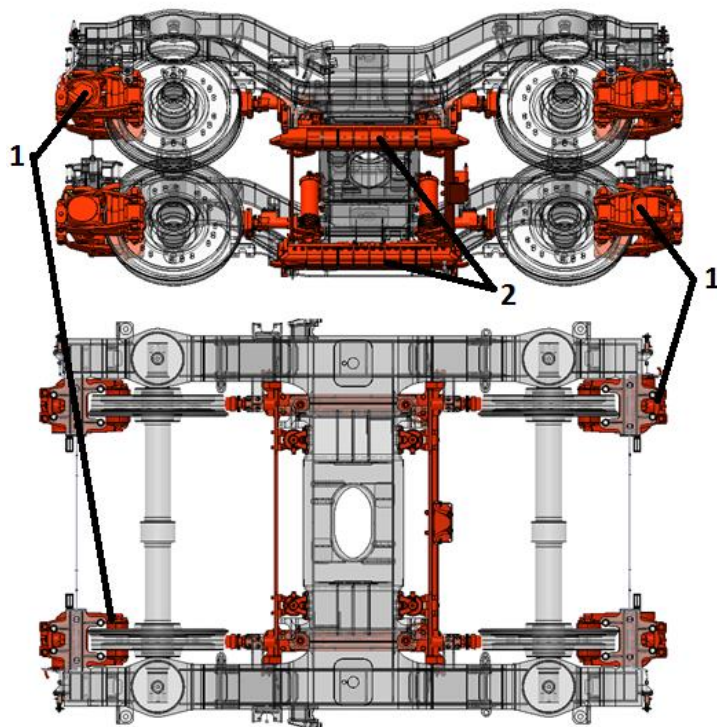
Wszystkie elementy układu hamulcowego sterowane i zasilane są z odpowiednich tablic pneumatycznych.

Układ hamulcowy wózka tocznego pokazano na rys. 7.13. Różnice wobec układu wózka napędowego polegają na:

- zabudowie dwóch cylindrów hamulcowych (1) wyposażonych w hamulec postojowy oraz linek odluźniających hamulec postojowy służących do odluźniania zahamowanego cylindra postojowego,
- zabudowie hamulca szynowego (2), którego zadaniem jest skrócenie drogi hamowania awaryjnego.

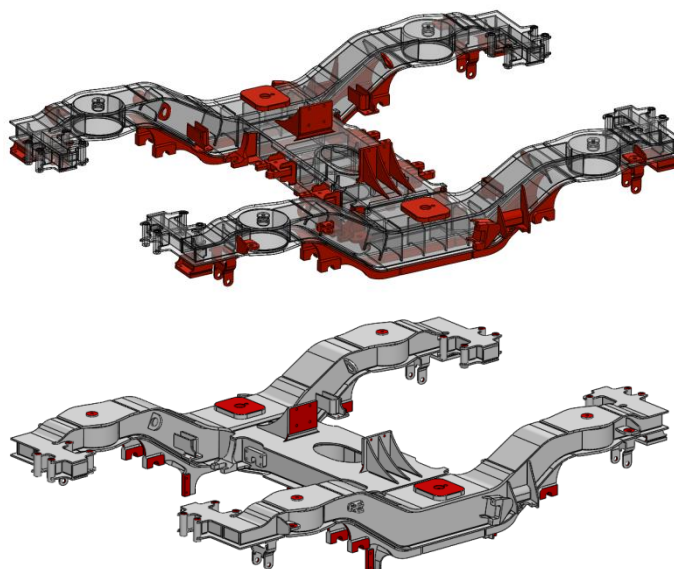


Rys. 7.12. Układ hamulcowy wózka napędowego (opis w tekście)



Rys. 7.13. Układ hamulcowy wózka tocznego (opis w tekście)

W efekcie tych różnic niezbędny jest inny układ wsporników przyspawanych do ramy głównej służących do montażu poszczególnych elementów składowych wózka napędowego i tocznego co pokazano na rys. 7.14.



Rys. 7.14. Układ wsporników na ramie wózka napędowego (na górze) i tocznego (na dole)

Układ biegowy spalinowo-elektrycznego pojazdu szynowego, został przebadany podczas jazd próbnych. Mają one na celu potwierdzenie spełnienia założeń konstrukcyjnych, wymagań przedmiotowych norm oraz, że eksploatacja pojazdu, z tak zaprojektowanym układem biegowym, jest bezpieczna i komfortowa.

7.2. Układ wytwarzania, uzdatniania i rozrzędu sprężonego powietrza oraz układ sterowania hamulcami lekkiego pojazdu szynowego

7.2.1. Wytwarzanie i uzdatnianie sprężonego powietrza

W podrozdziale przedstawiono propozycję układu wytwarzania, uzdatniania i rozrzędu sprężonego powietrza oraz układu sterowania hamulcami dla pojazdu szynowego, ze szczególnym uwzględnieniem nowych rozwiązań układu sterowania hamulcami, to jest elektrycznych pętli bezpieczeństwa i alarmu pasażerskiego, które obejmą swym działaniem cały pociąg złożony z kilku (maks. 3) pojazdów tego typu.

Lekki pojazd szynowy składać się będzie z dwóch lub trzech członów napędnych. Człony skrajne o takich samych wymiarach i podobnych masach: człony zewnętrzne będą trwale sprzęgnięte z członem środkowym. Konstrukcja ściany tylnej każdego z członów skrajnych oraz ściany czołowej i tylnej członu środkowego umożliwi swobodne przemieszczanie się pasażerów między tymi członami.

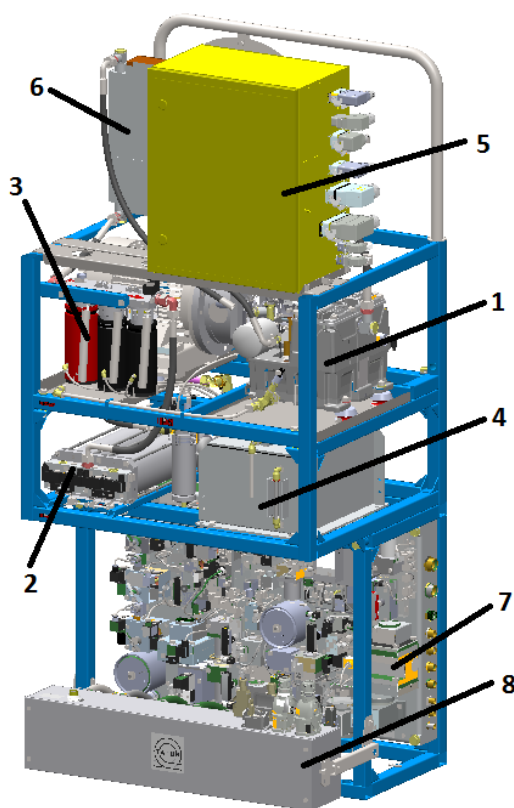
Każdy z członów skrajnych pojazdu wyposażony będzie w sprężarkę główną, odbierak prądu i sprężarkę pomocniczą oraz kompletny układ, który umożliwi sterowanie z jego kabiny maszynisty jazdą i hamowaniem pociągu złożonego z trzech pojazdów pracujących w trakcji wielokrotnej. Każdy człon pojazdu wyposażony będzie w jeden wózek toczny i jeden wózek

napędny z silnikami trakcyjnymi prądu przemiennego. W członach skrajnych wózki toczne znajdują się pod kabinami maszynisty. Podczas jazdy w trakcji elektrycznej silniki trakcyjne wózków napędnych zasilane będą energią elektryczną czerpaną z sieci trakcyjnej. Podczas jazdy w trakcji spalinowej energia elektryczna do napędu pojazdu pochodzić będzie z dwóch prądnic napędzanych silnikami spalinowymi. Największa prędkość jazdy pojazdu wyniesie:

- w warunkach trakcji elektrycznej – 160 km/h,
- w warunkach trakcji spalinowej – 120 km/h.

Zintegrowany zespół wytwarzania i uzdatniania sprężonego powietrza (rys. 7.15) znajdzie się w obu członach skrajnych. Będzie on zabudowany w przedziale maszynowym, który będzie sąsiadował bezpośrednio z kabiną maszynisty. Zasadnicze urządzenia tego zespołu to:

- sprężarka śrubowa napędzana silnikiem na napięcie 3×400 V AC wyposażona w chłodnicę oleju i powietrza z wentylatorem,
- dwukolumnowy osuszacz adsorpcyjny,
- zestaw filtrów (cyklon, filtry zgrubny i dokładny przed osuszaczem i pyłowy za osuszaczem),
- zbiornik skroplin,
- falowniki umożliwiające płynną regulację wydatku sprężarki i mocy chłodzenia chłodnicy (prędkości obrotowej sprężarki i wentylatora chłodnicy),
- sterownik mikroprocesorowy nadzorujący pracę wyżej wymienionych urządzeń.



Rys. 7.15. Zintegrowany zespół wytwarzania i uzdatniania sprężonego powietrza: 1 – sprężarka śrubowa, 2 – osuszacz, 3 – zestaw filtrów, 4 – zbiornik skroplin, 5 – sterownik, 6 – chłodnica sprężarki, 7 – tablica pneumatyczna, 8 – sterownika tablicy pneumatycznej

Zespół zasilany prądem 3×400 V AC z przetwornicy dostarcza sprężone powietrze, a regulacja prędkości obrotowej sprężarki i jej wentylatora sterowana przez sterownik mikroprocesorowy umożliwia automatyczne dostosowanie wydajności zespołu do aktualnego zapotrzebowania na sprężone powietrze. W przypadkach awaryjnych maksymalna wydajność zespołu zabudowanego w jednym członie pojazdu wystarczy na pokrycie zapotrzebowania na sprężone powietrze, które wystąpi we wszystkich trzech członach pojazdu. Wydajność dwóch zespołów jednego pojazdu będzie też wystarczająca, aby pokryć zapotrzebowanie na sprężone powietrze trzech pojazdów tego typu pracujących w trakcji wielokrotnej.

7.2.2. Układ hamulcowy pojazdu szynowego

Lekki pojazd szynowy wyposażony będzie w następujące rodzaje hamulców używanych podczas jazdy do zmniejszania jego prędkości:

- hamulec elektrodynamiczny, zwany dalej hamulcem ED,
- hamulec elektropneumatyczny typu bezpośredniego – EP-B,
- pneumatyczny hamulec zespolony – PN,
- elektromagnetyczny hamulec szynowy – Mg (opcja, która będzie realizowana na życzenie klienta).

Urządzeniami wykonawczymi hamulca ED będą elektryczne silniki trakcyjne prądu prądu przemiennego, które zabudowane będą na wózkach napędnych pojazdu.

Urządzeniami wykonawczymi hamulców EP-B i PN będą mechanizmy hamulca tarczowego. Każdy z nich uruchamiany będzie własnym cylindrem hamulcowym z nastawiaczem skoku i będzie współpracował z pierścieniami ciernymi osadzonymi na kole pojazdu. Ze względu na niewielkie zróżnicowanie nacisków wywieranych na tor przez poszczególne zestawy kołowe pojazdu wszystkie mechanizmy hamulca tarczowego zabudowane w pojeździe będą jednakowe. Jednakowe będzie też największe ciśnienie cylindrowe realizowane w stanie ładownym pojazdu na wszystkich jego wózkach. W stanie próżnym pojazdu jednakowe, największe ciśnienie wystąpi na pięciu jego wózkach; inna wartość największego ciśnienia w stanie próżnym wystąpi tylko w cylindrach wózka tocznego (pod agregatami spalinowymi).

Kiedy podczas hamowania ciśnienie cylindrowe hamulca EP-B albo PN przekroczy określoną (programowo) wartość, wtedy do powierzchni tocznej koła dociśnięta zostanie żeliwna wstawka czyszcząca (za sprawą wzrostu do wartości około 380 kPa ciśnienia w indywidualnym siłowniku pneumatycznym wstawek czyszczących). Będzie to miało na celu poprawę przyczepności koło–szyna.

Wyposażenie pojazdu w hamulec szynowy sprawi, że drogi hamowań nagłych z prędkości większych niż 50 km/h, będą istotnie krótsze od dróg, które uzyska pojazd podczas hamowań pełnych służbowych. Jeżeli hamulec taki będzie wymagany przez klienta, to podczas hamowania nagłego, płozy hamulca szynowego zabudowane tylko na wózkach tocznych, będą opuszczane na szyny za pomocą siłowników pneumatycznych, a ich uzwojenia będą zasilane prądem z akumulatorów pojazdu.

W warunkach pełnej sprawności układu hamulcowego pojazdu, hamowania służbowe z prędkości większej niż 15 km/h, realizowane będą za pomocą współpracujących ze sobą hamulców ED i EP-B. Podczas hamowań z mniejszej prędkości, występujących głównie

w trakcie manewrów albo w razie awarii hamulca ED, funkcję tę zrealizuje samodzielnie hamulec EP-B. W razie niesprawności obu tych hamulców lub z wyboru maszynisty, hamowanie służbowe będzie można wykonać tylko za pomocą hamulca PN (w ten sposób wykonywane będą hamowania kontrolne).

W sprawnym pojeździe, który nie będzie wyposażony w hamulec szynowy, hamowania nagłe realizowane będą wyłącznie za pomocą hamulca PN, który podczas jazdy pojazdu i podczas wykonywania hamowań służbowych hamulcami ED lub EP-B, pozostawać będzie w stanie gotowości. Podczas hamowań nagłych będą też używane klocki czyszczące powierzchni tocznych kół. Dzięki wyposażeniu pojazdu w układ przeciwpoślizgowy sterowany mikroprocesorowo skuteczność takiego hamowania wyniesie $\lambda = 150\text{--}170\%$ masy hamującej.

Skutkiem niesprawności układu przeciwpoślizgowego będzie samoczynna zmiana zakresu ciśnień cylindrowych hamulców EP-B i PN z wysokiego na niski. Niski zakres ciśnień hamulca PN realizowany będzie również podczas holowania pojazdu pozbawionego zasilania elektrycznego; nie będą też wtedy używane klocki czyszczące. Skuteczność hamowania nagłego realizowanego w takich warunkach będzie mieścić się w przedziale $\lambda = 105\text{--}125\%$ masy hamującej, o czym będzie informowany maszynista.

Utrzymanie pojazdu stojącego na pochyłym torze zapewni jego sprężynowy hamulec parkingowy. Urządzeniami wykonawczymi tego hamulca będą mechanizmy hamulca tarczowego wózków tocznych pojazdu. Mechanizmy te uruchamiane będą siłownikami sprężynowymi zintegrowanymi z cylindrami hamulców EP-B i PN, a do wyluzowania hamulca parkingowego posłuży sprężone powietrze (ciśnienie luzowania około 480 kPa). Możliwe będzie też ręczne, awaryjne wyluzowanie poszczególnych siłowników sprężynowych. Hamulec postojowy utrzyma próżny pojazd na torze o pochyleniu $j \geq 40\text{‰}$.

Sterowanie wyżej wymienionymi hamulcami pojazdu oraz ich współdziałaniem zapewni układ spełniający wymagania TSI, norm europejskich i kart UIC, którego strukturę i sposób działania przedstawiono w kolejnych rozdziałach tego opracowania. Będzie się on charakteryzował następującymi cechami:

- zintegrowaniem głównych aparatów pneumatycznych, elektrycznych i elektronicznych układu na tablicach pneumatycznych,
- sterowaniem hamulcami z aktywnej kabiny maszynisty za pośrednictwem elektrycznych sygnałów binarnych i sygnałów przesyłanych po magistrali danych (redundancja),
- kształtowaniem przebiegów ciśnień w przewodzie głównym i w cylindrach hamulcowych podczas hamowania hamulcem EP-B za pomocą mikroprocesorowych regulatorów ciśnienia ze sprzężeniem zwrotnym,
- połączeniem tablic pneumatycznych z układem sterowania pojazdem za pomocą magistrali danych, co umożliwi sterowanie współpracą hamulców ED i EP-B, wykonanie przez maszynistę prób hamulców w trybie półautomatycznym oraz przesyłanie tą drogą sygnałów sterujących i informacji diagnostycznych z układu hamulca do sterownika pojazdu.

W miejsce dotychczas stosowanego w pojazdach układu hamulca bezpieczeństwa uruchamianego przedziałowymi zaworami tego hamulca zostanie zastosowany układ alarmu pasażerskiego z elektryczną pętlą bezpieczeństwa.

7.2.3. Struktura układu sterowania hamulcami

Układy sterowania hamulcami zabudowane w obu członach skrajnych pojazdu będą miały jednakową strukturę. Różnice między nimi dotyczyć będą tylko wartości niektórych ich parametrów regulacyjnych (ciśnienie sygnałów o obciążeniach wózków, największych wartości ciśnień cylindrowych). Podstawowymi zespołami każdego z tych układów będą dwie tablice pneumatyczne, to jest tablica przednia i tablica tylna.

Tablica przednia zabudowana będzie w przedziale maszynowym, który będzie bezpośrednio sąsiadować z kabiną maszynisty i który pomieści również zespół wytwarzania i uzdatniania sprężonego powietrza; przedział ten znajdzie się nad wózkiem tocznym. Układy zabudowane na tej tablicy będą pośredniczyły w sterowaniu następującymi hamulcami:

- hamulcem PN pociągu,
- hamulcami PN i EP-B wózka tocznego,
- elektromagnetycznym hamulcem szynowym najbliższego wózka tocznego,
- hamulcem parkingowym wózka tocznego,

Za pośrednictwem tej tablicy będą też zasilane sprężonym powietrzem siłowniki klocków czyszczących, które będą zabudowane na wózku tocznym oraz siłownik sprzęgu samoczynnego i syreny, które znajdą się na ścianie czołowej członu.

Zabudowa tablicy przedniej w wyżej opisanym miejscu ułatwi maszyniście dostęp do wyłączenia na niej układu SHP i czuwaka albo układu radiostopu lub wyłączenia hamulca parkingowego i poinformowania za pośrednictwem sygnału kodowego sterownika tablicowego o mechanicznym wyluzowaniu siłowników sprężynowych tego hamulca oraz zamknięcia zaworów tablicowych (na przykład w celu przygotowania pojazdu do holowania).

Tablica tylna znajdzie się w przedziale maszynowym, który zostanie wydzielony przy tylnej ścianie skrajnego członu, nad wózkiem napędnym. Układy tej tablicy pośredniczyć będą w sterowaniu hamulcami tego wózka, a więc hamulcem PN i hamulcem EP-B. Będzie też sterować dopływem sprężonego powietrza do siłowników klocków czyszczących wózka napędnego. Za pośrednictwem tej tablicy będą też zasilane sprężonym powietrzem piasecznice (będą one zabudowane tylko na wózkach napędnych pojazdu) oraz układ pneumatyczny odbieraków prądu (powietrzem z przewodu zasilającego albo ze sprężarki pomocniczej, która będzie zabudowana w tym samym przedziale maszynowym).

Również w członie środkowym pojazdu trójczłonowego zabudowane będą dwie tablice pneumatyczne, to jest tablica wózka napędnego i tablica wózka tocznego. Każda z nich znajdzie się w przedziale maszynowym tego członu zlokalizowanym nad odpowiednim wózkiem. Urządzenia zgrupowane na każdej z tych tablic pośredniczyć będą w sterowaniu hamulcami PN i EP-B oraz klockami czyszczącymi odpowiedniego wózka. Ponadto na tablicy wózka napędnego znajdują się urządzenia zapewniające dopływ sprężonego powietrza do piasecznic, natomiast na tablicy wózka tocznego – urządzenia pośredniczące w sterowaniu hamulcami szynowym i parkingowym.

Przez wszystkie wyżej wymienione tablice pneumatyczne poprowadzone będą przewody zasilający i główny hamulca PN; odcinki tych przewodów łączące tablice będą poprowadzone po dachu odpowiedniego członu. Obok urządzeń zasilanych za pośrednictwem tablic pneumatycznych, do tablic tych będą też podłączone niezbędne zbiorniki na sprężone powietrze. Do

każdej z tablic podłączone będą zbiornik pomocniczy i zbiornik sterujący zaworu rozrządowego. Do każdej z tablic, zabudowanych nad wózkiem tocznym, wyposażonym w hamulec szynowy podłączony będzie zbiornik zasilający tego hamulca. Z kolei do każdej z tablic tylnych w skrajnych członach pojazdu podłączony będzie zbiornik odbieraków prądu. Zbiorniki te, podobnie jak zbiorniki główne, zabudowane będą na dachu każdego z członów pojazdu.

Połączenia elektryczne tablic zrealizowane będą za pośrednictwem wielopinowych złącz firmy Harting. Złącza te zapewnią:

- zasilanie tablic pneumatycznych napięciem z akumulatorów pojazdu,
- doprowadzenie do tablic napięciowych sygnałów binarnych (sygnał „1” – napięcie baterii, sygnał „0” – brak napięcia) głównie z aktywnego stanowiska maszynisty i z urządzeń przeznaczonych do nadzorowania ruchu pociągu (SHP, czuwak, radiostop, ETCS); sygnały te będą sterować hamulcami i rozrządem powietrza,
- połączenia tablic z pętlą alarmu pasażerskiego i pętlą bezpieczeństwa,
- przekazywanie wzdłuż pociągu sygnałów sterujących hamulcami,
- przekazywanie z tablic pneumatycznych do rejestratora zdarzeń sprzętowych sygnałów diagnostycznych o stanie układu hamulcowego,
- przekazywanie za pomocą magistrali danych do sterownika pojazdu informacji o stanie tablicowych systemów sterowania (połączenie z układem sterowania jazdą i hamowaniem pojazdu i jego układem diagnostycznym).

Przez tablice przednie obu członów pojazdu albo wszystkie tablice przednie pociągu, który będzie zestawiony z takich pojazdów, poprowadzone będą elektryczne pętle alarmu pasażerskiego i bezpieczeństwa, a przekaźniki tych tablic posłużą do konfiguracji obu pętli. Pętla alarmu rozpocznie się na tablicy przedniej związanej z aktywną kabiną maszynisty i pobiegnie do tablicy przedniej związanej z kabiną końca pociągu, po czym powróci do pierwszej z tych tablic przez styki elektryczne urządzeń alarmu pasażerskiego rozmieszczonych w przedziałach dla pasażerów.

Pętla bezpieczeństwa rozpocznie się również na tablicy przedniej związanej z aktywną kabiną maszynisty, pobiegnie przez styki elektryczne hamowania nagłego manipulatora hamulców i zaworu hamulca bezpieczeństwa (maszynisty) zabudowanych w tej kabinie, po czym pobiegnie do tablicy przedniej związanej z kabiną końca pociągu i przez pozostałe tablice przednie pociągu powróci do pierwszej z wyżej wymienionych tablic. Za pośrednictwem pętli bezpieczeństwa zasilane będą prądem sterowane elektrycznie zawory hamowania nagłego, które znajdują się na przednich tablicach pneumatycznych.

Poza tablicami pneumatycznymi zabudowane będą następujące urządzenia układu sterowania hamulcami:

- hamulcowe urządzenia nastawcze (nastawniki, przełączniki, przyciski, manipulatory hamulców, kabinowy zawór hamulca bezpieczeństwa) i kontrolne (manometry, sygnalizatory świetlne i akustyczne, okna diagnostyczne na panelu operatorskim), które będą zgrupowane w kabinach maszynisty,
- urządzenia alarmu pasażerskiego, które będą rozmieszczone w przedziałach dla pasażerów,
- sterowniki i czujniki prędkości układu przeciwpoślizgowego (zawory upustowe tego układu znajdują się na tablicach pneumatycznych),

- wskaźniki stanu hamulców tarczowych i testery hamulca szynowego (jeżeli będzie on zabudowany na pojeździe), które zostaną rozmieszczone na burtach pojazdu, w pobliżu jego wózków.

7.2.4. Działanie układu sterowania hamulcami

Trójpołożeniowy nastawnik stanu kabiny umożliwi wybór jednego z następujących jej stanów:

- kabina aktywna,
- kabina nieaktywna,
- kabina nieaktywna na końcu pociągu.

Z kabiny aktywnej będzie można sterować napędem i hamowaniem pojazdu albo pociągu zestawionego z pojazdów, przy czym sposób funkcjonowania hamulców zależeć będzie od pozycji hamulcowych urządzeń nastawczych zabudowanych w tej kabinie. Jedynym urządzeniem działającym w kabinie nieaktywnej będzie kabinowy zawór hamowania nagłego (maszynisty), który umożliwi wywołanie takiego hamowania.

Na tablicy pneumatycznej przedniej związanej z aktywną kabiną będą się zaczynały i kończyły pętla alarmu pasażerskiego i pętla bezpieczeństwa, a sygnały elektryczne związane z działaniem tych pętli będą przekazywane z tablicy na stanowisko maszynisty. W kabinach nieaktywnych pozbawione wzbudzenia przekaźniki tablicowe zapewnią niezbędne połączenia obu pętli między sąsiednimi pojazdami. Na tablicy związanej z nieaktywną kabiną na końcu pociągu, za sprawą tych przekaźników nastąpi zmiana kierunku przebiegu obu pętli warunkująca ich powrót do tablicy związanej z aktywną kabiną.

Trzypozycyjny nastawnik układu hamulcowego umożliwi wybór jednego z następujących trybów pracy hamulca:

- trybu „MED”, w którym hamowania służbowe realizowane będą za pomocą współpracujących hamulców ED i EP-B,
- trybu „PN”, w którym do wykonywania hamowań kontrolnych (lub służbowych w przypadku awarii hamulca ED) posłuży tylko hamulec PN,
- trybu „PS”, w którym będzie wykonywana próba szczelności instalacji pneumatycznej hamulca PN.

W trybie pracy „MED” podczas jazdy pojazdu i podczas hamowań służbowych jego hamulec PN będzie pozostawał w stanie gotowości umożliwiając w razie potrzeby niezwłoczne wywołanie hamowania nagłego. Napełnienie przewodu głównego sprężonym powietrzem nastąpi w wyniku wychylenia dźwigni manipulatora hamulców do usprężynowanej zwrotnie pozycji „FS”, a po osiągnięciu w tym przewodzie ciśnienia nominalnego będzie można korzystając z przycisku odłużniacza elektrycznego, szybko (w czasie kilkudziesięciu sekund) napełnić zbiorniki sterujące i osiągnąć stan gotowości hamulca PN.

W trybie „MED” informacja o stopniu hamowania służbowego wybranym manipulatorem hamulców będzie przesyłana wzdłuż pociągu po magistrali danych i – redundantnie – za pośrednictwem czterech sygnałów (przewodów), które posłużą do sprzętowego sterowania hamowaniem służbowym (za pomocą kodu złożonego z czterech sygnałów binarnych 24 V DC). Za sprawą tych sygnałów sterowniki tablicowe niezwłocznie uruchomią hamulce EP-B

i wyliczą dla każdego członu pojazdu wartość siły hamowania odpowiednią dla jego aktualnej masy i żądanego stopnia hamowania. Jeżeli potrzebną wartość siły hamowania będzie mógł samodzielnie zrealizować hamulec ED, to polecenie rozwinięcia wyliczonej siły hamowania będzie przesłane po magistrali danych do sterownika hamulca ED. Jeżeli wyliczona siła hamowania przekroczy możliwości hamulca ED, to hamulec ten otrzyma polecenie rozwinięcia maksymalnej siły hamowania dynamicznego a brakująca siła hamowania zostanie zrealizowana przez hamulec EP-B na wózkach napędnych (w granicach przyczepności kół) i tocznych. Informacja o aktualnie realizowanej sile hamowania dynamicznego będzie docierać po magistrali danych do sterowników tablicowych. Na jej podstawie sterowniki te będą kształtowały wartości ciśnień cylindrowych hamulca EP-B, tak by w każdym członie sumaryczna siła hamowania współpracujących hamulców ED i EP-B była równa wyliczonej dla żądanego stopnia hamowania i aktualnych nacisków na tor wózków tego członu.

Tablicowe układy sterowania zapewnią samoczynne i niezwłoczne uzupełnianie sprężonym powietrzem lub zastępowanie siły hamowania hamulca dynamicznego (w razie jej zniknięcia) przez hamulec EP-B. Tak będzie się działo kiedy hamulec ED ulegnie awarii albo kiedy hamulec ED zostanie wyłączony w sposób programowy na skutek spadku prędkości jazdy pojazdu poniżej 5 km/h.

Hamulec ED będzie hamulcem podstawowym w hamowaniach służbowych, co będzie realizowane przez współdziałanie hamulców ED i EP-B z możliwie największym wykorzystaniem hamulca ED. Korzystna charakterystyka hamulca ED przedstawiona przez jego dostawcę sprawia, że intensywność hamowania tym hamulcem wózka napędnego będzie większa od intensywności, którą zapewni mu hamulec EP-B. Konieczne będzie więc wyposażenie hamulca ED w skuteczny układ przeciwpoślizgowy, który w razie inicjacji poślizgu podczas hamowania ED odpowiednio zmniejszy siłę hamowania zestawu, który ulegnie poślizgowi.

W trybie „PN” hamowania kontrolne i ewentualne hamowania służbowe będą realizowane tylko za pośrednictwem hamulca PN. Układ sterowania tym hamulcem zabudowany na tablicy pneumatycznej przedniej związanej z aktywną kabiną maszynisty wdrażając hamowanie służbowe obniży ciśnienie w przewodzie głównym tego hamulca do wartości, która będzie odpowiadać sygnałom z manipulatora hamulców. Hamowanie służbowe na poszczególnych wózkach pojazdu wywołają zawory rozrządzące sterowane wyżej wymienionym spadkiem ciśnienia. Ciśnienia cylindrowe będą wtedy proporcjonalne do głębokości tego spadku i nacisków zestawów kół poszczególnych wózków na tor.

Na każdym z ośmiu stopni hamowania służbowego, które będą dostępne w trybach pracy „MED” i „PN” za pomocą tego samego manipulatora hamulców będzie realizowana właściwa dla danego stopnia skuteczność hamowania, w przybliżeniu stała w całym zakresie prędkości jazdy. Pierwszy stopień hamowania będzie realizowany w pozycji „1B” manipulatora, pozycja „1A” podczas stopniowego luzowania hamulca posłuży do realizacji ostatniego stopnia hamowania przed całkowitym wyluzowaniem hamulca. Do całkowitego wyluzowania hamulców po hamowaniu służbowym wystarczy ustawić dźwignię manipulatora w pozycji „RP”. W trybie „PN”, w celu szybkiego napełnienia przewodu głównego, dźwignię trzeba będzie wychylić do pozycji „FS”. Przewód główny napełniany będzie wtedy sprężonym powietrzem w krótkim czasie, z wykorzystaniem pełnej zdolności przepustowej odpowiedniego układu tablicowego.

Pełne hamowanie służbowe będzie można też wywołać sygnałem sprzętowym z układu ETCS, który dotrze do tablicy przedniej związanej z aktywną kabiną maszynisty, a wdrożenie takiego hamowania zostanie potwierdzone specjalnym sygnałem wygenerowanym przez tę tablicę.

Hamowanie nagłe pojazdu realizowane będzie za pomocą hamulca PN i hamulca Mg (w pojeździe wyposażonym w taki hamulec w celu skrócenia drogi hamowania).

Spadek ciśnienia w przewodzie głównym do wartości ciśnienia atmosferycznego zapewniający hamowanie nagłe, wywoła odpowiedni układ tablicy pneumatycznej przedniej związanej z aktywną kabiną maszynisty. Wdrożenie hamowania nagłego nastąpi na skutek przewrzenia wzbudzenia zaworów elektropneumatycznych zabudowanych w przekładniku ciśnienia przewodu głównego i w zaworach upustowych przewodu głównego. Wzbudzenie tych zaworów będzie przerwane przez sterownik tablicowy oraz działający redundantnie układ przekaźników sterowanych bezpośrednio sygnałami sprzętowymi.

Tablicowy przekładnik ciśnienia przewodu głównego rozpoczynając takie hamowanie odejnie dopływ powietrza do tego przewodu i zainicjuje upust powietrza z tego przewodu do atmosfery przez wydrążenie w swoim trzonie. Równocześnie nastąpi otwarcie przewodu głównego do atmosfery przez dwa niezależne zawory upustowe, zapewniając bardzo szybki spadek ciśnienia w tym przewodzie, gdyż każdy z nich będzie miał średnicę nominalną DN = 25 mm. W ten sposób hamowanie nagłe będzie można wywołać:

- manipulatorem hamulców z aktywnej kabiny maszynisty,
- na polecenie układu SHP i czuwaka,
- na polecenie układu radiostopu,
- na polecenie układu ETCS.

Hamowanie nagłe w wyżej opisany sposób zostanie też wdrożone samoczynnie w razie awaryjnego zaniku napięcia z akumulatorów pojazdu bądź w razie zaniku zasilania elektrycznego tablicy spowodowanego inną przyczyną.

Jeżeli w aktywnej kabine przez maszynistę zostanie otwarty do atmosfery przewód główny kabinowym zaworem hamulca bezpieczeństwa, to na sygnał elektryczny o jego otwarciu aparaty tablicowe zadziałają w wyżej opisany sposób. To niezwłoczne odcięcie dopływu powietrza zasilającego do przewodu głównego i otwarcie zaworów upustowych przyspieszą wdrożenie hamowania nagłego (opróżnienie przewodu głównego pociągu).

Napełnienie przewodu głównego w celu wyluzowania hamulca PN po hamowaniu nagłym nastąpi w wyniku wychylenia dźwigni manipulatora hamulców do usprężynowanej zwrotnie pozycji „FS”. Jeżeli hamowanie nagłe nie będzie wywołane tym manipulatorem, to przed przystąpieniem do wyluzowania hamulca niezbędne będzie usunięcie przyczyny, która wywołała takie hamowanie (np. zamknięcie zaworu hamulca bezpieczeństwa maszynisty lub pasażera).

Hamulec szynowy każdego z wózków tocznych pojazdu będzie uruchomiony przez tablicowy układ sterowania tym hamulcem. Układy takie znajdują się na tablicach pneumatycznych związanych z wózkami tocznymi, a hamowanie hamulcem szynowym będzie aktywowane w razie jednoczesnego wystąpienia obu następujących sygnałów:

- sygnału z układu przeciwpoślizgowego o prędkości jazdy większej niż 50 km/h,

- sygnału o spadku ciśnienia w przewodzie głównym hamulca PN do wartości mniejszej niż 300 kPa.

Układ ten inicjując hamowanie hamulcem Mg napelni sprężonym powietrzem siłowniki tego hamulca, co spowoduje opadnięcie jego płóz na szyny. Po osiągnięciu w tych siłownikach ciśnienia, które wystarczy do opadnięcia płóz (będzie ono określone programowo) wygenerowane będzie polecenie zasilenia prądem uzwojeń hamulca Mg. Przerwanie zasilania uzwojeń i opróżnienie ze sprężonego powietrza siłowników hamulca Mg nastąpi, kiedy podczas hamowania nagłego prędkość jazdy pojazdu zmniejszy się poniżej 20 km/h. Tak samo zareaguje układ sterowania hamulcem Mg na wzrost ciśnienia w przewodzie głównym, który będzie wywołany przerwaniem hamowania nagłego, kiedy prędkość jazdy będzie większa.

Po skonfigurowaniu pętli bezpieczeństwa w wyniku wyboru kabiny aktywnej i kabiny nieaktywnej końca pociągu, pętla ta będzie zasilana z tablicy związanej z aktywną kabiną maszynisty, a sterownik tej tablicy będzie nadzorował ciągłość tej pętli. W razie jej przzerwania stracą wzbudzenie sterowane elektrycznie zawory upustowe, które znajdują się na wszystkich tablicach przednich pojazdu albo pociągu złożonego z takich pojazdów. Połączenie w każdym członie skrajnym pojazdu przewodu głównego z atmosferą za pośrednictwem otwartego zaworu upustowego o średnicy nominalnej $DN = 25$ mm wystarczy do wywołania hamowania nagłego hamulcem PN. Aby ten proces przyspieszyć sterownik nadzorujący pętlę bezpieczeństwa przerwie w takim przypadku dopływ powietrza do przewodu głównego. W przypadku wyposażenia pojazdu w hamulec Mg zostanie on uruchomiony, jeżeli prędkość jazdy pojazdu będzie większa niż 50 km/h.

Aby w sytuacjach awaryjnych umożliwić wyluzowanie hamulca PN i holowanie pojazdu, kiedy wyżej wymienione zawory upustowe nie będą zasilane prądem, zawory te będą wyposażone w ręczne wyłączniki z elektryczną sygnalizacją stanu; holowanie będzie możliwa po ręcznym wyłączeniu wszystkich zaworów upustowych pojazdu lub pociągu złożonego z pojazdów.

Pętla ta, podobnie jak pętla bezpieczeństwa będzie zasilana z tablicy związanej z aktywną kabiną maszynisty, a jej ciągłość będzie też nadzorował sterownik tej tablicy. W drodze powrotnej z końca pojazdu bądź pociągu do tej tablicy pętla ta pobiegnie przez styki rozwiernie elektrycznych urządzeń alarmu pasażerskiego (PAD) rozmieszczonych w przedziałach dla pasażerów. W razie przzerwania pętli alarmu, w wyniku użycia urządzenia alarmu pasażerskiego (PAD), sterownik tablicy związanej z aktywną kabiną uruchomi sygnalizatory akustyczny i świetlny alarmu pasażerskiego, które znajdują się w tej kabinie. Jednocześnie, za sprawą styków zwiernych użytego urządzenia alarmowego (PAD) do najbliższej tablicy pneumatycznej zostanie przesłany sygnał, który uruchomi rozmównicę pasażera i sygnalizator świetlny związane z użytym urządzeniem.

Jeżeli użycie urządzenia alarmowego przez pasażera nastąpi poza obszarem peronu, to sterownik tablicy związanej z aktywną kabiną wdroży hamowanie nagłe przerywając pętlę bezpieczeństwa dopiero po 10 s od przzerwania pętli alarmowej; czas ten będzie przeznaczony na reakcję maszynisty. W tym czasie maszynista będzie mógł wdrożyć hamowanie nagłe akceptując żądanie zatrzymania pojazdu zgłoszone przez pasażera albo zignorować to żądanie naciskając przycisk mostkowania. Każda z tych reakcji uruchomi rozmównicę maszynisty, wyłączy kabinowy sygnalizator akustyczny, a sygnał sprzętowy, który za jej sprawą będzie wysła-

ny wzdłuż pociągu zmieni z przerywanego na ciągły sposób świecenia sygnalizatora związanego z urządzeniem alarmowym (PAD) użytym przez pasażera (zmiana ta będzie oznaczać możliwość rozmowy pasażera z maszynistą).

Jeżeli użycie urządzenia alarmowego (PAD) przez pasażera nastąpi w obszarze peronu, to hamowanie nagłe będzie wdrożone w wyżej opisany sposób niezwłocznie; zignorowanie przez maszynistę żądania zatrzymania pojazdu nie będzie wtedy możliwe. Będzie natomiast wtedy możliwe nawiązanie łączności głosowej między maszynistą a pasażerem żądającym zatrzymania pojazdu.

Sygnalizatory świetlne alarmu pasażerskiego zgasną, po wycofaniu do położenia górnego rękkojści wszystkich użytych urządzeń (PAD) tego alarmu. Dopiero wtedy sterownik tablicy związanej z aktywną kabiną przywróci ciągłość i zasilanie prądem pętli bezpieczeństwa, co umożliwi napełnienie przewodu głównego i tym samym wyluzowanie hamulca PN.

7.2.5. Pomocnicze układy pneumatyczne pojazdu

Obok urządzeń hamulcowych wymienionych w poprzednich rozdziałach zasilane sprężonym powietrzem będą następujące, pomocnicze układy pneumatyczne pojazdu:

- układy usprężynowania pneumatycznego poszczególnych wózków,
- układ pneumatyczny toalety przewidziany tylko w jednym z członów skrajnych pojazdu,
- układ smarowania obrzeży kół,
- piasecznice, które znajdują się tylko na wózkach napędnych pojazdu,
- syreny,
- układ pneumatyczny luzowania sprzęgu samoczynnego,
- układy pneumatyczne odbieraków prądu.

Do trzech pierwszych spośród wyżej wymienionych układów pomocniczych, sprężone powietrze będzie dopływać bezpośrednio z przewodu zasilającego; ciśnienie ich zasilania będzie równe panującemu w tym przewodzie. Zawory elektropneumatyczne urządzeń do smarowania obrzeży kół będą zasilane za pośrednictwem sterownika tablicy pneumatycznej przedniej zgodnie z programem tego sterownika.

Tablica pneumatyczna przednia pośredniczyć będzie w doprowadzaniu sprężonego powietrza z przewodu zasilającego do syren i siłownika sprzęgu samoczynnego. Syreny będą uruchamiane sygnałami sprzętowymi z aktywnej kabiny maszynisty, a inne sygnały sprzętowe uruchomią te syreny w celu odtrąbienia sygnałów alarmowych. Zasilenie syren powietrzem o wystarczającym ciśnieniu będzie potwierdzane na drodze elektrycznej przez wyłączniki ciśnieniowe (w celu rejestracji użycia syren).

Tablica pneumatyczna tylna pośredniczyć będzie w zasilaniu piasecznic i układu pneumatycznego odbieraków prądu. Piasecznice będą uruchamiane sygnałami sprzętowymi z aktywnej kabiny i w sposób programowy (na przykład podczas poślizgu albo hamowania nagłego). Będzie też możliwość zakazu automatycznego piaskowania podczas przejazdu przez zwrotnice. Siłownik pneumatyczny, który umożliwi podniesienie każdego z odbieraków i zapewni mu właściwy docisk do sieci zasilany będzie z odrębnego zbiornika na sprężone powietrze. Zbiornik ten zasadniczo napełniany będzie z przewodu zasilającego. Jeżeli ciśnie-

nie w przewodzie zasilającym będzie zbyt niskie, to napełnienie tego zbiornika zapewni uruchomiona w tym celu sprężarka pomocnicza. W zasilaniu wyżej wspomnianego siłownika obok wyżej wymienionej tablicy pośredniczyć powinien wyłącznik blokady, dobrany przez konstruktora układu napędowego pojazdu i panel pneumatyczny odbieraka dostawcy odbieraków.

7.2.6. Diagnostyka

Podstawową diagnostykę układu hamulcowego pojazdu zapewnią manometry w kabinach maszynisty oraz wskaźniki hamulca tarczowego i testery hamulca szynowego rozmieszczone na burtach pojazdu.

Serwisowy pomiar wszystkich ciśnień stanowiących parametry pracy tablic pneumatycznych umożliwią szybkozłączki, które będą zabudowane w modułach tablicowych. Ponadto każda z tablic generować będzie elektryczne sygnały sprzętowe o stanie układu hamulcowego przeznaczone dla układu sterowania napędem (na przykład polecenie wyłączenia napędu pojazdu ze względu na stan jego układu hamulcowego) albo dla urządzeń rejestrujących pojazd (sygnały o hamowaniu nagłym, o wzroście ciśnienia w cylindrach hamulcowych, o wyłączeniu urządzeń SHP i czuwaka, o wyłączeniu radiostopu). Informacje te, wartości sygnałów wejściowych i wyjściowych oraz parametrów ciśnieniowych realizowanych przez tablice pneumatyczne będą też przesyłane za pośrednictwem magistrali danych pojazdu celem ich udostępnienia na panelu operatorskim w aktywnej kabinie maszynisty. W oparciu o te dane będzie też można wykonywać automatycznie próby hamulców, w których maszynista będzie wykonywać jedynie polecenia wyświetlane na panelu, a uzyskane wyniki będą weryfikowane i zapamiętane przez sterownik.

Pełną diagnostykę sygnałów układu hamulcowego w warunkach serwisowych umożliwi gniazdo diagnostyczne, które posłuży do podłączenia odpowiednio oprogramowanego komputera. Program diagnostyczny i instrukcja do tego programu, które zostaną dostarczone użytkownikowi pojazdu przez producenta tablic pneumatycznych umożliwią pracownikom użytkownika wykonywanie takiej diagnostyki.

7.3. System sterowania dwunapędowego lekkiego pojazdu szynowego

7.3.1. Struktura systemu sterowania

Układ sterowania pojazdem szynowym integruje wszystkie układy pojazdu (np. napędowy, hamulcowy, klimatyzacji, diagnostyki) i pozwala na sterowanie nimi oraz ich diagnostykę, z pulpitu maszynisty. W dwunapędowym pojeździe szynowym, na bazie dotychczasowych doświadczeń oraz posiadanej wiedzy, zdecydowano o implementacji systemu sterowania w postaci rozproszonej. Z zastosowania rozproszonego systemu sterowania wynikają bowiem istotne korzyści dla niezawodności i bezpieczeństwa systemu, które są priorytetowe na każdym etapie powstawania pojazdu (koncepcji, projektowania, opracowywania, eksploatacji). Najważniejszymi z nich, jest to, że:

- poszczególne procesy obsługiwane są przez osobne sterowniki mikroprocesorowe, co ogranicza konieczność tworzenia programów wielozadaniowych, nieuniknionych w przypadku jednoprocessorowego systemu scentralizowanego,
- występowanie w systemie wielu sterowników umożliwia, przy odpowiednim zaprojektowaniu tego systemu, zrealizowanie redundancji sprzętowej, a także redundancji programowej z wykorzystaniem do tego celu rezerwy obliczeniowej procesorów.

Konsekwencją przyjęcia takiej koncepcji sterowania są wzrastające wymagania dotyczące jakości oprogramowania, co jest szczególnie istotne w sytuacji, gdy w systemie sterowania realizowana jest redundancja. W istotny sposób wzrasta wówczas stopień złożoności programu, gdyż należy przewidzieć wiele sytuacji awaryjnych i odpowiednie sposoby reakcji [3]. Aby zapewnić niezawodność i bezpieczeństwo rozproszonego systemu sterowania pojazdem, muszą być one priorytetem podczas jego projektowania co będzie realizowane na trzech płaszczyznach:

a) sprzętowej przez:

- zastosowanie wysokiej jakości sprzętu (optoizolacja, pełna zgodność z normami kolejowymi, zwłaszcza w zakresie temperatur, zakresu napięć zasilających, odporności na drgania i wstrząsy),
- odpowiednie prowadzenie, ekranowanie i uziemienie magistrali CAN.

b) strukturalnej przez stosowanie odpowiedniej struktury systemu sterowania zapewniającej redundancję:

- redundantna magistrala pociągu,
- redundantna magistrala pojazdu,
- redundantne sterowniki pojazdu i pociągu,
- redundantne interfejsy magistrali pociągu,
- podłączenia sterowników najważniejszych systemów do obu magistrali pojazdu.

c) programowej przez syntezę scenariuszy uszkodzeń oraz uwzględnienie w algorytmach sterowania sytuacji awaryjnych [3].

System sterowania realizuje swoje funkcje na trzech poziomach swojej hierarchicznej struktury sterowania:

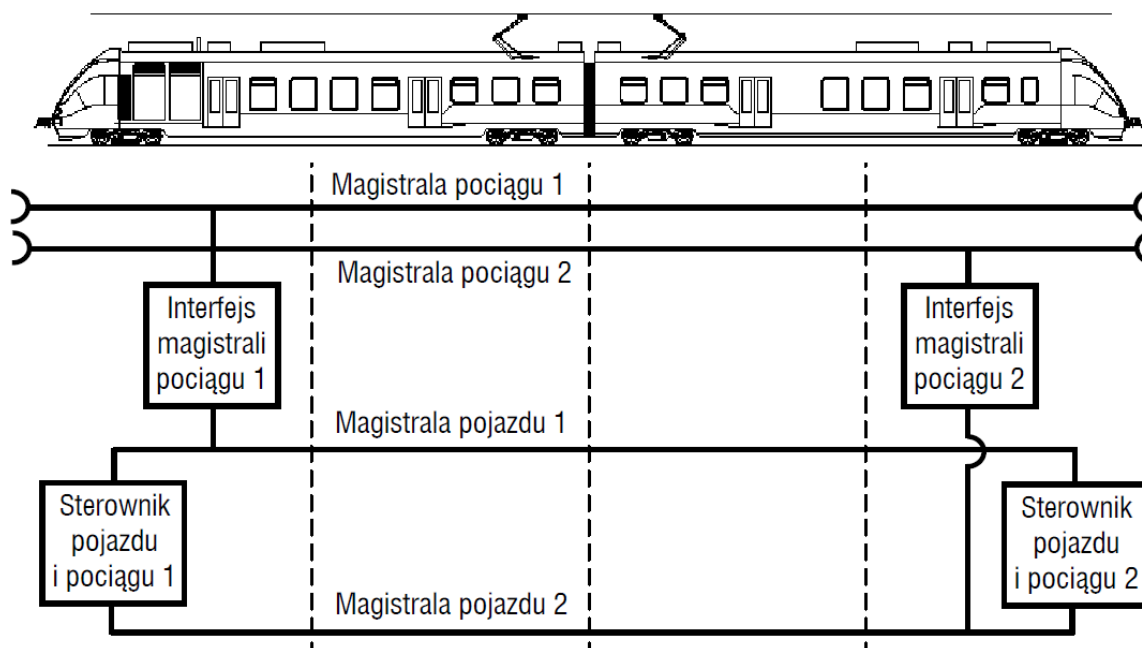
- pociągu (również jazda wielokrotna dwóch lub więcej pojazdach szynowych połączonych ze sobą),
- pojazdu,
- podsystemów.

Sieć komunikacyjna pojazdu szynowego, składa się z magistrali pociągu oraz magistrali pojazdu.

Magistrala pociągu umożliwia wymianę danych w ramach pociągu między poszczególnymi pojazdami wchodzącymi w jego skład co umożliwia:

- nadzorowanie kompletnego składu pociągu,
- sterowanie i diagnostykę systemów trakcyjnych oraz hamowanie poszczególnych pojazdów,
- sterowanie i diagnostykę pozostałych urządzeń (podsystemów) pociągu, takich jak np. drzwi, klimatyzator itp.,
- rejestrację stanów pracy poszczególnych podsystemów.

Jedynymi sterownikami podłączonymi do magistrali pociągu są sprzęgi magistrali pociągu (węzły pojazdu). Magistrala pojazdu łączy sterowniki urządzeń (podsystemów) w ramach jednego pojazdu szynowego (rys. 7.2). W każdym pojeździe znajduje się sterownik nadrzędny, czyli sterownik odpowiedzialny za sterowanie podsystemami znajdującymi się w tym pojeździe, przede wszystkim układem napędowym i hamowania [3].



Rys. 7.16. Struktura sieci komunikacyjnej rozproszonego systemu sterowania pojazdem szynowym

7.3.2. Koncepcja sieci komunikacyjnej

Przy istniejącym poziomie techniki możliwe jest zastosowanie następujących magistral przesyłania danych:

- WTB (*Wire Train Bus*), według przepisów normy IEC 61375 [40],
- Ethernet,
- CAN Powerline.

Ponieważ omawiany lekki pojazd szynowy, będzie się komunikować jedynie z innymi pojazdami tego samego typu, nie istnieje wymóg interoperacyjności, który pociąga za sobą zastosowanie najdroższej magistrali WTB, której sposób transmisji danych określony jest w karcie UIC 556 [54].

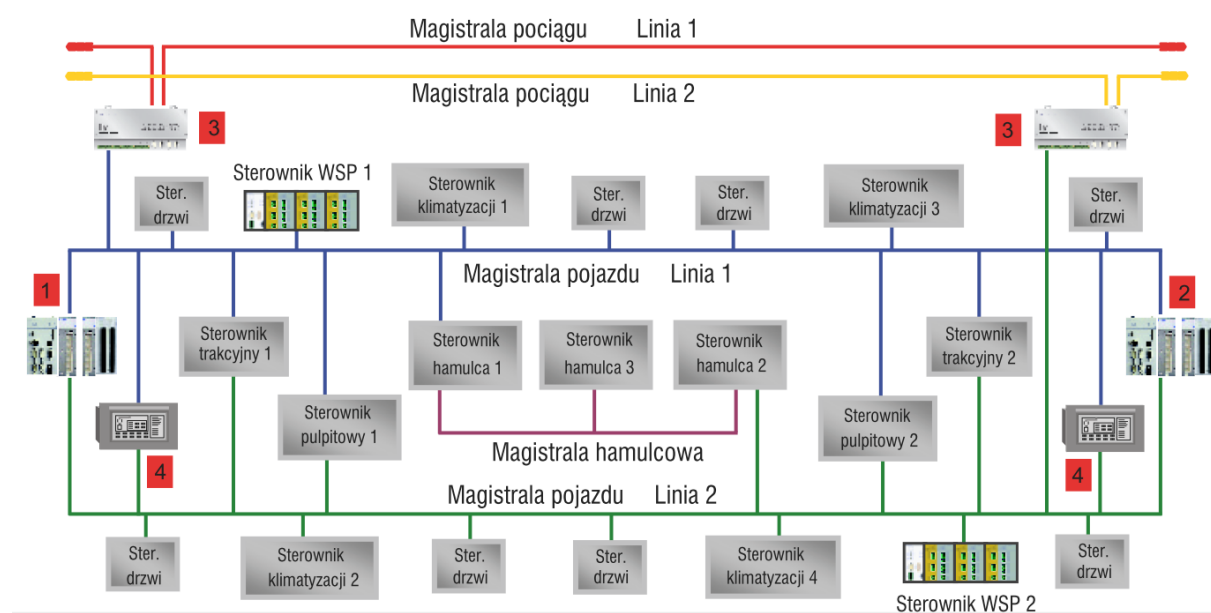
Ethernet zdobywa coraz większą popularność jako pojazdowy standard sieciowy ze względu na jego wysoką przepustowość. Ma jednak jedną zasadniczą wadę, która ogranicza jego zastosowanie jako magistrali pojazdu: brak rozwiązań umożliwiających tzw. „chrzest magistrali pociągu” czyli dynamiczne przydzielanie adresów poszczególnym modułom. W związku z powyższym Ethernet jest już używany w charakterze magistrali pociągu, ale jedynie w składach zamkniętych np. dla Kolei Dużych Prędkości (KDP).

Powyższej wady pozbawiony jest CAN Powerline, umożliwiający dynamiczne tworzenie składu wielu pojazdów wyposażonych w ten sam standard. Jest to rozwiązanie opracowane

przez szwajcarską firmę Selectron, będącą członkiem organizacji CiA (Can in Automation) i biorącą czynny udział w opracowywaniu standardów. Można stosować go do pojazdów, które będą współpracować w trakcji wielokrotnej jedynie z innymi pojazdami wyposażonymi w ten interfejs. W dwunapędowym pojeździe szynowym będzie wykorzystany standard CAN Powerline.

7.3.3. Schemat struktury systemu sterowania dwunapędowego pojazdu szynowego

Sterownik pociągu realizuje sterowanie pociągiem (jeden, dwa lub trzy pojazdy szynowe) i nie posiada on własnych wejść ani wyjść. Wszystkie sygnały wejściowe i wyjściowe doprowadzone będą albo do systemu sterowania pojazdu albo do rozproszonych sterowników komunikujących się po magistrali pojazdu. Algorytm sterowania pociągiem realizowany jest przez osobny podprogram w głównym sterowniku pojazdu. Funkcje sterowania pociągiem przejmuje sterownik pojazdu znajdujący się w członie pojazdu z kabiną aktywną. Rozwiązanie takie zapewnia dużą niezawodność systemu, ponieważ nawet w przypadku pociągu składającego się z jednego pojazdu zapewniona jest redundancja sterownika pociągu. W przypadku awarii sterownika realizującego algorytm sterowania pociągiem, funkcję sterownika pociągu przejmuje drugi sterownik pojazdu prowadzącego (rys. 7.17).



Rys. 7.17. Uproszczony schemat struktury systemu sterowania dwunapędowego pojazdu szynowego [3]: 1 - sterownik pociągu i pojazdu, 2 – redundantny sterownik pociągu i pojazdu, 3 – Interfejs magistrali pociągu, 4 – panel operatorski

Sterownik pulpity umieszczony jest w pobliżu pulpitu maszynisty. Wyposażony jest w odpowiednią liczbę modułów wejściowych i wyjściowych, umożliwiających odbieranie sygnałów z pulpitu oraz sterowanie lampkami sygnalizacyjnymi. Ponieważ sterownik pulpity jest urządzeniem związanym ze sterowaniem pociągiem, dlatego zrealizowany jest z wykorzystaniem sterownika posiadającego podwójny interfejs CAN (np. sterownik CPU 723-T) i podłączony jest do systemu sterowania zespołu trakcyjnego za pośrednictwem obu magistral

pojazdu. Takie rozwiązanie zapewnia poprawne funkcjonowanie pomimo awarii jednej z magistral.

W systemie sterowania zespołu trakcyjnego stosowany jest panel operatorski szwajcarskiej firmy PIXY AG w wersji dotykowej (rys. 7.18). Panel ten jest komputerem wyposażonym w szereg interfejsów komunikacyjnych, zintegrowanym z kolorowym wyświetlaczem LCD i stanowi interfejs między maszynistą a systemem sterowania. W zależności od konfiguracji systemu panel realizować może następujące funkcje:

- logowanie maszynisty – identyfikacja osoby prowadzącej pojazd, co zabezpiecza pociąg przed nieautoryzowanym dostępem,
- prezentowanie stanu podsystemów pojazdu/pociągu,
- diagnozowanie podzespołów pociągu/pojazdu: wyświetlanie odpowiednich alarmów i ostrzeżeń,
- uruchamianie testów pojazdu realizowanych na postoju (np. próba hamulca, szczelności układu przewodu głównego),
- zastąpienie urządzeń pulpitu podłączonych do sterownika pulpitu, w przypadku jego awarii, wskaźnikami i zadajnikami wirtualnymi,
- archiwizowanie danych diagnostycznych, alarmów, ostrzeżeń i logowania.



Rys. 7.18. Pulpit maszynisty z dotykowymi panelami operatorskimi

Szczególną uwagę należy zwrócić na sterowniki systemu napędowego dostarczane przez producenta tego systemu. Sterowniki te, jako jedne z najważniejszych wyposażone są w podwójny interfejs CAN. Takie rozwiązanie zapewnia poprawne realizowanie funkcji pojazdu szynowego związanych z napędem w przypadku awarii jednej z magistral pojazdu. Sterowniki napędu komunikują się ze sterownikiem pojazdu, od którego otrzymują zadane wartości siły trakcyjnej oraz siły hamowania elektrodynamicznego (ED). Sterowniki przesyłają do sterownika pojazdu wartości realizowanych sił oraz informacje diagnostyczne dotyczące działania przekształtników trakcyjnych. Realizują one wykrywanie i likwidację poślizgu przy hamowaniu dla hamulca elektrodynamicznego, i przesyłają między sterownikami napędu a sterownikiem układu przeciwoślizgowego przy hamowaniu informacje mające na celu zapewnienie właściwej współpracy obu układów tak, aby nie dopuścić do blokady kół, ani też nadmiernego zmniejszenia siły hamującej.

7.3.4. System diagnostyczny dwunapędowego lekkiego pojazdu szynowego

System sterowania dwunapędowym pojazdem szynowym wyposażony jest w system diagnostyki pokładowej. Zadaniem diagnostyki pokładowej jest nadzorowanie prawidłowości działania pojazdu na podstawie analizy pochodzących z niego sygnałów. Zastosowanie diagnostyki pokładowej zwiększa bezpieczeństwo i niezawodność pojazdów szynowych, a także jego podatność obsługową. Diagnostyka pokładowa polega na monitorowaniu funkcji realizowanych przez układ sterowania i określaniu stanu mechanicznych i elektrycznych części najważniejszych podzespołów wchodzących w skład pojazdu, w szczególności sterowników wchodzących w skład rozproszonego systemu sterowania istotnych dla funkcjonowania pojazdu. Zastosowanie w systemie transmisji protokołu CANopen zapewnia wysoki poziom diagnozowania poprawności ich działania. Diagnostyka pokładowa obejmuje testy przeprowadzane przed rozpoczęciem jazdy i kontrolę czynną podczas jazdy. W przypadku uszkodzenia urządzeń głównych systemów następuje automatyczne zatrzymanie pojazdu. Oprócz tego informacje diagnostyczne istotne dla prowadzenia pojazdu (komunikaty o usterkach oraz środki zaradcze) prezentowane są na bieżąco maszyniście. Może on też za pomocą panelu operatorskiego uzyskać dostęp do innych interesujących go danych. Jednocześnie dane diagnostyczne zapisywane są w pamięci nieulotnej, skąd mogą zostać odczytane przez personel warsztatowy, a za pomocą interfejsu diagnostycznego mogą zostać przeniesione do komputera PC. Umożliwia to dalsze przetworzenie danych i poddanie ich szczegółowej analizie, która ma na celu ocenę stanu poszczególnych podzespołów. Dzięki temu można wykryć pogorszenie stanu urządzeń i elementów na wczesnym etapie. Przewidziane jest również (w zależności od możliwości infrastruktury informatycznej użytkownika pojazdu) wysyłanie informacji o uszkodzeniach z pociągu do zakładów utrzymania taboru drogą radiową lub za pośrednictwem sieci komórkowej. Będzie ono wykonywane automatycznie lub na żądanie obsługi podczas jazdy lub postoju [3].

7.3.5. Algorytmy systemu sterowania dwunapędowym pojazdem szynowym

Algorytmy systemu sterowania dwunapędowym pojazdem szynowym są zaimplementowane w sterowniku głównym pojazdu oraz w wielu niezależnych podsystemach, realizujących swoje działania. Niektóre podsystemy mogą pracować wyłącznie pod kontrolą sterownika głównego, inne mogą pracować całkowicie autonomicznie, jeszcze inne natomiast w trybie mieszanym. Algorytmy sterowania uwzględniają pracę pojazdu w trakcji wielokrotnej, gdzie poszczególne pojazdy komunikują się między sobą za pośrednictwem magistrali danych. Algorytmy systemu sterowania są podzielone według znormalizowanych kodów funkcji. W ramach funkcji może znajdować się wiele niezależnych opisów, odpowiadających za poszczególne działania.

7.3.6. Funkcje systemu sterowania dwunapędowego pojazdu szynowego

Funkcje systemu sterowania dwunapędowego pojazdu szynowego dzielą się na grupy, a których najważniejsze są odpowiedzialne za:

- uruchomienie/wyłączenie pojazdu,
- hamulec mechaniczny,
- napęd spalinowy.

Grupa algorytmów dotycząca uruchomienia/wyłączenia pojazdu to:

- Zestawienie pociągu – określa położenie pojazdu w pociągu. Funkcja wywoływana przez sterownik główny pojazdu w następujących sytuacjach: załączenie baterii pojazdu, aktywacja pulpitu maszynisty, użycie przycisku rozprzęgnięcia pojazdu, cyklicznie w celu kontroli spójności pociągu. Pojazd, po otrzymaniu informacji o trybie pracy i swoim położeniu w pociągu, interpretuje we właściwy sposób informacje otrzymywane po magistrali pociągu, a także wysyła niezbędne informacje.
- Sekwencja uruchamiania/wyłączania różnych stanów pojazdu. Funkcja zostanie zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu. W zależności od danych otrzymanych lokalnie (w przypadku identyfikacji pojazdu jako sterujący) lub otrzymanych z magistrali pociągu (w przypadku pojazdu sterowanego) sterownik główny zapewni odpowiednie sterowanie wszystkich urządzeń i podsystemów w pojeździe.
- Sekwencja uruchamiania/wyłączania napędu. Funkcja jest realizowana przez falowniki trakcyjne, tworzące podsystem. Sterowanie odbywa się na podstawie sygnałów przesyłanych po magistrali danych przez sterownik główny pojazdu oraz sygnałów sprzętowych otrzymywanych od sterowników rozproszonego systemu sterowania.
- Obsługa trybu parkingowego pojazdu. Tryb parkingowy jest aktywowany automatycznie przez sterownik główny pojazdu. Zapewnia on właściwą pracę poszczególnych urządzeń i podsystemów. W celu zapewnienia spójności pracy pociągu – sygnał jest wysyłany przez pojazd sterujący po magistrali danych pociągu.
- Opóźnienie wyłączenia poszczególnych obwodów do czasu spełnienia warunków wyłączenia. Funkcja jest realizowana przez niezależne podsystemy. System sterowania pojazdu nie wpływa na pracę obwodów podtrzymania w pojeździe.

Grupa algorytmów dotycząca hamulca mechanicznego to:

- Generowanie żądania hamowania. Funkcja realizowana przez tablice pneumatyczną w aktywnym pulpicie pojazdu sterującego. Niezbędne sygnały do pozostałych elementów systemu hamulcowego przesyłane są magistralą danych w obrębie pojazdu, sprzętowo i magistralą danych pociągu w obrębie pociągu.
- Obsługa klocków czyszczących. Funkcja realizowana automatycznie przez podsystem tablic hamulcowych pojazdu. Możliwe jest wywołanie tej funkcji z aktywnego pulpitu maszynisty, przyciskiem umieszczonym na pulpicie.
- Obsługa hamulca pojazdu. Funkcja realizowana przez podsystem tablic hamulcowych pojazdu, połączonych ze sobą niezależną magistralą danych oraz sygnałami sprzętowymi. Podsystem współpracuje ze sterownikiem głównym pojazdu, wymieniając niezbędne informacje z użyciem magistrali danych, oraz przez sygnały sprzętowe, obsługiwane przez rozproszony system sterowania oraz moduły bezpieczeństwa.
- Obsługa hamulca elektropneumatycznego. Funkcja realizowana przez podsystem tablic hamulcowych pojazdu, połączonych ze sobą niezależną magistralą danych oraz sygnałami sprzętowymi. Podsystem współpracuje ze sterownikiem głównym pojazdu, wymieniając niezbędne informacje z użyciem magistrali danych, oraz przez sygnały sprzętowe, obsługiwane przez rozproszony system sterowania oraz moduły bezpieczeństwa.
- Obsługa hamowania nagłego. Funkcja realizowana przez podsystem tablic hamulcowych pojazdu, połączonych ze sobą niezależną magistralą danych oraz sygnałami sprzę-

towymi. Podsystem współpracuje ze sterownikiem głównym pojazdu, wymieniając niezbędne informacje z użyciem magistrali danych, oraz przez sygnały sprzętowe, obsługiwane przez rozproszony system sterowania oraz moduły bezpieczeństwa. Hamowanie nagłe może zostać wdrożone przez sterownik główny pojazdu (na drodze sprzętowej i programowej), a także przez urządzenia zewnętrzne (np. ETCS, SHP).

- Interfejs ze sterownikiem układu hamowania (tablicą pneumatyczną). Funkcja realizowana przez podsystem tablic hamulcowych pojazdu, połączonych ze sobą niezależną magistralą danych oraz sygnałami sprzętowymi. Podsystem współpracuje ze sterownikiem głównym pojazdu, wymieniając niezbędne informacje z użyciem magistrali danych, oraz przez sygnały sprzętowe, obsługiwane przez rozproszony system sterowania oraz moduły bezpieczeństwa.
- Układ przeciwoślizgowy przy hamowaniu mechanicznym. Każdy człon pojazdu wyposażony jest w zewnętrzny podsystem przeciwoślizgowy, działający na wszystkie osie danego członu. Podsystem ten działa autonomicznie. Do sterownika kierowane są niezbędne informacje sprzętowe ze sterownika głównego, za pośrednictwem rozproszonego systemu sterowania. Sam sterownik systemu przeciwoślizgowego przesyła informacje sprzętowe i po magistrali danych, do wykorzystania w sterowniku głównym, a także do wyświetlenia na panelu operatorskim pojazdu.
- Obsługa hamulca magnetycznego w pojeździe. Pojazd posiada hamulec magnetyczny na wózkach tocznych. Praca hamulca magnetycznego sterowana jest przez system hamulcowy pojazdu, z uwzględnieniem sygnałów pochodzących ze sterownika głównego. Możliwe jest wykonanie testu hamulca magnetycznego z wykorzystaniem wirtualnego przycisku na panelu operatorskim. Stan hamulca szynowego jest monitorowany, wszelkie nieprawidłowości zostają wyświetlone na panelu operatorskim, po wykryciu niesprawności przez podsystem hamulcowy lub sterownik główny pojazdu.
- Sterowanie przewodem głównym. Funkcja realizowana przez podsystem tablic hamulcowych pojazdu, połączonych ze sobą niezależną magistralą danych oraz sygnałami sprzętowymi. Podsystem współpracuje ze sterownikiem głównym pojazdu, wymieniając niezbędne informacje z użyciem magistrali danych, oraz przez sygnały sprzętowe, obsługiwane przez rozproszony system sterowania oraz moduły bezpieczeństwa. Niezbędne sygnały do pozostałych elementów systemu hamulcowego są przesyłane sprzętowo i magistralą danych pociągu w obrębie pociągu.
- Sterowanie hamulcem parkingowym. Funkcja realizowana przez podsystem tablic hamulcowych, na żądanie generowane przez sterownik główny pojazdu. Źródłem sygnału dla sterownika głównego pojazdu są przyciski, umieszczone w aktywnej kabinie maszynisty – dla pojazdu sterującego lub dane z magistrali pociągu – dla pojazdu sterowanego.
- Test hamulca. Funkcja realizowana przez podsystem tablic hamulcowych, na żądanie wygenerowane przez sterownik główny pojazdu. Źródłem sygnału dla sterownika głównego jest panel operatorski w aktywnej kabinie maszynisty. Wynik przeprowadzonych prób jest zapisywany w systemie diagnostyki pojazdu.
- Obsługa mostkowania hamulca bezpieczeństwa pasażera. Funkcja realizowana przez podsystem tablic hamulcowych na drodze sprzętowej.

Grupa algorytmów dotycząca napędu spalinowego:

- Kontrola prądu, napięcia, stanu zabezpieczeń, temperatury i innych czujników prądnicy, przyłączonej do silnika spalinowego. Funkcja realizowana przez podsystem zespołu prądotwórczego, posiadający własny kontroler (PLC). Informacje o stanie pracy i diagnostyczne przekazywane są do panelu operatorskiego i sterownika głównego pojazdu. Sterownik główny przesyła te dane po magistrali pociągu.
- Regulacja wzbudzenia prądnicy w zależności od zapotrzebowanej mocy trakcyjnej i obwodów pomocniczych. Funkcja realizowana przez podsystem zespołu prądotwórczego, posiadający własny kontroler (PLC). Informacje o stanie pracy i diagnostyczne przekazywane są do panelu operatorskiego i sterownika głównego pojazdu.
- Regulacja prędkości obrotowej silnika w zależności od zapotrzebowania, z uwzględnieniem prawidłowego zużycia paliwa, emisji spalin i żywotności silnika. Funkcja realizowana przez podsystem zespołu prądotwórczego, posiadający własny kontroler (PLC). Informacje o stanie pracy i diagnostyczne przekazywane są do panelu operatorskiego i sterownika głównego pojazdu.
- Rozruch i gaszenie silników spalinowych w pociągu. Funkcja realizowana przez podsystem zespołu prądotwórczego, posiadający własny kontroler (PLC). Żądanie rozruchu/zatrzymania silnika jest generowane przez sterownik główny pojazdu, na podstawie sygnałów otrzymywanych z przycisków w aktywnej kabinie maszynisty (w pojeździe sterującym) lub na podstawie sygnałów otrzymywanych po magistrali danych pojazdu (w pojeździe sterowanym).
- Kontrola prędkości obrotowej, temperatury, ciśnienia i innych czujników silnika spalinowego. Funkcja realizowana przez podsystem zespołu prądotwórczego, posiadający własny kontroler (PLC). Informacje o stanie pracy i diagnostyczne przekazywane są do panelu operatorskiego i sterownika głównego pojazdu.
- Załączanie/wyłączanie prądnic w pociągu. Funkcja realizowana przez podsystem zespołu prądotwórczego, posiadający własny kontroler (PLC). Żądanie rozruchu/zatrzymania silnika jest generowane przez sterownik główny pojazdu, na podstawie sygnałów wypracowywanych wewnętrznie (w pojeździe sterującym) lub na podstawie sygnałów otrzymywanych po magistrali danych pojazdu (w pojeździe sterowanym).

Grupa algorytmów dotycząca obwodu głównego:

- Sterowanie wyłącznikiem szybkim i innymi jego funkcjami na żądanie maszynisty. Pojazd wyposażony jest w wyłącznik szybki, wykorzystywany wyłącznie w trybie jazdy z wykorzystaniem sieci trakcyjnej. Funkcja sterowania zostanie zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu. Sterowanie odbywać się będzie na drodze sprzętowej, z wykorzystaniem sterowników rozproszonego systemu sterowania. Maszynista ma możliwość sterowania manualnego wyłącznikiem szybkim za pomocą przycisku, umieszczonego na pulpicie. Sterownik główny pojazdu sterującego będzie generować niezbędne dane sterujące do wysłania po magistrali pociągu. Informacje do sterowania wyłącznikiem szybkim w pojazdach sterowanych zostaną przesłane po magistrali danych pociągu. Pojazd sterowany prześle dane diagnostyczne dotyczące wyłącznika szybkiego po magistrali pociągu. Informacje diagnostyczne dotyczące stanu wyłącznika szybkiego będą wyświetlane na panelu operatorskim.

- Nadzorowanie uziemiaczy i odłączników. Funkcja sterowania częściowo zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu, częściowo jest realizowana poza systemem sterowania pojazdu (sterowanie uziemiaczy - ręczne). Stan odłączników i uziemiaczy jest wyświetlany na panelu operatorskim, za pośrednictwem sterowników rozproszonego systemu sterowania i sterownika głównego. Informacje te przesyłane są również po magistrali danych pociągu.
- Obliczenie zużycia energii. Funkcja zaimplementowana w podsystemie, obejmującym licznik energii pobieranej i oddawanej z/do sieci trakcyjnej. Podsystem licznika energii elektrycznej komunikuje się niezależnie (komunikacja GSM) z serwerami. Jednocześnie zapewnione są niezbędne informacje diagnostyczne, przesyłane po magistrali danych CAN do sterownika głównego. Dane te są również wyświetlane na panelu operatorskim.
- Napięcie i prąd trakcyjny i ograniczenie mocy wynikające z trakcji. Funkcja zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu. Informacje o napięciu i prądzie trakcyjnym otrzymywane będą od zewnętrznych podsystemów (wyłącznik szybki, falowniki trakcyjne). Informacje o ograniczeniu mocy pochodzą będą z podsystemu ECTS.
- Sterowanie odbierakami w pociągu. Funkcja zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu. Pojazd posiada dwa odbieraki na skrajnych członach. Podnoszeniem/opuszczaniem odbieraków w pojeździe steruje maszynista za pomocą przełącznika w aktywnej kabinie. Sterownik główny pojazdu sterującego wysyła niezbędne informacje po magistrali pociągu. Realizację wykonawczą funkcji zapewnia podsystem tablic hamulcowych. Informacje o stanie odbieraków w pojeździe i pociągu są wyświetlane na panelu operatorskim.
- Wybór właściwego systemu zasilania. Funkcja zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu. Zapewnia właściwe przełączenie styczników przy zmianie trybu pracy pojazdu spalinowy/elektryczny. Zmiana trybu pracy wywołwana jest przez maszynistę, za pomocą przełącznika w aktywnej kabinie. Informacja ta jest również przesyłana po magistrali pociągu do pojazdów sterowanych.

Grupa algorytmów dotycząca bezpieczeństwa:

- System wykrywania pożaru – wykrywa dym lub ogień w pojeździe i aktywuje system alarmowy. Funkcja zaimplementowana w podsystemie wykrywania i gaszenia pożaru pojazdu. Podsystem stanowi niezależny obwód, umożliwiający wykrywanie pożaru we wszystkich strefach pojazdu, a także gaszenie przedziałów zespołów prądotwórczych. W przypadku wykrycia pożaru w strefie nie gaszonej, maszynista zostaje poinformowany o tym na panelu operatorskim. W przypadku wykrycia pożaru w strefie gaszonej, istnieje możliwość ręcznego wyzwolenia gaszenia przez przycisk na pulpicie maszynisty. Sterownik główny systemu sterowania pojazdu otrzymuje informacje po magistrali danych CAN od sterownika głównego podsystemu.
- Monitoring wibracji, temperatury, itp. na wózkach pojazdu. Funkcja implementowana w sterowniku głównym pojazdu. Sterownik główny kontroluje temperaturę maźnic na wszystkich osiach pojazdu. Informacja jest przesyłana do sterownika głównego ze sterowników rozproszonego systemu sterowania po magistrali danych CAN.

- Wyłączenie pojazdu w razie niebezpieczeństwa. Funkcja zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu oraz na drodze sprzętowej. Funkcja zapewnia sprzętowo realizację hamowania nagłego.
- Gaszenie pożaru na pojeździe. Funkcja zaimplementowana w podsystemie wykrywania i gaszenia pożaru pojazdu. Podsystem stanowi niezależny obwód, umożliwiający wykrywanie pożaru we wszystkich strefach pojazdu, a także gaszenie przedziałów zespołów prądotwórczych. W przypadku wykrycia pożaru w strefie nie gaszonej, maszynista zostaje poinformowany o tym na panelu operatorskim. W przypadku wykrycia pożaru w strefie gaszonej, istnieje możliwość ręcznego wyzwolenia gaszenia przez przycisk na pulpicie maszynisty. Sterownik główny systemu sterowania pojazdu otrzymuje informacje po magistrali danych CAN od sterownika głównego podsystemu.
- Interfejs do rejestratora zdarzeń i systemu logowania danych. Funkcja realizowana w sterowniku głównym pojazdu. Sterownik przygotowuje dane dla rejestratora zdarzeń (prędkościomierza rejestrującego) oraz systemu logowania danych. Dane te są przesyłane za pomocą magistrali danych CAN.
- Światła czołowe i tylne, inne światła sygnałowe. Funkcja zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu. Żądanie ustawienia właściwej kombinacji świateł generowane jest przez przełączniki w aktywnej kabinie maszynisty. Sterownik główny, w zależności od konfiguracji pociągu, przesyła dane do sterowników rozproszonego systemu sterowania w celu załączenia żądanej kombinacji świateł. Dane te przesyłane są również po magistrali pociągu. Na panelu operatorskim wyświetlana jest informacja o załączonych światłach, a także stany awaryjne.
- Interfejs do zewnętrznych systemów pomiaru prędkości. Funkcja zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu. Informacje są przesyłane po magistrali danych CAN od podsystemów ECTS, prędkościomierza rejestrującego oraz sterowników układu przeciwoślizgowego.
- Aktywacja sygnału dźwiękowego. Funkcja realizowana sprzętowo, poza systemem sterowania pojazdu. Sygnał dźwiękowy aktywowany jest przełącznikiem z aktywnej kabiny maszynisty.
- System sprawdzający czujność maszynisty. Funkcja zaimplementowana w prędkościomierzu rejestrującym, podsystemie ETCS oraz obwodzie SHP.
- Urządzenie dźwiękowe lub świetlne dla ostrzeżenia maszynisty. Funkcja zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu. Sterownik główny, za pośrednictwem sterowników rozproszonego systemu sterowania, steruje sygnalizatorami akustycznymi w kabinach maszynisty.

Grupa algorytmów dotycząca sterowania trakcją:

- Przetwarzanie parametrów trakcyjnych pociągowej/hamowania w różnych stanach pojazdu/ pociągu, z uwzględnieniem ramp narastających i opadających (ograniczenie szarpnięć). Funkcja zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu. Dane wyjściowe przekazywane są do innych algorytmów z grupy „Z” wewnątrz sterownika głównego. Dane wejściowe pochodzą również z innych algorytmów grupy „Z” wewnątrz sterownika głównego.

-
- Sterowanie i monitoring stanu przekształtników trakcyjnych. Funkcja zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu oraz podsystemie falowników trakcyjnych. W zależności od danych otrzymanych lokalnie (w przypadku identyfikacji pojazdu jako sterujący) lub otrzymanych z magistrali pociągu (w przypadku pojazdu sterowanego) sterownik główny zapewni przekazanie niezbędnych danych do podsystemu falowników trakcyjnych za pośrednictwem magistrali danych pojazdu (CAN), oraz na drodze sprzętowej (w przypadku sygnałów bezpieczeństwa). Dane diagnostyczne będą wyświetlane na panelu operatorskim. Dane sterujące i diagnostyczne przesyłane będą również po magistrali danych pociągu.
 - Sterowanie kierunkiem jazdy pojazdu i pociągu. Funkcja zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu. Źródłem sygnału dla sterownika głównego pojazdu są przyciski, umieszczone na pulpicie w aktywnej kabinie maszynisty – dla pojazdu sterującego lub dane z magistrali pociągu – dla pojazdu sterowanego.
 - Generacja żądania prędkości dla regulacji prędkości. Funkcja zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu. Źródłem sygnału dla sterownika głównego pojazdu jest manipulator tempomatu, umieszczony na pulpicie w aktywnej kabinie maszynisty – dla pojazdu sterującego lub dane z magistrali pociągu – dla pojazdu sterowanego. Dane sterujące przesyłane będą po magistrali danych pociągu między pojazdami.
 - Generowanie zapotrzebowania na siłę hamowania trakcyjnego. Funkcja zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu. Źródłem sygnału dla sterownika głównego pojazdu jest manipulator jazdy i hamulca ED, umieszczony na pulpicie w aktywnej kabinie maszynisty – dla pojazdu sterującego lub dane z magistrali pociągu – dla pojazdu sterowanego. Dane z manipulatora przesyłane są do sterownika głównego za pośrednictwem magistrali pojazdu (CAN). Dane sterujące przesyłane będą również po magistrali danych pociągu między pojazdami.
 - Kontrola przyczepności elektrycznej. Funkcja zaimplementowana w podsystemie sterownika przeciwpoślizgowego, współpracującego z podsystemem falowników trakcyjnych. Współpraca odbywa się po magistrali danych pojazdu (CAN). Dane diagnostyczne będą wyświetlane na panelu operatorskim, za pośrednictwem magistrali danych pojazdu (CAN).
 - Nadzór nad napięciem, prądem, temperaturą, itp. silników trakcyjnych. Funkcja zaimplementowana w podsystemie falowników trakcyjnych. Sterownik główny otrzymuje od tego podsystemu niezbędne informacje za pośrednictwem magistrali danych pojazdu (CAN). Niezależnie od tego, dane diagnostyczne będą wyświetlane na panelu operatorskim, za pośrednictwem magistrali danych pojazdu (CAN).
 - Odczyt zadanej przez maszynistę średnicy kół i jej zapamiętanie. Funkcja zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu. Wartość średnicy kół jest wprowadzana na panelu operatorskim, oddzielnie dla każdego pojazdu. Wartość ta zostaje zapamiętana w sterowniku głównym pojazdu.
 - Zapobieganie stoczeniu się pociągu. Funkcja zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu. Sterownik główny pojazdu sterującego monitoruje stan pociągu i zapewnia przeciwdziałanie w przypadku wykrycia staczania się pojazdu. Jednocześnie infor-

macje te przesyłane są do magistrali danych pociągu, w celu wdrożenia analogicznego działania przez sterowniki główne pojazdów sterowanych.

- Sterowanie hamulcem pomocniczym (zapasowym). Funkcja realizowana przez podsystem tablic hamulcowych pojazdu, połączonych ze sobą niezależną magistralą danych oraz sygnałami sprzętowymi. Podsystem współpracuje ze sterownikiem głównym pojazdu, wymieniając niezbędne informacje z użyciem magistrali danych, oraz przez sygnały sprzętowe, obsługiwane przez rozproszony system sterowania oraz moduły bezpieczeństwa. Niezbędne sygnały do pozostałych elementów systemu hamulcowego są przesyłane sprzętowo i magistralą danych pociągu w obrębie pociągu.
- Obliczenia prędkości pociągu, pojazdu i osi, z uwzględnieniem korekcji średnicy kół. Funkcja zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu. Dane wejściowe pochodzą również z innych algorytmów grupy „Z” wewnątrz sterownika głównego oraz od zewnętrznych podsystemów (falowniki, prędkościomierz rejestrujący). Dane wyjściowe przekazywane są do innych algorytmów z grupy „Z” wewnątrz sterownika głównego, a także wyświetlanie na panelu operatorskim.
- Sterowanie układem automatycznego zadawania jazdy i hamowania (tempomatem). Funkcja zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu. Dane wyjściowe przekazywane są do innych algorytmów z grupy „Z” wewnątrz sterownika głównego. Dane wejściowe pochodzą również z innych algorytmów grupy „Z” wewnątrz sterownika głównego.
- Określenie niezbędnej siły trakcyjnej/hamującej do utrzymania określonej prędkości, ograniczenie maksymalnego przyspieszenia. Funkcja zaimplementowana w sterowniku głównym pojazdu. Dane wyjściowe przekazywane są do innych algorytmów z grupy „Z” wewnątrz sterownika głównego. Dane wejściowe pochodzą również z innych algorytmów grupy „Z” wewnątrz sterownika głównego.

W rozdziale przedstawiono założenia dla wybranych kilku kluczowych układów pasażerskiego pojazdu szynowego: biegowego, pneumatycznego i sterowania. Podobna praca została wykonana wobec pozostałych układów, których integracja pozwoli na zbudowanie pojazdu o oczekiwanej przez Przewoźników funkcjonalności, parametrach technicznych i spełniającego wszelkie wymagania, a w efekcie bezpiecznego dla obsługi i eksploatacji oraz przyjaznego pasażerom.

8. Wnioski końcowe

Wniosek ogólny

Opracowano autorską koncepcję innowacyjnego lekkiego pojazdu kolejowego z napędem spalinowo-elektrycznym oraz zaproponowano innowacyjne systemy rozwiązań układów napędowych i sterowania.

Wnioski metodyczne

Skuteczność całego procesu była zależna od przyjętego schematu działania, gwarantującego powstanie poprawnego technicznie, wykonalnego, spełniającego założenia funkcjonalne oraz pozwalającego na bezpieczną i ekonomicznie uzasadnioną eksploatację pojazdu.

Przyjęta metoda, która może być zastosowana dla innych podobnych konstrukcji lekkich pojazdów szynowych z hybrydowymi układami napędowymi powinna się składać się z kilku etapów:

- dokonania przeglądu istniejących rozwiązań napędów w obecnie eksploatowanych pojazdach szynowych,
- określenia podstawowych parametrów pojazdu,
- wytypowania krytycznych, z punktu widzenia ich osiągnięcia, elementów pojazdu, jakim jest silnik spalinowy, napędzający prądnicę trakcyjną, które razem stanowią agregat prądotwórczy,
- opracowania kryteriów jego poprawnego doboru, a następnie przeprowadzenia analiz, których rezultaty potwierdzą ich spełnienie,
- wykonania badań symulacyjnych, związanych z wytrzymałością oraz układem biegowym rozwiązań konstrukcyjnych, które z punktu widzenia budowy pojazdu kolejowego są krytyczne i potwierdzą ich poprawność,
- przedstawienie wybranych założeń i rozwiązań konstrukcyjnych, dotyczących układu pneumatycznego oraz sterowania pojazdem.

Wnioski szczegółowe

W efekcie tych prac powstała i została potwierdzona badaniami symulacyjnymi koncepcja pojazdu, który wyposażony jest w:

- agregaty prądotwórcze napędzane silnikami spalinowymi spełniającymi normy emisji spalin na poziomie Stage V,
- 2 silniki spalinowe o mocy łącznej 800 kW dla pojazdu 2-członowego zapewniające osiągnięcie prędkości maksymalnej 120 km/h i średnie przyspieszenie $0,57 \text{ m/s}^2$ (w zakresie prędkości od 0 do 50 km/h na torze prostym, poziomym, w stanie ładownym),
- 2 silniki spalinowe o mocy łącznej 900 kW dla pojazdu 3-członowego zapewniające osiągnięcie prędkości maksymalnej 90 km/h i średnie przyspieszenie $0,4 \text{ m/s}^2$ (w zakresie prędkości od 0 do 50 km/h na torze prostym, poziomym, w stanie ładownym),
- dostępną przestrzeń do zabudowy 2 agregatów prądotwórczych co podniesie poziom jego niezawodności i gotowości do eksploatacji,
- hamulec elektrodynamiczny jako hamulec podstawowy w trakcji elektrycznej i spalinowej, co pozwoli na ograniczenie zużycia elementów ciernych hamulca pneumatycz-

nego oraz oszczędność energii dzięki jej rekuperacji podczas hamowania (w trakcji elektrycznej),

- wózek napędny i toczny w każdym członie, dzięki czemu liczba osi napędnych wyniesie zawsze 50% i możliwe będzie wykorzystanie pełni możliwości napędu oraz hamulca elektrodynamicznego niezależnie od liczby członów.

Wnioski wdrożeniowe

Efekty tych prac badawczo-rozwojowych są początkiem dla dalszych działań polegających na skonstruowaniu całkowicie nowego, innowacyjnego pasażerskiego pojazdu szynowego. Określenie „innowacyjny” oznacza, że elektryczno-spalinowy pasażerski pojazd kolejowy, będący obiektem badawczym niniejszej pracy, będzie odpowiedzią na związane z większą świadomością ekologiczną potrzeby rynkowe, nie tylko w Polsce, ale i w Europie. Pozwoli bowiem, dzięki wdrożeniu dotychczas niestosowanego sposobu eksploatacji, polegającego na łączeniu tras zelektryfikowanych i nieelektryfikowanych bez konieczności zmiany pojazdu, na nowe możliwości przewozowe.

Potwierdzeniem tego jest fakt, że w H. Cegielski – Fabryka Pojazdów Szynowych Sp. z o.o. powstaje współfinansowany przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju prototyp dwuczłonowego elektryczno-spalinowego pojazdu, którego oczekiwana przez Przewoźników Kolejowych premiera jest przewidziana na wrzesień 2021 r. a pojazd trzyczłonowy ma powstać do końca 2021 r.

Wnioski perspektywiczne

Dzięki modułowości, zapewnieniu odpowiednich przestrzeni do zabudowy, zastosowaniu uniwersalnej, odpowiedniej dla wielu źródeł energii przekładni elektrycznej, możliwy jest dalszy rozwój konstrukcji pojazdu. W pierwszej kolejności może on być ukierunkowany na obniżenie kosztów eksploatacji, przez stosowanie odpowiednich akumulatorów magazynujących energię z hamowania silnikami trakcyjnymi, którą następnie można wykorzystać podczas rozruchu lub do poruszania się na napędzie elektrycznym przy braku dostępu do trakcji elektrycznej.

Wiele regionów i państw pracuje również nad strategiami wodorowymi, których istotną częścią jest transport. Kolejnym krokiem, może być więc zastosowanie wodorowego układu zasilania, jako źródła energii zastępującego silniki spalinowe zachowując możliwość, w celu obniżenia kosztów eksploatacji, zasilania również z sieci trakcyjnej (najbardziej uczęszczane szlaki kolejowe są w całej Europie zelektryfikowane). Pojazd taki byłby innowacyjny na skalę co najmniej europejską, jednocześnie będąc zdolnym do prowadzenia całkowicie bezemisyjnej, przyjaznej dla środowiska naturalnego eksploatacji. Zarówno polscy, jak i europejscy przewoźnicy zgłaszają zapotrzebowanie na takie pojazdy, a zamówienia pojazdów tylko z wodorowym układem zasilania są planowane (Polska) lub w trakcie realizacji (Europa).

Literatura

- [1] Agenda badawcza programu sektorowego INNOTABOR. Innowacyjny tabor szynowy do przewozów pasażerskich, towarowych i specjalnego przeznaczenia. Warszawa 2016.
- [2] Andersson E., Berg M., Stichel S., Rail vehicle dynamics. Centre of Research and Education in Railway Engineering, Railway Group KTH, 2014.
- [3] Barna G., Durzyński Z., Struktura rozproszonego systemu mikroprocesorowego sterowania zespołem trakcyjnym. Technika Transportu Szynowego, 3, 2008.
- [4] Cho J.G., Koo J.S., Jung H.S., A lightweight design approach for an EMU carbody using a material selection method and size optimization. Journal of Mechanical Science and Technology, 30 (2), 2016, 673–681.
- [5] Council Directive 88/77/EEC of 3 December 1987 on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against the emission of gaseous pollutants from diesel engines for use in vehicles. OJ L36, 9.02.1988.
- [6] Czerwiński J., Dobrowolski P., Jakuszko W., Michalak P., Możliwości zmiany istotnych dla środowiska parametrów eksploatacyjnych spalinowych lokomotyw 6-osioowych przez modernizację zespołów. Pojazdy Szynowe, 4, 2015.
- [7] D'Ovidio G., Carpenito A., Masciovecchio C., Ometto A., Preliminary analysis on advanced technologies for hydrogen light-rail train application in sub-urban non electrified routes. National Scientific Seminar SIDT. Politecnico Di Bari, 2017.
- [8] Directive 2005/55/EC of the European Parliament and of the Council of 28 September 2005 on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against the emission of gaseous and particulate pollutants from compression-ignition engines for use in vehicles, and the emission of gaseous pollutants from positive-ignition engines fuelled with natural gas or liquefied petroleum gas for use in vehicles. OJ L 275, 20.10.2005.
- [9] Directive 97/68/EC of the European Parliament and of the Council of 16 December 1997 on the approximation of the laws of the Member States relating to measures against the emission of gaseous and particulate pollutants from internal combustion engines to be installed in non-road mobile machinery. OJ L 59/1, 27.2.1998.
- [10] Durzyński Z., Pachołek M, Cichy R., The premisses for adapting tram for driving on various types of track in an urban agglomeration. Pojazdy Szynowe, 4, 2017.
- [11] DVS 1612. Program badań wagonów towarowych z podwoziem i pudłem ze stali, nadających się do zabudowy automatycznego sprzęgu ciągnowo-zderznego oraz wózków z ramą stalową. Wydanie 8. Utrecht, 1997.
- [12] Dyrektywa 2004/26/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 21 kwietnia 2004 zmieniająca dyrektywę 97/68/WE w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do środków dotyczących ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych z silników spalinowych montowanych w maszynach samojedźnych nieporuszających się po drogach. Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej L146/1.

-
- [13] ERRI B12/Rp 17 wydanie 8. Program badań wagonów towarowych z podwoziem i pudłem ze stali, nadających się do zabudowy automatycznego sprzęgu ciągnikowo-zderznego oraz wózków z ramą stalową. Wydanie 8. Utrecht, 1997.
- [14] Graff M., Pojazdy z napędem spalinowym dla ruchu regionalnego w Polsce. Technika Transportu Szynowego, 21, 2014.
- [15] Graff M., Rozwój systemu kolei miejskiej w Warszawie. Technika Transportu Szynowego, 27, 2020.
- [16] Graff M., Spalinowe wagony i zespoły trakcyjne w obsłudze ruchu regionalnego w Polsce. Technika Transportu Szynowego, 23, 2016.
- [17] Grote K.H., Antonsson E.K., Springer handbook of mechanical engineering, Springer Science & Business Media, 10, 2009, 1025–1026.
- [18] Jednostkowy raport roczny PKP Cargo S.A. za rok 2019. <https://www.pkpcargo.com> (dostęp 2021.01.25).
- [19] Kang S.G., Shin K.B., Ko T.H., You W.H., Lightweight design of car bodies for double deck high speed trains. Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, 24, 2015, 177–185.
- [20] Krajowy Program Kolejowy do 2023 r. Uchwała nr 162/2015 Rady Ministrów z dnia 15 września 2015 r. w sprawie ustanowienia Krajowego Programu Kolejowego do 2023 r.
- [21] 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 2015.
- [22] Kuczek T., Szachniewicz B., Topology optimisation of railcar composite structure. International Journal of Heavy Vehicle Systems (IJHVS), 22 (4), 2015, 375–385.
- [23] Lenz M., Powertrains and fuels for locomotives. Electro-Motive Diesel, NAFTA-NEXT, 2014.
- [24] Magoń H., Linia do Czech przez Szklarską Porębę; http://jbc.jelenia-gora.pl/Content/22054/magon_linia_czechy.pdf (dostęp: 2020.10.11).
- [25] Marciniak Z., Przegląd lekkich wielocłonowych pojazdów szynowych z napędem spalinowo-elektrycznym. Pojazdy Szynowe, 2, 2006.
- [26] Massel A., Wpływ stanu infrastruktury i jakości oferty przewozowej na rozwój kolejowych przewozów pasażerskich – przykład Dolnego Śląska. Technika Transportu Szynowego, 25, 2018.
- [27] Merkisz J., Lijewski P., Fuć P., Siedlecki M., Ziolkowski A.: Development of the methodology of exhaust emissions measurement under RDE (Real Driving Emissions) conditions for non-road mobile machinery (NRMM) vehicles. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 148, 2016.
- [28] Merkisz J., Pielecha I., Alternatywne napędy pojazdów. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2006.

-
- [29] Michalak P., Jakuszko W., Czerwiński J., Projekt lokomotywy 19D jako podstawa wersja platformy zmodernizowanych lokomotyw serii SM48 i ST44. Międzynarodowa Konferencja Naukowa „Najnowsze technologie w transporcie szynowym”, Józefów k. Warszawy 2015.
- [30] Nehrlich I., Steiner E., Ortsdifferenziere Standards zulässigen Schienenverschleißes, Teil 1. ZEVrail, 2020.
- [31] Od poniedziałku mniej pociągów na trasie Poznań-Piła! <https://www.eoborniki.pl/informacje/lokalne/11949-od-poniedzialku-mniej-pociagow-na-trasie-poznan-pila.html> (dostęp: 2020.12.25).
- [32] Orlova A., Boronenko Y., The anatomy of railway vehicle running gear. In: Iwnicki S. (ed.), Handbook of railway vehicle dynamics, Boca Raton: CRC Press, 2006, 39–83.
- [33] PN-EN 10025-2:2005(U). Wyroby walcowane na gorąco ze stali konstrukcyjnych – Część 2: Warunki techniczne dostawy stali niestopowych.
- [34] PN-EN 12663-1+A1:2014. Kolejnictwo. Wymagania konstrukcyjno-wytrzymałościowe dotyczące pudeł kolejowych pojazdów szynowych. Część 1: Lokomotywy i tabor pasażerski (i metoda alternatywna dla wagonów towarowych).
- [35] PN-EN 13749:2011. Kolejnictwo. Zestawy kołowe i wózki – Metody określania wymagań konstrukcyjnych dla ram wózków.
- [36] PN-EN 13906-1:2013. Sprężyny śrubowe walcowe z drutu lub pręta okrągłego. Obliczenia i konstrukcja. Część 1: Sprężyny naciskowe.
- [37] PN-EN 14363:2007. Kolejnictwo. Badania właściwości dynamicznych pojazdów szynowych przed dopuszczeniem do ruchu. Badanie właściwości biegowych i próby stacyjne.
- [38] PN-EN 15085-1+A1:2013. Kolejnictwo. Spawanie pojazdów szynowych i ich części składowych.
- [39] PN-EN 15273-2+A1:2017. Kolejnictwo. Skrajnia. Część 2: Skrajnia pojazdów szynowych.
- [40] PN-EN IEC 61375. Elektroniczne wyposażenie kolejowe. Sieć łączności pociągu (TCN).
- [41] Radomski M., Pociągi wodorowe na polskich torach? To możliwe już w 2022 roku, ale do rozwiązania jest kilka problemów; <https://fleetguru.eu/pl/biznes> (dostęp 2021.03.12).
- [42] Reif K., Dietsche K.H., Automotive handbook, Published by: Robert Bosch GmbH. Business Division Automotive Aftermarket 2014.
- [43] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2016/1628 z dnia 14 września 2016 r. w sprawie wymogów dotyczących wartości granicznych emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych oraz homologacji typu w odniesieniu do silników spalinowych wewnętrznego spalania przeznaczonych do maszyn mobilnych nieporuszających się po drogach, zmieniające rozporządzenia (UE) nr 1024/2012 i (UE) nr 167/2013 oraz zmieniające i uchylające dyrektywę 97/68/WE.

-
- [44] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) nr 1024/2012 z dnia 25 października 2012 r. w sprawie współpracy administracyjnej za pośrednictwem systemu wymiany informacji na rynku wewnętrznym i uchylające decyzję Komisji 2008/49/W.
- [45] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) nr 167/2013 z dnia 5 lutego 2013 r. w sprawie homologacji i nadzoru rynku pojazdów rolniczych i leśnych.
- [46] Sobczak P., Analiza strukturalna sieci transportowej Kolei Mazowieckich. Zeszyty Naukowe, Organizacja i Zarządzanie, Politechnika Śląska, 2017.
- [47] Sobczak P., Analiza strukturalna sieci transportowej Kolei Wielkopolskich. Studia Miejskie, 30, 2018, 57–70.
- [48] Spalinowo-elektryczna rewolucja w połączeniach regionalnych? Rynek Kolejowy, 9, 2017.
- [49] Spiriyagin M., Wolfs P., Cole C., Spiriyagin V., Sun Y.Q., McSweeney T., Design and simulation of heavy haul locomotives and trains. CRS Press, 2017.
- [50] Sprawozdanie z oceny kątów obrotu wózka względem nadwozia w autobusie szynowym 227M (materiały niepublikowane).
- [51] Tabor kolejowy przewoźników towarowych – stan obecny i plany do 2023 r. <https://utk.gov.pl> (dostęp 2021.01.18).
- [52] Terczyński P., Pojazdy spalinowe w ruchu regionalnym na sieci PKP. Technika Transportu Szynowego, 14, 2008, 26–36.
- [53] Uchwała nr 110/2019 Rady Ministrów z dnia 17 września 2019 r. zmieniająca uchwałę w sprawie ustanowienia Krajowego Programu Kolejowego do 2023 r.
- [54] UIC 556. Transmisja informacji w pociągu (magistrala pociągu).
- [55] Urząd Transportu Kolejowego: Podsumowanie 2020. Przewozy pasażerskie i towarowe. Warszawa 2021.
- [56] Urząd Transportu Kolejowego: Tabor Kolejowy 2019. Warszawa 2020.
- [57] Wennberg D., Stichel S., Multi-functional design of a composite high-speed train body structure. Structural and Multidisciplinary Optimization, 50, 2014, 475–488.
- [58] Worldwide harmonized heavy duty emissions certification procedure. Exhaust Emissions Measurement ISO Summary report. Geneva 2010.
- [59] Wstępna analiza zarysu skrajni autobusu szynowego typu 227M (materiały niepublikowane).
- [60] www.ilostan.forumkolejowe.pl/ (dostęp: 2020.12.26).
- [61] www.mtu-online-shop.com (dostęp: 2020.12.29).
- [62] www.rajzypoglajzach.files.wordpress.com/2014/05/p1020981.jpg (dostęp 2020.12.25).
- [63] www.transportszynowy.pl/ezt36wea.php (dostęp 2021.02.10).
- [64] Yao K., Yang Y., Li H., Material characterization of a multi-cavity composite structure for the bogie frame of urban maglev train. Composites Part B: Engineering, 99, 2016, 277–287.

Study of New Solutions for Drive and Control Systems for Light Rail Vehicles

Abstract

The dissertation concerns the development of design solutions for a passenger diesel-electric rail vehicle, creating new transport possibilities by implementing a previously unused method of its operation. The constraints imposed on passenger carriers related to the infrastructure condition make it is often impossible to service passenger rail connections that would otherwise be economically viable. Current trends in the use of (different types of) passenger rolling stock in regional traffic, as a result of only some of the used railway lines being electrified (these lines generally meet higher standards – including a higher speed limit value), while other parts remain in some part non-electrified, mean that the only viable way to service such a rail connection is by using vehicles equipped with internal combustion engines.

The currently used diesel rail vehicles can be replaced with an alternative such as a light rail bus with a hybrid drive system (i.e. both diesel and electric drive), which has the ability to operate on both electrified and non-electrified lines. In addition, introducing a light diesel-electric rail bus would enable rail carriers to begin servicing completely new routes and connections, thanks to its ability to travel through routes in bad technical condition, which were previously closed off to conventional trains. Therefore, it should become possible to provide faster service between the existing connections, to reactivate some of the old connections, as well as to plan the implementation of new ones, which is generally associated with increased financial revenues. Another advantage of the described vehicle is the possible reduction of travel times on selected rail routes thanks to the vehicle being able to travel at higher speeds on electrified sections of the route. Taking the above into account, the requirements of the new vehicle were developed and defined, using design solutions that were innovative in relation to the rolling stock currently in use, such as: the ability to operate on electrified and non-electrified track sections, using an electric transmission (engine + traction gear), using two propulsion systems (combustion engine + traction electric motor) which will raise the level of reliability of the rail bus as well as its operational readiness. Additionally, a driving and rolling trolley have been used in each section, thanks to which the number of driving axles is always 50%, thus making it possible to use the vehicle drive option regardless of the number of sections in the set. Some other innovative solutions implemented included: making it possible to use the electrodynamic brake for both electric and combustion powered driving, energy savings in electric driving mode thanks to braking energy recuperation systems, reduction of fuel consumption in diesel driving mode by employing an engine load algorithm working based on the power demand changes in real time.

The development of such new solutions required analyzes to be performed, including establishing the vehicle power balance, determining of the characteristics which define the vehicle traction capabilities, determining the normative requirements that must be met for vehicle approval procedures, developing an integrated controller unit for the combustion engine and traction generator, analyzing the mechanical installation of the generators, analyzing the weight and size dimensions of the generators as well as the analysis of service availability.

The work was carried out based on the experience obtained as a result of research and development projects that the PhD student has been involved with for over a decade.

The paper contains analyzes concerning the need to develop a passenger vehicle design that would allow for it to operate on railway connections that are equipped with electric traction as well as without it. The results of the research work performed can be used to create an entire family of passenger rail vehicles. In the dissertation analyzes were performed to determine the vehicle configuration, the installation method of the combustion power generators, and the selection of the internal combustion engine and the parameters of the traction generator. The multidirectional analyzes and design solutions of a passenger vehicle constitute a unique and innovative approach to the subject explored in this study.