



WYDZIAŁ INŻYNIERII LĄDOWEJ I TRANSPORTU

mgr inż. Krzysztof Łukaszewski

ROZPRAWA DOKTORSKA

**BADANIA SYMULACYJNE ORAZ OCENA UKŁADU
BIEGOWEGO POJAZDU SZYNOWO-DROGOWEGO**

Promotor: prof. dr hab. inż. Franciszek Tomaszewski
Promotor pomocniczy: dr inż. Sylwin Tomaszewski

POZNAŃ 2023

SPIS TREŚCI

STRESZCZENIE	2
ABSTRACT	4
WPROWADZENIE	6
1. ANALIZA STANU WIEDZY	8
1.1. Pojazdy szynowo-drogowe	8
1.2. Symulacje właściwości biegowych pojazdów szynowych.....	21
1.3. Podsumowanie przeglądu literatury	30
2. CEL I ZAKRES PRACY	32
2.1. Geneza tematu	32
2.2. Cel pracy.....	32
3. METODYKA BADAŃ	35
3.1. Opis obiektu badań	35
3.2. Model symulacyjny pojazdu.....	41
3.3. Warianty badawcze pojazdu	48
3.4. Scenariusze badań.....	51
3.4.1. Badanie stabilności biegu i wyznaczenie prędkości krytycznej	52
3.4.2. Ocena biegu po łuku toru.....	53
3.4.3. Ocena bezpieczeństwa przed wykolejeniem na torze wichrowatym	55
3.5. Podsumowanie metodyki badań	61
4. WYNIKI BADAŃ	63
4.1. Wyznaczenie rozkładu nacisków kół	63
4.2. Badanie stabilności biegu i wyznaczenie prędkości krytycznej	64
4.3. Ocena biegu po łuku toru.....	69
4.4. Ocena bezpieczeństwa przed wykolejeniem na torze wichrowatym.....	115
4.5. Podsumowanie badań symulacyjnych	120
5. WERYFIKACJA MODELU SYMULACYJNEGO	125
PODSUMOWANIE I WNIOSKI	127
LITERATURA	134

BADANIA SYMULACYJNE ORAZ OCENA UKŁADU BIEGOWEGO POJAZDU SZYNOWO-DROGOWEGO

STRESZCZENIE

Praca swoim zakresem obejmuje zagadnienia związane z wpływem konstrukcji układu biegowego pojazdu szynowo-drogowego na rozkład sił styku koła z szyną który jest wykorzystywany do oceny właściwości biegowych.

Przegląd literatury zawiera publikacje naukowe w których jako obiekt badań wskazano pojazd szynowo-drogowy oraz publikacje dotyczące właściwości biegowych pojazdów szynowych. Autor wskazał na brak publikacji opisujących właściwości biegu pojazdów szynowo-drogowych lub pojazdów konstrukcyjnie podobnych do analizowanego pojazdu.

Celem pracy jest ocena właściwości biegowych pojazdu szynowo-drogowego o niestandardowej konstrukcji układu biegowego podczas przemieszczania się w łuku toru.

Obiekt badań to pojazd szynowo-drogowy powstały przez wyposażenie samochodu ciężarowego w szynowy układ jezdny. Pojazd został odwzorowany jako układ wielomasowy (wielocłonowy) w środowisku symulacyjnym.

Zmiany konstrukcyjne pojazdu uwzględnione w badaniach objęły: masy, profile kół, sposób połączenia osi z kołami. Symulacje wykonano dla modelu pojazdu w czterech wariantach konstrukcyjnych układu biegowego: 1.N - osie z niezależnymi kołami, 2.Z - osie z zależnymi kołami, 3.N.W - osie z niezależnymi kołami, profil walcowy na osi środkowej, 4.Z.W - osie z zależnymi kołami, profil walcowy na kołach osi środkowej.

Autor zrealizował badania w zakresie analizy stabilności biegu, wyznaczenia prędkości krytycznej, oceny biegu po łuku toru o zmiennym promieniu od $R=150$ [m] do $R=900$ [m] obejmującą analizę podatności na wykolejenie i zużycie zarysu profilu kół, ocenę bezpieczeństwa przed wykolejeniem na torze wichrowatym. Przeprowadzone badania mają charakter autorski i są oparte na wytycznych zawartych w normach i publikacjach do których odniesiono się w przeglądzie literatury.

Uzyskane wyniki dla poszczególnych rozwiązań konstrukcyjnych układu biegowego zestawiono ze sobą co pozwala na określenie która konstrukcja układu biegowego jest korzystniejsza w zakresie ocenianej właściwości biegowej.

Najkorzystniejsza propozycja modyfikacji istniejącej konstrukcji układu biegowego pojazdu polega na zastąpieniu niezależnie obracających się kół na osi (1.N) na koła zależne (klasyczne zestawy kołowe) oraz zastosowanie kół o profilu walcowym bez obrzeża na osi środkowej (4.Z.W) której zadaniem jest utrzymywanie odpowiedniego rozkładu nacisków. Nowe rozwiązanie konstrukcyjne (4.Z.W) pozwala na utrzymanie dotychczasowej prędkości eksploatacyjnej, znacząco podwyższa bezpieczeństwo przed wykolejeniem, nie wpływa znacząco na podwyższenie podatności na zużycie kół pojazdu i jest łatwiejsze do wykonania.

Słowa kluczowe: bezpieczeństwo przeciw wykolejeniu, pojazdy szynowo-drogowe, symulacja układów wieloczłonowych, właściwości biegowe

SIMULATION TESTS AND EVALUATION OF THE RUNNING GEAR OF A ROAD-RAIL VEHICLE

ABSTRACT

The scope of the work covers issues related to the impact of the design of the running gear of a rail-road vehicle on the distribution of wheel-rail contact forces, which is used to assess running properties.

The literature review includes scientific publications in which a road-rail vehicle was indicated as the research object, as well as publications on the running properties of rail vehicles. The author pointed to the lack of publications describing the running properties of road-rail vehicles or vehicles structurally similar to the analyzed vehicle.

The aim of the work is to evaluate the running properties of a road-rail vehicle with a non-standard design of the running system while moving in the curve of the track.

The research object is a rail-road vehicle created by equipping a truck with a rail running gear. The vehicle was modeled as a multi-body system in a simulation environment.

The structural changes of the vehicle included in the tests included: weights, wheel profiles, and the method of connecting the axles to the wheels. Simulations were performed for the vehicle model in four design variants of the running gear: 1.N - axles with independent wheels, 2.Z - axles with dependent wheels, 3.N.W - axles with independent wheels, cylindrical profile on the central axis, 4.Z.W – axles with dependent wheels, cylindrical profile on center axle wheels.

The author carried out research in the field of running stability analysis, determining the critical speed, evaluation of running along a curved track with a variable radius from $R=150$ [m] to $R=900$ [m], including an analysis of susceptibility to derailment and wheel profile wear, assessment of safety against derailment on a twisted track. The conducted research is original and is based on the guidelines contained in the standards and publications referred to in the literature review.

The results obtained for individual design solutions of the running system were compared with each other, which allowed to determine which design of the running system is more favorable in terms of the assessed running properties.

The most advantageous proposal to modify the existing structure of the running gear of the vehicle consists in replacing the independently rotating wheels on the axle (1.N) with dependent wheels (classic wheelsets) and the use of wheels with a cylindrical profile without a rim on the central axis (4.Z.W) whose task is to maintain proper pressure distribution. The new design solution (4.Z.W) allows you to maintain the current operating speed, significantly increases safety against derailment, does not significantly increase the susceptibility to vehicle wheel wear and is easier to perform.

Keywords: safety against derailment, rail-road vehicles, simulation of multi-body systems, running properties

WPROWADZENIE

Głównym zadaniem szynowego układu biegowego jest bezpieczne prowadzenie pojazdu w torze. Układ biegowy odpowiada za właściwości biegowe pojazdu wśród których można wskazać jako najistotniejsze: spokojność biegu, bezpieczeństwo przed wykolejeniem, prędkość biegu. Zachowanie pojazdu w trakcie biegu zależy od parametrów konstrukcyjnych układu biegowego takich jak geometria profilu koła, tego czy koła są połączone na sztywno z osią czy ułożyskowane na osi co umożliwia niezależny obrót kół. Konstrukcja (rodzaj) prowadzenia zestawu kołowego w ramie pojazdu bądź wózka odpowiada również za prędkość biegu i realizację biegu po łuku toru [1, 2, 3, 4].

Pojazdy szynowo-drogowe to pojazdy przeznaczone do poruszania się po drodze kołowej i torze kolejowym lub tramwajowym. Przeważnie pojazd szynowo-drogowy powstaje przez wyposażenie pojazdu drogowego w szynowy układ biegowy którego zadaniem jest umożliwienie biegu pojazdu po szynach [1, 5, 6].

Pod względem realizacji napędu i hamowania w torze pojazdy szynowo-drogowe dzielą się na trzy podstawowe typy: 1 – pojazdy wyposażone w szynowy układ jezdny który realizuje napęd i hamowanie bez udziału kół drogowych, 2 – pojazdy wyposażone w szynowy układ którego koła są napędzane i hamowane bezpośrednio lub pośrednio kołami drogowymi, 3 – pojazdy których koła szynowe prowadzą pojazd po szynach a napęd i hamowanie odbywa się kołami drogowymi [7, 8].

Pojazdy szynowo-drogowe mają wiele zastosowań, są wykorzystywane do przetaczania wagonów jako alternatywa lokomotyw manewrowych. Kolejowe Ratownictwo Techniczne wykorzystuje je do przewożenia sprzętu ratunkowego. W budownictwie kolejowym wykorzystuje się maszyny do robót budowlanych wyposażone w szynowe układy jezdne, inną grupę stanowią ciągniki rolnicze oraz samochody ciężarowe z szynowym układem jezdny wykorzystywane do utrzymania i napraw infrastruktury torowej [9, 10, 11, 12, 13, 14, 15].

Praca doktorska obejmowała opracowanie autorskiego modelu wybranego typu pojazdu szynowo-drogowego oraz badań symulacyjnych pozwalających ocenić właściwości biegowe pojazdu przy różnych wariantach konstrukcji osi szynowych. Model symulacyjny jest pierwszym modelem umożliwiającym kompleksową ocenę rozwiązań konstrukcyjnych układu

biegowego pojazdu szynowo-drogowego w zakresie efektywności eksploatacji oraz bezpieczeństwa.

Przeprowadzone badania symulacyjne pozwalają na poznanie wpływu różnych wariantów konstrukcyjnych osi szynowych na bieg pojazdu, poziom bezpieczeństwa przed wykolejeniem oraz podatność na zużycie powierzchni zarysu profilu kół. Pomimo niestandardowej budowy pojazdu szynowo-drogowego w porównaniu do typowych pojazdów szynowych uzyskane wyniki można wykorzystać w doborze parametrów konstrukcyjnych innych pojazdów poruszających się po szynach aby uzyskać odpowiedni poziom bezpieczeństwa przed wykolejeniem i ograniczyć koszty eksploatacji poprzez zmniejszenie zużycia powierzchni tocznych a co za tym idzie ilości przetoczeń kół.

Pomimo tego że pojazdy szynowo-drogowe są często wykorzystywane brakuje publikacji opisujących ich właściwości biegowe co wskazano w podrozdziale 1.3. *Podsumowanie przeglądu literatury.*

Autor jako obiekt badań wybrał pojazd w którym napęd i hamowanie są przekazywane pośrednio z kół drogowych na koła szynowe (typ 2), są to pojazdy których budowa umożliwia sprawdzenie wpływu różnych konstrukcji układu biegowego na właściwości biegowe. Pojazdy typu 2 charakteryzują się nieskomplikowaną konstrukcją w porównaniu do pojazdów typu 1 które posiadają niezależne szynowe układy jezdne co powoduje że ich koszt zakupu jest mniejszy a tym samym są bardziej rozpowszechnione. Pojazdy typu 3 które poruszają się kołami ogumionymi po szynach wymagają od pojazdu drogowego odpowiedniego rozstawu kół drogowych na osi co ogranicza wykorzystanie istniejących pojazdów drogowych bez ingerencji w konstrukcje drogowego układu jezdne.

Przeprowadzenie symulacji komputerowych umożliwia ocenę wielu wariantów konstrukcji układu biegowego dla różnych scenariuszy badawczych. Analiza wyników obejmuje zestawienie i porównanie uzyskanych w trakcie biegu wartości sił styku-koło szyna i przemieszczeń kół i osi z których wyznaczono wskaźniki do oceny stabilności biegu, bezpieczeństwa przed wykolejeniem oraz podatności na zużycie ścierne kół.

Badania symulacyjne i ocena wielu wariantów konstrukcyjnych układu biegowego pojazdu szynowo-drogowego pozwala na stworzenie wytycznych konstrukcyjnych uwzględniających jak dany rodzaj elementu układu biegowego wpływa na bieg po torze.

Uzyskane symulacyjnie wyniki dla bezpieczeństwa przed wykolejeniem na torze wichrowatym zostały zweryfikowane w oparciu o wyniki obliczeń analitycznych, przedstawiono w rozdziale 5. *Weryfikacja modelu symulacyjnego.*

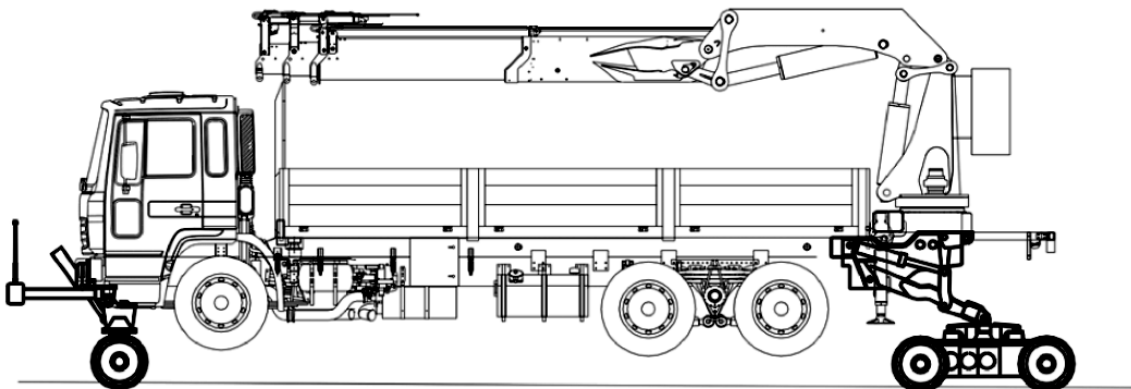
1. ANALIZA STANU WIEDZY

1.1. Pojazdy szynowo-drogowe

Pojazd szynowo-drogowy (w skrócie pojazd s-d.) jest to pojazd dwudrogowy, przeznaczony do ruchu po drodze kołowej i torze kolejowym. Przeważnie jest to pojazd drogowy wyposażony w szynowy układ jezdny, którego głównym zadaniem jest prowadzenie pojazdu w torze [1, 5, 6, 7, 8].

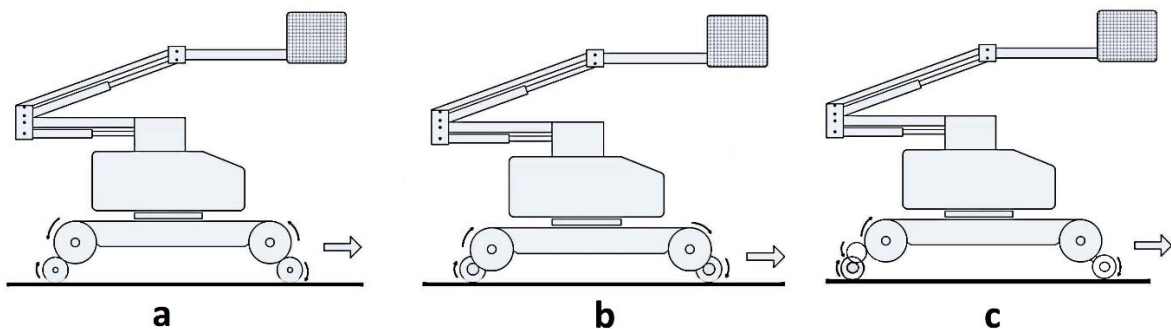
Rozpowszechniony jest podział pojazdów szynowo-drogowych na trzy typy pod względem konstrukcji szynowego układu jezdnego. Omawiany podział dotyczy sposobu realizacji napędu, hamowania i prowadzenia w torze. Jest on określony w Polskiej i Europejskiej Normie PN-EN 15746-1+A1:2012 *Maszyny drogowo-torowe i ich wyposażenie* (uwzględniony we wcześniejszych wydaniach normy) oraz Australijskim przewodniku *Przewodnik – Eksploatacja pojazdów szynowo-drogowych* [7, 8] wydanym przez Radę ds. bezpieczeństwa i norm branży kolejowej. Podział jest powielany przez wielu autorów m.in. Doth, Forstmeyer, Baxter [6, 10, 16]. Typy pojazdów szynowo-drogowych ze względu na konstrukcję szynowego układu jezdnego:

1. Pojazdy wyposażone w szynowy układ jezdny, którego koła szynowe realizują napęd, hamowanie i prowadzenie w torze bez udziału kół drogowych (rys. 1.1). Koła drogowo pojazdów są uniesione ponad poziom szyn. W skład szynowego układu jezdnego wchodzi wózek napędny lub oś napędna. Oznaczenie wg normy 9A.



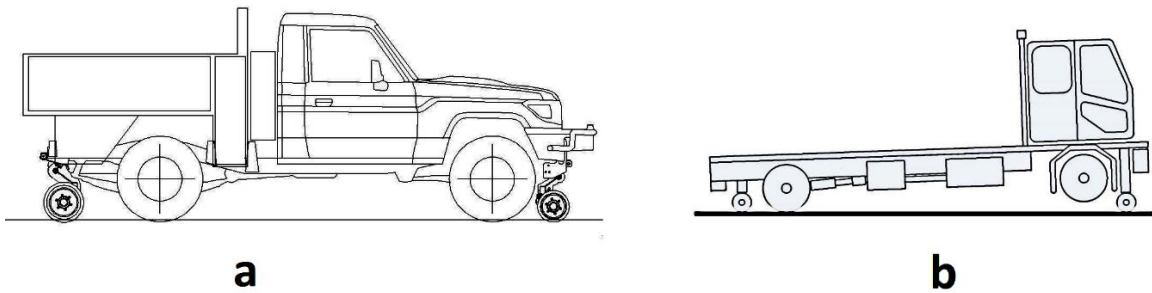
Rys. 1.1. Pojazd szynowo-drogowy wyposażony w wózek napędny [7]

2. Pojazdy, w których napęd i hamowanie są przekazywane z kół drogowych na koła szynowe poprzez tarcie bezpośrednio lub pośrednio (rys. 1.2). W przypadku typu 2 (oznaczenie wg normy 9B) można wyróżnić trzy podtypy, w których:
- Koła drogowie przekazują napęd na koła szynowe bezpośrednio, w przypadku tego rozwiązania kierunek jazdy na torze jest odwrotny od kierunku jazdy na drodze.
 - Moment obrotowy i siła hamująca przekazywane są z koła drogowego na koło szynowe poprzez wbudowany w oś lub koło szynowe dodatkowy element, który może zawierać przekładnię obiegową (planetarną) umożliwiającą zachowanie takiego samego kierunku jazdy, co w warunkach drogowych.
 - Koła osi napędnej pojazdu s-d. spoczywają na bębnie umieszczonym pomiędzy kołem drogowym a kołem szynowym. Moment obrotowy jest przekazywany z koła drogowego na bęben pośredni a z niego na koło szynowe, powoduje to zachowanie drogowego kierunku jazdy.



Rys. 1.2. Pojazd szynowo-drogowy z napędem ciernym, przekazanie napędu z kół drogowych: a – bezpośrednie, b, c – pośrednie, opracowanie własne na podstawie [8]

3. Pojazdy, których koła drogowie przekazują na tor napęd i hamowanie a koła szynowe służą do prowadzenia pojazdu w torze, oznaczenie wg normy 9C (rys. 1.3). Naciski są rozłożone pomiędzy koła drogowie i szynowe. Podtypy tego rozwiązania: a) wszystkie koła drogowie są umieszczone na szynach, b) podtyp mieszany, w którym koła drogowie, co najmniej jednej osi pojazdu spoczywają na szynach.



Rys. 1.3. Pojazd szynowo-drogowy realizujący napęd i hamowanie kołami drogowymi: a – wariant pełny, b – wariant mieszany, opracowanie własne na podstawie [8]

Przedstawione na rysunku 1.3. rozwiązanie wymaga od pojazdu drogowego dla toru o prześwicie 1435 [mm] rozstawu kół ogumionych na osi wynoszącego od 1500 do 1600 [mm] [1].

Marciniak i Medwid [1, 5] dzielą pojazdy szynowo-drogowe ze względu na konstrukcję szynowego układu jezdny na dwie grupy:

- I. Pojazdy, w których koła drogowie są uniesione ponad poziom toru a napęd i hamowanie odbywa się kołami szynowymi, do tej grupy należą wcześniej wymienione pojazdy typu 1 (9A) i 2 (9B).
- II. Pojazdy, których koła drogowie stykają się z torem, napęd i hamowanie odbywa się tak jak na drodze. Tej grupie odpowiadają pojazdy typu 3 (9C).

W powyższych klasyfikacjach nie wymieniono pojazdów, w których istnieje możliwość zamiany kół drogowych na koła o profilu kolejowym. W takim rozwiązaniu jest wymagane, aby pojazdy drogowie były wyposażone w osie o rozstawie kół zbliżonym do rozstawu kół pojazdów szynowych. Są to pojazdy, w których napęd i hamowanie odbywa się tak samo w obu systemach drogowych. Rozwiązanie to obecnie nie jest stosowane, ale w XX wieku było częste, czego przykładem są drezyny osobowe: amerykańskie jeepy Willys MB wykorzystywane w trakcie II wojny światowej lub Warszawa M-20 z 1956 roku (rys. 1.4) [17, 18].



Rys. 1.4. Drezyna osobowa powstała na bazie samochodu Warszawa M20, Muzeum Kolejnictwa na Śląsku, Jaworzyna Śląska [18]

Większość opisanych powyżej grup pojazdów wymaga do wjazdu na tor i z toru odcinka drogi o równym poziomie jezdni i toru lub są wyposażane w podnośnik-obrotnicę (rys. 1.5) która unosi pojazd nad poziom szyn i obraca zgodnie z zamierzonym kierunkiem jazdy [1, 19, 20]. Wjazd pojazdu na zwykły odcinek toru wymaga zastosowania pojazdu o cechach terenowych, który umożliwi przejazd przez szyny i ustawienie pojazdu w osi toru, następnie opuszczenie kół szynowych znajdujących się nad główkami szyn [21]. W artykule [22] autorzy przedstawili rozwiązanie w którym pojazd gąsienicowy wyposażony w szynowy układ jezdny oraz podnośnik-obrotnicę może wjeżdżać na tor w prawie każdych warunkach terenowych.



Rys. 1.5. Pojazd szynowo-drogowy DAF 4x2 FA 60 DRAINLINER wyposażony w podnośnik-obrotnicę w trakcie ustalania kierunku jazdy [20]

Baxter [16] w swojej pracy przedstawia zestawienie wypadków na szlakach kolejowych z udziałem pojazdów szynowo-drogowych na terenie Australii i Wielkiej Brytanii z 2012 roku. Baxter podaje, że najbardziej narażoną na samowolne stoczenie są pojazdy z napędem ciernym bębnowym, typu 2 (9B). Przeważnie jest to związane z niewystarczającą siłą docisku koła drogowego do bębna (rolki) koła szynowego, co skutkuje brakiem możliwości pełnego hamowania i w konsekwencji nie zatrzymaniem się na czas. Za małą siłą docisku powoduje również straty w przekazywaniu napędu. Omawiane zdarzenia w większości wynikały z błędów ludzkich tylko 3 z 18 spowodowane były awariami sprzętu.

Medwid i Sienicki [21, 23] w swoich pracach przedstawiają opis konstrukcji i zastosowania pojazdu s-d. z napędem ciernym bębnowym (9B) eksploatowanego przez służby utrzymania infrastruktury PKP. Przedstawiają rozwiązanie zapewniające w czasie eksploatacji torowej odpowiedni docisk koła drogowego do bębna koła szynowego przy użyciu siłowników hydraulicznych. Przedstawiony układ wyposażony jest w automatyczny system rozdzielacza, który kontroluje ciśnienie w poszczególnych siłownikach. W przypadku spadku ciśnienia w siłowniku poniżej wartości 11 [MPa] przełączniki ciśnienia uzupełniają je do wartości 12 [MPa].

Powszechnym jest stosowanie w pojazdach s-d. osi z niezależnie obracającymi się kołami, opis takiego rozwiązania znajduje się w wielu pracach [23, 24, 25]. Jakuszko i in. w swoim artykule [26] przedstawili koncepcję wykorzystania osi z zależnymi kołami w układzie szynowym samochodu ciężarowego, omawiana koncepcja niekonwencjonalnej konstrukcji powstała w Sieci Badawczej Łukasiewicz – Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR” w Poznaniu przy udziale autora rozprawy.

Pojazdy szynowo-drogowe mają szereg zastosowań: wykorzystuje się je w kolejnictwie, tramwajowej komunikacji miejskiej, metrze oraz zakładach przemysłowych [1, 5, 6]. Poniżej wymieniono pojazdy szynowo-drogowe ze względu na główne zastosowania:

1. Pojazdy do prowadzenia prac manewrowych są to zwłaszcza pojazdy zbudowane na bazie ciągników rolniczych i samochodów ciężarowych. Przeważa typ 3 (9C) gdzie koła ogumione przenoszą napęd i hamowanie na szyny, jest to związane z dużym współczynnikiem tarcia na styku koło ogumione-szyna więc mniejszymi stratami sił trakcyjnych (pociągowych) i hamujących. Pojazdy wykorzystywane do prowadzenia pociągu są wyposażane w sprzęg śrubowy lub samoczynny, zderzaki, kolejową sygnalizację świetlną i akustyczną (rys. 1.6). Często z racji zapewnienia odpowiedniej siły hamującej pojazdy są wyposażane w nabudowany pneumatyczny układ hamujący, do którego podcina się wagony. Dość częstą praktyką jest wzmocnienie konstrukcji na

przenoszenie sił wzdłużnych tak aby nie doszło do rozerwania pojazdu przez doczepione wagony [6, 27, 28, 12, 13]. Przykładowe wyniki obliczeń numerycznych struktury nośnej ciągnika rolniczego CLAAS ARION 610 oraz wyposażenia pociągowo-zderznego (hak pociągowy, belka zderzeniowa) dedykowanego do tego ciągnika przedstawiono w dwóch artykułach [29, 30]. Autorzy [12] podają, że pojazdy szynowo-drogowe przeznaczone do prac manewrowych w porównaniu do lokomotyw manewrowych są pojazdami bardziej ekonomicznymi i ekologicznymi. Wynika to między innymi z niskiej ceny samochodu ciężarowego bądź ciągnika rolniczego około 3-krotnie, niższych kosztów eksploatacji, serwisowania i przeglądów. Nowo produkowane pojazdy s-d. spełniają najnowsze standardy emisji spalin oraz hałasu, co znacząco zmniejsza niekorzystne oddziaływanie na ludzi i środowisko. Przykładowo pojazd na bazie samochodu ciężarowego Mercedes-Benz Unimog U423 może przetaczać do 1000 ton a ciągnik szynowo-drogowy CLAAS ARION do 800 ton.



Rys. 1.6. Ciągnik s-d. CLAAS ARION 620 wykonujący prace manewrowe ze składem wagonów [13]

2. Pojazdy szynowo-drogowe dla Kolejowego Ratownictwa Technicznego, przeważnie wykonane są na bazie samochodów ciężarowych wyposażonych w szynowy układ jezdny typu 2 (9B) i 3 (9C). W skład wyposażenia pojazdów wchodzi urządzenia do: ustawiania na torze (wkolejania) taboru szynowego, rozcinania wagonów w celu uwolnienia pasażerów oraz dotarcia służb medycznych do rannych, gaszenia pożarów [9, 15]. Pojazd wykorzystywany w Kolejowym Ratownictwie Technicznym PKP Polskie Linie Kolejowe przedstawiono na rysunku 1.7.



Rys. 1.7. Pojazd szynowo-drogowy wchodzący w skład Specjalnego Pociągu Ratownictwa Technicznego (SPRT) [15]

3. Maszyny do robót budowlanych przystosowane do ruchu kolejowego. W tej grupie przeważają seryjnie produkowane koparki jednoznaczyniowe wyposażone w szynowy układ jezdny typu 3 (9C) [10, 11, 14].



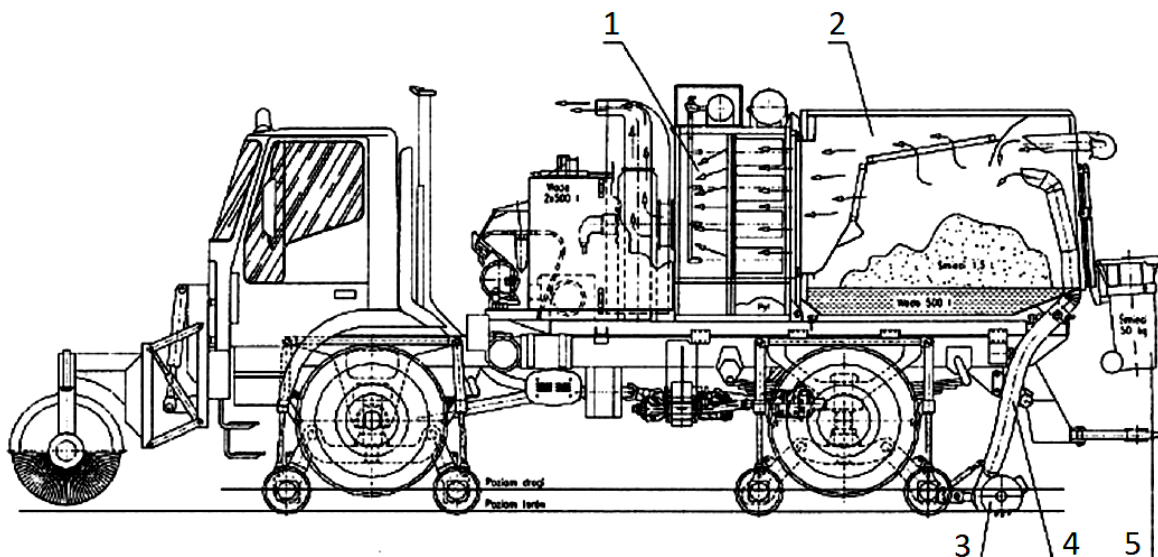
Rys. 1.8. Pojazd s-d. na bazie maszyny budowlanej – koparki jednoznaczyniowej podczas prac torowych [14]

4. Pojazdy szynowo-drogowe wykonane na bazie samochodów ciężarowych i ciągników rolniczych wyposażone w sprzęt do prowadzenia prac naprawczych i utrzymania infrastruktury torowej. Do tej grupy należą pojazdy wyposażone w podnośniki koszowe wykorzystywane do naprawy trakcji elektrycznej (rys. 1.9), pługi odśnieżające torowisko, opryskiwacze i kosiarki do niszczenia chwastów na torze i przytorzu [1, 6].



Rys. 1.9. Naprawa sieci trakcyjnej przy wykorzystaniu pojazdu szynowo-drogowego wyposażonego w podnośnik koszowy [6]

Pojazdy z zamontowanymi urządzeniami czyszczącymi: szczotki, ssawki do czyszczenia i zbierania zanieczyszczeń z międzytorzy kolejowych, tramwajowych, czyszczenia rowków szyn, odkurzacze przystanków, peronów, wewnątrz wagonów towarowych z materiałów sypkich [5]. Na rysunku 1.10 przedstawiono schemat funkcjonalny pojazdu s-d. wyposażonego w sprzęt do czyszczenia infrastruktury tramwajowej. Pojazd typu 1 (9A) z hydraulicznym napędem kół szynowych, eksploatowany przez MPK w Poznaniu [31, 32].



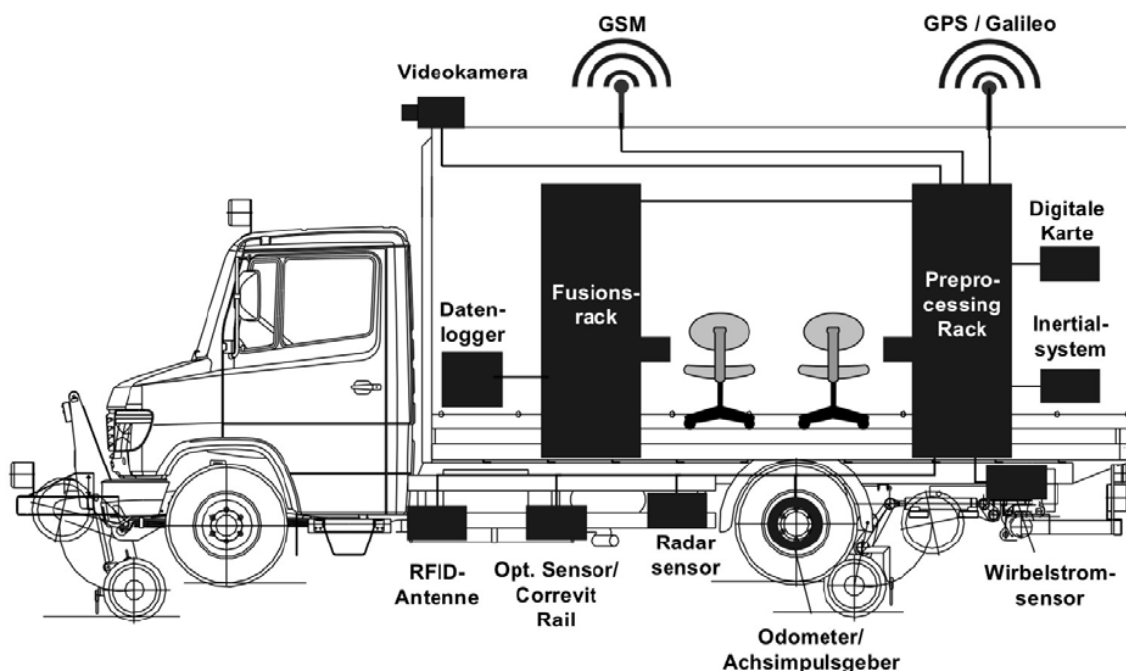
Rys. 1.10. Pojazd szynowo-drogowy do oczyszczania torowisk tramwajowych – przekrój funkcjonalny: 1 - skrzynia filtrów, 2 - skrzynia do śmieci, 3 - urządzenie czyszczące rowek szyny, 4 - ssawa urządzenia czyszczącego, 5 - kosz na śmieci [31]

5. Pojazdy szynowo-drogowe przeznaczone do przewozu osób na bazie mikrobusów (również samochodów dostawczych) i autobusów [1]. Przykładem takiego rozwiązania jest eksploatowany w Japonii przez Hokkaido Railway Company pojazd Dual Mode Vehicle (DMV) (rys. 3.11). Pojazd jest zbudowany na bazie autobusu wyposażonego w układ szynowy typu 3 (9C) podtyp b. W trakcie eksploatacji w systemie kolejowym przednia oś drogowa pojazdu jest uniesiona nad poziom toru, tylna spoczywa na szynach realizując napęd i hamowanie. Wykorzystywany jest do przewozu pasażerów w trybie dwudrogowym – dojazdy do przystanków realizuje drogą kołową następnie przy wykorzystaniu skrzyżowania drogi kołowej z torem wjeżdża na tor, aby pokonać dłuższy odcinek drogi bez zatrzymywania. Istnieje możliwość łączenia dwóch pojazdów DMV w trakcie eksploatacji kolejowej [19, 24].



Rys. 1.11. Pojazd Dual Mode Vehicle (DMV) przeznaczony do przewozu osób podczas eksploatacji w systemie kolejowym [33]

6. Pojazdy szynowo-drogowe przeznaczone do monitorowania stanu toru: pomiarów geometrii torów w skali makro - pomiary długości toru, krzywizny toru (promienia łuków torowych) i mikro - uniesienie szyn (przechyłka toru na łukach), nierówności torowe, ugięcia szyn (analiza stanu podsypki, występowanie wychłapki) [34, 35, 36]. Na rysunku 1.12 pokazano schemat funkcjonalny pojazdu s-d. RailDrive wykorzystywanego w Niemczech przez DLR Institute of Transportation Systems.



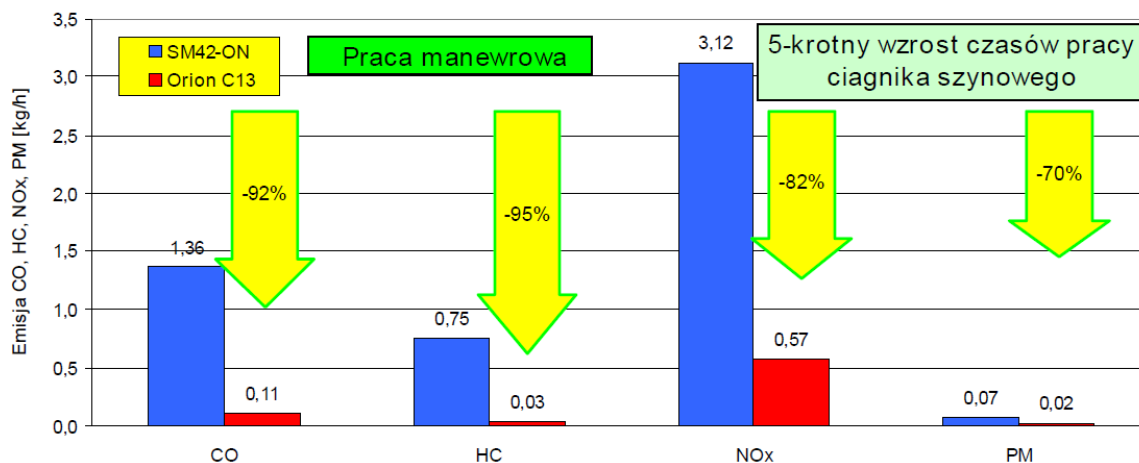
Rys. 1.12. Pojazdy RailDriVE wyposażony w pokładowy system pozycjonowania (GPS), czujniki prędkości i odległości [35]

Kwestie związane z generowaniem hałasu przez pojazdy szynowo-drogowe zostały poruszone w dwóch pracach. Gazdulski i Czechyra [37] opisali badania terenowe przeprowadzone na pojeździe szynowo-drogowym przeznaczonym do oczyszczania infrastruktury tramwajowej. Autorzy przedstawili wyniki pomiaru hałasu uzyskane z pomiaru w kabinie operatora. We wnioskach podano, że w czasie eksploatacji nie zaobserwowano przekroczenia wartości dopuszczalnej: równoważnego poziomu ciśnienia akustycznego oraz poziomów dziennych ekspozycji na hałas [37]. Cichy i Mielniczuk [38] przedstawiają zestawienie przepisów w zakresie oceny emisji hałasu, jakie musi spełnić pojazd drogowy i pojazd szynowy, wskazali, które wymagania winien spełnić pojazd szynowo-drogowy.

Dość duża grupa artykułów odnosi się do emisji związków toksycznych spalin z silników pojazdów szynowo-drogowych. Merkisz i inni [39] klasyfikuje pojazdy s-d. wykorzystywane do wykonywania prac specjalnych, jako pojazdy z silnikami o zapłonie samoczynnym do zastosowań poza drogowych (off-road). Emisja związków toksycznych spalin zależy od stanu technicznego silnika, dlatego ustawodawcy wprowadzili obowiązkową procedurę wykrywania zwiększonego poziomu emisji podczas eksploatacji. W 2007 roku z diagnostycznych badań kontrolnych toksyczności spalin zwolnione są pojazdy typu off-road. Merkisz podaje, że zarówno w Stanach Zjednoczonych jak i państwach Unii Europejskiej obowiązują badania średniej emisji jednostkowej poszczególnych składników toksyczności spalin w ramach testów homologacyjnych nowego silnika dla

niesamochodowych zastosowań. Opisuje limity związków toksycznych wynikających z przepisów Dyrektywy Unii Europejskiej 2004/6/EC na lata 2006-2014 w zakresie limitów tlenków azotu i cząstek stałych. Podaje kierunki rozwoju konstrukcji silników między innymi w zakresie zwiększenia ciśnienia spalania, układów wtryskowych, recyrkulacji spalin, wykorzystania elektroniki w procesie i kontroli pracy silnika.

W artykułach [40, 41] opisano badania i wyniki pomiaru emisji składników gazowych i cząstek stałych uzyskanych w trakcie badań eksploatacyjnych pojazdu specjalnego – ciągnika szynowo-drogowego. Autorzy podkreślają ekologiczne aspekty zastąpienia lokomotyw manewrowych SM42 ciągnikiem szynowo-drogowym Orion Crystal 13 z racji zmniejszenia jednostkowej emisji cząstek stałych, tlenków azotu, tlenku węgla i węglowodorów, towarzyszy temu zmniejszenie zużycia paliwa. Kolejnym przykładem publikacji poruszającej ocenę emisji związków toksycznych z silnika ciągnika szynowo-drogowego jest publikacja z 2018 roku [42]. Wyniki badań ciągnika s-d. na bazie ciągnika rolniczego CLAAS ARION 620 zestawiono z wynikami uzyskanymi na lokomotywie manewrowej SM42. Ciągnik jest wyposażony w silnik z zapłonem samoczynnym o mocy 157 KM, spełnia europejską normę homologacyjną Stage III B dla pojazdów poza drogowych typu Non-Road Mobile Machinery (starsze określenie off-road). Autorzy ustalili, że zastosowanie pojazdu szynowo-drogowego zamiast lokomotywy manewrowej jest ekologicznie i ekonomicznie uzasadnione, uzyskano zmniejszenie emisji związków toksycznych o 74,8% i redukcję kosztów o 60%. Kwestię wyposażenia wspomnianego ciągnika s-d. w pomocniczy silnik elektryczny w celu eliminacji szkodliwej emisji spalin w trakcie eksploatacji pojazdu w pomieszczeniach zamkniętych (halach remontowo-naprawczych) poruszono w publikacji [43]. Przedstawiono prace koncepcyjne nad wyposażeniem szynowego układu jezdnego ciągnika w silniki elektryczne pobierające energię elektryczną z pakietu baterii nabudowanych na ciągnik, ładowanych podczas jazdy z włączonym silnikiem spalinowym alternatorem napędzanym od wału odbioru mocy (WOM) za pośrednictwem przekładni.



Rys. 1.13. Zestawienie emisyjności lokomotyw SM42 i ciągnika szynowo-drogowego Orion C13 w warunkach pracy manewrowej: CO – tlenek węgla, HC – węglowodory, NOx – tlenki azotu, PM – cząstki stałe [40]

Uzupełnienie powyższych prac dotyczących emisji spalin z silników ciągników s-d. znajduje się w artykule Merkiszka i in. [44] gdzie porównano wyniki dotyczące emisji związków toksycznych dwóch ciągników o takiej samej mocy maksymalnej 116 kW ale spełniających inne normy emisji Stage IIIB i Stage IV. Badania spalin przeprowadzono w warunkach eksploatacji wykorzystując mobilne urządzenia pomiarowe.

Sebeşan i Ene w pracy [45] przedstawili wyniki analitycznych obliczeń odnoszące się do siły nacisku Q generowanej przez pojazd szynowo-drogowy typu 1 (9A), wyposażony w dwa dwuosiowe wózki. Praca prezentuje sposób oceny możliwości wywrócenia pojazdu z toru przy różnych wartościach przechyłki torowej. Bryk i inni [46] w swoim artykule zaprezentowali model symulacyjny ciągnika szynowo-drogowego, pojazd typu 3 (9C). Przedstawili warunki symulacji metodą wielocłonową przejazdu ciągnika po łuku toru o promieniu 150 [m], wchrowatości 3‰ z prędkością 10 km/h – badania zgodne z normą PN-EN 1436. Wyznaczyli wartość wskaźnika wykolejenia Y/Q .

Gupta i in. [47, 48] w swojej pracy zaprezentował model elementów nośnych pojazdu s-d. uwzględniający obciążenie kół drogowych i szynowych. Model oraz statyczne obliczenia wytrzymałościowe zostały wykonane w środowisku Ansys wykorzystując metodę elementów skończonych.

Sposób w jaki pojazdy szynowo-drogowe mogą uzyskać dopuszczenie do ruchu po torach przedstawił Winciorek [49] oraz Cichy i Czerwiński [50]. Omawiany sposób jest zgodny z obowiązującymi w Polsce przepisami. Istnieją dwie metody dopuszczenia pojazdów szynowo-drogowych do eksploatacji a każdy pojazd musi otrzymać świadectwo dopuszczenia do eksploatacji w tym pojazd specjalny – przeznaczony wyłącznie do użytku lokalnego [51].

1. Pierwszy dla pojazdów poruszających się po wydzielonej infrastrukturze, w oparciu o przepisy zawarte w Dz. U. 2003 Nr 86 poz. 789, *Ustawa z dnia 28 marca 2003 r. o transporcie kolejowym* [52] w drodze świadectwa dopuszczenia do eksploatacji wydanego przez prezesa Urzędu Transportu Kolejowego, gdzie zakres badań jest określony przepisami zawartymi w Dz.U. 2014 poz. 720, gdzie w § 14 określono zakres badań technicznych dla wszystkich typów pojazdów kolejowych. Na podstawie Dz.U. 2014 poz. 720 pod względami dynamiki należy sprawdzić [53]:

a) Przejazd przez łuk torowy o minimalnym promieniu, według Dz.U. 1998 nr 151 poz. 987 minimalny promień łuku na liniach kolejowych wynosi 150 [m] [54].

b) Właściwości dynamicznych pojazdu, szczególnie w zakresie:

- określenia współczynnika bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu Y/Q w warunkach quasi-statycznych i dynamicznych,
- określenia sił działających między kołem a szyną,
- sprawdzenia spokojności biegu.

Przepisy ustalone rozporządzeniami [53] dotyczą tylko pojazdów przeznaczonych do eksploatacji na:

- bocznicach kolejowych,
- prywatnej infrastrukturze,
- infrastrukturze wąsko torowej,
- liniach metra,
- normalno-torowej sieci kolejowej, która jest oddzielnym systemem kolejowym, przeznaczonej do ruchu lokalnego (lub regionalnego – międzywojewódzkiego).

2. Drugi dla pojazdów przeznaczonych do eksploatacji na krajowych liniach kolejowych - jako pojazd nie zgodny z zapisami Technicznej specyfikacji interoperacyjności (TSI) Unii Europejskiej (nie należące do żadnej kategorii pojazdów określonych w TSI). *Ustawa z dnia 28 marca 2003 r. o transporcie kolejowym* [52] dzieli pojazdy przeznaczone do eksploatacji na liniach kolejowych na zgodne z TSI i niezgodne z TSI.

Te drugie podlegają weryfikacji badawczej przez podmiot uprawniony w zakresie sprawdzenia zgodności z krajowymi specyfikacjami technicznymi i dokumentami normalizacyjnymi obejmującymi poprawne współdziałanie z pozostałymi pojazdami szynowymi i siecią kolejową (elementami infrastruktury). Zezwolenie na dopuszczenie do eksploatacji pojazdu może zawierać warunki użytkowania - wykaz ograniczeń. Do oceny pojazdów szynowo-drogowych stosuje się normy PN-EN 15746-1 i PN-EN 15746-2, gdzie w pierwszej opisano wymagania techniczne dla pracy i ruchu

a w drugiej ogólne wymagania bezpieczeństwa [7, 55]. Norma PN-EN 15746-1 dzieli pojazdy szynowo-drogowe na dwie kategorie: 8 - pojazdy które można włączać w skład pociągu i 9 - pojazdy przeznaczone do samodzielnej pracy.

Do kategorii 8 może należeć każdy typ pojazdu szynowo-drogowego (z każdym rodzajem konstrukcji układu szynowego). Konieczne jest wyposażenie pojazdów kategorii 8 w urządzenia umożliwiające obsługę systemów sterowania ruchem kolejowym oraz urządzenia pociągowo-zderzne umożliwiające włączenie w skład pociągu. Możliwym jest ograniczenie pozycji pojazdu szynowo-drogowego w składzie pociągu do pierwszego lub ostatniego miejsca. Łączenie pojazdów szynowo-drogowych w skład pociągu wymaga zapewnienia odpowiedniej wytrzymałości konstrukcji na przenoszenie sił wzdłużnych. Przykłady badań wytrzymałościowych na przenoszenie sił wzdłużnych przez pojazdy szynowo-drogowe przedstawiono w pracy [56]. W zakresie dynamiki w normie PN-EN 15746-1 znajduje się odwołanie do normy PN-EN 14363 z opisem badań i oceny właściwości biegowych. Konieczne jest sprawdzenie bezpieczeństwa przed wykołaceniem na torze wichrowatym, bezpieczeństwa jazdy, spokojności biegu (jakości biegu) i obciążenia toru.

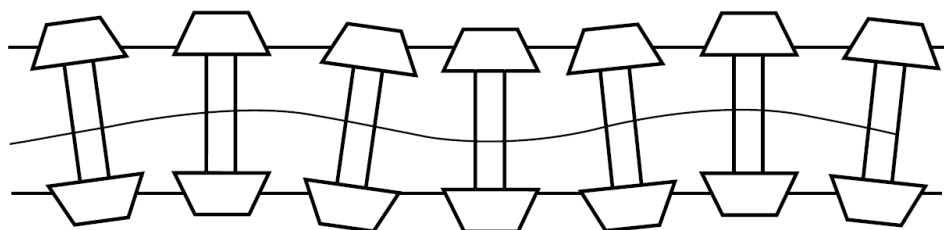
1.2. Symulacje właściwości biegowych pojazdów szynowych

Właściwości biegowe pojazdu to zbiór cech odnoszących się do zachowania pojazdu w trakcie jazdy. Najbardziej charakterystyczne cechy to wężykowanie zestawów kołowych powyżej prędkości krytycznej, podatność na wykołeczenie podczas przejazdu przez łuk torowy i towarzyszące temu zużycie ścierne na skutek złego wpisywania się zestawów kołowych w tor, ruchy nadwozia (pudła) czyli kołysanie w osi wzdłużnej i bocznej pojazdu. Zachowanie pojazdu w torze zależy od wielu czynników konstrukcyjnych pojazdu zwłaszcza geometrii profili kół, rodzaju połączenia kół z osią (oś z zależnymi lub niezależnymi kołami), odległości pomiędzy osiami, sztywności i tłumienności elementów podatnych, rozkładu mas na pojeździe i wielu innych parametrów [2, 57].

Istnieje kilka prac opisujących w sposób znaczący dynamikę klasycznych pojazdów szynowych, należą do nich prace [58, 59, 60, 3, 61, 4, 62, 63]. Uwzględniono w nich wpływ parametrów konstrukcyjnych na zachowanie pojazdu w różnych warunkach eksploatacji. Omówiono sposób modelowania pojazdów szynowych, przeprowadzania obliczeń analitycznych i symulacyjnych oraz oceny uzyskanych wyników. Przedstawiono kryteria

odnoszące się do oceny pojazdu pod kątem bezpieczeństwa przed wykolejeniem, spokojności biegu i komfortu pasażerów.

Podstawowym zadaniem zestawu kołowego – osi z zależnie i niezależnie obracającymi się kołami jest przenoszenie ciężaru pojazdu szynowego na tor oraz prowadzenie pojazdu wzdłuż osi toru. Koła zestawu kołowego są ekwiwalentnie stożkowate a szyny w torze odpowiednio pochylone, ma to na celu zapewnienie takich warunków kinematycznych które pozwolą na samoczynne ustawianie środka osi szynowej zgodnie z osią wzdłużną toru. Minusem zastosowania osi z zależnymi kołami na pojeździe jest możliwość występowania wężykowania zestawów kołowych (rys. 1.14), które znacząco pogarsza spokojność biegu pojazdu. Wężykowanie jest efektem stożkowatości kół połączonych zależnie na osi, jego maksymalna amplituda jest ograniczona luzem poprzecznym zestawu kołowego w torze. Długość fali wężykowania zależy od profilu koła, a dokładnie od ekwiwalentnej stożkowatości. Parametrami decydującymi o zanikaniu wężykowania są między innymi prędkość ruchu pojazdu oraz sztywności wzdłużne i poprzeczne prowadzenia zestawu kołowego względem nadwozia [4, 59, 63, 64].



Rys. 1.14. Schemat kinematycznej oscylacji, wężykowania zestawu kołowego (osi z zależnymi kołami) [4]

Miarą ekwiwalentnej stożkowatości (zastępczej stożkowatości) zestawu kołowego jest tangens kąta γ_e , którego wartość można wyznaczyć z różnicy wartości chwilowych średnic tocznych kół zestawu, wzór 1.1 [64].

$$\tan \gamma_e = \frac{1}{2} \cdot \frac{r_1 - r_2}{y} \quad (1.1)$$

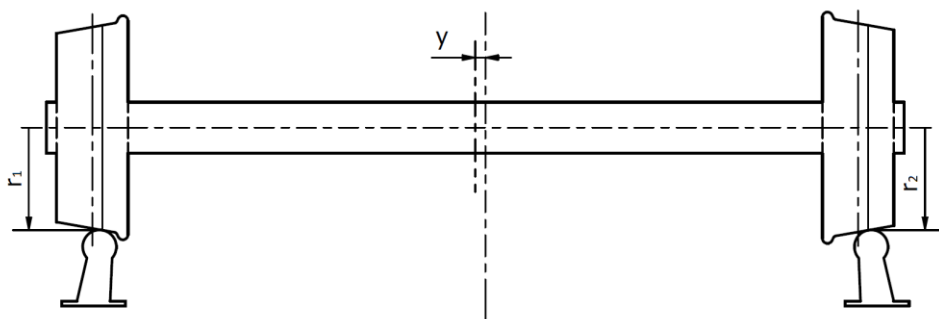
gdzie:

$\tan \gamma_e$ [-] – ekwiwalentna stożkowatość, tangens kąta stożka,

r_1 i r_2 [mm] – promień chwilowy okręgów tocznych dla danego wychylenia,

y [mm] – wartość wychylenia.

Powyższe zilustrowano na rysunku 1.15



Rys. 1.15. Wychylenie poprzeczne zestawu kołowego względem osi środka toru: r_1 i r_2 – promień chwilowy okręgów toczyńnych dla danego wychylenia, y – wartość wychylenia, opr. własne na podstawie: [64]

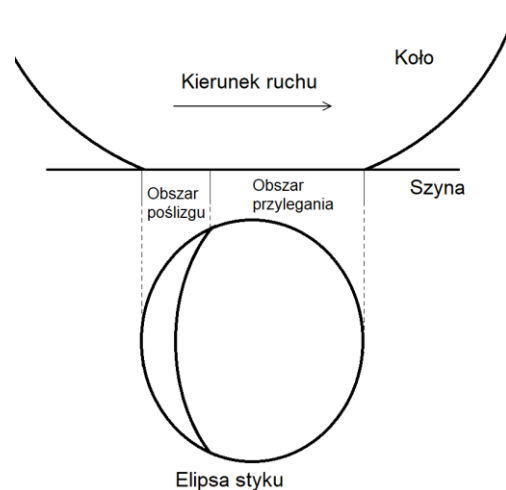
Norma PN-EN 14363:2019 podaje że wartość ekwiwalentnej stożkowatości zestawu kołowego należy wyznaczyć dla 3 [mm] wychylenia osi. Wystąpienie wartości powyżej 0,4 jest uważane za niebezpieczne i powinno skutkować reprofilacją koła [2], jednak takie wartości są spotykane w eksploatacji [64].

Zjawisko wężykowania nie występuje w przypadku niezależnie obracających się kół na osi. Minusem takiego rozwiązania jest to, że niezależny obrót kół zaburza zdolność zestawu kołowego do samo centrowania względem osi toru. Podczas pokonywania łuku toru przez konwencjonalne zestawy kołowe występują styczne siły wzdłużne styku koła z szyną które towarzyszą zmianie średnicy toczonej koła. Koło poruszające się po zewnętrznej szynie łuku toru ma do pokonania dłuższą drogę niż koło poruszające się po szynie wewnętrznej, dlatego następuje dopasowywanie średnic toczyńnych kół przy jednakowej prędkości obrotowej. Niezależnie obracające się koła na osi podczas wjazdu w łuk torowy poruszają się z innymi prędkościami obrotowymi bez udziału sił wzdłużnych bądź o znikomych ich wartościach. Powoduje to przesunięcie środka osi zestawu kołowego względem osi toru w stronę szyny zewnętrznej. Obrzeże koła styka się z główką szyny pokonując cały odcinek łuku bez zmiany położenia osi w trakcie wyjazdu z łuku i pokonywania prostej przez znaczący czas. Przesunięcie koła do główki szyny powoduje występowanie dużej siły poprzecznej w punkcie styku [4, 65, 66, 67].

Decydujące znaczenie na współpracę pojazdu z torem ma zarys profilu kół i profil szyn, zmiana zarysu profilu na skutek zużycia w trakcie eksploatacji powoduje zmianę właściwości biegowych pojazdu [4]. Obecnie stosowane w Polsce i innych krajach Europejskich pojazdy

szynowe posiadają koła o profilu S1002 którego geometrię określono w normie PN-EN 13715. Na polskich torach przeważają dwa typy szyn: UIC 60 (60E1) o pochyleniu w torze 1:40 i S49 (49E1) o pochyleniu 1:20 [68]. Rodzaje styku pomiędzy kołem a szyną zależą od stanu zarysu profilu, w przypadku nowego profilu koła i szyny najczęściej występuje styk jednopunktowy, styk dwupunktowy jest charakterystyczny dla zużytych profili może występować pomiędzy nowym profilem koła i zużytym profilem szyny lub odwrotnie bądź dla obu zużytych. Styk jednopunktowy zapewnia: mniejsze zużycie ściernie powierzchni kół i szyn, mniejsze opory ruchu, większe bezpieczeństwo przed wykolejeniem na łuku toru, lepsze właściwości biegowie – spokojność biegu [4, 69].

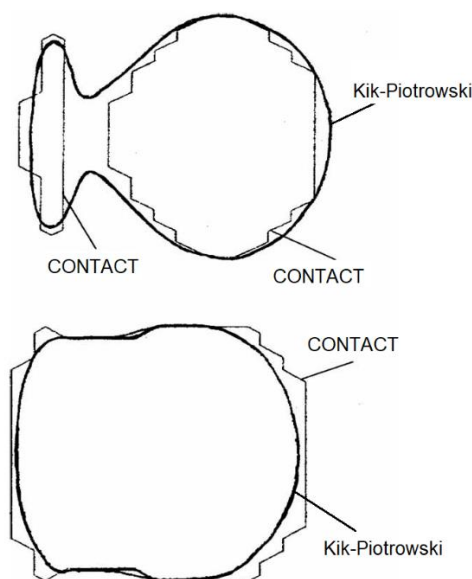
Podstawy do zrozumienia zagadnień związanych ze stykiem dwóch sprężystych ciał dał Heinrich Hertz pod koniec XIX wieku. Teoria Hertza umożliwiła obliczenie kształtu i wielkości elipsy styku oraz rozkładu sił normalnych [58, 70]. Zagadnienia związane z rozkładem sił stycznych na styku koła z szyną były rozwijane w wielu pracach, obowiązującym jest podział elipsy styku na dwa obszary – przylegania i poślizgu (rys. 1.16) [61, 71]. Joost Jacques Kalker w swojej rozprawie doktorskiej „On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction” [71] dokonał przełomu w badaniach dynamiki pojazdów szynowych – Kalker uwzględnił występowanie poślizgu wiertnego (spinu) na powierzchni styku.



Rys. 1.16. Obszar poślizgu i przylegania na styku koła z szyną, opracowanie własne na podstawie: [3]

Na podstawie swoich badań Kalker opracował algorytm FASTSIM (ang. A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact) wykorzystywany w obliczeniach sił stycznych na elipsie styku. W przypadku tego algorytmu elipsa styku podlega dyskretyzacji na jej podstawie wyznaczane są naprężenia kontaktowe. Algorytm uwzględnia pojawienie się

poła poślizgu wiertnego. FASTSIM jest najczęściej wykorzystywanym algorytmem styku w systemach obliczeniowych przeznaczonych do zastosowań kolejowych. Znalazł on zastosowanie w programach opartych na metodzie wielocłonowej (ang. MBS, Multi-Body Simulation) takich jak Simpack i Universal Mechanism [70, 72, 73, 74]. Istnieją również inne sposoby odzwierciedlania styku które uwzględniają rzeczywisty kształt powierzchni styku (nie-hertzowski) charakteryzujący się większą dokładnością obliczeniową [70, 74]. Piotrowski i Kik [75] przedstawiają w swoim artykule zestawienie dwóch metod obliczania nie-eliptycznej powierzchni styku własny oraz CONTACT opracowany przez J. J. Kalkera (rys. 1.17). Autorzy podkreślają, że program CONTACT wymaga długiego czasu obliczeń z tego powodu nie nadaje się do obliczeń w czasie rzeczywistym. Metoda przedstawiona przez Piotrowskiego i Kika polega na uproszczeniu, w którym dodatkowy algorytm oblicza rzeczywistą powierzchnie styku a zaadoptowany algorytm FASTSIM wyznacza na jej powierzchni siły styczne. Takie podejście zyskuje na znaczeniu i znalazło zastosowanie w kilku programach: w Universal Mechanism 8 istnieje możliwość wyboru metody Kik-Piotrowski, Simpack 2017 umożliwia wybór algorytmu Discrete Elastic Contact który odpowiada za kształt i położenie powierzchni styku [70, 74].



Rys. 1.17. Porównanie uzyskanych nie-eliptycznych obszarów styku koła z szyną: cienkie linie - program CONTACT, linie pogrubione - metoda Kik-Piotrowski [75]

Zastosowanie w programach typu MBS wspomnianych algorytmów styku pozwala na obliczenie wskaźnika podatności na zużycie ścierne zarysu profilu kół (obrzeża i powierzchni tocznej), oznaczającego pracę sił stycznych na jednostkowej drodze przebytej przez koło. Składowe wskaźnika przedstawiono w zależności 1.2 [70, 76].

$$i_{wn} = |T_x \cdot v_x| + |T_y \cdot v_y| + |M_z \cdot \varphi_z| \quad (1.2)$$

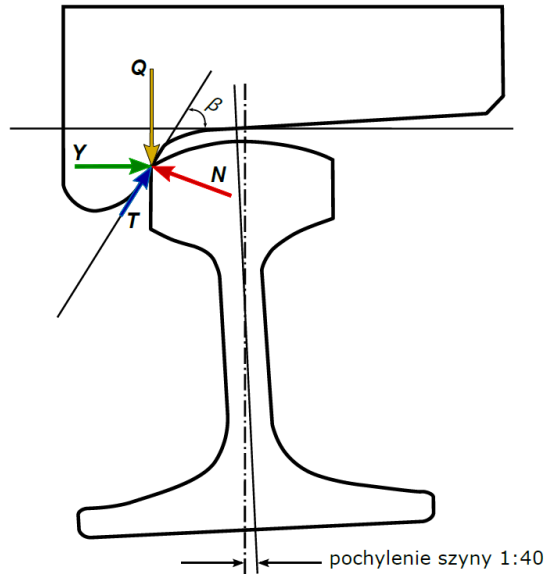
gdzie:

- i_{wn} [N = J/m] – wskaźnik zużycia, praca sił stycznych,
- T_x , [N] – siła styczna na kierunku wzdłużnym,
- T_y [N] – siła styczna na kierunku poprzecznym,
- M_z [Nm] – moment obrotowy wynikający z istnienia spinu,
- v_x [-] – poślizg wzdłużny,
- v_y [-] – poślizg poprzeczny,
- φ_z [-] – spin w obszarze styku koła i szyny.

Zagadnienia związane z przejazdem przez łuk torowy są podejmowane w wielu pracach [59, 4, 69, 77, 78, 79], autorzy analizują bezpieczeństwo przed wykolejeniem przy różnych warunkach eksploatacji i konstrukcjach układu biegowego pojazdów. Scenariusze badawcze oraz sposób oceny przejazdu po łuku toru zawiera norma PN-EN 14363 w której można wyróżnić [2]:

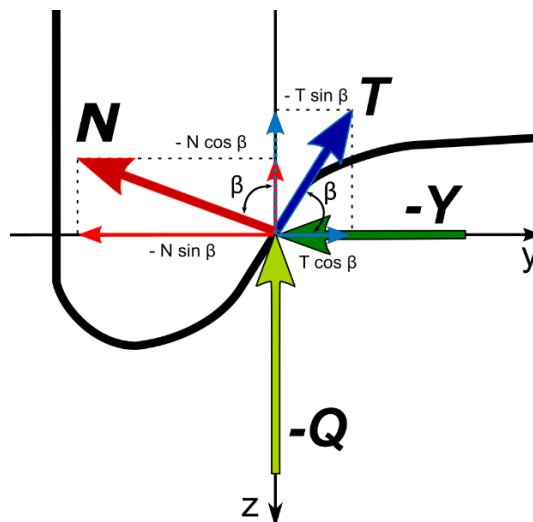
1. badanie bezpieczeństwa przed wykolejeniem na łuku toru o promieniu $R=150$ [m] i wchrowatości 3 ‰, w trakcie pokonywania łuku prędkość pojazdu stała nie przekraczająca 10 km/h (przejazd quasi-statyczny),
2. badania liniowe (eksploatacyjne na liniach kolejowych) w zakresie bezpieczeństwa przed wykolejeniem na: a) łukach torowych o dużym promieniu $R > 600$ [m] – przejazd z maksymalną, dopuszczalną prędkością pojazdu, b) łukach torowych o małym promieniu $400 \text{ [m]} \leq R \leq 600 \text{ [m]}$ – maksymalna, dopuszczalna prędkość określona dla łuku toru bądź, jeżeli niższa od tej to maksymalna prędkość pojazdu, c) łukach o bardzo małym promieniu $250 \text{ [m]} \leq R \leq 400 \text{ [m]}$ – prędkość przejazdu jak poprzednio.

Dla każdego podanego powyżej przypadku badawczego oceniana jest wartość współczynnika wykolejenia Y/Q który jest stosunkiem siły prowadzącej Y do siły nacisku koła Q w analizowanym punkcie styku. Rozważanie układu sił powstających w trakcie przejazdu po łuku toru w przypadku wspinania obrzeża na główkę szyny należy zacząć od sił składowych. Na rysunku 1.18 przedstawiono siły występujące w punkcie styku na obrzeżu koła i bocznej powierzchni główki szyny, występuje tam siła styczna T równa iloczynowi wartości współczynnika tarcia statycznego μ i siły osiowej N .



Rys. 1.18. Układ sił na styku koła z szyną, siły przyłożone do szyny: Y – siła prowadząca (poprzeczna), Q – siła nacisku (pionowa), siły przyłożone do koła: N – siła normalna w strefie styku, T – siła tarcia, β – kąt pochylenia obrzeża koła, opracowanie własne na podstawie: [2, 78]

Z racji tego, że siły działające na koło równoważą siły działające na szynę (zasada równowagi sił) wartość Y/Q można obliczyć na podstawie siły stycznej (T) i siły normalnej (N) a więc przy użyciu wspomnianych wcześniej algorytmów komputerowych FASTSIM i CONTACT oraz ich pochodnych. Rysunek 1.19 przedstawia rzutowanie wektorów sił przyłożonych do koła na składowe w celu wyznaczenia wartości Y/Q co zapisano w zależnościach od 1.3 do 1.5.



Rys. 1.19. Rzutowanie wektorów sił przyłożonych do koła na składowe odpowiadające sile Q i Y, opracowanie własne na podstawie: [2, 78]

$$-Y = -N \sin \beta + T \cos \beta \quad (1.3)$$

$$-Q = -N \cos \beta - T \sin \beta \quad (1.4)$$

$$\frac{Y}{Q} = \frac{N \sin \beta - T \cos \beta}{N \cos \beta + T \sin \beta} \quad (1.5)$$

gdzie:

Y[N] – siła prowadząca,

Q [N] – siła nacisku,

N [N] – siła normalna,

T= $\mu \cdot N$ [N] – siła tarcia,

β [°] – kąt pochylenia obrzeża koła, dla profilu koła S1002 wynosi 70°,

μ [-] – współczynnik tarcia na styku koło szyna, zgodnie z normą PN-EN 14363 dla tarcia suchego obowiązuje wartość 0,36,

Y/Q [-] – współczynnik bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu.

Wartość graniczna dla danego profilu koła wyznacza się z kryterium Nadala (1908), wzór 1.5 po przekształceniu w 1.6, oznaczenia jak wcześniej [78, 2]:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan \beta - \mu}{1 + \mu \tan \beta} \quad (1.6)$$

Po podstawieniu do 1.6 wartości $\mu = 0,36$ i $\beta = 70^\circ$ otrzymuje się wartość graniczną 1,2, która jest stosowana w przypadku przejazdu po torze wchrowatym z prędkością do 10 km/h.

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{lim} = \frac{\tan 70^\circ - 0,36}{1 + 0,36 \cdot \tan 70^\circ} = \frac{2,747 - 0,36}{1 + 0,36 \cdot 2,747} = 1,2 \quad (1.7)$$

W przypadku badań liniowych wartość graniczna współczynnika bezpieczeństwa przed wykolejeniem wynosi $(Y/Q)_{dyn,lim}=0,8$ [2]. Co należy wiązać z możliwością wystąpienia w skrajnych przypadkach większej wartości współczynnika tarcia do $\mu = 0,6$ [77].

Programy wykorzystywane do badań dynamiki pojazdów szynowych wykorzystują metodę układów wieloczłonowych (ang. MBS – multi-body systems), automatycznie generują równania ruchu na podstawie wprowadzonych przez użytkownika parametrów geometryczno-bezwładnościowych poszczególnych brył sztywnych i ich wzajemnych połączeń. Przeważnie do opisu ruchu wykorzystuje się formalizmy Lagrange'a [80]. Do najpopularniejszych

pakietów symulacyjnych opartych na koncepcji MBS należą: VI-Rail (powstały na bazie Adams Rail), Simpack, Vampire, Nucars, Gensys, Universal Mechanism [80, 81]. Istnieje wiele zalet badań symulacyjnych: testowanie wielu wariantów projektu-konstrukcji przy różnych warunkach eksploatacyjnych, łatwa obróbka wyników dzięki rozbudowanym możliwością interfejsów graficznych. Symulacje komputerowe pozwalają na ocenę parametrów pojazdu: stateczności ruchu, zdolności pokonywania łuków torowych, komfortu jazdy i wielu innych parametrów [82, 83]. Nieliniowy model pojazdu o wielu stopniach swobody gwarantuje satysfakcjonującą dokładność obliczeniową. Przeprowadzenie pełnych badań homologacyjnych w zakresie dynamiki na modelu symulacyjnym znacząco zmniejsza koszty i skraca czas dopuszczenia do eksploatacji pojazdu. Badania na obiekcie rzeczywistym nie są w stanie dostarczyć tak wielu informacji o pojeździe co dokładnie przeprowadzona symulacja [82]. Opala i Melnik [80] podają, że homologacja pojazdu szynowego może zostać przeprowadzona na podstawie symulacyjnej oceny dynamicznego zachowania układu biegowego zgodnie z procedurami badawczymi opisanymi w normie PN-EN 14363. Komercyjne aplikacje charakteryzują się wysokim kosztem zakupu i brakiem dostępu do kodu źródłowego, dlatego nadal dużą popularnością cieszą się autorskie programy. Autorzy porównali sposób modelowania i uzyskane wyniki z dwóch systemów obliczeniowych komercyjnego VI-Rail i autorskiego Simdel opracowanego przez Michała Opalę pracownika Wydziału Transportu Politechniki Warszawskiej. Opala w swoim autorskim programie wykorzystał teorię Herza i Kalkera implementując algorytm FASTSIM. Farbaniec i Mrzygłód [84] podają, że przeprowadzenie dokładnych badań symulacyjnych pojazdu szynowego przed modernizacją i po umożliwi efektywną analizę wpływu zmian konstrukcyjnych na dynamikę pojazdu i trwałość jego elementów. Uzyskane wyniki z modelu typu MBS można wykorzystać w badaniach trwałości zmęczeniowej. Symulacja MBS uwzględniająca rzeczywiste warunki eksploatacji pozwala na określenie sił, prędkości i przyspieszeń występujących w poszczególnych elementach pojazdu szynowego.

Przykłady opisu modelowania i uzyskanych symulacyjnie wyników dla pojazdów towarowych i pasażerskich o różnych układach biegowych można znaleźć w wielu pracach. Opala i Melnik [80] prezentują badania na wagonie towarowym i pasażerskim wyposażonym w konwencjonalne zestawy kołowe, Łukaszewski [79] na uproszczonym modelu wagonu bada wpływ sztywności wzdłużnej na prędkość krytyczną – bieg stabilny i pokonywanie łuków torowych. Łukaszewski przeprowadza analizy w zakresie bezpieczeństwa przed wykołeniem i zużycia zarysu profilu. Uzyskane wyniki są zgodne z opisami Knothe i Stichel [59] z których wynika, że zwiększenie sztywności wzdłużnej prowadzenia zestawów

kołowych powoduje zwiększenie prędkości krytycznej pojazdu, ale pogorsza wartości wskaźników służących ocenie przejazdu przez łuk torowy w krytycznym przypadku może skutkować wykolejeniem.

Sowińska [85] w swojej rozprawie doktorskiej opisuje modelowanie, przeprowadzanie badań symulacyjnych i analizę uzyskanych wyników dla wózka niskopodłogowego lekkiego pojazdu szynowego przeznaczonego do ruchu po torowiskach tramwajowych wyposażonego w pełni niezależnie obracające się koła. Autorka prezentuje wyniki uzyskane w swoim autorskim programie z wynikami uzyskanymi w komercyjnym – VI Rail. W publikacji [86] przedstawiono wykorzystanie komercyjnego programu SIMPACK do badań właściwości biegowych tramwaju wyposażonego w konwencjonalne zestawy kołowe przeznaczonego do ruchu po torowisku o rozstawie szyn 1000 [mm].

Piechowiak i Sienicki [81] prezentują alternatywne metody badań i oceny stabilności biegu pojazdu. Opisują analizę wartości drgań własnych która przy odpowiedniej obróbce graficznej stanowi narzędzie do wykrycia wad konstrukcyjnych na etapie projektowania.

1.3. Podsumowanie przeglądu literatury

Z przeprowadzonego przeglądu literatury w zakresie pojazdów szynowo-drogowych wynika, że większość autorów w prezentowanych w podrozdziale 1.1 pracach opisuje podstawowe założenia konstrukcyjne pojazdów oraz ich zastosowanie. Ilość publikacji prezentujących wyniki badań jest niewielka. W tabeli 1.1 zestawiono ilościowo publikacje odnoszące się do przyjętej przez autora tematycznej klasyfikacji.

Tabela 1.1. Zestawienie ilościowe publikacji według przyporządkowania tematycznego

Opis	Ilość	Udział procentowy [%]
Konstrukcja, wyposażenie i przeznaczenie	23	56,1
Emisja związków toksycznych spalin z silnika	5	12,2
Badania wytrzymałościowe konstrukcji (również wpływ sił styku koła z szyną na wytrzymałość)	5	12,2
Przepisy jakie muszą spełnić w ramach homologacji	4	9,8
Rozkład sił styku koła z szyną	2	4,9
Pomiar emisji hałasu	1	2,4
Zestawienie wypadków z udziałem pojazdów s-d.	1	2,4
Suma:	41	100

Tylko dwie publikacje poruszają tematykę związaną z interakcją pojazdu z torem. Pierwsza [45] dotyczy pojazdu typu 1 (9A) – pojazd na bazie samochodu ciężarowego wyposażony w dwa dwuosiowe wózki – takie rozwiązanie jest powszechnie stosowane w pojazdach szynowych zwłaszcza tramwajach, gdzie występują koła o małym promieniu tocznym. Przedstawiony w artykule zakres badań obejmuje analityczne wyznaczenie sił nacisku dla różnych wartości przechyłki łuków torowych. Druga publikacja [46] dotyczy quasistatycznego przejazdu pojazdu typu 3 (9C) po zdefiniowanym normą PN-EN 14363 torze wichrowatym. Pojazd typu 3 (9C) porusza się kołami drogowymi po szynach co z racji występowania na styku opona-szyrna współczynnika tarcia wynoszącego od 0,6 do 1,0 ogranicza występowanie zjawisk dynamicznych. Autorzy ograniczyli badania do wyznaczenia wartości wskaźnika wykolejenia dla kół szynowych. W przypadku pojazdów typu 2 (9C) z napędem ciernym bębnowym brak jest publikacji poruszających kwestię właściwości biegowych. Konstrukcja układu biegowego takiego pojazdu została szczegółowo opisana w artykułach Medwida [21, 23, 25]. Układ biegowy prezentowany w pracach charakteryzuje się dużą odmiennością w stosunku do klasycznych pojazdów szynowych których opisy właściwości biegowych uwzględniono w podrozdziale 1.2.

Z doświadczeń pracowników Instytutu Pojazdów Szynowych TABOR w Poznaniu wynika, że stosowanie otensometrowanych szyn lub zestawów kołowych w celu wyznaczenia odkształceń na podstawie których obliczane są siły styku koła z szyną obarczone jest dużym błędem. Z racji specyficznej budowy pojazd szynowo-drogowy nie może zostać wyposażony w standardowy, pomiarowy zestaw kołowy o średnicy kół 920 [mm] stosowany w badaniach wagonów o klasycznej konstrukcji. Badania na torze wichrowatym – torze pomiarowym nie sprawdzają się z racji małych wartości nacisków wywieranych na tor przez pojazdy szynowo-drogowe. Przejazd po torze wichrowatym jest niezauważalny dla urządzeń pomiarowych. Rozwiązaniem jest przeprowadzenie badań symulacyjnych przy użyciu metody wieloczołowej (ang. MBS) i odpowiednich algorytmów styku koła z szyną. Łatwość modelowania, duża dokładność obliczeniowa pozwalają na szczegółowe poznanie właściwości biegowych pojazdów szynowo-drogowych o napędzie ciernym bębnowym.

Z racji powyższego autor zdefiniował problem badawczy: **Wyznaczenie rzeczywistego rozkładu sił na styku koła z szyną pojazdu szynowo-drogowego z napędem ciernym bębnowym podczas biegu po łuku toru przy użyciu symulacji komputerowej w celu oceny właściwości biegowych.**

2. CEL I ZAKRES PRACY

2.1. Geneza tematu

Na podstawie analizy literaturowej i badań własnych, określone zostały czynniki motywujące do podjęcia badań symulacyjnych właściwości biegowych pojazdu szynowo-drogowego z napędem ciernym bębnowym:

1. W literaturze brak publikacji na temat właściwości biegowych pojazdu szynowo-drogowego typu 9B lub pojazdów szynowych o zbliżonej konstrukcji. Wybór takiego pojazdu gwarantuje możliwość zbadania wpływu różnych konstrukcji osi szynowych na siły w układzie pojazd-tor.
2. Konstrukcja oraz masa pojazdu nie pozwalają na zastosowanie pomiarowych zestawów kołowych lub przeprowadzenie badań na torze pomiarowym. Dlatego autor zdecydował się przeprowadzić badania symulacyjne przy użyciu metody wieloczołowej i odpowiednich algorytmów styku koła z szyną. Takie podejście umożliwia przeanalizowanie wielu zmiennych i dokładne poznanie ich wpływu na siły styku koła z szyną.

2.2. Cel pracy

Na podstawie przeglądu literatury i analizy potrzeb rynku pojazdów szynowych, sformułowano następujący cel ogólny pracy:

Celem pracy jest analiza wpływu wybranych wariantów konstrukcji układów biegowych pojazdów szynowo-drogowych na ich oddziaływanie z torem.

a) Cel naukowy:

Celem naukowym pracy jest analiza porównawcza wpływu wybranych profili kół oraz konstrukcji osi szynowych na prędkość krytyczną (stabilność biegu), bezpieczeństwo przeciwko wykolejeniu oraz poziom zużycia powierzchni zarysu profilu kół.

b) Cele użytkowe

W pracy sformułowano również szereg celów użytkowych:

1. Opracowanie nowego pod względem właściwości biegowych szynowego układu jezdny analizowanego pojazdu w zakresie: zwiększenia prędkości eksploatacyjnej i poprawy bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu.
2. Zwiększenie trwałości szynowego układu biegowego analizowanego pojazdu w aspekcie zużycia ściernego powierzchni zarysu profilu kół. Koła pojazdu nie są przeznaczone do reprofilacji, a więc wskazana jest ich długa żywotność.
3. Opracowane modele wariantów rozwiązań konstrukcyjnych układów biegowych oraz wyniki badań symulacyjnych będą podstawą do projektowania szynowych układów biegowych pojazdów szynowo-drogowych i szynowych.

Dla zrealizowania tak przyjętych celów pracy zdefiniowano następujące zadania badawcze:

1. Przegląd i analiza literatury w zakresie pojazdów szynowo-drogowych oraz właściwości biegowych pojazdów szynowych.
2. Opracowanie metodyki badań symulacyjnych.
3. Wykonanie modelu pojazdu szynowo-drogowego na bazie ogólnodostępnego samochodu ciężarowego wyposażonego w trzyosiowy, szynowy układ jezdny z napędem ciernym bębnowym. Uwzględniając w modelu zmienne w zakresie masy pojazdu, konstrukcji osi szynowej i profili kół.
4. Przeprowadzenie badań symulacyjnych właściwości biegowych pojazdu na torze kolejowym w zakresie:
 - 4.1. wyznaczenia prędkości krytycznej na prostej przy zmiennych prędkościach biegu poprzez rejestrację wychylenia środka osi szynowych względem osi wzdłużnej toru oraz rejestrację wartości średnio kwadratowej siły prowadzącej (Y_{rms}) dla zestawów kołowych,
 - 4.2. wyznaczenie wartości stosunku siły prowadzącej (Y) do siły nacisku (Q) koła jako miary podatności na wykolejenie oraz wartości wskaźnika zużycia powierzchni zarysu profilu kół (i_{wn}), określonego z wartości sił stycznych i poślizgów koła podczas biegu po krzywej składającej się z łuku toru o zmiennej wartości promienia od 150 do 900 metrów,
 - 4.3. przeprowadzenie badań podatności na wykolejenie na torze wichrowatym przy prędkości $v \geq 10$ [km/h].
5. Zestawienie i porównanie uzyskanych wyników.

Uznanie celu głównego i naukowego pracy za osiągnięty nastąpi po wskazaniu najbardziej korzystnej konstrukcji układu biegowego analizowanego pojazdu szynowo-

drogowego ze względu na bezpieczeństwo przed wykolejeniem i poziom zużycia powierzchni zarysu profilu kół na podstawie wyników symulacji biegu pojazdu po krzywej torowej uwzględniając wyniki uzyskane w badaniu stabilności biegu.

3. METODYKA BADAŃ

3.1. Opis obiektu badań

Obiektem badań jest pojazd szynowo-drogowy z napędem ciernym bębnowym, wg przyjętej wcześniej klasyfikacji typ 2 (9C). Prace koncepcyjne nad wyposażeniem seryjnie produkowanego samochodu ciężarowego w trzyosiowy szynowy układ jezdny rozpoczęły się w 2000 roku, kierownikiem projektu i pomysłodawcą układu szynowego był dr hab. inż. Marian Medwid prof. IPS [21, 87]. Prace zakończyły się powstaniem pojazdu szynowo-drogowego na bazie samochodu ciężarowego IVECO Eurocargo, który wyposażono w cysternę do przewozu paliwa i agregat pompowo pomiarowy (rys. 3.1). Pojazd jest przeznaczony do zaopatrywania w paliwo maszyn torowych i spalinowych pojazdów szynowych [21, 88].



Rys. 3.1. Pojazd szynowo-drogowy IVECO w trakcie eksploatacji torowej [88]

Dostosowanie szynowego układu jezdnego opracowanego przez Medwida do cięższego samochodu ciężarowego IVECO Eurocargo model ML 150E25 WS nastąpiło w 2013 roku. Układ szynowy oraz sposób jego instalacji na samochodzie ciężarowym opisano szczegółowo w niepublikowanych dokumentach znajdujących się w archiwum Centrum Pojazdów

Szynowych, Poznański Instytut Technologiczny, Sieć Badawcza Łukasiewicz, dawniej Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR” w Poznaniu [89, 90].

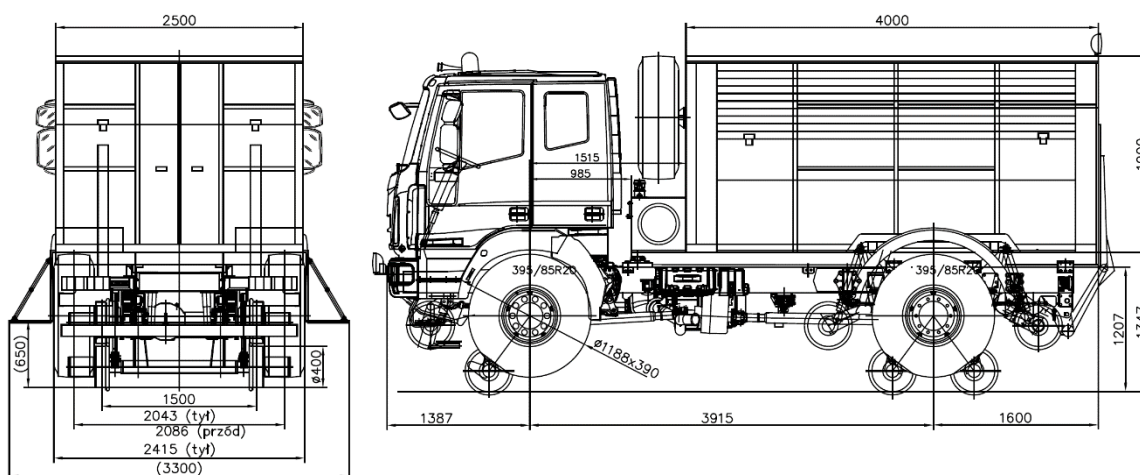
W sprawozdaniu [90] „OR-10405, Sprawozdanie z oceny bezpieczeństwa ruchu oraz właściwości dynamicznych samochodu ciężarowego IVECO Eurocargo model ML 150E25 WS z szynowym układem jezdny”, Bryk i Łukaszewski wykonali podstawowe badania właściwości biegowych zgodnie z normą PN-EN 14363 w oparciu o symulacje komputerowe. Konstruktorzy zastosowali w szynowym układzie jezdny osie z niezależnie obracającymi się kołami o profilu S1002. Przedstawione w tym rozdziale dane techniczne pojazdu szynowo-drogowego odnoszą się do wersji szynowego układu jezdny autorstwa M. Medwida z 2013 roku oraz obecnie dostępnej (styczeń 2020) wersji samochodu ciężarowego IVECO Eurocargo model ML 150E25 WS z napędem na cztery koła w której parametry masowe i geometryczne nie uległy istotnym zmianom w porównaniu do wersji z 2013 roku.

Podstawowe dane techniczne samochodu ciężarowego IVECO Eurocargo model ML 150E25 WS na podstawie kart technicznych umieszczonych na stronie internetowej producenta [91]:

- pełne oznaczenie katalogowe wybranej wersji:	ML150E25WS EVI_D 4x4, 3915 MLC,
- masa przed zabudową:	5930 [kg],
- udział masy na oś przednią (przed zabudową):	3925 [kg],
- udział masy na oś tylną (przed zabudową):	2005 [kg],
- dopuszczalna masa całkowita (DMC):	15000 [kg],
- maksymalny nacisk na oś przednią:	5700 [kg],
- maksymalny nacisk na oś tylną:	10000 [kg],
- dopuszczalne obciążenie:	9070 [kg],
- długość bez zabudowy:	6666 [mm],
- długość z zabudową (skrzynia ładunkowa):	6902 [mm],
- rozstaw osi:	3915 [mm],
- rozstaw kół przednich:	2086 [mm],
- rozstaw kół tylnych:	2043 [mm],
- szerokość maksymalna bez zabudowy:	2490 [mm],
- prędkość maksymalna:	90 [km/h],
- silnik o zapłonie samoczynnym (wysokoprężny) z turbodoładowaniem:	TECTOR 7,

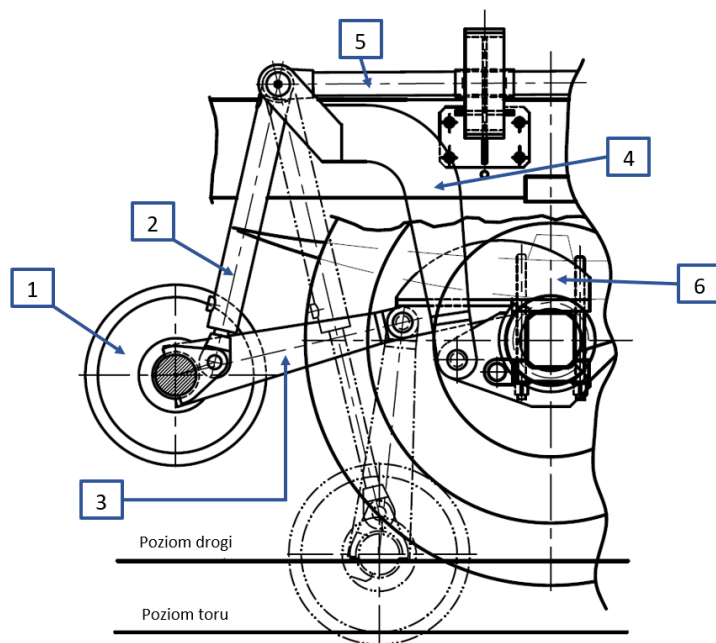
- moc silnika: 185 [kW] (250 [KM]),
- poziom emisji spalin, zgodny z normą: Euro VI D,
- przekazywanie napędu: na wszystkie koła, 4x4,
- rozmiar opon przód, tył: 395/85R20

Pojazd szynowo-drogowy IVECO składa się z dwóch głównych podzespołów: samochodu ciężarowego oraz szynowego układu jezdny w skład, którego wchodzi przedni jednoosiowy układ szynowy oraz tylny dwuosiowy układ szynowy (rys. 3.2).



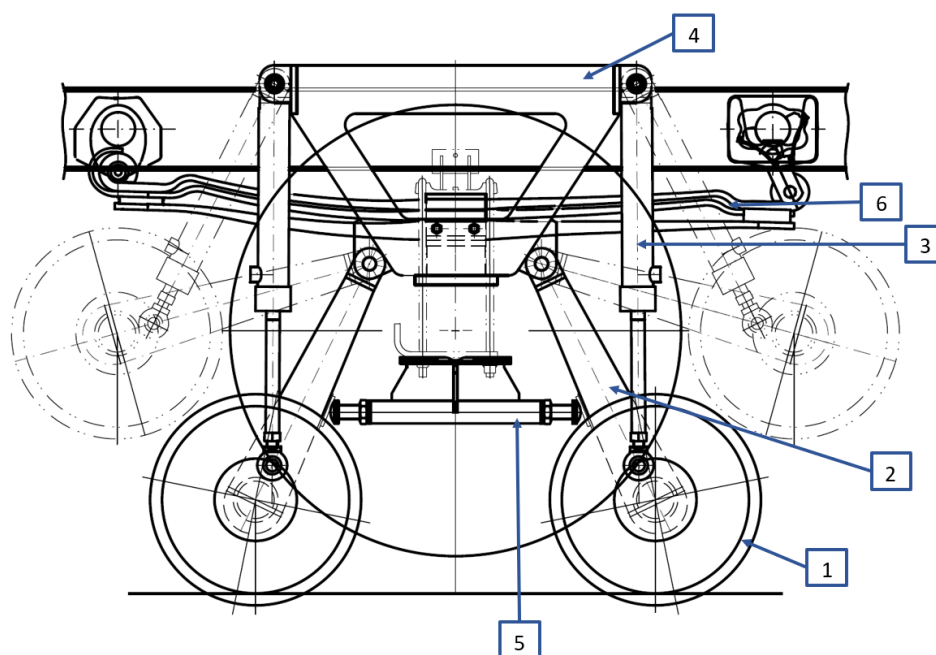
Rys. 3.2. Pojazd szynowo-drogowy IVECO przeznaczony dla kolejowego ratownictwa technicznego [89]

Układ szynowy jest przeznaczony do poruszania się po torze normalnym o rozstawie szyn 1435 [mm]. Pojazd wyposażono w trzy osie szynowe w celu wyrównania wartości nacisków przypadających na koło szynowe. Maksymalna bezpieczna wartość nacisku jaką może przenosić jedno koło szynowe pojazdu wynosi 32520 N [92]. Przedni szynowy układ jezdny jest nabudowany na przednim moście napędowym samochodu. Składa się on z osi, na której ułożyskowano dwa zespoły kół szynowych, unoszenie i opuszczanie kół szynowych odbywa się siłownikami hydraulicznymi. Rysunek 3.3 przedstawia przedni układ szynowy w pozycji biernej – do jazdy po drogach kołowych.



Rys. 3.3. Przedni szynowy układ jezdny: 1 – koło szynowe z bębnem, 2 – siłownik hydrauliczny, 3 – wahacz osi, 4 – dźwignia pionowa, 5 – drążek reakcyjny, 6 – resor [90]

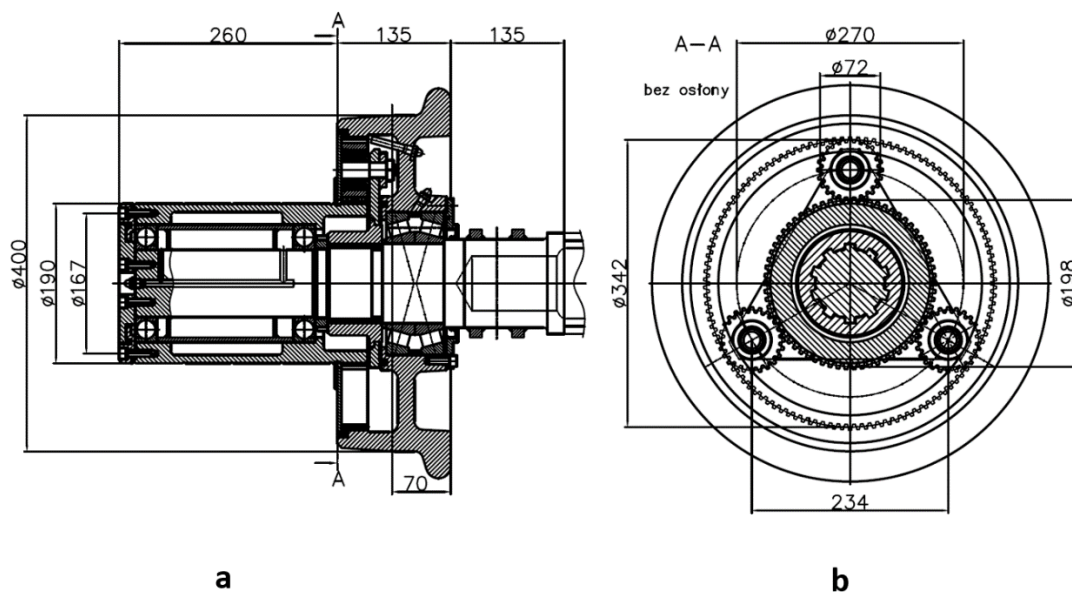
Tylny szynowy układ jezdny (rys. 3.4) składa się z dwóch osi z niezależnie obracającymi się kołami połączonymi z bębni, na których spoczywają koła drogowe – tak samo jak w przednim układzie szynowym. Podnoszenie, opuszczanie i docisk do kół drogowych realizowane są siłownikami hydraulicznymi.



Rys. 3.4. Tylny szynowy układ jezdny w pozycji torowej: 1 – koło szynowe z bębnem, 2 – wahacz osi, 3 – siłownik hydrauliczny, 4 – wspornik, 5 – ogranicznik położenia wahaczy, 6 – resor [90]

Układy szynowe zostały tak skonstruowane, aby nie blokować usprężynowania pionowego pojazdu. Elementy łączące szynowy układ jezdny z samochodem umieszczono pomiędzy resorami a mostami napędowymi samochodu. Siły dociskające koła zamykają się w obrębie mostów pojazdu. W przypadku przedniej osi na ramę nośną pojazdu przekazywana jest tylko pozioma reakcja od dźwigni pionowej w której zamontowany jest cylinder siłownika hydraulicznego. W tylnym układzie poziome siły reakcji oddziałują na górne sworznie wspornika, który jest zamocowany pod resorem.

Napęd i hamowanie pojazdu są realizowane wszystkimi kołami pojazdu – samochód wyposażono w napęd na cztery koła. Wewnątrz każdego koła szynowego i bębna napędowego (rys. 3.5) znajduje się układ łożysk oraz przekładnia obiegowa (planetarna) dzięki której możliwe jest zachowanie takiego samego kierunku jazdy jak w ruchu drogowym. Bęben napędowy i koło szynowe ułożyskowane są na osi (rys. 3.5. a). Przeniesienie napędu z bębna (centralne koło o uzębieniu zewnętrznym) na koło szynowe (koło o uzębieniu wewnętrznym) następuje przez trzy satelity które mogą obracać się tylko wokół własnej osi (rys. 3.5. b).



Rys. 3.5. Układ bębna napędowego i koła szynowego: a – widok ułożyskowania bębna i koła szynowego na osi, b – widok przekładni obiegowej [90]

Zastosowanie układu z bębnem napędowym (rys. 3.5) powoduje inną prędkość niż w ruchu drogowym, dlatego konieczne jest obliczenie przełożenia geometrycznego wynikającego z różnych średnic bębna napędowego i koła szynowego oraz przełożenia przekładni obiegowej z nieruchomym jarzmem, na którym osadzono satelity.

Przełożenie geometryczne pomiędzy bębniem napędowym a kołem szynowym obliczono zgodnie z zależnościami 3.1 i 3.2.

$$i_g = \frac{d_k}{d_b} \quad (3.1)$$

$$i_g = \frac{400}{190} = 2,11 \quad (3.2)$$

gdzie:

i_g [-] – przełożenie geometryczne,

d_b [mm] – średnica koła napędzającego (bębna),

d_k [mm] – średnica koła napędzanego (koła szynowego).

Przełożenie przekładni obiegowej obliczono zgodnie z zależnościami 3.3 i 3.4.

$$i_p = \frac{z_z}{z_w} \quad (3.3)$$

$$i_p = \frac{66}{114} = 0,58 \quad (3.4)$$

gdzie:

i_p [-] – przełożenie przekładni obiegowej,

z_z [-] – ilość zębów na kole centralnym (uzębienie zewnętrzne),

z_w [-] – ilość zębów na kole centralnym (uzębienie wewnętrzne).

Przełożenie całkowite stanowi iloczyn przełożenia geometrycznego i przekładni – zależności 3.5 i 3.6

$$i_c = i_g \cdot i_p \quad (3.5)$$

$$i_c = 2,11 \cdot 0,58 = 1,22 \quad (3.6)$$

gdzie:

i_c [-] – przełożenie całkowite.

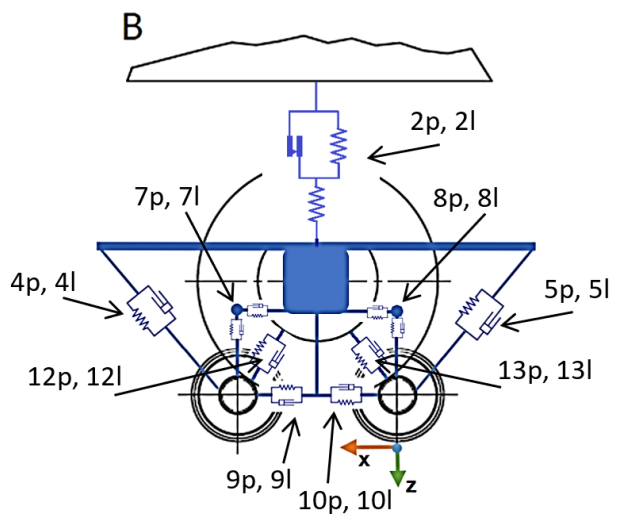
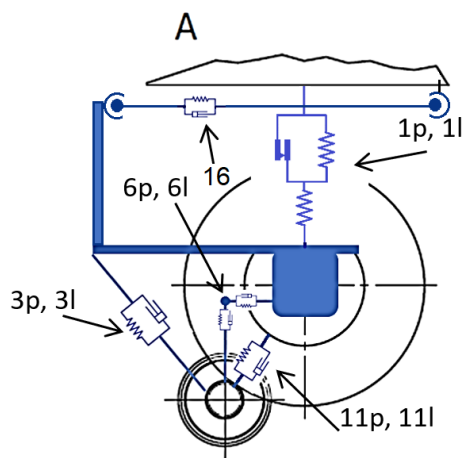
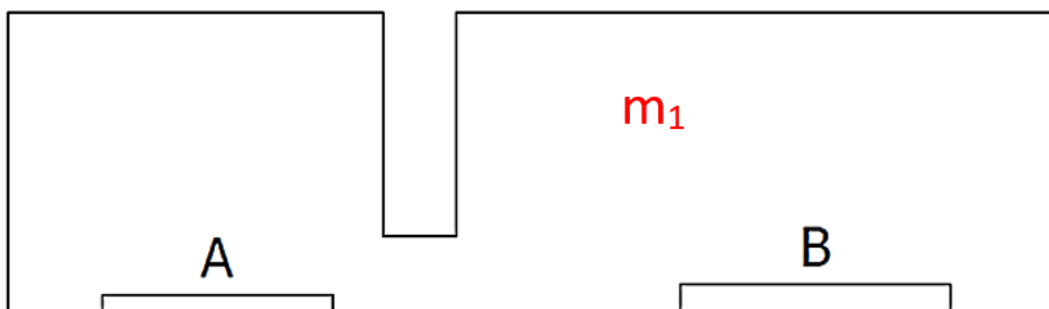
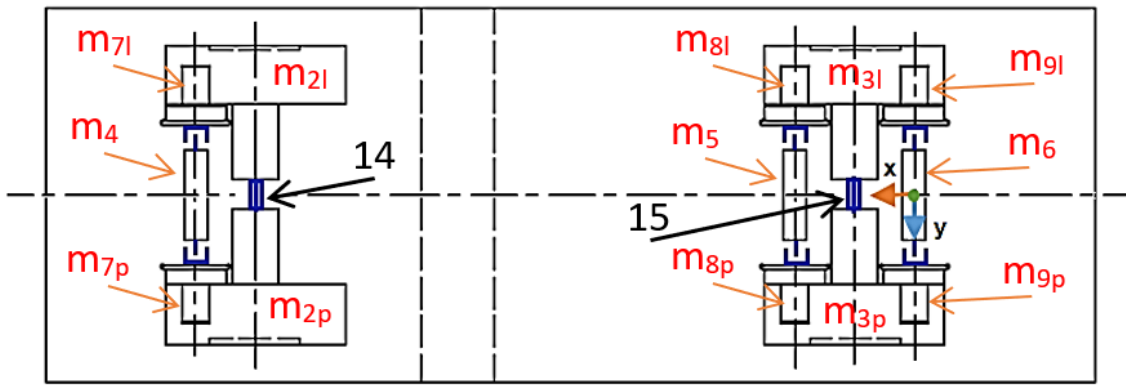
Prędkość pojazdu na torze jest 1,22 razy większa od prędkości drogowej. Z racji tego pojazd wyposażono w tabelę przeliczeniową prędkości na pulpicie sterowniczym [23], istnieje możliwość zastosowania dodatkowego oznaczenia na skali licznika prędkości bądź umieszczenie dodatkowego miernika prędkości w kołach szynowych.

Podstawowe dane techniczne pojazdu szynowo- drogowego IVECO [89, 90, 91]:

- maksymalna prędkość jazdy po drodze kołowej:	80 [km/h],
- maksymalna prędkość jazdy po torze kolejowym:	50 [km/h],
- masa własna pojazdu:	7505 [kg],
- dopuszczalna masa całkowita (DMC):	15000 [kg],
- maksymalna masa ładunku:	7495 [kg],
- masa szynowego układu jezdnego:	1700 [kg],
- masa przedniego szynowego uk. jezdnego:	578 [kg],
- masa tylnego szynowego uk. jezdnego:	1122 [kg],
- masa własna samochodu ciężarowego dostosowanego do zabudowy:	5805 [kg],
- średnica kół szynowych:	400 [mm],
- profil koła:	S1002,
- przeznaczenie torowe:	rozstaw szyn normalnotorowy, 1435 [mm].

3.2. Model symulacyjny pojazdu

Model wielocłonowy pojazdu składa się z brył masowych oraz elementów podatnych. Bryły masowe odwzorowują rzeczywisty rozkład mas na pojeździe a elementy podatne zapewniają odpowiednie wartości sztywności i tłumienia elementów zawieszenia samochodu i innych węzłów wpływających na pracę układu. W modelu mechanicznym pojazdu z racji powiązania pomiędzy elementami część mas szynowego układu jezdnego dodano do brył masowych przedniego i tylnego mostu samochodu. W celu zapewnienia odpowiednich wartości podatności tylną i przednią oś samochodu podzielono na odpowiednią ilość brył sztywnych połączonych elementami podatnymi wprowadzającymi zastępczą sztywność skrętną. Model pojazdu przedstawiono na rysunku 3.6 (na rysunku nie uwzględniono podatności toru).



Rys. 3.6. Model pojazdu: m_x – sztywne bryły masowe, 1-15 – elementy podatne, szczegółowy opis poszczególnych składowych w tabeli 3.1 i 3.2

Rysunek 3.6 przedstawia wzajemne powiązanie brył masowych elementami podatnymi, opis i parametry brył masowych podano w tabeli 3.1.

Tabela 3.1. Zestawienie parametrów masowych brył pojazdu szynowo-drogowego, opracowanie własne na podstawie: [89, 90, 91]

Oznaczenie na rys. 3.6	Nazwa bryły	Masa [kg]	Położenie środka ciężkości [m]	Momenty bezwładności względem środka ciężkości bryły [kg·m ²]
-	Pojazd w stanie gotowym do jazdy bez ładunku (masa własna, model pierwotny)	7505	$x_c = 2,500$ $y_c = 0,00$ $z_c = -1,412$	$I_{xx} = 9568,39$ $I_{yy} = 36950$ $I_{zz} = 36452,6$ $I_{xz} = 1235,02$
-	Pojazd załadowany (odpowiada dopuszczalnej masie całkowitej samochodu, model pierwotny)	15000	$x_c = 1,793$ $y_c = 0,00$ $z_c = -1,928$	$I_{xx} = 18469,7$ $I_{yy} = 56046,2$ $I_{zz} = 53255,6$ $I_{xz} = -4239,88$
m_1	Nadwozie z kabiną	5157	$x_c = 2,729$ $y_c = 0,00$ $z_c = -1,842$	$I_{xx} = 4495,66$ $I_{yy} = 23150,3$ $I_{zz} = 24230,4$ $I_{xz} = -502,575$
m_1	Ładunek	7495	$x_c = 1,086$ $y_c = 0,00$ $z_c = -2,445$	$I_{xx} = 4903,63$ $I_{yy} = 7602,19$ $I_{zz} = 9307,53$
m_1	Nadwozie z ładunkiem	12652	$x_c = 1,756$ $y_c = 0,00$ $z_c = -2,199$	$I_{xx} = 10508,3$ $I_{yy} = 40111,8$ $I_{zz} = 41787,4$ $I_{xz} = -3528,36$
m_{2p}, m_{2l}	Prawa/Lewa część przedniego mostu i układu szynowego z kołem drogowym	265	$x_c = 4,305$ $y_c = \pm 0,948$ $z_c = -0,741$	$I_{xx} = 40,7472$ $I_{yy} = 46,0586$ $I_{zz} = 42,3597$ $I_{xy} = \pm 0,44$ $I_{xz} = 0,144$ $I_{yz} = \pm 0,584$
m_{3p}, m_{3l}	Prawa/Lewa część tylnego mostu i układu szynowego z kołem drogowym	315	$x_c = 0,386$ $y_c = \pm 0,937$ $z_c = -0,743$	$I_{xx} = 47,6434$ $I_{yy} = 56,4182$ $I_{zz} = 48,9424$ $I_{xy} = \pm 0,0397$ $I_{xz} = 0,02146$ $I_{yz} = \pm 1,2863$
m_4, m_{7p}, m_{7l}	Oś I szynowa z niezależnymi kołami	396	$x_c = 4,686$ $y_c = 0,00$ $z_c = -0,20$	$I_{xx} = 216,0$ $I_{yy} = 4,6$ $I_{zz} = 216,0$
m_5, m_{8p}, m_{8l}	Oś II szynowa z niezależnymi kołami	396	$x_c = 0,772$ $y_c = 0,00$ $z_c = -0,20$	$I_{xx} = 216,0$ $I_{yy} = 4,6$ $I_{zz} = 216,0$
m_6, m_{9p}, m_{9l}	Oś III szynowa z niezależnymi kołami	396	$x_c = 0,00$ $y_c = 0,00$ $z_c = -0,20$	$I_{xx} = 216,0$ $I_{yy} = 4,6$ $I_{zz} = 216,0$
m_4	Oś I	90	$x_c = 4,686$ $y_c = 0,00$ $z_c = -0,20$	$I_{xx} = 11,6$ $I_{yy} = 0,2$ $I_{zz} = 11,6$
m_5	Oś II	90	$x_c = 0,772$ $y_c = 0,00$ $z_c = -0,20$	$I_{xx} = 11,6$ $I_{yy} = 0,2$ $I_{zz} = 11,6$
m_6	Oś III	90	$x_c = 0,00$ $y_c = 0,00$ $z_c = -0,20$	$I_{xx} = 11,6$ $I_{yy} = 0,2$ $I_{zz} = 11,6$

Tabela 3.1. cd.

m_{7p}, m_{7l}	Koło prawe/lewe z bębniem napędowym osi I	153	$x_c = 4,686$ $y_c = \pm 0,806$ $z_c = -0,200$	$I_{xx} = 2,8$ $I_{yy} = 2,2$ $I_{zz} = 2,8$
m_{8p}, m_{8l}	Koło prawe/lewe z bębniem napędowym osi II	153	$x_c = 0,772$ $y_c = \pm 0,806$ $z_c = -0,200$	$I_{xx} = 2,8$ $I_{yy} = 2,2$ $I_{zz} = 2,8$
m_{9p}, m_{9l}	Koło prawe/lewe z bębniem napędowym osi III	153	$x_c = 0$ $y_c = \pm 0,806$ $z_c = -0,200$	$I_{xx} = 2,8$ $I_{yy} = 2,2$ $I_{zz} = 2,8$
odpowiada m_4, m_{7p}, m_{7l}	Oś I szynowa z zależnymi kołami (klasyczny zestaw kołowy)	396	$x_c = 4,686$ $y_c = 0,00$ $z_c = -0,20$	$I_{xx} = 63,706$ $I_{yy} = 0,7664$ $I_{zz} = 63,706$
odpowiada m_5, m_{8p}, m_{8l}	Oś II szynowa z zależnymi kołami (klasyczny zestaw kołowy)	396	$x_c = 0,772$ $y_c = 0,00$ $z_c = -0,20$	$I_{xx} = 63,706$ $I_{yy} = 0,7664$ $I_{zz} = 63,706$
odpowiada m_6, m_{9p}, m_{9l}	Oś III szynowa z zależnymi kołami (klasyczny zestaw kołowy)	396	$x_c = 0,00$ $y_c = 0,00$ $z_c = -0,20$	$I_{xx} = 63,706$ $I_{yy} = 0,7664$ $I_{zz} = 63,706$

Wartości sztywności i tłumienia elementów podatnych łączących bryły podano w tabeli 3.2. Połączenie osi szynowej z zespołem koła szynowego i bębna napędowego jest połączeniem łożyskowym umożliwiającym tylko obrót wokół osi y.

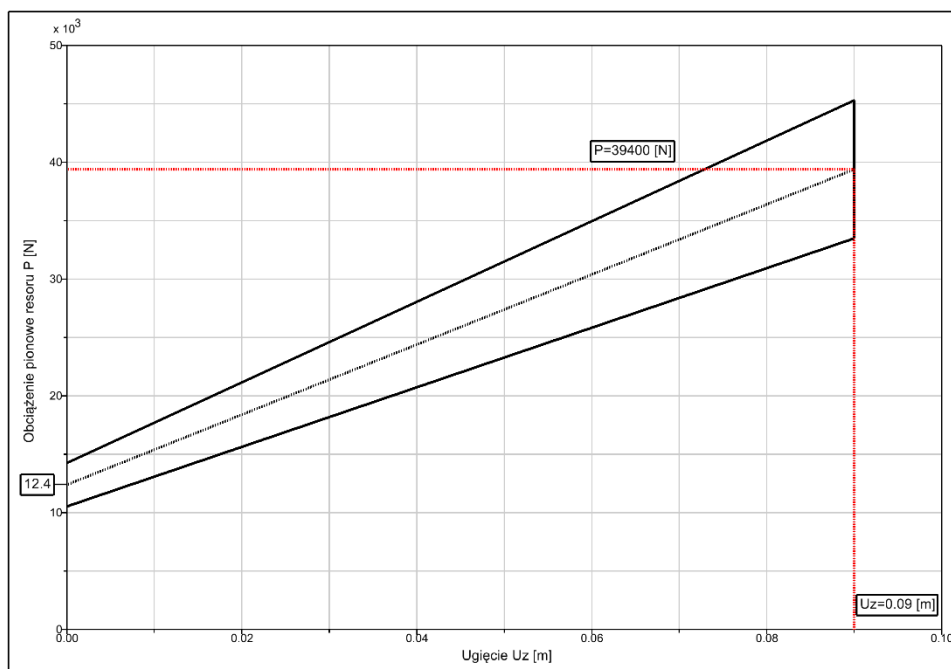
Tabela 3.2. Zestawienie wartości parametrów elementów łączących bryły sztywne modelu pojazdu szynowo-drogowego, opracowanie własne na podstawie: [89, 90, 91]

Oznaczenie na rys. 3.6	Nazwa elementu łączącego	Sztywność	Tłumiennosc	Uwagi
1p 1l	Elementy modelujące zawieszenie samochodu – przód	$c_x = 30$ [kN/mm] $c_y = 1,8$ [kN/mm] $c_z = 0,3$ [kN/mm] $c_\beta = 192$ [kNm/rad] Odbijak pionowy: $c_z = 1,5$ [kN/mm] dla ugięcia ≥ 85 [mm]	$\mu_{dynamiczne} = 0,15$, $\mu_{statyczne} = 0,16$, $v_{zmiany} = 0,001$ [m/s]	Wykres charakterystyki resoru – rys. 3.7
2p 2l	Elementy modelujące zawieszenie samochodu – tył (resor piórowy podwójny i stabilizator kołysania)	$c_x = 30$ [kN/mm] $c_y = 1,8$ [kN/mm] Charakterystyka progresywna resora: $c_z = 0,24$ [kN/mm] $c_z = 0,54$ [kN/mm] dla ugięcia ≥ 75 [mm] $c_\beta = 154$ [kNm/rad] (zastępcza, skrętna sztywność resoru) $c_\beta = 248$ [kNm/rad] (zastępcza, skrętna sztywność resoru)- dla ugięcia pionowego ≥ 75 [mm] Odbijak pionowy: $c_z = 1,5$ [kN/mm] dla ugięcia ≥ 160 [mm] Stabilizator kołysania: $c_\alpha = 105,7$ [kNm/rad] połowa sztywności skrętnej	$\mu_{slip} = 0,15$, $\mu_{stick} = 0,16$, $v_{zmiany} = 0,001$ [m/s]	Wykres charakterystyki resoru – rys. 3.8

Tabela 3.2. cd.

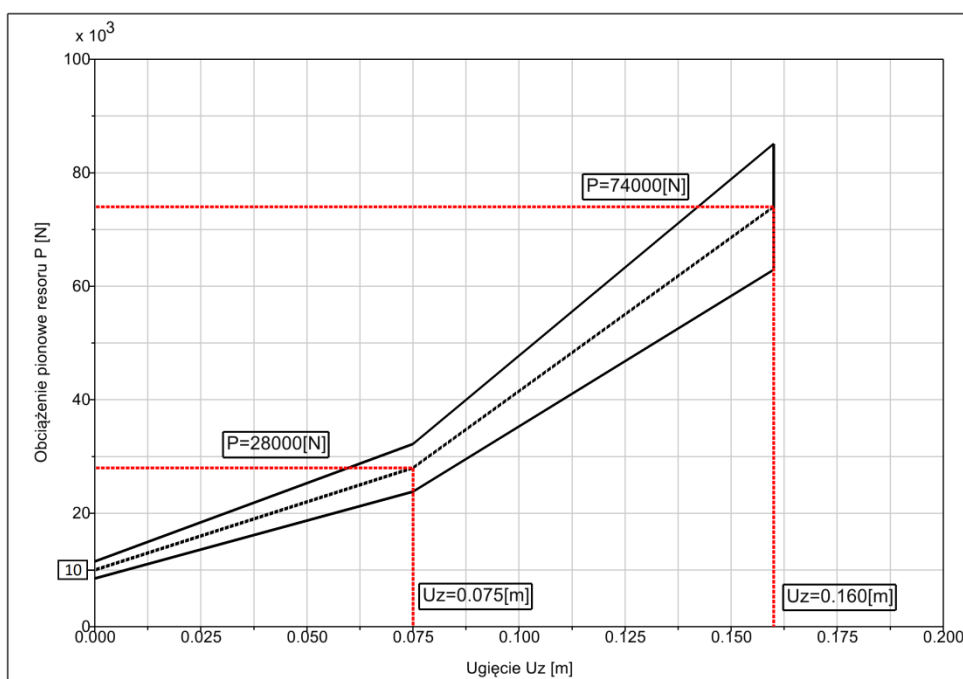
3p 3l 4p 4l 5p 5l	Elementy modelujące sztywność siłowników hydraulicznych	$c=8$ [kN/mm]	$d=200$ [kNs/m]	Wraz z przegubami gumowymi – elementami łączącymi
6p 6l	Elementy modelujące sztywność przegubów przedniego układu rolek	$c_x=10$ [kN/mm] $c_y=1,15$ [kN/mm] dla $ y < 7,8$ [mm] $c_y=5$ [kN/mm] dla $ y \geq 7,8$ [mm] (wynika z luzu przegubu) $c_z=12$ [kN/mm]	$d_x=10$ [kNs/m] $d_y=1,15$ [kNs/m] $d_z=12$ [kNs/m]	
7p 7l 8p 8l	Elementy modelujące sztywność przegubów tylnego układu rolek	$c_x=10$ [kN/mm] $c_y=0,94$ [kN/mm] dla $ y < 3,2$ [mm] $c_y=2,5$ [kN/mm] dla $ y \geq 3,2$ [mm] (wynika z luzu przegubu) $c_z=12$ [kN/mm]	$d_x=10$ [kNs/m] $d_y=0,94$ [kNs/m] $d_z=12$ [kNs/m]	
9p 9l 10p 10l	Elementy modelujące ograniczniki obrotu ramion rolek szynowych	$c_x=10$ [kN/mm]	-	-
11p 11l 12p 12l 13p 13l	Elementy modelujące sztywność opon	$c=1$ [kN/mm] na promieniu koła $c_y=1$ [kN/mm] w miejscu styku opona-bęben	$d=50$ [kNs/m] na promieniu koła $d=50$ [kNs/m] w miejscu styku opona-bęben	
14 15	Element wprowadzający sztywność zastępczą mostu napędowego samochodu	$c\beta=2400$ [kNm/rad]	-	-
16	Element wprowadzający sztywność drążka reakcyjnego	$c=100$ [kN/mm]	$d=100$ [kNs/m]	Zapobiega nadmiernemu obrotowi zestawu względem osi poprzecznej

Na rysunku 3.7 przedstawiono charakterystykę przedniej sprężyny piórowej (resoru) w formie wykresu zmiany ugięcia od siły.



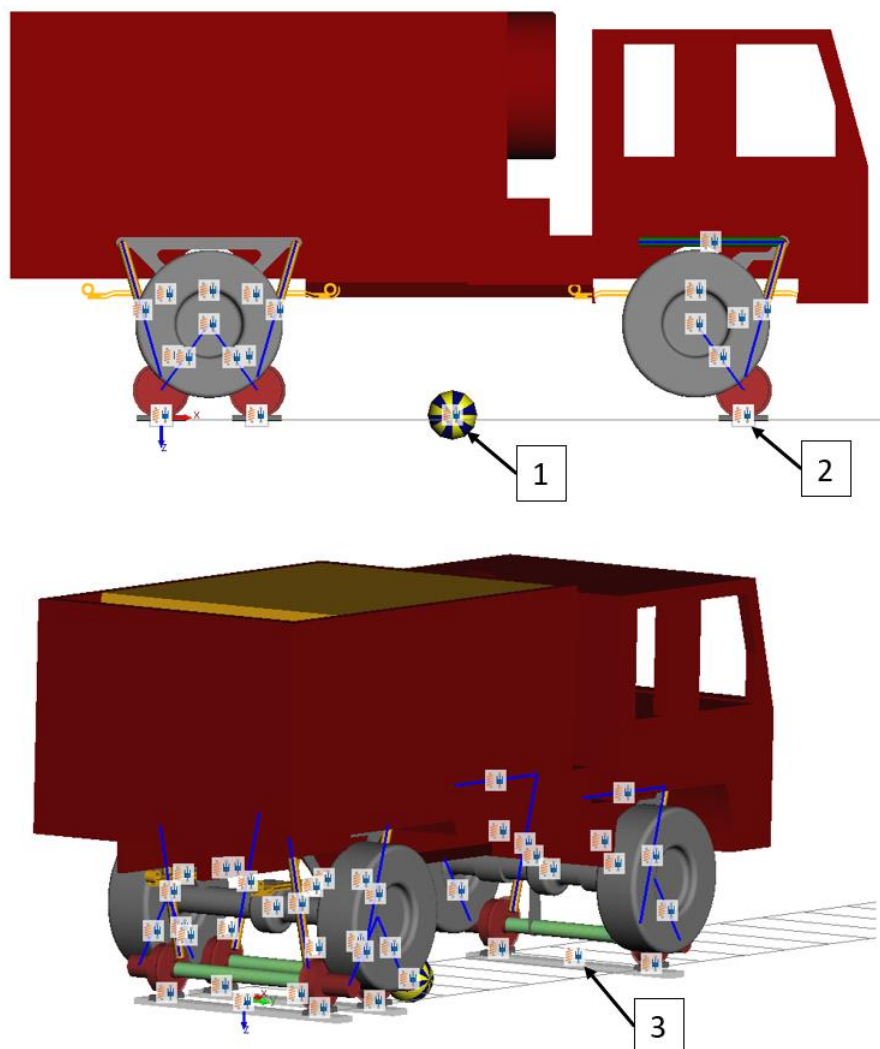
Rys. 3.7. Charakterystyka resoru przedniego (oznaczenie 1p, 1l), zależność odkształcenia resoru od obciążenia pionowego

Na rysunku 3.8 przedstawiono charakterystykę tylnej sprężyny piórowej (resoru) w formie wykresu zmiany ugięcia od siły.



Rys. 3.8. Charakterystyka progresywna resoru tylnego (oznaczenie 2p, 2l), zależność odkształcenia resoru od obciążenia pionowego

Na podstawie opracowanego modelu (rys. 3.6), danych masowych brył (tabela 3.1), podatności elementów łączących (tabela 3.2) i danych geometrycznych (rozdział 3.1) zbudowano w programie SIMPACK 2017 model symulacyjny pojazdu szynowo-drogowego. Na rysunku 3.9 pokazano model pojazdu oraz toru z zaznaczonymi elementami podatnymi. Podczas modelowania uwzględniono podatność styku koło szyna (rys. 3.9, oznaczenie 2) oraz podatność podkładów kolejowych i podtorza (rys. 3.9, oznaczenie 3). Zamodelowano również element dodatkowy umożliwiający wprowadzanie żądanej prędkości w formie bryły masowej połączonej z pojazdem elementem podatnym (rys. 3.9, oznaczenie 1). Element podatny może poruszać się tylko w osi wzdłużnej toru a z pojazdem połączony jest tylko sztywnością wzdłużną, brak więzów w pozostałych kierunkach zapewnia swobodę ruchu pojazdu.



Rys. 3.9. Odzworowanie modelu mechanicznego w środowisku symulacyjnym Simpack, dodatkowe elementy odpowiadające za: 1 – wprowadzanie prędkości biegu, element napędowy, 2 – podatność styku koła z szyną, 3 – podatność toru (podkład-podtorze),

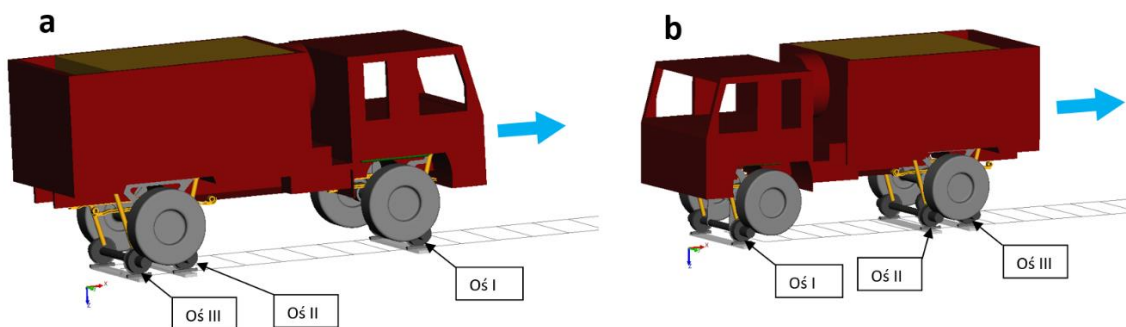
Parametry podatne styku koła z szyną obliczane są przez program na podstawie właściwości mechanicznych stali: modułu sprężystości $E=210$ [GPa], liczby Poissona 0,28 oraz wielkości powierzchni styku wyznaczonej przez algorytm Discrete Elastic Contact uwzględniając przyjęte wartości referencyjne sztywność w kierunku normalny $c_{ref}=500$ [kN/mm] oraz tłumienia $d_{ref}=100$ [kNm/s]. W przypadku podatności podkład-podtorze wprowadzono wartości: $c_y=40$ [kN/mm], $c_z=150$ [kN/mm], $c_\alpha=84375$ [kNm/rad], $d_y=98$ [kNs/m], $d_z=188$ [kNs/m], $d_\alpha=106$ [kNms/rad]

Do obliczeń sił styku koła z szyną zastosowano dwa algorytmy (opis w rozdziale 2.2) [70]:

- Discrete Elastic Contact do obliczeń rzeczywistego kształtu powierzchni styku i występujących na nim sił normalnych,
- FASTSIM do obliczeń sił stycznych.

3.3. Warianty badawcze pojazdu

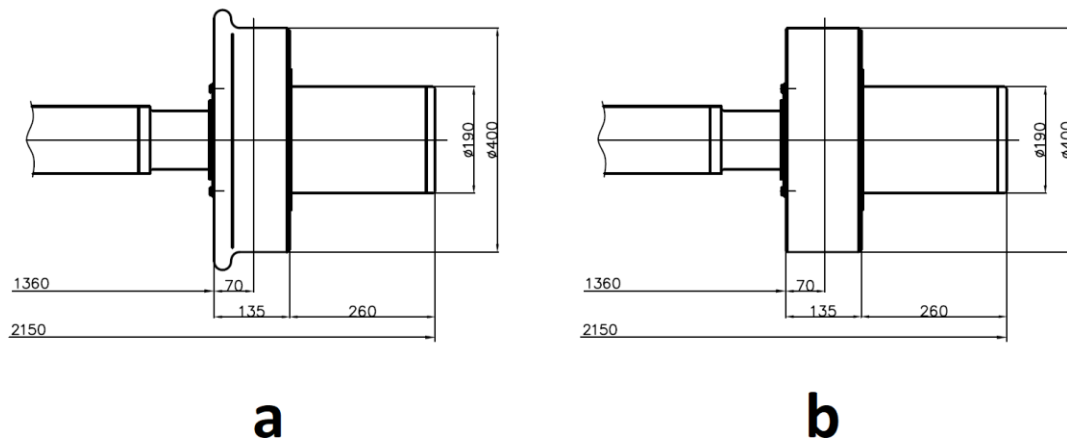
Analizowany pojazd szynowo-drogowy może poruszać się w dwóch kierunkach: do przodu i do tyłu. Możliwe jest wyposażenie pojazdu w sprzęg z przodu lub z tyłu umożliwiające przetaczanie pojazdu przez inny pojazd ale z racji tego że pojazd nie jest przystosowany do przenoszenia dużych sił wzdłużnych w trakcie formowania składu pociągu należy go umieścić na końcu składu. Na rys. 3.10 pokazano numerację osi szynowych, jest taka sama w przypadku biegu do przodu i do tyłu.



Rys. 3.10. Oznaczenie osi szynowych w trakcie jazdy: a – do przodu, b – do tyłu, niebieskie strzałki wskazują kierunek biegu

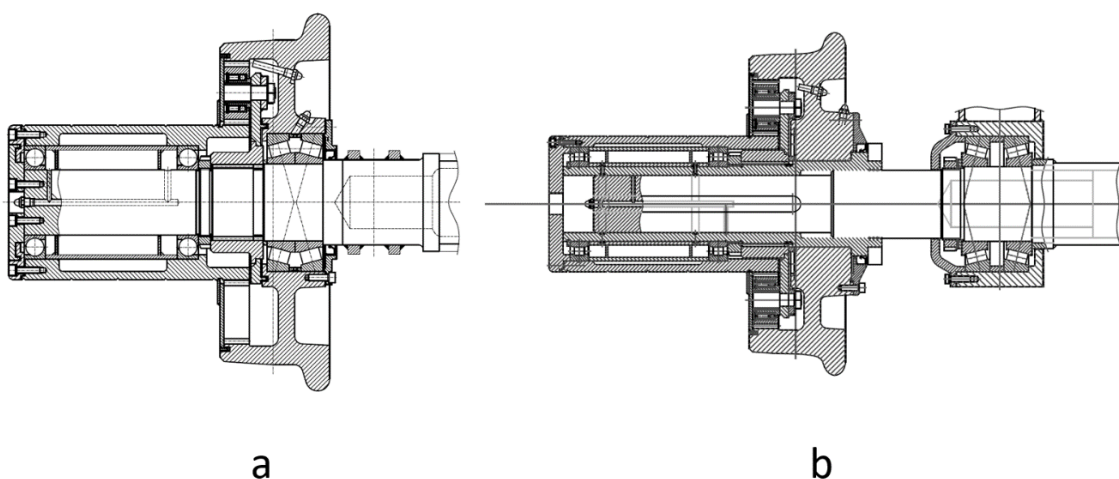
Pojazd jest wyposażony w układ biegowy składający się z osi z niezależnie obracającymi się kołami, o profilu stożkowym S1002 z obrzeżem. Autor postanowił

sprawdzić czy prowadzenie pojazdu w torze jest poprawne gdy na pojeździe zastosuje się koła z obrzeżami tylko na osiach skrajnych (oś I i oś III). Zakładając że główną rolą osi środkowej jest przenoszenie obciążenia pionowego można jej koła wykonać o profilu walcowym – bez obrzeża (rys. 3.11).



Rys. 3.11. Warianty kół osi: a – koła o profilu S1002 z obrzeżem, b – koła o profilu walcowym

Pierwotną wersję pojazdu wyposażono w osie o niezależnych kołach (rys. 3.12.a), minusem takiego rozwiązania jest to, że niezależny obrót kół zaburza zdolność zestawu kołowego do samocentrowania względem osi toru. W przypadku osi z zależnymi kołami (rys. 3.12.b) z racji tej samej prędkości obrotowej kół dochodzi do samocentrowania, dlatego autor uwzględnił w modelu symulacyjnym wariant z kołami zależnymi.



Rys. 3.12. Warianty osi szynowej: a – oś z niezależnymi kołami, koło łożyskowane na osi, b – oś z zależnymi kołami, koło połączone na sztywno z osią łożyskowaną na wahaczu, opr. własne na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej IPS Tabor

Badania obejmują serię symulacji przejazdu pojazdu s-d. próżnego i załadowanego w czterech wariantach układu biegowego:

1.N – pojazd wyposażony w osie z kołami niezależnymi o profilu stożkowym z obrzeżami,

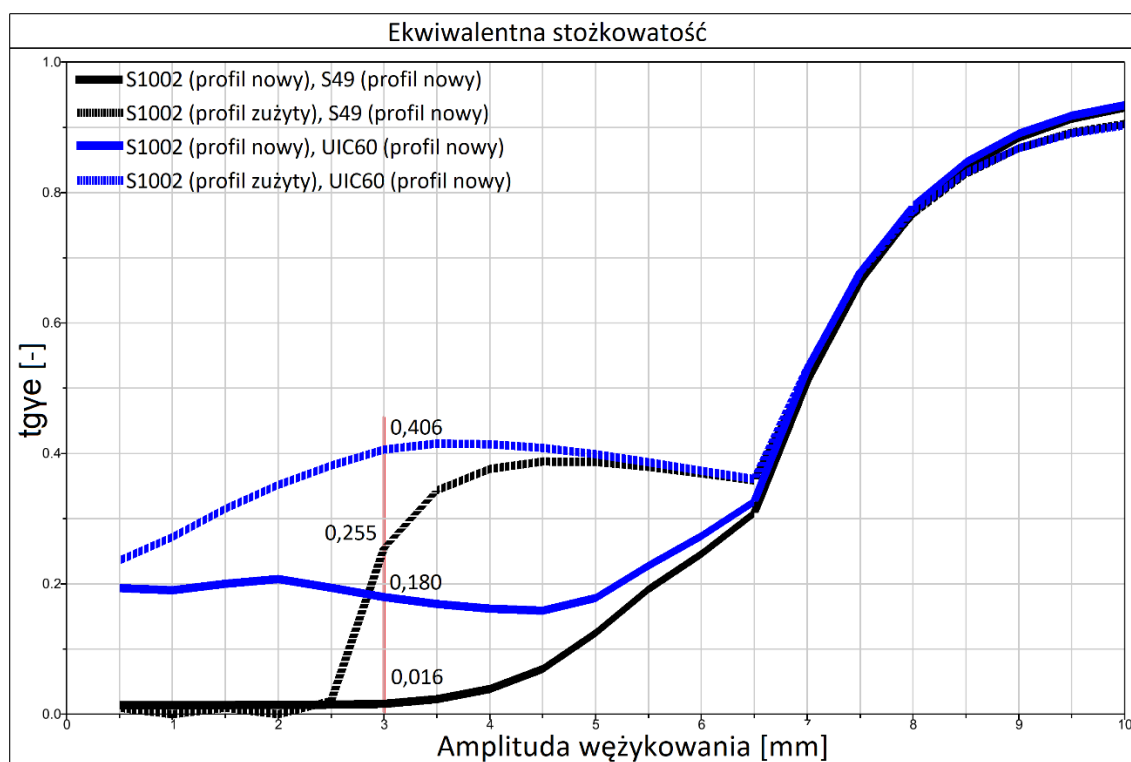
2.Z – pojazd wyposażony w osie z kołami zależnymi o profilu stożkowym z obrzeżami,

3.N.W – tak jak w wariacie o oznaczeniu 1.N ale na kołach osi II profil walcowy bez obrzeża,

4.Z.W – tak jak w wariacie o oznaczeniu 2.Z ale na kołach osi II profil walcowy bez obrzeża.

Zmienne dla powyższych wariantów układu biegowego obejmują cztery wartości ekwiwalentnej stożkowatości, tangens kąta stożka kąta γ_e : 0,016, 0,180, 0,255, 0,406 które wynikają ze współpracy z danym typem toru kolejowego (rys. 3.13):

- tor kolejowy z szynami UIC60 o pochyleniu poprzecznym w torze 1:40,
- tor kolejowy z szynami S49 o pochyleniu poprzecznym w torze 1:20.



Rys. 3.13. Wykorzystane w symulacji parametry styku koła z szyną, wartości ekwiwalentnej stożkowatości zestawów kołowych przy 3[mm] wychylenia osi, kryterium wg normy PN-EN 14363:2019

Wartość $\text{tg}\gamma_e = 0,406$ jest charakterystyczna dla bardzo zużytych profili a obowiązująca norma podaje że profile które uzyskują wartości przekraczające 0,4 należy reprofilować [2, 64].

Wykaz wszystkich wariantów badawczych pojazdu zamieszczono w tabeli 3.3.

Tabela 3.3. Zestawienie wariantów badawczych

Nr war.	Oznaczenie wariantu konstrukcji osi	Rodzaj, konstrukcja osi	Profil koła		Profil szyny	Ekwiwalentna stożkowatość, $\text{tg}\gamma_e$ [-]	
1	1.N	Osie z niezależnymi kołami	S1002 (nowy)		S49	0,016	
2			S1002 (zużyty)		S49	0,255	
3			S1002 (nowy)		UIC60	0,180	
4			S1002 (zużyty)		UIC60	0,406	
5	2.Z	Osie z zależnymi kołami	S1002 (nowy)		S49	0,016	
6			S1002 (zużyty)		S49	0,255	
7			S1002 (nowy)		UIC60	0,180	
8			S1002 (zużyty)		UIC60	0,406	
9	3.N.W	Osie z niezależnymi kołami	S1002 (nowy)	Koła osi II o profilu walcowym	S49	0,016	0,000
10			S1002 (zużyty)		S49	0,255	0,000
11			S1002 (nowy)		UIC60	0,180	0,000
12			S1002 (zużyty)		UIC60	0,406	0,000
13	4.Z.W	Osie z zależnymi kołami	S1002 (nowy)	Koła osi II o profilu walcowym	S49	0,016	0,000
14			S1002 (zużyty)		S49	0,255	0,000
15			S1002 (nowy)		UIC60	0,180	0,000
16			S1002 (zużyty)		UIC60	0,406	0,000
Nr war. - numer wariantu badawczego							

3.4. Scenariusze badań

Scenariusze badawcze obejmują przeprowadzenie symulacji biegu pojazdu szynowo-drogowego w wymienionych w rozdziale 3.3 wariantach pojazdu w zakresie:

1. analizy stabilności biegu i wyznaczenia prędkości krytycznej,

2. oceny bezpieczeństwa przed wykołajeniem oraz podatności na zużycie powierzchni zarysu profilu kół w oparciu o symulację biegu po łuku toru o zmiennym promieniu,
3. oceny bezpieczeństwa przed wykołajeniem na torze wichrowatym.

3.4.1. Badanie stabilności biegu i wyznaczenie prędkości krytycznej

Wyznaczenie prędkości krytycznej v_{kr} [km/h] pojazdu dla dwóch warunków: prędkości biegu stabilnego oraz prędkości dopuszczalnej zgodnie z kryterium sumy sił prowadzących, na prostej przy zadanym profilu prędkości poprzez rejestrację poprzecznego wychylenia środka osi szynowej y [mm] względem osi wzdłużnej toru oraz wartości średnio kwadratowej w ruchomym oknie dla sumy sił prowadzących zestawu kołowego ($\sum Y_{rms}$). Rejestracja wychylenia osi szynowej w torze służy do określenia występowania wężykowania zestawów kołowych (biegu niestabilnego, opis w rozdziale 1.2). Wartość $\sum Y_{rms}$ jest wyznaczana zgodnie z normą [2] dla okna o długości 100 [m] przy przesunięciu co 10 [m]. W celu wyeliminowania składowych quasi-statycznych (od krzywizny toru) oraz szumów – zakłóceń (np. powodowanych ruchem nadwozia) wartości siły Y poddano filtracji filtrem środkowo przepustowym w zakresie od 0,4 do 12 [Hz] [2]. Akceptowanej wartości siły prowadzącej Y może towarzyszyć występowanie wężykowania zestawów kołowych. Norma [2] określa wartości graniczne $\sum Y_{rms,lim}$ które zależą od nacisków danej osi – zależność 3.7.

$$\sum Y_{rms,lim} = \frac{10\,000 + \left(\frac{P_{2Q}}{3}\right)}{2} \quad (3.7)$$

gdzie:

$\sum Y_{rms,lim}$ [N] – wartość graniczna sumy sił prowadzących dla danego zestawu kołowego,

P_{2Q} [N] – statyczna siła pionowego nacisku zestawu kołowego.

Przez profil prędkości rozumie się zadanie zmiennej w czasie prędkości – zwalnianie.

Tak jak widać na rysunku 3.13 (wykres stożkowatości ekwiwalentnej) właściwy profil stożkowy (właściwa powierzchnia toczna) przechodzi zaokrągleniem w obrzeże przy przesunięciu osi $y=6,5$ [mm] w związku z tym spodziewane jest występowanie przeważającej amplitudy wężykowania o takiej wartości.

Niestabilny bieg pojazdu wymusza się poprzez wprowadzenie poprzecznych zaburzeń torowych na długości 20 metrów na początku toru. Tor badawczy składa się z trzech odcinków: 10 metrowa prosta bez zaburzeń, 20 metrowy tor z poprzecznymi zaburzeniami, właściwy odcinek badawczy o długości do 10000 metrów którego wykorzystanie zależy od zadanego profilu prędkości i czasu obliczeń.

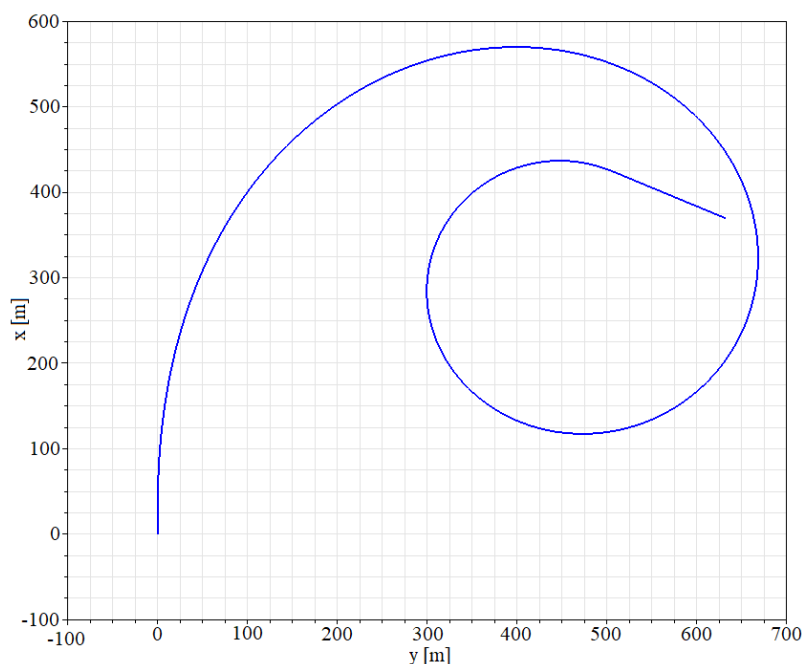
Maksymalna teoretyczna prędkość pojazdu w ruchu toru wynosi $90 \cdot 1,22 \approx 110$ [km/h], prędkość dopuszczalna jaką uzyskał pojazd z niezależnymi kołami wynosi 50 [km/h]. Większe prędkości mogą być osiągnięte tylko w przypadku sprzęgnięcia pojazdu z jednostką napędową.

Autor postanowił wyznaczyć prędkość krytyczną v_{kr} [km/h] dla podanych powyżej dwóch kryteriów: zaniku biegu niestabilnego (wężykowania, oscylacji osi szynowej) oraz sumy sił prowadzących.

3.4.2. Ocena biegu po łuku toru

Przeprowadzenie prezentowanych w tym rozdziale badań pozwoli określić który wariant pojazdu jest najbardziej bezpieczny podczas pokonywania łuku toru oraz charakteryzuje się najmniejszą skłonnością do zużycia ściernego powierzchni tocznych.

Przejazd badawczy realizowany jest na łuku toru o zmiennym promieniu dla wartości od 1000 do 140 metrów, widok krzywizny toru pokazano na rysunku 3.14.



Rys. 3.14. Widok krzywizny toru badawczego

Wartości od 150 do 900 metrów to wartości typowe dla eksploatowanych linii kolejowych [2, 54], dla takich wartości autor przeprowadzi ocenę. Wjazdowy odcinek toru o wartościach łuku przekraczających 900 metrów i wyjazdowy o wartościach promienia łuku mniejszych niż 150 są wykluczone z oceny z racji występowania zakłóceń charakterystycznych dla krzywych przejściowych. Parametry geometryczne toru badawczego, łuku prawoskrętnego o zmiennym promieniu, uwzględniające długość przedstawiono w tabeli 3.4.

Tabela 3.4. Makro geometria toru, krzywizna

Nr odcinka toru	Układ toru w planie	Długość L [m]	Promień początkowy R1 [m]	Promień końcowy R2 [m]
1	Prosta	15	-	-
2	Klotoida	30	-	1000
3	Klotoida	2000 (1744)	1000 (900)	(150) 140
4	Klotoida	30	140	-
5	Prosta	125	-	-
	Suma	2200	Długość pojazdu \approx 7 [m]	
Dla wartości w () dokonano oceny				

Model toru uwzględnia zmianę wysokości szyny zewnętrznej na łuku w celu uzyskania zadawalającej wartości przechyłki torowej której celem jest równoważenie przyspieszenia bocznego (odśrodkowego lub dośrodkowego) do poziomu dopuszczalnego to jest do maksymalnej wartości 1 [m/s²] [93]. Wartość przechyłki torowej jest tak dobrana aby przyspieszenie boczne (odśrodkowe) docierało koło prowadzące które nabiega na szynę zewnętrzną łuku.

Aby uniknąć biegu nadkrytycznego dla wszystkich wariantów badawczych założono prędkość biegu po łuku wynoszącą 40 [km/h] (patrz wyniki uzyskane w rozdziale 4.2, kryterium siły prowadzącej). Żądane wartości przyspieszenia dla pojazdu poruszającego się z prędkością 40 [km/h] po wymienionych powyżej łukach torowych osiągnięto wprowadzając odpowiednie wartości pionowego położenia szyny zewnętrznej łuku prawoskrętnego zgodnie z zależnością 3.8 [93]:

$$U_n = 153 \cdot \frac{v^2}{R_n} - a_y \quad (3.8)$$

gdzie:

- U_n [mm] – przechyłka toru,
- v [m/s] – prędkość biegu pojazdu,
- R_n [m] – promień łuku toru,

153 - szerokość toru $s = 1500$, przyspieszenie ziemskie $g = 9,81$, $s/g = 1500/9,81$
 a_y [m/s^2] – zadane przyspieszenie odśrodkowe

Zestawienie uzyskanych wartości zmiany przechyłki torowej w zależności od promienia łuku toru zawiera tabela 3.5.

Tabela 3.5. Zastosowane wartości przechyłki toru

Nr odcinka toru	Promień początkowy R1 [m]	Promień końcowy R2 [m]	Dla przyspieszenia bocznego $a_y = 1,0$	
			Przechyłka początkowa U_1 [m]	Przechyłka końcowa U_2 [m]
1	-	-	-	-
2	-	1000	-	-0,134
3	1000 (900)	(150) 140	-134 (-0,132)	(-0,027) -0,018
4	140	-	-0,018	-
5	-	-	-	-

Dla wartości w () dokonano oceny

Symulacje przeprowadzono na idealnym torze bez nierówności, wprowadzenie nierówności torowych nie pozwala na obserwację głównych zjawisk na styku koła z szyną.

W opisanym powyżej badaniu przyjęto tylko jedną prędkość biegu, przejazdu w kilku wariantach prędkości nie są uzasadnione dla tego że w przypadku idealnego toru bez nierówności prędkość biegu nie wpływa na siły poprzeczne które są zależne od krzywizny toru i przyspieszenia bocznego.

Przyjętą miarą bezpieczeństwa przed wykolejeniem jest wartość współczynnika wykolejenia Y/Q : stosunku siły prowadzącej Y do siły nacisku Q koła. Podatność danej konstrukcji na zużycie ścierne powierzchni kół postanowiono ocenić na podstawie wskaźnika zużycia powierzchni zarysu profilu kół i_{wn} . Podane parametry opisano szczegółowo w podrozdziale 1.2.

3.4.3. Ocena bezpieczeństwa przed wykolejeniem na torze wchrowatym

Głównym celem badań jest sprawdzenie możliwości pokonywania przez pojazd fragmentów toru cechujących się dużą różnicą w wysokościach szyn. Przeważnie tor wchrowaty występuje na krótkich odcinkach w miejscach w których tor wypoziomowany przechodzi w łuk torowy zawierający przechyłkę torową.

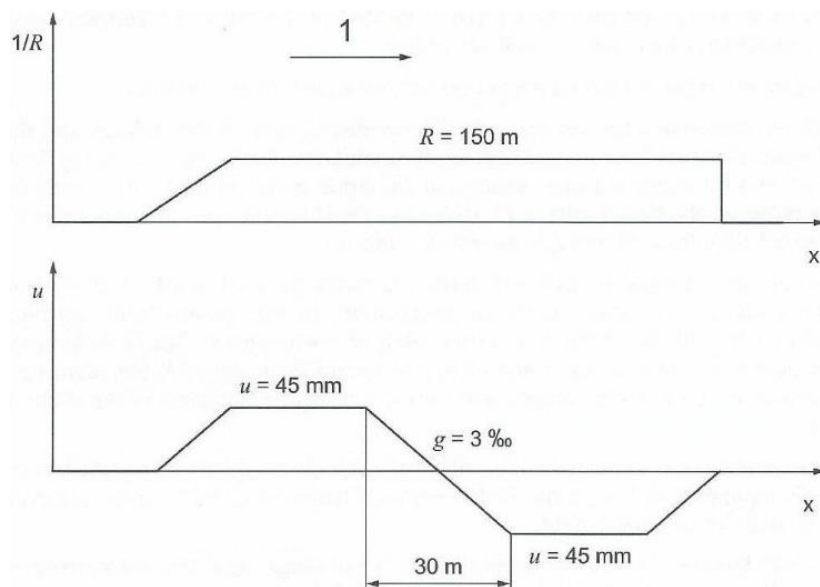
Badanie pojazdu można przeprowadzić na wchrowatym łuku toru o promieniu $R=150$ [m] w warunkach quasi-statycznych z prędkością $v \geq 10$ [km/h] lub wykorzystując stanowisko

badawcze umożliwiające nachylenie płaszczyzny szyn w obu kierunkach, pod wszystkimi kołami pojazdu [2].

Żądaną wchrowatość, określaną zgodnie z wytycznymi normy PN-EN 14363:2019 można wprowadzić jako wchrowatość toru i pojazdu lub zastępczo uwzględnić tylko w położeniu szyn toru badawczego. W przypadku analizowanego pojazdu szynowo-drogowego którego konstrukcja nie jest typowa a w rzeczywistych warunkach nie było by możliwe wprowadzenie w usprężynowanie podkładek dystansowych, postanowiono badania przeprowadzić uwzględniając całkowitą wymaganą wchrowatość w torze.

Ocenie poddaje się współczynnik wykojenia Y/Q którego wartość graniczna wynosi 1,2, kryterium Nadala które opisano w podrozdziale 1.2. Innym ocenianym parametrem jest uniesienie koła Δz które nie może przekraczać 5 [mm]. Wartość Y/Q nie jest wiążąca w przypadku wystąpienia wartości większych niż 1,2 kluczowy jest pomiar uniesienia koła względem powierzchni główki szyny. Norma wskazuje do oceny koło zewnętrzne (poruszające się po zewnętrznej szynie łuku toru) prowadzącego zestawu kołowego (koło nabiegające pojazdu).

Opisany w normie przykładowy tor badawczy (rys. 3.15) składa się z łuku toru o promieniu $R=150$ [m] którego środkowy 30 metrowy odcinek charakteryzuje się zmianą wysokości szyn wynoszącą (U_c - przechyłka całkowita) $U_c=90$ [mm]. Przez zastosowanie widocznej na rysunku 3.15 przechyłki (oznaczenie u) uzyskuje się wchrowatość $g=90/30000=0,003=3\%$.



Rys. 3.15. Propozycja toru badawczego: $1/R$ – krzywizna toru, R – promień łuku toru, u – przechyłka, g – wchrowatość toru, 1 – kierunek biegu, x – długość toru (współrzędna toru) [2]

Wichrowatość toru $g=3\text{‰}$ należy odjąć od wichrowatości całkowitej dla pojazdu g^* (wartość liczbową określona normą), uzyskuje się wówczas wysokości podkładek wykorzystywanych do wichrowania pojazdu, wzór 3.9 [2].

$$h^* = (g^* - g)2a^* \quad (3.9)$$

gdzie:

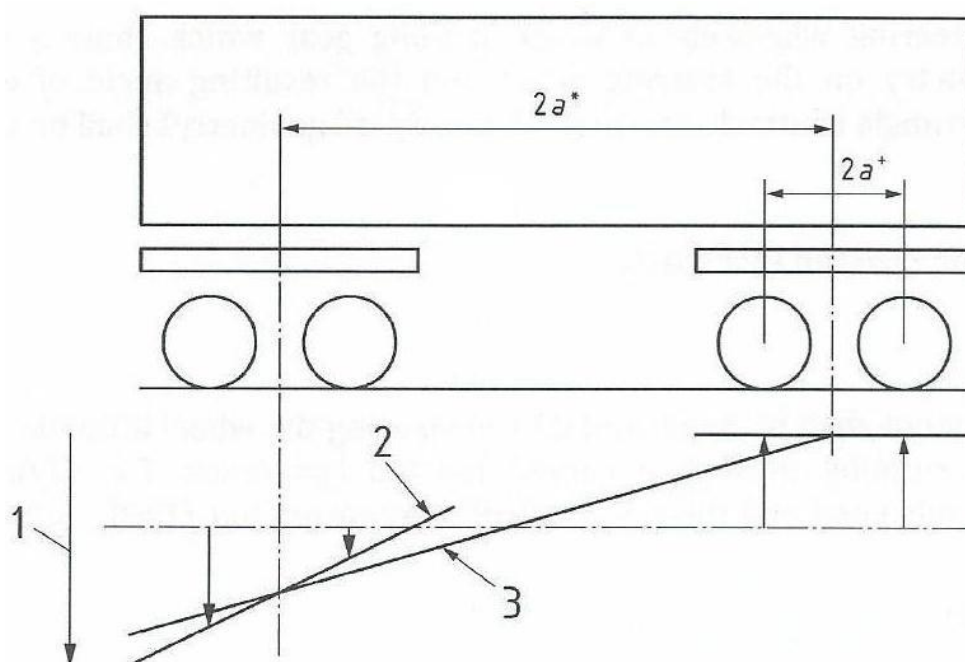
h^* [mm] – wysokość podkładki,

g [‰] – wichrowatość toru,

g^* [‰] – wichrowatość całkowita dla pojazdu,

$2a^*$ [mm] – baza pojazdu.

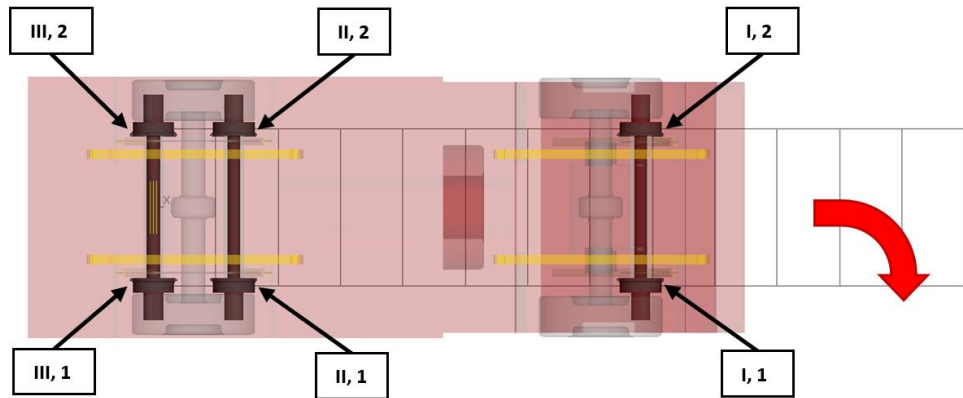
Zgodnie z normą PN-EN 14363:2019 należy obliczyć całkowite uniesienie szyn pod poszczególnymi kołami. W przypadku pojazdów wózkowych wymagane jest określenie wichrowatości oddzielnie dla nadwozia i wózka (kół osi danego wózka), rysunek 3.16.



Rys. 3.16. Kombinacja wchrowania nadwozia i wózka: 1 – przemieszczenie pionowe, 2 – wchrowatość badanego wózka, 3 wchrowatość badanego nadwozia, brak wchrowatości dla tylnego wózka [2]

Oznaczenia osi i kół pojazdu w trakcie biegu do przodu po torze wchrowatym – rys. 3.17. Podczas biegu do przodu pojazd jest konstrukcyjnie zbliżony do pojazdów bezwózkowych, pojedyncza oś I (prowadząca). Dla takiego przypadku wystarczy wprowadzić tylko wchrowanie od bazy pojazdu pomijając wchrowanie wózka (odpowiada zespół osi II

i III) co wynika bezpośrednio z przepisów normy, norma zakłada zerowe wichrowanie dla tylnego wózka [2].



Rys. 3.17. Widok pojazdu z góry w trakcie biegu do przodu, oznaczenie: osi (liczby rzymskie), kół (liczby arabskie), kierunku jazdy (czerwona strzałka), łuk prawoskrętny

Baza pojazdu wynosi $2a^* = 4,3$ [m], w tym zakresie obliczono wichrowatość całkowitą ze wzoru 3.10:

$$g_{lim}^* = \frac{20}{2a^*} + 2,0 \text{ jeżeli } 4 \text{ [m]} < 2a^* \leq 20 \text{ [m]} \quad (3.10)$$

gdzie:

g_{lim}^* [‰] - wichrowatość całkowita dla pojazdu w przypadku biegu do przodu.

Po podstawieniu, 3.11:

$$g_{lim}^* = \frac{20}{4,3} + 2,0 = 6,651 \text{ ‰} \quad (3.11)$$

Następnie określono położenie szyn pod poszczególnymi kołami z zależności 3.12, po podstawieniu 3.13:

$$h_{X,X} = \pm \frac{1}{4} \cdot g_{lim}^* \cdot 2a^* \quad (3.12)$$

$$h_{X,X} = \pm \frac{1}{4} \cdot 6,651 \cdot 4,3 = 7,15 \text{ [mm]} \quad (3.13)$$

gdzie:

$h_{x,x}$ [mm] - położenie szyny (uniesienie bądź obniżenie).

Uzyskane wartości położenia szyn pod poszczególnymi kołami, pojazd w trakcie biegu do przodu, oznaczenia zgodne z rysunkiem 3.17:

$$h_{I,1} = 7,15 \text{ [mm]}$$

$$h_{I,2} = -7,15 \text{ [mm]}$$

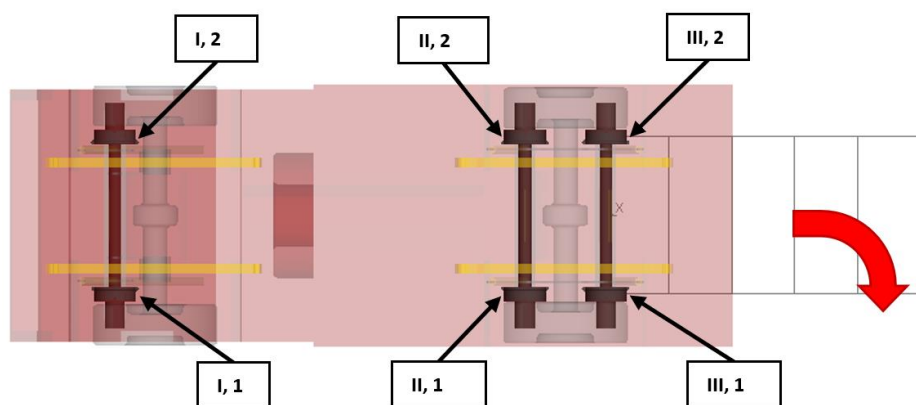
$$h_{II,1} = -7,15 \text{ [mm]}$$

$$h_{II,2} = 7,15 \text{ [mm]}$$

$$h_{III,1} = -7,15 \text{ [mm]}$$

$$h_{III,2} = 7,15 \text{ [mm]}$$

W trakcie biegu do tyłu (rys. 3.18) oś III - prowadząca wraz z osią środkową tworzy układ podobny do wózka kolejowego dlatego należy wprowadzić wicherowość od bazy pojazdu oraz od bazy wózka, tak jak dla dwóch stopni usprężynowania.



Rys. 3.18. Widok pojazdu z góry w trakcie biegu do tyłu, oznaczenie osi (liczby rzymskie), kół (liczby arabskie), czerwona strzałka – kierunku jazdy, łuk prawoskrętny

Tak jak podczas biegu do przodu wichrowatość dla bazy pojazdu wynosi 6,651‰, dla wózka o bazie $2a^+=0,772$ (odległość wzdłużna pomiędzy kołami osi szynowej nr II i III) wynosi 7‰ (3.14) [2]:

$$g_{lim}^+ = 7 \text{ ‰} \text{ jeżeli } 2a^+ \leq 4 \text{ [m]} \quad (3.14)$$

Dla kół osi I, w trakcie biegu do tyłu wartości równe tym dla biegu do przodu, przeciwne znaki:

$$h_{I,1} = -7,15 \text{ [mm]}$$

$$h_{I,2} = 7,15 \text{ [mm]}$$

Wartości położenia szyn pod kołami dla osi II i III uwzględniające wytyczne dla wózka o małej bazie obliczono zgodnie z zależnością 3.15, po podstawieniu 3.16 i 3.17:

$$h_{X,X} = \pm \frac{1}{4} \cdot g_{lim}^* \cdot 2a^* \pm \frac{1}{4} \cdot g_{lim}^+ \cdot 2a^+ \quad (3.15)$$

$$h_{X,X} = \pm \frac{1}{4} \cdot 6,651 \cdot 4,3 \pm \frac{1}{4} \cdot 7,00 \cdot 0,772 \quad (3.16)$$

$$h_{X,X} = \pm 7,15 \pm 1,35 \text{ [mm]} \quad (3.17)$$

Widoczna w zależności 3.17 wartość $\pm 1,35$ [mm] to wichrowatość kół od małej bazy wózka który tworzy układ osi II i III.

Uzyskane wartości położenia szyn pod kołami osi II i III, pojazd w trakcie biegu do tyłu, oznaczenia zgodne z rysunkiem 3.18:

$$h_{II,1} = 7,15 - 1,35 = 5,8 \text{ [mm]}$$

$$h_{II,2} = -7,15 + 1,35 = -5,8 \text{ [mm]}$$

$$h_{III,1} = 7,15 + 1,35 = 8,5 \text{ [mm]}$$

$$h_{III,2} = -7,15 - 1,35 = -8,5 \text{ [mm]}$$

Poza powyższymi zmiennymi wysokościami szyn pod poszczególnymi kołami w modelu uwzględniono makrogeometrię toru badawczego składającą się z prostej o długości 50 metrów, następnie łuku toru $R=150$ metrów o długości 172 metrów, prostej o długości 56 metrów. Zakładana prędkość biegu pojazdu wynosi $v_b=10$ km/h.

3.5. Podsumowanie metodyki badań

Autor w rozdziale 3 opisał szczegółowo obiekt badań którym jest pojazd szynowo-drogowy powstały przez wyposażenie samochodu ciężarowego w szynowy układ jezdny. Pierwotna wersja szynowego układu jezdnego składa się z trzech osi szynowych o niezależnych kołach, pod przednią osią samochodu jest umieszczona jedna oś szynowa (oś I), pod kołami tylnej osi samochodu umieszczono dwie osie szynowe (oś II i III) w celu wyrównania nacisków przypadających na koła szynowe. Odległość pomiędzy osią II i III jest nieznaczną i wynosi 0,772 [m], głównym zadaniem osi II jest przenoszenie obciążenia pionowego.

Pojazd został odwzorowany w środowisku symulacyjnym jako model wielocłonowy zbudowany ze sztywnych brył masowych oraz elementów podatnych wprowadzających sztywności oraz tłumienności takich części jak sprężyny, przeguby gumowo metalowe, siłowniki hydrauliczne oraz opony samochodu. Siły styku koła z szyną są obliczane na rzeczywistym, nieeliptycznym obszarze powierzchni styku.

Autor uznał że wystarczające prowadzenie w torze zapewnią osie skrajne oraz po analizie literatury odnoszącej się do właściwości biegowych pojazdów szynowych że istnieje możliwość poprawienia biegu pojazdu stosując osie z zależnymi kołami. W podrozdziale 3.3 „Warianty badawcze pojazdu” zdefiniowano cztery główne warianty konstrukcyjne szynowego układu biegowego pojazdu, wariant o oznaczeniu: 1.N – osie z kołami niezależnymi o profilu stożkowym z obrzeżami (pierwotna wersja pojazdu), 2.Z – osie z kołami zależnymi o profilu stożkowym z obrzeżami, 3.N.W – osie niezależne, na kołach osi II profil walcowy bez obrzeża co powoduje zanik prowadzenia w torze przez koła tej osi, 4.Z.W – osie zależne, na kołach osi II profil walcowy bez obrzeża.

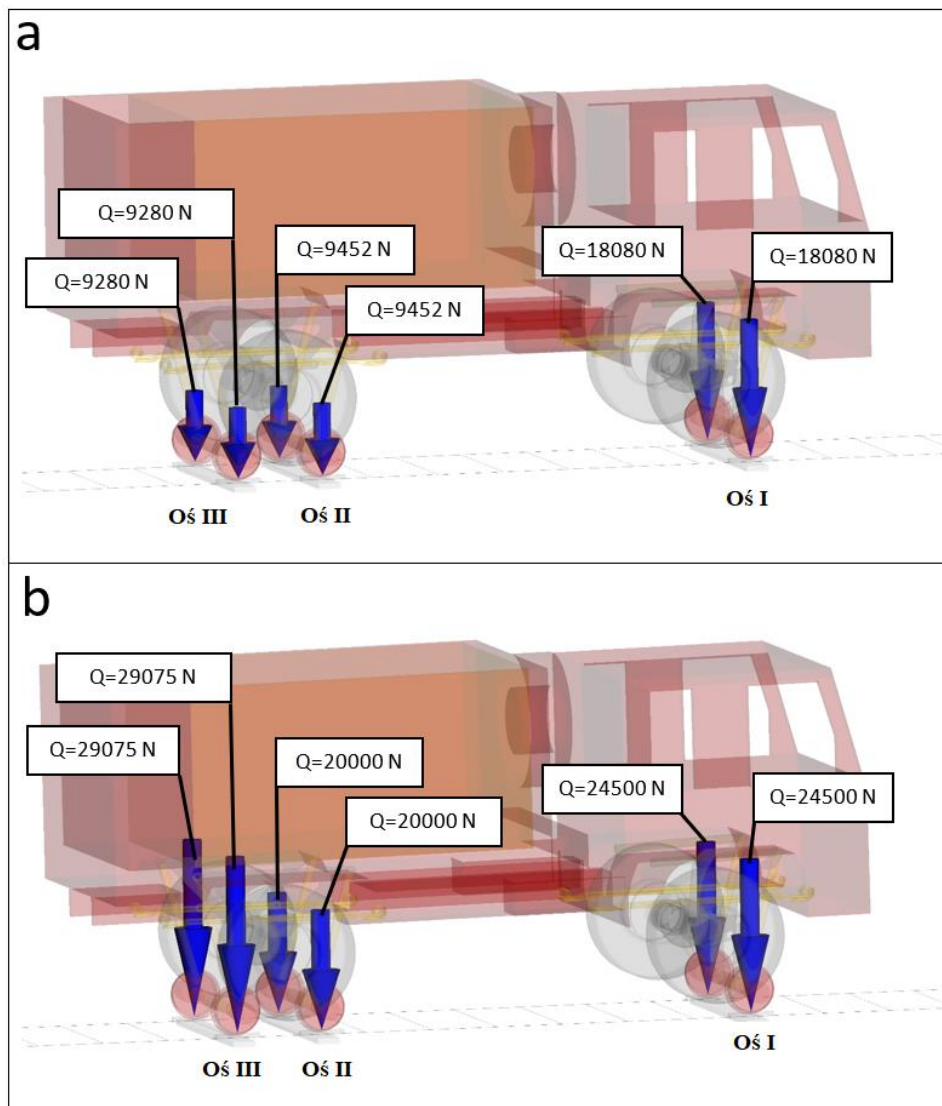
Następne podrozdziały zawierają opis trzech głównych badań symulacyjnych uwzględniających stan pusty i załadowany pojazd oraz cztery wartości ekwiwalentnej stożkowatości profilu koła t_{gye} wynoszące 0,016 i 0,255 przy profilu szyn S49 o pochyleniu 1:20 oraz 0,18 i 0,406 dla szyn UIC60 o pochyleniu 1:40.

Pierwsza symulacja to badanie stabilności biegu i wyznaczenie prędkości krytycznej które przeprowadzono dla wariantu układu biegowego z zależnymi kołami (2.Z i 4.Z.W). Kolejne badanie symulacyjne to ocena biegu po łuku toru o zmiennym promieniu od 150 metrów do 900 metrów z prędkością eksploatacyjną umożliwiające poznanie wpływu rodzaju konstrukcji szynowego układu jezdnego na wykoślenie oraz zużycie powierzchni zarysu profilu kół. Sprawdzono również bezpieczeństwo przed wykośleniem na torze wichrowatym które przeprowadza się w celu oceny przejazdu w warunkach quasistatycznych występujących w trakcie przetaczania pojazdu.

4. WYNIKI BADAŃ

4.1. Wyznaczenie rozkładu nacisków kół

Na rysunku 4.1. przedstawiono uzyskane statyczne wartości nacisków w stanie: a – pustym, b – załadowanym. Prezentowane wartości w przeliczeniu na oś zostały wykorzystane do wyznaczenia wartości granicznych dla wyznaczenia prędkości krytycznej w oparciu o kryterium siły prowadzącej (rozdział 4.2).



Rys. 4.1. Model symulacyjny wykonany w programie SIMPACK 2017, widoczne uzyskane wartości nacisków kół: a – pojazd pusty, b – pojazd załadowany

Widoczne na rysunku 4.1 różnice pomiędzy naciskami kół osi II i III wynikają ze sztywności skrętnej resorów piórowych, wartości w tabeli 3.2. Po obciążeniu (wprowadzeniu do modelu masy ładunku) na skutek ugięcia nadwozia (części ładunkowej w stosunku do kabiny) resory tylnej osi samochodu „skręcają się” wokół osi y. Pomimo różnych wartości nacisków przypadających na poszczególne koła pod względami wytrzymałościowymi układ biegowy nie jest narażony na uszkodzenie. W stanie załadowanym maksymalny nacisk uzyskuje się na kołach osi III, 29075 [N], taka wartość jest akceptowalna ponieważ koła są przystosowane do przenoszenia maksymalnych nacisków wynoszących 32520 [N] [92].

4.2. Badanie stabilności biegu i wyznaczenie prędkości krytycznej

Zamieszczona w tym rozdziale numeracja wariantów badawczych oraz oznaczenia wariantów konstrukcyjnych osi szynowych są zgodne z opisem zamieszczonym w rozdziale 3.3. „Warianty badawcze pojazdu”, tabela 3.3.

Zgodnie z opisanym wcześniej kryterium wyznaczania prędkości krytycznej przez wartości sumy sił prowadzących, uzyskane dla pojazdu wartości graniczne dla poszczególnych osi zamieszczono w tabeli 4.1, wartości określono zgodnie z zależnością 3.7.

Tabela 4.1. Wartości graniczne dla kryterium sumy sił prowadzących

Oznaczenie osi szynowej	Nacisk zestawu kołowego P_{2Q} [N]		Wartość graniczna sumy sił prowadzących $\sum Y_{rms,lim}$ [N]	
	MWP	DMC	MWP	DMC
Oś I	36160	49000	11027	13167
Oś II	18904	40000	8151	11667
Oś III	18560	58150	8093	14692
MWP – masa własna pojazdu DMC – dopuszczalna masa całkowita				

W tabeli 4.2 znajduje się zestawienie uzyskanych prędkości krytycznych wyznaczonych w dla dwóch kryteriów: zaniku występowania wężykowania i sumy sił prowadzących dla wartości granicznych określonych w tabeli 4.1.

Tabela 4.2. Uzyskane wartości prędkości krytycznej

W.b.	Oznaczenie wariantu osi	tgy _e [-]	Prędkość krytyczna, v _{kr} [km/h]							
			Prędkość przy której zanika wężykowanie, bieg stabilny				Prędkość dopuszczalna zgodnie z kryterium sumy siły prowadzącej na osi			
			Bieg do przodu		Bieg do tyłu		Bieg do przodu		Bieg do tyłu	
			MWP (1)	DMC (2)	MWP (3)	DMC (4)	MWP (1)	DMC (2)	MWP (3)	DMC (4)
5.	2.Z	0,016	109	68	127	79	126	76	v _{kr} >300	88
6.		0,255	81	47	95	42	112	56	168	48
7.		0,180	54	41	63	41	115	63	v _{kr} >300	71
8.		0,406	46	28	49	30	106	43	100	42
13.	4.Z.W	0,016	123	75	167	118	175	82	179	132
14.		0,255	104	60	181	93	165	68	202	111
15.		0,180	71	52	173	62	173	80	186	121
16.		0,406	65	41	226	44	167	61	239	89

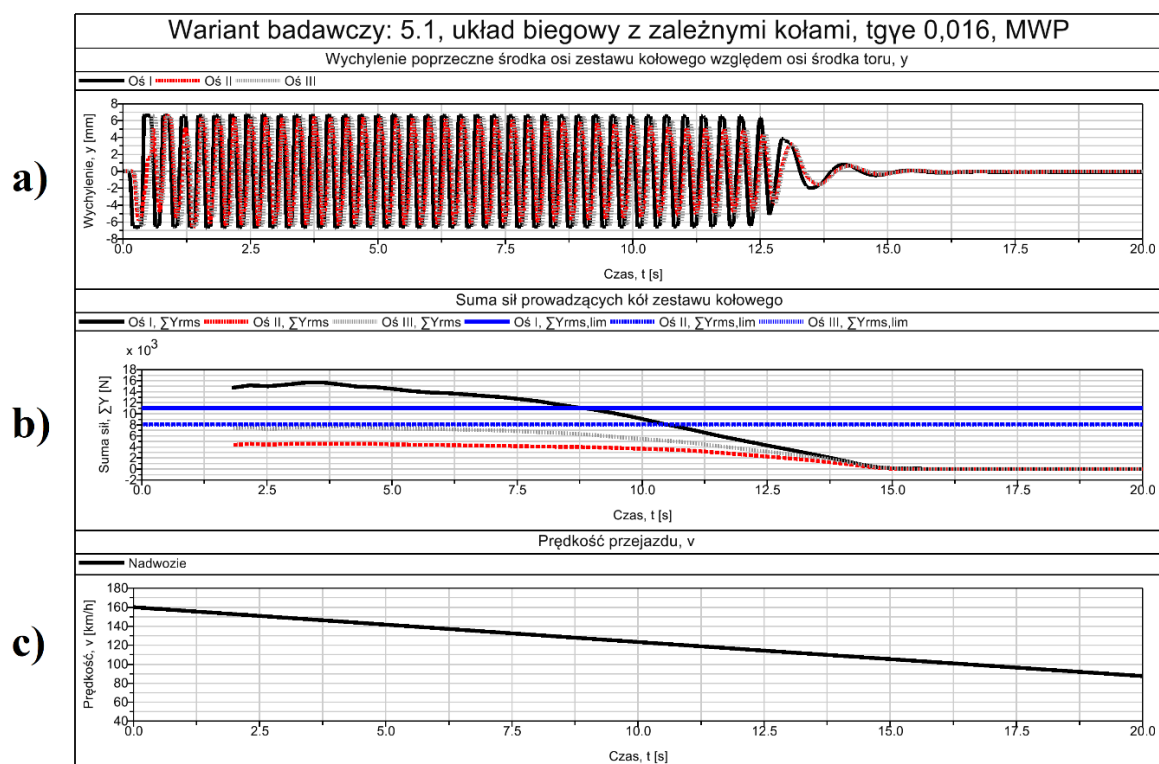
tgy_e – ekwiwalentna stożkowatość
W.b. – oznaczenie wariantu badawczego
MWP – masa własna pojazdu
DMC – dopuszczalna masa całkowita
W.b. 13-16 – koła osi II o walcowym profilu

Prędkości przy których zanika wężykowanie są niższe od wartości prędkości dopuszczalnych określonych z kryterium sumy sił prowadzących zarówno dla biegu pojazdu do przodu i tyłu we wszystkich wariantach z zależnymi kołami, zestawienie w tabeli 4.2. Przeważnie wraz ze wzrostem stożkowatości ekwiwalentnej kół obniża się wartość prędkości przy której zanika wężykowanie oraz prędkości dopuszczalnej. Tabela 4.2, komórki oznaczone na żółto zawierają najniższe wartości prędkości uzyskane dla największej wartości stożkowatości. We wszystkich wariantach badawczych uzyskane prędkości biegu stabilnego i prędkości krytyczne są niższe dla pojazdu załadowanego (DMC).

Pojazd wyposażony w osie z zależnymi kołami o profilu walcowym na środkowej osi oznaczenie 4.Z.W (tabela 4.2. warianty badawcze od 13 do 16) charakteryzuje się wyższymi wartościami prędkości krytycznej dla obu przyjętych kryteriów w porównaniu do pojazdu ze wszystkimi kołami posiadającymi obrzeża (tabela 4.2 wariant badawczy od 5 do 8). Dla dwóch przypadków badawczych 5.3 i 7.3 (tabela 4.2, komórki oznaczone na zielono) w trakcie biegu do tyłu nie uzyskano przekroczenia wartości granicznych z kryterium siły prowadzącej pomimo nadania pojazdowi prędkości początkowej przekraczającej 300 [km/h].

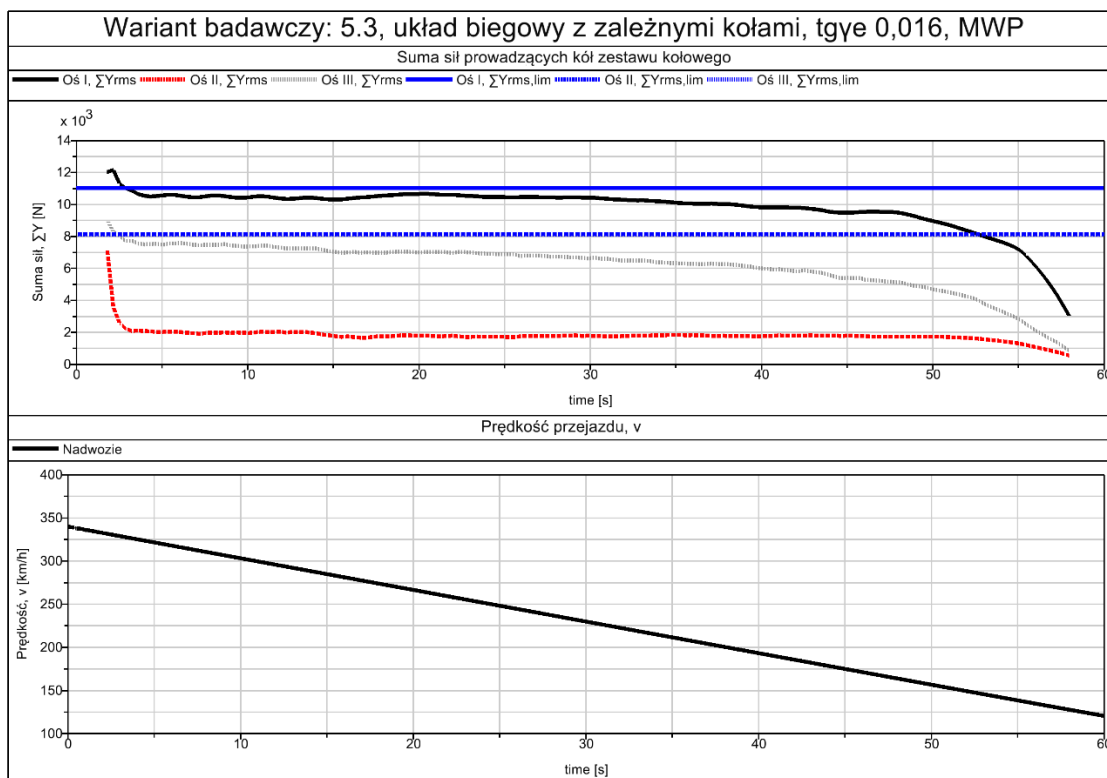
Maksymalna graniczna prędkość z kryterium sumy sił prowadzących dla wariantu 2.Z wynosi 43 [km/h] dla biegu do przodu i 42 [km/h] dla biegu do tyłu, dla wariantu 4.Z.W o kołach o profilu walcowym na osi II uzyskano 61 [km/h] dla biegu do przodu i 89 [km/h] dla biegu do tyłu (tabela 4.2, wiersz 8 i 16, wartości pogrubione).

Na rysunku 4.2 przedstawiono wyniki w formie przebiegów czasowych dla pojazdu wyposażonego w osie z zależnymi kołami (2.Z, w.b. 5.1). Rysunek 4.2 obrazuje występowanie wężykowania powyżej 109 [km/h] (rys. 4.2, a), przekroczenie wartości granicznej (linie poziome) przez sumę sił prowadzących skrajnej osi przy prędkości 126 [km/h] (rys. 4.2, b), u dołu realizowana przez pojazd zmiana prędkości biegu (rys. 4.2, c).



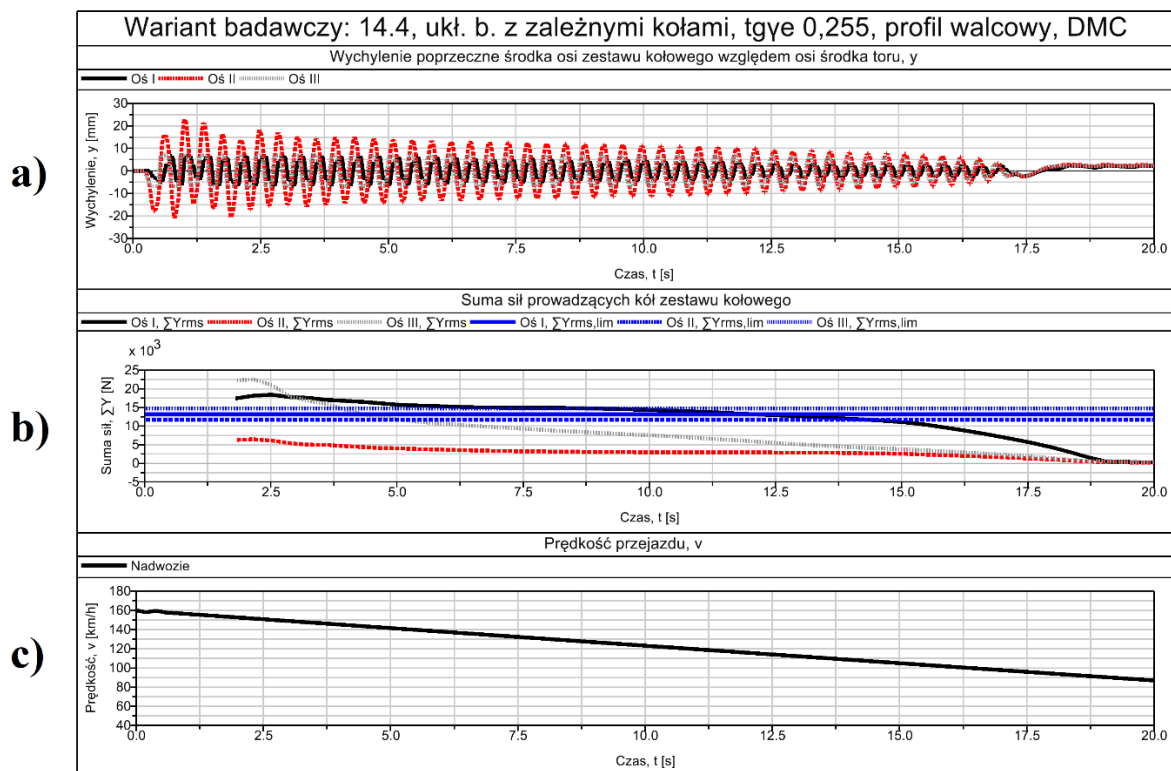
Rys. 4.2. Uzyskane wyniki dla wariantu badawczego 5.1, wszystkie koła szynowe z obrzeżem, oś 2.Z, a – wychylenie poprzeczne osi, b – uzyskane dla poszczególnych osi wartości sumy sił prowadzących, c – realizowany przez pojazd profil prędkości

Dla większości wariantów badawczych bieg pojazdu do tyłu cechował się uzyskaniem większych prędkości krytycznych. Poniżej na rysunku 4.3 pokazano wyniki dla kryterium sumy sił prowadzących dla wariantu 5.3, uzyskane wartości sumy średnio kwadratowej wartości Y dla osi I i osi III nie przekraczają ustalonych dla nich granic (linie poziome na rys. 4.3, a). Przekroczenia widoczne na wykresie dla 3 sekund są związane z zastosowanym wymuszeniem torowym. Zadana wartość prędkości wynosiła 340 [km/h] (rys. 4.3, b). W związku z tym iż uzyskiwane wartości pomimo bardzo wysokiej prędkości początkowej nie przekraczały wartości granicznych autor nie określił maksymalnej wartości biegu dla wariantu badawczego 5 i 7 (tabela 4.2, komórki oznaczone na zielono).



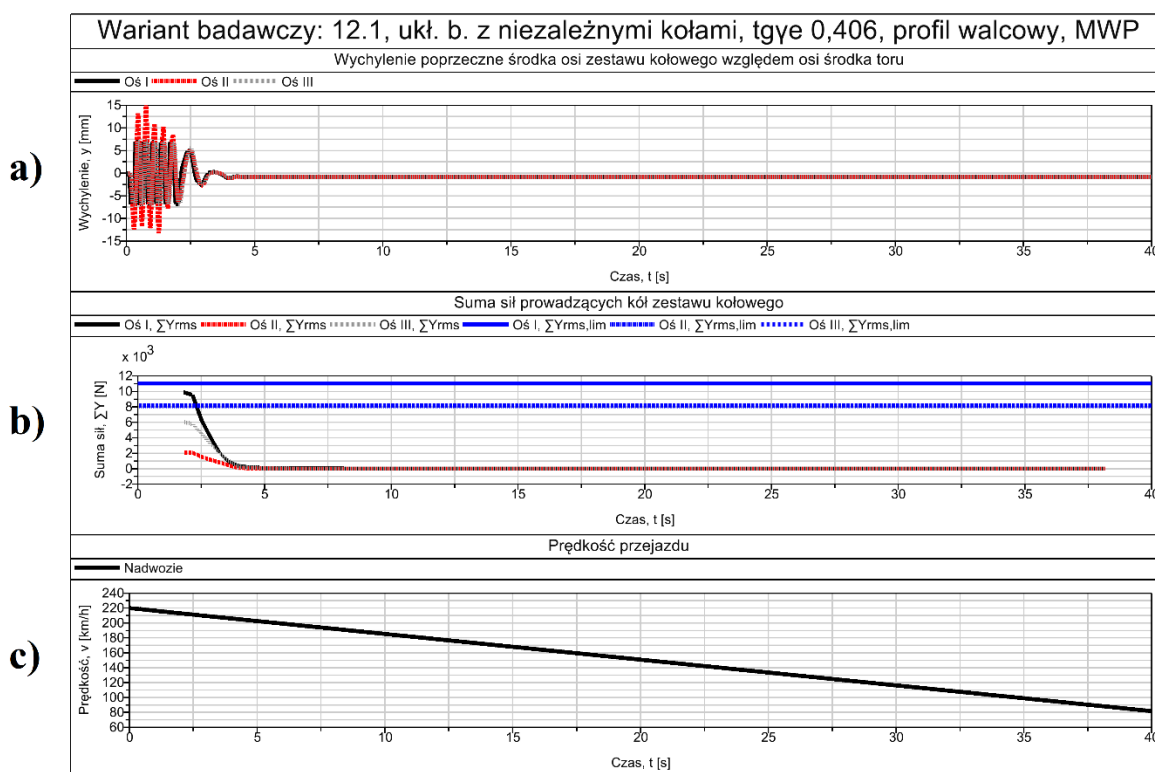
Rys. 4.3. Uzyskane przebiegi dla siły prowadzącej w trakcie biegu do tyłu wariantu badawczego 5.3, os 2.Z, a – uzyskane dla poszczególnych osi wartości sumy sił prowadzących, b – realizowany przez pojazd profil prędkości

W wariantach z profilem walcowym na osi środkowej (4.Z.W) wychylenie osi środkowej charakteryzuje się dużymi wartościami dochodzącymi do 30 [mm] (rys. 4.4, a) które w porównaniu do całej szerokości koła szynowego wynoszącej 135 [mm] nie przekraczają połowy wartości od nominalnego punktu styku do krawędzi zewnętrznej koła, od wewnętrznej strony toru 70 [mm] i zewnętrznej 65 [mm]. Wartości sumy sił prowadzących dla kół bez obrzeża są nieznaczne (rys. 4.4, b) co wynika z braku prowadzenia pojazdu w torze przez koła o profilu walcowym. Na rysunku 4.4 uwzględniono zmianę prędkości biegu pojazdu – zwalnianie (rys. 4.4, c)



Rys. 4.4. Uzyskane wyniki dla wariantu badawczego 14.4, koła osi środkowej bez obrzeża, oś 4.Z.W, a – wychylenie poprzeczne osi, b – uzyskane dla poszczególnych osi wartości sumy sił prowadzących, c – realizowany przez pojazd profil prędkości

Dla pojazdów wyposażonych w osie z niezależnymi kołami, wariant konstrukcyjny 1.N i 3.N.W nie stwierdzono wężykowania co jest zgodne z opisem teoretycznym zamieszczonym w rozdziale 1, uzyskane wyniki dla kół niezależnych rys. 4.5. Widoczna na rysunku 4.5, a oscylacja jest wynikiem występowania poprzecznych nierówności torowych.



Rys. 4.5. Uzyskane wyniki dla wariantu badawczego 12.1, osie z niezależnymi kołami, koła osi środkowej bez obrzeża, os 3.N.W, a – wychylenie poprzeczne osi, b – uzyskane dla poszczególnych osi wartości sumy sił prowadzących, c – realizowany przez pojazd profil prędkości

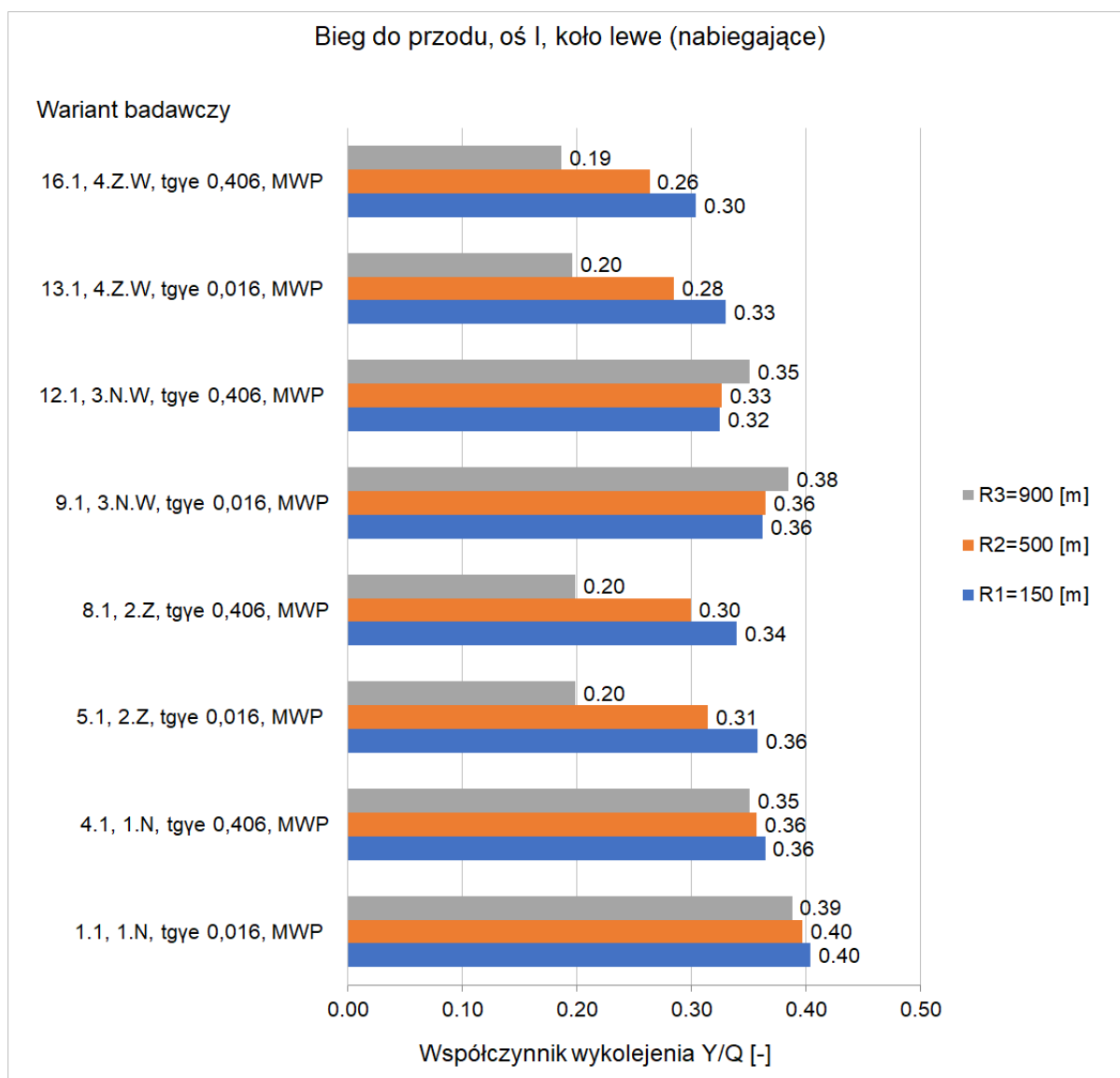
Wyniki uzyskane dla wariantu badawczego 12.1 (wariant konstrukcyjny 3.N.W) przedstawione na rysunku 4.5 pokazują że po przekroczeniu odcinka z wymuszeniem poprzecznym, po trzeciej sekundzie biegu zestawu kołowe z niezależnymi kołami wykazują stabilny bieg rys. 4.5, a, siła prowadząca jest pomijalna rys. 4.5, b, przebieg zmiany prędkości pojazdu w czasie przedstawiono na rys. 4.5, c.

4.3. Ocena biegu po łuku toru

Zamieszczona w tym rozdziale numeracja wariantów badawczych oraz oznaczenia wariantów konstrukcyjnych osi szynowych są zgodne z opisem zamieszczonym w rozdziale 3.3. „Warianty badawcze pojazdu”, tabela 3.3.

Poniżej przedstawiono i opisano wyniki oceny układów biegowych – wariantów badawczych w zakresie bezpieczeństwa przed wykolejeniem i podatności na zużycie powierzchni profilu tocznego w trakcie eksploatacji na łuku toru o zmiennym promieniu $R=150\div 900$ [m] z prędkością 40 [km/h].

Na rysunku 4.6 przedstawiono uzyskane wartości współczynnika wykolejenia Y/Q koła lewego osi I (koła nabiegającego pojazdu), MWP.

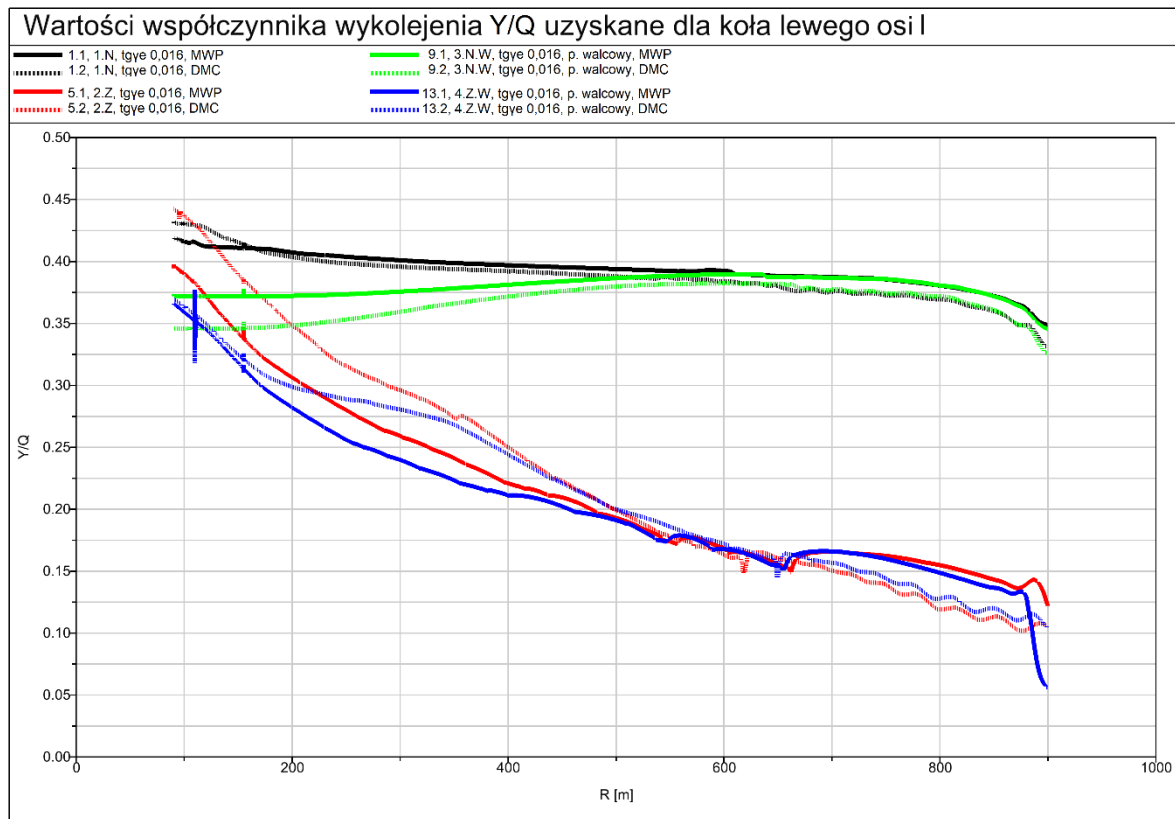


Rys. 4.6. Wartości Y/Q uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości tgy_e .

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości współczynnika wykolejenia Y/Q w trakcie biegu do przodu pojazdu pustego (MWP) dla koła lewego osi I (rys. 4.6).

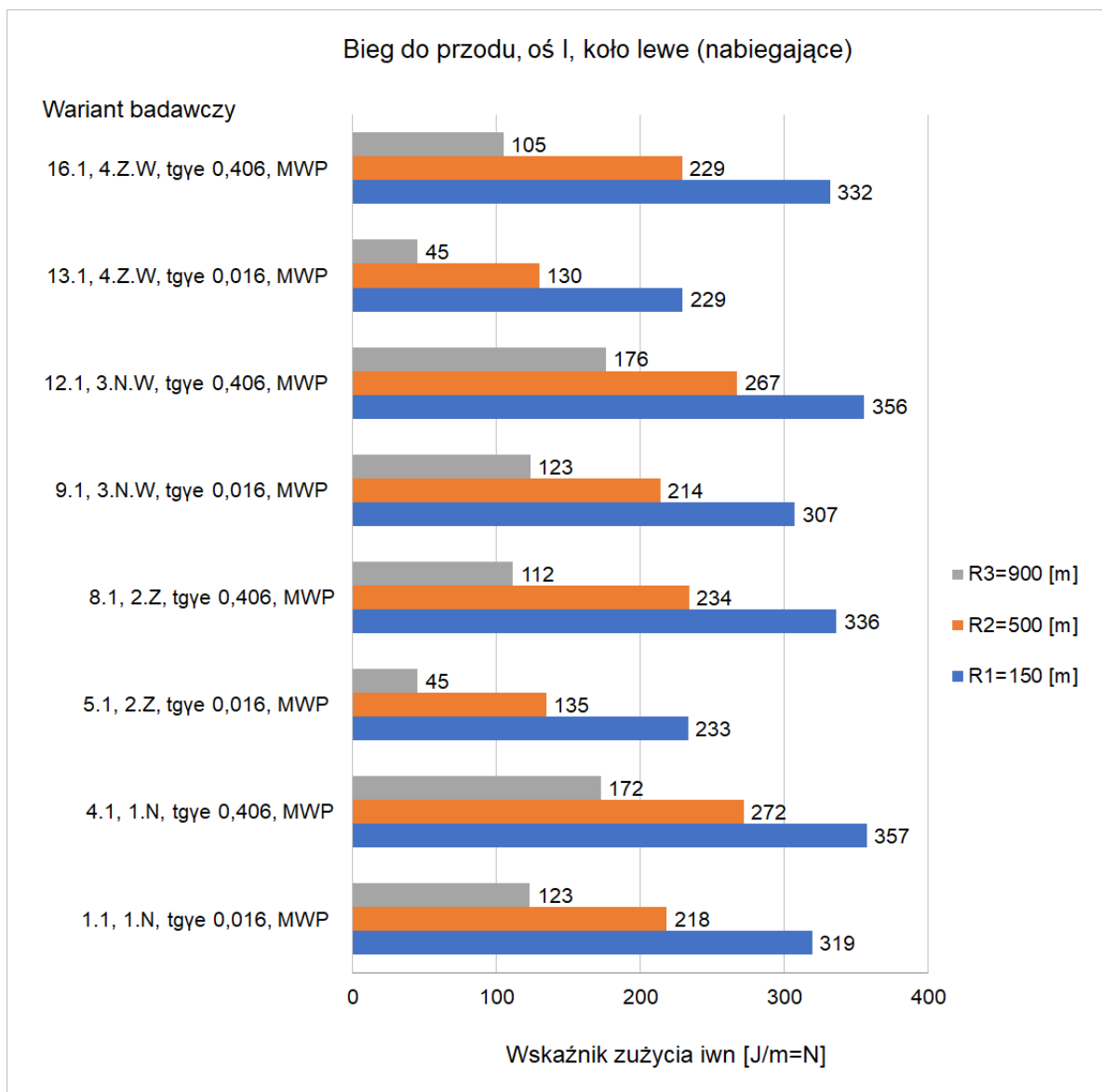
1. Uzyskano mniejsze wartości Y/Q dla kół zależnych (Z) niż dla kół niezależnych (N).
2. Wzrost wartości ekwiwalentnej stożkowatości tgy_e powoduje obniżenie wartości Y/Q zarówno dla kół zależnych (Z) jak i niezależnych (N).
3. Zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości Y/Q .

Na rysunku 4.7. przedstawiono w formie wykresu liniowego zmianę wartości Y/Q od wartości promienia łuku toru (R). Wartości Y/Q uzyskiwane dla kół w połączeniu niezależnym, linie czarne (1.N) i zielone (3.N.W) są zbliżone, utrzymują się na zbliżonym poziomie dla każdej wartości promienia. W przypadku połączenia zależnego wartości Y/Q uzyskane dla kół nabiegających, linie czerwone (2.Z) i niebieskie (4.Z.W) zmniejszają się znacząco wraz ze wzrostem wartości promienia (R).



Rys. 4.7. Uzyskane wartości współczynnika wykołowania dla koła nabiegającego w trakcie biegu do przodu, linie ciągłe pojazd w stanie pustym (MWP), linie przerywane pojazd w stanie załadowanym (DMC)

Na rysunku 4.8 przedstawiono uzyskane wartości wskaźnika zużycia powierzchni profilu tocznego i_{wn} koła lewego osi I (koła nabiegającego pojazdu), MWP.

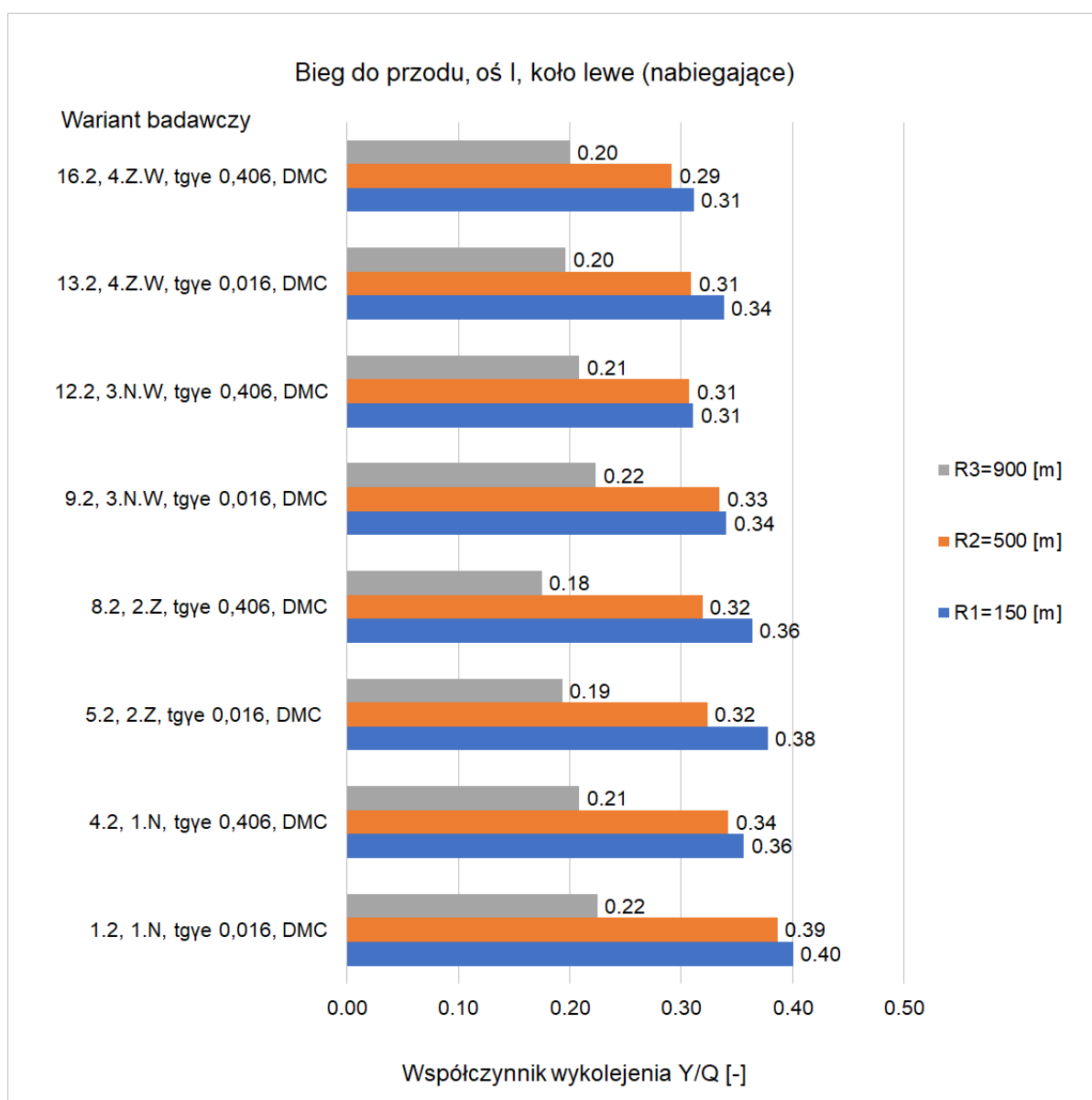


Rys. 4.8. Wartości i_{wn} uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości tgy_e

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości wskaźnika zużycia kół i_{wn} w trakcie biegu do przodu pojazdu pustego (MWP) dla koła lewego osi I (rys. 4.8).

1. Uzyskano mniejsze wartości i_{wn} dla kół zależnych (Z) niż dla kół niezależnych (N).
2. Wzrost ekwiwalentnej stożkowatości tgy_e powoduje wzrost wartości i_{wn} dla kół niezależnych (N) i zależnych (Z). Koła zależne (Z) cechują się większą tendencją wzrostową.
4. Zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości i_{wn} .

Na rysunku 4.9 przedstawiono uzyskane wartości współczynnika wykolejenia Y/Q koła lewego osi I (koła nabiegającego pojazdu), DMC.



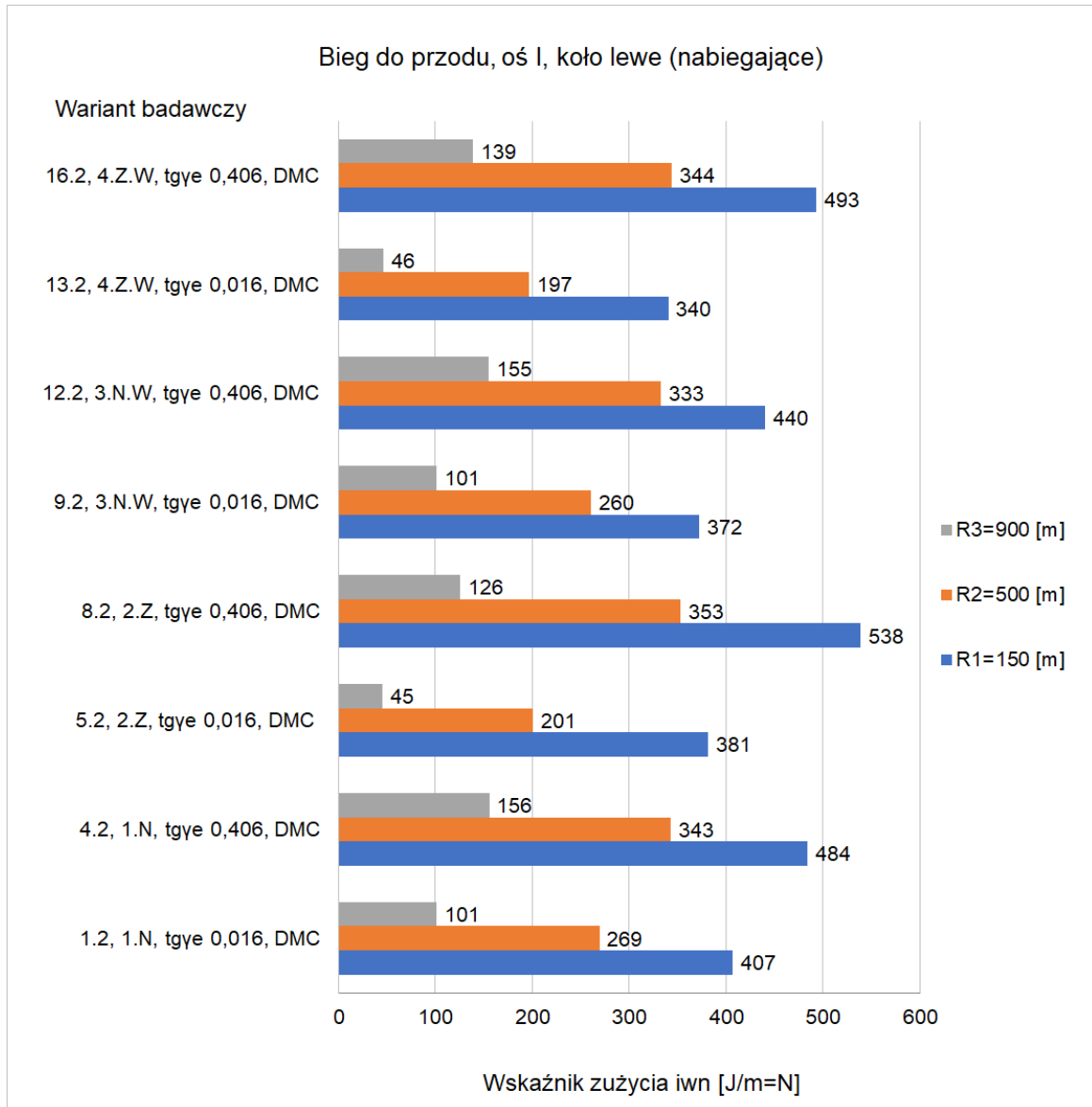
Rys. 4.9. Wartości Y/Q uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości tgy_e

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości współczynnika wykolejenia Y/Q w trakcie biegu do przodu pojazdu załadowanego (DMC) dla koła lewego osi I (rys. 4.9).

1. Mniejsze wartości Y/Q dla kół zależnych (Z) niż dla kół niezależnych (N), różnice pomiędzy wartościami dla kół Z i N są nieznaczne.
2. Zauważalny wpływ wzrostu wartości stożkowatości tgy_e na obniżenie wartości Y/Q dla kół niezależnych (N), mały wpływ na wartości Y/Q uzyskane dla kół (Z).

3. Zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości Y/Q .

Na rysunku 4.10 przedstawiono uzyskane wartości wskaźnika zużycia powierzchni profilu tocznego i_{wn} koła lewego osi I (koła nabiegającego pojazdu), DMC.



Rys. 4.10. Wartości i_{wn} uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości tgy_e

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości wskaźnika zużycia kół i_{wn} w trakcie biegu do przodu pojazdu załadowanego (DMC) dla koła lewego osi I (rys. 4.10).

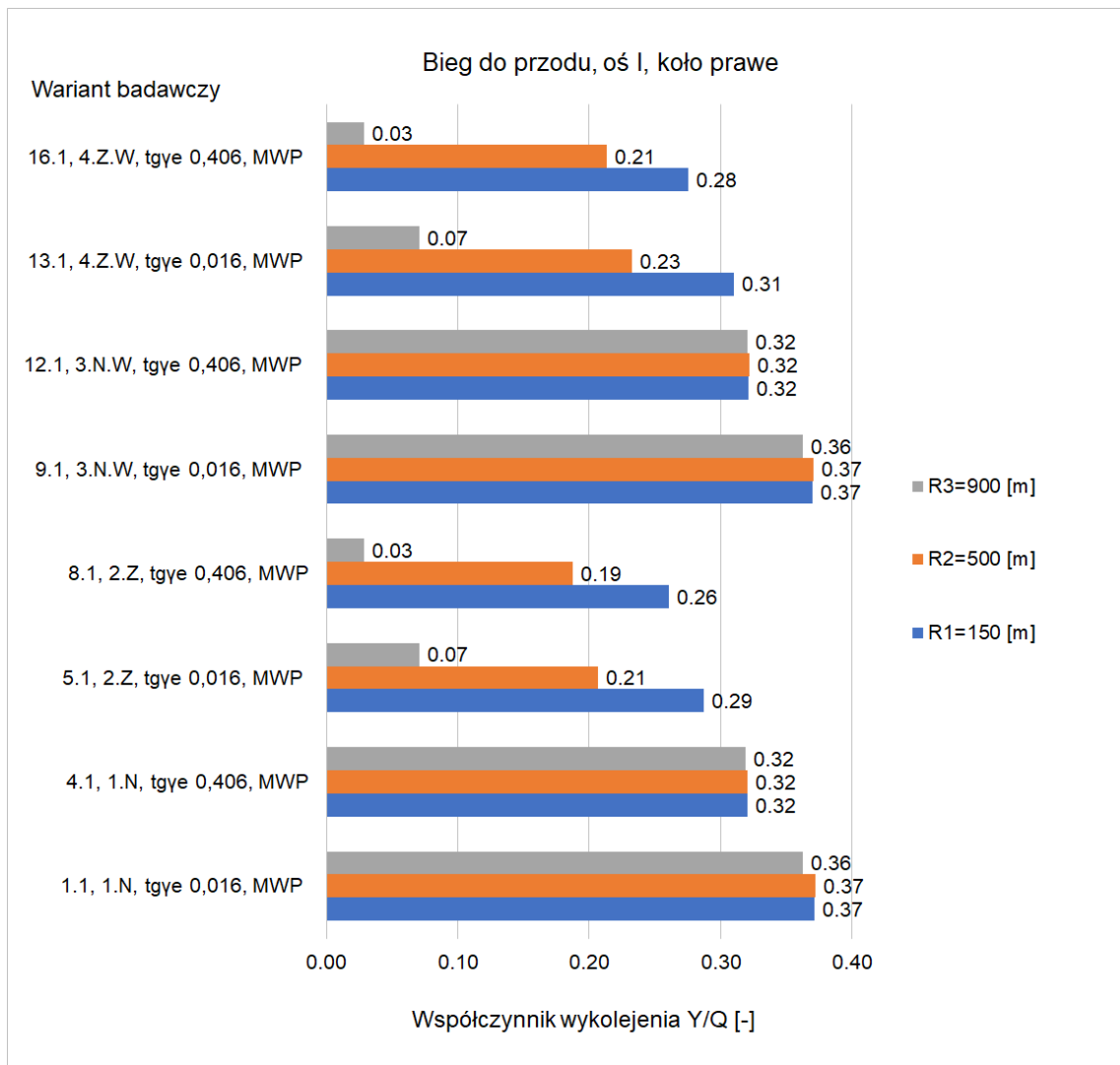
1. Znacząco mniejsze wartości i_{wn} dla kół zależnych (Z) w porównaniu do kół niezależnych (N).

2. Wraz ze wzrostem stożkowatości $tg\gamma_e$ wzrasta znacząco wartość i_{wn} dla kół zależnych (Z) i niezależnych (N).
3. Zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości i_{wn} .

Podsumowanie wyników w zakresie współczynnika wykolejenia Y/Q i wskaźnika zużycia i_{wn} dla koła lewego osi I, niezależnie od ładowności, dla MWP i DMC.

1. Wartości Y/Q uzyskiwane dla kół zależnych (Z) są zawsze mniejsze od tych dla kół niezależnych (N).
2. Wzrost wartości stożkowatości ekwiwalentnej $tg\gamma_e$ powoduje obniżenie wartości Y/Q .
3. Wartości i_{wn} uzyskiwane dla kół zależnych (Z) są zawsze mniejsze od tych dla kół niezależnych (N).
4. Wzrost wartości stożkowatości ekwiwalentnej $tg\gamma_e$ powoduje wzrost wartości i_{wn} .
5. Zmniejszenie promienia łuku toru powoduje wzrost wartości Y/Q oraz i_{wn} .

Na rysunku 4.11 przedstawiono uzyskane wartości współczynnika wykolejenia Y/Q koła prawego osi I, MWP.

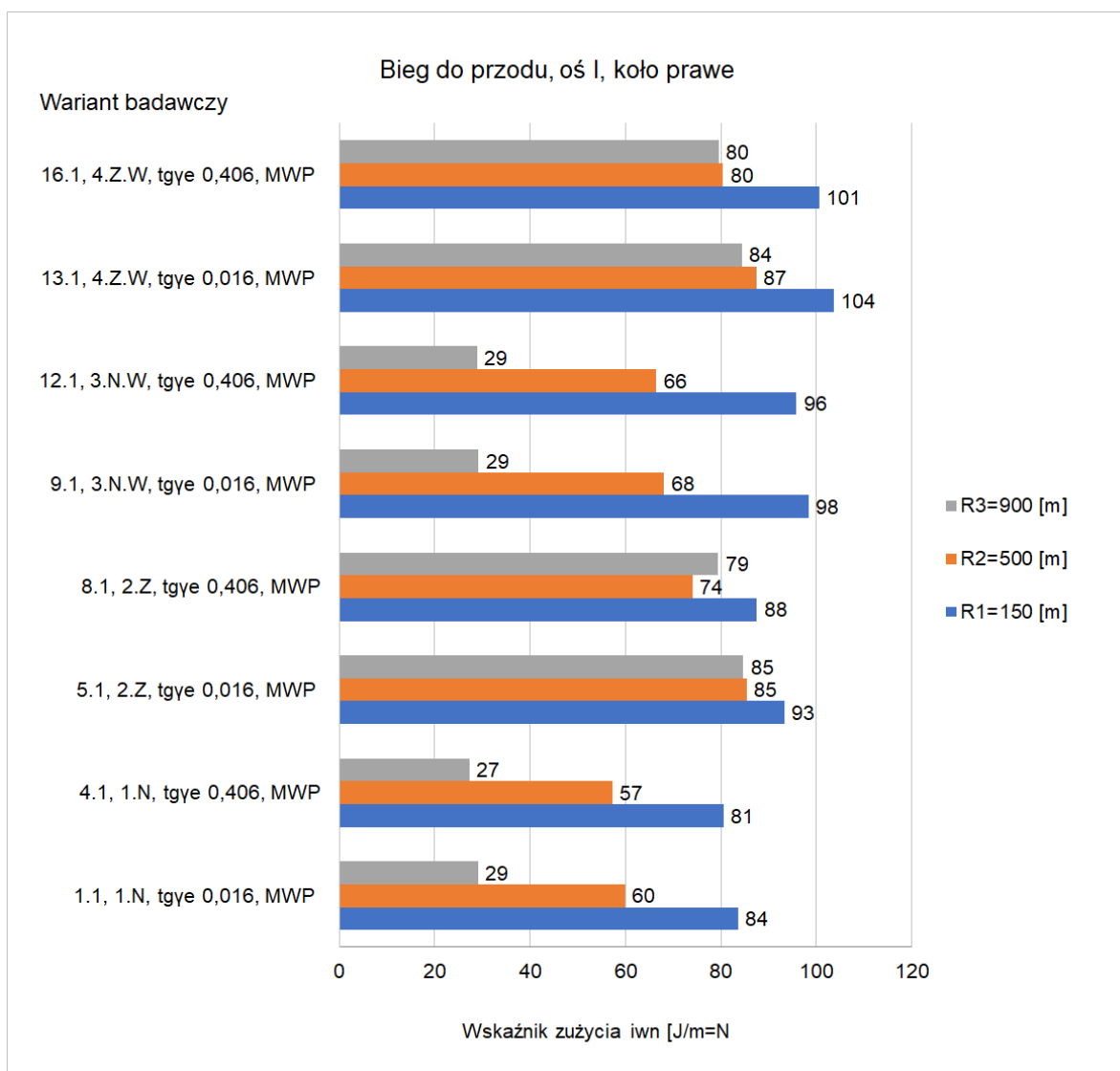


Rys. 4.11. Wartości Y/Q uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości tgy_e

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości współczynnika wykolejenia Y/Q w trakcie biegu do przodu pojazdu pustego (MWP) dla koła prawego osi I (rys. 4.11).

1. Mniejsze wartości Y/Q uzyskano dla kół zależnych (Z) niż dla niezależnych (N)
2. Wzrost wartości ekwiwalentnej stożkowatości tgy_e powoduje obniżenie wartości Y/Q zarówno dla kół zależnych (Z) jak i niezależnych (N).
3. Zwiększenie promienia łuku toru powoduje zmniejszenie wartości Y/Q dla kół niezależnych (N) i zależnych (Z), dla kół Z ten proces jest znaczący i szybko postępuje, w przypadku kół N różnice są nieznaczne.

Na rysunku 4.12 przedstawiono uzyskane wartości wskaźnika zużycia powierzchni profilu tocznego i_{wn} koła prawego osi I, MWP.



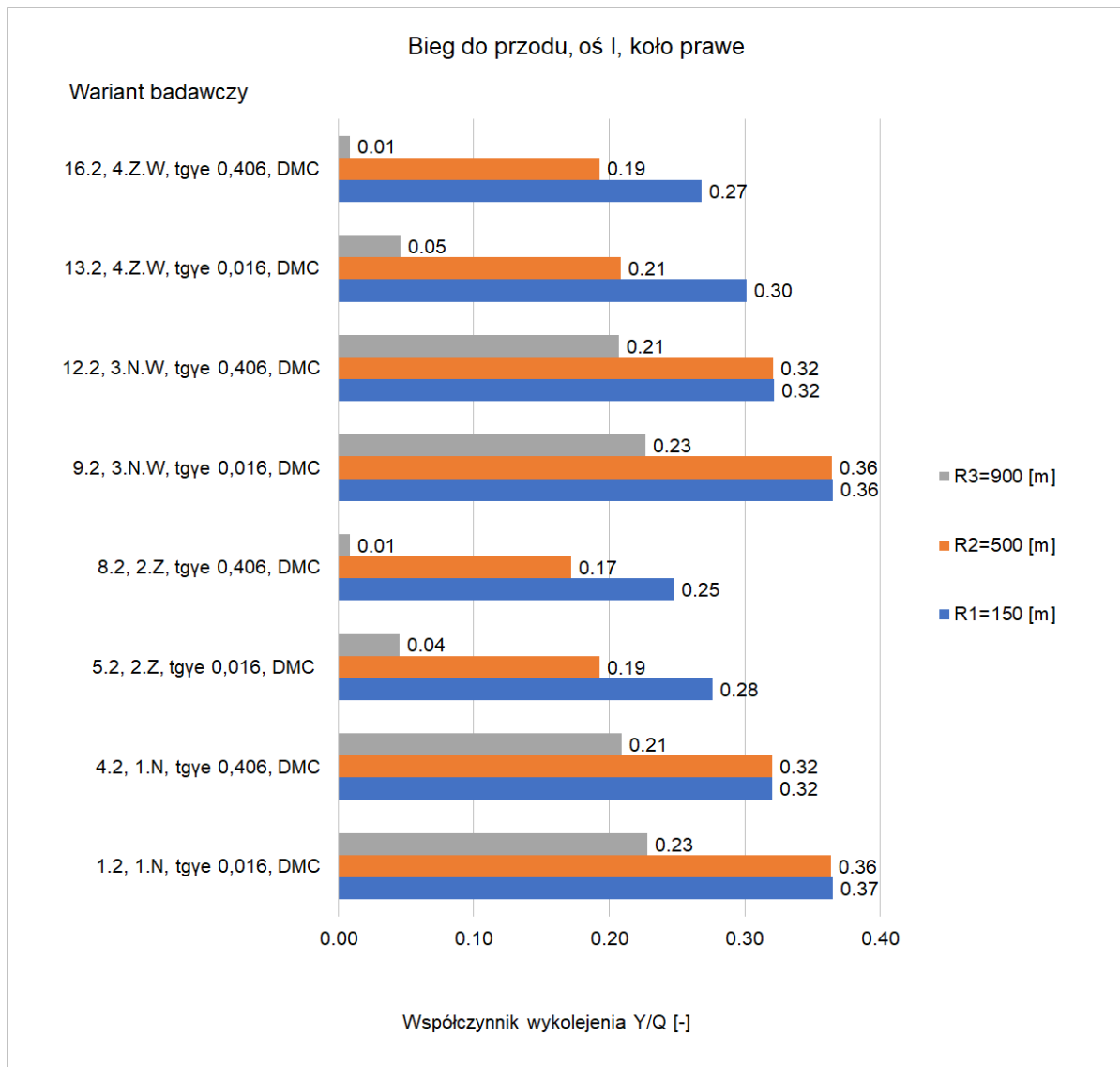
Rys. 4.12. Wartości i_{wn} uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości tgy_e

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości wskaźnika zużycia kół i_{wn} w trakcie biegu do przodu pojazdu pustego (MWP) dla koła prawego osi I (rys. 4.12).

1. Wartości i_{wn} są niższe dla kół niezależnych (N) niż dla kół zależnych (Z).
2. Wzrost wartości ekwiwalentnej stożkowatości tgy_e powoduje nieznaczne obniżenie wartości i_{wn} zarówno dla kół zależnych (Z) jak i niezależnych (N).
3. Ze wzrostem promienia łuku toru następuje obniżenie wartości i_{wn} , wyjątek stanowią warianty o oznaczeniu 2.Z – są to pojazdy wyposażone w osie o zależnych

kołach z obrzeżami. Uzyskane wartości i_{wn} przez koła osi 2.Z są zbliżone na całej krzywej torowej.

Na rysunku 4.13 przedstawiono uzyskane wartości współczynnika wykolejenia Y/Q koła prawego osi I, DMC.



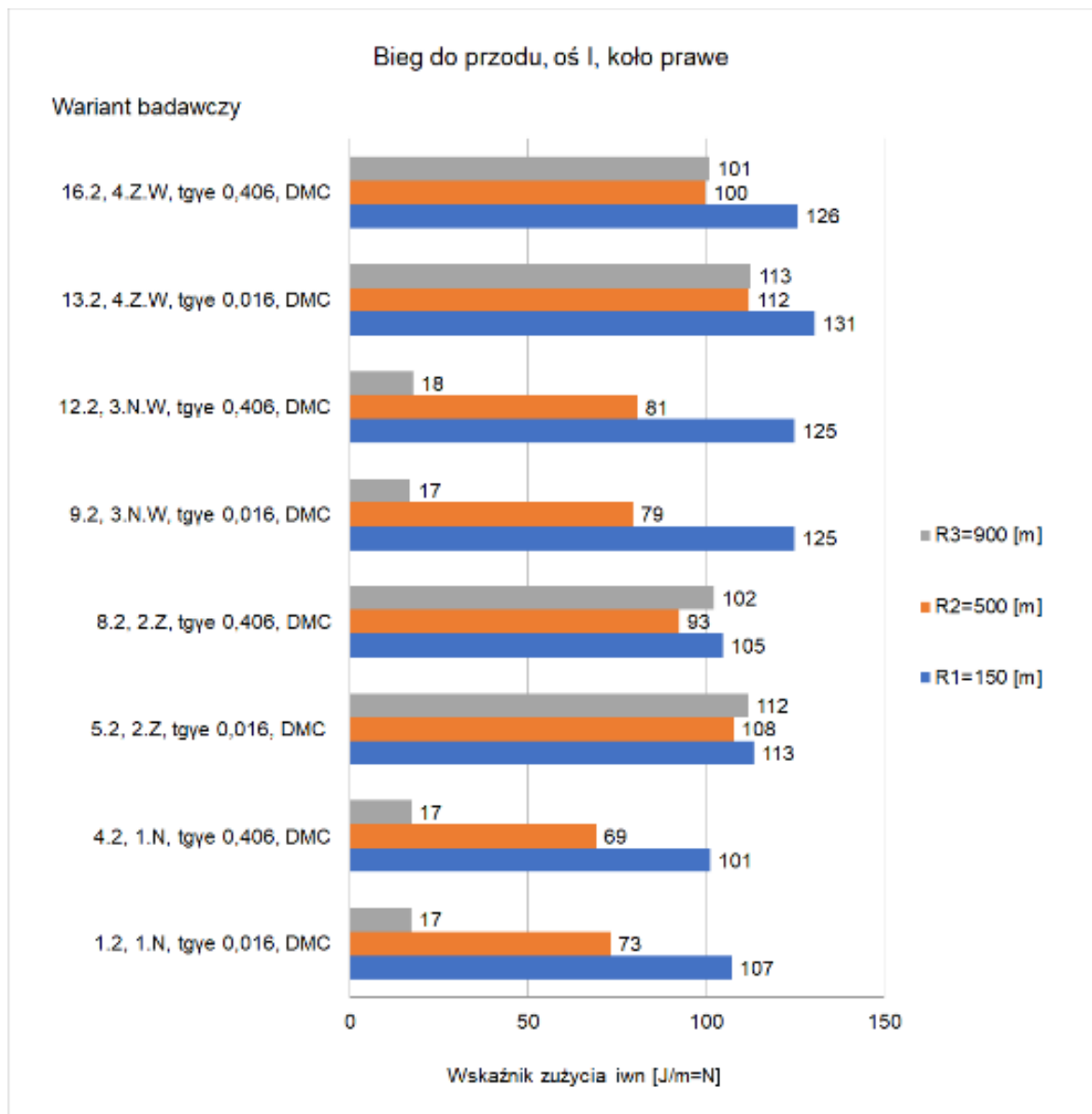
Rys. 4.13. Wartości Y/Q uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości tgy_e

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości współczynnika wykolejenia Y/Q w trakcie biegu do przodu pojazdu załadowanego (DMC) dla koła prawego osi I (rys. 4.13).

1. Mniejsze wartości Y/Q uzyskano dla kół zależnych (Z) niż dla niezależnych (N).

2. Wzrost wartości ekwiwalentnej stożkowatości $tg\gamma_e$ powoduje obniżenie wartości Y/Q zarówno dla kół zależnych (Z) jak i niezależnych (N).
3. Wzrost wartości promienia łuku toru powoduje zmniejszenie wartości Y/Q , dla kół o oznaczeniu N zmiana nie jest znacząca dla łuków o promieniu od 150 do 700 metrów.

Na rysunku 4.14 przedstawiono uzyskane wartości wskaźnika zużycia powierzchni profilu tocznego i_{wn} koła prawego osi I, DMC.



Rys. 4.14. Wartości i_{wn} uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości $tg\gamma_e$

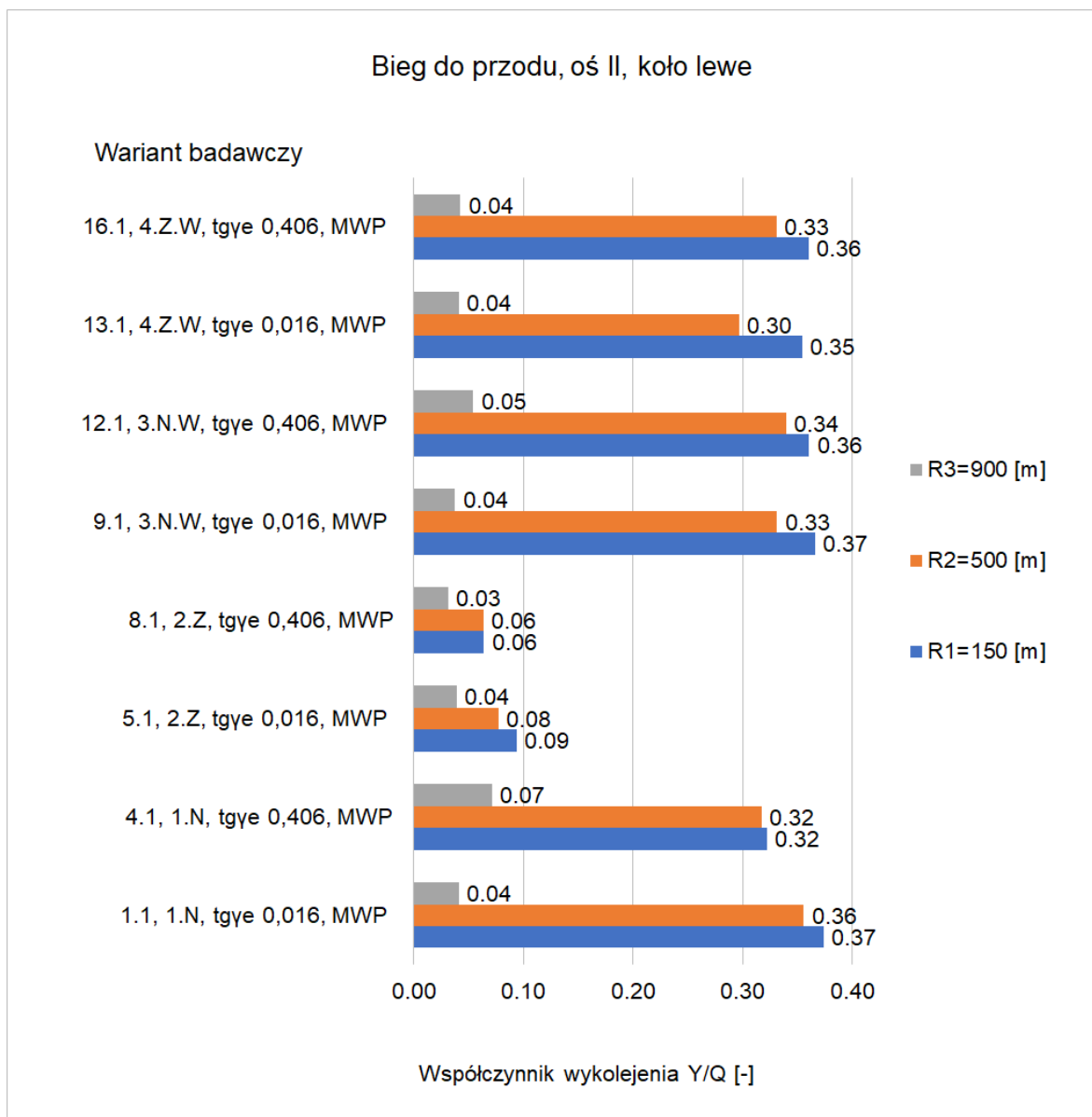
Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości wskaźnika zużycia kół i_{wn} w trakcie biegu do przodu pojazdu załadowanego (DMC) dla koła prawego osi I (rys. 4.14).

1. Mniejsze wartości i_{wn} uzyskano dla kół niezależnych (N) niż dla kół zależnych (Z).
2. Wzrost wartości ekwiwalentnej stożkowatości tg_{γ_e} powoduje obniżenie wartości i_{wn} zarówno dla kół zależnych (Z) jak i niezależnych (N). W przypadku kół o połączeniu niezależnym (N) i biegu po łuku o dużym promieniu $R=700\div 900$ [m] wartość stożkowatości tg_{γ_e} nie wpływa na wartość i_{wn} .
3. Zwiększenie wartości promienia łuku toru powoduje że wartości i_{wn} dla kół w połączeniu niezależnym (N) charakteryzują się wyraźną tendencją spadkową z wartości przekraczających 100 do 17 i 18 [J/m]. W przypadku kół połączonych zależnie (Z) nie widać takiej tendencji a uzyskane wartości są zbliżone dla całego odcinka badawczego o zmiennym promieniu.

Podsumowanie wyników w zakresie współczynnika wykolejenia Y/Q i wskaźnika zużycia i_{wn} dla koła prawego osi I, niezależnie od ładowności, dla MWP i DMC.

1. Mniejsze wartości Y/Q uzyskano dla kół zależnych (Z) niż dla niezależnych (N).
2. Wzrost wartości stożkowatości ekwiwalentnej tg_{γ_e} powoduje obniżenie wartości Y/Q .
3. Większe wartości wskaźnika zużycia i_{wn} uzyskano dla kół zależnych (Z) niż dla niezależnych (N).
4. Przeważnie wzrostowi stożkowatości tg_{γ_e} towarzyszy nieznaczne obniżenie wartości wskaźnika zużycia i_{wn} .
5. W większości przypadków wzrostowi wartości promienia łuku toru towarzyszy zmniejszenie wartości Y/Q i i_{wn} lub utrzymanie zbliżonych wartości w zakresie promienia łuku o wartości $R=500\div 900$ [m].

Na rysunku 4.15 przedstawiono uzyskane wartości współczynnika wykolejenia Y/Q koła lewego osi II, MWP.



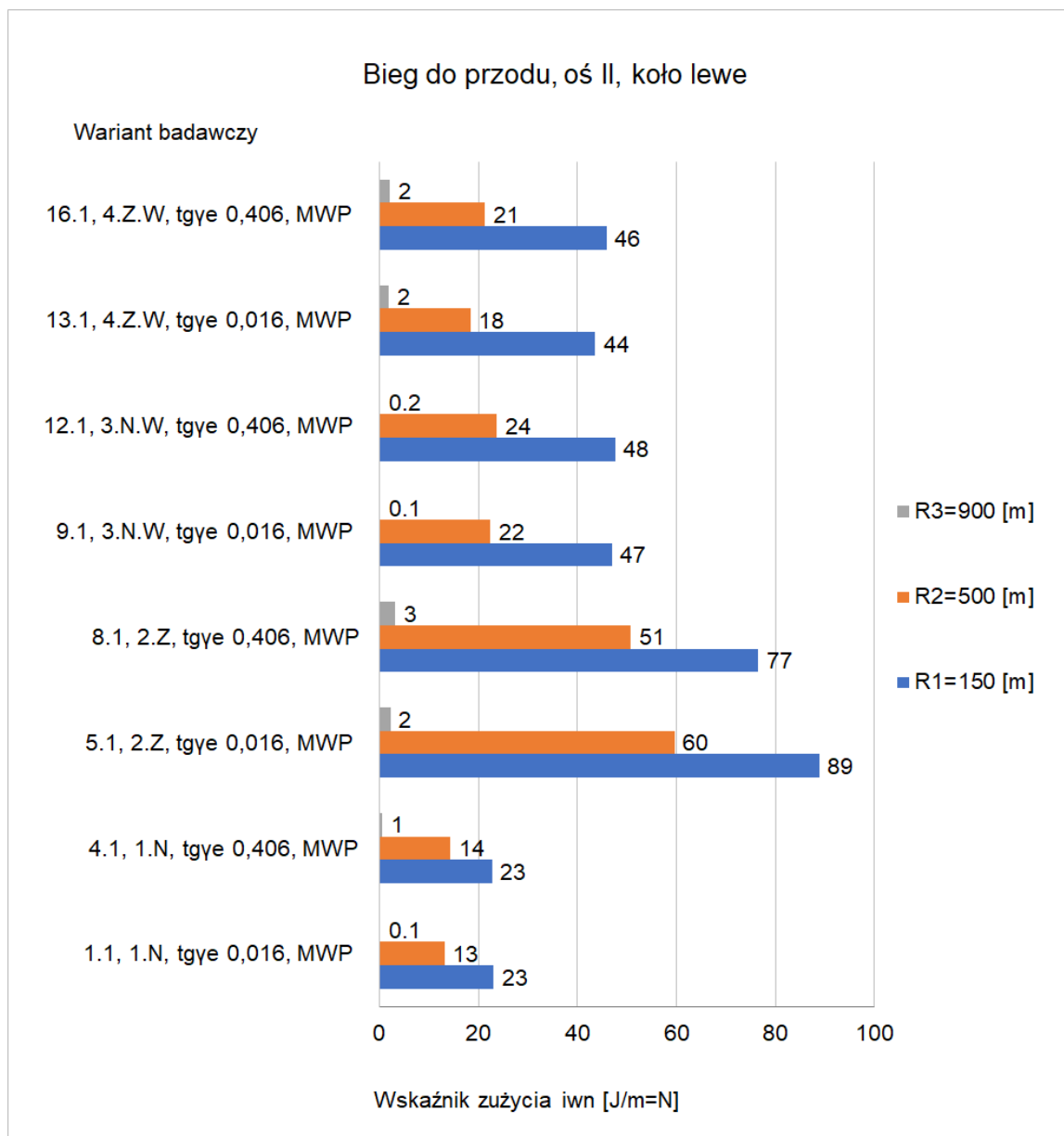
Rys. 4.15. Wartości Y/Q uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości tgye

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości współczynnika wykołowania Y/Q w trakcie biegu do przodu pojazdu pustego (MWP) dla koła lewego osi II (rys. 4.15).

1. Mniejsze wartości Y/Q uzyskano dla kół zależnych (Z) niż dla niezależnych (N), znacząco mniejsze w porównaniu do pozostałych wariantów uzyskano dla wariantu 2.Z.
2. Wzrost wartości ekwiwalentnej stożkowatości tgye nie wpływa znacząco na obniżenie wartości Y/Q, uzyskiwane wartości dla wariantów 1.N i 2.Z o różnych stożkowatościach są zbliżone, pozostałe warianty badawcze (3.N.W, 4.Z.W) o profilu walcowym (brak stożkowatości zastępczej).

3. Zwiększenie promienia łuku toru powoduje zmniejszenie wartości Y/Q dla kół niezależnych (N) i zależnych (Z), dla łuków torowych o dużym promieniu $R=600\div 900$ [m] uzyskiwane wartości są znacząco mniejsze, niekiedy spadek z około 0,40 do 0,04.
4. Maksymalna możliwa do uzyskania wartość Y/Q dla kół o profilu walcowym jest zbliżona do wartości 0,36, wynika to z braku składowych kątowych od położenia na stożku koła (obrzeżu), wówczas $Y/Q=T/N=\mu N/N=\mu$ (patrz wyprowadzenia od 1.3 do 1.6), nieznaczne różnice od wartości współczynnika tarcia wynikają z pochylenia szyn i przyjętej metody obliczeniowej.

Na rysunku 4.16 przedstawiono uzyskane wartości wskaźnika zużycia powierzchni profilu tocznego i_{wn} koła lewego osi II, MWP.



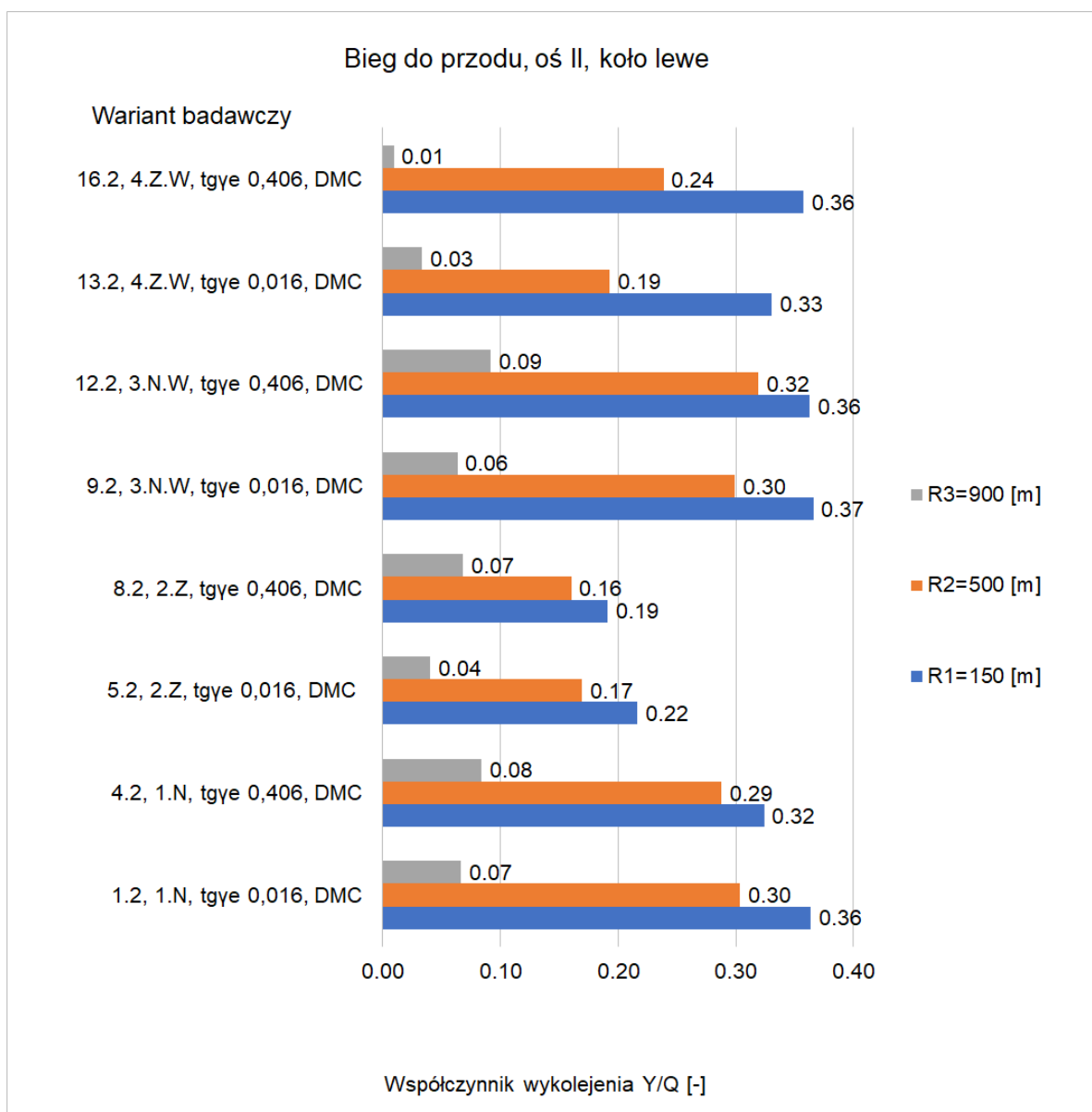
Rys. 4.16. Wartości i_{wn} uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości tgy_e

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości wskaźnika zużycia kół i_{wn} w trakcie biegu do przodu pojazdu pustego (MWP) dla koła lewego osi II (rys. 4.16).

1. Największe wartości i_{wn} uzyskano dla wariantów badawczych o oznaczeniu 2.Z – zależne koła o profilu stożkowym z obrzeżem. Dla kół o profilu walcowym niezależnie od połączenia na osi uzyskano wartości zbliżone (oznaczenia 3.N.W i 4.Z.W). Najniższe wartości uzyskano dla wariantu pierwotnego – 1.N.

2. Brak znaczącego wpływu ekwiwalentnej stożkowatości $tg\gamma_e$ na wariant pierwotny 1.N – niezależne koła z obrzeżami, dla wariantów o oznaczeniu 2.Z – zależne koła z obrzeżami wpływ zwiększenia stożkowatości na wartość i_{wn} jest znaczny.
3. Wartości i_{wn} uzyskiwane dla profili walcowych są do siebie zbliżone niezależnie od rodzaju połączenia na osi – oznaczenia 3.N.W i 4.Z.W.
4. Zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości i_{wn} .

Na rysunku 4.17 przedstawiono uzyskane wartości współczynnika wykolejenia Y/Q koła lewego osi II, DMC.

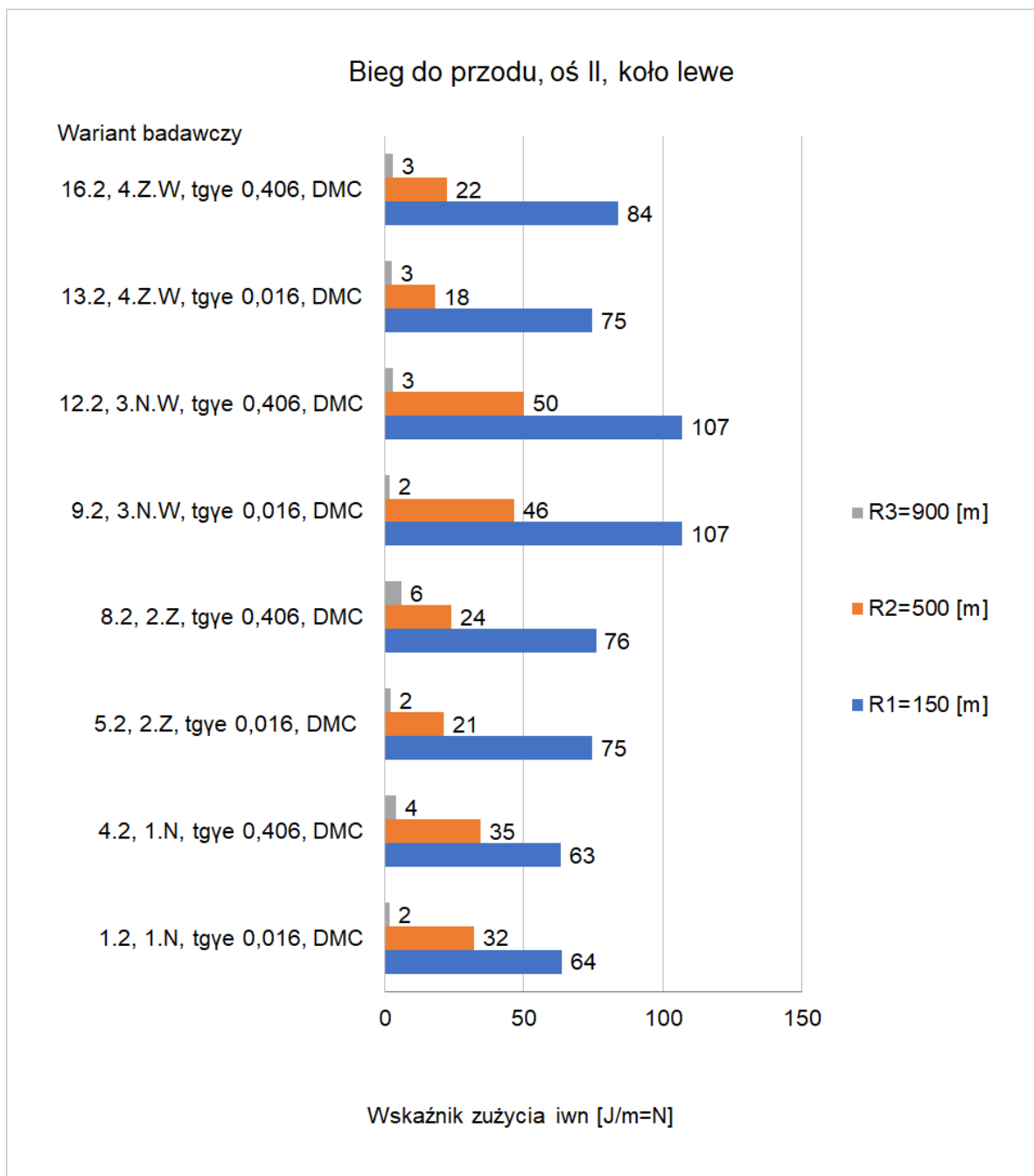


Rys. 4.17. Wartości Y/Q uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości $tg\gamma_e$

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości współczynnika wykolejenia Y/Q w trakcie biegu do przodu pojazdu załadowanego (DMC) dla koła lewego osi II (rys. 4.17).

1. Mniejsze wartości Y/Q uzyskano dla kół zależnych (Z) niż dla niezależnych (N).
2. Wzrost wartości ekwiwalentnej stożkowatości $tg\gamma_e$ wpływa na obniżenie wartości Y/Q , dla kół niezależnych i zależnych 2.Z, pozostałe warianty badawcze (3.N.W, 4.Z.W) o profilu walcowym (brak stożkowatości zastępczej).
3. Zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości Y/Q .

Na rysunku 4.18 przedstawiono uzyskane wartości wskaźnika zużycia powierzchni profilu tocznego i_{wn} koła lewego osi II, DMC.



Rys. 4.18. Wartości i_{wn} uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości tgy_e

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości wskaźnika zużycia kół i_{wn} w trakcie biegu do przodu pojazdu załadowanego (DMC) dla koła lewego osi II (rys. 4.18).

1. Dla wariantów badawczych ze wszystkimi kołami z obrzeżem podczas biegu po łukach torowych o małym promieniu $R=150\div 250$ [m] uzyskano większe wartości Y/Q dla kół w połączeniu zależnym (2.Z) niż dla kół w połączeniu niezależnym (1.N). Dla pozostałych wartości promienia łuku $R=250\div 900$ [m] uzyskano odwrotną

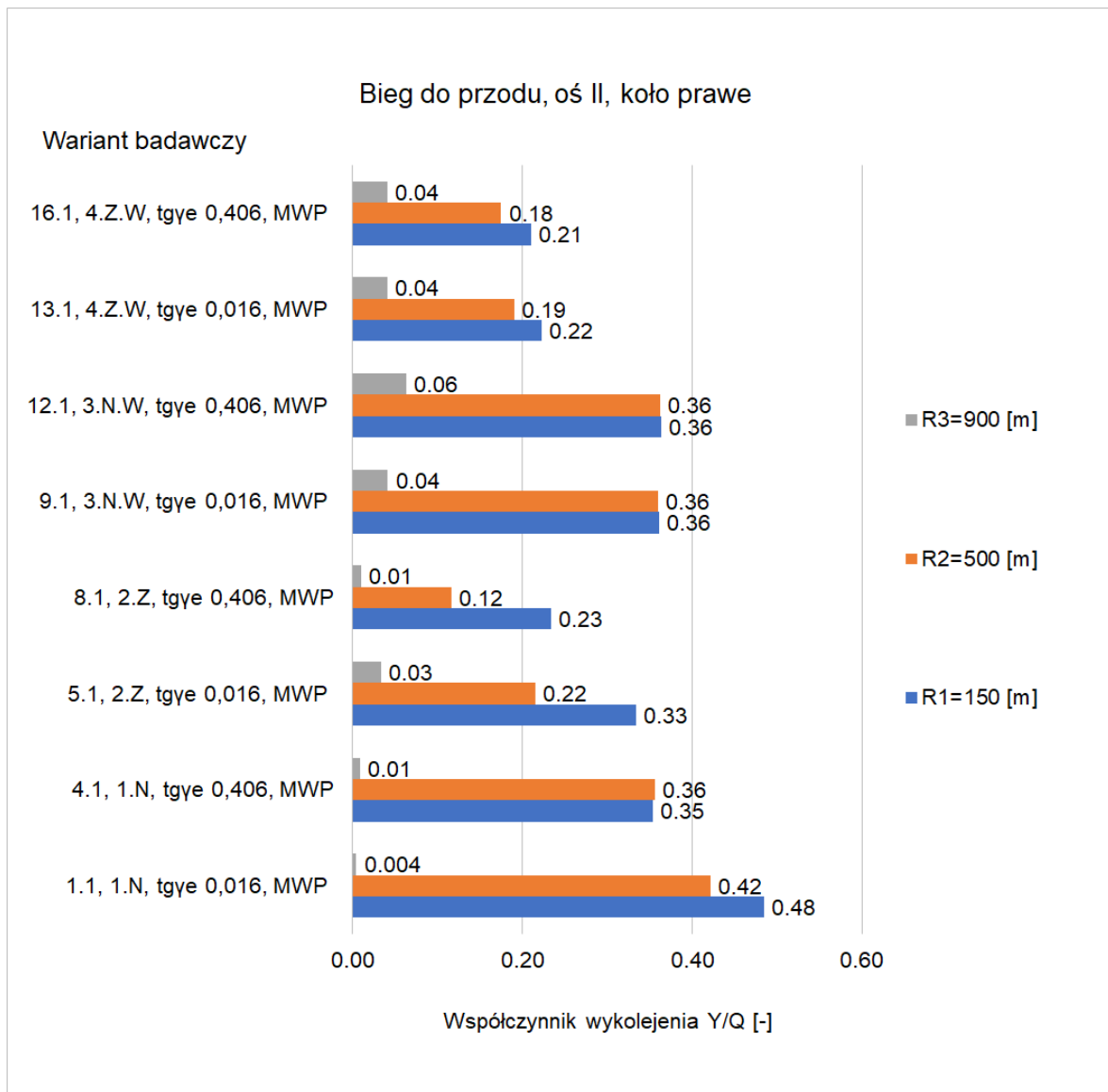
tendencję – mniejsze wartości dla wariantu 2.Z. Dla kół o profilu walcowym uzyskano mniejsze wartości w połączeniu zależnym (4.Z.W) niż dla połączenia niezależnego (3.N.W).

2. Brak znaczącego wpływu ekwiwalentnej stożkowatości $tg\gamma_e$ na wariant pierwotny – niezależne koła z obrzeżami i wariant o oznaczeniu 2.Z – zależne koła z obrzeżami.
3. Zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości i_{wn} .

Podsumowanie wyników w zakresie współczynnika wykolejenia Y/Q i wskaźnika zużycia i_{wn} dla koła lewego osi II, niezależnie od ładowności, dla MWP i DMC.

1. Mniejsze wartości Y/Q uzyskano dla kół zależnych (Z) niż dla niezależnych (N).
2. Wzrost wartości stożkowatości ekwiwalentnej $tg\gamma_e$ powoduje obniżenie wartości Y/Q .
3. Mniejsze wartości i_{wn} uzyskiwane dla kół niezależnych (1.N) niż dla zależnych (2.Z) – warianty z obrzeżem. Dla wariantów z profilem walcowym niższe wartości dla kół zależnych na osi (4.Z.W) niż dla niezależnych (3.N.W).
4. Wpływ stożkowatości ekwiwalentnej $tg\gamma_e$ na wartość i_{wn} nie jest znaczący.
5. Zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości Y/Q i i_{wn} .

Na rysunku 4.19 przedstawiono uzyskane wartości współczynnika wykolejenia Y/Q koła prawego osi II, MWP.



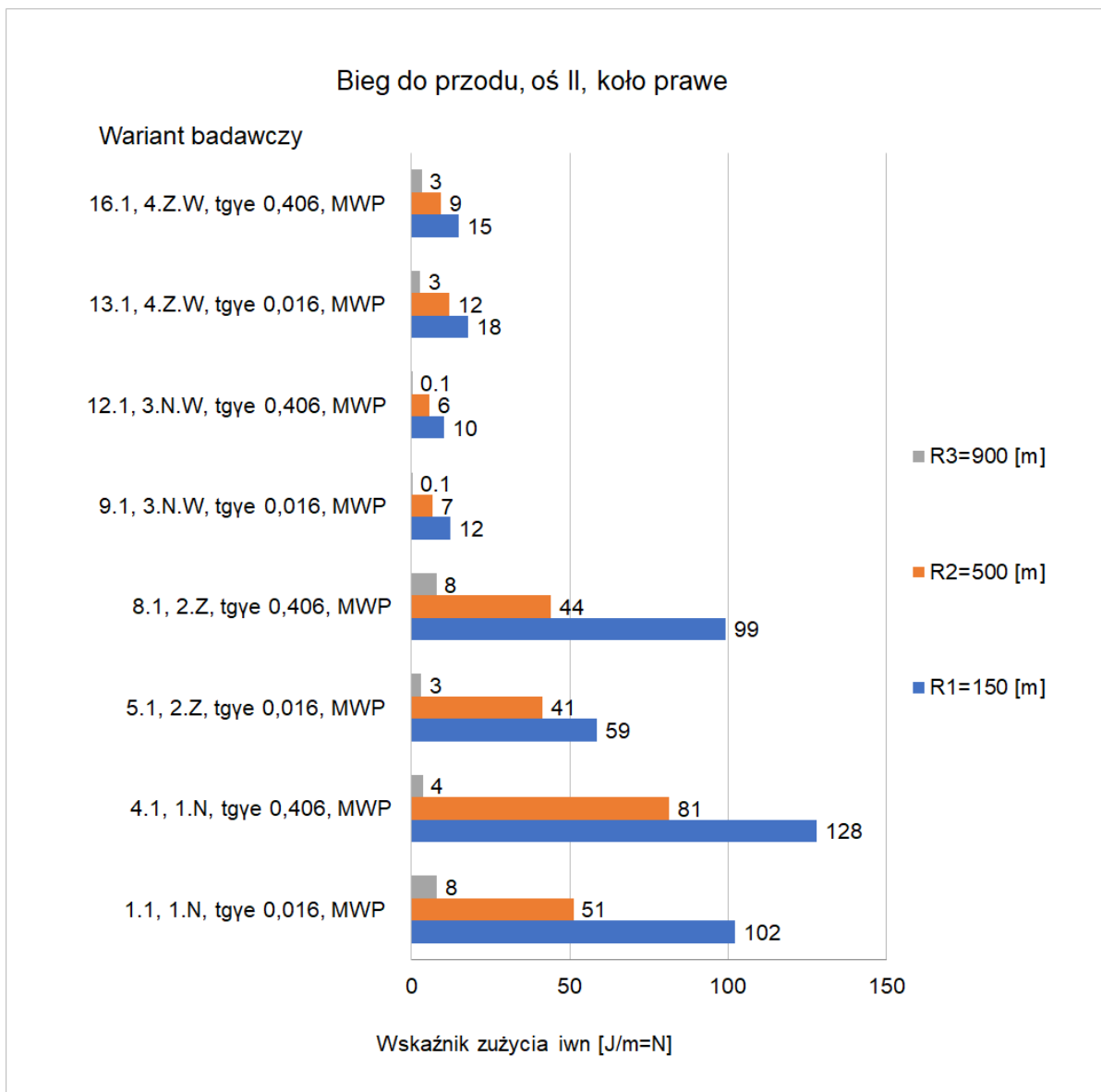
Rys. 4.19. Wartości Y/Q uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości $tg\gamma_e$

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości współczynnika wykołowania Y/Q w trakcie biegu do przodu pojazdu pustego (MWP) dla koła prawego osi II (rys. 4.19).

1. Mniejsze wartości Y/Q uzyskano dla kół zależnych (Z) niż dla niezależnych (N)
2. Wzrostowi stożkowatości ekwiwalentnej $tg\gamma_e$ towarzyszy obniżenie wartości Y/Q dla kół stożkowych 1.N i 2.Z. Mniejsze wartości Y/Q uzyskiwane dla kół o profilu walcowym w połączeniu zależnym 4.Z.W.
3. Dla profilu walcowego w połączeniu niezależnym (3.N.W) uzyskano wartość 0,36, wynika to z braku składowych kątowych od położenia na stożku koła (obrzeżu), wówczas $Y/Q = T/N = \mu N/N = \mu$ (wartość współczynnika tarcia na styku).

4. Zwiększenie wartości promienia łuku toru powoduje wyraźne obniżenie wartości Y/Q dla wariantu 2.Z dla pozostałych wariantów różnice nie są wyraźne.

Na rysunku 4.20 przedstawiono uzyskane wartości wskaźnika zużycia powierzchni profilu tocznego i_{wn} koła prawego osi II, MWP.

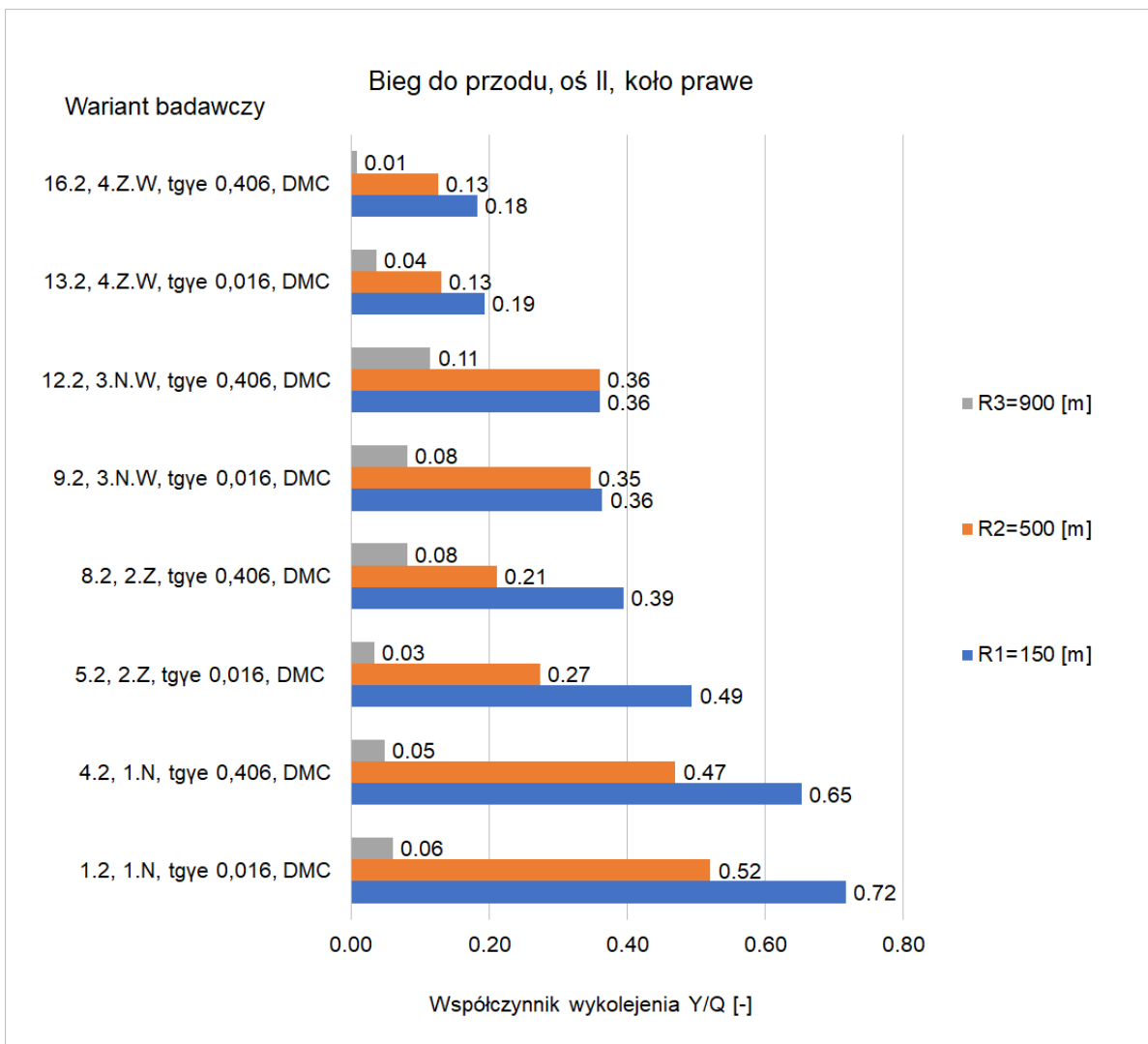


Rys. 4.20. Wartości i_{wn} uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości tgy_e

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości wskaźnika zużycia kół i_{wn} w trakcie biegu do przodu pojazdu pustego (MWP) dla koła prawego osi II (rys. 4.20).

1. Dla kół o profilu stożkowym uzyskano mniejsze wartości i_{wn} w połączeniu zależnym (2.Z) niż niezależnym (1.N). Dla profilu walcowego uzyskano niskie wartości niezależnie od połączenia na osi, mniejsze dla połączenia niezależnego (3.N.W) niż zależnego (4.Z.W).
2. Wzrost wartości stożkowatości ekwiwalentnej $tg\gamma_e$ powoduje wzrost wartości i_{wn} dla profili stożkowych niezależnie od połączenia na osi (1.N i 2.Z) co jest tendencją odwrotną w porównaniu do wyników uzyskanych dla pozostałych kół.
3. Zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości i_{wn} .

Na rysunku 4.21 przedstawiono uzyskane wartości współczynnika wykolejenia Y/Q koła prawego osi II, DMC.

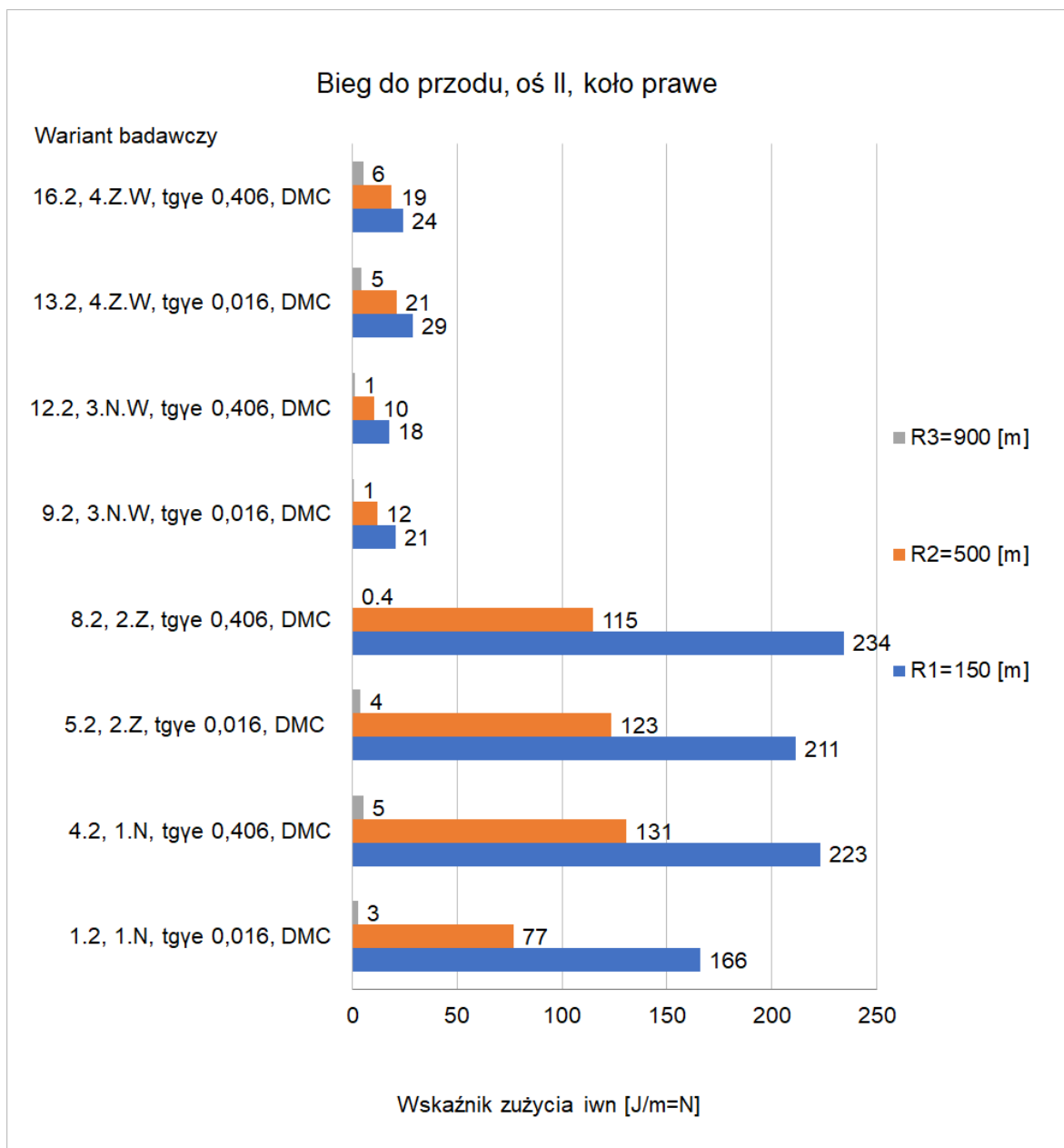


Rys. 4.21. Wartości Y/Q uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości $tg\gamma_e$

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości współczynnika wykolejenia Y/Q w trakcie biegu do przodu pojazdu załadowanego (DMC) dla koła prawego osi II (rys. 4.21).

1. Wartości Y/Q uzyskiwane dla kół zależnych (Z) są mniejsze niż dla kół niezależnych (N)
2. Wzrostowi stożkowatości ekwiwalentnej $tg\gamma_e$ towarzyszy obniżenie wartości Y/Q dla kół stożkowych 1.N i 2.Z. Mniejsze wartości Y/Q uzyskiwane dla kół o profilu walcowym w połączeniu zależnym 4.Z.W.
3. Zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości Y/Q . Nie jest to widoczne dla profilu walcowego w połączeniu niezależnym 3.N.W, dla wartości uzyskiwanych na łukach o promieniu $R=150\div 500$ [m].

Na rysunku 4.22 przedstawiono uzyskane wartości wskaźnika zużycia powierzchni profilu tocznego i_{wn} koła prawego osi II, DMC.



Rys. 4.22. Wartości i_{wn} uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości tgy_e

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości wskaźnika zużycia kół i_{wn} w trakcie biegu do przodu pojazdu załadowanego (DMC) dla koła prawego osi II (rys. 4.22).

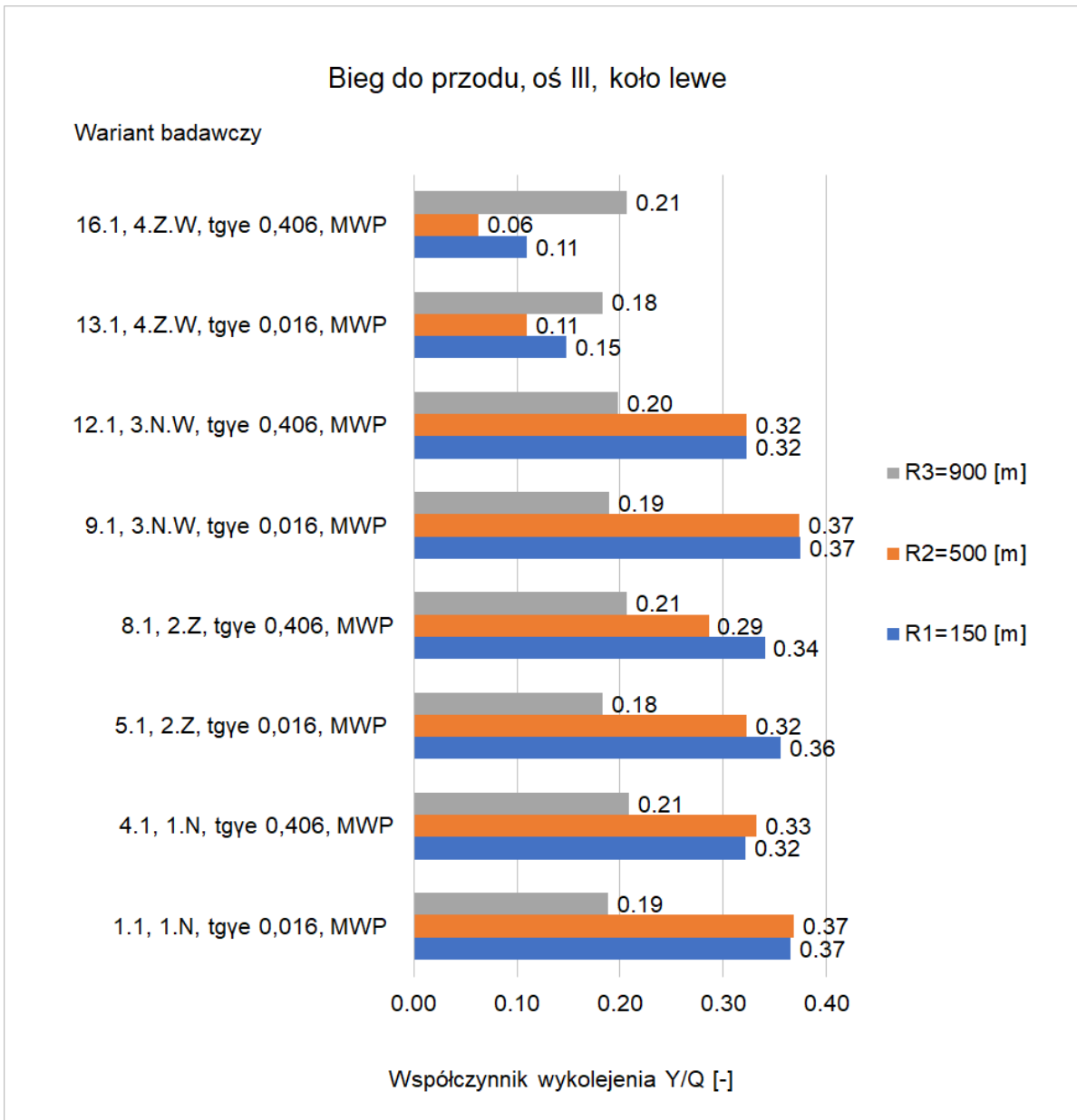
1. Uzyskano nieznaczne różnice pomiędzy wartościami dla kół w połączeniu zależnym (Z) i niezależnym (N), wartości większe dla połączenia zależnego (Z). Znacząco mniejsze wartości uzyskano dla kół o profilu walcowym (3.N.W i 4.Z.W) niż dla kół z obrzeżami (1.N i 2.Z).

2. Dla kół stożkowych wraz ze wzrostem wartości stożkowatości ekwiwalentnej $tg\gamma_e$ dochodzi do zwiększenia wartości i_{wn} – odwrotny trend niż dla kół o profilu walcowym.
3. Zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości i_{wn} .

Podsumowanie wyników w zakresie współczynnika wykolejenia Y/Q i wskaźnika zużycia i_{wn} dla koła prawego osi II, niezależnie od ładowności, dla MWP i DMC.

1. Wartości Y/Q uzyskiwane dla kół w połączeniu zależnym (Z) są mniejsze niż dla kół niezależnych (N) dla profili stożkowych i walcowych.
2. Wzrostowi stożkowatości ekwiwalentnej $tg\gamma_e$ towarzyszy obniżenie wartości Y/Q dla kół stożkowych 1.N i 2.Z.
3. Wzrost wartości stożkowatości ekwiwalentnej $tg\gamma_e$ powoduje wzrost wartości i_{wn} dla profili stożkowych niezależnie od połączenia na osi (1.N i 2.Z) co jest tendencją odwrotną w porównaniu do wyników uzyskanych dla pozostałych kół.
4. W zależności od ładowności uzyskuje się dla profili stożkowych wartości i_{wn} większe dla 1.N przy MWP i odwrotnie przy DMC – większe dla 2.Z. W przypadku małych wartości dla profilu walcowego uzyskano większe wartości dla 4.Z.W.

Na rysunku 4.23 przedstawiono uzyskane wartości współczynnika wykolejenia Y/Q koła lewego osi III, MWP.



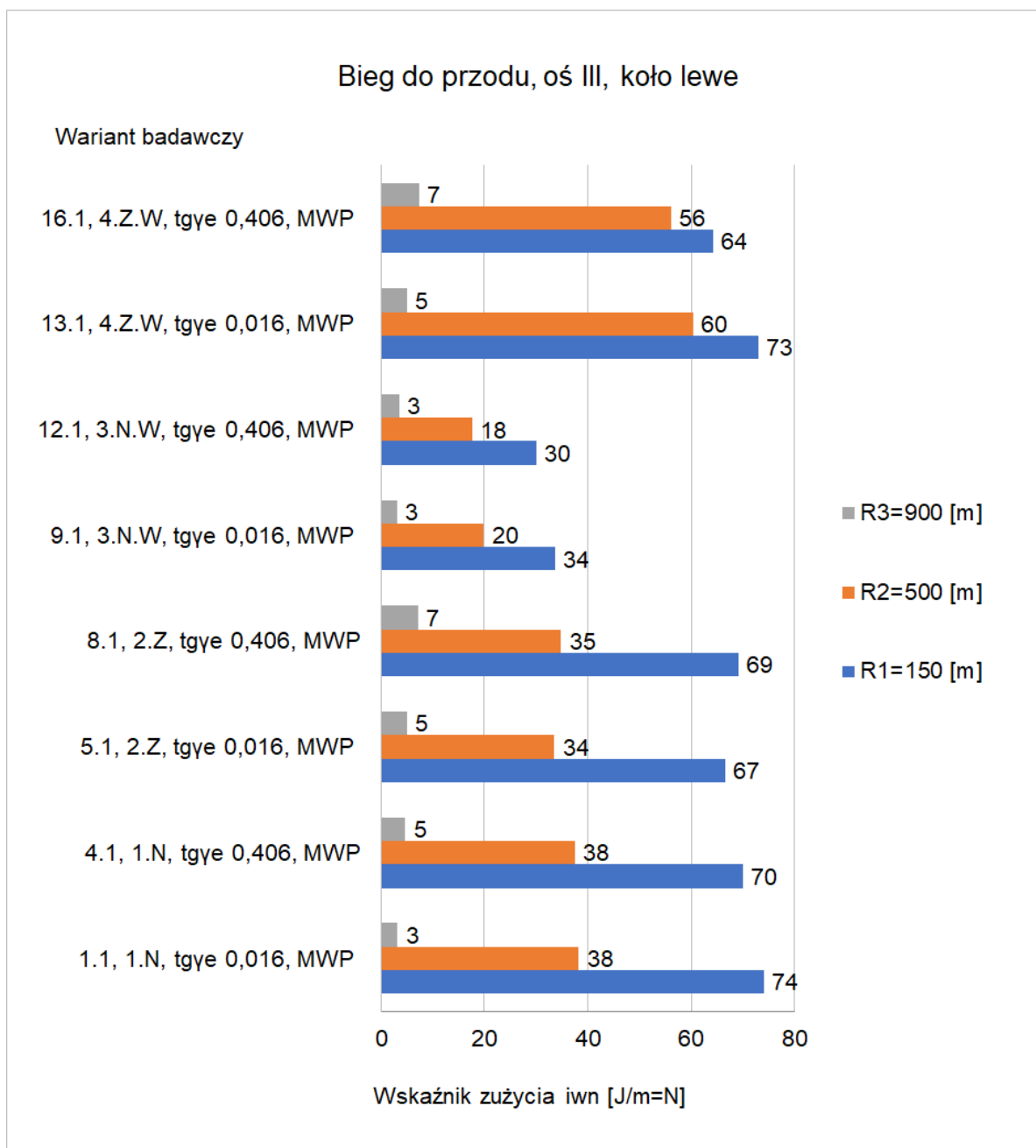
Rys. 4.23. Wartości Y/Q uzyskane dla skrajnych wartości stożkowości tgye

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości współczynnika wykołowania Y/Q w trakcie biegu do przodu pojazdu pustego (MWP) dla koła lewego osi III (rys. 4.23).

1. Wartości Y/Q uzyskiwane dla wariantów posiadających tylko koła z obrzeżami są zbliżone niezależnie od połączenia na osi (1.N i 2.Z). Największe wartości uzyskano dla wariantu 3.N.W a najmniejsze dla 4.Z.W – oba warianty z profilem walcowym na osi środkowej.

2. Wzrost wartości stożkowatości ekwiwalentnej $tg\gamma_e$ powoduje nieznaczne obniżenie wartości Y/Q , przy wzroście stożkowatości dla wariantu 4.Z.W i biegu po łukach o dużym promieniu $R=850\div 900$ [m] następuje wzrost wartości Y/Q .
3. Nie jest widoczny wyraźny wpływ wartości promienia łuku na uzyskiwane wartości Y/Q .

Na rysunku 4.24 przedstawiono uzyskane wartości wskaźnika zużycia powierzchni profilu tocznego i_{wn} koła lewego osi III, MWP.

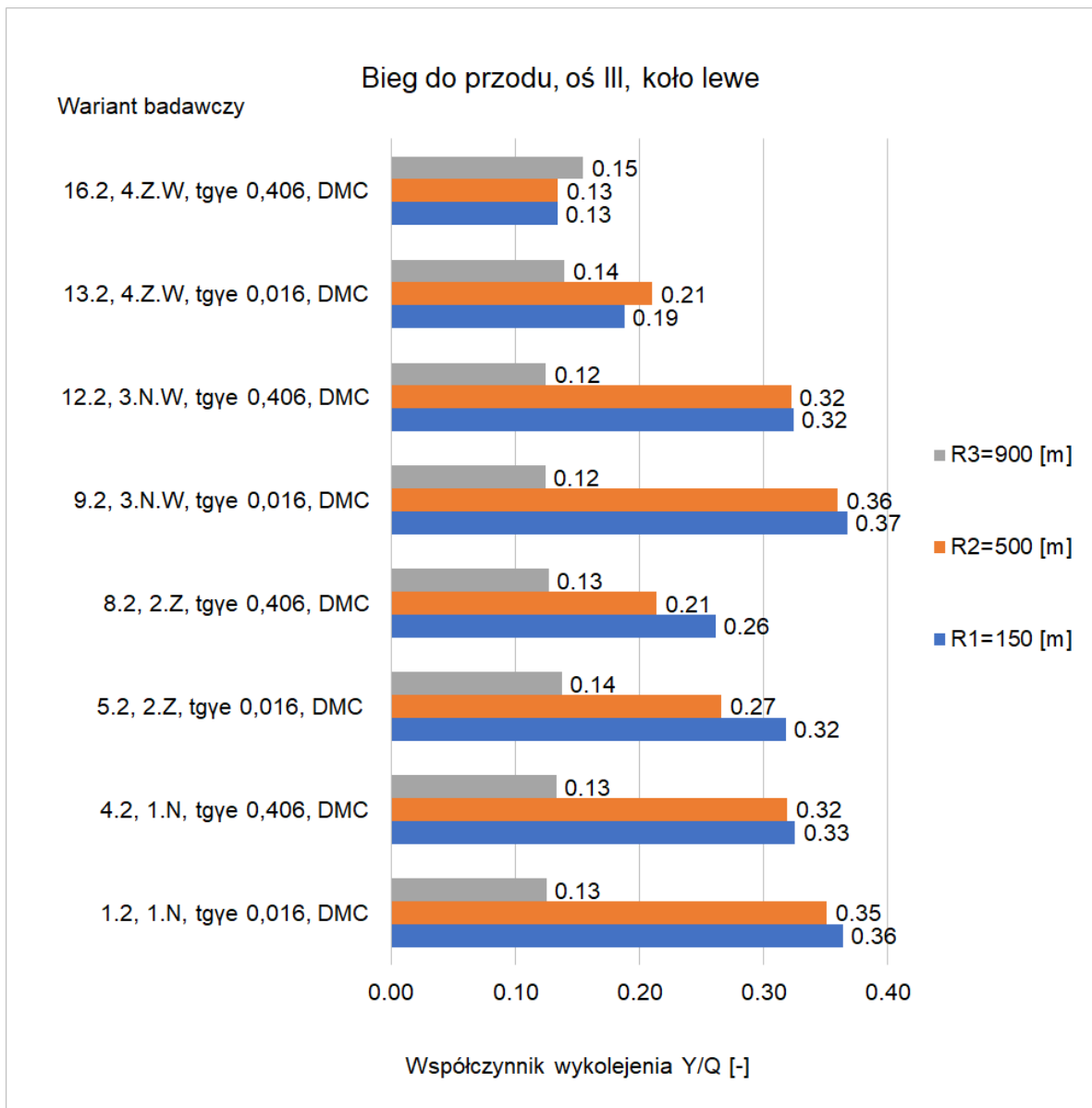


Rys. 4.24. Wartości i_{wn} uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości $tg\gamma_e$

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości wskaźnika zużycia kół i_{wn} w trakcie biegu do przodu pojazdu pustego (MWP) dla koła lewego osi III (rys. 4.24).

1. Uzyskano zbliżone wartości i_{wn} dla wariantów 1.N i 2.Z (wszystkie koła o profilu stożkowym). Najniższe wartości uzyskano dla wariantu z kołami niezależnymi 3.N.W, znacząco mniejsze niż dla odpowiadającego mu wariantu z kołami zależnymi 4.Z.W.
2. Wzrostowi stożkowatości ekwiwalentnej $tg\gamma_e$ towarzyszy nieznaczne obniżenie wartości i_{wn} .
3. Zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości i_{wn} .

Na rysunku 4.25 przedstawiono uzyskane wartości współczynnika wykolejenia Y/Q koła lewego osi III, DMC.



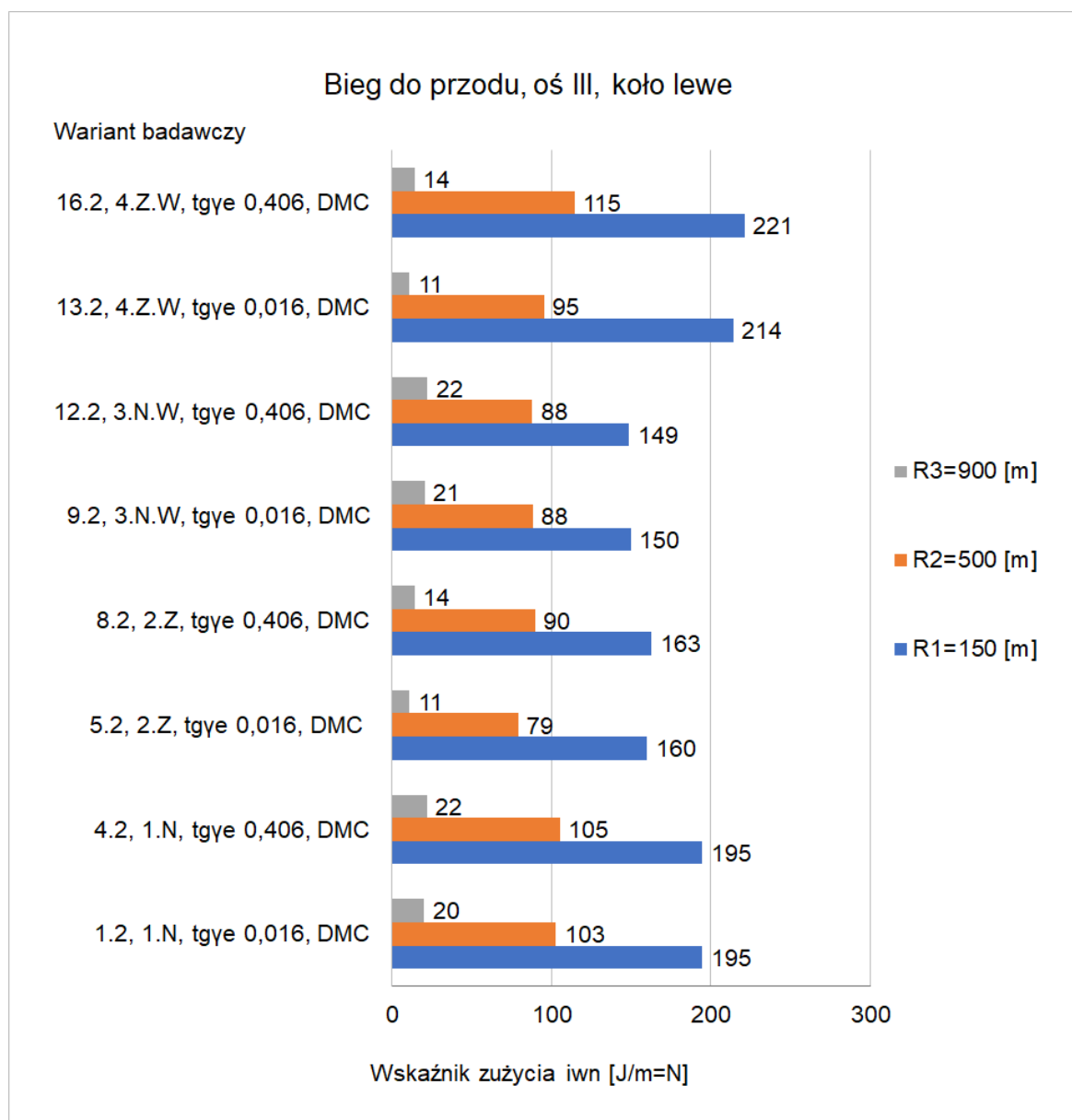
Rys. 4.25. Wartości Y/Q uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości tgye

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości współczynnika wykolejenia Y/Q w trakcie biegu do przodu pojazdu załadowanego (DMC) dla koła lewego osi III (rys. 4.25).

1. Wartości Y/Q uzyskiwane dla kół w połączeniu zależnym (Z) są mniejsze niż dla kół niezależnych (N).
2. Wzrostowi stożkowatości ekwiwalentnej tgye towarzyszy obniżenie wartości Y/Q poza wartościami uzyskanymi dla bardzo dużych promieni $R=850\div 900$ [m] dla których uzyskano zbliżone wartości.

3. Wartość promienia łuku w zakresie $R=150\div 850$ [m] nie wpływa znacząco na uzyskiwane wartości Y/Q , znaczące obniżenie wartości Y/Q uzyskano po przekroczeniu wartości $R=850$ [m] (poza wariantem 4.Z.W).

Na rysunku 4.26 przedstawiono uzyskane wartości wskaźnika zużycia powierzchni profilu tocznego i_{wn} koła lewego osi III, DMC.



Rys. 4.26. Wartości i_{wn} uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości tgy_e

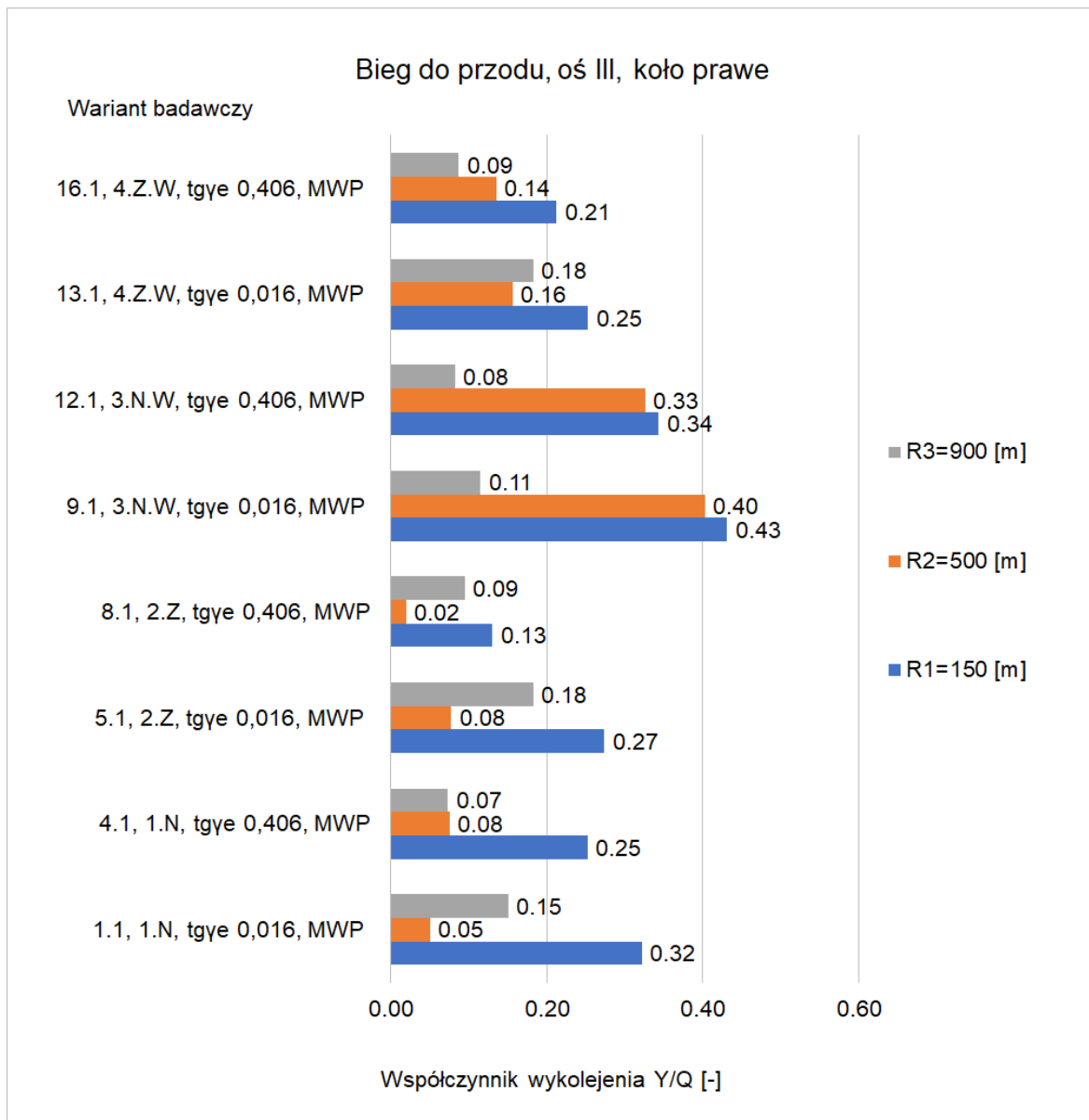
Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości wskaźnika zużycia kół i_{wn} w trakcie biegu do przodu pojazdu załadowanego (DMC) dla koła lewego osi III (rys. 4.26).

1. Dla wariantów z wszystkimi kołami o profilu stożkowym uzyskano większe wartości dla połączenia niezależnego (1.N) niż dla połączenia zależnego (2.Z). Odwrotny trend występuje dla kół o profilu walcowym na osi II, większe wartości Y/Q uzyskano dla połączenia zależnego (4.Z.W) niż niezależnego (3.N.W).
2. Brak znaczącego wpływu stożkowatości ekwiwalentnej $t\gamma_e$ na uzyskiwane wartości i_{wn} .
3. Zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości i_{wn} .

Podsumowanie wyników w zakresie współczynnika wykolejenia Y/Q i wskaźnika zużycia i_{wn} dla koła lewego osi III, niezależnie od ładowności, dla MWP i DMC.

1. Uzyskano mniejsze wartości Y/Q dla połączenia zależnego (Z) niż dla niezależnego (N).
2. Wzrost wartości stożkowatości ekwiwalentnej $t\gamma_e$ powoduje obniżenie wartości Y/Q , zaobserwowano jedno odstępstwo dla dużych promieni łuku dla wariantu 4.Z.W.
3. Mniejsze wartości i_{wn} uzyskano dla wariantów z zależnymi kołami na osi I i wszystkimi kołami o profilu stożkowym (2.Z), dla wariantów z profilem walcowym na osi środkowej uzyskano mniejsze wartości w połączeniu niezależnym (3.N.W).
4. Brak znaczącego wpływu stożkowatości ekwiwalentnej $t\gamma_e$ na uzyskiwane wartości i_{wn} .
5. Zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości i_{wn} , trend ten nie jest widoczny dla wartości Y/Q .

Na rysunku 4.27 przedstawiono uzyskane wartości współczynnika wykolejenia Y/Q koła prawego osi III, MWP.



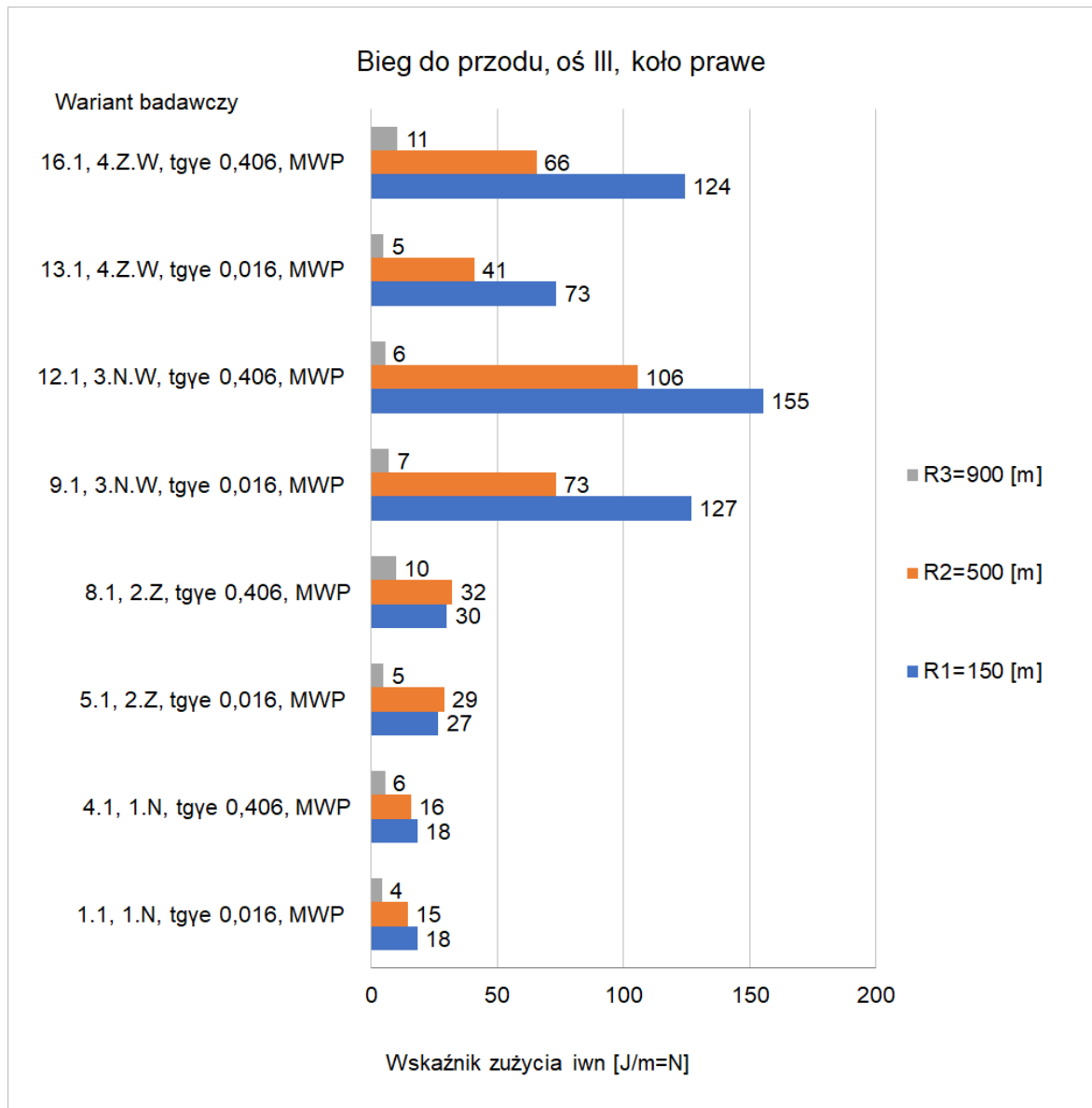
Rys. 4.27. Wartości Y/Q uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości tgy_e

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości współczynnika wykołowania Y/Q w trakcie biegu do przodu pojazdu pustego (MWP) dla koła prawego osi III (rys. 4.27).

1. Wartości Y/Q uzyskane dla kół z obrzeżami w obu połączeniach 1.N i 2.Z są losowe. W wariantach z profilem walcowym uzyskano mniejsze wartości Y/Q dla połączenia zależnego (4.Z.W) niż dla połączenia niezależnego (3.N.W).
2. Wpływ zwiększenia stożkowatości ekwiwalentnej tgy_e na obniżenie wartości Y/Q jest widoczny dla wszystkich wariantów.
3. Dla łuków o wartości promienia $R=150\div 350$ [m] uzyskano we wszystkich przypadkach badawczych największe wartości Y/Q. Powyżej wartości promienia

R=350 [m] uzyskane wartości Y/Q są losowe poza wariantem 3.N.W gdzie widać obniżenie wartości Y/Q wraz ze zwiększeniem wartości promienia.

Na rysunku 4.28 przedstawiono uzyskane wartości wskaźnika zużycia powierzchni profilu toczonego i_{wn} koła prawego osi III, MWP.

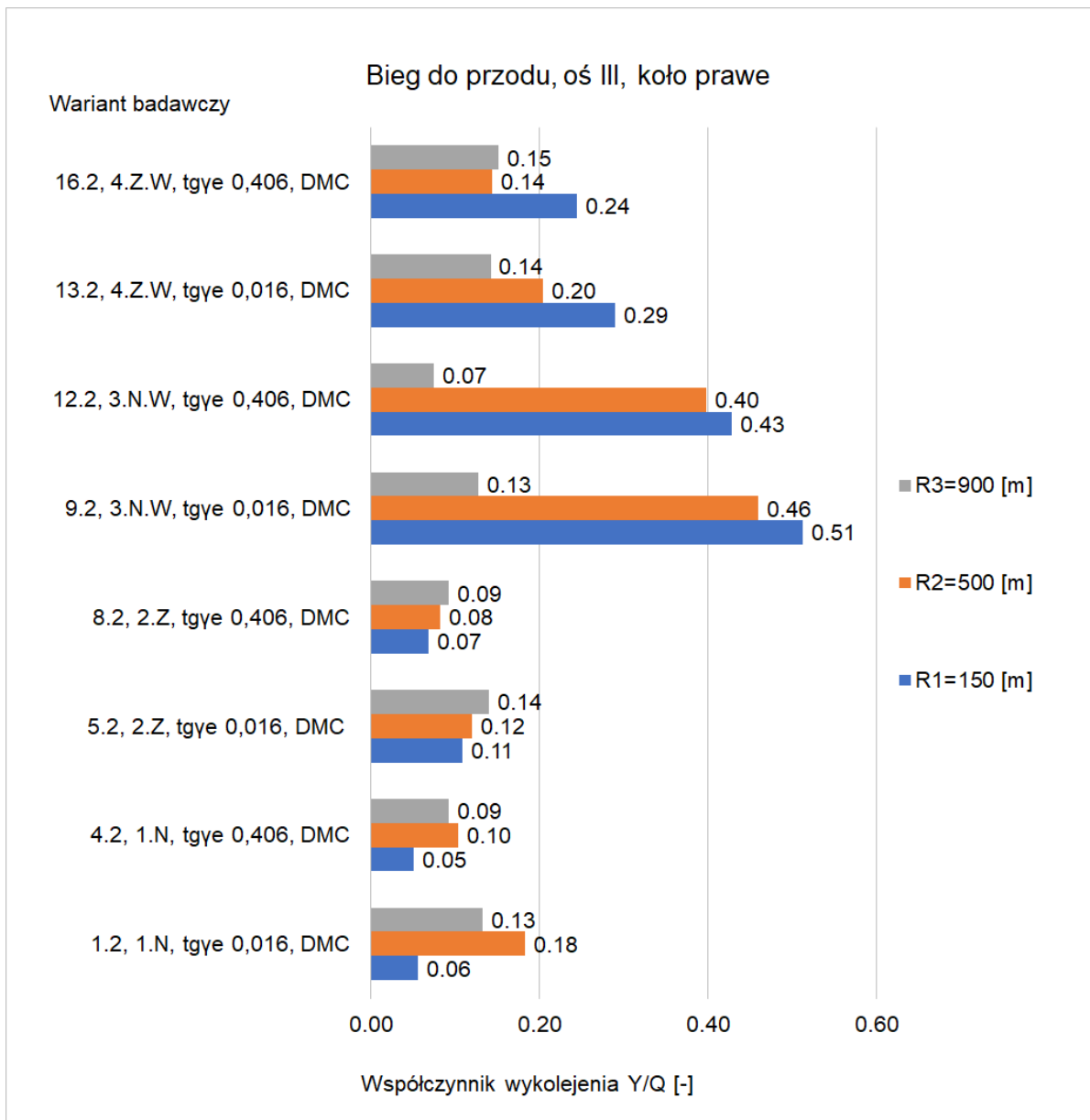


Rys. 4.28. Wartości i_{wn} uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości tgy_e

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości wskaźnika zużycia kół i_{wn} w trakcie biegu do przodu pojazdu pustego (MWP) dla koła prawego osi III (rys. 4.28).

1. Uzyskane wartości dla wariantów z profilami stożkowymi 1.N i 2.Z są nieznaczące, mniejsze wartości uzyskano dla kół w połączeniu niezależnym. Odwrotny trend jest widoczny dla wariantów o profilu walcowym 3.N.W i 4.Z.W – mniejsze wartości dla 4.Z.W.
2. Widoczna zależność pomiędzy zwiększeniem stożkowatości ekwiwalentnej $tg\gamma_e$ i wzrostem uzyskiwanych wartości i_{wn} .
3. Zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości i_{wn} w wariantach z profilem walcowym 3.N.W i 4.Z.W, dla wariantów z obrzeżami 1.N i 2.Z nie widać wyraźnej zależności.

Na rysunku 4.29 przedstawiono uzyskane wartości współczynnika wykolejenia Y/Q koła prawego osi III, DMC.



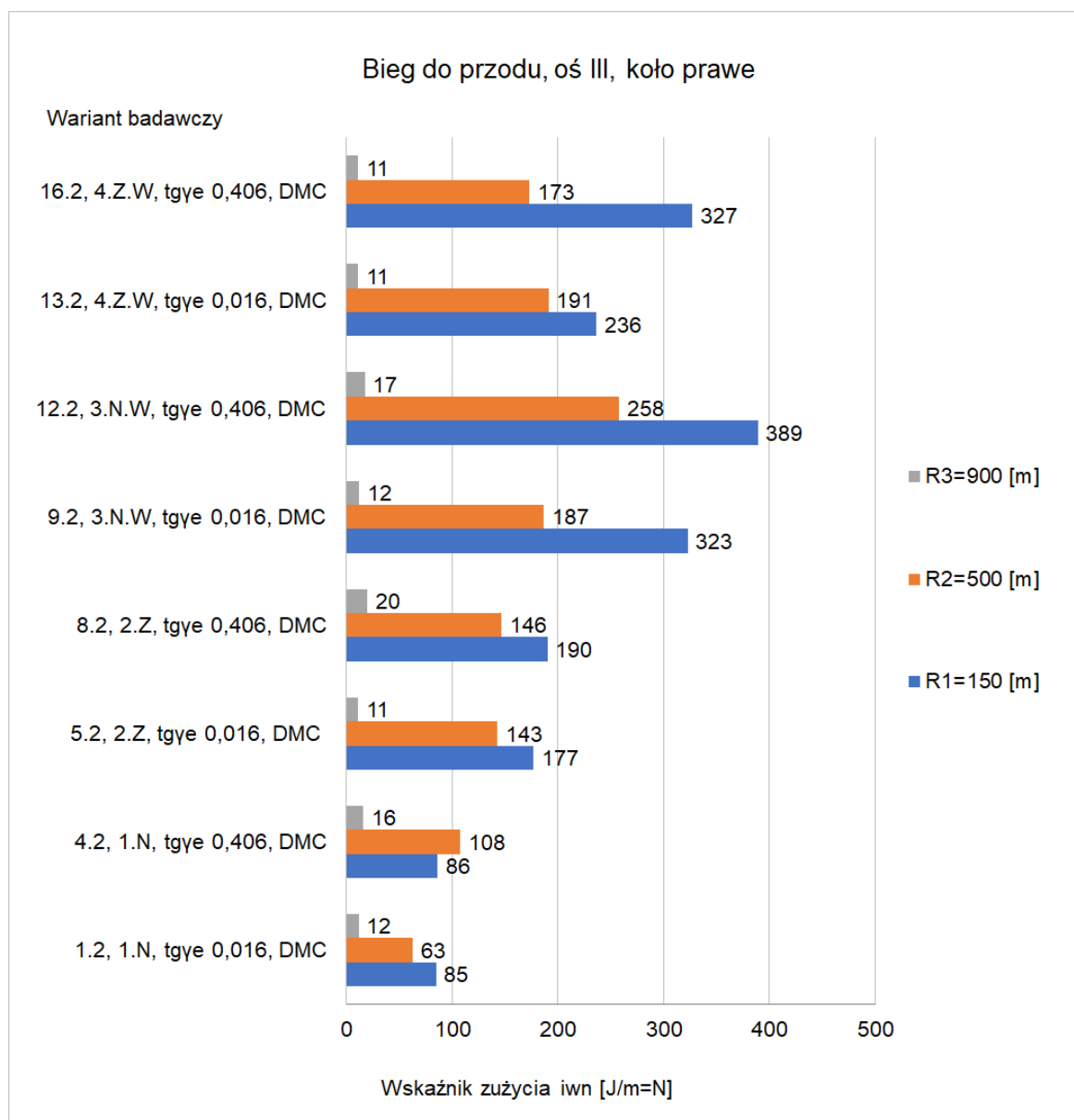
Rys. 4.29. Wartości Y/Q uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości $tg\gamma_e$.

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości współczynnika wykołowania Y/Q w trakcie biegu do przodu pojazdu załadowanego (DMC) dla koła prawego osi III (rys. 4.29).

1. Wartości Y/Q uzyskane dla kół z obrzeżami w obu połączeniach 1.N i 2.Z są losowe i niskie (pomijalne). W wariantach z profilem walcowym uzyskano mniejsze wartości Y/Q dla połączenia zależnego 4.Z.W niż dla połączenia niezależnego 3.N.W.
2. Wpływ zwiększenia stożkowatości ekwiwalentnej $tg\gamma_e$ na obniżenie wartości Y/Q jest widoczny dla wszystkich wariantów.

4. Zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości Y/Q w wariantach z profilem walcowym 3.N.W i 4.Z.W, dla wariantów z obrzeżami 1.N i 2.Z nie widać wyraźnej zależności.

Na rysunku 4.30 przedstawiono uzyskane wartości wskaźnika zużycia powierzchni profilu tocznego i_{wn} koła prawego osi III, DMC.



Rys. 4.30. Wartości i_{wn} uzyskane dla skrajnych wartości stożkowatości tgy_e

Poniżej wypunktowano co zaobserwowano i stwierdzono porównując warianty badawcze w zakresie uzyskanych wartości wskaźnika zużycia kół i_{wn} w trakcie biegu do przodu pojazdu załadowanego (DMC) dla koła prawego osi III (rys. 4.30).

1. Wartości i_{wn} uzyskane dla kół o profilu stożkowym są mniejsze dla wariantu z kołami niezależnymi 1.N niż kołami zależnymi 2.Z, odwrotnie dla wariantów z profilem walcowym – uzyskano mniejsze wartości dla połączenia zależnego 4.Z.W.
2. Zwiększenie wartości stożkowatości ekwiwalentnej $tg\gamma_e$ powoduje zwiększenie wartości i_{wn} (odwrotnie niż dla Y/Q).
3. Zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości i_{wn} , wyjątkiem są wartości losowe dla wariantu pierwotnego 1.N (wariant badawczy 4.2 na rys. 4.31) dla którego uzyskano najmniejsze wartości i_{wn} .

Podsumowanie wyników w zakresie współczynnika wykojenia Y/Q i wskaźnika zużycia i_{wn} dla koła prawego osi III, niezależnie od ładowności, dla MWP i DMC.

1. W większości przypadków uzyskano mniejsze wartości Y/Q dla połączenia zależnego (Z) niż dla niezależnego (N).
2. Wpływ zwiększenia stożkowatości ekwiwalentnej $tg\gamma_e$ na obniżenie wartości Y/Q jest widoczny dla wszystkich wariantów.
3. Uzyskane wartości dla wariantów z profilami stożkowymi 1.N i 2.Z są nieznaczne, mniejsze wartości uzyskano dla kół w połączeniu niezależnym. Odwrotny trend jest widoczny dla wariantów o profilu walcowym 3.N.W i 4.Z.W – mniejsze wartości dla 4.Z.W.
4. Nie jest widoczna wyraźna zależność pomiędzy zwiększeniem stożkowatości ekwiwalentnej $tg\gamma_e$ na uzyskane wartości i_{wn}
5. W większości przypadków zmniejszeniu promienia łuku toru towarzyszy wzrost wartości i_{wn} . Dla wartości Y/Q jest to widoczne w wariantach z profilem walcowym 3.N.W i 4.Z.W, dla wariantów z obrzeżami 1.N i 2.Z nie widać wyraźnej zależności.

W tabelach 4.3 i 4.4 zestawiono tabelarycznie uzyskane wartości Y/Q na łuku toru o małym promieniu $R1=150$ [m] podczas biegu do przodu (oznaczenia osi i kół zgodnie z rys. 3.10.a). Tabela 4.3 zawiera wskazanie minimalnej i maksymalnej wartości Y/Q dla kół pojazdu o małej ekwiwalentnej stożkowatości kół.

Tabela 4.3. Wartości Y/Q uzyskane na łuku toru $R1=150$ [m] dla wariantów o małej stożkowatości ekwiwalentnej zestawów kołowych $tg\gamma_e = 0,016$

W.b.	Oznaczenie wariantu konstrukcji osi	Y/Q [-]											
		MWP (1)						DMC (2)					
		O. I, k. l.	O. I, k. p.	O. II, k. l.	O. II, k. p.	O. III, k. l.	O. III, k. p.	O. I, k. l.	O. I, k. p.	O. II, k. l.	O. II, k. p.	O. III, k. l.	O. III, k. p.
1	1.N	0,40 max.	0,37 max.	0,37 max.	0,48 max.	0,37 max.	0,32	0,40 max.	0,37 max.	0,36	0,72 max.	0,36	0,06 min.
5	2.Z	0,36	0,29 min.	0,09 min.	0,33	0,36	0,27	0,38	0,28 min.	0,22 min.	0,49	0,32	0,11
9	3.N.W	0,36	0,37	0,37 max.	0,36	0,37 max.	0,43 max.	0,34 min.	0,36	0,37 max.	0,36	0,37 max.	0,51 max.
13	4.Z.W	0,33 min.	0,31	0,35	0,22 min.	0,15 min.	0,25 min.	0,34 min.	0,30	0,33	0,19 min.	0,19 min.	0,29

W.b. – numer wariantu badawczego
O. – oś
k. l. – koło po lewej stronie osi
k. p. – koło po prawej stronie osi

Dla prawego koła osi II wariantu pierwotnego 1.N, $tg\gamma_e = 0,016$, DMC uzyskano największą wartość $Y/Q=0,72$ (wartość pogrubiona w tabeli 4.3), uzyskana wartość jest poniżej wartości granicznej $(Y/Q)_{dyn,lim}=0,80$ [2].

Tabela 4.4 zawiera wskazanie minimalnej i maksymalnej wartości Y/Q dla kół pojazdu o dużej ekwiwalentnej stożkowatości kół.

Tabela 4.4. Wartości Y/Q uzyskane na łuku toru $R1=150$ [m] dla wariantów o dużej stożkowatości ekwiwalentnej zestawów kołowych $tg\gamma_e = 0,406$

W.b.	Oznaczenie wariantu konstrukcji osi	Y/Q [-]											
		MWP (1)						DMC (2)					
		O. I, k. l.	O. I, k. p.	O. II, k. l.	O. II, k. p.	O. III, k. l.	O. III, k. p.	O. I, k. l.	O. I, k. p.	O. II, k. l.	O. II, k. p.	O. III, k. l.	O. III, k. p.
4	1.N	0,36 max.	0,32 max.	0,32	0,35	0,32	0,25	0,36 max.	0,32 max.	0,32	0,65 max.	0,33 max.	0,05 min.
8	2.Z	0,34	0,26 min.	0,06 min.	0,23	0,34 max.	0,13 min.	0,36 max.	0,25 min.	0,19 min.	0,39	0,26	0,07
12	3.N.W	0,32	0,32 max.	0,36 max.	0,36 max.	0,32	0,34 max.	0,31 min.	0,32 max.	0,36 max.	0,36	0,32	0,43 max.
16	4.Z.W	0,30 min.	0,28	0,36 max.	0,21 min.	0,11 min.	0,21	0,31 min.	0,27	0,36 max.	0,18 min.	0,13 min.	0,24

W.b. – numer wariantu badawczego
O. – oś
k. l. – koło po lewej stronie osi
k. p. – koło po prawej stronie osi

Dla prawego koła osi II wariantu pierwotnego 1.N, DMC uzyskano również największą wartość w zestawieniu dla dużej stożkowatości $tg\gamma_e = 0,406$, $Y/Q=0,65$ (wartość pogrubiona w tabeli 4.4), uzyskana wartość jest poniżej wartości granicznej $(Y/Q)_{dyn,lim}=0,80$ [2].

Zestawienie ilościowe uzyskanych wartości ekstremalnych Y/Q dla poszczególnych wariantów konstrukcyjnych zawiera tabela 4.5 która pozwala wskazać najkorzystniejszy wariant. Tabela 4.5 zawiera obliczoną różnicę ilości wartości minimalnych od których odjęto wartości maksymalne zarówno dla biegu z małą jak i dużą stożkowatością kół. Suma wartości różnic stanowi główną miarę wartości poszczególnych rozwiązań konstrukcyjnych.

Tabela 4.5. Ilościowe zestawienie wartości ekstremalnych: minimalnych i maksymalnych dla parametru Y/Q

Oznaczenie wariantu konstrukcji osi	Ilość wartości ekstremalnych przy stożkowatości $tg\gamma_e = 0,016$			Ilość wartości ekstremalnych przy stożkowatości $tg\gamma_e = 0,406$			Suma wartości różnic
	Min.	Max.	Różnica	Min.	Max.	Różnica	
1.N	1	8	-7	1	6	-5	-12
2.Z	4	0	4	5	2	3	7
3.N.W	1	6	-5	1	7	-6	-11
4.Z.W	7	0	7	6	2	4	11

Zestawienie wartości Y/Q zawarte w tabeli 4.5 wskazuje wyraźnie że bezpieczniejsze są warianty wyposażone w koła zależne: 2.Z i 4.Z.W dla których uzyskano dodatnie wartości sumy różnic, odpowiednio 7 i 11. Najwyżej oceniono wariant z zależnymi kołami i profilem walcowym na osi środkowej 4.Z.W zarówno dla małej jak i dużej stożkowatości. Warianty z kołami niezależnymi uzyskały wartości ujemne, dla wariantu pierwotnego 1.N uzyskano -12, dla wariantu 3.N.W uzyskano -7, co wyraźnie wskazuje że wariant pierwotny 1.N jest najbardziej narażony na wykolejenie podczas pokonywania łuku toru.

Zestawienie wartości wskaźnika zużycia powierzchni toczyń kół i_{wn} uzyskane dla biegu po łuku toru o małym promieniu $R1=150$ [m] z małą ekwiwalentną stożkowatością kół $tg\gamma_e=0,016$ zawiera tabela 4.6, wartości uzyskane dla dużej stożkowatości kół $tg\gamma_e=0,406$ zestawiono w tabeli 4.7. Tabela 4.6 i 4.7 zawierają wskazanie minimalnej i maksymalnej wartości i_{wn} .

Tabela 4.6. Wartości i_{wn} uzyskane na łuku toru $R1=150$ [m] dla wariantów o małej stożkowatości ekwiwalentnej zestawów kołowych $tg\gamma_e = 0,016$

W.b.	Oznaczenie wariantu konstrukcji osi	i_{wn} [J/m=N]											
		MWP (1)						DMC (2)					
		O. I, k. l.	O. I, k. p.	O. II, k. l.	O. II, k. p.	O. III, k. l.	O. III, k. p.	O. I, k. l.	O. I, k. p.	O. II, k. l.	O. II, k. p.	O. III, k. l.	O. III, k. p.
1	1.N	319 max.	84 min.	23 min.	102 max.	74 max.	18 min.	407 max.	107 min.	64 min.	166	195	85 min.
5	2.Z	233	93	89 max.	59	67	27	381	113	75	211 max.	160	177
9	3.N.W	307	98	47	12 min.	34 min.	127 max.	372	125	107 max.	21 min.	150 min.	323 max.
13	4.Z.W	229 min.	104 max.	44	18	73	73	340 min.	131 max.	75	29	214 max.	236

W.b. – numer wariantu badawczego
O. – oś
k. l. – koło po lewej stronie osi
k. p. – koło po prawej stronie osi

Największą wartość $i_{wn} = 407$ [J/m] (wartość pogrubiona w tabeli 4.6) przy małej stożkowatości $tg\gamma_e = 0,016$ uzyskano dla koła prowadzącego (koło lewe osi I) w połączeniu niezależnym 1.N, DMC.

Tabela 4.7. Wartości i_{wn} uzyskane na łuku toru $R1=150$ [m] dla wariantów o dużej stożkowatości ekwiwalentnej zestawów kołowych $tg\gamma_e = 0,406$

W.b.	Oznaczenie wariantu konstrukcji osi	i_{wn} [J/m=N]											
		MWP (1)						DMC (2)					
		O. I, k. l.	O. I, k. p.	O. II, k. l.	O. II, k. p.	O. III, k. l.	O. III, k. p.	O. I, k. l.	O. I, k. p.	O. II, k. l.	O. II, k. p.	O. III, k. l.	O. III, k. p.
4	1.N	357 max.	81 min.	23 min.	128 max.	70 max.	18 min.	484	101 min.	63 min.	223	195	86 min.
8	2.Z	336	88	77 max.	99	69	30	538 max.	105	76	234 max.	163	190
12	3.N.W	356	96	48	10 min.	30 min.	155 max.	440 min.	125	107 max.	18 min.	149 min.	389 max.
16	4.Z.W	332 min.	101 max.	46	15	64	124	493	126 max.	84	24	221 max.	327

W.b. – numer wariantu badawczego
O. – oś
k. l. – koło po lewej stronie osi
k. p. – koło po prawej stronie osi

Największą wartość $i_{wn} = 538$ [J/m] (wartość pogrubiona w tabeli 4.7) przy dużej stożkowatości $tg\gamma_e = 0,406$ uzyskano również dla koła prowadzącego (koło lewe osi I) w połączeniu niezależnym 1.N, DMC.

Sumaryczne zestawienie wartości wskaźnika zużycia i_{wn} dla całego pojazdu zawiera tabela 4.8.

Tabela 4.8. Sumaryczne zestawienie wartości i_{wn} uzyskanych dla całego pojazdu

Oznaczenie wariantu konstrukcji osi	Wartości sumaryczne i_{wn} [J/m=N] przy stożkowatości $tg\gamma_e = 0,016$			Wartości sumaryczne i_{wn} [J/m=N] przy stożkowatości $tg\gamma_e = 0,406$			Suma całkowita i_{wn} [J/m=N]
	MWP (1)	DMC (2)	Suma	MWP (1)	DMC (2)	Suma	
1.N	620	1024 min.	1644	677 min.	1152 min.	1829 min.	3473 min.
2.Z	568	1117 max.	1685	699 max.	1306 max.	2005 max.	3690 max.
3.N.W	625 max.	1098	1723 max.	695	1228	1923	3646
4.Z.W	541 min.	1025	1566 min.	682	1275	1957	3523
Suma – suma dla wartości dla pojazdu w stanie pustym (1) i ładownym (2)							

Dla wariantu pojazdu wyposażonego w koła zależne z obrzeżem 2.Z uzyskano największą wartość sumaryczną wskaźnika zużycia i_{wn} wynoszącą 3690 [J/m], najmniejszą wartość wynoszącą 3473 [J/m] uzyskano dla wariantu pierwotnego o oznaczeniu 1.N, pojazd wyposażony w koła niezależne z obrzeżem, wartości pogrubione w tabeli 4.8.

Zestawienie ilościowe uzyskanych wartości ekstremalnych i_{wn} dla poszczególnych wariantów konstrukcyjnych zawiera tabela 4.9. Tabela 4.9 zawiera obliczoną różnicę ilości wartości minimalnych od których odjęto wartości maksymalne zarówno dla biegu z małą jak i dużą stożkowatością kół. Suma wartości różnic stanowi główną miarę wartości poszczególnych rozwiązań konstrukcyjnych.

Tabela 4.9. Ilościowe zestawienie wartości ekstremalnych: minimalnych i maksymalnych dla parametru i_{wn}

Oznaczenie wariantu konstrukcji osi	Ilość wartości ekstremalnych przy stożkowatości $tg\gamma_e = 0,016$			Ilość wartości ekstremalnych przy stożkowatości $tg\gamma_e = 0,406$			Suma wartości różnic
	Min.	Max.	Różnica	Min.	Max.	Różnica	
1.N	6	4	2	6	3	3	5
2.Z	0	2	-2	0	3	-3	-5
3.N.W	4	3	1	5	3	2	3
4.Z.W	2	3	-1	1	3	-2	-3

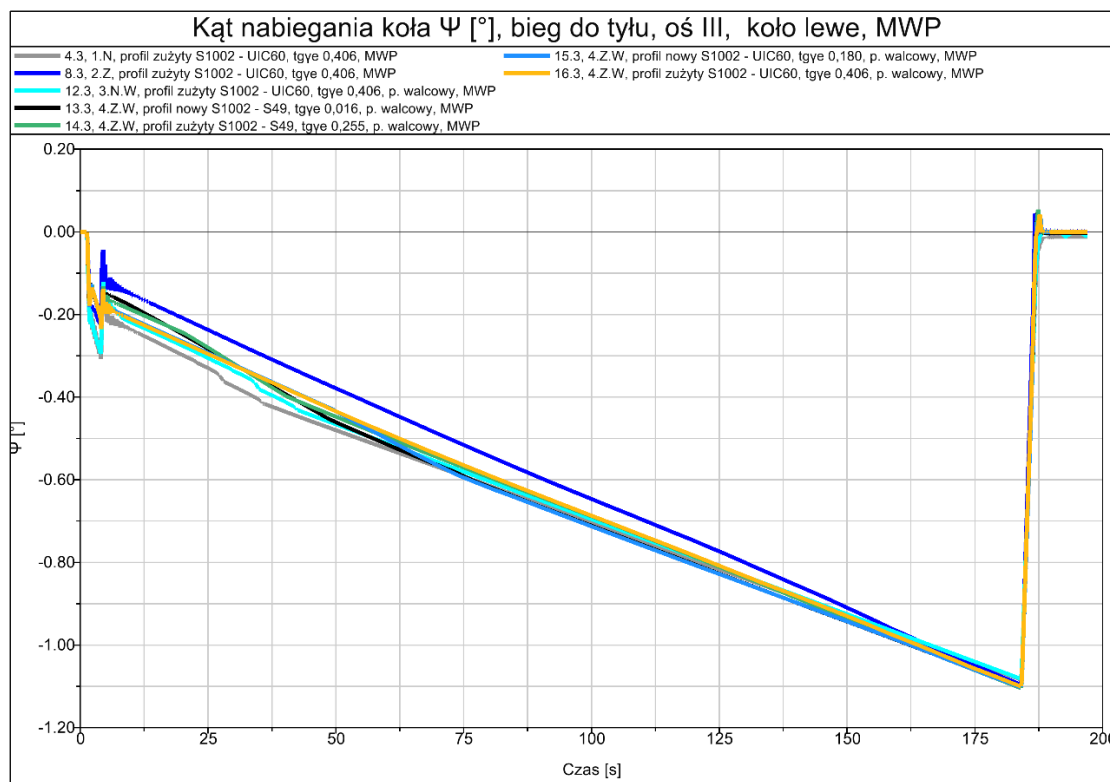
Ilościowe zestawienie wartości minimalnych i maksymalnych wskaźnika zużycia i_{wn} zawarte w tabeli 4.9 dla poszczególnych wariantów badawczych wskazuje że najmniej narażonym na zużycie profilu kół jest pojazd wyposażony w wariant pierwotny o oznaczeniu 1.N, koła niezależne z obrzeżami. Najgorsze wyniki uzyskał wariant konstrukcyjny o oznaczeniu 1.Z, pojazd wyposażony we wszystkie koła zależne z obrzeżami.

Wartości zestawione w tabelach od 4.6. do 4.9 wskazują że najkorzystniejszym wariantem konstrukcji pod względem podatności na zżucie ścierne kół jest wariant pierwotny o kołach niezależnych z obrzeżami 1.N. Wariant pierwotny 1.N zarówno analizując wartości średnie i_{wn} (tabele od 4.6 do 4.8) jak i różnicę ilościową wartości minimalnych

i maksymalnych (tabela 4.9) jest najkorzystniejszy. Najgorzej oceniony jest wariant o kołach zależnych na osi z obręczami 2.Z.

Największe wartości wskaźnika zużycia powierzchni tocznych kół uzyskano dla kół prowadzących o oznaczeniu O. I, k. I. (wytluszczone w tabeli 4.6 i 4.7). Maksymalne wartości i_{wn} dla wariantów badawczych układu biegowego dla koła prowadzącego uzyskano podczas biegu pojazdu załadowanego (DMC) z dużą stożkowatością zastępczą kół $tgy_e = 0,406$ (tabela 4.7), kolejno od największej wartości i_{wn} [J/m=N] uzyskano: 538 dla 2.Z, 493 dla 4.Z.W, 484 dla 1.N, 440 dla 3.N.W co dowodzi że osie z zależnymi kołami (Z) wykazują większą tendencję do zużycia ściernego. Jest to związane z występowaniem poślizgów w trakcie samo-centrowania się osi zestawu kołowego względem osi wzdłużnej toru.

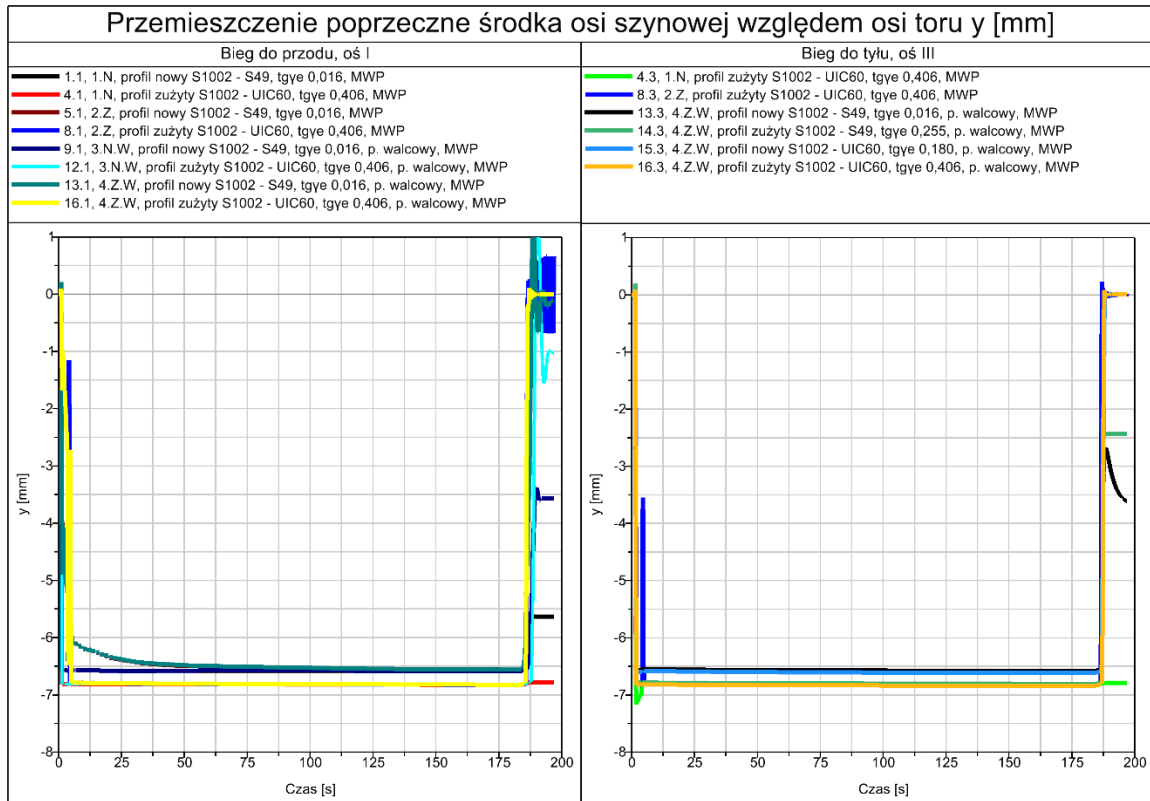
Podczas biegu do tyłu kołem nabiegającym jest koło lewe osi III, które jest dociążane przez masę pojazdu na którą oddziałuje stałe przyspieszenie odśrodkowe $a_y = 1$ [m/s²]. W przypadku wariantu konstrukcyjnego o oznaczeniu 3.N.W i 4.Z.W gdzie prowadzenie w torze odbywa się osi III i I dochodzi do odciążenia koła prawego osi III dla pojazdu w stanie pustym (MWP) na całej długości łuku toru. Cała siła nacisku Q przypadająca na oś III jest przekazana na koło prowadzące wariantu 4.Z.W, wynika to z małych średnic tocznych kół, rozkładu mas, sztywności skrętnej układu szynowego i samochodu wokół osi wzdłużnej pojazdu oraz prowadzenia tylko przez skrajne osie z zależnymi kołami. Omawiana sytuacja dla wariantów 3.N.W i 4.Z.W w stanie pustym (MWP) nie jest związana z obrotem zestawu kołowego względem osi pionowej (z) a co za tym idzie ze sztywnością prowadzenia zestawu kołowego przez elementy konstrukcyjne układu szynowego. Potwierdzają to uzyskane wartości kąta nabiegania Ψ [°] koła prowadzącego, dla wariantu 3.N.W i 4.Z.W uzyskano zbliżone wartości do pozostałych wariantów badawczych 1.N i 4.Z – rys. 4.31.



Rys. 4.31. Uzyskane wartości kąta nabiegania Ψ [°] dla koła lewego osi III podczas biegu do tyłu, pojazd pusty

Na rysunku 4.31 zilustrowano zmianę wartości kąta nabiegania Ψ [°] dla koła nabiegającego w trakcie biegu do tyłu, uzyskano zbliżone wartości dla małych promieni R od 200 [m] do 150 [m]. Maksymalnie wartość kąta nabiegania Ψ dla wszystkich wariantów konstrukcyjnych wynosi około 1,10 [°].

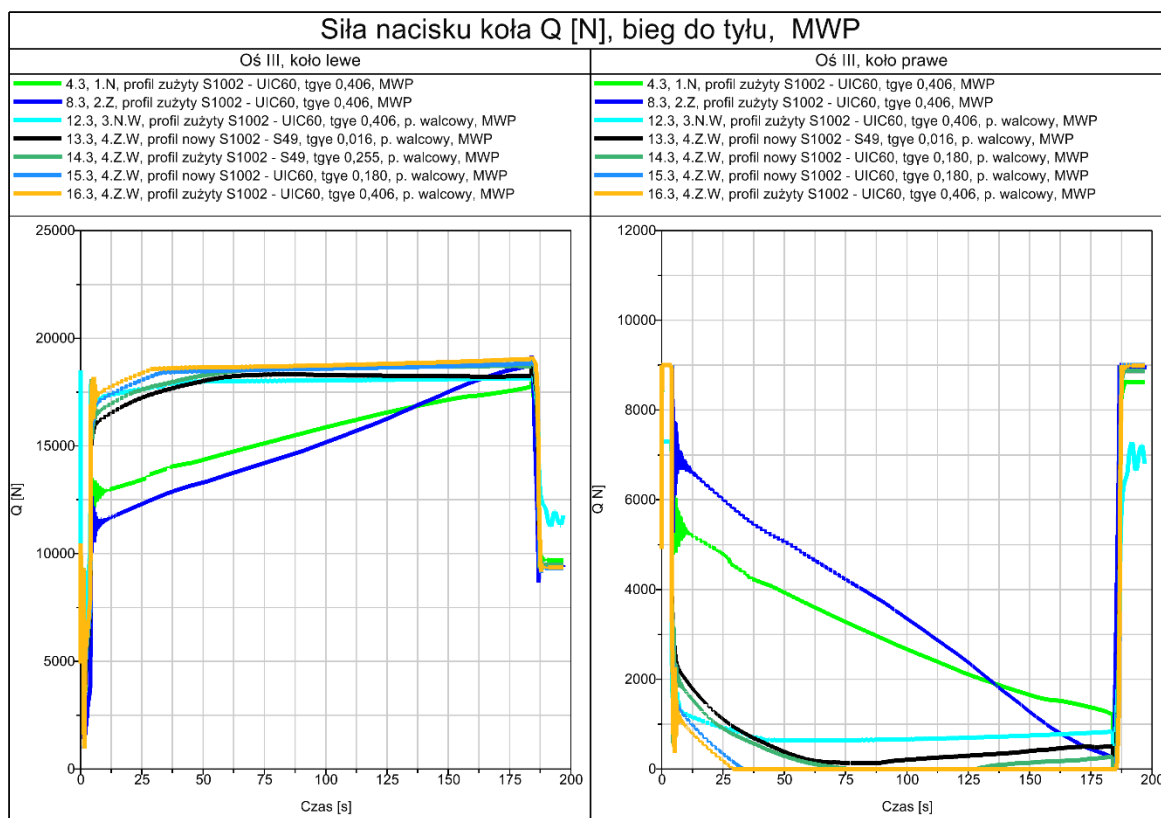
Również uzyskane wartości przemieszczenia poprzecznego względem osi wzdłużnej toru zestawu kołowego nr III w wariantach 3.N.W i 4.Z.W nie wskazują na wpływ sztywności prowadzenia - nie odbiegają od wartości uzyskiwanych dla pozostałych osi prowadzących również podczas biegu do przodu, rys. 4.32.



Rys. 4.32. Uzyskane wartości przemieszczenia poprzecznego y [mm] osi prowadzących dla biegu do przodu (oś I) i biegu do tyłu (oś III)

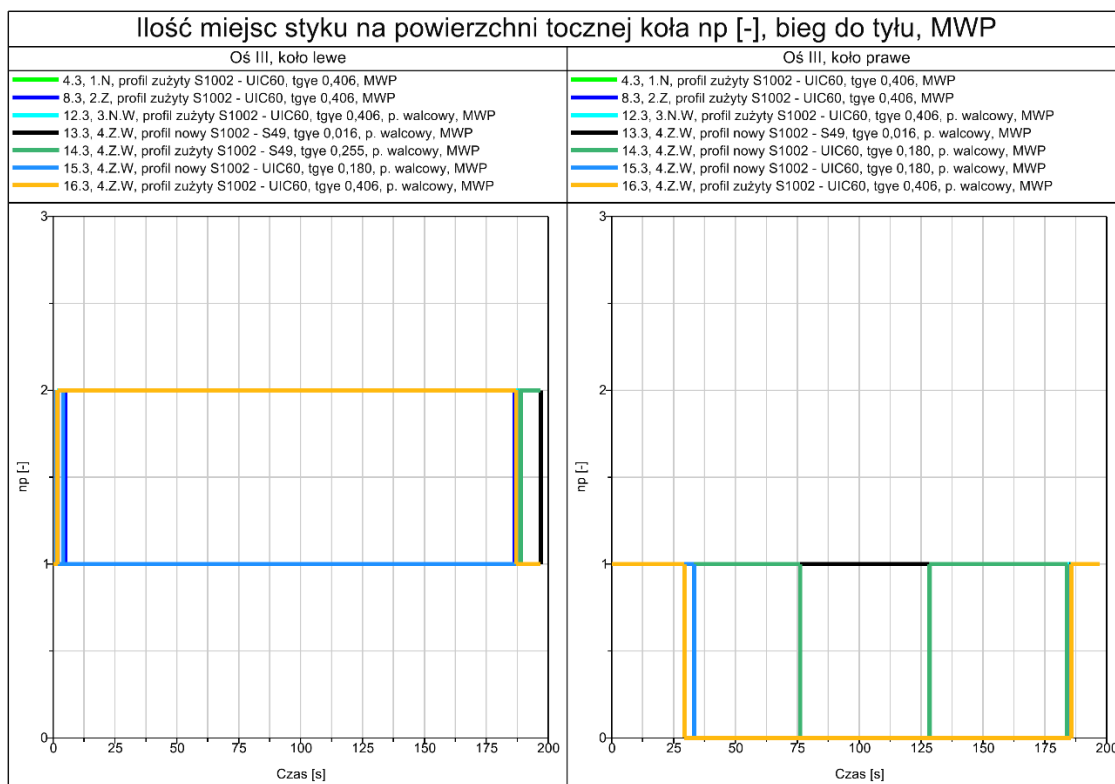
Przemieszczenia środków osi zestawów kołowych y [mm] z kołami niezależnymi (N) jak i zależnymi (Z) względem osi wzdłużnej toru nie różnią się między sobą znacząco, wynoszą około 7 [mm] co wskazuje że samo-centrowanie osi zależnych (Z) nie jest znaczące, wykresy na rysunku 4.32 obrazują uzyskane wartości przemieszczenia osi prowadzących.

Uzyskane podczas biegu do tyłu wartości nacisków dla różnych wartości ekwiwalentnej stożkowatości tgy_e dla kół osi III przedstawiono na rys. 4.33 w formie zmiany wartości nacisku Q w czasie podczas biegu po torze badawczym o zmiennym promieniu.



Rys. 4.33. Uzyskane wartości nacisków Q dla kół osi III podczas biegu do tyłu, pojazd pusty

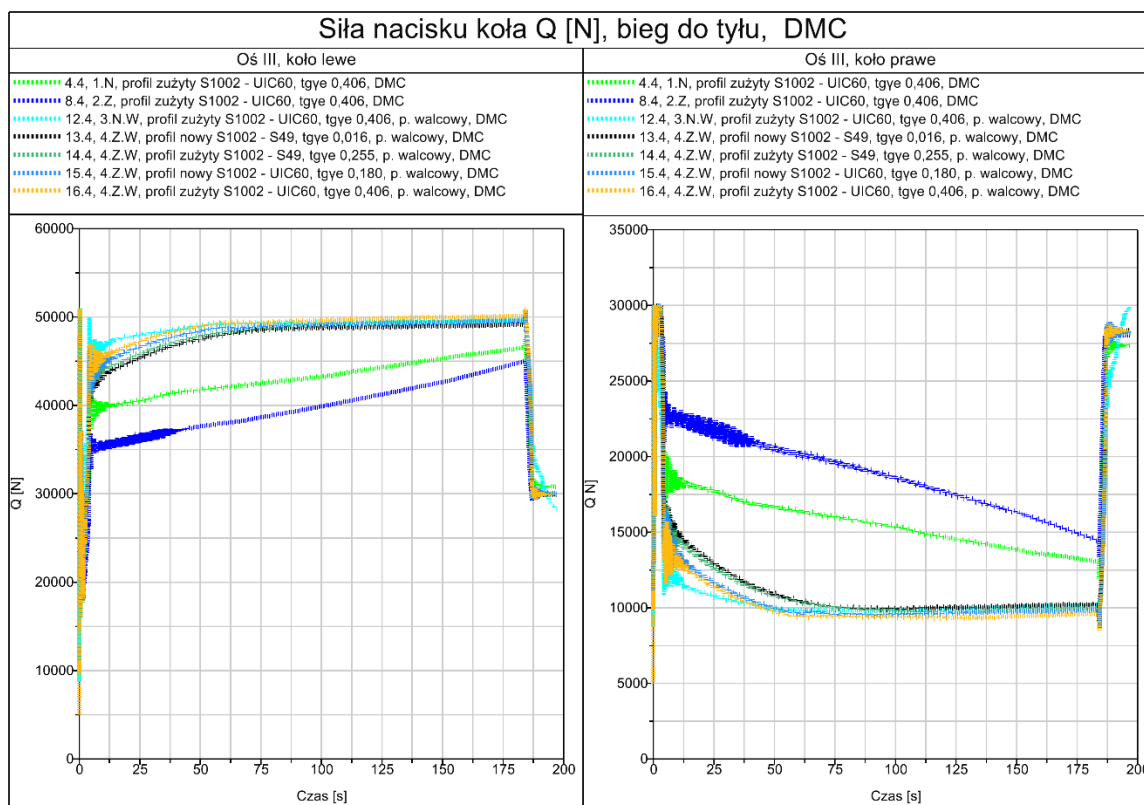
Po prawej na rysunku 4.33. widać zanik obciążenia pionowego Q [N] dla koła prawego osi III wariantów z profilem walcowym na osi środkowej, całkowite obciążenie koła przez warianty o oznaczeniu 4.Z.W, połączenie zależne z profilem walcowym. W przypadku profilu walcowego i połączenia niezależnego kół na osi, warianty 3.N.W uzyskuje się niskie wartości nacisku Q na kole prawym, poniżej 1000 [N]. Dla pozostałych wariantów z wszystkimi kołami o profilu stożkowym z obrzeżem: 1.N i 2.Z uzyskuje się wartości narastające wraz ze zmniejszeniem promienia łuku toru. Sytuacja jest najmniej korzystna w przypadku wariantów 4.Z.W gdzie dochodzi do całkowitej utraty punktu styku co obrazuje wykres – na rysunku 4.34.



Rys. 4.34. Zmiana ilości punktów styku np [-] dla kół osi III podczas biegu do tyłu

Widoczny na rysunku 4.34 styk dwupunktowy występuje w przypadku przesunięcia środka osi szynowej względem osi toru o około 7 [mm], pierwszy punkt styku występuje na właściwej powierzchni toczonej a drugi na powierzchni toczonej obrzeża.

Pojazd dociążony ładunkiem, pojazd w stanie ładownym DMC z wariantem szynowego układu jezdni 3.N.W i 4.Z.W nie traci obciążenia pionowego Q na kole prawym osi III podczas biegu do tyłu, wykres na rysunku 4.35.



Rys. 4.35. Uzyskane wartości nacisków Q dla kół osi III podczas biegu do tyłu, pojazd załadowany

Dociążenie pojazdu (rys. 4.35) skutkuje zwiększeniem bezpieczeństwa przed wykolejeniem podczas biegu do tyłu z prędkością eksploatacyjną dla pojazdu z układem biegowym z kołami o profilu walcowym w połączeniu niezależnym 3.N.W i zależnym 4.Z.W.

4.4. Ocena bezpieczeństwa przed wykolejeniem na torze wichrowatym

Ocena bezpieczeństwa przed wykolejeniem została dokonana na podstawie uzyskanych wartości współczynnika wykolejenia Y/Q [-] oraz uniesienia koła Δz [mm] analizowanego dla przypadków w których wartość graniczna $Y/Q_{lim} = 1,2$ została przekroczona. Norma [2]. wskazuje do oceny koło nabiegające, autor przenieśli uzyskane wartości współczynnika wykolejenia Y/Q dla wszystkich kół. Koło lewe osi I jest kołem nabiegającym w trakcie biegu do przodu, podczas biegu do tyłu kołem nabiegającym jest koło lewe osi III.

Zamieszczona w tym rozdziale numeracja wariantów badawczych oraz oznaczenia wariantów konstrukcyjnych osi szynowych są zgodne z opisem zamieszczonym w rozdziale 3.3 Warianty badawcze pojazdu, tabela 3.3.

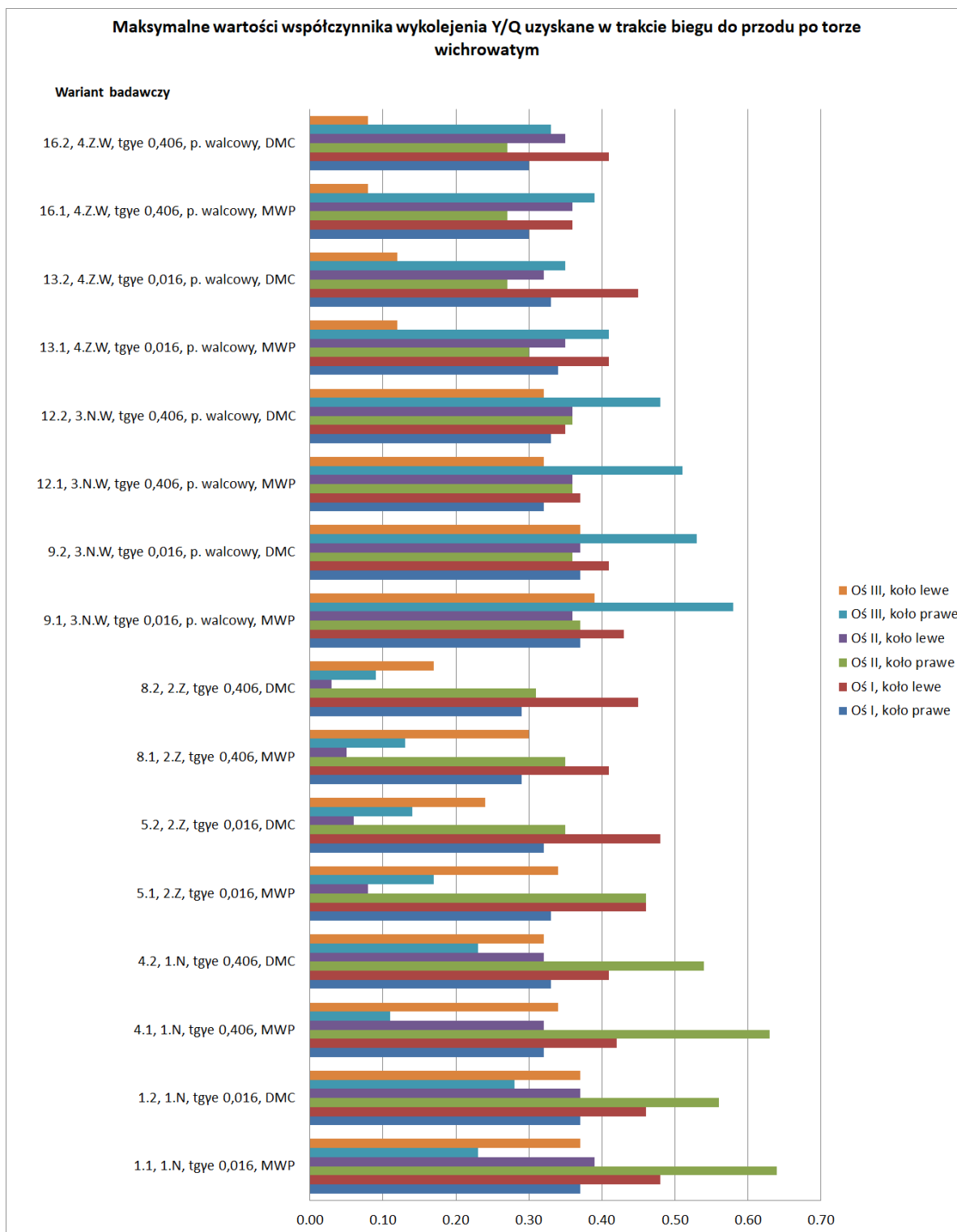
Poniżej w tabeli 4.10 zestawiono wartości Y/Q uzyskane dla pojazdu w różnych wariantach konstrukcyjnych w trakcie biegu do przodu.

Tabela 4.10. Maksymalne wartości współczynnika wykołowania Y/Q uzyskane w trakcie biegu do przodu po torze wichrowatym

Oznaczenie i opis wariantu badawczego	Maksymalna uzyskana wartość Y/Q [-]					
	Oś I		Oś II		Oś III	
	Koło prawe	Koło lewe	Koło prawe	Koło lewe	Koło prawe	Koło lewe
1.1, 1.N, $tg\gamma_e$ 0,016, MWP	0,37	0,48	0,64 max	0,39	0,23	0,37
1.2, 1.N, $tg\gamma_e$ 0,016, DMC	0,37	0,46	0,56	0,37	0,28	0,37
4.1, 1.N, $tg\gamma_e$ 0,406, MWP	0,32	0,42	0,63	0,32	0,11	0,34
4.2, 1.N, $tg\gamma_e$ 0,406, DMC	0,33	0,41	0,54	0,32	0,23	0,32
5.1, 2.Z, $tg\gamma_e$ 0,016, MWP	0,33	0,46	0,46	0,08	0,17	0,34
5.2, 2.Z, $tg\gamma_e$ 0,016, DMC	0,32	0,48	0,35	0,06	0,14	0,24
8.1, 2.Z, $tg\gamma_e$ 0,406, MWP	0,29	0,41	0,35	0,05	0,13	0,30
8.2, 2.Z, $tg\gamma_e$ 0,406, DMC	0,29	0,45	0,31	0,03 min	0,09	0,17
9.1, 3.N.W, $tg\gamma_e$ 0,016, MWP	0,37	0,43	0,37	0,36	0,58	0,39
9.2, 3.N.W, $tg\gamma_e$ 0,016, DMC	0,37	0,41	0,36	0,37	0,53	0,37
12.1, 3.N.W, $tg\gamma_e$ 0,406, MWP	0,32	0,37	0,36	0,36	0,51	0,32
12.2, 3.N.W, $tg\gamma_e$ 0,406, DMC	0,33	0,35	0,36	0,36	0,48	0,32
13.1, 4.Z.W, $tg\gamma_e$ 0,016, MWP	0,34	0,41	0,30	0,35	0,41	0,12
13.2, 4.Z.W, $tg\gamma_e$ 0,016, DMC	0,33	0,45	0,27	0,32	0,35	0,12
16.1, 4.Z.W, $tg\gamma_e$ 0,406, MWP	0,30	0,36	0,27	0,36	0,39	0,08
16.2, 4.Z.W, $tg\gamma_e$ 0,406, DMC	0,30	0,41	0,27	0,35	0,33	0,08

Wyniki przedstawione w tabeli 4.10 wskazują że wszystkie analizowane warianty badawcze mogą pokonywać bezpiecznie tor wichrowaty w trakcie biegu do przodu. Maksymalna uzyskana wartość Y/Q wynosi 0,64 i jest znacznie poniżej wartości granicznej $Y/Q_{lim}=1,20$, wartość pogrubiona w tabeli 4.10 uzyskana dla wariantu pierwotnego 1.N.

Na rysunku 4.36 przedstawiono wartości Y/Q zawarte w tabeli 4.10 w formie wykresu kolumnowego dla biegu do przodu.



Rys. 4.36. Maksymalne wartości Y/Q dla wszystkich kół pojazdu uzyskane w trakcie biegu do przodu

Dla pojazdu wyposażonego w koła niezależne z obrzeżami o oznaczeniu 1.N uzyskano większe wartości Y/Q dla koła prawego osi II niż dla koła prowadzącego, warianty o oznaczeniu 1.1 (wartość maksymalna Y/Q=0,64), 1.2, 4,1, 4,2 na rysunku 4.36. Warianty konstrukcyjne o oznaczeniu 3.N.W (koła niezależne, profil walcowy) uzyskały wysokie

wartości Y/Q dla koła prawego osi III, maksymalnie 0,58 (wariant badawczy 9.1). Dla wariantów z kołami zależnymi 2.Z i 4.Z.W uzyskano wartości maksymalne dla koła prowadzącego nie przekraczające 0,50.

Tabela 4.11 zawiera zestawienie wartości Y/Q uzyskane dla pojazdu w różnych wariantach konstrukcyjnych w trakcie biegu do tyłu.

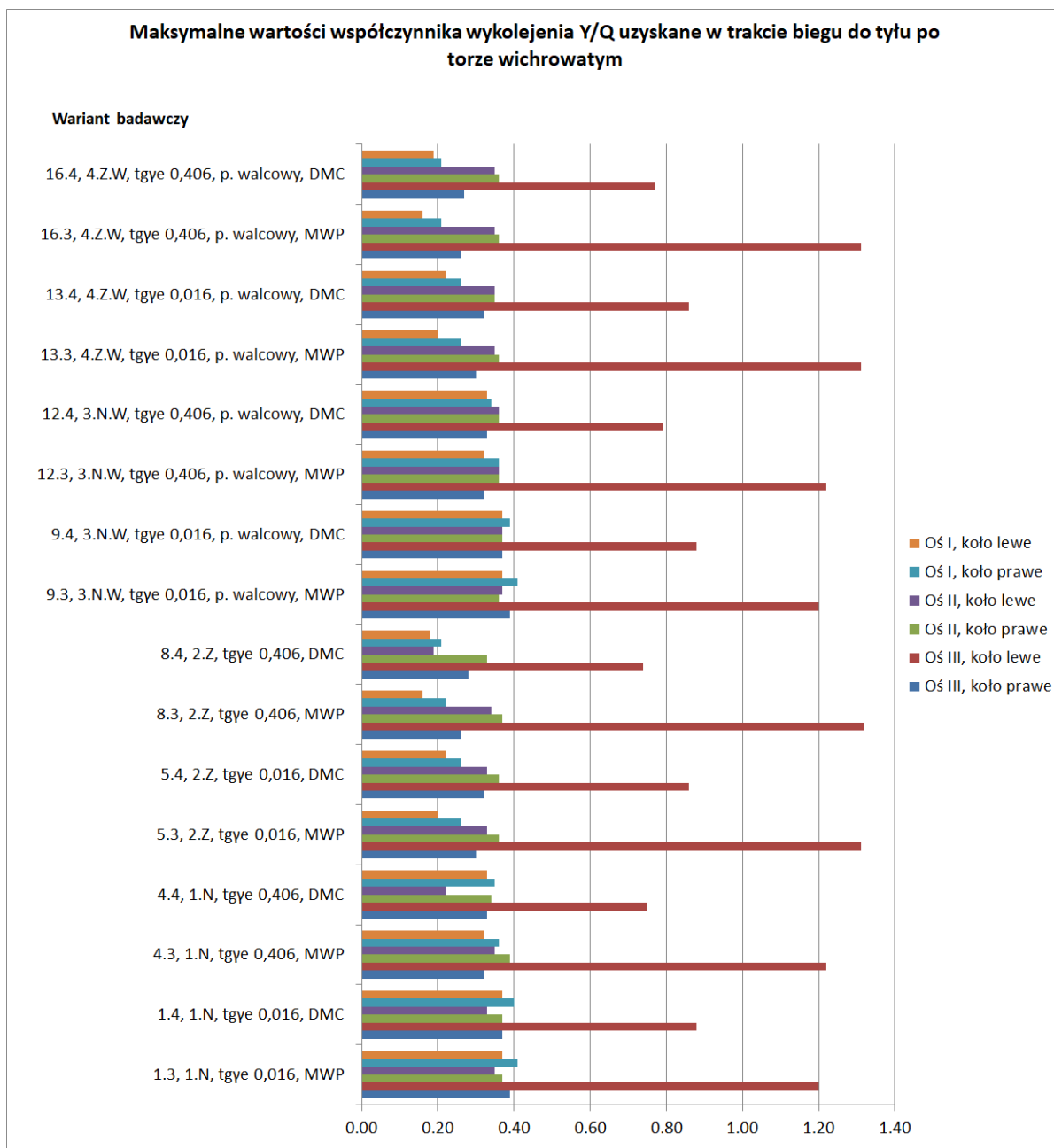
Tabela 4.11. Maksymalne wartości współczynnika wykolejenia Y/Q uzyskane w trakcie biegu do tyłu po torze wchrowatym

Oznaczenie i opis wariantu badawczego	Maksymalna uzyskana wartość Y/Q [-]					
	Oś III		Oś II		Oś I	
	Koło prawe	Koło lewe	Koło prawe	Koło lewe	Koło prawe	Koło lewe
1.3, 1.N, tgye 0,016, MWP	0,39	1,20	0,37	0,35	0,41	0,37
1.4, 1.N, tgye 0,016, DMC	0,37	0,88	0,37	0,33	0,40	0,37
4.3, 1.N, tgye 0,406, MWP	0,32	1,22	0,39	0,35	0,36	0,32
4.4, 1.N, tgye 0,406, DMC	0,33	0,75	0,34	0,22	0,35	0,33
5.3, 2.Z, tgye 0,016, MWP	0,30	1,31	0,36	0,33	0,26	0,20
5.4, 2.Z, tgye 0,016, DMC	0,32	0,86	0,36	0,33	0,26	0,22
8.3, 2.Z, tgye 0,406, MWP	0,26	1,32 max	0,37	0,34	0,22	0,16
8.4, 2.Z, tgye 0,406, DMC	0,28	0,74	0,33	0,19	0,21	0,18
9.3, 3.N.W, tgye 0,016, MWP	0,39	1,20	0,36	0,37	0,41	0,37
9.4, 3.N.W, tgye 0,016, DMC	0,37	0,88	0,37	0,37	0,39	0,37
12.3, 3.N.W, tgye 0,406, MWP	0,32	1,22	0,36	0,36	0,36	0,32
12.4, 3.N.W, tgye 0,406, DMC	0,33	0,79	0,36	0,36	0,34	0,33
13.3, 4.Z.W, tgye 0,016, MWP	0,30	1,31	0,36	0,35	0,26	0,20
13.4, 4.Z.W, tgye 0,016, DMC	0,32	0,86	0,35	0,35	0,26	0,22
16.3, 4.Z.W, tgye 0,406, MWP	0,26	1,31	0,36	0,35	0,21	0,16
16.4, 4.Z.W, tgye 0,406, DMC	0,27	0,77	0,36	0,35	0,21	0,19

Największe wartości współczynnika wykolejenia Y/Q w trakcie biegu do tyłu uzyskano dla kół prowadzących, dla wszystkich rodzajów konstrukcji układu biegowego, pojazdu w stanie pustym (MWP) odnotowano wartości równe bądź przekraczające wartość graniczną 1,2, warianty badawcze i wartości zaznaczone na żółto w tabeli 4.11.

Maksymalnie uzyskana wartość $Y/Q = 1,32$ (wartość pogrubiona w tabeli 4.11) dla pojazdu w wariacie badawczym o oznaczeniu: 8.3, 2.Z, tgye 0,406, MWP. Wartości uzyskane dla pozostałych kół są nieznaczne maksymalnie 0,41. W przypadku pojazdu załadowanego nie uzyskano przekroczeń, wartość maksymalna dla koła nabiegającego wynosi 0,88 którą odnotowano dla konstrukcji pierwotnej 1.N oraz osi niezależnych o profilu walcowym na osi środkowej 3.N.W, wartości oznaczone na zielono w tabeli 4.11.

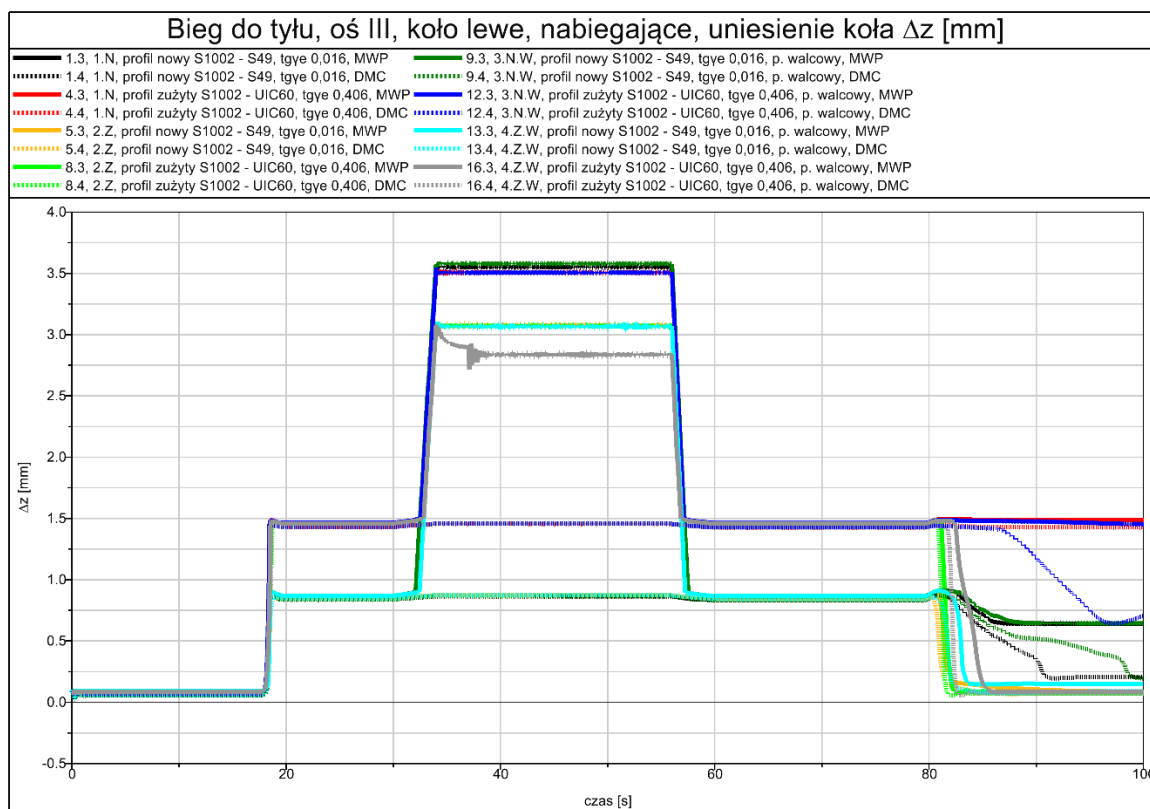
Opisane powyżej jest wyraźnie widoczne na wykresie kolumnowym rys. 4.37.



Rys. 4.37. Maksymalne wartości Y/Q dla wszystkich kół pojazdu uzyskane w trakcie biegu do tyłu

Na rysunku 4.37 wyraźnie widać że wartości współczynnika wykolejenia uzyskiwane w trakcie biegu do tyłu dla koła nabiegającego, koła lewego osi III są znacząco większe od wartości uzyskiwanych dla pozostałych kół pojazdu.

W związku z odnotowaniem przekroczeń wartości granicznej $Y/Q_{lim}=1,20$, zgodnie z wytycznymi normy [2] autor uzyskał wartości uniesienia koła Δz [mm] dla koła nabiegającego – rys. 4.38.



Rys. 4.38. Wartości uniesienia koła Δz uzyskane dla koła nabiegającego podczas biegu do tyłu

Uzyskane wartości Δz (rys. 4.38) nie przekraczają wartości dopuszczalnej wynoszącej 5,00 [mm] [2]. Maksymalnie uzyskano $\Delta z=3,58$ [mm] dla przypadku badawczego o oznaczeniu: 9.3, 3.N.W, tgye 0,016, MWP.

Przedstawione powyżej wartości Y/Q oraz Δz wskazują że pojazd we wszystkich analizowanych wariantach konstrukcji osi szynowej spełnia kryteria oceny bezpieczeństwa przed wykolejeniem na torze wichrowatym które określono normą [2] dla biegu do przodu i do tyłu.

4.5. Podsumowanie badań symulacyjnych

Rozdział 4 „Wyniki badań” składa się z czterech podrozdziałów opisujących wyniki uzyskane dla wariantów badawczych pojazdu opisanych w podrozdziale 3.3. „Warianty badawcze pojazdu”. Przebieg badań symulacyjnych opisano szczegółowo w podrozdziale 3.4. „Scenariusze badań”. Oceniane są cztery warianty konstrukcyjne układu biegowego: 1.N - układ biegowy zbudowany z kół niezależnie ułożyskowanych na osiach z obrzeżami, 2.Z - układ biegowy zbudowany z kół zależnych na osi z obrzeżami, 3.N.W – układ biegowy

zbudowany z kół niezależnych na osi, koła na osi I i III z obrzeżami, na osi II o profilu walcowym bez obrzeża, 4.Z.W – układ biegowy zbudowany z kół zależnych na osi, koła osi I i III z obrzeżami, na osi II profil walcowy bez obrzeża.

Podrozdział 4.1. „Wyznaczenie rozkładu nacisków kół” zawiera statycznie uzyskane rozkłady nacisków kół dla pojazdu w stanie pustym (MWP) i załadowanym (DMC). Dla pojazdu załadowanego uzyskano maksymalnie dla kół osi III wartość siły nacisku wynoszącą $Q_{stat.} = 29075$ [N] która jest znacząco poniżej projektowanej wartości granicznej $Q_{stat.lim} = 32520$ [N] dla kół szynowych pojazdu [92].

Podrozdział 4.2. „Badanie stabilności biegu i wyznaczenie prędkości krytycznej”, podrozdział zawiera uzyskane wartości prędkości przy której bieg niestabilny pojazdu przechodzi w stabilny oraz wartości prędkości dopuszczalnej określonej zgodnie z kryterium sumy sił prowadzących. Dla pojazdów wyposażonych w niezależne koła na osi, wariant konstrukcyjny 1.N i 3.N.W nie stwierdzono biegu niestabilnego, dla tych wariantów ustalono wartość prędkości dopuszczalnej na 50 [km/h] która została określona dla wariantu pierwotnego pojazdu, patrz podrozdział 3.1. „Opis obiektu badań”. W przypadku wariantów konstrukcyjnych układu biegowego z zależnymi kołami 2.Z i 4.Z.W zaobserwowano bieg niestabilny (wężykowanie). Prędkości zaniku wężykowania (biegu stabilnego) są mniejsze od prędkości dopuszczalnej z kryterium sumy sił. Widoczna jest tendencja do obniżania analizowanych wartości prędkości wraz ze zwiększeniem ekwiwalentnej (zastępczej) stożkowatości kół, zwiększenie masy pojazdu również powoduje obniżenie prędkości.

Prędkości krytyczne uzyskane dla wariantu konstrukcyjnego 2.Z (koła zależne z obrzeżami) są mniejsze niż w przypadku wariantu konstrukcyjnego 4.Z.W. Prędkość przy której uzyskano bieg stabilny dla wariantu konstrukcyjnego 2.Z wynosi 28 [km/h] do przodu i 30 [km/h] do tyłu, dla wariantu konstrukcyjnego 4.Z.W uzyskano 41 [km/h] do przodu i 44 [km/h] do tyłu. Prędkość dopuszczalna określona według kryterium sumy sił prowadzących dla wariantu konstrukcyjnego 2.Z wynosi 43 [km/h] do przodu i 42 [km/h] do tyłu, dla wariantu konstrukcyjnego 4.Z.W uzyskano 61 [km/h] do przodu i 89 [km/h] do tyłu. Wariant konstrukcyjny 4.Z.W różni się od wariantu 2.Z zastosowaniem na osi środkowej profilu walcowego. Większe prędkości dla wariantu konstrukcyjnego 4.Z.W są spowodowane wydłużeniem bazy pojazdu oraz tłumieniem wężykowania przez koła o profilu walcowym, brak stożkowatości tych kół nie powoduje zmiany średnic tocnych które są przyczyną wężykowania. Zastosowanie na osi środkowej kół o profilu walcowym ogranicza zjawisko oscylacji poprzez tłumienie cierne do którego dochodzi w trakcie przesuwu poprzecznego kół o profilu walcowym na szynach.

Podrozdział 4.3. „Ocena biegu po łuku toru” zawiera wyniki uzyskane na łuku toru o zmiennym promieniu (R) od 150 do 900 [m] podczas biegu z prędkością 40 [km/h]. Na pojazd oddziałuje przyspieszenie odśrodkowe o wartości 1 [m/s²] które powoduje dociążenie koła nabiegającego. Prezentowane w rozdziale wyniki służą do oceny konstrukcji układów biegowych w zakresie bezpieczeństwa przed wykolejeniem oraz podatności na zużycie ścierne kół. Wyniki, uzyskane wartości współczynnika wykolejenia Y/Q [-] oraz wskaźnika zużycia kół i_{wn} [J/m=N] dla poszczególnych kół pojazdu podzielono na trzy grupy, wartości uzyskane dla małego promienia $R_1=150$ [m], średniego $R_2=500$ [m] i dużego $R_3=900$ [m]. Uzyskane wartości zestawiono tabelarycznie co pozwoliło określić który wariant konstrukcyjny układu biegowego jest najbardziej bezpieczny oraz najmniej narażony na zużycie ścierne powierzchni profilu koła. Zestawienia tabelaryczne zawierają wyniki, wartości Y/Q i i_{wn} uzyskane na łuku toru o promieniu $R_1=150$ [m] dla skrajnych wartości ekwiwalentnej stożkowatości, małej $tg\gamma_e = 0,016$ i dużej $tg\gamma_e = 0,406$.

Wartość poszczególnych rozwiązań konstrukcyjnych w zakresie podatności na wykolejenie została określona na podstawie ilości maksymalnych i minimalnych wartości Y/Q jakie uzyskała określona konstrukcja układu biegowego. Analiza wartości Y/Q wykazała że bezpieczniejsze są warianty wyposażone w koła zależne: 2.Z i 4.Z.W dla których uzyskano dodatnie wartości sumy różnic max - min, odpowiednio 7 i 11. Warianty konstrukcyjne o kołach niezależnych uzyskały wartości ujemne, dla wariantu pierwotnego 1.N uzyskano -12, dla wariantu 3.N.W uzyskano -7. Wariant 4.Z.W z kołami zależnymi i profilem walcowym na osi środkowej jest najbezpieczniejszy, najbardziej podatnym na wykolejenie jest wariant pierwotny 1.N, koła niezależne na osi z obrzeżami.

W zakresie podatności na zużycie ścierne profilu koła najkorzystniejszy wariant konstrukcyjny został wskazany na podstawie wartości sumarycznej i_{wn} [J/m=N] uzyskanej dla wszystkich kół danego wariantu konstrukcyjnego oraz sumy różnic wartości max – min. Najniższą wartość sumaryczną i_{wn} dla wszystkich kół pojazdu wynoszącą 3473 [J/m=N] uzyskano dla wariantu pierwotnego 1.N, następnie 3523 [J/m=N] dla 4.Z.W, 3646 dla 3.N.W oraz maksymalnie 3690 [J/m=N] dla 2.Z. Ilościowe zestawienie sumy różnic wartości max – min również wykazało że w zakresie zużycia ściernego kół najkorzystniejszy jest wariant 1.N który uzyskał wartość 5, następnie wariant 3.N.W uzyskał 3, 4.Z.W uzyskał -3, najgorzej oceniony został wariant 2.Z uzyskując -5.

Podczas biegu po łuku toru koło poruszające się po zewnętrznej szynie ma do pokonania dłuższą drogę niż koło poruszające się po szynie wewnętrznej. Niezależnie obracające się koła na osi wariantów konstrukcyjnych 1.N i 3.N.W podczas wjazdu w łuk

torowy poruszają się z innymi prędkościami obrotowymi bez udziału sił wzdłużnych. Powoduje to przesunięcie środka osi zestawu kołowego względem osi toru w stronę szyny zewnętrznej, towarzyszy temu siła poprzeczna Y o dużej wartości w porównaniu do kół zależnych.

Podczas pokonywania łuku torowego przez pojazd wyposażony w osie z zależnymi kołami wariantów badawczych 2.Z i 4.W.Z występują styczne siły wzdłużne T_x , które towarzyszą zmianą średnicy tocznej koła odpowiedzialnej za kompensację różnicy długości drogi na szynie wewnętrznej i zewnętrznej łuku. Następuje dopasowywanie średnic tocznych kół do długości drogi przy jednakowej prędkości obrotowej i zachowaniu odpowiedniego położenia na torze co wpływa na mniejsze wartości siły poprzecznej. Większa wartość siły prowadzącej Y dla kół w połączeniu niezależnym (N) jest przyczyną większych wartości współczynnika wykolejenia Y/Q dla wariantów konstrukcyjnych 1.N i 3.N.W a więc większej podatności na wykolejenie w porównaniu do wariantów z kołami zależnymi 2.Z i 4.Z.W.

Minusem zjawiska samo-centrowania osi z zależnymi kołami (Z) jest występowanie poślizgów które towarzyszą zmianie średnicy tocznej koła stożkowatego, poślizgi są odpowiedzialne za zużycie kół, uzyskano duże wartości wskaźnika zużycia i_{wn} dla wariantów osi w połączeniu zależnym 2.Z i 4.Z.W.

Bieg do tyłu z prędkością eksploatacyjną pojazdu wyposażonego w koła o profilu walcowym na osi środkowej wariant z kołami niezależnymi 3.N.W i zależnymi 4.Z.W jest niemożliwy. W trakcie biegu dochodzi do nadmiernego dociążenia koła prowadzącego i odciążenia koła przeciwnego. Omawiane zjawisko dla wariantów 3.N.W i 4.Z.W występuje dla pojazdu pustego (MWP) i jest związane z prowadzeniem pojazdu w torze przez osie skrajne (wydłużenie bazy pojazdu), małą średnicę kół oraz sztywność skrętną pojazdu wokół osi x , wzdłużnej pojazdu.

Pierwotna wersja pojazdu (1.N) w założeniach konstrukcyjnych nie została dopuszczona do biegu z prędkością eksploatacyjną do tyłu [87, 90].

Podrozdział 4.4. „Ocena bezpieczeństwa przed wykolejeniem na torze wichrowatym” zawiera wyniki dla wszystkich wariantów konstrukcyjnych układu biegowego, uzyskane w biegu do przodu i tyłu z prędkością 10 [km/h]. Analizowana jest wartość współczynnika wykolejenia dla której wartość graniczna jest określona kryterium Nadala, wynosi $Y/Q_{lim} = 1,2$. W przypadku przekroczenia wartości granicznej Y/Q oceniane jest uniesienie koła które nie może przekraczać $\Delta z_{lim} = 5$ [mm] [2].

W trakcie biegu do przodu uzyskano bardzo niskie wartości Y/Q od 0,03 do maksymalnie 0,64. Niezależnie od rodzaju konstrukcji układu biegowego dla biegu do tyłu

pojazdu pustego (MWP) uzyskano wysokie wartości Y/Q od 1,20 do 1,32 dlatego zestawiono i porównano uzyskane wartości uniesienia koła nabiegającego Δz . Maksymalnie uzyskano $\Delta z=3,58$ [mm] dla wariantu konstrukcyjnego o oznaczeniu 3.N.W która jest poniżej wartości granicznej. Pojazd wyposażony w każdy z analizowanych wariantów konstrukcyjnych układu biegowego może bezpiecznie pokonywać tor wchrowaty zarówno w biegu do przodu i tyłu.

Układ biegowy z zależnymi kołami i profilem walcowym (4.Z.W) na osi środkowej pozwala zachować prędkość konstrukcyjną pojazdu $v=50$ [km/h], wykazano że jego prędkość krytyczna wynosi $v_{kry}=61$ [km/h]. Ponadto pojazd wyposażony w układ biegowy 4.Z.W jest najmniej podatny na wykolejenie podczas pokonywania łuku toru z prędkością eksploatacyjną spośród analizowanych wariantów konstrukcyjnych.

Pod względem zużycia powierzchni zarysu profilu kół najlepiej oceniono pierwotny wariant konstrukcyjny 1.N o kołach niezależnych i profilu S1002 z obrzeżami na wszystkich kołach. Sumaryczna różnica pomiędzy uzyskanymi wartościami wskaźnika zużycia i_{wn} dla pojazdu w wariacie 4.Z.W i wariacie 1.N jest nieznaczna, wynosi $3523-3473=50$ [J/m=N] co dowodzi że ta konstrukcja nie zwiększy znacząco zużycia powierzchni tocznych kół.

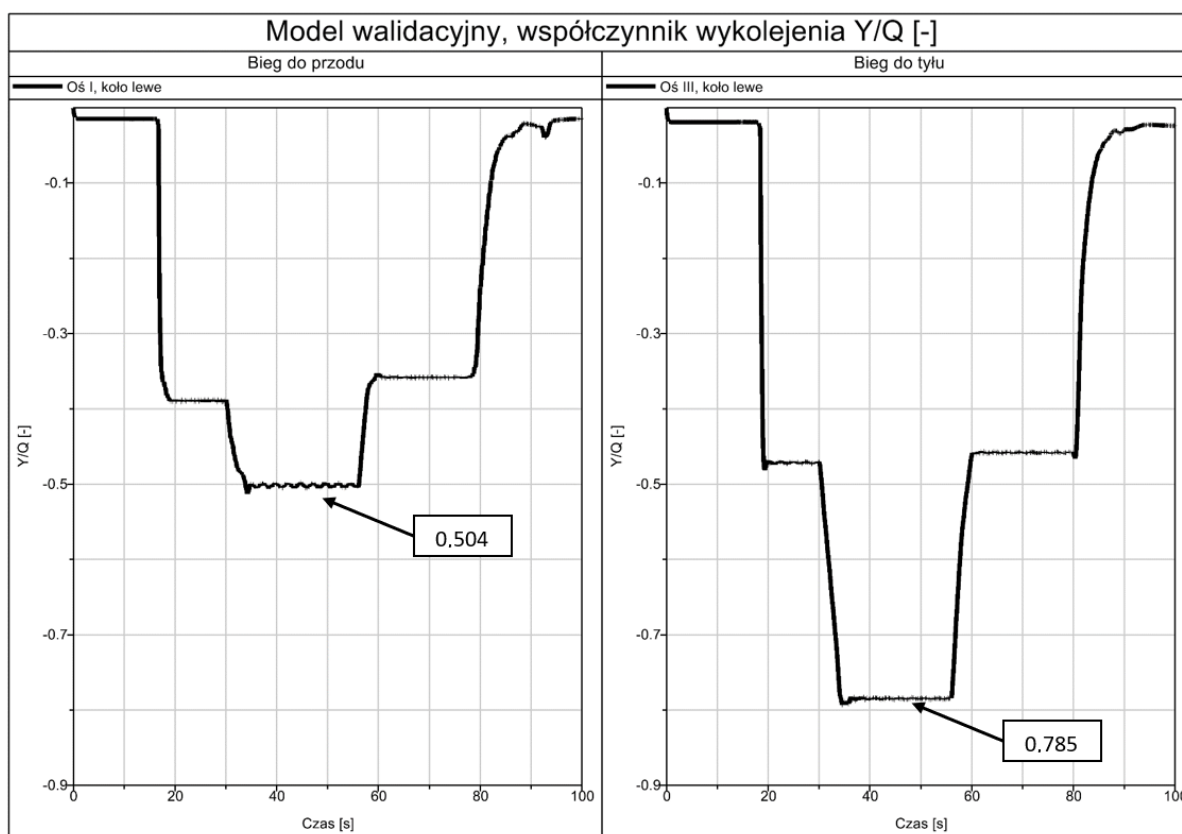
Podsumowując najbardziej korzystnym rozwiązaniem konstrukcyjnym układu biegowego pojazdu szynowo-drogowego spośród ocenianych jest konstrukcja składająca się z osi z zależnymi kołami i profilem walcowym na osi środkowej, oznaczenie 4.Z.W. Zastosowanie na osi środkowej profilu walcowego obniża koszty wykonania układu biegowego.

5. WERYFIKACJA MODELU SYMULACYJNEGO

Medwid i inni [87] w raporcie „OR-8299, Obliczenia mechaniczne i wytrzymałościowe szynowego układu jezdnego samochodu ciężarowego IVECO Eurocargo model HL 130E23W” w rozdziale 3 „Obliczenia sił pojazd-tor oraz bezpieczeństwo przed wykolejeniem” przedstawili obliczenia wartości współczynnika wykolejenia Y/Q dla kół prowadzących podczas biegu do przodu i tyłu. Obliczenia Medwida nie uwzględniały geometrii styku koło szyna – pochylenia szyn oraz krzywizny koła. Pominięto również udział sztywności skrętnych oraz sztywności opon. Obliczenia analityczne zawarte w raporcie wykonano tylko dla pojazdu w stanie ładownym DMC wynoszącym 15000 kg.

W związku z powyższym autor uprościł model symulacyjny z niezależnymi kołami pomijając sztywności skrętne resorów, mostu przedniego i tylnego samochodu oraz sztywność opon. Styk koła z szyną został zamodelowany bez pochylenia szyn. Symulacja biegu po torze wchrowatym do przodu i do tyłu odbyła się tak jak to opisano w rozdziale 3.4.3 „Ocena bezpieczeństwa przed wykolejeniem na torze wchrowatym”.

Poniżej na rysunku 5.1 przedstawiono wartości współczynnika wykolejenia Y/Q uzyskane dla symulacji biegu pojazdu szynowo-drogowego w wersji uproszczonej zgodnej z obliczeniami analitycznymi zawartymi w raporcie OR-8299 [87].



Rys. 5.1. Uzyskane wartości Y/Q dla uproszczonego modelu pojazdu s-d. w trakcie pokonywania toru wichrowatego do przodu i tyłu

Medwid i inni [87] otrzymali dla koła nabiegającego dla biegu do przodu wartość $Y_{11}/Q_{11} = 0,515$, dla biegu do tyłu $Y_{31}/Q_{31} = 0,772$. Zestawienie uzyskanych wartości znajduje się w tabeli 4.12

Tabela 5.1. Maksymalne wartości współczynnika wykołowania Y/Q uzyskane w trakcie biegu do tyłu po torze wichrowatym

Kierunek	Uzyskana wartość Y/Q [-] dla koła prowadzącego		Różnica procentowa [%]
	Obliczenia analityczne	Symulacja komputerowa	
Bieg do przodu	0,515	0,504	2,14
Bieg do tyłu	0,772	0,785	1,94

Wartości uzyskane symulacyjnie oraz analitycznie nieznacznie się różnią co wynika między innymi z większego odwzorowania pojazdu w środowisku symulacyjnym. Różnica procentowa pomiędzy wynikami obliczeń analitycznych a symulacją wynosi około 2% zarówno dla biegu do przodu i tyłu (tabela 4.12).

PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Praca ma charakter teoretyczny i dotyczy oceny właściwości biegowych pojazdu szynowo-drogowego w oparciu o opracowane autorskie modele wielocłonowe oraz wyniki badań symulacyjnych wielu wariantów układów biegowych. Obiektem badań jest pojazd szynowo-drogowy powstały przez wyposażenie samochodu ciężarowego w szynowy układ jezdny (biegowy). Układ biegowy jest odpowiedzialny za prowadzenie pojazdu w torze, przekazywanie napędu oraz hamowanie od jego właściwości zależy prędkość eksploatacyjna pojazdu, bezpieczeństwo przed wykolejeniem oraz podatność na zużycie ścierne powierzchni profilu tocznego i obrzeża kół.

Pojazdy szynowo-drogowe powstające przez wyposażenie pojazdu drogowego w szynowy układ jezdny są powszechnie wykorzystywane w pracach torowych takich jak utrzymanie infrastruktury na szlakach i przystankach kolejowych. Omawiane pojazdy mają również wiele innych zastosowań, ich częste stosowanie zarówno na torach kolejowych i tramwajowych jest jednym z powodów dla których autor zdecydował się podjęcia tematyki badań związanych z doskonaleniem właściwości biegowych tej grupy pojazdów.

Celem głównym pracy jest analiza wpływu wybranych wariantów konstrukcji układów biegowych pojazdów szynowo-drogowych na ich oddziaływanie z torem.

Celem naukowym pracy jest analiza porównawcza wpływu wybranych profili kół oraz konstrukcji osi szynowych na prędkość krytyczną (stabilność biegu), bezpieczeństwo przeciwko wykolejeniu oraz poziom zużycia powierzchni zarysu profilu kół.

Praca zawiera przegląd literatury w którym odwołano się do pojazdów szynowo-drogowych, ich konstrukcji, przeznaczenia oraz badań wykonanych na tych pojazdach lub przy ich udziale. Przegląd literatury w zakresie pojazdów szynowo-drogowych wskazuje że zagadnienia związane z oceną szynowego układu biegowego nie są podejmowane w publikacjach naukowych i popularnonaukowych polskojęzycznych, anglojęzycznych oraz niemieckojęzycznych. Dalsza część przeglądu literatury odnosi się do oceny układów biegowych pojazdów szynowych wyposażonych w zestawy kołowe z niezależnymi i zależnymi kołami, ta część pracy wskazuje że konstrukcja układu biegowego pojazdu szynowo-drogowego różni się od konstrukcji pojazdów szynowych.

Obiekt badań to pojazd szynowo-drogowy zbudowany z samochodu ciężarowego wyposażonego w szynowy układ biegowy w którym napęd jest przekazywany z kół drogowych na koła szynowe poprzez bębny napędowe. Koła drogowe przedniej osi samochodu spoczywają na bębnach jednej osi szynowej, pod kołami drogowymi osi tylnej samochodu znajdują się dwie osie szynowe. Zastosowanie trzech osi szynowych ma na celu wyrównanie nacisków przypadających na koła szynowe.

Autor zamodelował pojazd szynowo-drogowy w czterech wariantach konstrukcji układu biegowego różniących się konstrukcją osi i kół: 1.N – osie z kołami niezależnymi o profilu stożkowym z obrzeżami (wariant pierwotny), 2.Z – osie z kołami zależnymi o profilu stożkowym z obrzeżami, 3.N.W – osie z kołami niezależnymi o profilu stożkowym z obrzeżami na kołach osi I i III, koła o profilu walcowym bez obrzeża na osi II, 4.Z.W – osie z kołami zależnymi o profilu stożkowym z obrzeżami na kołach osi I i III, koła o profilu walcowym bez obrzeża na osi II.

Zastosowanie profilu walcowego na osi II jest związane z rolą tej osi czyli przenoszeniem obciążenia pionowego, pierwotna wersja pojazdu posiada obrzeża na kołach osi środkowej które odpowiadają za prowadzenie pojazdu w torze. W przypadku wariantu 3.N.W i 4.Z.W autor założył że prowadzenie pojazdu w torze może odbywać się osiami skrajnymi bez udziału osi środkowej.

W przeprowadzonych badaniach symulacyjnych uwzględniono dwa rodzaje toru kolejowego:

- tor kolejowy zbudowany z szyn S49 o pochyleniu poprzecznym w torze 1:20,
- tor kolejowy zbudowany z szyn UIC60 o pochyleniu poprzecznym w torze 1:40.

Przeprowadzono trzy główne badania symulacyjne w których uwzględniono dla profilu stożkowego kół S1002 dwa stany nowy i zużyty co w układzie pojazd-tor daje łącznie cztery wartości ekwiwalentnej (zastępczej) stożkowatości $tg\gamma_e$ [-]: 0,016, 0,255, 0,180, 0,406 jako zmienne uwzględnione w badaniach pojazdu.

Przeprowadzono trzy główne badania o następującym zakresie:

1. Badanie stabilności biegu i wyznaczenie prędkości krytycznej przy zadanym zmiennym profilu prędkości na prostym odcinku toru w którym na początku zadano poprzeczne nierówności wzbudzające wężykowanie (oscylację) zestawów kołowych,
2. Ocenę biegu po łuku toru o zmiennym promieniu R od 150 [m] do 900 [m] z prędkością eksploatacyjną $v_e=40$ [km/h], uwzględniając przyspieszenie odśrodkowe $a_y= 1,0$ [m/s²] które dociąża koło nabiegające

3. Ocenę bezpieczeństwa przed wykolejeniem na torze wichrowatym charakteryzującym się dużą różnicą w wysokości szyn, prędkość biegu pojazdu jest quasi-statyczna, wynosi $v_b=10$ [km/h].

Dla powyższych badań uzyskano następujące wyniki:

1. Stabilność biegu została oceniona na podstawie obserwacji zaniku wężykowania w tym celu zarejestrowano poprzeczne wychylenia środka osi szynowych y [mm] względem osi wzdłużnej toru. Prędkość krytyczną v_{kr} [km/h] wyznaczono z kryterium sumy sił prowadzących występujących na kołach osi zgodnie z normą [2] zawierającą sposób wyznaczania wartości granicznej dla sumy sił prowadzących $\sum Y_{rms,lim}$ [N] która zależy od statycznej siły nacisku przypadającej na zestaw kołowy P_{2Q} [N],
2. Ocenę biegu po łuku toru o zmiennym promieniu z prędkością eksploatacyjną dokonano na podstawie uzyskanych wartości współczynnika wykolejenia Y/Q [-], stosunku siły prowadzącej (poprzecznej) Y [N] występującej na kole do siły nacisku tego koła Q [N]. Ocenę zużycia profilu powierzchni toczonej i obrzeża koła dokonano na podstawie wskaźnika zużycia i_{wn} [N=J/m] który jest sumą wartości bezwzględnych sił stycznych T [N] pomnożonych przez wartość poślizgów v [-] dla danego kierunku x , y i momentu siły dla spinu φ_z występujących w punkcie styku koła,
3. Bezpieczeństwo przed wykolejeniem na torze wichrowatym podczas przejazdu z prędkością quasi-statyczną oceniono na podstawie uzyskanych wartości współczynnika Y/Q [-] oraz wartości uniesienia koła Δz [mm] którego wartość graniczną określono w normie [2] na 5 [mm].

Uzyskane wyniki pozwoliły sformułować następujące **wnioski poznawcze**:

1. Dotyczące stabilności biegu i prędkości krytycznej:
 - 1.1. Przeprowadzone badania symulacyjne pozwoliły na poznanie jak rodzaj konstrukcji układu biegowego pojazdu szynowo-drogowego wpływa na stabilność biegu pojazdu oraz prędkość krytyczną,
 - 1.2. Na podstawie przeprowadzonych badań określono przy jakiej prędkości zanika wężykowanie zestawów kołowych dla poszczególnych wariantów konstrukcyjnych oraz jakie są wartości prędkości krytycznej określonej z kryterium sumy sił prowadzących,

- 1.3. Bieg niestabilny nie występuje dla pojazdu wyposażonego w niezależnie obracające się koła na osi, wariant konstrukcyjny układu biegowego 1.N i 3.N.W,
 - 1.4. Bieg niestabilny (wężykowanie), oscylacja zestawów kołowych została zaobserwowana przez zarejestrowane wartości wychylenia osi y [mm] dla wariantów konstrukcyjnych o kołach zależnych na osi, 2.Z i 4.Z.W,
 - 1.5. Prędkości przy których ustaje bieg niestabilny są mniejsze od prędkości krytycznych określonych zgodnie z kryterium sumy sił prowadzących,
 - 1.6. Zwiększenie ekwiwalentnej (zastępczej) stożkowatości kół $tg\gamma_e$ powoduje spadek prędkości przy której zanika wężykowanie oraz obniżenie uzyskiwanych wartości prędkości krytycznej określonej z sumy sił prowadzących. Zwiększenie masy pojazdu również powoduje spadek wartości ocenianych prędkości,
 - 1.7. Uzyskano większe wartości ocenianych prędkości dla wariantu konstrukcyjnego 4.Z.W w którym na osi środkowej zastosowano koła o profilu walcowym niż wariantu 2.Z z wszystkimi kołami o profilu stożkowym z obrzeżami. Omawiane zjawisko jest efektem wydłużenia bazy pojazdu oraz tłumieniem ciernym oscylacji pochodzącej od kół stożkowych przez koła walcowe w trakcie ich przesuwu poprzecznego na szynach.
2. Dotyczące bezpieczeństwa przed wykolejeniem oraz podatności na zużycie ścierne kół,
 - 2.1. Przeprowadzenie symulacji biegu pojazdu po łuku toru o zmiennym promieniu z prędkością eksploatacyjną pozwoliło na poznanie podatności na wykolejenie oraz zużycie ścierne kół poszczególnych wariantów konstrukcyjnych układu biegowego,
 - 2.2. W trakcie biegu po łuku torowym w przypadku pojazdu wyposażonego w koła niezależne na osi występują duże wartości siły prowadzącej Y [N] w porównaniu do kół zależnych, siła Y [N] jest składową współczynnika wykolejenia Y/Q [-],
 - 2.3. Zmianie średnic tocznych kół o profilu stożkowym w połączeniu zależnym towarzyszą poślizgi oraz występowanie siły wzdłużnej T_x [N] która jest składową wskaźnika zużycia kół i_{wn} [J/m=N], siła T_x [N] nie występuje lub jest pomijalna w przypadku kół w połączeniu niezależnym,

- 2.4. W przypadku kół nabiegających wzrost wartości stożkowatości ekwiwalentnej $t\gamma_e$ powoduje obniżenie wartości Y/Q [-],
 - 2.5. W przypadku kół nabiegających wzrost wartości stożkowatości ekwiwalentnej $t\gamma_e$ powoduje wzrost wartości i_{wn} [J/m=N],
 - 2.6. Zwiększenie masy pojazdu powoduje znaczący wzrost uzyskiwanych wartości wskaźnika zużycia kół i_{wn} [J/m=N],
 - 2.7. Zmiana masy pojazdu nie wpływa znacząco na uzyskiwane wartości współczynnika wykolejenia Y/Q [-],
 - 2.8. Uzyskano mniejsze wartości współczynnika wykolejenia Y/Q dla pojazdu wyposażonego w koła zależne na osi niż dla pojazdu wyposażonego w koła niezależne, układ biegowy z kołami zależnymi jest mniej podatny na wykolejenie,
 - 2.9. W przypadku wariantów konstrukcyjnych z zależnymi kołami wariant 4.Z.W z kołami walcowymi na osi środkowej jest bezpieczniejszy, uzyskano dla niego mniejsze wartości współczynnika wykolejenia niż dla wariantu 2.Z tylko z kołami o profilu stożkowym z obrzeżami,
 - 2.10. Najbardziej podatnym na wykolejenie jest wariant konstrukcyjny 1.N z kołami niezależnymi i profilem stożkowym, dla wariantu 3.N.W który różni się od 1.N zastosowaniem kół walcowych na osi środkowej uzyskano wyniki dowodzące że ten wariant jest bezpieczniejszy,
 - 2.11. Uzyskane wartości wskaźnika zużycia i_{wn} [J/m=N] kół dowodzą że mniej narażone na zużycie kół są warianty z kołami niezależnymi niż zależnymi na osi,
 - 2.12. Uzyskane dla poszczególnych wariantów konstrukcyjnych wartości wskaźnika zużycia i_{wn} [J/m=N] są na zbliżonym poziomie.
3. Dotyczące bezpieczeństwa przed wykolejeniem na torze wchrowatym z niską prędkością biegu,
 - 3.1. W biegu do przodu i do tyłu zwiększenie masy pojazdu powoduje obniżenie uzyskiwanych wartości Y/Q [-],
 - 3.2. W biegu do przodu wzrost wartości ekwiwalentnej stożkowatości $t\gamma_e$ powoduje spadek wartości Y/Q [-],
 - 3.3. W przypadku biegu do tyłu i pojazdu niezaladowanego dla koła prowadzącego wzrost stożkowatości ekwiwalentnej powoduje wzrost

wartości Y/Q [-], w przypadku tych samych warunków eksploatacyjnych pojazdu załadowanego dochodzi do spadku wartości Y/Q ,

- 3.4. Dla biegu pojazdu do przodu uzyskano znacząco mniejsze wartości Y/Q niż w biegu do tyłu,
- 3.5. Wartości Y/Q uzyskiwane dla poszczególnych wariantów konstrukcyjnych układu biegowego nie różnią się znacząco od siebie.

Wnioski praktyczne (użyteczne):

1. Prędkość krytyczna pojazdu wyposażonego w wariant konstrukcyjny układu biegowego 2.Z osie z zależnymi kołami o profilu stożkowym z obrzeżami wynosi dla biegu do przodu $v_{kr} = 43$ [km/h], prędkość krytyczna pojazdu w wariantcie konstrukcyjnym 4.Z.W osie z kołami zależnymi i profilem walcowym na osi środkowej wynosi $v_{kr} = 61$ [km/h]. Maksymalna torowa prędkość eksploatacyjna pojazdu w wersji pierwotnej 1.N wynosi $v_e = 50$ [km/h],
2. Ocena biegu z prędkością eksploatacyjną $v_e = 40$ [km/h] po łuku toru o zmiennym promieniu $R = 150 \div 900$ [m] wykazała że najbardziej bezpieczny pod względem bezpieczeństwa na wykolejenie jest wariant 4.Z.W z kołami zależnymi i kołami o profilu walcowym na osi środkowej, najbardziej narażony na wykolejenie jest wariant pierwotny 1.N o niezależnych kołach,
3. Bieg do tyłu z prędkością eksploatacyjną pojazdu wyposażonego w koła o profilu walcowym na osi środkowej wariant 3.N.W z kołami niezależnymi i zależnymi 4.Z.W jest niemożliwy. W trakcie biegu dochodzi do nadmiernego dociężenia koła prowadzącego i odciążenia koła przeciwnego. Pojazd o pierwotnej konstrukcji 1.N jest przeznaczony do biegu z prędkością eksploatacyjną tylko do przodu,
4. Różnice ilościowe wartości wskaźnika zużycia kół i_{wn} [J/m=N] pomiędzy poszczególnymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi są niewielkie co wskazuje że każdy z badanych wariantów konstrukcyjnych w trakcie eksploatacji będzie powodował podobne zużycie profili powierzchni kół,
5. Ocena bezpieczeństwa przed wykolejeniem na torze wichrowatym z prędkością wynoszącą 10 [km/h] wykazała że bieg (przetaczanie) pojazdu do przodu i do tyłu we wszystkich wariantach konstrukcyjnych jest bezpieczny,
6. Weryfikacja modelu symulacyjnego w oparciu o wyniki pochodzące z wcześniejszych badań wykonanych dla pojazdu pierwotnego wykazała że wyniki

pochodzące z modelu symulacyjnego są wystarczająco trafne, rozbieżności wynoszą około 2%,

7. Najbardziej korzystnym rozwiązaniem konstrukcyjnym układu biegowego pojazdu szynowo-drogowego spośród ocenianych jest konstrukcja składająca się z osi z zależnymi kołami i profilem walcowym na osi środkowej, oznaczenie 4.Z.W. Wyposażenie pojazdu w wariant konstrukcyjny układu biegowego 4.Z.W powoduje:
 - utrzymanie prędkości konstrukcyjnej pojazdu $v_e=50$ [km/h], uzyskano prędkość krytyczną wynoszącą $v_{kry}=61$ [km/h],
 - zwiększenie bezpieczeństwa przed wykolejeniem,
 - nie powoduje znaczącego zwiększenia zużycia powierzchni profilu kół,
 - zapewnia odpowiedni poziom bezpieczeństwa w trakcie przetaczania po torze wichrowatym,
 - zastosowanie na osi środkowej pojazdu kół o profilu walcowym bez obrzeża obniża koszty wykonania układu biegowego.

Propozycje dalszych prac i badań:

1. Przeprowadzenie badań numerycznych wytrzymałości doraźnej i zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych układu biegowego 4.Z.W,
2. Wyposażenie samochodu ciężarowego w układ biegowy,
3. Opracowanie scenariuszy badań dla powstałego pojazdu szynowo-drogowego,
4. Przeprowadzenie badań na obiekcie rzeczywistym, ocena wyników oraz weryfikacja modeli.

LITERATURA

- [1] Z. Marciniak i M. Medwid, „Pojazdy szynowo-drogowe,” Wydawca: Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Pojazdów Szynowych, Poznań, 1999.
- [2] PN-EN 14363+A1:2019-02, „Kolejnictwo - Badania i symulacje modelowe właściwości dynamicznych pojazdów szynowych przed dopuszczeniem do ruchu - Badania właściwości biegowych i próby stacjonarne,” 2019.
- [3] A. Wickens, „Fundamentals of rail vehicle dynamics: guidance and stability,” Swets&Zeitlinger Publishers, Taylor & Francis e-Library, 2005.
- [4] S. Iwnicki, „Handbook of railway vehicle dynamics,” Taylor & Francis Group, LLC, 2006.
- [5] M. Medwid, „Hybrydowe pojazdy kolejowo-drogowe zaprojektowane i wytworzone w Polsce,” TTS Technika Transportu Szynowego nr 7-8, pp. 45-53, 2005.
- [6] H. Doth, „Zweiwege-Fahrzeuge,” Deine Bahn no 11, pp. 26-31, 2008.
- [7] PN-EN 15746-1+A1:2012, „Kolejnictwo - Tor - Maszyny drogowo-torowe i ich wyposażenie - Część 1: Wymagania techniczne dla ruchu i pracy,” 2012.
- [8] RISSB ABN: 58 105 001 465, „Guideline – Operating Road Rail Vehicles,” Rail Industry Safety and Standards Board (RISSB), Australia, 2016.
- [9] M. Medwid i K. Pohl, „Pojazd szynowo-drogowy UNISTAR dla ratownictwa technicznego przystosowany do jazdy po torach tramwajowych,” Pojazdy Szynowe nr 2, pp. 25-31, 1998.
- [10] J. Forstmeyer, „Zweiwegebagger auf Gleisen der DB Netz AG,” Bahn Praxisno 9, pp. 3-9, 2009.
- [11] M. Medwid, R. Cichy i W. Jakuszko, „Modelowanie kolumnowej struktury szynowego układu jezdnego na przykładzie maszyny roboczej typu „MERLO”,” Pojazdy szynowe nr 1, pp. 16-23, 2014.
- [12] A. Merkisz-Guranowska, H. Stawecka, P. Daszkiewicz, D. Gallas i M. Andrzejewski, „Modern vehicles for shunting operations / Nowoczesne pojazdy stosowane w pracach manewrowych,” Rail vehicles / Pojazdy szynowe nr 4, pp. 1-12 , 2016.

- [13] M. Medwid, W. Stawecki, J. Czerwiński, W. Jakuszko i E. Kaźmierczak, „Structure modeling of the CLAAS ARION 620 road-rail shunting tractor / Modelowanie struktury manewrowego ciągnika szynowo-drogowego CLAAS ARION 620,” Rail vehicles / Pojazdy szynowe nr 2, pp. 25-32, 2017.
- [14] Atlas Poland Sp. z o.o., dostęp:09.01.2020; Atlas Poland Sp. z o.o., 09 01 2020. [Online]. Available: <https://www.atlas-poland.pl/maszyny-nowe/koparki-dwudrogowe-1/1404-zw>.
- [15] PKP Polskich Linii Kolejowych S.A., dostęp: 09.01.2020; PKP Polskich Linii Kolejowych S.A., 09 01 2020. [Online]. Available: <https://www.plk-sa.pl/biuro-prasowe/informacje-prasowe/za-11-mln-zl-kolejowe-ratownictwo-techniczne-ma-nowe-pojazdy-4109/>.
- [16] K. Baxter, „Risks associated with Hi-Rail vehicles on the rail network,” Transport Safety Victoria 31 October 2012, Presentation, 2012.
- [17] Hearst, PM 1942, „Miracle on wheels,” Popular Mechanics Magazine no 11, pp. 82-86, 174, November 1942.
- [18] Muzeum Kolejnictwa na Śląsku, dostęp: 04.01.2020; Muzeum Kolejnictwa na Śląsku, 04 01 2020. [Online]. Available: <https://muzeumtechniki.pl/warszawa-m20/>.
- [19] Hokkaido Railway Company (HRC), „Transportation and safety in Japan, Dual Mode Vehicle (DMV) Overview,” IATSS RESEARCH Vol.31 No.2, pp. 114-119, 2007.
- [20] SaZ s.r.o. Czech Republic, dostęp: 09.01.2020; SaZ s.r.o. Czech Republic, 09 01 2020. [Online]. Available: http://www.road-rail.eu/home/home/home_pl.htm.
- [21] M. Medwid, „Przykład zastosowania pojazdu szynowo-drogowego w służbach budowy i utrzymania infrastruktury kolejowej PKP,” Pojazdy Szynowe nr 4, pp. 1-4, 2002.
- [22] B. Qin, R. Zeng, X. Li i J. Yang, „Design and Performance Analysis of the Hydropneumatic Suspension System for a Novel Road-Rail Vehicle,” Applied Sciences 11(5), 2021; 2221, MDPI, Basel, Switzerland , pp. 1-16, 2021.
- [23] M. Medwid i A. Sienicki, „Pojazd szynowo-drogowy z bębnowym napędem ciernym szynowego układu jezdny,” Pojazdy Szynowe nr 1, pp. 1-11, 2003.
- [24] H. Kakinuma, „Development of Dual Mode Vehicle and its effects,” Japan Railway & Transport Review No. 51, pp. 28-39, 2009.
- [25] M. Medwid, W. Jakuszko, K. Łukaszewski i K. Bryk, „Rail running gear with friction-drum drive / Szynowy układ jezdny z napędem ciernym-bębnowym,” Rail vehicles / Pojazdy szynowe nr 1, pp. 35-44, 2018.

- [26] W. Jakuszko, M. Medwid i M. Orczyk, „Przykłady modelowania niekonwencjonalnych rozwiązań szynowych układów jezdnych,” *Pojazdy Szynowe* nr 1, pp. 10-23, 2020.
- [27] M. Medwid i R. Cichy, „Ciągnik szynowo-drogowy o zwiększonej wytrzymałości mechanicznej na działanie sił wzdłużnych,” *Pojazdy Szynowe* nr 1, pp. 9-16, 2010.
- [28] M. Medwid, W. Stawecki, J. Czerwiński i W. Jakuszko, „Multi-purpose rail-road tractor of the new generation / Wielozadaniowy ciągnik szynowo-drogowy nowej generacji,” *Rail vehicles / Pojazdy szynowe* nr 3, pp. 1-12, 2016.
- [29] M. Medwid, K. Bryk, D. Witkowski i E. Kaźmierczak, „Symulacyjne badania wytrzymałości struktury nośnej dwudrogowego ciągnika CLAAS ARION 610 (cz. 1),” *Pojazdy Szynowe* nr 2, pp. 1-11, 2020.
- [30] M. Medwid, K. Bryk, D. Witkowski i E. Kaźmierczak, „Symulacyjne badania wytrzymałości struktury nośnej dwudrogowego ciągnika CLAAS ARION 610 (cz. 2),” *Pojazdy Szynowe* nr 3, pp. 20-27, 2020.
- [31] M. Medwid i K. Przepióra, „Pojazd szynowo-drogowy do oczyszczania infrastruktury tramwajowej,” *Pojazdy szynowe* nr 4, pp. 1-20, 2003.
- [32] W. Pomierski, „Hydrostatyczny napęd jazdy oraz roboczy pojazd szynowo-drogowy do oczyszczania infrastruktury tramwajowej,” *Pojazdy Szynowe* nr 3-4, pp. 15-19, 2004.
- [33] Wikipedia, dostęp: 10.01.2020;., Wikipedia, 10 01 2020. [Online]. Available: <https://de.wikipedia.org/wiki/Zweiwegefahrzeug>.
- [34] A. Eriksen, J. Gascoyne i W. Al-Nuaimy, „Improved Productivity & Reliability of Ballast Inspection using Road-Rail Multi-Channel GPR,” *Railway Engineering, Commonwealth Institute, 6th – 7th July 2004, London, UK, 2004.*
- [35] K. Gerlach, C. Eickmann i M. Meyer zu Hörste, „Aufbau eines fahrzeugautarken Ortungssystems für den regionalen Eisenbahnverkehr,” *Eurail Telematics Konferenz, 2008.*
- [36] L. Johannes, E. Almeida, J. Groos i S. Adam, „Georeferenzierte Erfassung von Messdaten mit Schienenfahrzeugen,” *EI-Eisenbahningenieur*, pp. 2-6, November 2015.
- [37] T. Gazdulski i B. Czechyra, „Badania klimatu akustycznego pojazdu szynowo-drogowego w warunkach normalnej eksploatacji,” *Pojazdy szynowe* nr 3, pp. 34-38, 2013.
- [38] R. Cichy i A. Mielniczuk, „Spełnienie wymagań w zakresie hałasu emitowanego przez pojazdy szynowo-drogowe / Fulfillment of the requirements within the noise emitted by rail-road vehicles,” *Pojazdy szynowe / Rail vehicles* nr 2, pp. 38-48, 2016.

- [39] J. Merkisz, P. Lijewski i S. Walasik, „Tendencje w zmianach przepisów dotyczących emisji związków toksycznych spalin z silników pojazdów szynowo-drogowych,” *Pojazdy szynowe* nr 1, pp. 5-12, 2007.
- [40] Z. Marciniak, W. Stawecki, I. Pielecha i J. Pielecha, „Problemy emisji spalin ze specjalnych pojazdów szynowych,” *Pojazdy szynowe* nr 2, pp. 25-29, 2011.
- [41] J. Pielecha, A. A. M. Merkisz-Guranowska, P. Daszkiewicz i H. Stawecka, „Aspekty ekologiczne zastosowania pojazdów szynowo-drogowych w pracach manewrowych / Ecological aspect of using road-rail vehicles for shunting operations,” *Pojazdy szynowe / Rail vehicles* nr 1, pp. 1-8, 2016.
- [42] P. Daszkiewicz, Ł. Rymaniak, J. Merkisz, M. Medwid i M. Kamińska, „Assessment of toxic compounds emission of rail-road tractor during works on tracks / Ocena emisji związków toksycznych ciągnika dwudrogowego podczas prac torowych,” *Rail vehicles / Pojazdy szynowe* nr 4, pp. 1-8, 2018.
- [43] M. Medwid, P. Daszkiewicz, J. Czerwiński, W. Jakuszko i E. Kazimierzczak, „Rail-road tractor with diesel-electric drive / Ciągnik szynowo-drogowy z napędem spalinowo elektrycznym,” *Rail vehicles / Pojazdy szynowe* nr 3, pp. 15-23, 2019.
- [44] J. Merkisz, Ł. Rymaniak, P. Lijewski, M. Kamińska i B. Kurc, „Badania wskaźników ekologicznych pojazdów dwudrogowych spełniających standardy Stage IIIB i Stage IV w rzeczywistych warunkach eksploatacji,” *Pojazdy Szynowe* nr 1, pp. 1-9, 2020.
- [45] I. Sebeșan i M. Ene, „Method of static determination of the safety against overturning of the road-rail machines,” *Scientific Bulletin of University Politehnica of Bucharest, Series D*, vol.77, issue.1, pp. 51-60, 2015.
- [46] K. Bryk, K. Łukaszewski i M. Medwid, „Symulacyjne badania bezpieczeństwa ruchu ciągnika szynowo-drogowego Claas Arion 620,” *Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej. Transport*, z. 116, pp. 21-30, 2017.
- [47] A. Gupta, S. Pradhan, L. Bajpai i V. Jain, „Numerical analysis of rubber tire/rail contact behavior in road cum rail vehicle under different inflation pressure values using finite element method,” *Materials Today: Proceedings* (Available online 24 May 2021, Elsevier Ltd.), 2021.
- [48] A. Gupta, S. Pradhan, L. Bajpai i V. Jain, „Numerical simulation of contact behavior between rail wheel and rails of a new road cum rail vehicle,” *Materials Today: Proceedings*, Volume 46, Part 9, pp. 3966-3974, 2021.
- [49] P. Winciorek, „Testing and placing in service road – rail vehicles,” *Advanced Rail Technologies IK Newsletter* no. 10, p. 4, July/August/September 2017.

- [50] R. Cichy i J. Czerwiński, „Projektowanie pojazdów dwudrogowych – wymagania prawne,” Zeszyty Naukowo-Techniczne Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Komunikacji w Krakowie. Seria: Materiały Konferencyjne, nr 2(119), pp. 35-45, 2019.
- [51] Dz.U. 2019 poz. 1765, „Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 3 września 2019 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie dopuszczania do eksploatacji określonych rodzajów budowli, urządzeń i pojazdów kolejowych,” 2019.
- [52] Dz.U. 2003 nr 86 poz. 789, „Ustawa z dnia 28 marca 2003 r. o transporcie kolejowym,” 2003.
- [53] Dz.U. 2014 poz. 720, „Rozporządzenie Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 13 maja 2014 r. w sprawie dopuszczania do eksploatacji określonych rodzajów budowli, urządzeń i pojazdów kolejowych,” 2014.
- [54] Dz.U. 1998 nr 151 poz. 987, „Rozporządzenie Ministra Transportu i Gospodarki Morskiej z dnia 10 września 1998 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budowle kolejowe i ich usytuowanie,” 1998.
- [55] PN-EN 15746-2+A1:2012, „Kolejnictwo - Tor - Maszyny drogowo-torowe i ich wyposażenie - Część 2: Ogólne wymagania bezpieczeństwa,” 2012.
- [56] R. Cichy, M. Magnucka-Blandzi i M. Nowicki, „Durability tests of road-rail vehicles to receive operation admission / Badania wytrzymałościowe pojazdów szynowo – drogowych w celu uzyskania dopuszczenia do eksploatacji,” Rail vehicles / Pojazdy szynowe nr 1, pp. 45-54, 2018.
- [57] UIC 518, „Badania ruchowe i dopuszczenie pojazdów szynowych - Bezpieczeństwo jazdy - Obciążenie toru i własności dynamiczne,” Międzynarodowy Związek Kolei - UIC, 2009.
- [58] V. Garg i R. Dukkipati, „Dynamics of railway vehicle systems,” Academic Press Canada, 1984.
- [59] K. Knothe i S. Stichel, „Schienenfahrzeugdynamik,” Springer, 2003.
- [60] J.-C. Samin i P. Fiset, „Symbolic Modeling of Multibody Systems,” Kluwer Academic Publishers, Springer, 2003.
- [61] M. Hoffmann, „Dynamics of European two-axle freight wagons,” Technical University of Denmark, Kongens Lyngby, 2006.
- [62] A. Shabana, K. Zaaza i H. Sugiyama, „Railroad vehicle dynamics: a computational approach,” Taylor & Francis Group, LLC, 2008.

- [63] K. Popp i W. Schiehlen, „Ground vehicle dynamics,” Springer, 2010.
- [64] E. Zajęcki, „Spokojność biegu wagonów towarowych i pasażerskich przy większych prędkościach jazdy,” *Trakcja i Wagony* nr 10, pp. <http://zeus.krb.com.pl/?spokojnosc-biegu-wagonow-towarowych-i-pasazerskich-przy-wiekszych-predkosciach-jazdy,35> (dostęp 12.03.2021), 1988.
- [65] A. Chudzikiewicz, M. Sowińska, T. Krzyżyński i I. Maciejewski, „Modelowanie ruchu zestawu kołowego z niezależnie obracającymi się kołami z uwzględnieniem układu sterowania kołami,” *Logistyka* nr 4, pp. 132-139, 2015.
- [66] A. Meyer, „Wheel sets or independently rotating wheels – from theory to practice,” Published by Siemens AG, 2016.
- [67] M. Opala, „Study of the derailment safety index Y/Q of the low-floor tram bogies with different types of guidance of independently rotating wheels,” *Archives of Transport*, Volume 38, Issue 2, pp. 39-47, 2016.
- [68] S. Grulkowski, Z. Kędra, W. Koc i M. Nowakowski, „Drogi szynowe,” Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk, 2013.
- [69] E. Zajęcki i M. Lustych, „Współpraca koła lokomotyw z szyną w łukach o małych promieniach,” *Trakcja i Wagony*, nr 11-12, pp. <http://zeus.krb.com.pl/?wspolpraca-kola-lokomotyw-z-szyna-w-lukach-o-malych-promieniach,151> (dostęp 22.01.2020), 1980.
- [70] Dokumentacja programu Simpack, „Simpack Documentation, Simpack Release 2017,” Dassault Systemes Simulia Corp., 2016.
- [71] J. Kalker, „On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction,” doctoral thesis, Delft University of Technology, Delft, 1967.
- [72] J. Kalker, „A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 11 no. 1, pp. 1-13, 1982.
- [73] G. Schupp, C. Weidemann i L. Mauer, „Modelling the Contact Between Wheel and Rail Within Multibody System Simulation,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 41, No. 5, p. 349–364, 2004.
- [74] Universal Mechanism 8, „User’s manual, Simulation of Rail Vehicle Dynamics,” <http://www.universalmechanism.com/en/pages/index.php?id=3> (dostęp 23.01.2020), Dokumentacja programu Universal Mechanism 8, 2018.
- [75] J. Piotrowski i W. Kik, „A simplified model of wheel/rail contact mechanics for non-Hertzian problems and its application in rail vehicle dynamic simulations,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 46, Nos.1-2, pp. 27-48, 2008.

- [76] J. Matej, „Wpływ asymetrii struktury dwuosioowych wózków na bezpieczeństwo ruchu wagonu pasażerskiego,” *Pojazdy Szynowe* nr 4, pp. 14-23, 2005.
- [77] M. Sobaś, „Stan i doskonalenie kryteriów bezpieczeństwa przed wykolejeniem pojazdów szynowych (1),” *Pojazdy Szynowe* nr 4, pp. 1-13, 2005.
- [78] B. Marquis and R. Grief, “Application of Nadal limit in the prediction of wheel climb derailment,” in *Proceedings of the ASME/ASCE/IEEE 2011, Joint Rail Conference*, Pueblo, Colorado, USA, 2011, pp. 1-8.
- [79] K. Łukaszewski, „Contribution to modern methods of wheelset guidance / Przyczynek do nowoczesnych metod prowadzenia zestawów kołowych,” *Rail vehicles / Pojazdy szynowe* nr 3, pp. 1-14, 2017.
- [80] M. Opala i R. Melnik, „Ocena zgodności modeli symulacyjnych dynamiki pojazdów szynowych na podstawie testów referencyjnych,” *Logistyka* nr 4, pp. 750-758, 2015.
- [81] T. Piechowiak i A. Sienicki, „Application of natural oscillation values and limit cycles in the analyses of rail vehicles properties / Wykorzystanie wartości drgań własnych i cykli granicznych w analizach właściwości pojazdów szynowych,” *Rail vehicles / Pojazdy szynowe* nr 2, pp. 15-29, 2017.
- [82] T. Tomaszewski, „Symulacje komputerowe dynamiki pojazdów szynowych,” *TTS Technika Transportu Szynowego* nr 10, pp. 58-61, 2004.
- [83] J. Evans i M. Berg, „Challenges in simulation of rail vehicle dynamics,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 47, No. 8, p. 1023–1048, 2009.
- [84] Ł. Farbaniec i M. Mrzygłód, „Badania symulacyjne dynamiki pojazdów szynowych podlegających modernizacji,” *Problemy Eksploatacji* nr 1, pp. 67-74, 2009.
- [85] M. Sowińska, „Analiza właściwości biegowych wózków lekkich pojazdów szynowych na przykładzie wózków z niezależnie obracającymi się kołami,” *Rozprawa doktorska*, Politechnika Poznańska, Poznań, 2018.
- [86] B. Firlik i J. Kwaśnikowski, „Metodyka i wybrane wyniki badań symulacyjnych nowego wózka tramwajowego na tor 1000 mm,” *Logistyka* nr 4, pp. 218-227, 2011.
- [87] A. Sienicki, J. Stępień, E. Kaczmarek i M. Medwid, „OR-8299, Obliczenia mechaniczne i wytrzymałościowe szynowego układu jezdnego samochodu ciężarowego IVECO Eurocargo model HL 130E23W,” *IPS TABOR*, Poznań, 2000.
- [88] Łukasiewicz - IPS „TABOR”, dostęp: 06.02.2020; Łukasiewicz - IPS „TABOR”, 06 02 2020. [Online]. Available: <http://www.tabor.com.pl/projektowanie/multitruck/pojazd-szynowo-drogowy-iveco/>.

- [89] IPS TABOR, „OR-10348, Oferta techniczna, pojazdu szynowo-drogowego, kolejowego ratownictwa technicznego (na tor normalny – 1435mm),” IPS TABOR, Poznań , 2013.
- [90] K. Bryk, K. Łukaszewski i M. Medwid, „OR-10405, Sprawozdanie z oceny bezpieczeństwa ruchu oraz właściwości dynamicznych samochodu ciężarowego IVECO Eurocargo model ML 150E25 WS z szynowym układem jezdny,” IPS TABOR, Poznań, 2013.
- [91] Iveco, dostęp: 06.02.2020;,, Iveco, 06 02 2020. [Online]. Available: <https://www.iveco.com/poland/produkty/pages/samochod-ciezarowy-eurocargo-iveco.aspx>.
- [92] D. Kurpisz i A. Sienicki, „OR-10559, Analiza wytrzymałości koła monoblokowego o średnicy tocznej 400mm przeznaczonego do stosowania w pojeździe szynowo-drogowym,,” IPS TABOR, Poznań , 2014.
- [93] Dz.U. 2014 poz. 867, „Rozporządzenie Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 5 czerwca 2014 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budowle kolejowe i ich usytuowanie,,” 2014.