



POLITECHNIKA KRAKOWSKA im. T. Kościuszki
Wydział Mechaniczny
Katedra Pojazdów Szynowych i Transportu



Dyscyplina: Inżynieria mechaniczna

ROZPRAWA DOKTORSKA

mgr inż. Aleksandra Lisowska-Paluch

**Obliczeniowa metoda badania wytrzymałości zderzeniowej wybranych
elementów bezpieczeństwa pasywnego pojazdów szynowych**

Computational method for studying the crashworthiness
of selected passive safety elements of rail vehicles

Promotor:

dr hab. inż. Maciej Szkoda, prof. PK

Kraków, 2025 r.

Autor pracy: mgr inż. Aleksandra Lisowska-Paluch

Numer pracy

SPIS TREŚCI

Wykaz skrótów i symboli	7
1. Wstęp i zakres pracy	13
2. Charakterystyka problematyki badawczej	16
2.1. Wpływ konstrukcji pojazdu szynowego na bezpieczeństwo ruchu	16
2.2. Symulacyjne metody badania odporności zderzeniowej pojazdów	17
2.3. Testy zderzeniowe w badaniu odporności zderzeniowej pojazdu szynowego	18
2.4. Wymogi bezpieczeństwa dotyczące konstrukcji pojazdów kolejowych w świetle obowiązujących przepisów	20
2.4.1. Techniczne Specyfikacje Interoperacyjności i norma PN-EN 15227	20
2.4.2. Scenariusze zderzeniowe wg normy PN-EN 15227	21
2.4.3. Rozwiązania zabezpieczające przed wspinaniem	23
2.4.4. Strefa przetrwania dla maszynisty i pasażerów	23
2.4.5. Ograniczenie opóźnienia podczas zderzenia	25
2.4.6. Zgarniacze torowe i szynowe	25
3. Identyfikacja systemów bezpieczeństwa w transporcie szynowym	29
3.1. Bezpieczeństwo w transporcie kolejowym	29
3.2. Analiza stanu bezpieczeństwa w transporcie kolejowym	29
3.3. Systemy bezpieczeństwa aktywnego	37
3.3.1. Automatyka bezpieczeństwa pociągu (urządzenia ABP)	38
3.3.2. Europejski System Zarządzania Ruchem Kolejowym (ERTMS)	41
3.3.3. Systemy detekcji osób, zwierząt i innych przeszkód na torach	44
3.4. Elementy bezpieczeństwa pasywnego	45
3.4.1. Absorpcja energii zderzenia	45
3.4.2. Moduły antywspinaniowe	50
3.4.3. Zgarniacze torowe i zgarniacze szynowe	51
3.5. Bezpieczeństwo w ruchu tramwajów	55
3.5.1. Analiza statystyk wypadkowych z udziałem tramwajów	56
3.6. Systemy bezpieczeństwa aktywnego w tramwajach	59
3.6.1. Infrastruktura tramwajowa	59
3.6.2. Systemy wykrywania przeszkód na torach tramwajowych	61
3.7. Elementy systemów bezpieczeństwa pasywnego w tramwajach	62
3.7.1. Absorbery energii zderzenia	62
4. Cel pracy	65
4.1. Zasadność podjęcia tematu	65
4.2. Cel główny, naukowy i użyteczny	65
5. Metodyka badania zderzenia pojazdów szynowych	67
5.1. Przebieg analizy zderzenia pojazdów szynowych	68
5.2. Charakterystyka zastosowanego modelu absorpcyjnego	71
5.3. Analiza numeryczna z zastosowaniem algorytmu Rungego-Kutty	73
5.3.1. Symulacja testu eksperymentalnego	73
5.3.2. Model zderzaków z modułem „crash”	74
5.3.3. Przyjęte założenia	77
5.3.4. Model matematyczny z uwzględnieniem podatności kabiny	77
5.3.5. Model absorberów w zakresie sprężystym	80
5.3.6. Rozwiązanie układu równań różniczkowych	83
5.3.7. Energia pochłonięta przez układ absorpcyjny	87

5.4. Analiza numeryczna z wykorzystaniem MES	89
5.4.1. Przyjęte założenia	89
5.4.2. Kabina maszynisty	92
5.4.3. Charakterystyka absorberów bocznych	94
5.4.4. Wyniki analizy numerycznej	95
5.5. Zderzenie eksperymentalne (crash-test).....	95
5.5.1. Przyjęte założenia	95
5.5.2. Przebieg zderzenia	98
5.5.3. Wyniki testu.....	99
5.6. Porównanie otrzymanych wyników.....	99
5.6.1. Prędkości po zderzeniu pojazdów	100
5.6.2. Energia pochłonięta przez układ absorpcyjny	102
5.6.3. Wnioski z przeprowadzonych badań	106
6. Badania zderzeń dla innych typów absorberów	107
6.1. Opracowane modele matematyczne zderzeń (wg scenariuszy zderzeniowych).....	107
6.1.1. Ogólny model matematyczny zderzenia.....	108
6.1.2. Model zderzenia dwóch jednakowych pojazdów na trasie (scenariusz 1).....	109
6.1.3. Model zderzenia dwóch różnych pojazdów na trasie (scenariusz 2).....	110
6.1.4. Model zderzenia pojazdu z innym stojącym pojazdem (scenariusz 2).....	112
6.1.5. Model zderzenia pojazdu z nieruchomą przeszkodą (scenariusz 3)	113
6.2. Badania innych typów układów absorpcyjnych.....	113
6.2.1. Absorber miękkiej (plaster miodu).....	113
6.2.2. Układ absorberów 2-stopniowych (tramwaju miejskiego City Tram)	125
6.2.3. Układ absorberów 3-stopniowych (tramwaj podmiejski Periurban Tram).....	137
7. Podsumowanie	150
8. Propozycja dalszych badań	153
Literatura	154
Spis tabel i ilustracji	166
Streszczenie	172
Summary	173
Załącznik A	174

WYKAZ SKRÓTÓW I SYMBOLI

SKRÓTY

ABP	– automatyka bezpieczeństwa pociągu
ALARP	– (ryzyko) tak niskie, jak to racjonalnie wykonalne (ang. <i>As Low As Reasonably Practicable</i>)
CA	– czuwak aktywny
CT	– tramwaj miejski (ang. <i>City Tram</i>)
ERTMS	– Europejski System Zarządzania Ruchem Kolejowym (ang. <i>European Rail Traffic Management System</i>)
ETCS	– Europejski System Sterowania Pociągiem (ang. <i>European Train Control System</i>)
ERA	– Europejska Agencja Kolejowa (ang. <i>European Union Agency for Railways</i>)
FBG	– światłowodowa siatka Bragga (ang. <i>Fiber Bragg Grating</i>)
GOP	– Górnośląski Okręg Przemysłowy
GSM-R	– globalny system kolejowej radiokomunikacji ruchomej (ang. <i>Global System for Mobile Communications – Railway</i>)
IOOD	– zgarniacz ukośny wewnątrz konstrukcji (ang. <i>Internal Oblique-type Obstacle Deflector</i>)
ITS	– inteligentny system transportowy (ang. <i>Intelligent Transportation System</i>)
KDP	– kolej dużych prędkości
LRV	– lekki pojazd szynowy (ang. <i>Light Rail Vehicle</i>)
LiDAR	– metoda laserowego wykrywania przeszkód (ang. <i>Light Detection and Ranging</i>)
MES (FEM)	– metoda elementów skończonych (ang. <i>Finite Elements Method</i>)
MMI	– panel zobrazowania dla maszynisty (ang. <i>Multi Media Interface</i>)
NTC	– Narodowy System Kontroli Pociągu (ang. <i>National Train Control</i>)
PT	– podmiejski tramwaj (ang. <i>Periurban Tram</i>)
RBC	– radiowe centrum sterowania (ang. <i>Radio Block Centre</i>)
RTM	– przetłoczone formowanie żywicy (ang. <i>Resin Transfer Moulding</i>)
SHP	– samoczynne hamowanie pociągu
SMS	– system zarządzania bezpieczeństwem (ang. <i>Safety Management System</i>)
SOD	– zgarniacz wystający (ang. <i>Salient Obstacle Deflector</i>)
STM	– model transmisyjny (ang. <i>Specific Transmission Module</i>)
TSI	– Techniczne Specyfikacje Interoperacyjności (<i>Technical Specifications for Interoperability</i>)
UTK	– Urząd Transportu Kolejowego

SYMBOLE

Rozdział 5

5.1. Przebieg analizy zderzenia pojazdów szynowych

- m_{t1max} – maksymalna masa brutto pojazdu 1; np. $n_{o1} \times 20[t]$ -mk
 m_{t2max} – maksymalna masa brutto pojazdu 2; np. $n_{o2} \times 20[t]$
 n_{oi} – liczba osi i-tego wagonu testowego
 m_{kc} – masa zaprojektowanej kabiny motorniczego
 m_k – masa testowej kabiny motorniczego
 E_k – energia kinetyczna układu
 E_b – energia pochłonięta przez elementy absorpcyjne
 e – współczynnik energii pochłoniętej, $e = (E_k + E_b) / E_{abs}$
 e_{Xt} – współczynnik energii pochłoniętej dla wybranego wariantu absorberów
 e_{Xd} – współczynnik energii pochłoniętej dla testu doświadczalnego
 δ – dopuszczalny procentowy niedobór lub nadmiar energii pochłoniętej

5.3. Analiza numeryczna z zastosowaniem algorytmu Rungego-Kutty

- m_{t1max} – maksymalna masa brutto pojazdu 1.
 m_{t2max} – maksymalna masa brutto pojazdu 2.
 n_{oi} – liczba osi wagonu testowego
 m_{kc} – masa zaprojektowanej kabiny motorniczego
 m_k – masa testowej kabiny motorniczego
 δ – dopuszczalny procentowy niedobór energii pochłoniętej
 v_1 – prędkość pojazdu najeżdżającego
 v_2 – prędkość pojazdu oporowego
 v_k – prędkość kabiny
 m_{t1} – masa pojazdu najeżdżającego
 m_{t2} – masa pojazdu oporowego
 k_0 – sztywność sprężyny między pojazdem najeżdżającym a zderzakami
 k_1 – sztywność sprężyny między absorberami rurowymi a kabiną
 k_2 – sztywność sprężyny między kabiną a zderzakami
 x_{t1} – przemieszczenie pojazdu najeżdżającego
 x_{t2} – przemieszczenie pojazdu oporowego
 x_k – przemieszczenie kabiny

x_a	– przemieszczenie absorberów rurowych
x_b	– przemieszczenie zderzaków z modułem „crash”
T_a	– siła wzdłużna obciążająca absorbery rurowe
T_b	– siła wzdłużna obciążająca zderzaki z modułem „crash”
E_k	– energia kinetyczna układu
E_s	– energia pochłaniana przez sprężyny o sztywnościach k_1 i k_2
E_a	– energia pochłaniana przez absorbery rurowe
E_b	– energia pochłaniana przez zderzaki z modułem „crash”
z_{bk}	– 1. zatrzymanie i początek odciążania
z_{ob}	– zatrzymanie odciążania
z_{zb}	– powrót na część poziomą, koniec odciążania

Rozdział 6

6.1. Badania zderzeń dla innych typów absorberów

v	– prędkość pojazdu/przeszkody
m	– obliczeniowa masa jednego
m_p	– masa pudła wagonu
m_w	– masa 1 wózka
m_o	– sumaryczna masa pasażerów
T_s	– maksymalna początkowa siła wywołana oporem w absorberach
l_s	– współrzędna odpowiadająca „peakowi” (siła sprężysta) T_s
Δ_s	– długość części charakterystyki absorberów zawierającej <i>peak</i> T_s
T	– ustabilizowana siła oporu w absorberach
x_z	– punkt zwrotny w działaniu absorberów
x_o	– punkt odciążenia absorberów
l	– długość części płaskiej charakterystyki absorberów
l_c	– długość całkowita charakterystyki absorberów

6.2.1 Absorber miękki (plaster miodu)

P_a	– siła obciążająca absorber
P_z	– maksymalna siła obciążająca zderzaki
v	– prędkość pojazdu
k	– sztywność pary zderzaków

x_1	– współrzędna określająca położenie pojazdu najeżdżającego,
x_2	– współrzędna określająca położenie pojazdu oporowego,
m_1	– masa pojazdu najeżdżającego
m_2	– masa pojazdu oporowego
v_1	– prędkość pojazdu najeżdżającego
v_2	– prędkość pojazdu oporowego
l_{z1}, l_{z2}	– długości robocze zderzaków
l_z	– sumaryczna długość robocza zderzaków
l_a	– długość skoku absorbera
l_c	– długość całkowita skoku układu absorpcyjnego
λ	– wielkość pomocnicza (stosunek długości zakresów działania zderzaków)
E_{zd}	– energia pochłaniana przez dwa zderzaki Ringfeder
$E_{1,}$	– energia pochłonięta przez zderzak
$E_{2,}$	– energia pochłonięta przez absorber miękkiej
E_{ua}	– energia pochłaniana przez cały układ absorpcyjny

6.2.2 Układ absorberów 2-stopniowych (tramwaju miejskiego City Tram)

P_{z1}	– minimalna siła obciążająca część sprężystą charakterystyki zderzaka
P_{z2}	– maksymalna siła obciążająca część sprężystą charakterystyki zderzaka
l_z	– długość części sprężystej charakterystyki zderzaka
P_a	– ustabilizowana siła w absorberze
l_a	– długość części płaskiej charakterystyki absorbera
E_{zd}	– energia pochłaniana przez 2 zderzaki
E_a	– energia pochłaniana przez absorber

6.2.3 Układ absorberów 3-stopniowych (tramwaj podmiejski Periurban Tram)

P_{a1}	– siła obciążająca 1. absorber
P_{a2}	– siła obciążająca 2. absorber
P_z	– maksymalna siła obciążająca zderzaki
k	– sztywność 2 zderzaków
m_p	– masa pudła wagonu
m_w	– masa 1 wózka
m_o	– sumaryczna masa pasażerów
x_1	– współrzędna określająca położenie pojazdu najeżdżającego,

- x_2 – współrzędna określająca położenie pojazdu oporowego,
- m_1 – masa pojazdu najeżdżającego
- m_2 – masa pojazdu oporowego
- v_1 – prędkość pojazdu najeżdżającego
- v_2 – prędkość pojazdu oporowego
- l_{z1}, l_{z2} – długości robocze zderzaków
- l_{a1} – długość 1 absorbera
- l_{a2} – długość 2 absorbera
- λ_1, λ_2 – wielkości pomocnicze
- E_{zI} – energia przejmowana przez 1. część układu
- E_{zII} – energia przejmowana przez 2. część układu
- E_{a1} – energia przejmowana przez 1. absorber
- E_{a2} – energia przejmowana przez 2. absorber
- E_1, E_{ua} – energia pochłaniana przez urządzenia absorpcyjne jednego pojazdu

Załącznik A

Wpływ ruchu obrotowego zestawów kołowych oraz oporów ruchu pojazdu

- F_{res} – wartość siły oporów ruchu
- m_{wag} – masa wagonów
- n_{wag} – liczba wagonów w składzie
- v – prędkość pociągu
- v_w – prędkość wiatru, w Europie Środkowej średnio $v_w = 2,7 \div 4,2$ m/s
- g – przyspieszenie ziemskie ($g = 9,81$ m/s²)

1. WSTĘP I ZAKRES PRACY

Kolej w Europie istnieje od ponad 200 lat i zawsze odgrywała ogromną rolę w rozwoju przemysłu i gospodarki, w tym chociażby turystyki. Do głównych zalet, mających wpływ na popularność tej gałęzi transportu, należy między innymi zaliczyć: mniejsze oddziaływanie na środowisko w porównaniu do innych środków transportu, dużą przepustowość, dzięki której istnieje możliwość przewiezienia nawet kilkuset pasażerów czy kilku tysięcy ton ładunku w jednym pociągu, niezawodność i przede wszystkim wysokie standardy bezpieczeństwa. Bezpieczeństwo tego środka transportu stanowi podstawę oceny jego funkcjonowania i jest kluczowym wyznacznikiem jakości usług przewozowych.

Transport kolejowy, obok transportu lotniczego czy morskiego, należy do najbezpieczniejszych form przemieszczania się na świecie, a dane opublikowane przez Europejską Agencję Kolejową (ERA – European Railway Agency) zdają się tylko to potwierdzać [1]. Biorąc pod uwagę statystyki wypadkowe zebrane z krajów Unii Europejskiej, ryzyko wystąpienia śmiertelnych skutków jest pięćdziesięciokrotnie mniejsze niż w przypadku transportu samochodowego.

Bardzo podobnie jest w przypadku transportu tramwajowego. Wyniki analiz wypadków, mających miejsce na terenie aglomeracji, gdzie eksploatowane są tramwaje, potwierdzają, że najmniejszy odsetek incydentów stanowią wypadki spowodowane przez kierujących tymi właśnie pojazdami.

Transport szynowy swoje zalety w dziedzinie bezpieczeństwa zawdzięcza szerokiej gamie rozwiązań systemowych zabezpieczających przed występowaniem zdarzeń niepożądanych – w tym wypadków oraz incydentów, ale również samej konstrukcji. Przedsiębiorstwa zajmujące się projektowaniem i produkcją pojazdów szynowych dokładają wszelkich starań, by sprostać obecnie obowiązującym wymogom bezpieczeństwa, mając na uwadze również opłacalność stosowania odpowiednich rozwiązań. Głównym zadaniem, przed którym producenci pojazdów szynowych są obecnie stawiani to zapewnienie wytrzymałości i odporności zderzeniowej, czyli właściwości konstrukcji pojazdu, charakteryzującej zdolność do absorpcji energii w trakcie ewentualnego uderzenia w inny pojazd lub przeszkodę, celem zmniejszenia ryzyka urazów czy śmierci uczestników zdarzenia (pasażerów i maszynisty lub motorniczego).

Aby sprawdzić, czy konstrukcja projektowanych pojazdów rzeczywiście spełnia tę rolę, wdrażany jest szereg czasochłonnych badań obliczeniowych i symulacyjnych,

aby ostatecznie mieć możliwość weryfikacji wyników obliczeń z wartościami uzyskanymi poprzez testy zderzeniowe (crash-testy). Te z kolei organizowane są na przeznaczonych do tego celu, wcześniej przygotowanych torach doświadczalnych. Przeprowadzanie takich eksperymentów pozwala na otrzymanie rzeczywistych wartości np. przyspieszenia, przemieszczenia czy zdolność pochłaniania energii uderzenia przez badany element. Daje również możliwość obserwacji zachowywania się dwóch pojazdów w trakcie wystąpienia zderzenia.

Niniejsza rozprawa doktorska składa się z dwóch zasadniczych części. W pierwszej z nich dokonano identyfikacji obszaru tematycznego, obejmującej analizę przepisów prawnych oraz literatury naukowej w zakresie szeroko rozumianego bezpieczeństwa w transporcie szynowym, druga natomiast skupia się na metodach symulacji zderzeń pojazdów szynowych.

W pierwszej części pracy wymienione i opisane zostały metody badania odporności zderzeniowej, w tym również rola rzeczywistych testów zderzeniowych w takich działaniach. W kolejnym rozdziale omówiono najważniejsze wymogi formalne w zakresie bezpieczeństwa w transporcie szynowym, w oparciu o Techniczne Specyfikacje Interoperacyjności oraz normę PN-EN 15227 (*Kolejnictwo - Wymagania dotyczące wytrzymałości zderzeniowej pojazdów szynowych*), skupiając się głównie na rozwiązaniach, zmniejszających skutki zderzenia pojazdów w trakcie wypadku. Kolejna część zawiera statystyki wypadkowe dla transportu kolejowego oraz tramwajów. W tym samym rozdziale dokonano także analizy literatury w zakresie bezpieczeństwa w transporcie szynowym, rozróżniając bezpieczeństwo czynne (aktywne) oraz bierne (pasywne). Wymieniono i opisano najważniejsze systemy bezpieczeństwa czynnego, mające za zadanie zapobiec wystąpieniu zdarzenia wypadkowego, a także elementy bezpieczeństwa biernego, tj. konstrukcje odpowiedzialne za pochłonięcie energii uderzenia, chroniące przed wykołaceniem czy najechaniem jednego pojazdu na drugi (tzw. systemy antywspinaniowe).

Druga część – badawcza, skupia się przede wszystkim na metodach badania wytrzymałości i odporności zderzeniowej pojazdów szynowych, a jej kluczowym aspektem jest opracowana metoda obliczeniowa (numeryczna), służąca badaniu zachowania pojazdów szynowych w trakcie zderzenia, z uwzględnieniem konkretnego elementu absorpcyjnego. Na początku części badawczej omówiono zasadność podjęcia wybranej tematyki oraz postawiono cel. Przedstawiono metodykę badań oraz przyjęte założenia, w tym również analizowany układ absorpcyjny. Kolejnym krokiem było

przedstawienie trzech metod badań zderzeniowych pojazdów szynowych. Pierwszym punktem części badawczej było opracowanie analizy numerycznej z wykorzystaniem algorytmu Rungego-Kutty jako metody symulacji testów zderzeniowych, co było głównym celem pracy. Następnie przedstawiono wyniki symulacji zderzenia przy zastosowaniu odpowiedniego oprogramowania wykorzystującego Metodę Elementów Skończonych (Open Radioss). Jako ostatni, opisany został sposób przeprowadzania badań na obiektach rzeczywistych (tzw. crash-testów), których wyniki stanowiły układ odniesienia dla pozostałych metod.

W kolejnym rozdziale opisano modele matematyczne oraz rozwiązania symulacji zderzeń pojazdów szynowych dla innych układów absorpcyjnych z wykorzystaniem algorytmu Rungego-Kutty.

W ostatnich dwóch rozdziałach podsumowano badania podjęte w rozprawie doktorskiej, w tym również wyniki uzyskane na podstawie symulacji z zastosowaniem trzech metod, a także zaproponowano działania, które mogłyby rozszerzyć opisywany w pracy zakres.

Pracę uzupełniono wykazem najważniejszych skrótów i oznaczeń oraz spisem literatury.

2. CHARAKTERYSTYKA PROBLEMATYKI BADAWCZEJ

2.1. Wpływ konstrukcji pojazdu szynowego na bezpieczeństwo ruchu

W sytuacji, kiedy następuje zderzenie pojazdu szynowego z drugim pojazdem poruszającym się po torach, samochodem bądź inną przeszkodą, konstrukcja pojazdu musi zapewnić bezpieczeństwo pasażerów i maszynisty lub motorniczego, co rozumie się przez minimalizację skutków wypadku, np. poprzez zmniejszenie opóźnienia, zapewnienia strefy przetrwania prowadzącemu pojazd lub pasażerom, absorpcji energii uderzenia. Na etapie projektowania pod uwagę branych jest wiele aspektów, takich jak:

- przeznaczenie pojazdu,
- kategoria konstrukcyjna pojazdu,
- stopień zaawansowania infrastruktury,
- wyposażenie infrastruktury.

W przypadku przewozu towarowego głównym celem jest zapewnienie bezpieczeństwa przewożonym towarom, które mogą być podatne na oddziaływania między wagonami czy warunki atmosferyczne. W przypadku przewozów pasażerskich – czy to koleją czy tramwajami, sytuacja jest nieco bardziej złożona, gdyż w przypadku wystąpienia zdarzenia niepożądanego, w grę wchodzi zdrowie i życie ludzkie.

W tym właśnie celu, w ślad za wymogami zawartymi w normie PN-EN 15227 [2], wdrażane są systemy i elementy łagodzące skutki potencjalnych zdarzeń z udziałem pojazdów szynowych. Najbardziej narażone na uszkodzenie są wówczas skrajne fragmenty pojazdu, zatem właśnie tam instalowane są odpowiednie podzespoły odpowiedzialne za bezpieczeństwo. Są to komponenty, takie jak absorbery (tzw. elementy crash), odkształcalne plastycznie elementy kabiny maszynisty/motorniczego i moduły antywspinaniowe (ang. *anti climbing devices*). W momencie uderzenia pojazdu szynowego w jakąkolwiek przeszkodę, to właśnie te elementy zabezpieczają przed opóźnieniem, które ma miejsce podczas uderzenia, wykolejeniem składu – w tym przemieszczeniami pionowymi, czyli zjawiskiem znanym jako najechanie jednego pojazdu na drugi lub całkowitym zgnieceniem kabiny [3].

Energia kinetyczna pojazdu wzrasta wprost proporcjonalnie do kwadratu jego prędkości. Chcąc zatem projektować i wprowadzać do eksploatacji na polskiej sieci kolejowej pojazdy dużych prędkości, niezbędny jest rozwój nowych technologii odpowiedzialnych za bezpieczeństwo konstrukcyjne pojazdów.

2.2. Symulacyjne metody badania odporności zderzeniowej pojazdów

Podczas projektowania i produkcji pojazdów szynowych, pod uwagę należy wziąć wiele aspektów. Jednym z podstawowych wymogów jest odporność konstrukcji na zderzenie z innym pojazdem lub przeszkodą. Analizy wytrzymałościowe służą głównie ocenie właściwości mechanicznych poszczególnych elementów konstrukcyjnych pojazdu. Teoretyczna analiza wytrzymałości konstrukcyjnej w przypadku prostych elementów nie jest wymagająca, natomiast nie sprawdza się przy badaniu zderzeń pojazdów kompletnych, mających nierzadko skomplikowaną budowę. Pod uwagę należy również wziąć nieliniowość badanych układów, jaka występuje przy tego typu analizach [4], [5], [6].

W tym właśnie celu konstruktorzy pojazdów szynowych stosują odpowiednie oprogramowanie, pozwalające na analizę układów dynamicznych [7], [8], [9], [10]. Obecnie programy te działają w oparciu o Metodę Elementów Skończonych (MES), a do najczęściej stosowanych należą m.in. LS Dyna [11], [12] – najbardziej znany i stosowany od ponad 40 lat, wszechstronny program, umożliwiający analizę szybkozmiennych procesów mechanicznych, Ansys, Abaqus [13], Nastran [14] czy też mniej upowszechniony OpenRadioss [15]. Do tego typu analiz wykorzystywane bywa także matematyczno-symulacyjne środowisko służące wykonywaniu obliczeń i wizualizacji wyników, jakim jest MATLAB (moduł Simulink) [16].

Analizy numeryczne z wykorzystaniem powyższych programów charakteryzują się wysoką dokładnością oraz szerokim wachlarzem możliwości.

Symulacje zderzeń pojazdów szynowych wymagają rozwiązywania układów równań różniczkowych, które opisują m.in. ruch pojazdów, tłumienie energii. Równania te mają zazwyczaj postać nieliniową, zatem nie ma możliwości rozwiązania ich w sposób analityczny, dlatego też stosuje się metody numeryczne. Taką metodą jest algorytm Rungego-Kutty czwartego rzędu (RK4). Rozwiązuje on równania różniczkowe zwyczajne pierwszego rzędu w postaci:

$$\frac{dy}{dt} = f(t, y), \quad y(t_0) = y_0$$

gdzie y oznacza wektor stanu (przemieszczenia, prędkości), a f jest funkcją opisującą dynamikę ruchu i siły oddziaływań. Schemat rozwiązywania równań różniczkowych z zastosowaniem algorytmu Rungego-Kutty czwartego rzędu polega na obliczeniu czterech pochodnych stanu w ramach jednego kroku czasowego. Metoda ta uwzględnia wartości na początku, w środku i na końcu kroku, a następnie je uśrednia, w przeciwieństwie do metody Eulera, która korzysta jedynie z informacji z początku kroku.

Jest to bardzo istotne ze względu na szybko zmieniające się wartości w dynamice zderzeń pojazdów szynowych [17].

2.3. Testy zderzeniowe w badaniu odporności zderzeniowej pojazdu szynowego

Następstwem otrzymanych wyników symulacji komputerowej są testy na obiektach rzeczywistych. Wyniki symulacji mogą być dzięki temu zweryfikowane w oparciu o wyniki badań na obiektach rzeczywistych – eksperymentalnych testach zderzeniowych. Testy te zazwyczaj przeprowadzane są na wydzielonym, odpowiednio przygotowanym torze doświadczalnym.

Przykładem takiego miejsca jest tor doświadczalny zlokalizowany w okolicach Żmigrodu, w województwie dolnośląskim. Pętla o długości 7725 m została oddana do użytku w roku 1996 i obecnie jest jedynym tego typu miejscem w naszym kraju, jednym z sześciu w Europie i jednym z ośmiu na całym świecie [18]. Obiekt zarządzany jest przez Instytut Kolejnictwa oraz jego jednostkę – Ośrodek Eksploatacji Toru Doświadczalnego [19], [20]. Testy, zlecone uprzednio przez producentów taboru kolejowego oraz tramwajów, przygotowywane są w okresie od kilku do kilkunastu tygodni. W tym czasie analizowane są wszystkie czynniki zewnętrzne, które mogą mieć wpływ na wyniki przeprowadzonego testu (np. prędkość wiatru w dniu planowanego zderzenia). Do przeprowadzenia crash-testu najczęściej wykorzystuje się dwa wagony, równomiernie obciążone balastami (w postaci stalowych skrzyń wypełnionych np. betonem) o ustalonych wcześniej masach – wagon najeżdżający i wagon oporowy (rys. 2.1, rys. 2.2).



Rys. 2.1. Testowy pojazd najeżdżający (tzw. taran) z zamontowaną kabiną i absorberami bocznymi, zdjęcie wykonane podczas przygotowywania testu eksperymentalnego (zdj. A. Lisowska-Paluch)



Rys. 2.2. Kabina pojazdu najeżdżającego oraz fragment wagonu oporowego (zdj. A. Lisowska-Paluch)

Przeprowadzanie tego typu testów eksperymentalnych pozwala na weryfikację wcześniej przeprowadzonych obliczeń numerycznych, co z kolei przyczynia się do możliwości oceny wytrzymałości oraz zachowania się elementów konstrukcyjnych w trakcie zderzenia. Dzięki testom zderzeniowym producenci pojazdów otrzymują informację zwrotną czy ich pojazd zapewnia wymaganą ochronę pasażerom i maszyniście, czy też należy wdrożyć dalsze działania na rzecz poprawy stanu bezpieczeństwa konstrukcyjnego danego pojazdu.

Ze względu na kwestię poprawy bezpieczeństwa w transporcie szynowym, bardzo ważne były także projekty SAFETRAIN^a i SAFETRAM^b. Badania w ramach tych projektów były przeprowadzane na obiektach rzeczywistych na wcześniej wspomnianym torze doświadczalnym w Żmigrodzie, a ich głównym celem była analiza odporności zderzeniowej pojazdów szynowych. Badania dla projektu SAFETRAIN organizowano w latach 1997 - 2001 i skupiały się one na weryfikacji odporności zderzeniowej pociągów, podczas gdy projekt SAFETRAM polegał na analizie wytrzymałości elementów bezpieczeństwa biernego tramwajów. Działania w ramach projektu SAFETRAM trwały od 2001 do 2004 r [21].

Zakres konkretnie podjętych działań, a także ich wyniki opisane zostały w raportach końcowych oraz kilku publikacjach naukowych [22], [23], [24]. Efektem obu wspomnianych projektów był wkład do normy europejskiej PN-EN 12663 [25], a także do normy PN-EN 15227 [2], która obecnie stanowi kluczowy dokument dla konstruktorów i producentów pojazdów szynowych w zakresie wymagań wytrzymałościowych elementów bezpieczeństwa biernego pojazdów szynowych.

2.4. Wymogi bezpieczeństwa dotyczące konstrukcji pojazdów kolejowych w świetle obowiązujących przepisów

2.4.1. Techniczne Specyfikacje Interoperacyjności i norma PN-EN 15227

W celu zintegrowania systemu kolei państw europejskich zarówno w odniesieniu do budowy taboru, jak również w zakresie zasad jego eksploatacji i utrzymania oraz powiązań z innymi podsystemami, Komisja Europejska uwzględniła traktat o funkcjonowaniu Unii Europejskiej oraz dyrektywę Parlamentu Europejskiego i Rady 2008/57/WE z dnia 17 czerwca 2008 r. w sprawie interoperacyjności systemu kolei we Wspólnocie (aktualnie Dyrektywa (UE) 2016/797 [26]) i przyjęła m.in. rozporządzenie w sprawie technicznej specyfikacji interoperacyjności odnoszącej się do podsystemu „Tabor – lokomotywy i tabor pasażerski” systemu kolei w Unii Europejskiej [27] (w skrócie TSI Loc&Pas). Punkt 4.2.2.5 TSI Loc&Pas zakłada, iż celem projektowania pojazdów z uwzględnieniem odporności zderzeniowej, a co za tym idzie również wszystkich elementów odpowiedzialnych za bezpieczeństwo bierne, jest zapewnienie ochrony osób znajdujących się wewnątrz pojazdu poprzez:

^a Projekt SAFETRAIN, *Train Crashworthiness for Europe, Railway Vehicle Design and Occupant Protection.*, proj. nr BRPR-CT97-0457, BE-3092.

^b Projekt SAFETRAM, *Passive safety of Tramways for Europe.*, proj. nr: G3RD-CT-2001-00492.5PR KE.

- zastosowanie elementów pochłaniających energię w chwili zderzenia w sposób kontrolowany,
- zmniejszenie ryzyka najechania jednego pojazdu na drugi (tzw. wspinania),
- zapewnienie strefy bezpieczeństwa dla maszynisty,
- ograniczenie opóźnienia,
- zmniejszenie ryzyka wykolejenia oraz skutków uderzenia pojazdu w przeszkodę znajdującą się na torach [28].

W zakresie bezpieczeństwa biernego TSI powołuje się również na normę PN-EN 15227 (*Kolejnictwo - Wymagania dotyczące wytrzymałości zderzeniowej dla pojazdów szynowych*) [2].

Wg powyższej normy, uwzględnienie wszelkich możliwych kombinacji kolizji pojazdów oraz ochrona pasażerów przed skutkami wszystkich zdarzeń niepożądanych, jakie mogą mieć miejsce, jest niepraktyczne, zatem uwzględnia się jedynie wybrane warunki. Dokument wprowadza podział na kategorie konstrukcyjne pojazdów oraz ustala typy zdarzeń niepożądanych z udziałem pojazdu szynowego, czyli tzw. scenariusze zderzeniowe.

2.4.2. Scenariusze zderzeniowe wg normy PN-EN 15227

W celu zastosowania normy do projektowania badań zderzeniowych, należy przede wszystkim określić kategorię konstrukcyjną pojazdu. Ogólna klasyfikacja pojazdów szynowych oraz informacje dotyczące weryfikacji wytrzymałościowej ich nadwozi na obciążenia statyczne i dynamiczne znajdują się w zapisach normy PN-EN 12663 [25], jednak dopiero ustalenia, które zawarte są w treści normy PN-EN 15227 (tabela 2.1) odnoszą się do sytuacji, które mogą wystąpić podczas zderzeń.

Tabela 2.1. Konstrukcyjne kategorie odporności zderzeniowej pojazdów szynowych

Kategoria	Definicja	Przykłady pojazdów
C-I	Pojazdy ciężkie, zaprojektowane do pracy w sieci międzynarodowej, krajowej oraz regionalnej	Lokomotywy, wagony oraz zespoły trakcyjne
C-II	Miejskie pojazdy przeznaczone do pracy na odpowiednio skonstruowanej infrastrukturze, bez przejazdów kolejowych i bez połączenia z ruchem drogowym	Pojazdy metra
C-III	Lekkie pojazdy szynowe przeznaczone do pracy w mieście i sieci regionalnej, współdziałające z ruchem samochodowym	Tramwaje dwusystemowe oraz tramwaje podmiejskie
C-IV	Tramwaje	Tramwaje jednokierunkowe lub dwukierunkowe

Kolejna klasyfikacja dotyczy już poszczególnych scenariuszy kolizji. Trzeba podkreślić, że nie jest możliwe zaprojektowanie konstrukcji pojazdu, która chroniłaby użytkowników kolei w każdym typie zdarzenia wypadkowego.

Scenariusze kolizji zaprezentowane w tabeli 2.2 nie są jedynymi możliwościami, odnoszącymi się do infrastruktury kolejowej. Trudno również jest rozważyć wszystkie kombinacje pojazdów, aby spełnić wymagania bezpieczeństwa. Wymogiem jest jednak, by zapewnić odpowiedni poziom ochrony pasażerom oraz prowadzącemu pojazd. Norma definiuje zatem 4 podstawowe typy scenariuszy zdarzeń niepożądanych, jakie mogą wystąpić podczas eksploatacji.

Tabela 2.2. Scenariusze zderzeniowe wg normy PN-EN 15227

Scenariusz	Typ zderzenia	Zastosowanie
Scenariusz 1.	Czołowe zderzenie dwóch identycznych pojazdów szynowych	Scenariusz odnosi się także do sytuacji, kiedy jeden pojazd uderza w identyczny pojazd (ruchomy bądź nieruchomy) oraz w przypadku, gdy kolizja ma miejsce między podobnymi pojazdami wyposażonymi w identyczne układy sprzęgające.
Scenariusz 2.	Czołowe zderzenie dwóch różnych pojazdów szynowych	W zależności od kategorii konstrukcyjnej pojazdu, uwzględnia się zderzenie pojazdu szynowego z innym typem taboru oraz urządzeniami zatrzymującymi (ścianami lub kołami oporowymi).
Scenariusz 3.	Czołowe zderzenie z dużą przeszkodą	W przypadku tego scenariusza głównie uwzględnia się zderzenie pojazdu szynowego z dużą przeszkodą, np. pojazdem drogowym.

Scenariusz 4.	Czołowe zderzenie z małą przeszkodą	Ten scenariusz określa zderzenie pojazdu szynowego z przeszkodami, których środek ciężkości znajduje się poniżej czoła pociągu (np. samochód osobowy na przejeździe kolejowym, zwierzęta, gruz).
---------------	-------------------------------------	--

W TSI (pkt. 4.2.2.5, ppkt. 5) zamieszczono także wymogi dotyczące konstrukcji pojazdu, które muszą zostać spełnione w trakcie zderzenia.

2.4.3. Rozwiązania zabezpieczające przed wspinaniem

W przypadku wystąpienia zderzenia czołowego dwóch pojazdów szynowych na skrajnych częściach pojazdów lub pomiędzy pojazdami składającymi się na pociąg może wystąpić zjawisko wspinania (najechnia jednego pojazdu na drugi). Norma PN-EN 15227 określa trzy sposoby zapobiegania temu zjawisku:

- zastosowanie systemów połączeń między pojazdami z ograniczeniem ruchu,
- konfiguracja jednostki kolejowej (np. przegubowe pojazdy na pośrednich łączeniach),
- montowanie modułów antywspinaniowych.

Odporność na wspinanie oceniana jest na podstawie wyników symulacji zderzenia dla scenariusza 1, wykorzystując przy tym szczegółowy model stref zgniotu na końcach pojazdu. Podczas wykonywania symulacji w oparciu o wymagania normy PN-EN 15227 początkowe przesunięcie pionowe wynosi 40 mm, przy uwzględnieniu, że pociąg nieporuszający się znajduje się na niższym poziomie, niż pociąg będący w ruchu.

Za dopuszczalną odporność na wspinanie uznaje się sytuację, gdy podczas całej symulacji pojazdy utrzymują kontakt z torem, a przemieszczenie pionowe nad szyną co najmniej dwóch zestawów kołowych nie przekracza 75% nominalnej średnicy obręczy koła.

2.4.4. Strefa przetrwania dla maszynisty i pasażerów

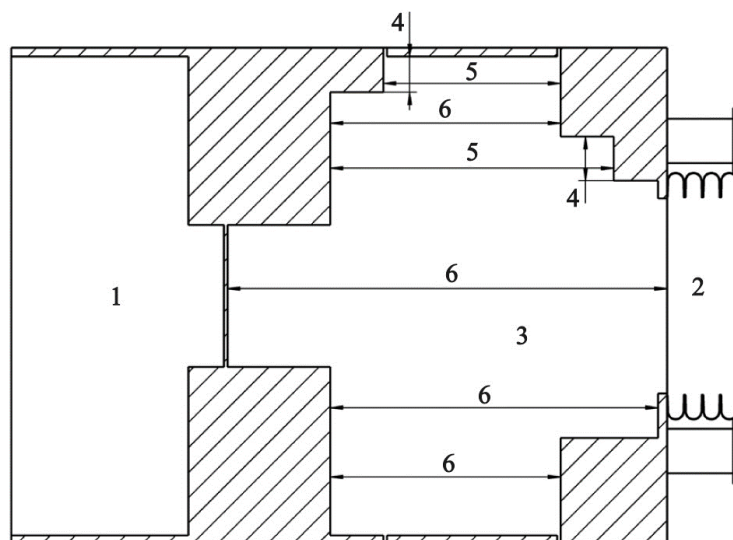
Aby zachowana została strefa przetrwania, konstrukcja pojazdu musi wytrzymać maksymalne siły, które są na nią wywierane podczas sekwencji pełnego zgniecia elementów pochłaniających energię. Lokalne odkształcenia plastyczne i miejscowe wyboczenia są w świetle zapisów normy dopuszczalne.

Dla każdej strefy przetrwania należy zapewnić co najmniej jedną drogę ewakuacji (przez wyznaczone drzwi lub okno ewakuacyjne). Deformacja konstrukcji pojazdu nie powinna uniemożliwiać korzystania z dróg ewakuacji. Wewnętrzne powierzchnie przedniej szyby oraz szyb bocznych czołowych pojazdów powinny być podparte wzdłuż

krawędzi i w przypadku zderzenia nachodzić na konstrukcję pojazdu, zabezpieczając tym przed wpadnięciem szyby do środka pojazdu.

W przypadku przestrzeni pasażerskiej, dla każdego ze scenariuszy zderzeniowych, należy zapewnić strefę przetrwania dla pasażerów, uwzględniając poniższe kryteria:

- zmniejszenie długości stref przetrwania dla pasażerów w miejscach siedzących nie może przekraczać 50 mm na każde 5 m długości, odkształcenie plastyczne w strefie przetrwania nie może przekraczać 10% maksymalnego odkształcenia materiału;
- w obszarach tymczasowego przebywania osób, tj. przedsionki przy drzwiach lub miejsca stojące, wykorzystywane jako strefy zgniotu, odległość wzdłużna o wymiarze poprzecznym większym niż 250 mm nie może być zmniejszona o więcej niż 30% (rys. 2.3).



Rys. 2.3. Wymagania dotyczące prześwietu w strefie zgniotu w obszarze tymczasowego przebywania [2]; oznaczenia: 1 – obszar miejsc siedzących (strefa przeżycia pasażerów), 2 – obszar przejścia, 3 – obszar tymczasowego przebywania (np. przedsionek), 4 – wymiar poprzeczny nie większy niż 250 mm, 5 – przeświet wzdłużny nie wymagany, 6 – przeświet wzdłużny wymagany

Z wymagań dotyczących zapewnienia strefy przetrwania wyłączone są przejścia pomiędzy wagonami.

W przypadku wymagań dotyczących kabiny maszynisty, należy zapewnić strefę przetrwania poprzez zastosowanie co najmniej jednego z poniższych kryteriów:

- wokół siedzenia maszynisty należy zapewnić przestrzeń bezpieczną, uwzględniając pozycję siedzenia oraz wzrost maszynisty;

- w sąsiedztwie siedzenia maszynisty należy utrzymywać przestrzeń bezpieczną o długości i szerokości co najmniej 0,75 m oraz co najmniej 80% wysokości między poziomem podłogi i sufitu.

Ponadto wewnętrzna strona szyby przedniej powinna być podparta wzdłuż krawędzi zachodząc na strukturę kabiny maszynisty, w celu ograniczenia jej wtargnięcia do kabiny w przypadku kolizji.

2.4.5. Ograniczenie opóźnienia podczas zderzenia

Średnie opóźnienie rozważane jest w czasie trwania zderzenia, gdzie za początek zderzenia uważa się moment, w którym różnica między siłami wzdłużnymi działającymi na przeciwległe końce pojazdu przekracza 0, natomiast za koniec – moment, kiedy wszystkie uczestniczące w zderzeniu pojazdy osiągną tę samą prędkość (dopuszczalna jest względna różnica $< 1\%$ prędkości początkowej) lub po pochłonięciu 95% energii uderzenia.

Dla każdego ocenianego pojazdu maksymalna wartość średniego opóźnienia nie może przekraczać 10 g dla zderzenia trwającego 30 ms oraz 5 g dla zderzenia trwającego 120 ms (tabela 2.3).

Tabela 2.3. Poziomy dopuszczalnych średnich opóźnień wzdłużnych [2]

Przyspieszenie ($g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$)	Czas trwania zderzenia [ms]
10	30
5	120

Głównymi podzespołami odpowiedzialnymi za ograniczanie opóźnienia podczas zderzenia są absorbery montowane na przodzie pojazdu lub elementy konstrukcyjne kabiny maszynisty, zdolne do plastycznych odkształceń. W celu złagodzenia sił wzdłużnych stosuje się również zderzaki kolejowe, które w przypadku zderzenia także mają za zadanie pochłonąć część energii.

2.4.6. Zgarniacze torowe i szynowe

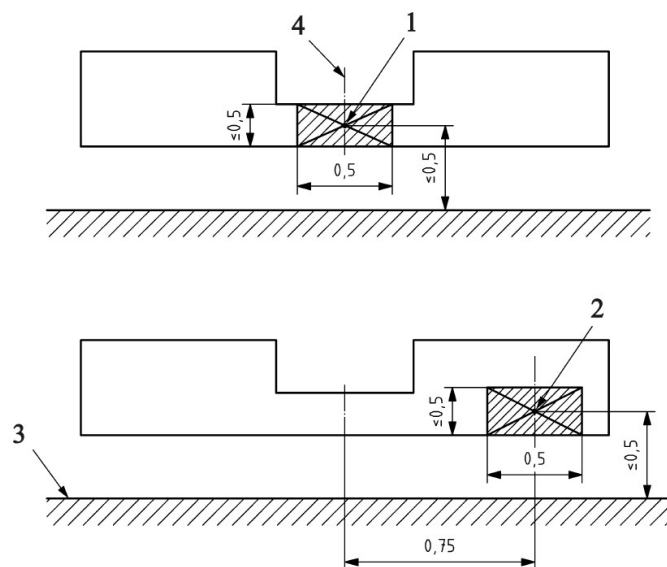
Punkt 4.2.2.5, ppkt. 8 ujęty w TSI LOC&PAS określa, iż w celu ograniczenia zderzenia z przeszkodą na torze oraz wpadnięciu przeszkody pod pojazd, a tym samym wykolejeniu pojazdu, stosuje się zgarniacze torowe. W widoku z góry zgarniacz torowe powinien mieć kształt zbliżony do profilu „V” o kącie rozwarcia nie większym niż 160° . Dolna krawędź zgarniacza powinna znajdować się tak blisko toru, jak pozwala na to

skrajnia pojazdu. Zgarniacz oceniany jest pod kątem obciążeń statycznych określonych w tabeli 2.4.

Tabela 2.4. Wymagania dotyczące obciążeń statycznych zgarniacza torowego w zależności od prędkości operacyjnej [2]

Prędkość operacyjna¹	≥160 km/h	140 km/h	120 km/h	100 km/h	≤ 80 km/h
Wymagania dotyczące obciążeń statycznych					
Statyczne obciążenie wzdłużne w linii środkowej	300 kN	240 kN	180 kN	120 kN	60 kN
Statyczne obciążenie wzdłużne w odległości poprzecznej 750 mm od linii środkowej ²	250 kN	200 kN	150 kN	100 kN	50 kN
Wymagania dotyczące przeciążenia					
Przykład: Energia pochłonięta dla przeszkody położonej centralnie	36,0 kJ	28,8 kJ	21,6 kJ	14,4 kJ	7,2 kJ
¹ Dla prędkości eksploatacyjnych, które różnią się od podanych wartości, wartości siły i energii można interpolować liniowo. ² W przypadku pojazdów wąskotorowych odległość poprzeczna może być dostosowana do połowy szerokości toru.					

Powyższa tabela uwzględnia także energię, jaką może przy danej prędkości pochłoniąć zgarniacz dla przyłożonego obciążenia wzdłużnego (rys. 2.4).



Rys. 2.4. Miejsca przyłożenia obciążenia dla zgarniaczy; 1 – wypadkowa pozycja obciążenia środkowego, 2 – wypadkowa pozycja obciążenia bocznego, 3 – górna powierzchnia główki szyny, 4 – prześwit dla sprzęgu (jeśli dotyczy); wartości podane są w metrach

Przekroczenie maksymalnego obciążenia zgarniacza nie może powodować jego odłączenia lub odkształcenia i powodować tym samym dodatkowego niebezpieczeństwa. Jeśli konstrukcja pojazdu spełnia wymogi dotyczące zgarniania przeszkód z torowiska, nie ma wymogu stosowania dodatkowego odgarniacza.

W celu usunięcia mniejszych przeszkód z toru, norma przewiduje jednak zgarniacze szynowe. Często za tego rodzaju element stosuje się metalowy wspornik zamocowany na korpusie łożyska, wózku lub nadwoziu pojazdu.

Wysokość dolnego końca zgarniacza szynowego powinna wynosić co najmniej 30 mm oraz co najwyżej 130 mm, mierząc od górnej krawędzi szyny, uwzględniając zużycie kół oraz ruchy pionowe pojazdu wywołane ściskaniem i rozciąganiem sprężystych elementów zawieszenia.

Mocowanie i konstrukcja elementu zgarniacza szynowego powinny być zaprojektowane w taki sposób, aby wytrzymać minimalne obciążenia statyczne podane w tabeli poniżej (tabela 2.5).

Tabela 2.5. Minimalne obciążenia statyczne zgarniacza szynowego dla różnych prędkości jazdy

Prędkość jazdy¹	≥ 160 km/h	120 km/h	80 km/h	≤ 40 km/h
wzdłużna siła statyczna	20 kN	15 kN	10 kN	5 kN
¹ Dla prędkości, które różnią się od podanych wartości, wartości siły można interpolować liniowo.				

Podobnie, jak w przypadku zgarniaczy torowych, przeciążenie elementu zabezpieczającego przed wpadnięciem pod pojazd nie powinno stwarzać dodatkowego ryzyka wykolejenia.

3. IDENTYFIKACJA SYSTEMÓW BEZPIECZEŃSTWA W TRANSPORCIE SZYNOWYM

3.1. Bezpieczeństwo w transporcie kolejowym

Bezpieczeństwo na kolei zależy od bardzo wielu czynników. Głównie są nimi: organizacja przewozów oraz ruchu, stan techniczny taboru i infrastruktury kolejowej, a także zawodowe kwalifikacje pracowników oraz odpowiednie wykonanie ich obowiązków. Zgodnie z prawem europejskim i krajowym, całą odpowiedzialność za bezpieczeństwo systemu kolejowego ponoszą te podmioty, które w nim uczestniczą. Dotyczą zatem przewoźników kolejowych i zarządców infrastruktury, a także ich dostawców i podwykonawców.

Na terenie Polski na straży bezpieczeństwa transportu kolejowego stoi Urząd Transportu Kolejowego, który jest odpowiedzialny za:

- kontrolowanie przestrzegania zasad dotyczących eksploatacji oraz utrzymania taboru i linii kolejowych (tj. kontrola warunków prowadzenia ruchu na bocznicach i liniach kolejowych, nadzór nad stanem technicznym taboru);
- prowadzenie spraw, które związane są ściśle z zatwierdzaniem dokumentów systemu utrzymania taboru (opracowanych przez posiadaczy tego właśnie taboru);
- prowadzenie wszelkich działań na rzecz poprawy bezpieczeństwa na kolei;
- sporządzenie oceny bezpieczeństwa transportu kolejowego, a także raportów rocznych dotyczących bezpieczeństwa w tej gałęzi transportu;
- nadzór nad przewozami towarów niebezpiecznych [29].

W krajach Europejskich podejmuje się wiele działań i wdraża odpowiednie rozwiązania, które mają służyć poprawie bezpieczeństwa na kolei. Przykładami tego są choćby projekty SAFETY4RAILS [30], SMART2 [31], system SMS (Safety Management System) [32] czy też działania związane z zapewnieniem systemów ostrzegania pracowników konserwacji sieci kolejowych ALARP [33]. Pomimo wdrażania procedur bezpieczeństwa, czy też odpowiednich systemów zabezpieczających przed niebezpiecznymi zdarzeniami, wciąż mają miejsce wypadki i poważne wypadki.

3.2. Analiza stanu bezpieczeństwa w transporcie kolejowym

3.2.1. Wypadki z udziałem pojazdów kolejowych w Polsce

Aby przybliżyć tematykę bezpieczeństwa w transporcie kolejowym, przeprowadzona została analiza danych statystycznych dotyczących występowania

zdarzeń niepożądanych z udziałem kolejowych środków transportu. Pod uwagę wzięto statystyki wypadkowe zebrane z Polski oraz innych, wybranych krajów Europy.

W oparciu o zapisy w ustawie z dn. 28 marca 2003 r. o transporcie kolejowym [34] za wypadek kolejowy uznaje się niezamierzone zdarzenie (lub ciąg zdarzeń) z udziałem pojazdu kolejowego, które wystąpiło nagle i spowodowało negatywne konsekwencje dla ludzkiego zdrowia, mienia albo środowiska [34]. W akcie prawnym ustawodawca uwzględnił również klasyfikacje wypadków, dzieląc je na:

- wykolejenia - zdarzenia polegające na utracie kontaktu powierzchni tocznej koła pojazdu kolejowego z powierzchnią główki szyny kolejowej;
- kolizje - czołowe zderzenia dwóch pociągów, najechanie jednego na drugi (znajdujący się na stacji bądź szlaku), starcie boczne;
- zdarzenia na przejazdach kolejowych;
- zdarzenia spowodowane wtargnięciem osób trzecich na torowisko;
- pożary pojazdów kolejowych.

Należy również podkreślić, że ustawodawca klasyfikuje także zdarzenia niepożądane na: poważne wypadki (kat. A), wypadki (kat. B) oraz incydenty (kat. C). Poważne wypadki, będące rodzajem wypadków znaczących^c to zdarzenia z udziałem środków transportu kolejowego, którego skutkiem jest co najmniej 1 ofiara śmiertelna lub 5 ciężko rannych lub zniszczenia pojazdu szacowaną na wartość co najmniej 2 mln EUR.

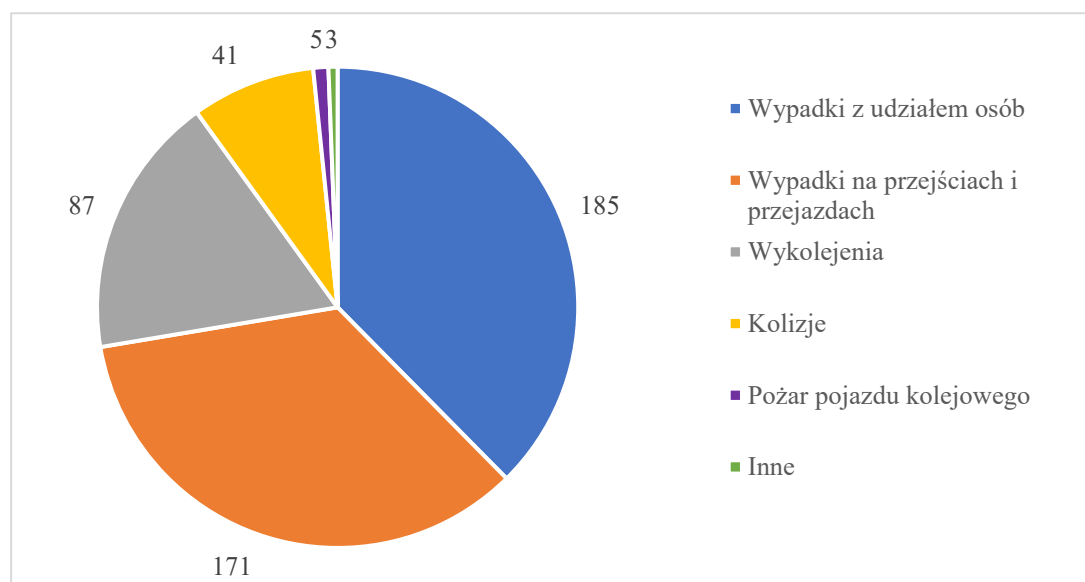
W roku 2024 w Polsce miały miejsce 623 wypadki – 492 na liniach kolejowych, a 131 na bocznicach. 2 przypadki tych zdarzeń zaklasyfikowano jako poważne. Ich liczba spadła względem roku poprzedniego – 2023 (kiedy to doszło do 669 zdarzeń wypadkowych). Jeden ze wspomnianych wcześniej poważnych wypadków z udziałem pojazdów kolejowych w roku 2024 miał miejsce w styczniu na przejeździe kolejowo-drogowym, na szlaku Rogoźno Wielkopolskie - Poznań Główny. Samochód ciężarowy wjechał pod jadący pociąg pasażerski, bez wcześniejszego zatrzymania przed znakiem „STOP, co było bezpośrednią przyczyną wypadku. Pociąg w wyniku zderzenia wykoleił się. Dwóch pracowników ze strony przewoźnika poniosło śmierć, a dwie pozostałe - kierownik pociągu oraz pasażer - zostały ranne. Do drugiego poważnego wypadku doszło

^c Za wypadek znaczący uznaje się zdarzenie z udziałem pojazdu kolejowego, które spowodowało: znaczne zakłócenie ruchu kolejowego (wstrzymanie ruchu na linii głównej na co najmniej 6 godzin) lub szkody w taborze lub infrastrukturze o wartości co najmniej 150 tys. Euro lub śmierć lub poważne rany u co najmniej jednego uczestnika zdarzenia [147].

w lipcu 2024 r. na szlaku Ożarów Mazowiecki - Błonie - również na przejeździe. Tym razem samochód ciężarowy wjechał na przejazd przy otwartych rogatkach i ze względu na zator drogowy, nie miał możliwości ucieczki ze strefy przejazdu. W wyniku zderzenia śmierć poniósł maszynista kierujący pociągiem [35].

W roku 2024 zdecydowaną większość, bo aż ponad 70% stanowiły zdarzenia z udziałem osób^d oraz wypadki na przejściach i przejazdach kolejowych. Wykolejeń zaraportowano 87 (co stanowiło spadek o 1 punkt procentowy w porównaniu do roku 2023), kolizji natomiast wystąpiło 41, co również oznacza spadek (z 9% na 8,3%).

Podział wszystkich zdarzeń niepożądanych wg UTK wraz z ich liczbą przedstawiono na rys. 3.1.

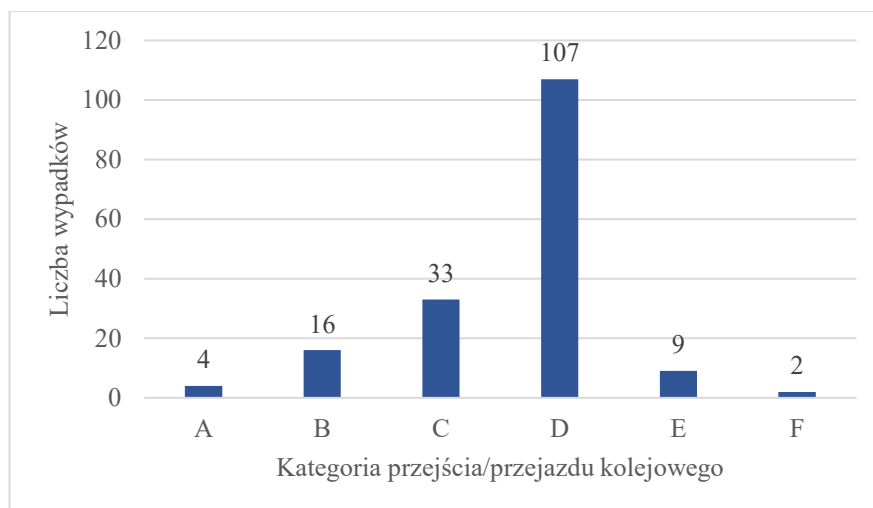


Rys. 3.1. Podział wypadków kolejowych w Polsce w 2024 r. [35]

Wśród zdarzeń niepożądanych aż 185 miało miejsce na przejazdach drogowo-kolejowych oraz przejściach przez torowisko. Należy jednak podkreślić, iż w zdecydowanej większości wina nie leżała po stronie kolei, a zdarzenia były wynikiem nieprawidłowego zachowania innych uczestników ruchu. Najwięcej takich wypadków wciąż ma miejsce w obrębie przejść/przejazdów kolejowych kategorii D i C^e - niewyposażonych w rogatki (rys. 3.2).

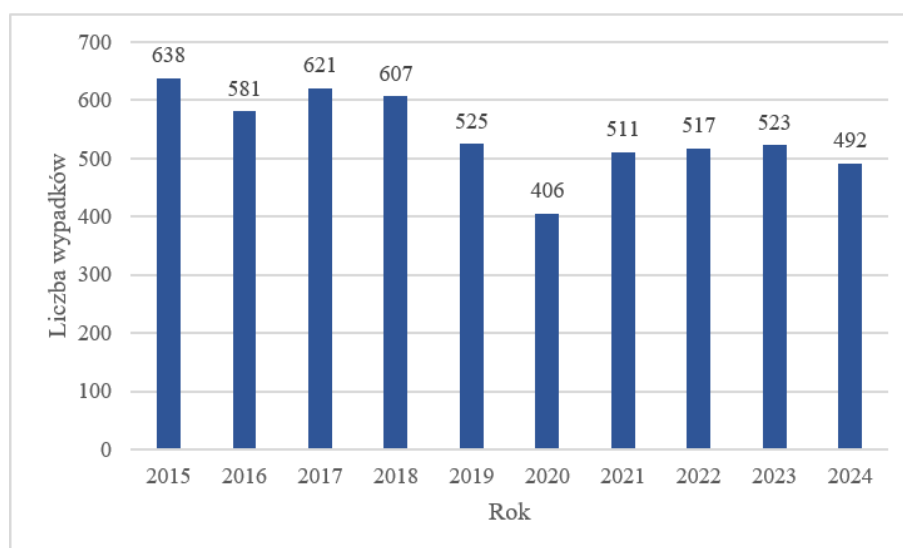
^d Do grupy *wypadków z udziałem osób* zaliczane są wypadki kat. B34 – zdarzenia spowodowane osobami znajdującymi się na torach kolejowych w sposób nieupoważniony, B35 – zdarzenia polegające na wskakiwaniu do pociągu, wyskakiwaniu z pociągu, zmianami w dynamice ruchu pojazdu (silny dojazd, gwałtowne hamowanie), B30 – złośliwe, chuligańskie zachowania, niszczenie taboru, kradzież [148].

^e Wg *Rozporządzenia* [149] przejazdy i przejścia kolejowe dzieli się na 6 kategorii. Kat. A – te, w obrębie których pracownik kolei steruje systemami przejazdowymi, kat. B – wyposażone w samoczynne



Rys. 3.2. Liczba wypadków na przejściach/przejazdach kolejowych wybranej kategorii [35]

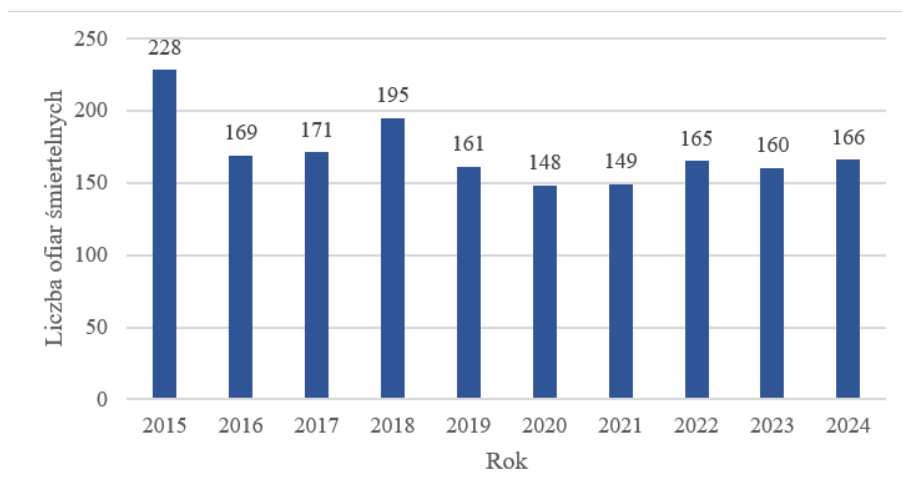
Uwzględniając statystyki wypadkowe z ostatnich 10 lat, można zaobserwować ogólną tendencję spadkową (rys. 3.3).



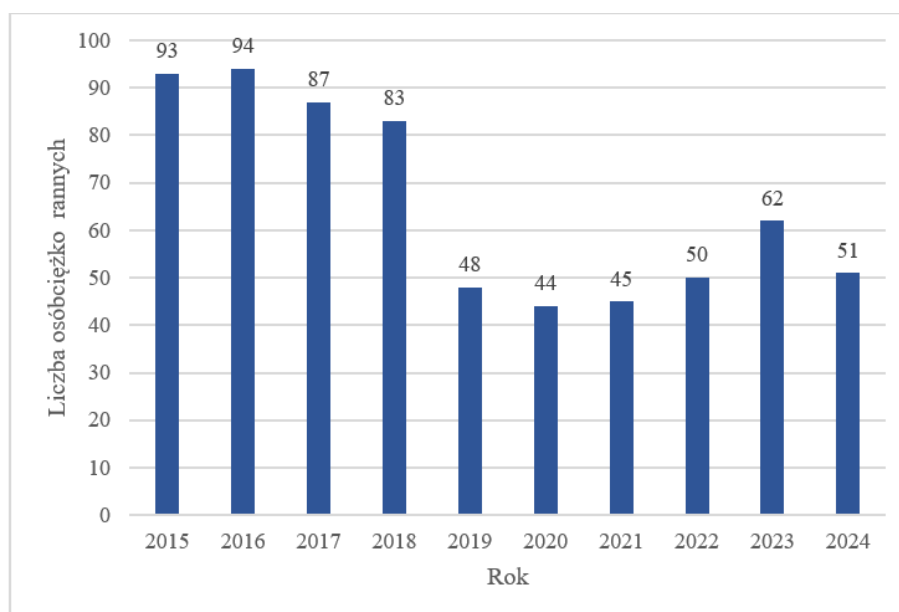
Rys. 3.3. Sumaryczna liczba wypadków z udziałem pojazdów kolejowych na linii w Polsce w latach 2015-2024 [35]

Podobnie rysują się statystyki dotyczące ofiar śmiertelnych oraz rannych w wyniku wypadków z udziałem pojazdów szynowych. W 2024 r. odnotowano 166 ofiar śmiertelnych, natomiast poważnie rannych 51 osób (rys. 3.4, rys. 3.5).

urządzenia (rogatki, sygnalizatory), kat. C – w pełni automatyczne, nie są wyposażone w roгатki, a jedynie sygnalizatory świetlne, kat. D – niewyposażone w systemy przejazdowe, a jedynie oznakowane krzyżem św. Andrzeja (i/lub znakiem STOP), kat. E – przejścia przez tory, wyposażone w elementy zabezpieczające pieszego, kat. F – przejazdy i przejścia na drogach wewnętrznych.

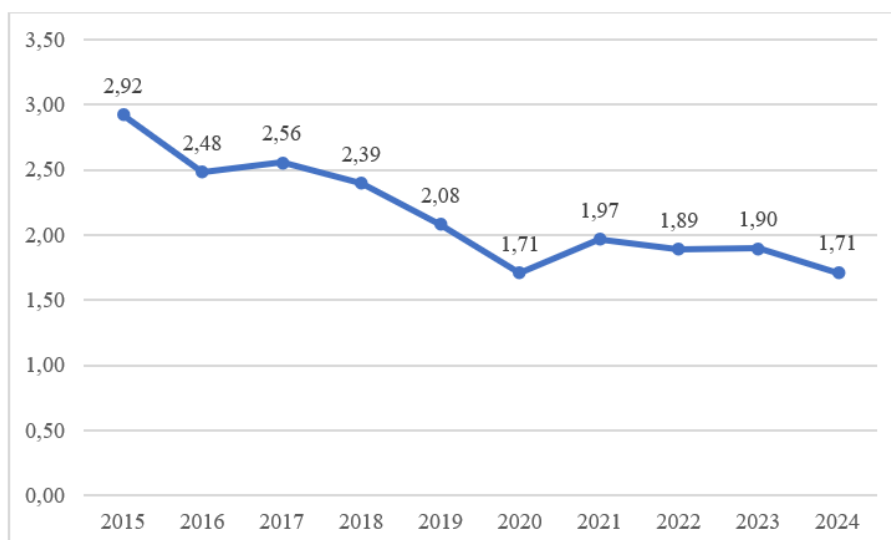


Rys. 3.4. Liczba ofiar śmiertelnych wypadków z udziałem pojazdów kolejowych w Polsce w latach 2015-2024 [35]



Rys. 3.5. Liczba osób ciężko rannych w wypadkach z udziałem pojazdów kolejowych w Polsce w latach 2015-2024 [35]

Aby obiektywnie ocenić poziom bezpieczeństwa kolei w Polsce, UTK wprowadziło miernik wypadków. Jest to wskaźnik określający stosunek liczby wypadków mających miejsce na całkowitą pracę eksploatacyjną (mln poc-km), wykonaną przez pojazdy kolejowe w analizowanym roku. Jest to bardziej miarodajny sposób na ukazanie statystyk związanych z wypadkami, tym bardziej, iż praca eksploatacyjna różni się w poszczególnych latach. Wartości miernika wypadków wg UTK ukazane są na rys. 3.6.



Rys. 3.6. Miernik wypadków według UTK (liczba wypadków/praca eksploatacyjna w mln pockm) w latach 2015-2024 [35]

Jak można zauważyć na powyższym wykresie, miernik wypadków osiąga wartości coraz mniejsze z każdym kolejnym rokiem, a w roku 2024 ta wartość wyniosła 1,71, co tym samym zrównało się z najniższym wynikiem osiągniętym do tej pory – z 2020 r. Świadczy to o stałej poprawie poziomu bezpieczeństwa na kolei w Polsce.

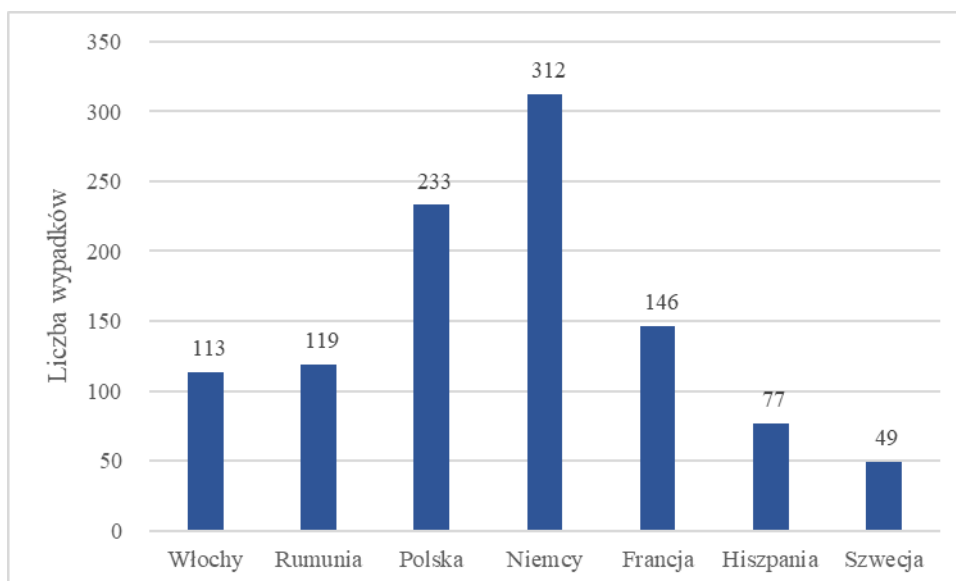
3.2.2. Wypadki z udziałem pojazdów kolejowych w wybranych krajach Europy

Analizie poddano także liczebność zdarzeń wypadkowych w innych krajach Unii Europejskiej^f. Na podstawie najbardziej aktualnych, dostępnych danych zamieszczonych na stronie Eurostatu z roku 2023^g, wyszczególniono statystyki państw Unii Europejskiej z najdłuższymi liniami kolejowymi (powyżej 10 tys. km), tj. Niemcy, Francja, Polska, Włochy, Hiszpania, Szwecja oraz Rumunia. W 2023 r. na terenie całej UE doszło do 1 567 wypadków, w których odnotowano łącznie 841 ofiar śmiertelnych i 569 osób ciężko rannych [36].

Na poniższych wykresach ukazano kolejno – liczbę wypadków mających miejsce we wspomnianych krajach (rys. 3.7), liczbę ofiar śmiertelnych (rys. 3.8) oraz liczbę osób, które doznały ciężkich obrażeń w wyniku wypadku z udziałem pojazdów kolejowych (rys. 3.9).

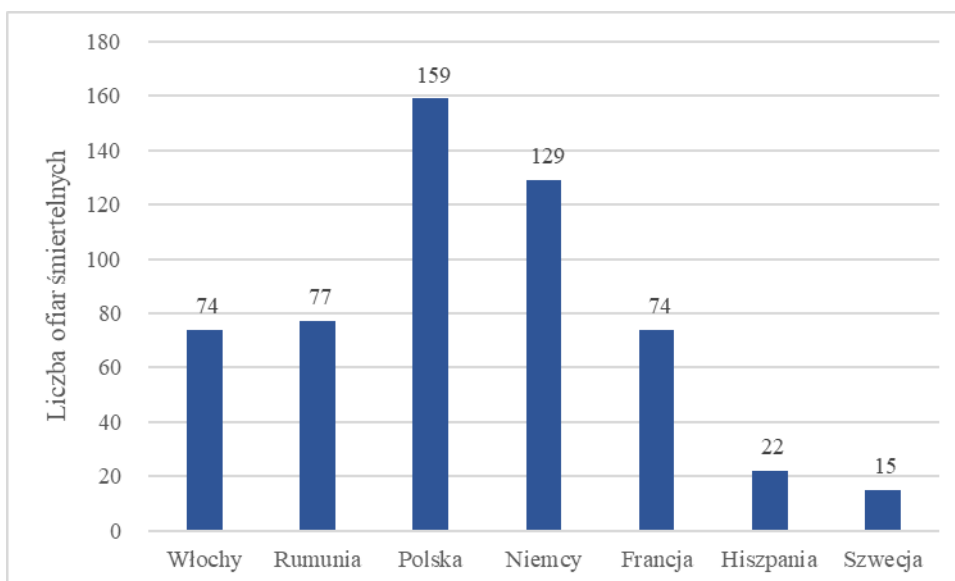
^f Dane dot. wypadków z udziałem kolei dla Polski przedstawione przez UTK oraz dostępne na stronie Eurostat różnią się. Dane na stronie Eurostat odnoszą się jedynie do poważnych wypadków, podczas gdy w Sprawozdaniu sporządzanym przez UTK uwzględnione są wszystkie wypadki.

^g Analizie poddano statystyki wypadkowe z roku 2023 ze względu na dostępność danych (najnowsze dostępne dane ze strony Eurostat) i możliwość ich porównania.



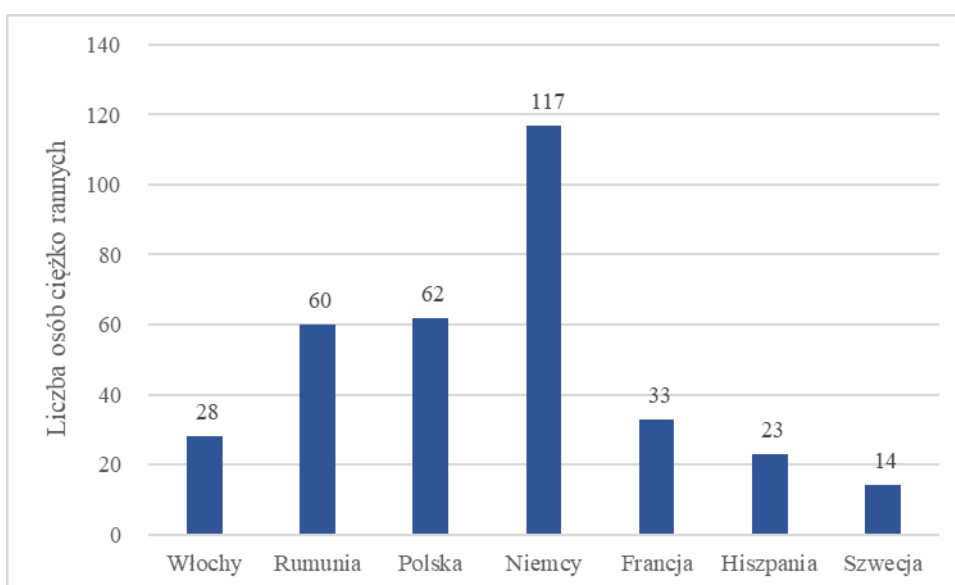
Rys. 3.7. Sumaryczna liczba wypadków z udziałem pojazdów kolejowych w wybranych krajach Unii Europejskiej w 2023 r.

Najwięcej, bo aż 312 wypadków, odnotowano w Niemczech. Wynik ten znajduje swoje źródło w wielu czynnikach, takich jak choćby rozbudowana sieć kolejowa i najwyższa w Europie praca eksploatacyjna. Niemcy są także na drugim miejscu wśród krajów europejskich pod względem obsługiwanego pasażerów. Tak intensywna eksploatacja kolei w tym kraju zwiększa prawdopodobieństwo wystąpienia zdarzeń niepożądanych, w tym właśnie wypadków. Drugim państwem pod względem liczby zdarzeń wypadkowych jest Polska (233). Tak, jak wcześniej (w rozdziale 3.2.1) wspomniano, zdecydowana większość z nich miała miejsce na przejazdach kolejowych lub spowodowana była przez osoby trzecie. W ukazanym zestawieniu najmniej zdarzeń wypadkowych z udziałem pojazdów kolejowych miało miejsce w Szwecji.



Rys. 3.8. Liczba ofiar śmiertelnych wypadków z udziałem pojazdów kolejowych w wybranych krajach Unii Europejskiej w 2023 r.

Pod względem liczby ofiar śmiertelnych w wyniku wypadku z udziałem pojazdu kolejowego w 2023 roku, Polska była na pierwszym miejscu z liczbą aż 159 takich przypadków. Wynik ten, podobnie jak sama liczba incydentów, związany jest z zachowaniem osób trzecich, szczególnie na przejazdach kolejowo-drogowych. Na drugim miejscu pod względem liczby osób, które zginęły w wypadku z udziałem pociągów są Niemcy, gdzie zareportowano 129 ofiar śmiertelnych.



Rys. 3.9. Liczba osób ciężko rannych na skutek wypadku z udziałem pojazdów kolejowych w wybranych krajach Unii Europejskiej w 2023 r.

Biorąc pod uwagę udostępniane przez Eurostat dane, w Niemczech odnotowano 117 osób, które odniosły poważne obrażenia w wyniku wypadku z pojazdami kolejowymi, co na tle przedstawionych krajów, stawia je na pierwszym miejscu. Polska znalazła się na drugim miejscu w tym zestawieniu, z liczbą 62 osób ciężko rannych.

Wyniki analizy danych statystycznych wskazują na istotne zróżnicowanie w wybranych krajach europejskich, co może znajdować swoje źródło w różnych czynnikach, tj. poziom rozwoju infrastruktury kolejowej, stopień zaawansowania technologicznego eksploatowanego taboru czy też ilość pracy eksploatacyjnej wykonanej przez pojazdy.

W Polsce wciąż jest to kwestia dosyć problematyczna, choćby ze względu na to, iż ponad połowa przejazdów to przejazdy niestrzeżone, a błędy kierowców zdarzają się stosunkowo często. UTK na bieżąco realizuje coraz to nowsze działania, mające na celu poprawę bezpieczeństwa w tychże miejscach. Pojawiają się kampanie edukujące kierowców i pieszych, zwiększono również wysokość kar za wykroczenia popełniane na przejazdach. Instytucja ta wspiera także wdrażanie systemów wideo rejestracji wszelkich wykroczeń popełnianych przez kierowców. W opinii UTK działania te pomogą zmniejszyć liczbę zdarzeń niepożądanych, a przynajmniej tych wynikających z nieuwagi czy brawury kierowców.

3.3. Systemy bezpieczeństwa aktywnego

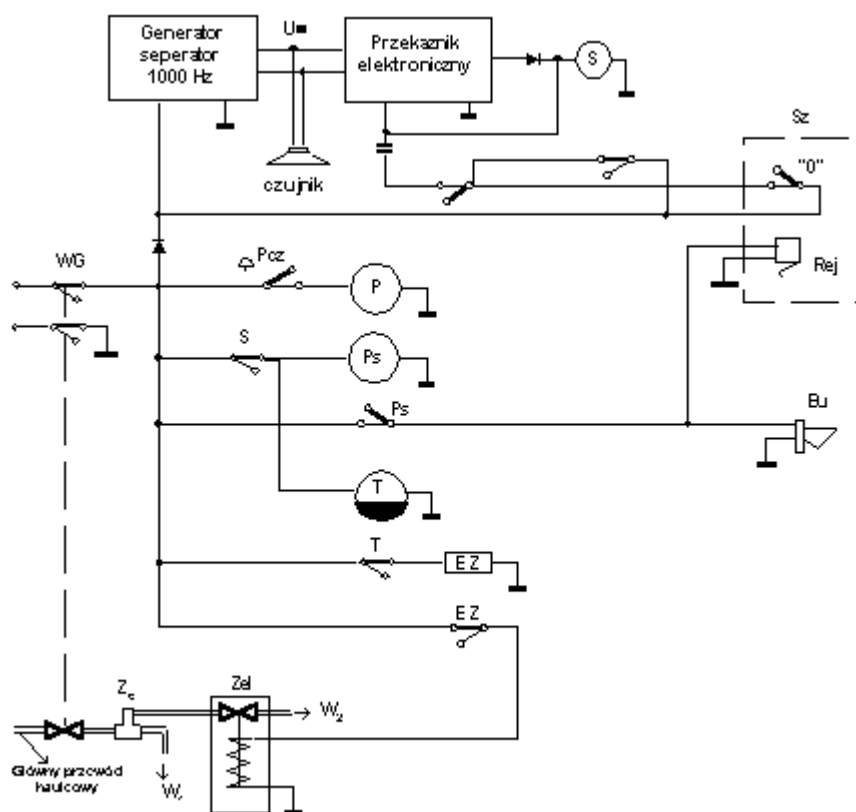
Analizując problem bezpieczeństwa w transporcie kolejowym, należy wspomnieć o zapewnieniu bezpieczeństwa aktywnego (czynnego), tj. o wszystkich rozwiązaniach mających na celu przeciwdziałanie występowania zdarzeń wypadkowych. Jak wynika z danych statystycznych, zarówno poważne wypadki, jak i drobniejsze kolizje zdarzają się coraz rzadziej, jednak zarządcy wciąż podejmują działania mające na celu zapobiegać ich występowaniu, implementując różnego typu rozwiązania technologiczne – głównie w obszarze zarządzania ruchem kolejowym. Aby sprostać współczesnym wymogom bezpieczeństwa, a także rosnącym wciąż oczekiwaniom użytkowników gałęzi transportu, jaką jest kolej – wprowadzane są systemy zarządzania ruchem kolejowym oparte na zaawansowanych funkcjonalnie oraz technologicznie rozwiązaniach telematycznych i informatycznych, czego przykładem są wdrażane już wcześniej w transporcie drogowym Inteligentne Systemy Transportowe (ITS) [37]. W Polsce pierwszym zastosowanym rozwiązaniem były urządzenia ABP (tj. urządzenia automatyki bezpieczeństwa pociągu).

3.3.1. Automatyka bezpieczeństwa pociągu (urządzenia ABP)

ABP to inaczej zespół urządzeń, które odpowiedzialne są za bezpieczeństwo jazdy pociągu. W naszym kraju zalicza się do nich głównie systemy mające za zadanie kontrolować czujność maszynisty, tj. system samoczynnego hamowania pociągu (SHP), czuwak aktywny oraz system odpowiedzialny za wstrzymywanie ruchu pojazdów szynowych będących bezpośrednio w strefie zagrożenia - Radio-Stop.

a) System Samoczynnego Hamowania Pociągu (SHP)

System SHP jest rozwiązaniem, którego zadaniem jest zapewnienie bezpieczeństwa ruchu pojazdów kolejowych poruszających się z prędkością nie większą niż 160 km/h. Jest to system całkowicie niezależny od wskazań semaforów [38]. SHP zawiera w sobie elementy montowane na torowisku (elektromagnesem torowy ELM), ale także i pokładowego, jakim są: generator SHP i czujnik ELM pojazdu trakcyjnego (rys. 3.10).



Rys. 3.10. Schemat działania systemu SHP[39]

Po przejechaniu czujnikiem ELM ponad elektromagnesem torowym, maszynista w kabinie otrzymuje najpierw informację wizualną w postaci zapalonej lampki SHP, a następnie - po ok. 2 sekundach - sygnał dźwiękowy. Jeżeli kierujący pojazdem nie potwierdzi czujności, po ok. 4 sekundach, wdrażane jest nagłe hamowanie, którego nie można przerwać aż do momentu całkowitego zatrzymania się pociągu. Aby kontynuować jazdę, należy po zatrzymaniu potwierdzić czujność [40].

b) Czuwak aktywny

Czuwak aktywny działa na bardzo podobnej zasadzie jak system SHP, najpierw włącza sygnał świetlny, następnie dźwiękowy, a gdy maszynista nie reaguje – uruchamia natychmiastowe hamowanie. Zadaniem czuwaka jest jednak okresowa kontrola czujności maszynisty, a także nadzór nad samym pojazdem, kiedy porusza się on z prędkością przekraczającą 10% swojej maksymalnej prędkości dopuszczalnej. Nazwa omawianego urządzenia pochodzi od sposobu działania. Kontrola czujności odbywa się co 60 sekund. Podobnie, jak w systemie SHP, jeśli maszynista nie reaguje ani na sygnał świetlny, ani na dźwiękowy – system uruchamia hamowanie po niecałych 5 sekundach. Urządzenie to nadzoruje pracę maszynisty niezależnie od systemu SHP [41]. Na rys. 3.11. ukazano generator SHP oraz CA.



Rys. 3.11. Czuwak aktywny i generator SHP [40]

c) Radio-Stop

Ten system z kolei odpowiedzialny jest za zabezpieczenie ruchu kolejowego. Umożliwia zatrzymanie wszystkich pojazdów trakcyjnych znajdujących się w obrębie

strefy zagrożenia. Uruchomienie tego właśnie systemu następuje po wciśnięciu przycisku „Alarm” (rys. 3.12), co powoduje rozpoczęcie wysyłania sygnału dźwiękowego (trzech tonów o różnych częstotliwościach), powtarzanego cyklicznie. Dzięki sygnałowi przesłanemu do systemu SHP, możliwe jest zahamowanie wszystkich pobliskich pojazdów szynowych. W przypadku, kiedy urządzenia SHP nie są podłączone do pokładowego radiotelefonu – maszynista ma obowiązek zatrzymać pociąg, słysząc sygnał.



Rys. 3.12. Zaplombowany przycisk „Alarm”

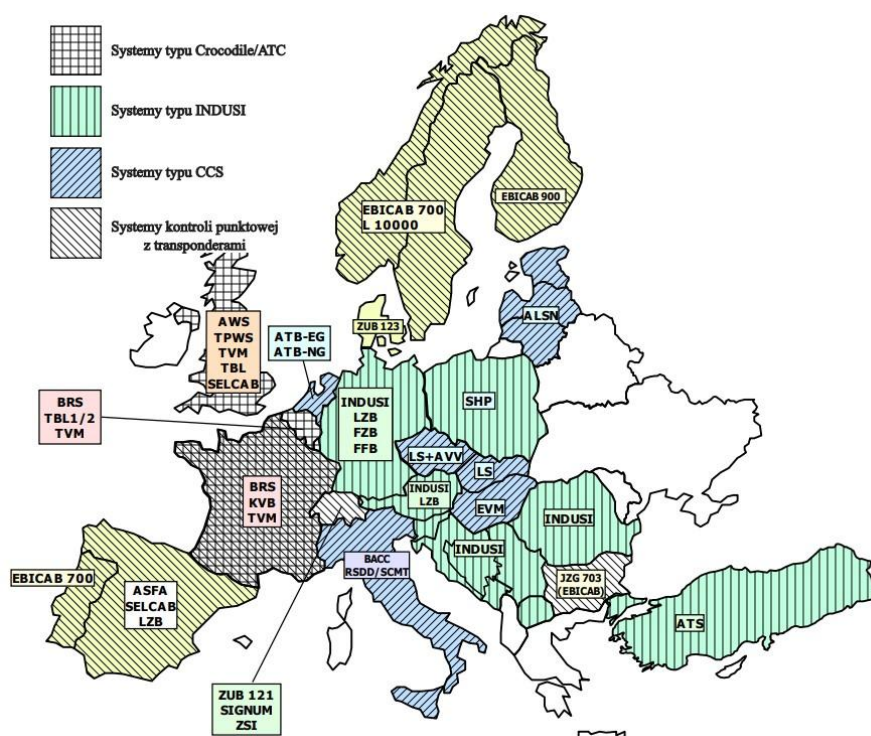
Jest to system, którego użycie powoduje znaczne zmiany w organizacji ruchu pociągów, zatem wciśnięcie przycisku „Alarm” powinno być w pełni uzasadnione. W roku 2023, na przełomie sierpnia i września zaobserwowano wzmożenie przypadków niezasadnego zatrzymania pojazdów kolejowych na skutek nadania sygnału Radio-Stop przez nieznane osoby. Przyczyniło się to do zatrzymania pociągów, a tym samym do zaburzenia organizacji jazdy i spowodowało opóźnienia w wielu województwach [42], [43]. Głównym problemem zdaje się być fakt, iż sygnał nie jest szyfrowany, a jego nadawanie nie wymaga żadnego potwierdzenia, co powoduje łatwość w przeprowadzeniu tego typu chuligańskich incydentów [44].

Aktualnie na polskiej sieci kolejowej trwa proces przejścia na łączność cyfrową. Wywoływanie sygnału alarmowego REC nie zapewnia automatycznego zatrzymywania pociągów. Wciąż jednak utrzymanie funkcjonalności systemu Radio-Stop wiązałoby się z pozostawieniem sieci analogowej, co z kolei przyczyniłoby się do powstania pewnych utrudnień eksploatacyjnych [45]. Z rozwiązaniem technicznym w tym zakresie wystąpił już w 2018 r. Instytut Kolejnictwa, proponując RadioStop 2.0, który nie wymaga łączności

w paśmie 150 MHz i zakłócenie sygnału nie jest tak łatwe. Projekt dodatkowo zakładał m.in. wprowadzenie w pojeździe trakcyjnym śledzenia lokalizacji (dzięki systemowi inercyjnemu oraz GPS) i połączenie z pulpitem maszynisty oraz systemem hamowania pociągu, zdefiniowanie obszarów działania systemu i inicjowanie hamowania obszarowego przez dyżurnych na posterunkach ruchu [46].

3.3.2. Europejski System Zarządzania Ruchem Kolejowym (ERTMS)

Do aktywnych systemów bezpieczeństwa, należy głównie Europejski System Zarządzania Ruchem Kolejowym (ERTMS). Systemy sterowania pociągami implementowane były w większości państw na świecie, jednak przez dłuższy czas działały one jedynie w zakresie obsługi systemów kolejowych konkretnego kraju. Fakt posiadania różnych od siebie systemów zarządzania kolejną w obrębie różnych krajów (rys. 3.13) sprawiał, że nie można było mówić o jakiegokolwiek interoperacyjności między nimi. Dochodziło nawet do sytuacji, gdzie w obrębie jednego państwa istniały różne – niekompatybilne ze sobą systemy sterowania pociągami, np. we Francji [47].



Rys. 3.13. Systemy sterowania pociągami przed wdrożeniem systemu ERTMS [48]

Na ujednolicenie systemów sterowania kolejną w Europie wpływ miało dopiero wdrożenie systemu ERTMS (European Rail Traffic Management System). System zaczęto implementować w poszczególnych krajach Europy [49], [50], [51], [52], ale także i poza

nią [53], [54]. Programy i strategie różnią się w zależności od kraju i zapotrzebowania na konkretne urządzenia (pokładowe, przytorowe), jednak działania w kierunku wdrożenia tego rozwiązania powinny być ze sobą skoordynowane.

System ERTMS składa się z systemu sterowania pociągiem (ETCS) i systemu łączności cyfrowej GSM-R. Interoperacyjność podczas wdrażania systemu ERTMS ma być zapewniona na różnych płaszczyznach, tj. w zakresie:

- infrastruktury (tory kolejowe, punktowe elementy infrastruktury, np. perony);
- taboru (naciski na osie, parametry wytrzymałościowe);
- sterowania ruchem kolejowym (w tym również systemy ostrzegania maszynistów, radiokomunikacja);
- przepisów dotyczących sterowania ruchem;
- zasilania sieci trakcyjnych itd. [55], [56].

Pokładowe urządzenia systemu ETCS wymagane są w pojazdach kolejowych posiadających kabinę maszynisty, zamówionych po 1.01.2015 r. lub też wprowadzonych po tej dacie do eksploatacji. Instalacja pokładowych elementów tego systemu jest także obowiązkowa w przypadku każdej modernizacji podsystemów pociągu, które odpowiedzialne są za sterowanie, jeżeli następstwem tejże modernizacji będzie zmiana funkcji czy parametrów eksploatacyjnych pojazdu.

Dla omawianego systemu zarządzania ruchem kolejowym, zdefiniowane zostały różne poziomy, a co za tym idzie konfiguracje urządzeń i podsystemów – zarówno tych przytorowych, jak i pokładowych. Rozróżniono 3 podstawowe i 2 pomocnicze poziomy, różniące się wyposażeniem i zasadą działania.

Poziom 1 systemu ERTMS/ETCS jest podstawowym poziomem, a zarazem uzupełnieniem obecnie istniejących urządzeń przytorowych. Głównym założeniem tego poziomu jest zapobieganie przed przejechaniem przez pociąg miejsca końca zezwolenia na jazdę [57]. Do torów zamontowane zostały urządzenia pozwalające na transmisję danych między urządzeniami sterowania ruchem kolejowym, tzw. eurobalisy. Na wyposażeniu pociągu znalazły się odometry (służące do pomiaru czasu i drogi), rejestratory, komputery pokładowe, panel zobrazowania maszynisty (MMI), a także system pozwalający na odbiór informacji z eurobalis (rys. 3.14) [58].



Rys. 3.14. Eurobalisa na torach kolejowych [59]

ECTS poziomu 2. zawiera wszystkie urządzenia z poziomu 1., a dodatkowo umożliwia zarządzanie ruchem kolejowym za pomocą cyfrowej transmisji radiowej. W przypadku tego poziomu przepływ informacji odbywa się nie tylko przy pomocy balis znajdujących się na torach, ale także poprzez RBC (Radio Block Centre) [60].

Wdrożenie systemu ECTS na poziomie 3 pozwala na wykorzystywanie zaawansowanych technologii związanych z automatycznym sterowaniem ruchem kolejowym. Instalacja urządzeń z poziomów 1 i 2, a także wprowadzenie ruchomego odstępu blokowego nie tylko prowadzi bezpośrednio do poprawy płynności ruchu oraz zwiększenie przepustowości danej linii kolejowej, ale pozwala również na usunięcie sygnalizatorów świetlnych oraz urządzeń stwierdzających niezajętość toru [61], [62].

Dodatkowo rozróżnia się 2 pomocnicze poziomy systemu ERTMS/ETCS – poziom 0 oraz NTC. Poziom zerowy, czyli tzw. poziom pomocniczy wykorzystywany jest do prowadzenia ruchu pojazdów szynowych, które są wyposażone w urządzenia ETCS po szlakach, gdzie urządzeń przytorowych tego systemu nie zamontowano. Działanie systemu sterowania na tym poziomie polega jedynie na nadzorowaniu prędkości pojazdu. Poziom NTC (National Train Control) to drugi poziom pomocniczy, stosowany w sytuacji, gdy linia jest wyposażona w system klasy B, który współpracuje z pokładowymi urządzeniami ETCS, wykorzystując model transmisyjny STM (Specific Transmission Module) [58].

W Polsce po raz pierwszy system ETCS na poziomie 1. był wdrażany na trasie Grodzisk Mazowiecki – Zawiercie. Projekt ten był realizowany w latach 2009 – 2013 i obejmował między innymi: montaż 250 punktów przetwarzających dane z semaforów, 1200 balis i przewody o łącznej długości 20 kilometrów. Wartość takiego projektu

wyniosła ponad 17 mln Euro. Obecnie system ETCS poziomu 2. jest w Polsce wykorzystywany na liniach kolejowych (np. na trasie Opole Zachodnie – Wrocław Brochów, Poznań Wschód – Wągrowiec, Węglińiec – Miłkowice) [63][64]. Według danych z kwietnia 2025 r. do poziomu 1. ETCS dostosowane jest łącznie 49 kilometrów polskich linii kolejowych, natomiast ETCS poziomu 2. wdrożony jest na 645 kilometrach dróg kolejowych w Polsce [65].

Wdrażanie systemu ERTMS przyczynia się nie tylko do ujednolicenia systemów sterowania ruchem kolejowym, ale także do zwiększenia płynności ruchu, przepustowości linii oraz poprawy bezpieczeństwa ruchu.

3.3.3. Systemy detekcji osób, zwierząt i innych przeszkód na torach

Ważnym aspektem dla szeroko rozumianego bezpieczeństwa aktywnego w transporcie kolejowym jest nadzorowanie infrastruktury poprzez wdrażanie systemów wykrywania ewentualnych przeszkód na torowisku, a także ostrzegania przed potencjalnym niebezpieczeństwem z tego wynikającym [66]. W ostatnich latach zaproponowano kilka prototypów systemu kontroli wizyjnej samego stanu technicznego infrastruktury bazujących na czujnikach bezprzewodowych [67] czy też w postaci bezzałogowych statków powietrznych [68]. Powstało również wiele projektów, mających na celu monitorowanie infrastruktury kolejowej pod kątem obecności zwierząt [69].

Jednym z istotniejszych jednak celów było wdrożenie systemów pozwalających na monitorowanie nieautoryzowanego przejścia przez torowisko przez pieszych, a także przejść i przejazdów kolejowych. Jednym z systemów monitorowania obszarów, gdzie fizyczne ogrodzenie torowiska byłoby niemożliwe, jest montaż czujników optycznych opartych na technologii Fiber Bragg Grating (FBG). Sensory w postaci żebrowanych, gumowych mat czułych na nacisk, montowane na torowisku oraz dodatkowo instalowane pod szynami akcelerometry FBG pozwalają zidentyfikować fale akustyczne generowane przez kroki, a co za tym idzie obecność człowieka w pobliżu [70]. Innym sposobem był system monitoringu i ostrzegania oparty na wykorzystaniu monitoringu wizyjnego oraz kształcie histogramu, w celu ostrzegania pasażerów, że wtargnęli oni na żółtą linię w obszarze stacji kolejowej [71]. Rozpoczęto również badania nad wdrażaniem systemów bezpieczeństwa opartych na wykrywaniu twarzy pieszych, znajdujących się w pobliżu torowiska [72].

3.4. Elementy bezpieczeństwa pasywnego

Mimo stosowania systemów zabezpieczających, trudno jest całkowicie zniwelować ryzyko kolizji. W celu zapewnienia lepszej ochrony pasażerów i maszynistów, producenci pojazdów szynowych zaczęli poprawiać odporność pojazdów na zderzenia oraz będące ich następstwem wykolejenia. Zaczęto instalować także elementy mające na celu zabezpieczyć przed zjawiskiem wspinania jednego pojazdu na drugi podczas najechania na tył pojazdu (tzw. systemy antywspinaniowe).

3.4.1. Absorpcja energii zderzenia

W celu poprawy bezpieczeństwa oraz przy uwzględnieniu zapisów normatywnych, pojazdy powinny być zaprojektowane w taki sposób, aby zapobiegać przed przekraczaniem granicznych opóźnień, do jakich dochodzi w trakcie wystąpienia zderzenia (patrz: rozdział 2.4.5).

Rolę taką w konstrukcji pojazdów szynowych odgrywa nie tylko sama kabina maszynisty, ale także dodatkowo montowane absorbery boczne.

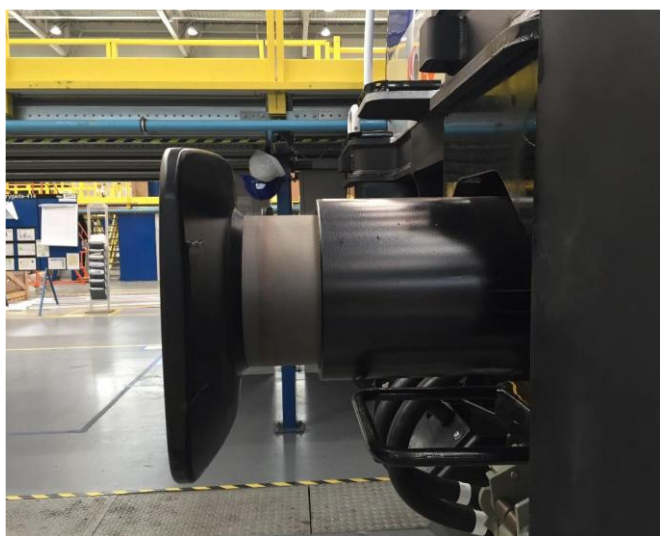
a) Absorbery boczne

Za najbardziej powszechne elementy absorpcyjne w kolejnictwie uznaje się absorbery boczne, najczęściej w postaci plastycznie odkształcalnych rur (również te montowane w zderzakach). Same zderzaki służą przede wszystkim łagodzeniu wzdłużnych sił, które działają na pojazdy kolejowe, zapewniają spokojność biegu wagonów, a także wpływają na komfort jazdy pasażerów czy bezpieczeństwo przewożonych ładunków. Ich zadaniem jest także umożliwienie prac manewrowych (tj. sprzęganie oraz rozprzęganie wagonów).

Obecnie produkuje się zderzaki kolejowe o różnych typach budowy i właściwościach mechanicznych. Podzespoły te wytwarzane są głównie ze stali konstrukcyjnych niestopowych ogólnego przeznaczenia (St5, St6), w tym również tych przeznaczonych do spawania (St3S, St4S,) lub staliwa. W zależności od przeznaczenia wyposażane są też w elementy, które w trakcie zderzenia ulegają plastycznej deformacji oraz w elementy sprężyste (np. amortyzator elastomerowy, sprężyny taśmowe). Każdy element, który montowany jest w absorberze ma swoją zasadę działania, a to z kolei ma ścisły związek z energochłonnością tego podzespołu.

Ważnym aspektem jest również skok zderzaka, czyli zakres jego ugięcia pod wpływem obciążenia wzdłużnego (rys. 3.15). Według głównych wytycznych doboru

skoku absorbera bocznego pojazdu, w wagonach osobowych stosuje się zderzaki o skoku 110 mm, w lokomotywach te o skoku 105 mm, natomiast w wagonach towarowych zderzaki o skoku 105 mm lub 75 mm. Wyjątkiem są wagony cysterny, gdzie, ze względu na konieczność zapewnienia bezpieczeństwa ładunku, montowane są absorbery boczne o skoku większym niż 110 mm (np. 150 mm). Uwzględnienie odpowiedniego skoku zderzaka ma wpływ na komfort jazdy dla pasażerów, ze względu na oddziaływania między wagonami w trakcie jazdy [73], a także na bezpieczeństwo przewożonego towaru.



Rys. 3.15. Widoczny skok zderzaka w lokomotywie typu Dragon (E6ACTa) produkcji Newag S.A. (zdj. A. Lisowska-Paluch)

Elementy sprężyste mają zastosowanie przy stosunkowo niskich siłach, które nie prowadzą do plastycznej deformacji absorbera. W przypadku, kiedy siła uderzenia jest znacznie wyższa (np. podczas zderzenia z innym pojazdem), należy wdrażać dodatkowe rozwiązania, pozwalające na zachowanie wysokiego poziomu bezpieczeństwa uczestników ruchu [74], [75]. Jednym z bardziej powszechnych rozwiązań jest implementowanie modułu „crash” w absorberach bocznych. Elementy te wykorzystują plastyczną deformację (tak, jak widać to na rys. 3.16), technologię fałdowania (foldingu) lub skrawania (peelingu) [76]. W przypadku fałdowania, zderzaki składają się podczas uderzenia w przeszkodę.



Rys. 3.16. Plastycznie zdeformowany absorber boczny „crash” [77]

W technologii *peeling*, wykorzystuje się zabudowane w płycie zderzakowej noże skrawające, które podczas naporu na absorber, skrawają jego korpus, generując opór, co z kolei powoduje pochłonięcie energii uderzenia (rys. 3.17, rys. 3.18). Stosowanie tego typu rozwiązania wymaga wolnej przestrzeni za czołownicą wagonu.



Rys. 3.17. Zdeformowany zderzak z modulem „crash” (zdj. A. Lisowska-Paluch)



Rys. 3.18. Strugi metalu wykrawanego w korpusie zderzaka (zdj. A. Lisowska-Paluch)

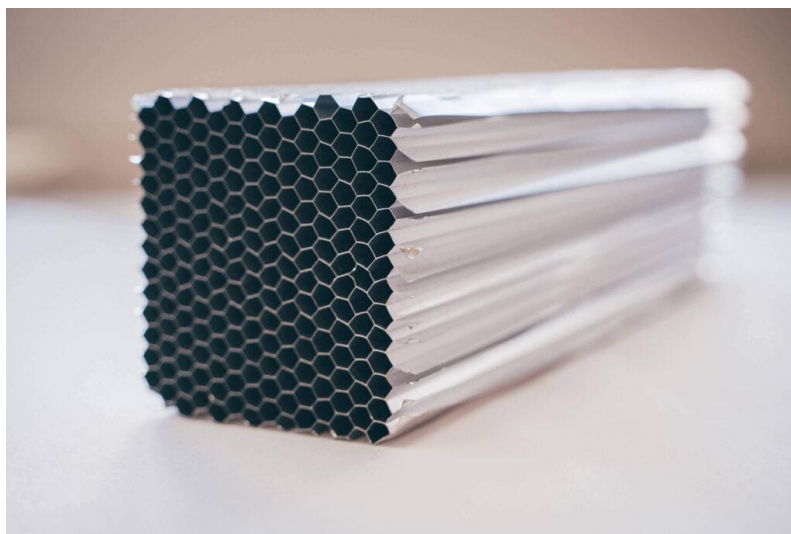
Zazwyczaj w trakcie zderzenia energia pochłaniana jest nie tylko przez same absorbery boczne, ale także i przez współpracujący z nimi sprzęg [78], [79].

b) Konstrukcje absorbujące energię

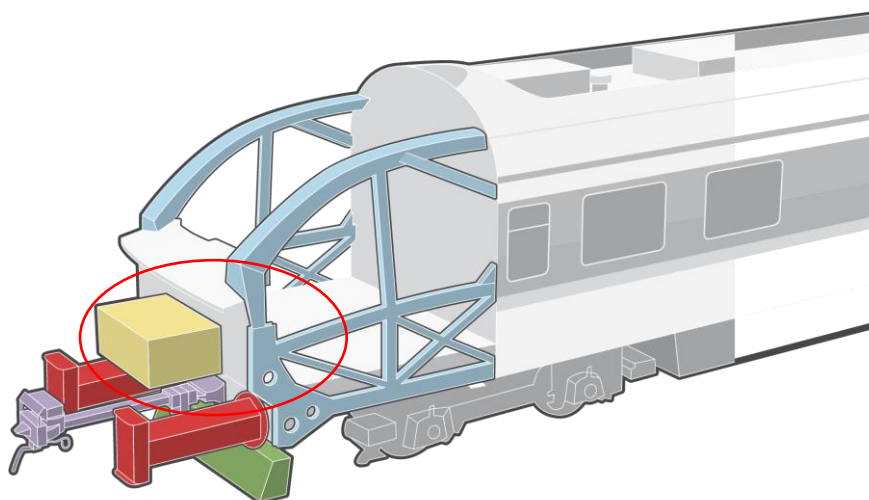
Poza absorberami bocznymi, pojazdy wyposażane są w specjalne elementy struktury ograniczające opóźnienie poprzez absorpcję uderzenia w trakcie wystąpienia kolizji czy wypadku. Najczęściej rolę tę pełnią montowane na czole pojazdu kolejowego konstrukcje cienkościenne (np. w postaci plastra miodu), które to uchodzą za najbardziej efektywne i bardzo skuteczne elementy pochłaniające i rozpraszające energię, stosowane w kolejnictwie [80]. Dodatkowo ich zadaniem jest stabilizacja pojazdu, zapobieganie ruchom poprzecznym i pionowym, a co za tym idzie wypadkom spowodowanym wykolejeniem [81].

W ostatnich latach przełomowe odkrycia w zakresie bioniki pozwoliły na otwarcie nowej perspektywy w dziedzinie projektowania i badania cienkościennych elementów absorpcyjnych [82], [83]. Przeprowadzono szereg badań nad możliwością implementacji rozwiązań, które zostały zaobserwowane w świecie zwierząt i roślin, właśnie w dziedzinie kolei, a dokładniej w pojazdach szynowych [84], [85], [86]. Bardzo często już na etapie projektowania, po dokładnej obserwacji świata flory i fauny, nowe bioniczne struktury badane są pod kątem funkcji, struktur i obciążeń, a następnie rozważane są działania mające na celu wdrażanie omawianych rozwiązań również w kolejnictwie. Jednym z przykładów rozwiązania zaczerpniętego ze świata przyrody są stosowane w konstrukcjach pojazdów szynowych plastry miodu [87], [88].

Absorbery miękkie, czyli wspomniane już plastry miodu są obiektami o cienkich ścianach i budowie wielokomórkowej (rys. 3.19, rys. 3.20).



Rys. 3.19. Struktura plastra miodu wykonanego z aluminium, stosowanego jako element absorbujący energię uderzenia [89]



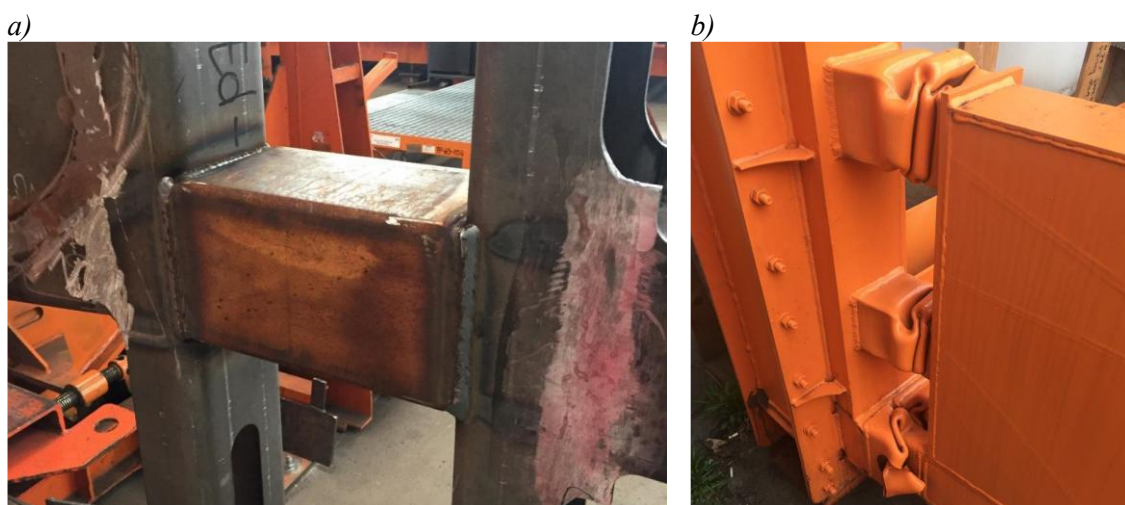
Rys. 3.20. Plaster miodu zamontowany w pojazdach PesaDART [90]

Stosowane są w kolejnictwie dość często ze względu na dobry stosunek wytrzymałości do masy, szczególnie w przypadku kolei dużych prędkości, gdzie układ absorpcyjny podczas zderzenia musi pochłonąć bardzo dużą energię [91], [92], [93].

Plastry miodu stosowane w kolejnictwie wytwarzane są z aluminium – głównie ze względu na niską sztywność i gęstość, kontrolowaną deformację, stabilną siłę uderzenia [94]. Stosuje się też materiały kompozytowe – ze względu na lekkość oraz korzyści dla środowiska naturalnego [95]. Warto również podkreślić niskie koszty stosowania tego

rozwiązania [96], [97]. Naukowcy z całego świata badali zdolność cienkościennych konstrukcji o strukturze plastra miodu do pochłaniania energii podczas zderzenia, a pionierem w tej dziedzinie był J.M. Alexander [98], badający problem zapadania się osiowo ściskanych rur cylindrycznych. Badano statyczne oraz dynamiczne właściwości struktur cienkościennych okrągłych, kwadratowych i wielokomórkowych.

Aby dodatkowo zwiększyć poziom bezpieczeństwa biernego, kabiny maszynisty zawierają w swojej konstrukcji odkształcalne elementy (rys. 3.21), które również mają za zadanie pochłonąć część energii w trakcie zderzenia.



Rys. 3.21. Element absorpcyjny w postaci stalowych profili zamontowanych w kabinie maszynisty pojazdu typu Impuls produkcji Newag S.A.: a) przed deformacją, b) po deformacji (zdj. A. Lisowska-Paluch)

Odształcenie plastyczne konstrukcji kabiny maszynisty nie może spowodować przekroczenia minimalnych wartości dotyczących wymiarów strefy przeżycia kierującego pojazdem [99]. Konstrukcja zapewniająca strefę przeżycia powinna pozostać nienaruszona i wytrzymać maksymalne siły wywierane na nią podczas zderzenia. Lokalne odkształcenia plastyczne lub wyboczenia są dopuszczalne, jeśli zostanie wykazane, że są wystarczająco ograniczone i nie zmniejszają strefy przeżycia maszynisty [100].

3.4.2. Moduły antywspinaniowe

Moduły antywspinaniowe to montowane na czole pojazdu kolejowego konstrukcje o kształcie zębaki, mające na celu utrzymać pojazdy w pozycji, gdzie koła stykają się z szyną, podczas zderzenia czołowego (rys. 3.22).



Rys. 3.22. Absorber z modulem antywspinaniowym (zdj. A. Lisowska-Paluch)

Zabezpieczenie przed wspinaniem działa wraz z działaniem absorbera energii. Musi wytrzymać wysokie momenty zginające zęby zębátky generowane przez pionowe obciążenia, aby utrzymać pociąg na torach. Pracuje ono równolegle do sprzęgu i łączy się zazwyczaj po całkowitej deformacji zderzaka lub sprzęgu. Sprzęgi mogą mieć także wbudowaną funkcję stabilizacji w urządzeniu ciąglowym [101], [102], [103], [104].

3.4.3. Zgarniacze torowe i zgarniacze szynowe

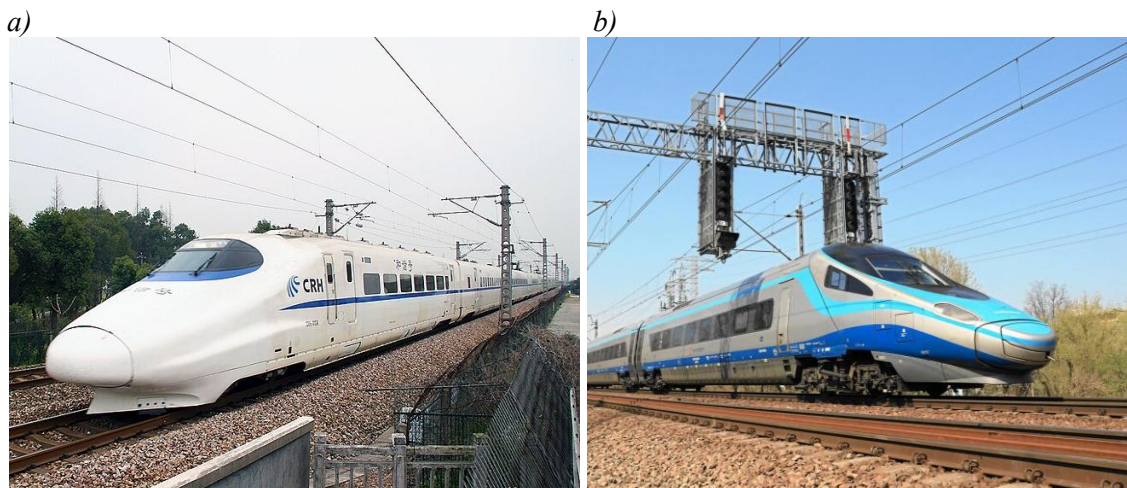
Zgarniacze torowe (rys. 3.23) to konstrukcje montowane na czele pojazdu, których głównym zadaniem jest usuwanie większych przeszkód z torowiska podczas jazdy pociągu, uniemożliwiając tym samym przedostawanie się ich pod koła i zapobiegając wykolejeniu, a także odgarnianie zalegającego śniegu [105].



Rys. 3.23. Zgarniacz torowy w lokomotywie typu Dragon (zdj. A. Lisowska-Paluch)

Przykładem takich przeszkód mogą być leżące na torowisku większe gałęzie oraz zwierzęta. Obecność zwierząt na liniach kolejowych jest dość rzadka i krótkotrwała, jednak pomimo to, wielokrotnie dochodzi do kolizji związanych z wtargnięciem zwierzyny na tory w obszarach o mniejszym stopniu zurbanizowania. Tego typu incydenty nie tylko powodują szkody dla środowiska naturalnego, ale przyczyniają się znacznie do uszkodzenia taboru [106]. Obecnie wdrażane są rozwiązania mające na celu ochronę środowiska i zmniejszenie śmiertelności zwierzyny. Są to głównie działania oparte na obserwacji zachowań zwierząt, a co za tym idzie odpowiednie zarządzanie ruchem kolejowym, jak i instalacja tzw. odstraszaczy w obrębie infrastruktury kolejowej [107]. Wciąż dużą część stanowią jednak tego typu zdarzenia niepożądane. Według wyników przeprowadzonych badań w roku 2021 aż 24% uszkodzeń pojazdów trakcyjnych stanowiły kolizje z dziką zwierzyną [108]. Obligatoryjne jest zatem stosowanie zgarniaczy w celu zmniejszania ryzyka związanego z wpadnięciem zwierzęcia pod pojazd.

Zgarniacze, sama ich konstrukcja oraz sposób montażu ma również wpływ na właściwości aerodynamiczne pojazdów kolejowych [109], [110]. W kolei dużych prędkości stosuje się zgarniacze wystające – SOD (*z ang. salient obstacle deflector*). Zgarniacze SOD, montowane pod dziobem pojazdu, stosowane są w niektórych pociągach eksploatowanych na terenie Chin, a także w wykorzystywanym na polskich liniach kolejowych Pendolino (rys. 3.24).



Rys. 3.24. Pojazdy kolejowe z widocznym wystającym zgarniaczem SOD:
a) pociąg CRH2; b) pociąg Pendolino [111], [112]

Drugim typem, zapewniającym lepsze właściwości aerodynamiczne pojazdu jest zgarniacz ukośny, zabudowany wewnątrz konstrukcji dziobu (*internal oblique-type obstacle deflector – IOOD*) [113], stosowany np. szybkich pociągach typu Alstom AGV 575 we Włoszech (rys. 3.25).



Rys. 3.25. Pociąg Alstom AGV 575 ze zgarniaczem ukośnym [114]

W pewnych warunkach pracy istnieje również ryzyko wykoślenia się z powodu mniejszych przeszkód, które przejdą pod zgarniaczem torowym. Aby zapobiec wystąpieniu takiego incydentu, na wiodących wózkach, bezpośrednio przed kołami

pojazdu montowane są dodatkowe osłony – specjalne wózkowe zgarniacze szynowe (rys. 3.26).



*Rys. 3.26. Zgarniacz szynowy zamontowany na wózku pojazdu typu Impuls
(zdj. A. Lisowska-Paluch)*

3.5. Bezpieczeństwo w ruchu tramwajów

Wraz ze wzrostem poziomu gospodarczego, a także kongestii, jaka pojawiała się w obszarach aglomeracyjnych, rosło zapotrzebowanie na szybki i komfortowy sposób przemieszczania się również w obrębie miasta. Aby sprostać temu zapotrzebowaniu, rozpoczęto budowę i eksploatację autobusów, mogących przewozić większą liczbę pasażerów. Rozbudowa infrastruktury autobusowej, tj. budowa przeznaczonych dla tego środka transportu bus-pasów, zdawała się być korzystnym posunięciem, jednak wciąż pojawiają się pewne ograniczenia w tej kwestii. W związku z tym na popularności zyskiwał miejski, szynowy środek transportu – tramwaj. W Polsce eksploatacja tramwajów elektrycznych^h rozpoczęła się w roku 1893 [115]. Obecnie funkcjonujące linie tramwajowe istnieją w 15 miastach polskich (rys. 3.27).

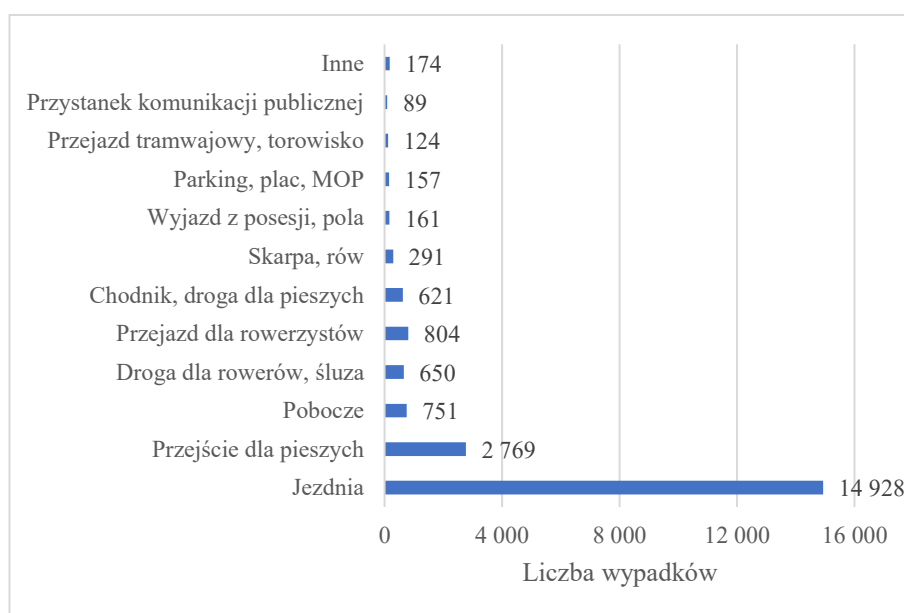


Rys. 3.27. Sieci tramwajowe na terenie Polski [116]

^h Tramwaje pojawiły się w Polsce już w 1866 roku, jednak miały one wówczas postać pojazdów ciągniętych po torach przez konie.

3.5.1. Analiza statystyk wypadkowych z udziałem tramwajów

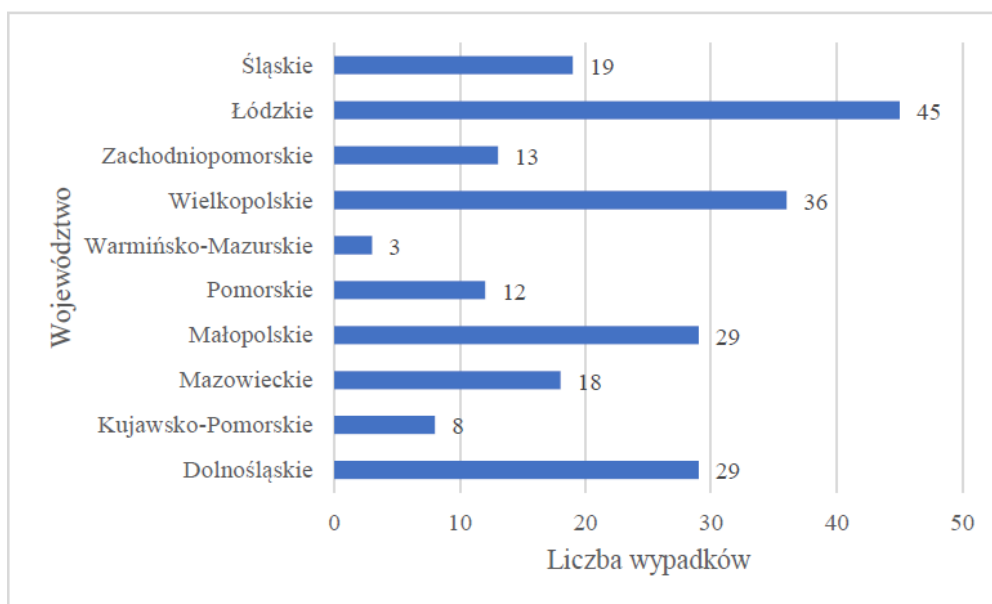
Tramwaj to obecnie jeden z najbezpieczniejszych środków transportu miejskiego, a najnowsze dane opublikowane przez Biuro Ruchu Drogowego Komendy Głównej Policji, zdają się to potwierdzać. Na przejazdach tramwajowych oraz torowiskach doszło w 2024 roku do 124 wypadków (rys. 3.28), w których to zginęło 9 osób, a 150 zostało ciężko rannych [117]. Jest to znaczny spadek liczby takich zdarzeń w porównaniu do roku 2023, gdzie to zarejestrowano 139 wypadków.



Rys. 3.28. Liczba wypadków według miejsca zdarzenia (stan na rok 2024).

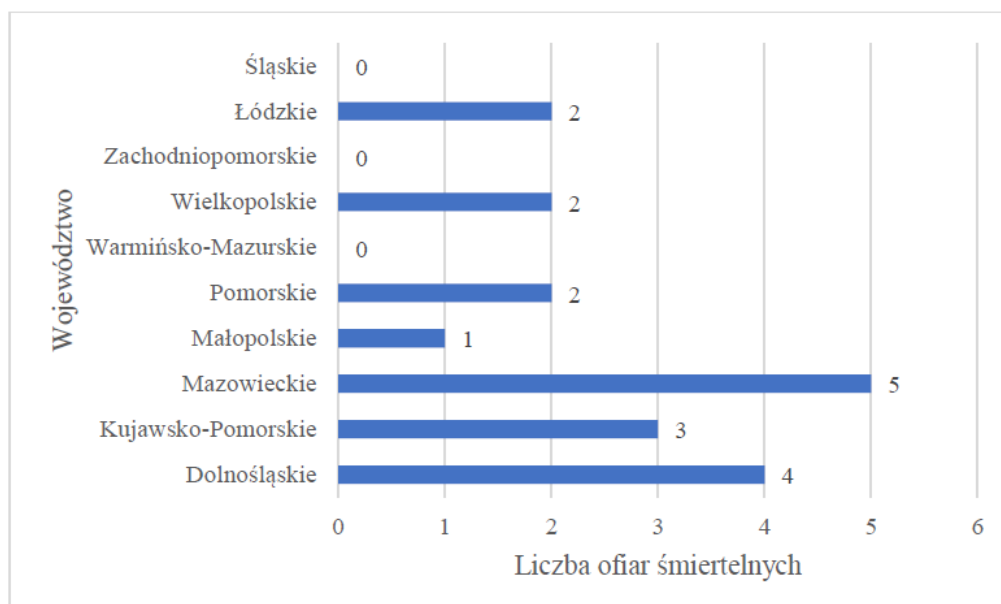
Poniżej przedstawiono także wykresy ukazujące liczbę wypadków (rys. 3.29) z udziałem tramwajów (oraz trolejbusów)ⁱ, a także dane liczbowe dotyczące ofiar śmiertelnych (rys. 3.30) i rannych (rys. 3.31) w wyniku tychże zdarzeń dla poszczególnych województw. W statystykach nie uwzględniono województw: podlaskiego, lubelskiego, podkarpackiego, świętokrzyskiego, opolskiego – ze względu na brak sieci tramwajowej w tych rejonach oraz lubuskiego, z powodu braku dostępnych danych.

ⁱ W statystykach wypadkowych publikowanych przez Komendę Główną Policji (Wypadki drogowe w Polsce) tramwaje i trolejbusy są grupowane. Z tego też względu nie było możliwe, aby przedstawić bardziej precyzyjnie zdarzenia z udziałem samych szynowych pojazdów komunikacji miejskiej. Przedstawiono zatem poniżej zdarzenia z udziałem tramwajów oraz trolejbusów.

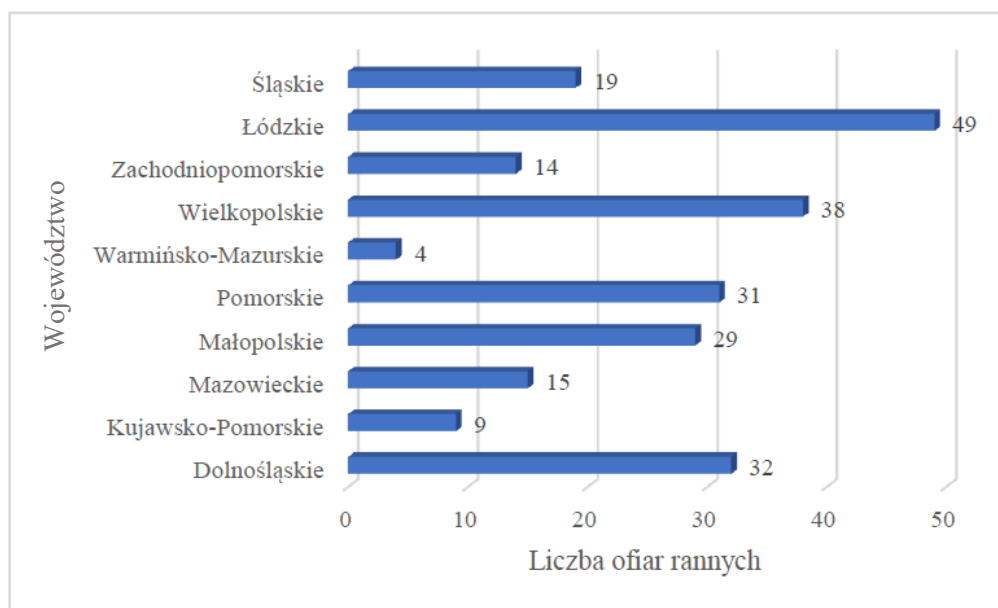


Rys. 3.29. Liczba wypadków z udziałem tramwajów i trolejbusów - wg województw (stan na rok 2024).

Według powyższych statystyk, w roku 2024 miało miejsce 212 wypadków z udziałem tramwajów i trolejbusów. Najwięcej z nich (45) miało miejsce w województwie łódzkim, najmniej w województwie warminsko-mazurskim.



Rys. 3.30. Liczba ofiar śmiertelnych w wypadkach z udziałem tramwajów i trolejbusów - wg województw (stan na rok 2024).



Rys. 3.31. Liczba ofiar rannych w wyniku wypadków z udziałem tramwajów i trolejbusów - wg województw (stan na rok 2024)

W województwie mazowieckim 5 osób zmarło w wyniku obrażeń powstałych w trakcie wypadku, natomiast w województwach śląskim, zachodniopomorskim oraz warmińsko-mazurskim nie odnotowano żadnych ofiar śmiertelnych.

Najwięcej rannych osób w wyniku zdarzeń niepożądanych z udziałem tramwajów zareportowano w województwie łódzkim, najmniej z kolei w województwie warmińsko-mazurskim.

Warto także wspomnieć, iż według raportu za rok 2024 z winy kierującego tramwajem doszło do 49 wypadków, w wyniku czego 68 osób doznało obrażeń, a 2 zginęły. Wspomniane dane wypadkowe stanowią zaledwie odsetek (0,2%) względem wszystkich zdarzeń niepożądanych mających miejsce na polskich drogach. Największy odsetek sprawców wypadków odnotowano wśród kierowców samochodów osobowych, bowiem w 2024 roku spowodowali oni nieco ponad 14 tys. takich incydentów (72% wszystkich zdarzeń), w wyniku czego zareportowano 17,1 tys. osób rannych i 1,1 tys. ofiar śmiertelnych.

Powyższe statystyki dają podstawę ku temu, by stwierdzić, iż tramwaje są jednymi z bezpieczniejszych środków transportu. Ma na to wpływ szereg czynników, tj. wydzielona infrastruktura, wysoki poziom szkolenia motorniczych, stabilność pojazdu, a także montaż nowoczesnych systemów bezpieczeństwa. Dzięki możliwości pomieszczenia dużej liczby pasażerów, ograniczany jest także ruch samochodów osobowych w większych

aglomeracjach, co także przyczynia się do zwiększenia bezpieczeństwa wszystkich uczestników ruchu.

3.6. Systemy bezpieczeństwa aktywnego w tramwajach

Podobnie, jak w przypadku pojazdów kolejowych, przez zarządców wdrażane są odpowiednie działania, mające na celu zniwelowanie przyczyn wystąpienia zdarzenia niepożądanego. Biorąc pod uwagę obszar eksploataowania, w ruchu tramwajowym występuje jednak dużo większa losowość zdarzeń, które mogą mieć miejsce w trakcie jazdy, niż ma to się w przypadku kolei. Czynniki, które mogą wpłynąć na występowanie ewentualnych zagrożeń również jest znacznie więcej. Wpływ na bezpieczeństwo czynne, a co za tym idzie wysoką jakość usług świadczonych przez tę gałąź transportu ma odpowiednie wyposażenie pokładowe, organizacja przewozów, ale również właściwie zaprojektowana pod użytkowanie tych pojazdów infrastruktura.

3.6.1. Infrastruktura tramwajowa

Ze względu na to, iż w przypadku transportu tramwajowego, tor tworzy strumienie kolizyjne ze strumieniami innych uczestników ruchu takich jak piesi, rowerzyści, samochody osobowe, ryzyko wystąpienia niepożądanych incydentów jest dosyć wysokie. W tym właśnie celu, poza oczywistymi rozwiązaniami polegającymi na odpowiednim sterowaniu ruchem (najczęściej z zastosowaniem sygnalizacji świetlnej), stosuje się środki zaradcze, polegające na zmianach w infrastrukturze tramwajowej. Jednym z najbardziej znanych rozwiązań jest wydzielanie toru dla tramwajów od jezdni. Całkowite wydzielenie torowiska tramwajowego jest jedną z prostszych, ale także i skuteczniejszych form zabezpieczania przed wystąpieniem incydentów między tramwajami a innymi uczestnikami ruchu. W takim przypadku ruch tramwajów poprowadzony jest przez estakady i tunele. Wydzielenie może mieć miejsce także w przypadku, gdy torowisko jest poprowadzone wzdłuż jezdni (rys. 3.32 a). Rozwiązanie to zmniejsza znacznie ryzyko zderzeń bocznych.

Do największej liczby wypadków między tramwajami a pieszymi dochodzi na przejściach dla pieszych i w okolicach przystanków i to właśnie w tych obszarach stosuje się środki zapobiegawcze [119], [120]. Przykładem tego są rozwiązania stosowane w krajach Europy. Jest to np. rozwiązanie wdrożone we Włoszech, polegające na celowym wydłużaniu ścieżek prowadzących do przejścia przez torowisko (rys. 3.32 b), tym samym wymuszające sprawdzenie przez pieszego czy tramwaj nadjeżdża [121].

a)



b)



Rys. 3.32. a) Torowisko wydzielone od jezdni pasem zieleni [121],
b) ścieżka prowadząca do przejścia na torowisko [121]

Bardzo często w celu ostrzeżenia pieszego przed ewentualnym ryzykiem wynikającym z ruchu tramwajów, stosowane są znaki ostrzegawcze lub sygnały świetlne. Przykładem tego jest choćby rozwiązanie stosowane już od roku 2009 w hiszpańskim mieście Bilbao, polegające na instalacji lamp sygnalizacyjnych przed przejściem przez torowisko (rys. 3.33), mających na celu ostrzeżenie pieszych przed zbliżającym się pojazdem szynowym.



Rys. 3.33. Lampy ostrzegające przed zbliżającym się tramwajem [121]

Według raportu opublikowanego przez Europejski Program Współpracy w Dziedzinie Badań Naukowo-Technicznych (*European Cooperation in Science*

and Technology) od momentu wdrożenia tego prostego i taniego w implementacji rozwiązania, wypadki z udziałem pieszych zmniejszyły się w tym miejscu o 60%.

3.6.2. Systemy wykrywania przeszkód na torach tramwajowych

Ze względu na fakt wykorzystywania tramwajów w obszarach o gęstym zaludnieniu i nierzadko również wzmożonym ruchu pieszych oraz innych pojazdów, zaczęto coraz częściej stosować wszelkiego rodzaju czujniki i radary celem wykrycia przeszkód na trasie i reagowania na nie w odpowiedni sposób – m.in. poprzez wyhamowywanie składu. Wraz ze wzrostem zainteresowania pojazdami autonomicznymi, rozpoczęto badania nad instalacją wspomnianych już systemów. Radary wchodzące w skład tych systemów wykrywają osoby, pojazdy i inne przeszkody, które znalazły się na torowisku lub też niebezpiecznie blisko pojazdu, a następnie, w zależności od stopnia zautomatyzowania danego pojazdu, do motorniczego przekazywana jest informacja o zagrożeniu lub wdrażane jest natychmiastowe samoistne hamowanie pojazdu. W celu wykrycia osób i przeszkód często wykorzystywane są metody pomiaru odległości oparte na działaniu lasera – LiDAR [122], [123]. Takie rozwiązania stosowane są obecnie w wielu krajach świata, a jednym z najbardziej zaawansowanych pod tym względem państw są Chiny z systemem autonomicznego transportu miejskiego ART (Autonomous Rail Rapid Transit)[124]. Rozwiązania tego typu testowane są także i na terenie krajów Europy, czego przykładem jest jeden z najbardziej znanych projektów, produkowany przez firmę Siemens, tramwaj Combino, który swoją testową jazdę odbył już na poczdamskiej linii [125]. Badania nad wprowadzeniem do eksploatacji autonomicznych pojazdów tramwajowych trwają także na terenie Polski, bo już w 2019 r. rozpoczęto testy na tramwaju typu 126N „Nevelo” produkcji firmy Newag S.A. (rys. 3.34).



Rys. 3.34. Trójczłonowy tramwaj autonomiczny typu 126N „Nevelo”[126]

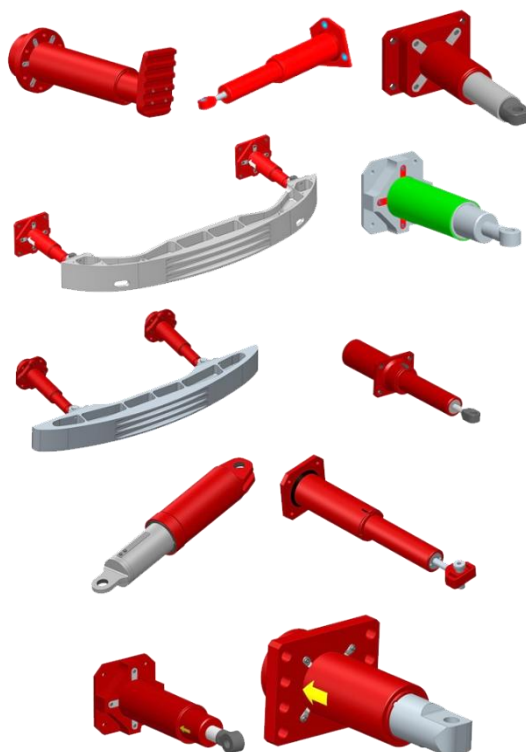
Wdrażanie tych działań miało na celu wprowadzenie systemu asystującego, którego zadaniem jest wspomaganie motorniczego w zakresie kontroli parametrów jazdy, tj. automatyzacja rozruchu i hamowania, czuwanie nad prędkością i dostosowywanie jej do cykli sygnalizatorów świetlnych w taki sposób, aby przejazd odbywał się w sposób płynny, jak również wspomniane wcześniej wykrywanie przeszkód oraz weryfikowanie możliwości przejazdu [127]. Wszystko to ma duży wpływ na zwiększenie nie tylko standardów bezpieczeństwa, ale także i komfort jazdy.

3.7. Elementy systemów bezpieczeństwa pasywnego w tramwajach

3.7.1. Absorbery energii zderzenia

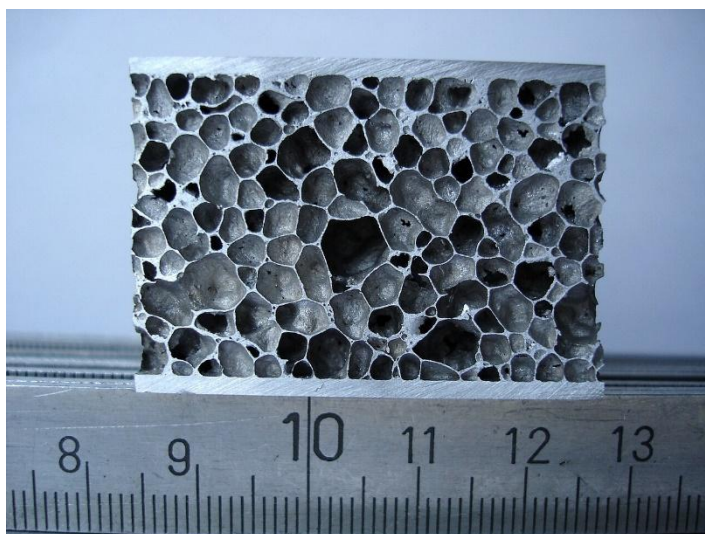
Podobnie, jak w przypadku kolei, konstrukcja tramwaju również powinna zapewnić bezpieczeństwo motorniczemu i pasażerom, m. in. poprzez absorpcję energii w razie uderzenia w przeszkodę lub inny pojazd. Biorąc pod uwagę prędkości osiągane w terenach zabudowanych właśnie przez tramwaje oraz ich znacznie mniejszą – w stosunku do pojazdów kolejowych – masę, ostatecznie energia kinetyczna zderzeń jest dużo mniejsza. Niemniej jednak stosowanie konstrukcji zmniejszających opóźnienie jest obligatoryjne.

Obecnie stosuje się szeroką gamę takich rozwiązań, czego przykładem są choćby elementy odkształcalne (rys. 3.35) produkowane na całym świecie, zbliżone kształtem i zasadą działania do tych, które implementowane są w pojazdach kolejowych [128].



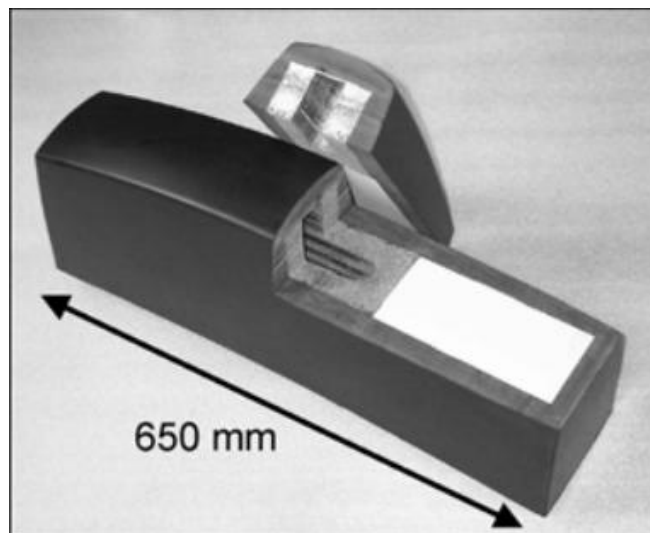
Rys. 3.35. Elementy „crash” produkowane przez firmę Axtone [129]

Do najciekawszych rozwiązań jednak zalicza się stosowanie w elementach pochłaniających energię dodatkowych materiałów o dobrych właściwościach wytrzymałościowych, a przykładem tego jest choćby wykorzystywanie spienionego metalu (rys. 3.36). Poza właściwościami do pochłaniania energii, materiał ten charakteryzuje się dobrymi własnościami termoizolacyjnymi oraz zdolnością tłumienia wstrząsów czy dźwięków [130], [131].



Rys. 3.36. Pianka aluminiowa stosowana w konstrukcji absorbera [132]

Konstruktorzy wstępnie opracowali koncepcję amortyzatorów dla pojazdu Combino firmy Siemens z użyciem tej właśnie technologii (rys. 3.37), która obecnie jest stosowana w różnego typu tramwajach [133].



Rys. 3.37. Pochłaniacz energii zderzenia do tramwaju zbudowanego dla systemu pojazdu COMBINO[133]

Innym przykładem jest wykorzystywanie technologii opartej na RTM (*Resin Transfer Moulding*), czyli przetłoczonym formowaniu żywicy. Obecnie w dziedzinie konstrukcji środków transportu, w tym również szynowego, coraz częściej stosuje się materiały kompozytowe, szczególnie te wzmocnione włóknami [134].

Zastosowanie elementów absorpcyjnych wykonanych z powyższych materiałów nie tylko spełnia wymogi zderzeniowe, ale także przyczynia się do redukcji masy pojazdu.

4. CEL PRACY

4.1. Zasadność podjęcia tematu

Jak zostało to omówione we wcześniejszym rozdziale, rozwiązań zwiększających poziom bezpieczeństwa w transporcie szynowym jest coraz więcej. Wciąż powstaje szereg innowacyjnych technologii, mających na celu zmniejszenie skutków zdarzenia niepożądanego, co wymaga jednak przeprowadzania dokładnych badań, zarówno teoretycznych, w tym obliczeniowych i symulacyjnych, jak i eksperymentalnych, zanim można będzie je stosować w pojazdach publicznego transportu zbiorowego. Obecnie najbardziej rozpowszechnioną metodą jest analiza numeryczna z zastosowaniem Metody Elementów Skończonych (MES). Jest to zaawansowana metoda badania wytrzymałości zderzeniowej pojazdów szynowych, umożliwiająca uzyskanie wyników o dużej dokładności, jednak wiąże się to z długotrwałym procesem przygotowywania modelu i zdefiniowania podstawowych warunków symulacji. Często również zmiany konstrukcyjne lub dopasowanie mas pojazdów na etapie planowania testów zderzeniowych pochłaniają dużo czasu. Warto zatem wykorzystywać metody, które mogą pomóc skrócić ten proces. Taką metodą jest zaproponowana w rozprawie analiza numeryczna z wykorzystaniem algorytmu Rungego-Kutty. Dzięki tej metodzie zaistnieje możliwość wstępnego zweryfikowania wpływu mas pojazdów lub prędkości początkowej na wyniki symulacji zderzenia tj. ilość energii pochłoniętej przez badany układ absorpcyjny, zanim rozpoczęte zostaną analizy z wykorzystaniem MES. Zaproponowana metoda matematyczna będzie zatem mogła mieć zastosowanie właśnie na etapie projektowania nowych elementów odpowiedzialnych za bezpieczeństwo w transporcie szynowym.

4.2. Cel główny, naukowy i użyteczny pracy

Na podstawie analizy problematyki badawczej w zakresie szeroko rozumianego bezpieczeństwa w transporcie szynowym, a także uwzględniając obecnie dostępne metody badania wytrzymałości i odporności zderzeniowej, sformułowano główny cel pracy jako:

Opracowanie metody numerycznej do symulacji testów zderzeniowych i oceny zachowania pojazdów szynowych wyposażonych w różnego typu elementy bezpieczeństwa pasywnego.

Celem naukowym jest opracowanie metody numerycznej z zastosowaniem algorytmu Rungego-Kutty czwartego rzędu umożliwiającej zbadanie wpływu mas

i prędkości pojazdów oraz charakterystyk elementów bezpieczeństwa pasywnego na podstawowe parametry zderzenia:

- energię zaabsorbowaną w trakcie zderzenia,
- czas, po jakim prędkość zderzających się pojazdów zostanie zredukowana do zera.

Opracowana metoda stanowić będzie narzędzie w postaci arkusza obliczeniowego w programie MathCad, wspierającego badania naukowe nad doбором charakterystyk elementów konstrukcyjnych (absorpcyjnych) zastosowanych w pojazdach szynowych na ich wytrzymałość zderzeniową.

Celem użytkowym jest aplikacja opracowanej metody numerycznej w procesie planowania testów zderzeniowych (tzw. crash-testów) przez producentów pojazdów szynowych oraz jednostki badawcze zajmujące się badaniem wytrzymałości zderzeniowej nowych pojazdów kolejowych, tramwajów, pojazdów metra. Opracowane narzędzie umożliwi ocenę wytrzymałości zderzeniowej przed analizą numeryczną z zastosowaniem MES, jedynie na podstawie charakterystyki absorbera czy mas właściwych pojazdów. Pozwoli także na optymalny dobór masy balastów pojazdów testowych w taki sposób, aby spełnić wymogi zawarte w normie PN-EN 15227. Metoda może być wykorzystana nie tylko przez producentów pojazdów szynowych, ale także przez producentów oraz konstruktorów elementów absorpcyjnych. Wykorzystanie tej metody już w fazie projektowania absorberów pozwoli na redukcję kosztów oraz skrócenie czasu przewidzianego na planowanie i przygotowywanie rzeczywistych testów zderzeniowych pojazdów szynowych.

5. METODYKA BADANIA ZDERZENIA POJAZDÓW SZYNOWYCH

W niniejszym rozdziale dokonano opisu metodyki badania wytrzymałości zderzeniowej pojazdów szynowych. W ramach przeprowadzonych badań dokonano porównania trzech metod badania zachowania pojazdów szynowych w trakcie zderzenia:

- analizy numerycznej z wykorzystaniem algorytmu Rungego-Kutty,
- analizy numerycznej z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych,
- testu zderzeniowego na rzeczywistych pojazdach.

Pierwsza z nich – analiza numeryczna z zastosowaniem algorytmu Rungego-Kutty, stanowi narzędzie służące do analizy dynamiki zderzeń i jest oryginalnym osiągnięciem naukowym opracowanym przez doktorantkę. Przedstawiono także wyniki analizy numerycznej z zastosowaniem Metody Elementów Skończonych, jako dodatkowej metody badania zachowania pojazdów szynowych w trakcie zderzenia. Rozpatrzono zderzenie dwóch pojazdów:

- najeżdżającego, wyposażonego w kabinę maszynisty i absorbery,
- oporowego, wyposażonego jedynie w zamontowane na ścianie czołowej urządzenia zabezpieczające przed wspinaniem.

Zastosowany w symulacji układ absorpcyjny stanowił odwzorowanie rzeczywistej kabiny maszynisty elektrycznego zespołu trakcyjnego typu 36WE z rodziny IMPULS produkcji NEWAG S.A. Układ składał się z absorberów rurowych umieszczonych w kabinie oraz dodatkowo zamontowanych absorberów bocznych z modułem „crash” produkcji AXTONE S.A.

Niezbędne założenia oraz dane źródłowe do opracowania modelu absorpcyjnego pozyskano w ramach współpracy z producentem pojazdów szynowych NEWAG S.A., producentem elementów absorpcyjnych, w tym zderzaków elastomerowych – AXTONE S.A. oraz Instytutem Kolejnictwa – jednostką badawczą, która przeprowadza rzeczywiste testy zderzeniowe pojazdów szynowych w Polsce.

Wyniki analiz numerycznych zostały zweryfikowane na podstawie wyników rzeczywistego testu zderzeniowego kabiny elektrycznego zespołu trakcyjnego typu 36WE przeprowadzonego przez Instytut Kolejnictwa. Warunki przeprowadzenia testu, otrzymane pomiary i wnioski przedstawiono w *Sprawozdaniu nr LW/69.01/14 z testu zderzeniowego kabiny elektrycznego zespołu trakcyjnego Impuls produkcji NEWAG S.A., Warszawa, 30 grudnia 2014.*

5.1. Przebieg analizy zderzenia pojazdów szynowych

Na rysunku 5.1 przedstawiono schemat blokowy opracowanej metody przeprowadzania symulacji testów zderzeniowych z wykorzystaniem algorytmu Runge-Kutty. W schemacie zastosowano następujące oznaczenia:

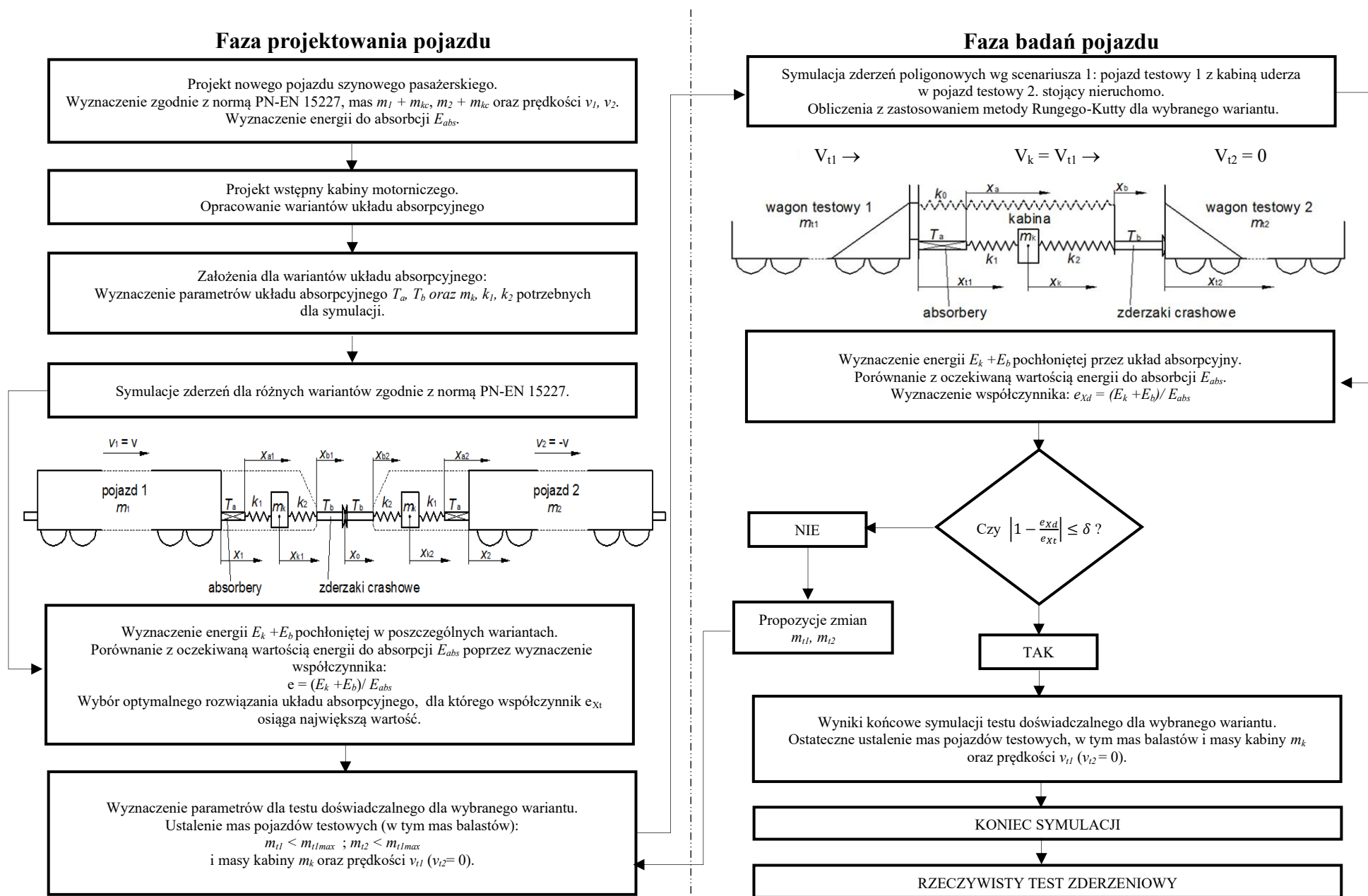
- m_{t1max} – maksymalna masa brutto pojazdu 1; np. $n_{o1} \times 20[t] - m_k$
- m_{t2max} – maksymalna masa brutto pojazdu 2; np. $n_{o2} \times 20[t]$
- n_{oi} – liczba osi i -tego wagonu testowego
- m_{kc} – masa zaprojektowanej kabiny motorniczego
- m_k – masa testowej kabiny motorniczego
- E_k – energia kinetyczna układu
- E_b – energia pochłonięta przez elementy absorpcyjne
- e – współczynnik energii pochłoniętej, $e = (E_k + E_b) / E_{abs}$
- e_{xt} – współczynnik energii pochłoniętej dla wybranego wariantu absorberów
- e_{xd} – współczynnik energii pochłoniętej dla testu doświadczalnego
- δ – dopuszczalny procentowy niedobór lub nadmiar energii pochłoniętej

Producent pojazdu szynowego, projektując nowy pojazd pasażerski, uwzględnia warunki zawarte w normie PN-EN 15227. Wstępnie, w trakcie projektowania kabiny, ustalane są przez producenta parametry różnych wariantów układów absorpcyjnych na potrzeby przeprowadzenia symulacji numerycznej z wykorzystaniem MES.

Kolejnym krokiem ze strony producenta przygotowującego pojazd do testu zderzeniowego jest ustalenie mas pojazdów testowych (w tym mas balastów) oraz prędkości zderzenia, w taki sposób, aby spełnić wymogi wspomnianej normy. W tym celu rozpoczyna się faza teoretycznych badań pojazdu oraz energii pochłoniętej przez układ absorpcyjny, rys. 5.1. W zależności od parametrów pojazdu najpierw ustalana jest wartość wymagana (oczekiwana) tej energii E_{abs} . Następnie, wyznaczana jest energia pochłonięta przez poszczególne warianty układu absorpcyjnego w celu wybrania przypadku najkorzystniejszego. Dalej, weryfikowana jest wielkość całkowitej energii pochłanianej przez zastosowany układ absorpcyjny $E_k + E_b$ poprzez jej porównanie z wartością wymaganą E_{abs} , co badane jest za pomocą współczynnika δ . Jeżeli energia pochłonięta $E_k + E_b$ jest bliska wartości wymaganej E_{abs} , wówczas należy przyjąć zaproponowane masy balastów oraz prędkości do realizacji testu zderzeniowego doświadczalnego. W przeciwnym przypadku należy na nowo wyznaczyć parametry dla pojazdów testowych – masy i prędkości.

Na etapie teoretycznych badań pojazdu, symulacja jest oparta o zasadę zachowania energii oraz zasadę zachowania pędu. Wyznaczany jest model matematyczny

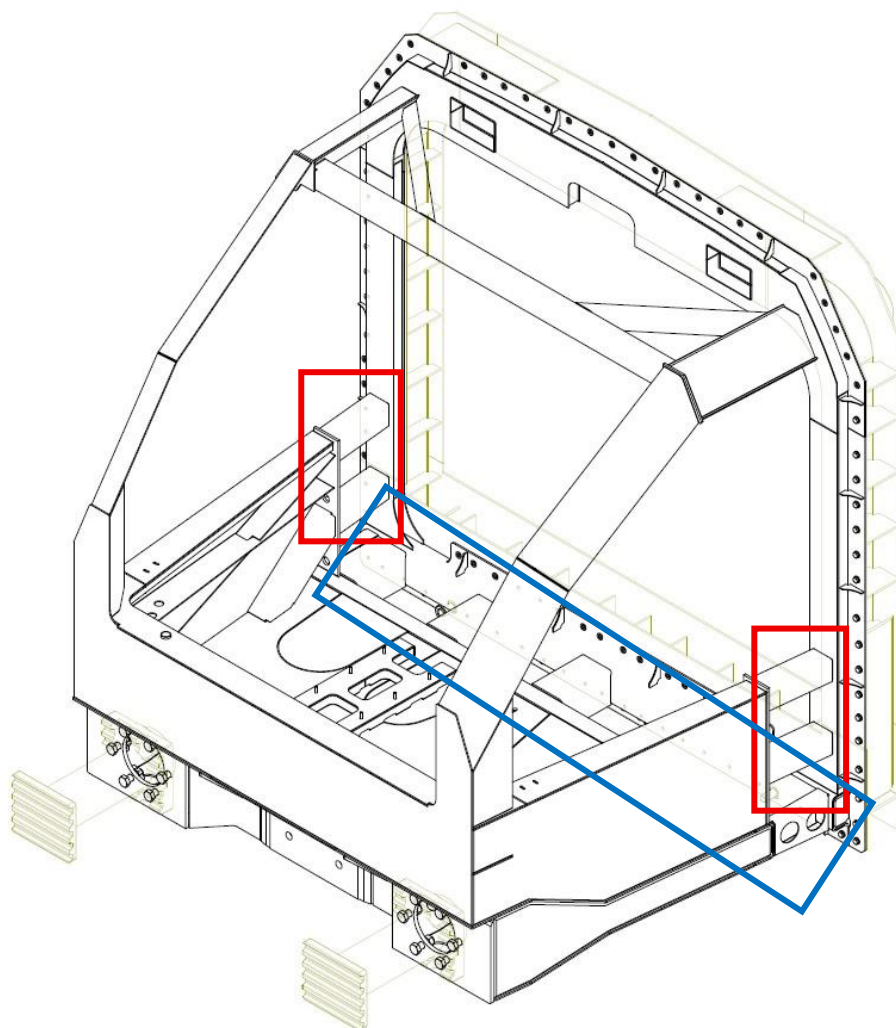
analizowanego zderzenia. Następnie, przy uwzględnieniu charakterystyki dynamicznej (siła – przemieszczenie) oraz długości roboczej danego absorbera, wyznaczane są wzory na pochłoniętą przez układ (tj. absorbery zamontowane w kabinie oraz absorbery boczne) energię. Kolejno, poprzez zastosowanie odpowiednich podstawień oraz poprzez zdefiniowanie funkcji (y) oraz warunków (W), otrzymuje się układ równań, który rozwiązywany jest metodą numeryczną z zastosowaniem algorytmu Rungego-Kutty czwartego rzędu (przy użyciu programu MathCad). W celu przeprowadzenia symulacji, przyjmuje się dane (tj. masy i prędkości początkowe zderzanych pojazdów), a następnie, wyznacza prędkości pojazdów po zderzeniu oraz energię całkowicie pochłoniętą przez układy absorpcyjne pojazdów. W analizie uwzględnia się także odciążanie układu absorpcyjnego.



Rys. 5.1. Schemat blokowy opracowanej metody przeprowadzania symulacji testów zderzeniowych z wykorzystaniem algorytmu Rungego-Kutty

5.2. Charakterystyka zastosowanego modelu absorpcyjnego

W analizowanym modelu przyjęto dwuelementowy układ absorbujący energię uderzenia w pojazdach. Jednym z elementów są odkształcalne elementy (rury o przekroju kwadratowym) wykonane ze stali S355, przyspawane do konstrukcji kabiny – 5 elementów w ostoi oraz po 2 w ścianach bocznych (rys. 5.2).



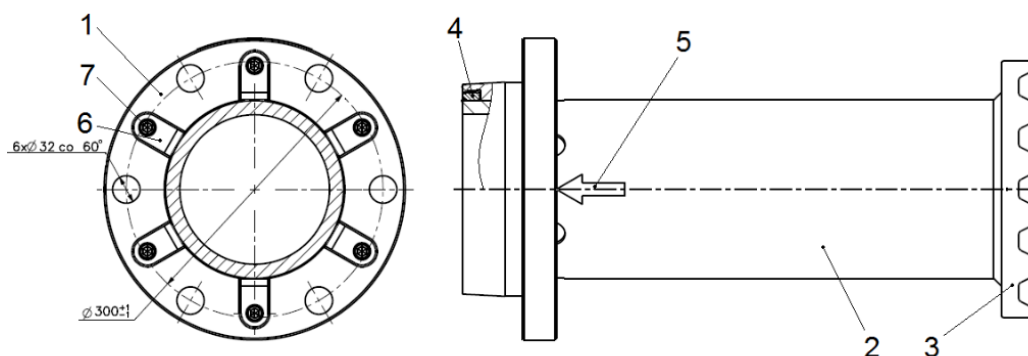
Rys. 5.2. Schemat kabiny z oznaczonymi elementami absorpcyjnymi [135]

Wymiary elementów absorpcyjnych podano poniżej:

- 120 mm x 120 mm x 4 mm, o długości 368 mm (w ścianach bocznych),
- 180 mm x 180 mm x 5 mm, o długości 300 mm (w ostoi).

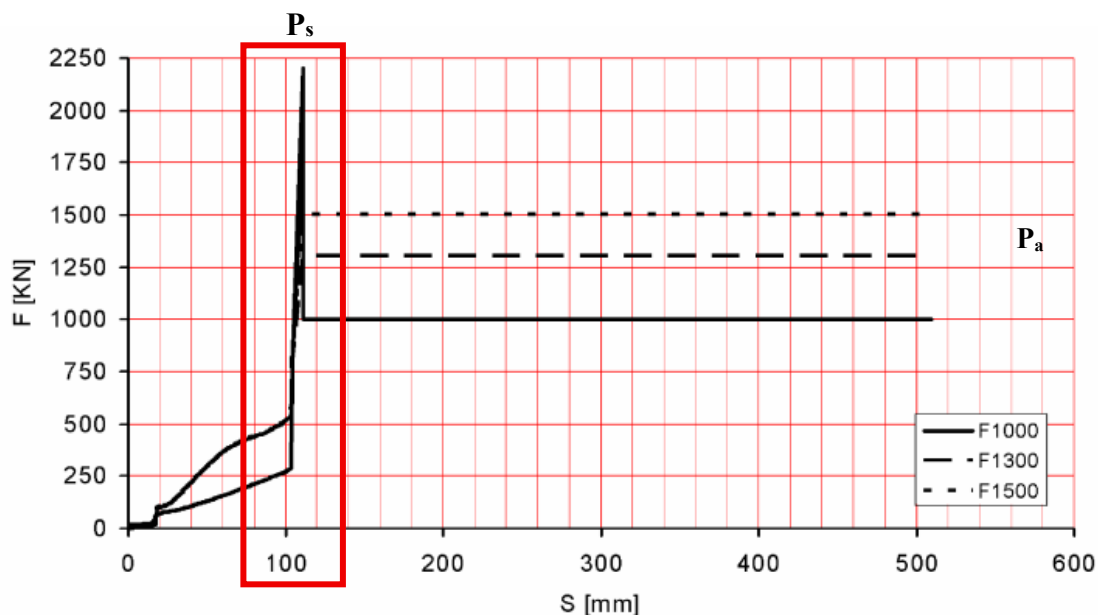
Drugim elementem jest zderzak z modułem „crash” typu AX-WAG, produkcji Axtone (rys. 5.3). Skok zderzaka wynosi 500 mm. Zderzak „crashowy” to jeden z najprostszych układów absorbujących energię. Posiada noże skrawające blachę. Podczas

skrawania zderzaki pochłaniają część energii kinetycznej pojazdu. Zderzaki z modulem „crash” stosuje się najczęściej w cysternach przewożących ładunki niebezpieczne, np. propan-butan pod dużym ciśnieniem, skroplony gaz ziemny, produkty chemiczne lub łatwopalne powstałe w wyniku rafinacji ropy naftowej, jak również w pojazdach pasażerskich, m.in. elektrycznych zespołach trakcyjnych.



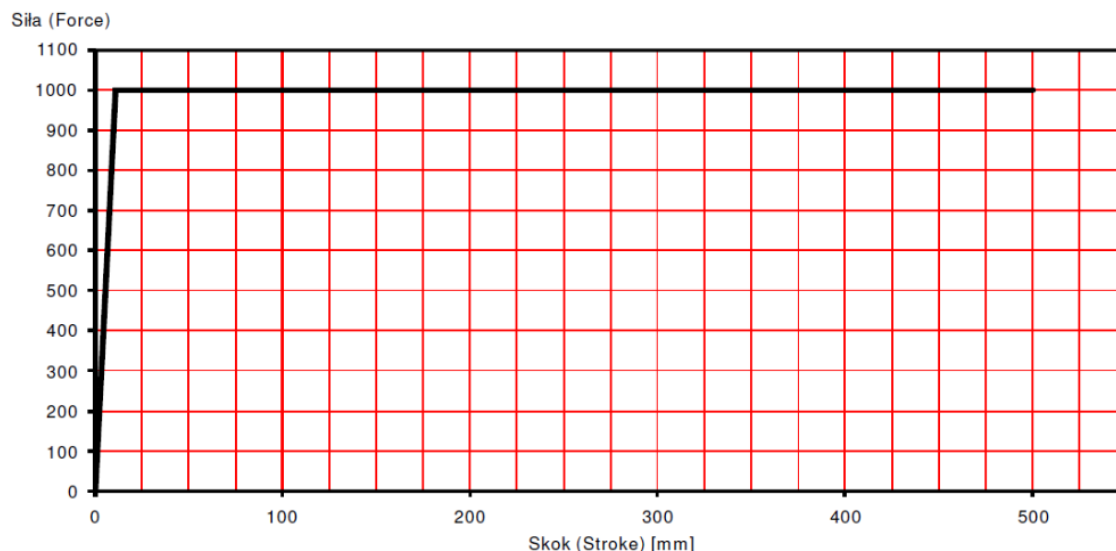
Rys. 5.3. Budowa elementu „crash” AX-WAG; 1 – płyta, 2 – tuleja, 3 – tarcza, 4 – pierścień, 5 – wskaźnik wyzwolenia, 6 – nóż tnący, 7 – śruba ISO 4762-M12x25-12.9 [136]

Na potrzeby absorpcji energii w pasażerskich pojazdach szynowych opracowano specjalną wersję zderzaków, których charakterystyka nie posiada części sprężystej, jak ma to się w przypadku innych zderzaków z modulem „crash” (rys. 5.4).



Rys. 5.4. Przykładowa charakterystyka dynamiczna zderzaka z modulem „crash” z zaznaczonym nagłym wzrostem siły sprężystej (peakiem) P_s

Jest to schematyzacja nie zawierająca wspomnianego wzrostu siły, zatem w tym przypadku $P_s = P_a$. Poniżej zaprezentowano charakterystykę analizowanego absorbera (rys. 5.5).



Rys. 5.5. Teoretyczna charakterystyka dynamiczna elementu Crash AX-WAG [136]

5.3. Analiza numeryczna z zastosowaniem algorytmu Rungego-Kutty

Pierwszym etapem jest przedstawienie nowej, oryginalnej metody modelowania zderzeń pojazdów szynowych, tj. analizy numerycznej z zastosowaniem algorytmu Rungego-Kutty. Utworzenie tej metody ma na celu optymalizację czasu i kosztów poświęconych na badania odporności zderzeniowej elementów absorpcyjnych pojazdów szynowych.

5.3.1. Symulacja testu eksperymentalnego

Zamiast mas rzeczywistych pojazdy testowe posiadają masy m_{t1} i m_{t2} . Jeden z pojazdów (m_{t2}) stanowi oporę, czyli nieruchomy, niezahamowany specjalny wagon testowy. Powyższe założenia można zapisać następująco:

$$\begin{aligned}x &= x_1 - x_2 \\m_{t1} &= \text{const}(t) \\m_{t2} &= m_{t2}(t) \\\mu_t(t) &= \frac{m_{t1}}{m_{t2}(t)} \\v_1 &= v_t, v_2 = 0\end{aligned}$$

Zgodnie z opracowaniem [23] dysponujemy układem dwóch równań:

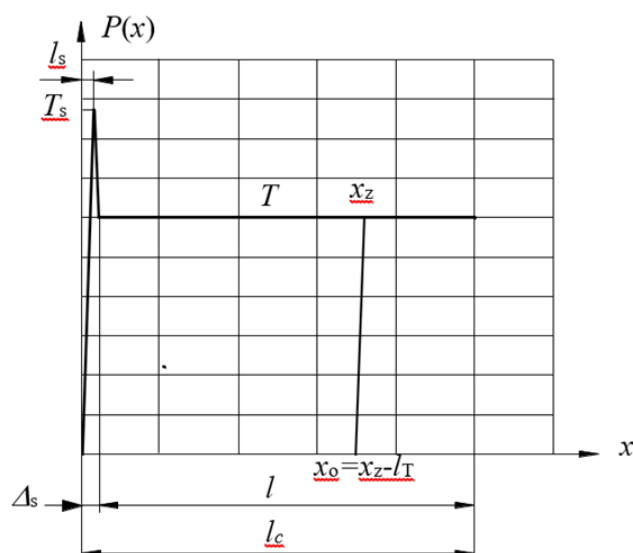
$$\begin{cases} m_{t1}v_t + m_{t2}0 = m_{t1}\dot{x}_1 + m_{t2}\dot{x}_2 \\ \frac{1}{2}m_{t1}v_t^2 = \frac{1}{2}m_{t1}\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}m_{t2}\dot{x}_2^2 + E_{t1} + E_{t2} \end{cases} \quad (1)$$

Przez odpowiednie przekształcenia powyższych równań można otrzymać końcową postać równania różniczkowego, mianowicie:

$$\ddot{x}_1\dot{x} = \frac{m_{t2}}{2m_{t1}} \cdot \{[2\mu_t v_{t1} - (2\mu_t + 1) \dot{x}_1 + \dot{x}](\dot{x}_1 - \dot{x})\} - \frac{\dot{E}_{t1} + \dot{E}_{t2}}{m_{t1}} \quad (2)$$

5.3.2. Model zderzaków z modulem „crash”

Poniżej (rys. 5.6) zaprezentowano teoretyczną charakterystykę dynamiczną absorberów z modulem „crash”.



Rys. 5.6. Schematyzacja charakterystyki siła-przemieszczenie jednej pary absorberów lub zderzaków

Aby określić jak zmienia się energia pochłaniana przez układ absorpcyjny pary absorberów rurowych lub zderzaków crashowych najpierw trzeba ustalić przebieg zależności siły od przemieszczenia $P(x)$. Funkcja $P(x)$ może być opisana następującym ogólnym wzorem:

$$P(x, \dot{x}) = k \begin{cases} x; & 0 \leq x < l_s \\ l_s - \frac{1 - \frac{T}{T_s}}{\frac{\Delta_s}{l_s} - 1} \cdot (x - l_s); & l_s \leq x < \Delta_s \\ l_T; & \Delta_s \leq x \leq x_z \wedge \dot{x} \geq 0 \\ x - x_o; & x_o \leq x \leq x_z \end{cases} \quad (3)$$

gdzie:

$$k = \frac{T_s}{l_s} = \frac{T}{l_T}, \quad l_T = l_s \frac{T}{T_s} = \frac{T}{k},$$

- T_s – maksymalna początkowa siła wywołana oporem w absorberach,
- l_s – współrzędna odpowiadająca pikowi T_s ,
- Δ_s – długość części charakterystyki absorberów zawierającej pik T_s ,
- T – ustabilizowana siła oporu w absorberach,
- x_z – punkt zwrotny w działaniu absorberów,
- x_o – punkt odciążenia absorberów, $x_o = x_z - l_T$,
- l – długość części płaskiej charakterystyki absorberów,
- l_c – długość całkowita charakterystyki absorberów, $l_c = \Delta_s + l$.

Energia pochłaniana przez absorbery jest wyznaczona przez całkowanie funkcji $P(x)$, mianowicie:

$$E(x, \dot{x}) = \int_0^x P(\xi, \dot{\xi}) d\xi \quad (4)$$

stąd:

$$E(x, \dot{x}) = \begin{cases} \frac{1}{2} k \cdot x^2 + C_I; & 0 \leq x < l_s \\ k l_s x - \frac{T_s - T}{\Delta_s - l_s} \cdot \left(\frac{1}{2} x^2 - l_s x \right) + C_{II}; & l_s \leq x < \Delta_s \\ k l_T x + C_{III}; & \Delta_s \leq x \leq x_z \wedge \dot{x} \geq 0 \\ k \cdot \left(\frac{1}{2} x^2 - x_o x \right) + C_{IV}; & x_z - l_T \leq x \leq x_z \end{cases} \quad (5)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} C_I &= 0, \\ C_{II} &= -\frac{1}{2} \left(k + \frac{T_s - T}{\Delta_s - l_s} \right) l_s^2 + C_I, \\ C_{III} &= \frac{T_s - T}{\Delta_s - l_s} \left(l_s - \frac{\Delta_s}{2} \right) \Delta_s + (T_s - T) \Delta_s + C_{II}, \end{aligned}$$

$$C_{IV} = \frac{1}{2} k x_z^2 + C_{III}.$$

zatem otrzymujemy równanie:

$$\dot{E}(x, \dot{x}) = k \dot{x} \begin{cases} x; & 0 \leq x < l_s \\ l_s - \frac{1 - \frac{T}{T_s}}{\frac{\Delta_s}{l_s} - 1} \cdot (x - l_s); & l_s \leq x < \Delta_s \\ l_T; & \Delta_s \leq x \leq x_z \wedge \dot{x} \geq 0 \\ x - x_o; & x_o \leq x \leq x_z \end{cases} \quad (6)$$

Dla absorberów „a” użyto oznaczeń dla zmiennych, zgodnych z rys. 5.6, czyli:

$$x = x_{t1} - x_a, \quad x_z = x_{za}, \quad x_o = x_{oa}, \quad l_s = l_{sa}, \quad l_T = l_{Ta}, \quad \Delta_s = \Delta_{sa}, \quad T = T_a, \\ T_s = T_{sa}, \quad k = k_a,$$

w związku z czym wzór na energię pochłoniętą przez nie przyjmuje postać:

$$\begin{aligned} \dot{E}_a \\ = k_a (\dot{x}_{t1} \\ - \dot{x}_a) \begin{cases} x_{t1} - x_a; & x_a \leq x_{t1} < x_a + l_{sa} \\ l_{sa} - \frac{1 - \frac{T_a}{T_{sa}}}{\frac{\Delta_{sa}}{l_{sa}} - 1} \cdot (x_{t1} - x_a - l_{sa}); & x_a + l_{sa} \leq x_{t1} < x_a + \Delta_{sa} \\ l_{Ta}; & x_a + \Delta_{sa} \leq x_{t1} \leq x_a + x_{za} \wedge \dot{x}_{t1} \geq \dot{x}_a \\ x_{t1} - x_a - x_{oa}; & x_a + x_{oa} \leq x_{t1} \leq x_a + x_{za} \end{cases} \end{aligned} \quad (7)$$

Dla absorberów typu „b” (czyli dla zderzaków crashowych) używamy oznaczeń:

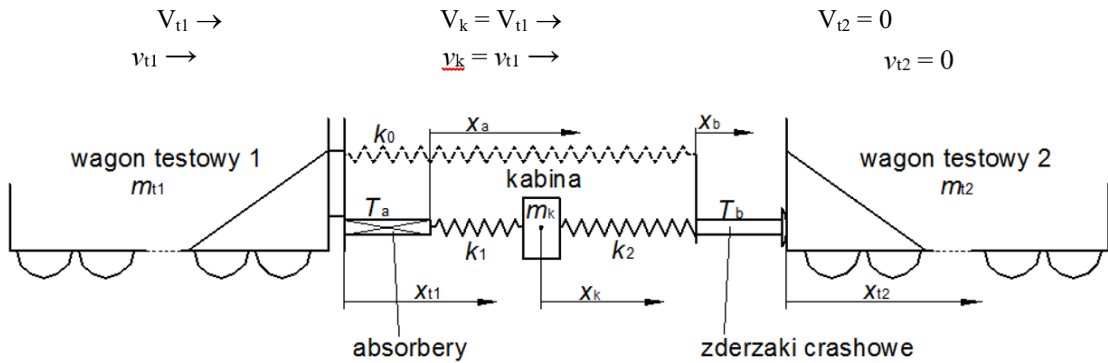
$$x = x_b - x_{t2}, \quad x_z = x_{zb}, \quad x_o = x_{ob}, \quad l_s = l_{sb}, \quad l_T = l_{Tb}, \quad \Delta_s = \Delta_{sb}, \quad T = T_b, \\ T_s = T_{sb}, \quad k = k_b,$$

w związku z czym wzór na energię pochłoniętą przez zderzaki przyjmuje postać:

$$\begin{aligned} \dot{E}_b \\ = k_b (\dot{x}_b \\ - \dot{x}_{t2}) \begin{cases} x_b - x_{t2}; & x_{t2} \leq x_b < x_{t2} + l_{sb} \\ l_{sb} - \frac{1 - \frac{T_b}{T_{sb}}}{\frac{\Delta_{sb}}{l_{sb}} - 1} \cdot (x_b - x_{t2} - l_{sb}); & x_{t2} + l_{sb} \leq x_b < x_{t2} + \Delta_{sb} \\ l_{Tb}; & x_{t2} + \Delta_{sb} \leq x_b \leq x_{t2} + x_{zb} \wedge \dot{x}_b \geq \dot{x}_{t2} \\ x_b - x_{t2} - x_{ob}; & x_{t2} + x_{ob} \leq x_b \leq x_{t2} + x_{zb} \end{cases} \end{aligned} \quad (8)$$

5.3.3. Przyjęte założenia

Na rys. 5.7 pokazano schemat pojazdów testowych z modelem mechanicznym kabiny pojazdu IMPULS. Wagon testowy 1 ma doczepioną kabinę z 2 zderzakami typu crash. Kabina ma masę m_k . Para zderzaków i układ 9 absorberów (deformujące się rury) w modelu traktowane są jako elementy pojedyncze (T_a i T_b). Strukturę kabiny należy traktować jako odkształcalną, dlatego model zawiera sprężyny o sztywnościach k_0 , k_1 i k_2 . Aby uprościć rozwiązanie przyjmuje się, że $k_0 = 0$, co oznacza, że ta sprężyna nie bierze udziału w przenoszeniu obciążenia. Sprężyny k_1 i k_2 przejmują działanie elementu k_0 . Prędkość początkowa wagonu testowego nr 1 wynosi v_{t1} a wagonu nr 2 $v_{t2} = 0$. Doczepiona kabina ma prędkość początkową $v_k = v_{t1}$.



Rys. 5.7. Schemat pojazdów testowych; wagon testowy 1 ma doczepioną kabinę ze zderzakami typu crash (T_b) i z wewnętrznymi absorberami rurowymi (T_a)

5.3.4. Model matematyczny z uwzględnieniem podatności kabiny

Bilans pędu i energii układu przedstawia się następująco

$$(m_{t1} + m_k)v_{t1} = m_{t1}\dot{x}_{t1} + m_k\dot{x}_k + m_{t2}\dot{x}_{t2} \quad (9)$$

$$\frac{1}{2}(m_{t1} + m_k)v_{t1}^2 = \frac{1}{2}m_{t1}\dot{x}_{t1}^2 + \frac{1}{2}m_k\dot{x}_k^2 + \frac{1}{2}m_{t2}\dot{x}_{t2}^2 + E_s + E_a + E_b \quad (10)$$

gdzie:

E_s – energia pochłaniana przez sprężyny o sztywnościach k_1 i k_2 ,

E_a – energia pochłaniana przez absorbery rurowe,

E_b – energia pochłaniana przez zderzaki (bufory).

Jeśli w równaniach (9) i (10) podstawimy:

$$\mu_1 = \frac{m_{t1}}{m_{t2}}, \quad \mu_k = \frac{m_k}{m_{t2}},$$

to przyjmą one postać:

$$(\mu_1 + \mu_k)v_{t1} = \mu_1\dot{x}_{t1} + \mu_k\dot{x}_k + \dot{x}_{t2} \quad (11)$$

$$\frac{1}{2}(\mu_1 + \mu_k)v_{t1}^2 = \frac{1}{2}\mu_1\dot{x}_{t1}^2 + \frac{1}{2}\mu_k\dot{x}_k^2 + \frac{1}{2}\dot{x}_{t2}^2 + \frac{E_s + E_a + E_b}{m_{t2}} \quad (12)$$

W równaniach (11) i (12) występują 3 niewiadome zmienne x_{t1} , x_k i x_{t2} . Oprócz tego we wzorach na energie pojawiają się jeszcze dwie zmienne x_a i x_b (rys. 5.7). Dodatkowe równania wynikają z warunków równowagi sił działających na masy m_{t1} , m_k i m_{t2} , mianowicie:

$$\ddot{x}_{t1} = -\kappa_a \begin{cases} x_{t1} - x_a; & x_a \leq x_{t1} < x_a + l_{Ta} \\ l_{Ta}; & x_a + l_{Ta} \leq x_{t1} \leq x_a + x_{za} \wedge \dot{x}_{t1} \geq \dot{x}_a \\ x_{t1} - x_a - x_{oa}; & x_a + x_{oa} \leq x_{t1} \leq x_a + x_{za} \end{cases} \quad (13)$$

$$\mu_k \ddot{x}_k = \kappa_1(x_a - x_k) - \kappa_2(x_k - x_b) \quad (14)$$

$$\ddot{x}_{t2} = \kappa_b \begin{cases} x_b - x_{t2}; & x_{t2} \leq x_b < x_{t2} + l_{Tb} \\ l_{Tb}; & x_{t2} + l_{Tb} \leq x_b \leq x_{t2} + x_{zb} \wedge \dot{x}_b \geq \dot{x}_{t2} \\ x_b - x_{t2} - x_{ob}; & x_{t2} + x_{ob} \leq x_b \leq x_{t2} + x_{zb} \end{cases} \quad (15)$$

gdzie podstawiono:

$$\kappa_1 = \frac{k_1}{m_{t2}}, \quad \kappa_2 = \frac{k_2}{m_{t2}}, \quad \kappa_a = \frac{k_a}{m_{t1}}, \quad \kappa_b = \frac{k_b}{m_{t2}}.$$

Zgodnie z oryginalną charakterystyką dynamiczną absorberów bocznych, przyjmuje się, że nie występuje charakterystyczny skok siły sprężystej (tzw. *peak*) w wykresie sił, co oznacza, że:

$$T_s = T(T_{sa} = T_a; T_{sb} = T_b), \quad l_s = l_T(l_{sa} = l_{Ta}; l_{sb} = l_{Tb})$$

Równanie (11) pozwala na następujący związek na zmienną $\dot{x}_{t2}$:

$$\dot{x}_{t2} = (\mu_1 + \mu_k)v_{t1} - \mu_1\dot{x}_{t1} - \mu_k\dot{x}_k \quad (16)$$

natomiast równanie (12) - po zróżniczkowaniu po czasie – przyjmuje postać:

$$0 = \mu_1\dot{x}_{t1}\ddot{x}_{t1} + \mu_k\dot{x}_k\ddot{x}_k + \dot{x}_{t2}\ddot{x}_{t2} + \frac{\dot{E}_s + \dot{E}_a + \dot{E}_b}{m_{t2}} \quad (17)$$

Po uwzględnieniu - również zróżniczkowanego po czasie - równania (16):

$$0 = \mu_1\dot{x}_{t1}\ddot{x}_{t1} + \mu_k\dot{x}_k\ddot{x}_k - \dot{x}_{t2} \cdot (\mu_1\ddot{x}_{t1} + \mu_k\ddot{x}_k) + \frac{\dot{E}_s + \dot{E}_a + \dot{E}_b}{m_{t2}} \quad (18)$$

lub

$$0 = \mu_1(\dot{x}_{t1} - \dot{x}_{t2})\ddot{x}_{t1} + \mu_k(\dot{x}_k - \dot{x}_{t2})\ddot{x}_k + \frac{\dot{E}_s + \dot{E}_a + \dot{E}_b}{m_{t2}} \quad (19)$$

Podstawiając do (19) równanie (14) otrzymujemy:

$$\mu_1(\dot{x}_{t1} - \dot{x}_{t2}) \ddot{x}_{t1} = -(\dot{x}_k - \dot{x}_{t2}) [\kappa_1(x_a - x_k) - \kappa_2(x_k - x_b)] - \frac{\dot{E}_s + \dot{E}_a + \dot{E}_b}{m_{t2}} \quad (20)$$

lub:

$$\ddot{x}_{t1} = -\frac{1}{\mu_1} \cdot \frac{\dot{x}_k - \dot{x}_{t2}}{\dot{x}_{t1} - \dot{x}_{t2}} [\kappa_1(x_a - x_k) - \kappa_2(x_k - x_b)] - \frac{\dot{E}_s + \dot{E}_a + \dot{E}_b}{m_{t1}(\dot{x}_{t1} - \dot{x}_{t2})} \quad (21)$$

Zgodnie z rys. 5.7 możemy napisać, że energia pochłaniana przez sprężyny wynosi:

$$E_s(x_a, x_k, x_b) = \frac{1}{2} k_1 (x_a - x_k)^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_k - x_b)^2 \quad (22)$$

a pochodna po czasie:

$$\dot{E}_s(x_a, x_k, x_b) = k_1(x_a - x_k) (\dot{x}_a - \dot{x}_k) + k_2(x_k - x_b) (\dot{x}_k - \dot{x}_b) \quad (23)$$

Zmienną $\dot{x}_{t2}$ można wyeliminować za pośrednictwem związku (16) natomiast x_{t2} po jego obustronnym całkowaniu:

$$\dot{x}_{t2} = (\mu_1 + \mu_k) v_{t1} - \mu_1 \dot{x}_{t1} - \mu_k \dot{x}_k \quad (24)$$

$$x_{t2} = (\mu_1 + \mu_k) v_{t1} t - \mu_1 x_{t1} - \mu_k x_k + c \quad (25)$$

Stała $c = 0$ wobec założenia, że $x_{t2}(0) = x_{t1}(0) = x_k(0) = 0$.

Podsumowując, suma energii $\dot{E}_s + \dot{E}_a + \dot{E}_b$ może być wyznaczona za pomocą trzech poniższych formuł:

$$\dot{E}_s = k_1(x_a - x_k) (\dot{x}_a - \dot{x}_k) + k_2(x_k - x_b) (\dot{x}_k - \dot{x}_b) \quad (26)$$

$$\dot{E}_a = k_a(\dot{x}_{t1} - \dot{x}_a) \begin{cases} x_{t1} - x_a; & x_a \leq x_{t1} < x_a + l_{Ta} \\ l_{Ta}; & x_a + l_{Ta} \leq x_{t1} \leq x_a + x_{za} \wedge \dot{x}_{t1} \geq \dot{x}_a \\ x_{t1} - x_a - x_{oa}; & x_a + x_{oa} \leq x_{t1} \leq x_a + x_{za} \end{cases} \quad (27)$$

$$\dot{E}_b = k_b(\dot{x}_b - \dot{x}_{t2}) \begin{cases} x_b - x_{t2}; & x_{t2} \leq x_b < x_{t2} + l_{Tb} \\ l_{Tb}; & x_{t2} + l_{Tb} \leq x_b \leq x_{t2} + x_{zb} \wedge \dot{x}_b \geq \dot{x}_{t2} \\ x_b - x_{t2} - x_{ob}; & x_{t2} + x_{ob} \leq x_b \leq x_{t2} + x_{zb} \end{cases} \quad (28)$$

Zatem, biorąc pod uwagę podstawienia:

$$\mu_1 = \frac{m_{t1}}{m_{t2}}, \mu_k = \frac{m_k}{m_{t2}},$$

$$\kappa_1 = \frac{k_1}{m_{t2}}, \kappa_2 = \frac{k_2}{m_{t2}}, \kappa_a = \frac{k_a}{m_{t1}}, \kappa_b = \frac{k_b}{m_{t2}}$$

otrzymujemy:

$$\frac{\dot{E}_s + \dot{E}_a + \dot{E}_b}{m_{t2}} = \kappa_1(x_a - x_k)(\dot{x}_a - \dot{x}_k) + \kappa_2(x_k - x_b)(\dot{x}_k - \dot{x}_b) + \mu_1\kappa_a(\dot{x}_{t1} - \dot{x}_a)f_a + \kappa_b(\dot{x}_b - \dot{x}_{t2})f_b \quad (29)$$

gdzie podstawiono:

$$f_a = \begin{cases} x_{t1} - x_a; & x_a \leq x_{t1} < x_a + l_{Ta} \\ l_{Ta}; & x_a + l_{Ta} \leq x_{t1} \leq x_a + x_{za} \wedge \dot{x}_{t1} \geq \dot{x}_a \\ x_{t1} - x_a - x_{oa}; & x_a + x_{oa} \leq x_{t1} \leq x_a + x_{za} \end{cases}$$

$$f_b = \begin{cases} x_b - x_{t2}; & x_{t2} \leq x_b < x_{t2} + l_{Tb} \\ l_{Tb}; & x_{t2} + l_{Tb} \leq x_b \leq x_{t2} + x_{zb} \wedge \dot{x}_b \geq \dot{x}_{t2} \\ x_b - x_{t2} - x_{ob}; & x_{t2} + x_{ob} \leq x_b \leq x_{t2} + x_{zb} \end{cases}$$

Równanie (20), po podstawieniu wzoru (29), można zapisać w postaci:

$$\begin{aligned} \mu_1(\dot{x}_{t1} - \dot{x}_{t2})\ddot{x}_{t1} &= -(\dot{x}_k - \dot{x}_{t2})[\kappa_1(x_a - x_k) - \kappa_2(x_k - x_b)] - \kappa_1(x_a - x_k)(\dot{x}_a - \dot{x}_k) \\ &\quad - \kappa_2(x_k - x_b)(\dot{x}_k - \dot{x}_b) - \mu_1\kappa_a(\dot{x}_{t1} - \dot{x}_a)f_a - \kappa_b(\dot{x}_b - \dot{x}_{t2})f_b \end{aligned} \quad (30)$$

a po przekształceniach - z uwzględnieniem równania (13) - do poniższej postaci uzupełnionej układem 3 równań z 5-cioma niewiadomymi:

$$(\dot{x}_{t2} - \dot{x}_a)\mu_1\kappa_af_a = \kappa_1(\dot{x}_{t2} - \dot{x}_a)(x_a - x_k) + [\kappa_2(x_k - x_b) - \kappa_b f_b](\dot{x}_b - \dot{x}_{t2}) \quad (31)$$

$$\ddot{x}_{t1} = -\kappa_af_a \quad (32)$$

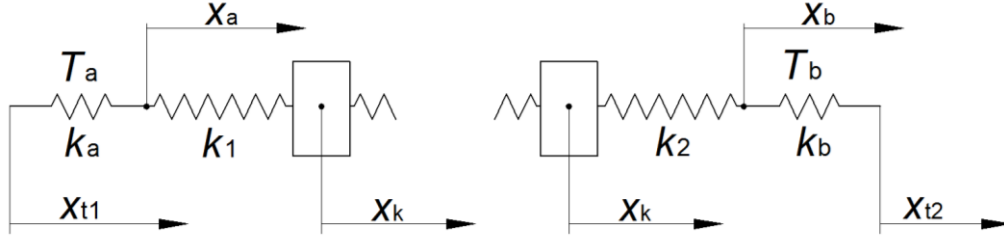
$$\ddot{x}_k = \frac{\kappa_1}{\mu_k}(x_a - x_k) - \frac{\kappa_2}{\mu_k}(x_k - x_b) \quad (33)$$

$$\ddot{x}_{t2} = \kappa_b f_b \quad (34)$$

5.3.5. Model absorberów w zakresie sprężystym

W zakresie sprężystym, czyli w początkowej fazie działania absorbera (lub układu równolegle zabudowanych kilku absorberów) T_a działają dwie sprężyny o sztywnościach k_a i k_l połączone szeregowo jak na rys. 5.8a. Podobnie można traktować zderzak (a właściwie układ 2 równolegle zabudowanych zderzaków) T_b , rys. 5.8b^j.

^j W tych podrozdziałach używane są nazwy absorber i zderzak jako działające równolegle zestawy tych urządzeń.



Rys. 5.8. Modele zastępcze absorberów (a) i zderzaków (b) w zakresie sprężystym

Poniżej wykorzystano podstawienia:

$$\kappa_1 = \frac{k_1}{m_{t2}}, \quad \kappa_2 = \frac{k_2}{m_{t2}}, \quad \kappa_a = \frac{k_a}{m_{t1}}, \quad \kappa_b = \frac{k_b}{m_{t2}}, \quad \mu_1 = \frac{m_{t1}}{m_{t2}}, \quad \mu_k = \frac{m_k}{m_{t2}}.$$

Obydwie sprężyny przenoszą tę samą siłę, co opisuje równanie:

$$(x_a - x_{t1})\mu_1\kappa_a = (x_k - x_a)\kappa_1 \quad (35)$$

z którego otrzymujemy wzór na zmienną x_a :

$$x_a = \frac{\frac{x_k}{\mu_1\kappa_a} + \frac{x_{t1}}{\kappa_1}}{\frac{1}{\mu_1\kappa_a} + \frac{1}{\kappa_1}} \quad (36)$$

lub:

$$x_a = \left(\frac{x_k}{\mu_1\kappa_a} + \frac{x_{t1}}{\kappa_1} \right) \kappa_{a1} \quad (37)$$

gdzie:

$$\frac{1}{\kappa_{a1}} = \frac{1}{\mu_1\kappa_a} + \frac{1}{\kappa_1}$$

Sprężyna modelująca zderzak o sztywności k_b oraz sprężyna k_2 również przenoszą tę samą siłę, co daje równanie:

$$(x_{t2} - x_b)\kappa_b = (x_b - x_k)\kappa_2 \quad (38)$$

oraz rozwiązanie:

$$x_b = \frac{\frac{x_k}{\kappa_b} + \frac{x_{t2}}{\kappa_2}}{\frac{1}{\kappa_b} + \frac{1}{\kappa_2}} \quad (39)$$

lub:

$$x_b = \left(\frac{x_k}{\kappa_b} + \frac{x_{t2}}{\kappa_2} \right) \kappa_{b2} \quad (40)$$

gdzie:

$$\frac{1}{\kappa_{b2}} = \frac{1}{\kappa_b} + \frac{1}{\kappa_2}.$$

Dla absorbera w zakresie sprężystym, czyli w pierwszej fazie jego aktywności, gdy $x_a \leq x_{t1} < x_a + l_{Ta} \wedge \dot{x}_{t1} \geq \dot{x}_a$ funkcja f_a wynosi: $f_a = x_{t1} - x_a$. W związku z tym równanie (31) po uwzględnieniu wzoru (37) przyjmuje postać:

$$\begin{aligned} & (\dot{x}_{t2} - \dot{x}_a) \mu_1 \kappa_a (x_{t1} - x_a) \\ & = \kappa_1 (\dot{x}_{t2} - \dot{x}_a) (x_a - x_k) + [\kappa_2 (x_k - x_b) - \kappa_b f_b] (\dot{x}_b - \dot{x}_{t2}) \\ 0 & = \kappa_1 (\dot{x}_{t2} - \dot{x}_a) (x_k - x_a) \\ & + \kappa_1 (\dot{x}_{t2} - \dot{x}_a) (x_a - x_k) + [\kappa_2 (x_k - x_b) - \kappa_b f_b] (\dot{x}_b - \dot{x}_{t2}) \\ 0 & = [\kappa_2 (x_k - x_b) - \kappa_b f_b] (\dot{x}_b - \dot{x}_{t2}) \end{aligned}$$

Ponieważ $\dot{x}_b - \dot{x}_{t2} \neq 0$ zatem mamy ogólne równanie z niewiadomą x_b :

$$\kappa_2 (x_k - x_b) - \kappa_b f_b = 0 \quad (41)$$

które trzeba rozwiązać metodą numeryczną.

Dla pierwszego zakresu obowiązywania funkcji f_b , czyli gdy $f_b = x_b - x_{t2}$ jest:

$$\kappa_2 (x_k - x_b) - \kappa_b (x_b - x_{t2}) = 0 \quad (42)$$

oraz:

$$x_b = \left(\frac{x_k}{\kappa_b} + \frac{x_{t2}}{\kappa_2} \right) \kappa_{b2} \quad (43)$$

co daje wynik na zmienną x_b identyczny jak ze wzoru (37).

Dla drugiego zakresu funkcji f_b , czyli dla $f_b = l_{Tb}$ mamy:

$$\kappa_2 (x_k - x_b) - \kappa_b l_{Tb} = 0 \quad (44)$$

$$x_b = x_k - \frac{\kappa_b}{\kappa_2} l_{Tb} \quad (45)$$

Dla trzeciego zakresu funkcji f_b , czyli dla $f_b = x_b - x_{t2} - x_{ob}$ mamy:

$$\kappa_2(x_k - x_b) - \kappa_b(x_b - x_{t2} - x_{ob}) = 0 \quad (46)$$

$$x_b = \frac{x_k + \frac{\kappa_b}{\kappa_2}(x_{t2} + x_{ob})}{1 + \frac{\kappa_b}{\kappa_2}} = \left(\frac{x_k}{\kappa_b} + \frac{x_{t2} + x_{ob}}{\kappa_2} \right) \kappa_{b2} \quad (47)$$

Współrzędna x_{ob} może być wyznaczona zgodnie z rys. 5.7, czyli jako $x_{ob} = x_{zb} - l_{Tb}$, natomiast x_{zb} należy ustalić, gdy $\dot{x}_b - \dot{x}_{t2} = 0$.

5.3.6. Rozwiązanie układu równań różniczkowych

Rozwiązanie dla układu absorberów w zakresie sprężystym dotyczy zakresu $x_a \leq x_{t1} < x_a + l_{Ta} \wedge \dot{x}_{t1} \geq \dot{x}_a$, gdy absorbery są obciążone wstępnie siłą mniejszą od T_a . Zakłada się, że zderzaki działają w pełnym zakresie zmiennych $x_{t2}, x_b, \dot{x}_b, \dot{x}_{t2}$.

Aby uzyskać rozwiązanie możemy wykorzystać równania (13), (14), (15) i (37).

Dla analizowanego zakresu mają one postać:

$$\ddot{x}_{t1} = -\kappa_a(x_{t1} - x_a) \quad (48)$$

$$\mu_k \ddot{x}_k = \kappa_1(x_a - x_k) - \kappa_2(x_k - x_b) \quad (49)$$

$$\ddot{x}_{t2} = \kappa_b \begin{cases} x_b - x_{t2}; & 0 \leq x_b - x_{t2} < l_{Tb} \\ l_{Tb}; & l_{Tb} \leq x_b - x_{t2} \leq x_{zb} \wedge \dot{x}_b - \dot{x}_{t2} \geq 0 \\ x_b - x_{t2} - x_{ob}; & x_{ob} \leq x_b - x_{t2} \leq x_{zb} \end{cases} \quad (50)$$

$$x_a = \left(\frac{x_k}{\mu_1 \kappa_a} + \frac{x_{t1}}{\kappa_1} \right) \kappa_{a1} \quad (51)$$

$$\dot{x}_a = \left(\frac{\dot{x}_k}{\mu_1 \kappa_a} + \frac{\dot{x}_{t1}}{\kappa_1} \right) \kappa_{a1} \quad (52)$$

$$x_b = \kappa_{b2} \begin{cases} \frac{x_k}{\kappa_b} + \frac{x_{t2}}{\kappa_2}; & 0 \leq x_b - x_{t2} < l_{Tb} \\ \frac{x_k - \frac{\kappa_b}{\kappa_2} l_{Tb}}{\kappa_{b2}}; & l_{Tb} \leq x_b - x_{t2} \leq x_{zb} \wedge \dot{x}_b - \dot{x}_{t2} \geq 0 \\ \frac{x_k}{\kappa_b} + \frac{x_{t2} + x_{ob}}{\kappa_2}; & x_{ob} \leq x_b - x_{t2} \leq x_{zb} \end{cases} \quad (53)$$

$$\dot{x}_b = \kappa_{b2} \begin{cases} \frac{\dot{x}_k}{\kappa_b} + \frac{\dot{x}_{t2}}{\kappa_2}; & 0 \leq x_b - x_{t2} < l_{Tb} \\ \frac{\dot{x}_k}{\kappa_{b2}}; & l_{Tb} \leq x_b - x_{t2} \leq x_{zb} \wedge \dot{x}_b - \dot{x}_{t2} \geq 0 \\ \frac{\dot{x}_k}{\kappa_b} + \frac{\dot{x}_{t2}}{\kappa_2}; & x_{ob} \leq x_b - x_{t2} \leq x_{zb} \end{cases} \quad (54)$$

Oznacza to, że wykorzystując wzory (52) i (53) możemy rozważać tylko trzy równania różniczkowe z niewiadomymi x_{t1} , x_k i x_{t2} , mianowicie (49), (50) i (51). Niestety zmienne x_b i $\dot{x}_b$ w równaniach (54) i (55) nie mogą być w zwykły sposób (analitycznie) wyznaczone.

W celu rozwiązania tego problemu przekształcono wzór (54) do postaci:

$$x_b - x_{t2} = \begin{cases} (x_k - x_{t2}) \frac{\kappa_{b2}}{\kappa_b}; & 0 \leq x_b - x_{t2} < l_{Tb} \\ (x_k - x_{t2}) - \frac{\kappa_b}{\kappa_2} l_{Tb}; & l_{Tb} \leq x_b - x_{t2} \leq x_{zb} \wedge \dot{x}_b - \dot{x}_{t2} \geq 0 \\ (x_k - x_{t2}) \frac{\kappa_{b2}}{\kappa_b} + \frac{\kappa_{b2}}{\kappa_2} x_{ob}; & x_{ob} \leq x_b - x_{t2} \leq x_{zb} \end{cases} \quad (55)$$

Skrajne wartości wyrażeń znajdujących się wewnątrz wzoru (56) prowadzą do związków:

$$\begin{aligned} \mathbf{W1}: 0 \leq x_b - x_{t2} < l_{Tb} &\rightarrow 0 \leq (x_k - x_{t2}) \frac{\kappa_{b2}}{\kappa_b} < l_{Tb} \rightarrow 0 \leq x_k - x_{t2} < x_T \\ \mathbf{W2}: l_{Tb} \leq x_b - x_{t2} \leq x_{zb} &\rightarrow l_{Tb} \leq (x_k - x_{t2}) - \frac{\kappa_b}{\kappa_2} l_{Tb} \leq x_{zb} \rightarrow x_T \leq \\ &x_k - x_{t2} \leq x_{ob} + x_T \\ \mathbf{W3}: x_{ob} \leq x_b - x_{t2} \leq x_{zb} &\rightarrow x_{ob} \leq (x_k - x_{t2}) \frac{\kappa_{b2}}{\kappa_b} + \frac{\kappa_{b2}}{\kappa_2} x_{ob} < x_{zb} \rightarrow x_{ob} \leq \\ &x_k - x_{t2} \leq x_{ob} + x_T \end{aligned}$$

gdzie podstawiono:

$$\frac{\kappa_b}{\kappa_{b2}} l_{Tb} = x_T$$

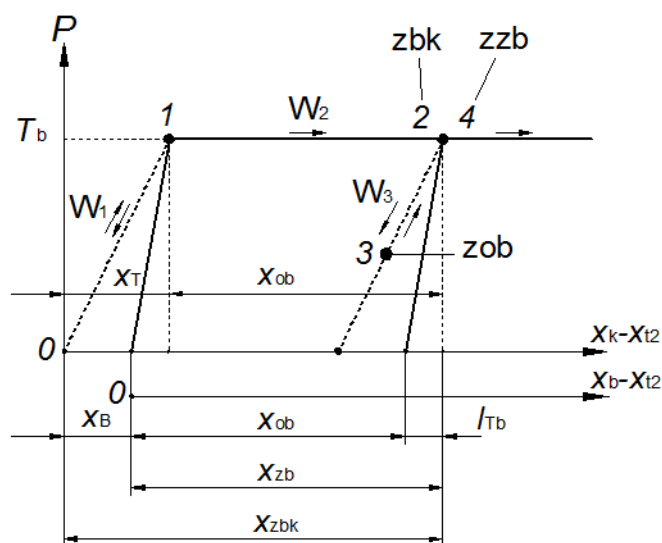
Zatem, zamiast warunków występujących w równaniach (51), (54) i (55):

$$\begin{aligned} \mathbf{W1}: 0 \leq x_b - x_{t2} < l_{Tb} \\ \mathbf{W2}: l_{Tb} \leq x_b - x_{t2} \leq x_{zb} \wedge \dot{x}_b - \dot{x}_{t2} \geq 0 \\ \mathbf{W3}: x_{ob} \leq x_b - x_{t2} \leq x_{zb} \end{aligned}$$

można stosować warunki o postaci:

$$\begin{aligned} \mathbf{W1}: 0 \leq x_k - x_{t2} < x_T \\ \mathbf{W2}: x_T \leq x_k - x_{t2} < x_{ob} + x_T \wedge \dot{x}_k - \dot{x}_{t2} \geq 0 \\ \mathbf{W3}: x_{ob} \leq x_k - x_{t2} < x_{ob} + x_T \end{aligned}$$

w których nie występują zmienne x_b i $\dot{x}_b$.



Rys. 5.9. Schemat zależności siły P w zderzakach od zmiennych $x_k - x_{t2}$ lub $x_b - x_{t2}$; punkty zwrotne: zbk – l. zatrzymanie i początek odciążania, zob - zatrzymanie odciążania, zzb - powrót na część poziomą, koniec odciążania

Rozwiązanie może być uzyskane metodą numeryczną. W tym celu zdefiniujmy funkcje y_i :

$$y_0 = x_{t_1}; y_1 = \dot{x}_{t_1},$$

$$y_2 = x_k; y_3 = \dot{x}_k,$$

$$y_4 = x_{t2}; y_5 = \dot{x}_{t2},$$

$$y_6 = x_a; y_7 = \dot{x}_a,$$

$$y_8 = x_b; y_9 = \dot{x}_b$$

oraz warunki:

$$\mathbf{W}_1: 0 \leq y_2 - y_4 < l_{Tb} \cdot \frac{\kappa_b}{\kappa_{b2}},$$

$$\mathbf{W}_2: l_{Tb} \cdot \frac{\kappa_b}{\kappa_{b2}} \leq y_2 - y_4 \leq x_{ob} + l_{Tb} \cdot \frac{\kappa_b}{\kappa_{b2}} \wedge y_3 - y_5 \geq 0$$

$$\mathbf{W3: } x_{ob} \leq y_2 - y_4 \leq x_{ob} + l_{Tb} \cdot \frac{\kappa_b}{\kappa_{b2}}$$

Równania różniczkowe przyjmują teraz następującą postać dogodną do obliczeń numerycznych:

$$\dot{y}_0 = y_1 \quad (56)$$

$$\dot{y}_1 = -\kappa_a(y_0 - y_6) \quad (57)$$

$$\dot{y}_2 = y_3 \quad (58)$$

$$\dot{y}_3 = \frac{\kappa_1}{\mu_k} (y_6 - y_2) - \frac{\kappa_2}{\mu_k} \cdot (y_2 - y_8) \quad (59)$$

$$\dot{y}_4 = y_5 \quad (60)$$

$$\dot{y}_5 = \kappa_b \cdot \begin{cases} y_8 - y_4 & \text{if } \mathbf{W}_1 \\ l_{Tb} & \text{if } \mathbf{W}_2 \\ y_8 - y_4 - x_{ob} & \text{if } \mathbf{W}_3 \end{cases} \quad (61)$$

gdzie należy zastosować poniższe funkcje:

$$y_6 = f_6(y_0, y_2) = \left(\frac{y_2}{\mu_1 \kappa_a} + \frac{y_0}{\kappa_1} \right) \kappa_{a1} \quad (62)$$

$$y_7 = f_6(y_1, y_3) = \left(\frac{y_3}{\mu_1 \kappa_a} + \frac{y_1}{\kappa_1} \right) \kappa_{a1} \quad (63)$$

$$y_8 = f_8(y_2, y_3, y_4, y_5) = \kappa_{b2} \begin{cases} \frac{y_2}{\kappa_b} + \frac{y_4}{\kappa_2}; & \text{if } \mathbf{W}_1 \\ \frac{y_2 - \frac{\kappa_b}{\kappa_2} l_{Tb}}{\kappa_{b2}}; & \text{if } \mathbf{W}_2 \\ \frac{y_2}{\kappa_b} + \frac{y_4 + x_{ob}}{\kappa_2}; & \text{if } \mathbf{W}_3 \end{cases} \quad (64)$$

$$y_9 = f_9(y_2, y_3, y_4, y_5) = \kappa_{b2} \begin{cases} \frac{y_3}{\kappa_b} + \frac{y_5}{\kappa_2}; & \text{if } \mathbf{W}_1 \\ \frac{y_3}{\kappa_{b2}}; & \text{if } \mathbf{W}_2 \\ \frac{y_3}{\kappa_b} + \frac{y_5}{\kappa_2}; & \text{if } \mathbf{W}_3 \end{cases} \quad (65)$$

Rozwiązania dla szukanych zmiennych muszą uwzględniać zerowanie się wszystkich zmiennych w chwili $t = 0$, mianowicie:

$$x_{t1}(0) = x_k(0) = x_{t2}(0) = x_a(0) = x_b(0) = 0$$

czyli:

$$y_0(0) = y_2(0) = y_4(0) = y_6(0) = y_8(0) = 0$$

oraz warunki początkowe pierwszej pochodnej po czasie, w tym zerowanie się zmiennej $\dot{x}_{t2}$:

$$\dot{x}_{t1}(0) = \dot{x}_k(0) = \dot{x}_a(0) = \dot{x}_b(0) = v_{t1}, \dot{x}_{t2}(0) = 0$$

czyli:

$$y_1(0) = y_3(0) = y_7(0) = y_9(0) = v_{t1}, y_5(0) = 0$$

5.3.7. Energia pochłonięta przez układ absorpcyjny

Wzór na energię pochłoniętą przez zderzaki wynika z formuły (5) oraz z podstawień:

$$x = x_b - x_{t2}, \quad x_z = x_{zb}, \quad x_o = x_{ob}, \quad l_s = l_{sb}, \quad l_T = l_{Tb}, \quad \Delta_s = \Delta_{sb}, \quad T = T_b, \\ T_s = T_{sb}, \quad k = k_b,$$

oraz:

$$T_s = T(T_{sa} = T_a; T_{sb} = T_b), \quad l_s = l_T(l_{sa} = l_{Ta}; l_{sb} = l_{Tb}).$$

ma postać:

$$E_b = k_b \begin{cases} \frac{1}{2}(x_b - x_{t2})^2; & 0 \leq x_b - x_{t2} < l_{Tb} \\ l_{Tb}(x_b - x_{t2}) + c_{II}; & l_{Tb} \leq x_b - x_{t2} \leq x_{zb} \wedge \dot{x}_b - \dot{x}_{t2} \geq 0 \\ \frac{1}{2}(x_b - x_{t2})^2 - x_{ob}(x_b - x_{t2}) + c_{IV}; & x_{ob} \leq x_b - x_{t2} \leq x_{zb} \end{cases} \quad (66)$$

gdzie:

$$c_{II} = -\frac{1}{2}l_{Tb}^2$$

$$c_{IV} = \frac{1}{2}x_{zb}^2 + c_{II} = \frac{1}{2}(x_{zb}^2 - l_{Tb}^2) = \frac{1}{2}x_{ob}(x_{ob} + 2l_{Tb})$$

Biorąc od uwagę podstawienia:

$$\kappa_1 = \frac{k_1}{m_{t2}}, \quad \kappa_2 = \frac{k_2}{m_{t2}}, \quad \kappa_a = \frac{k_a}{m_{t1}}, \quad \kappa_b = \frac{k_b}{m_{t2}}$$

a także wzór (56) oraz warunki:

$$\mathbf{W}_1: 0 \leq x_k - x_{t2} < x_T, \\ \mathbf{W}_2: x_T \leq x_k - x_{t2} < x_{ob} + x_T \wedge \dot{x}_k - \dot{x}_{t2} \geq 0, \\ \mathbf{W}_3: x_{ob} \leq x_k - x_{t2} < x_{ob} + x_T,$$

uzyskujemy następującą postać wyrażenia na energię pochłoniętą przez zderzaki:

$$E_b = m_{t2} \kappa_b \begin{cases} \frac{1}{2} (x_k - x_{t2})^2 \left(\frac{\kappa_{b2}}{\kappa_b} \right)^2; & \mathbf{W}_1 \\ l_{Tb} (x_k - x_{t2}) - \frac{\kappa_b}{\kappa_2} l_{Tb}^2 + c_{II}; & \mathbf{W}_2 \\ \frac{1}{2} \left[(x_k - x_{t2}) \frac{\kappa_{b2}}{\kappa_b} + \frac{\kappa_{b2}}{\kappa_2} x_{ob} \right]^2 - x_{ob} \left[(x_k - x_{t2}) \frac{\kappa_{b2}}{\kappa_b} + \frac{\kappa_{b2}}{\kappa_2} x_{ob} \right] + c_{IV}; & \mathbf{W}_3 \end{cases} \quad (67)$$

albo:

$$E_b = m_{t2} \kappa_b \begin{cases} \frac{1}{2} (x_k - x_{t2})^2 \left(\frac{\kappa_{b2}}{\kappa_b} \right)^2; & \mathbf{W}_1 \\ l_{Tb} (x_k - x_{t2}) - \left(\frac{1}{2} + \frac{\kappa_b}{\kappa_2} \right) l_{Tb}^2; & \mathbf{W}_2 \\ \frac{1}{2} (x_k - x_{t2} - x_{ob})^2 \left(\frac{\kappa_{b2}}{\kappa_b} \right)^2 + x_{ob} l_{Tb}; & \mathbf{W}_3 \end{cases} \quad (68)$$

Fragment arkusza kalkulacyjnego programu MathCad z zastosowaniem metody Rungego-Kutty przedstawiono na rys. 5.10; Znajdują się tam następujące elementy:

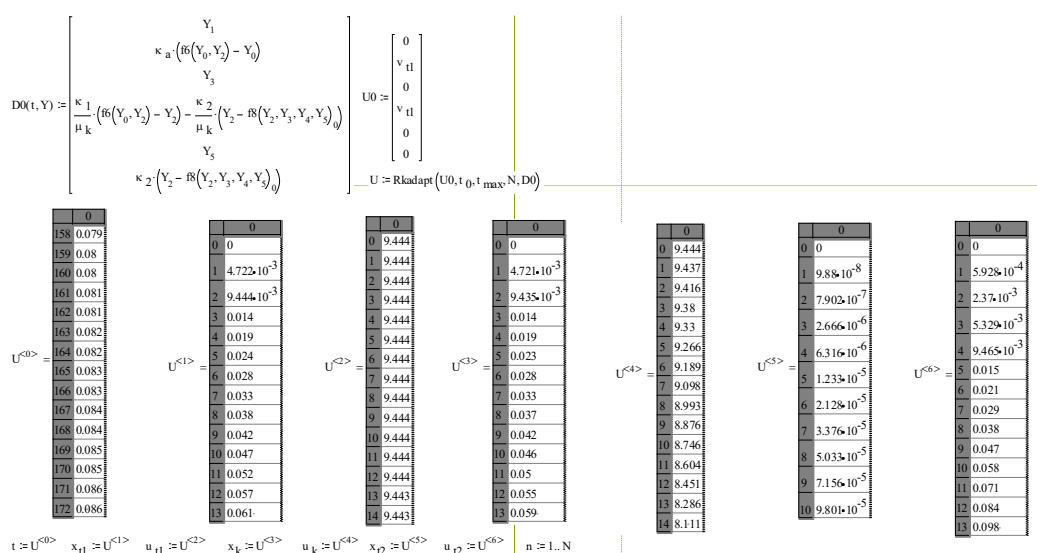
D0 - podstawowy wektor równań różniczkowych,

U0 - wektor wartości początkowych,

t_o, t_{max} - przedział czasowy rozwiązania,

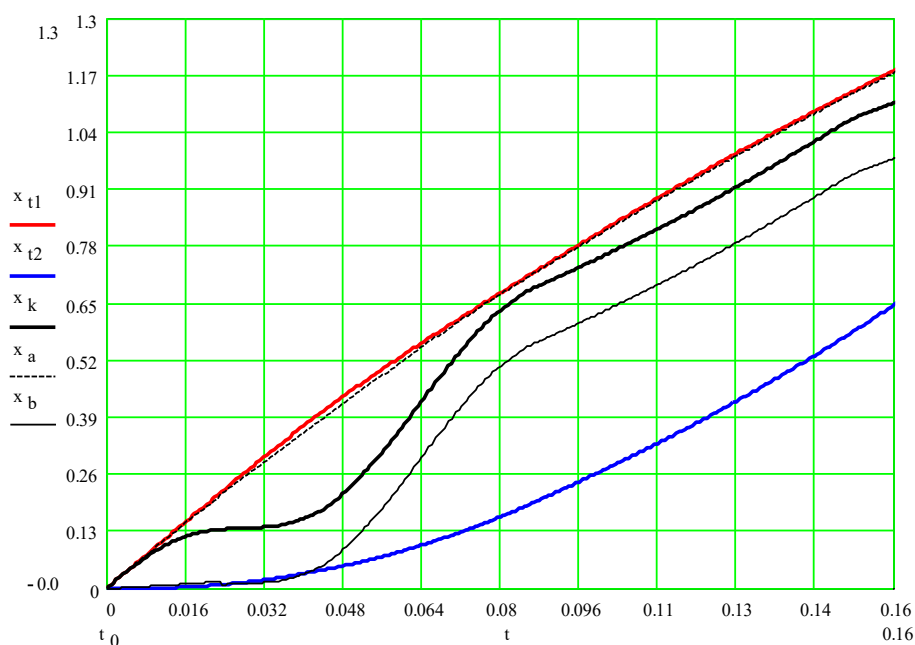
N - liczba kroków czasowych rozwiązania,

$U^{<n>}$ - wektory wynikowe rozwiązania.



Rys. 5.10. Fragment arkusza kalkulacyjnego programu MathCad z zastosowaniem adaptacyjnej metody Rungego-Kutty: D0 - podstawowy wektor równań różniczkowych, U0 - wektor wartości początkowych, t_o, t_{max} - przedział czasowy, N - liczba kroków czasowych rozwiązania, $U^{<n>}$ - wektory wynikowe rozwiązania

Odpowiednie wykresy dla przemieszczeń uzyskane w wyniku rozwiązania wyżej zdefiniowanego układu równań różniczkowych metodą Rungego–Kutty przedstawia rys. 5.11. Efekt odciążania absorberów zderzakowych wystąpił poza czasem obserwacji zderzenia (jak w teście eksperymentalnym) równym $t = 0,16$ s.



Rys. 5.11. Rozwiązania: x_{t1} - przemieszczenia pojazdu 1, x_{t2} - przemieszczenia pojazdu 2, x_a - przemieszczenia absorberów rurowych, x_k - przemieszczenia środka ciężkości kabiny, x_b - przemieszczenie zderzaków

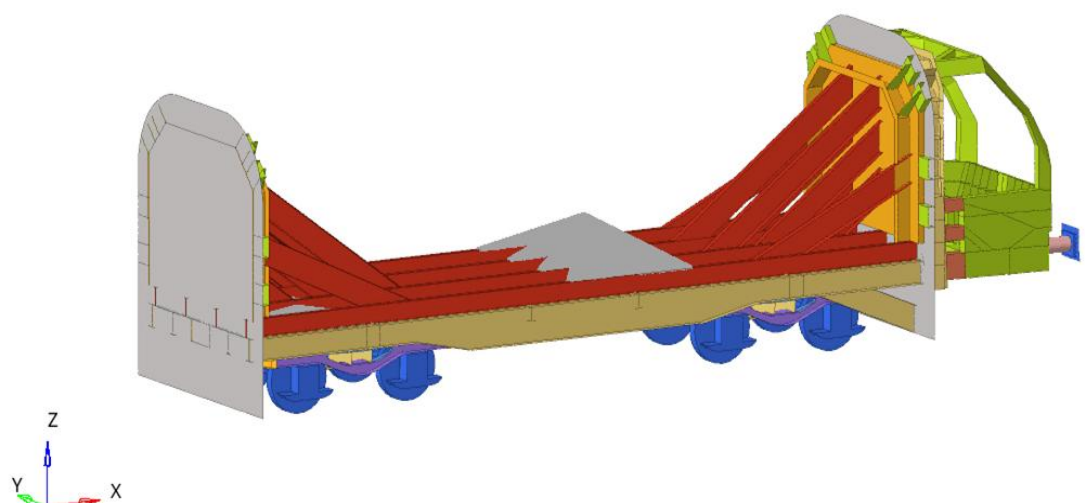
5.4. Analiza numeryczna z wykorzystaniem MES

Analiza numeryczna z zastosowaniem Metody Elementów Skończonych została wykonana dodatkowo, jako jedna z metod stosowanych w projektowaniu samych pojazdów, a także symulowaniu zdarzeń, które mogą wystąpić. Metoda ta pozwoliła na wizualizację pewnych zjawisk, zachodzących w trakcie zderzenia pojazdów. W niniejszym podrozdziale podjęta została także próba zastosowania metody fotogrametrycznej jako narzędzia do odtworzenia modelu 3D kabiny zamontowanej w pojeździe.

5.4.1. Przyjęte założenia

W celu przeprowadzenia symulacji z wykorzystaniem MES, zamodelowane zostały dwa pojazdy testowe, używane do testów na obiektach rzeczywistych na torze doświadczalnym Instytutu Kolejnictwa w Żmigrodzie. Jeden z nich – pojazd najeżdżający, tzw. „taran” (rys. 5.12) wyposażony został w kabinę maszynisty charakterystyczną

dla elektrycznego zespołu trakcyjnego z rodziny Impuls oraz dodatkowo absorbery boczne z modulem „crash”.



Rys. 5.12. Model numeryczny pojazdu najeżdżającego z zamontowaną kabiną maszynisty oraz absorberami bocznymi

Tabela 5.1 definiuje z kolei masy poszczególnych elementów pojazdu najeżdżającego, które zostały przyjęte dla modelu numerycznego.

Tabela 5.1. Masy poszczególnych elementów konstrukcji pojazdu najeżdżającego zastosowane w modelu numerycznym

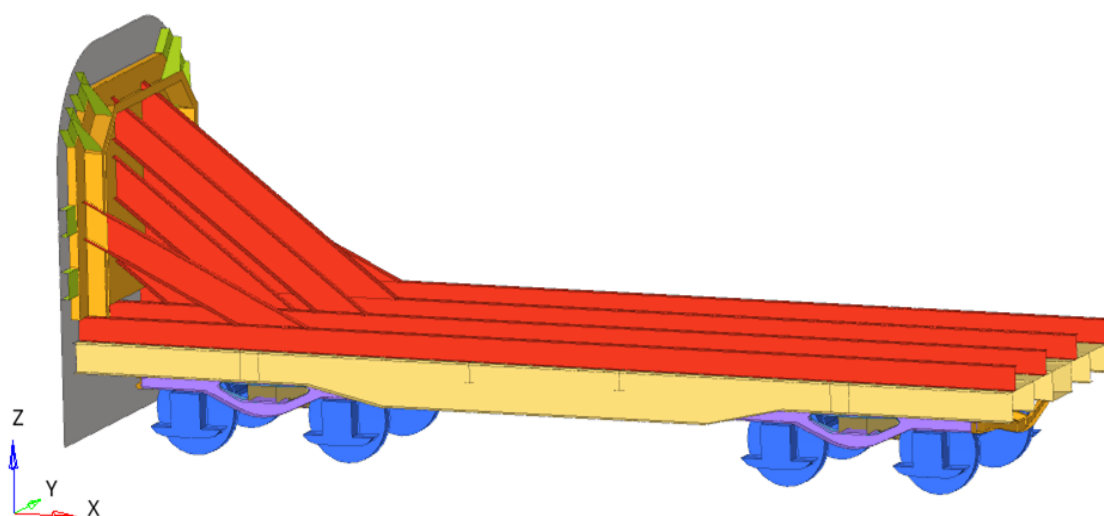
Element	Masa [t]
Masa wagonu	25,69
Skrzynia obciążająca M4	14,25
Skrzynia obciążająca M5	3,71
Skrzynia obciążająca M6	3,60
Skrzynia obciążająca M7	3,79
Dodana masa ^k	3,64
Kabina z absorberami	2,44
Masa całkowita	57,10

Masa wagonu uwzględnia masę ram wagonu, dwóch wózków oraz ścian czołowych. M4, M5, M6, M7 – tak jak w przypadku testu doświadczalnego – to masy

^k Rozbieżność pomiędzy masą rzeczywistego obiektu a modelu 3D wynika z uproszczeń (grubość materiału, brak zamodelowanych niektórych elementów), zatem masa została skorygowana za pomocą masy punktowej.

skrzyń obciążających, w modelu ukazanych jako punkty masowe w miejscu środka ciężkości rzeczywistych skrzyń. Punkty masowe zastosowano ze względu na uproszczenie i optymalizację obliczeń, geometria skrzyń obciążających nie wpływa na rozkład naprężeń w modelu.

Drugi wagon – oporowy, wyposażony jest jedynie w ścianę czołową, na której – inaczej niż w przypadku zderzenia rzeczywistych pojazdów – nie zamodelowano elementów zabezpieczających przed wspinaniem. Zwiększa to przemieszczenia pionowe wagonu najeżdżającego. Model wagonu oporowego umieszczony jest na rys. 5.13.



Rys. 5.13. Model numeryczny pojazdu oporowego

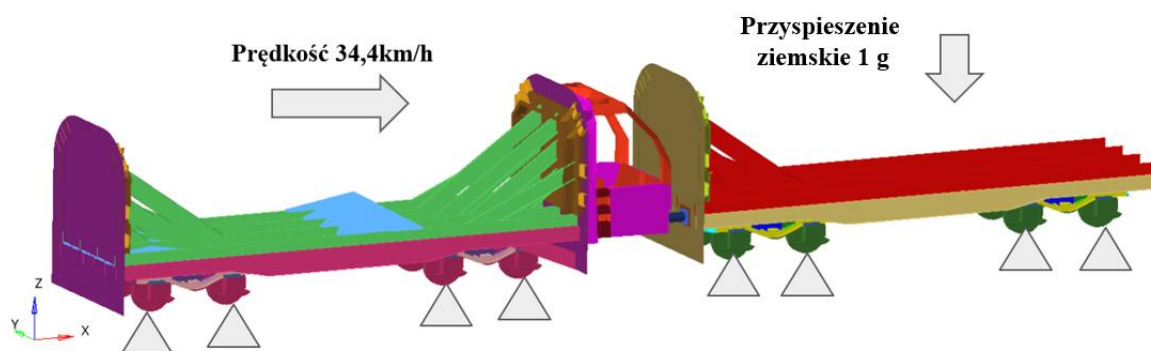
Podobnie, jak w przypadku pojazdu najeżdżającego, przyjęto odpowiednie masy elementów konstrukcji wagonu oporowego. Przedstawiono je krótko w poniższym zestawieniu (tabela 5.2).

Tabela 5.2. Masy poszczególnych elementów konstrukcji pojazdu oporowego zastosowane w modelu numerycznym

Element	Masa [t]
Masa wagonu	19,058
Dodana masa	10,442
Masa całkowita	29,5

Poniżej (rys. 5.14) przedstawiono warunki brzegowe dla symulacji zderzenia. Prędkość początkowa pojazdu najeżdżającego odpowiada prędkości przyjętej na etapie zderzenia doświadczalnego i wynosi $v = 34,4$ km/h. Dodatkowo przyjęto działające

względem osi Z przyspieszenie ziemskie wynoszące $g = 9,81 \text{ m/s}^2$. Pojazdy przemieszczają się względem osi X. Pominięto opory aerodynamiczne oraz opory toczenia.



Rys. 5.14. Warunki brzegowe przyjęte do analizy numerycznej zderzenia pojazdów

W obliczeniach obydwu wagonów zdefiniowany został ten sam materiał – stal S355 [137].

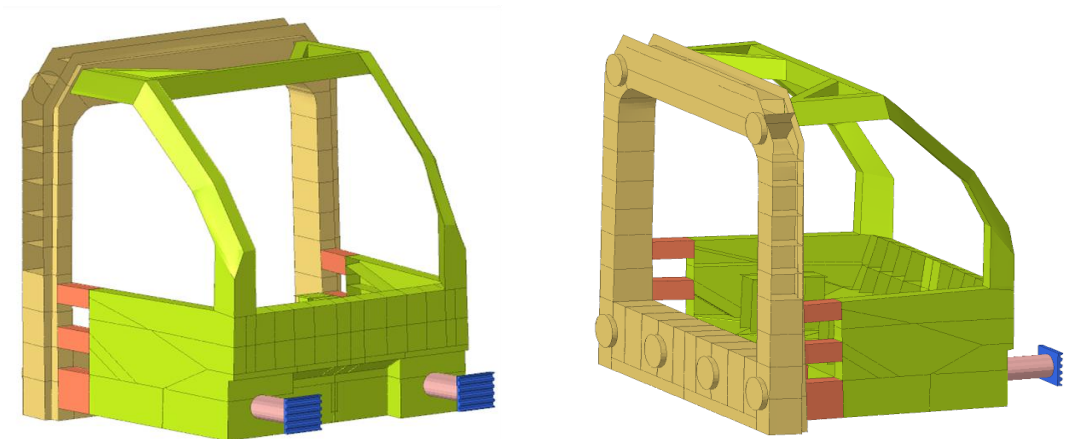
5.4.2. Kabina maszynisty

Na etapie modelowania, podjęto próbę odtworzenia rzeczywistej geometrii kabiny maszynisty zamocowanej na analizowanym pojeździe. W tym celu zastosowano fotogrametryczną metodę pomiaru obiektu rzeczywistego. Na początku wykonano szczegółowe fotografie znajdujące się na terenie uczelni kabiny montowanej w pojazdach z rodziny Impuls, które kolejno, przy użyciu oprogramowania komputerowego Agisoft Metashape [138], [139], przetworzono i wygenerowano chmurę punktów (rys. 5.15). Następnym krokiem było skalowanie obiektu przy wykorzystaniu programu CloudCompare.



Rys. 5.15. Chmura punktów uzyskana reprezentująca analizowaną kabinę, zrzut ekranu wykonany w programie CloudCompare

Program pozwolił także na uzyskanie nieskalibrowanego modelu geometrycznego. Kalibracja modelu, polegająca między innymi na zamodelowaniu, odkształconych w rzeczywistej kabinie, konstrukcji oraz wygładzeniu płaszczyzn w taki sposób, aby na etapie symulacji nie powstały dodatkowe wyboczenia, wykonana została w programie Ansys. Uzyskaną strukturę skalibrowano w taki sposób, by jak najlepiej odwzorować rzeczywistą kabinę w pojeździe (rys. 5.16).

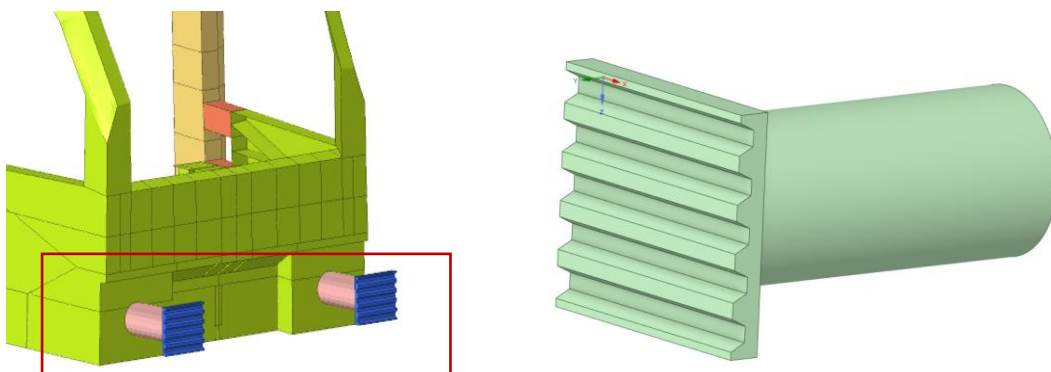


Rys. 5.16. Model 3D kabiny pojazdu z rodziny Impuls

Kabinę zamontowano na ścianie czołowej wagonu najeżdżającego w taki sposób, jak dokonano tego na rzeczywistym teście zderzeniowym pojazdów (rys. 5.19).

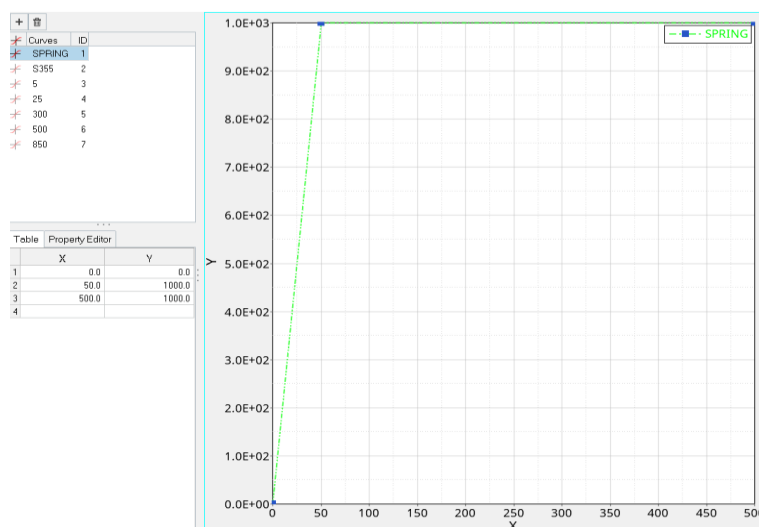
5.4.3. Charakterystyka absorberów bocznych

Uproszczony model absorberów bocznych AX-WAG z modulem „crash” wykonano przy pomocy oprogramowania Ansys (w module SpaceClaim). Zamodelowane absorbery składają się z tarcz wyposażonych w system antywspinaniowy oraz deformujących się rur (rys. 5.17).



Rys. 5.17. Absorbery boczne zastosowane w modelu numerycznym

Efekt skrawania blachy zamodelowano jako tłumienie. Samo zachowanie absorbera, zastosowanego na etapie rzeczywistego crash-testu oraz w symulacji, opisano charakterystyką dynamiczną siła-przemieszczenie odpowiadającą charakterystyce wykorzystywanego absorbera (rys. 5.18).



Rys. 5.18. Charakterystyka dynamiczna absorberów bocznych zastosowanych w modelu

5.4.4. Wyniki analizy numerycznej

Wykonanie symulacji zderzenia analizowanych pojazdów testowych pozwoliło na uzyskanie wyników w zakresie prędkości oraz energii pochłoniętej przez układ absorpcyjny. Symulację wykonano w programie Open Radioss. Wyniki przedstawiono i porównano z wartościami z dwóch pozostałych testów w podrozdziale 5.6.

5.5. Zderzenie eksperymentalne (crash-test)

Test eksperymentalny oraz otrzymane wyniki mają na celu przede wszystkim weryfikację modelu teoretycznego. Wykonywane są testy eksperymentalne wg scenariusza 1. lub 2. wg normy PN-EN 15227.

Na potrzeby wykonania testów zderzeniowych, pojazdy wyposażane są w elementy konstrukcyjne, których wytrzymałość zderzeniowa ma być poddawana weryfikacji, np. kabina maszynisty, plastyczny element w postaci plastra miodu czy też absorbery boczne. Konstrukcje te są montowane na czole wagonu najeżdżającego, a w miejscu mocowania instalowane są tensometry, umożliwiające pomiar sił w trakcie zderzenia. Dodatkowo na taranującym pojeździe instalowane są prędkościomierze, układ sterujący hamulcem, a także aparatura rejestrująca czujniki pomiarowe.

W trakcie przeprowadzania eksperymentu, sprzęgnięty z lokomotywą wagon najeżdżający odprowadzany jest na określoną odległość od wagonu oporowego, następnie rozpędzany w taki sposób, aby w punkcie zderzenia osiągnął wymaganą prędkość, a ostatecznie zostaje wyczepiony. W momencie wyczepienia następuje automatyczne zahamowanie lokomotywy.

W momencie uderzenia dwóch wagonów, następuje rejestracja wymaganych parametrów, takich jak:

- siły – rejestracja odbywa się przy pomocy wspomnianych wcześniej siłomierzy,
- przyspieszenia – przy wykorzystaniu akcelerometrów,
- prędkości pojazdów - korzystając z radarów i fotokomórek laserowych.

Otrzymując powyższe wartości oraz dodatkowo uwzględniając charakterystykę siła – przemieszczenie elementów absorpcyjnych, istnieje możliwość wyznaczenia całkowitej energii pochłoniętej przez badany zestaw.

5.5.1. Przyjęte założenia

Zderzenie eksperymentalne przeprowadzone zostało na torze doświadczalnym w Żmigrodzie [135]. Miało na celu potwierdzenie wyników uzyskanych podczas

wcześniejszych analiz numerycznych. Testom poddano konstrukcję kabiny elektrycznego zespołu trakcyjnego z rodziny IMPULS oraz dodatkowo zamontowanych absorberów bocznych typu AX-WAG z modułem „crash” (rys. 5.19).



Rys. 5.19. Wagon najeżdżający „taran” z zamontowaną kabiną wyposażoną w absorbery boczne

Aby osiągnąć zakładaną masę, wagon najeżdżający został dodatkowo obciążony skrzyniami ze stali wypełnionymi betonem w taki sposób, aby nacisk na wózki był równomierny. Masy poszczególnych elementów konstrukcji wagonu oraz skrzyń obciążających przedstawiono poniżej (tabela 5.3).

Tabela 5.3. Masy elementów konstrukcji wagonu testowego najeżdżającego

Element	Masa [t]
Rama wagonu	10,00
Wózek	5,00
Ściana czołowa	3,66
Ściana czołowa	3,20
Dodatkowa rama	3,00
Skrzynia obciążająca (m4)	14,25
Skrzynia obciążająca (M5)	3,71
Skrzynia obciążająca (M6)	3,60
Skrzynia obciążająca (M7)	3,79
Kabina z absorberami	2,44
Masa całkowita	57,65

Celem testu było sprawdzenie zachowania pojazdu po zderzeniu ze ścianą nieruchomego, niezahamowanego wagonu testowego – oporowego (rys. 5.20).



Rys. 5.20. Wagon oporowy z przyspawanymi elementami zabezpieczającymi przed wspinaniem

Masa wagonu i jego poszczególnych elementów konstrukcyjnych wyszczególnione są poniżej (tabela 5.4).

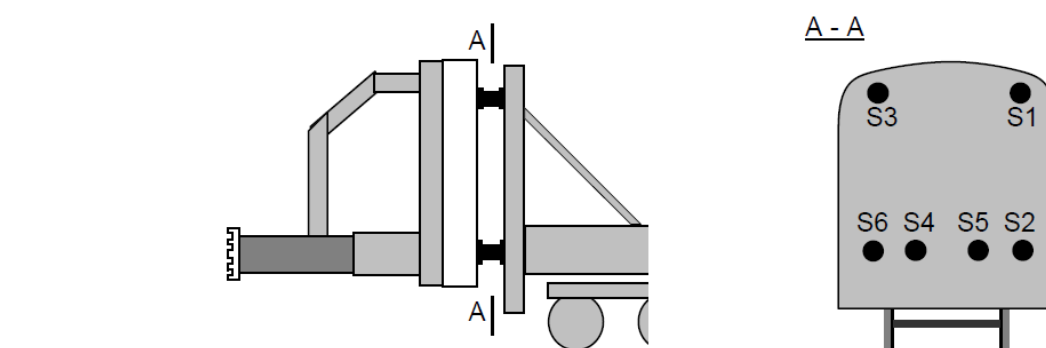
Tabela 5.4. Masy elementów konstrukcji wagonu testowego oporowego

Element	Masa [t]
Rama wagonu	10,00
Wózek	5,00
Ściana czołowa	3,50
Dodatkowa rama	5,94
Masa całkowita	29,44

Według specyfikacji, która została przekazana do organu wykonującego crash-test, prędkość wagonu najeżdżającego ustalono na $v = 34 \pm 1$ km/h.

5.5.2. Przebieg zderzenia

Eksperyment został przeprowadzony w taki sposób, jak to opisano uprzednio. Wstępnie przygotowany został sprzęt pomiarowy, tj. zamontowano akcelerometry o zakresie pomiarowym 200 g, umieszczono na obu wagonach radarowych i fotooptycznych systemów pomiarowych, odpowiednio rozmieszczono siłomierze o zakresie pomiarowym 3000 kN na wagonie najeżdżającym (rys. 5.21), a także przygotowano sprzęg, który pozwala na wyczepienie się wagonu taranującego w trakcie jazdy.



Rys. 5.21. Sposób rozmieszczenia siłomierzy pomiędzy ramą a ścianą czołową wagonu najeżdżającego w trakcie eksperymentu [135]

Lokomotywa wraz z wagonem najeżdżającym wycofana została do punktu startowego, podczas gdy pojazd oporowy pozostał w punkcie zderzenia. Po potwierdzeniu gotowości przez wszystkie stanowiska, uruchomiono rejestrator parametrów, a lokomotywa rozpoczęła rozpędzanie wagonu najeżdżającego. Po osiągnięciu ustalonej wcześniej prędkości, od lokomotywy odłączono „taran”, który przemieszał się w kierunku oporowego wagonu. W momencie wyczepienia, lokomotywa automatycznie rozpoczęła hamowanie. Prędkość pojazdu najeżdżającego w momencie uderzenia wyniosła $v = 34,4 \text{ km/h}$.

Żaden z pojazdów nie wykoleił się w trakcie eksperymentu. Po uderzeniu „taran” wyhamował samoistnie, natomiast wagon oporowy odjechał swobodnie. Taka procedura wdrażana jest w celu uniknięcia ponownego zderzenia się pojazdów testowych.

5.5.3. Wyniki testu

Po dokonaniu oględzin zderzonych ze sobą uprzednio pojazdów, nie stwierdzono żadnych widocznych uszkodzeń mechanicznych ani odkształceń plastycznych w konstrukcji kabiny, zatem przyjęto, iż wolna przestrzeń przeżycia dla maszynisty pozostała nienaruszona, co jest wymagane wg normy PN-EN 15227. Deformacji uległy jedynie absorbery boczne, zamontowane na czole kabiny (rys. 5.22).



Rys. 5.22. Zdeformowane absorbery boczne po zderzeniu pojazdów [135]

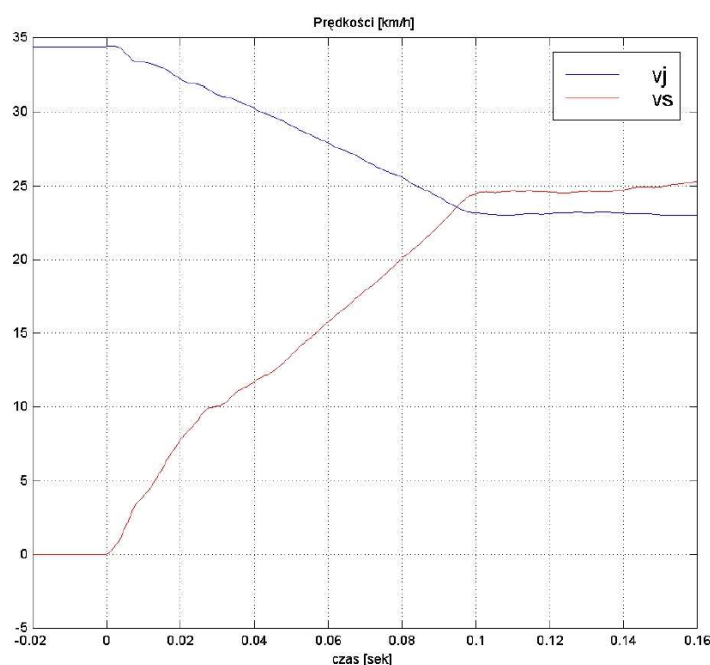
Dzięki odpowiedniemu zamontowaniu sprzętu pomiarowego, uzyskano także dokładne wyniki eksperymentu w postaci wykresów sił, przyspieszeń, prędkości czy energii pochłoniętej przez układ absorpcyjny. Wyniki te zostały omówione, a także porównane z wartościami uzyskanymi z symulacji w podrozdziale 5.5.

5.6. Porównanie otrzymanych wyników

Po uzyskaniu przebiegów prędkości oraz pochłoniętej przez system absorpcyjny energii zderzenia, wyniki uzyskane przy pomocy opracowanej metody numerycznej, a także metody z zastosowaniem MES zostały zweryfikowane na podstawie wyników z rzeczywistego testu zderzeniowego wykonanego na torze doświadczalnym w Żmigrodzie przez Instytut Kolejnictwa. Test przeprowadzono na elektrycznym zespole trakcyjnym typu 36WE. Założenia i dane źródłowe testu przyjęto w metodach numerycznych.

5.6.1. Prędkości po zderzeniu pojazdów

Badanie prędkości po zderzeniu dwóch pojazdów jest bardzo istotne z punktu widzenia analiz dynamiki samych zderzeń. Przede wszystkim wyznaczenie jej (w trakcie symulacji) pozwala na ocenę bilansu energii, a co za tym idzie skuteczności zamontowanych w pojeździe absorberów. Im wyższa prędkość po zderzeniu, tym większe prawdopodobieństwo wykolejenia składu, dlatego tak istotna jest weryfikacja sposobu zachowania się pojazdów po samym zderzeniu.. Prędkość jest też stosunkowo łatwo mierzalnym parametrem, stąd często na jej podstawie istnieje możliwość walidacji wyników symulacji, obliczeń numerycznych. Na poniższych wykresach ukazano wykresy prędkości pojazdów od momentu zderzenia do zakończenia testu¹.

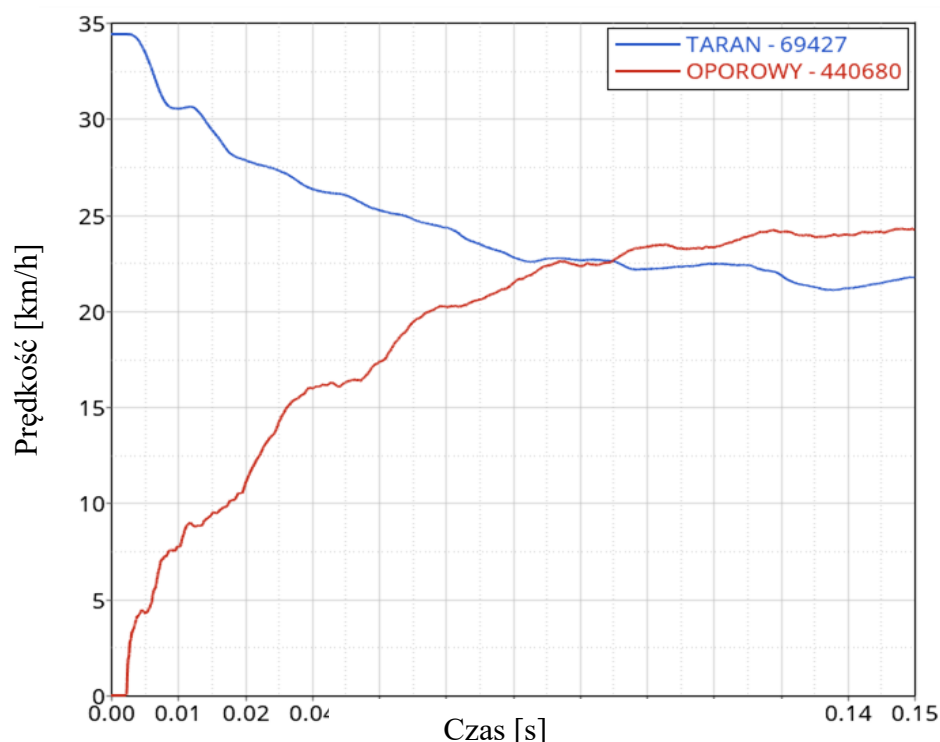


Rys. 5.23. Prędkości pojazdów po zderzeniu [km/h] w funkcji czasu [s]: wynik uzyskany na podstawie rzeczywistego testu zderzeniowego; kolor niebieski – pojazd najeżdżający, kolor czerwony – pojazd oporowy

Wyniki uzyskane z rzeczywistego zderzenia (rys. 5.23) stanowią podstawę weryfikacji zarówno modelu opartego na Metodzie Elementów Skończonych, jak i autorskiej metody numerycznej bazującej na algorytmie Rungego-Kutty [135]. Wyniki symulacji MES (rys. 5.24) dobrze odwzorowały charakter przebiegu zmian prędkości, co można ocenić po czasie zrównania się prędkości dla obu pojazdów - dla eksperymentu

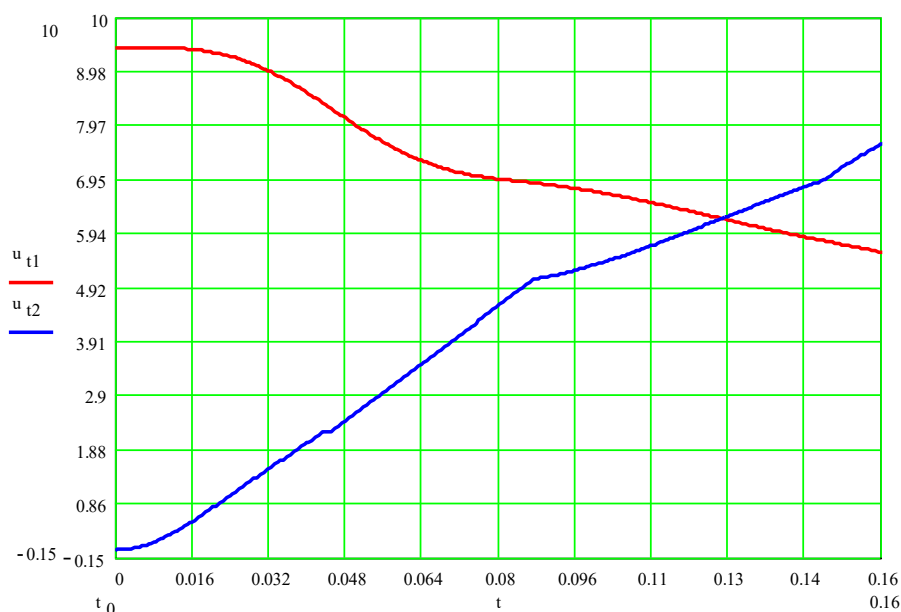
¹ Moment rozpoczęcia i zakończenia crash-testu jest zdefiniowany w normie PN-EN 15227, definicję przywołano także podrozdziale 2.4.5 pracy.

zderzeniowego moment ten określony jest dla czasu $t_R \cong 0,09$ [s], co pokrywa się w przypadku analizy numerycznej z wykorzystaniem MES $t_M \cong 0,09$ [s].



Rys. 5.24. Prędkości pojazdów po zderzeniu [km/h] od czasu [s]: wynik uzyskany na podstawie symulacji zderzenia z zastosowaniem analizy MES; kolor niebieski – pojazd najeżdżający, kolor czerwony – pojazd oporowy

Wynik uzyskany na podstawie obliczeń z wykorzystaniem algorytmu Rungego-Kutty (rys. 5.25) charakteryzuje się nieznacznym odchyleniem od wartości wzorcowych, jednakże mieści się w akceptowalnym zakresie. Czas do zrównania prędkości pojazdów przy wykorzystaniu proponowanej metody wynosi $t_N \cong 0,13$ [s]. Różnica ta jest spowodowana uproszczeniami w zaproponowanej metodzie. Co istotne jednak, pomimo uproszczonej struktury obliczeniowej i mniejszej liczby parametrów wejściowych, wyniki uzyskane dzięki tej metodzie ukazują główne mechanizmy dynamiki zderzenia, a przebieg zmian prędkości w czasie odpowiada charakterystyce obserwowanej w badaniach na obiektach rzeczywistych.

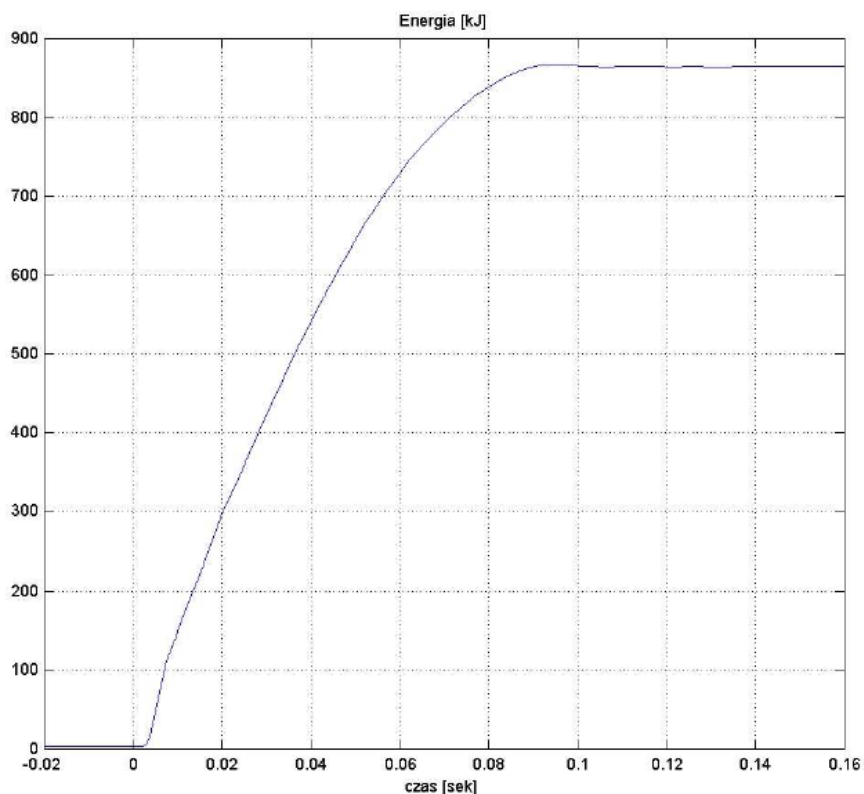


Rys. 5.25. Prędkości pojazdów po zderzeniu [m/s] od czasu [s]: wynik uzyskany na podstawie obliczeń z wykorzystaniem algorytmu Rungego-Kutty; kolor niebieski – pojazd oporowy, kolor czerwony – pojazd najeżdżający

5.6.2. Energia pochłonięta przez układ absorpcyjny

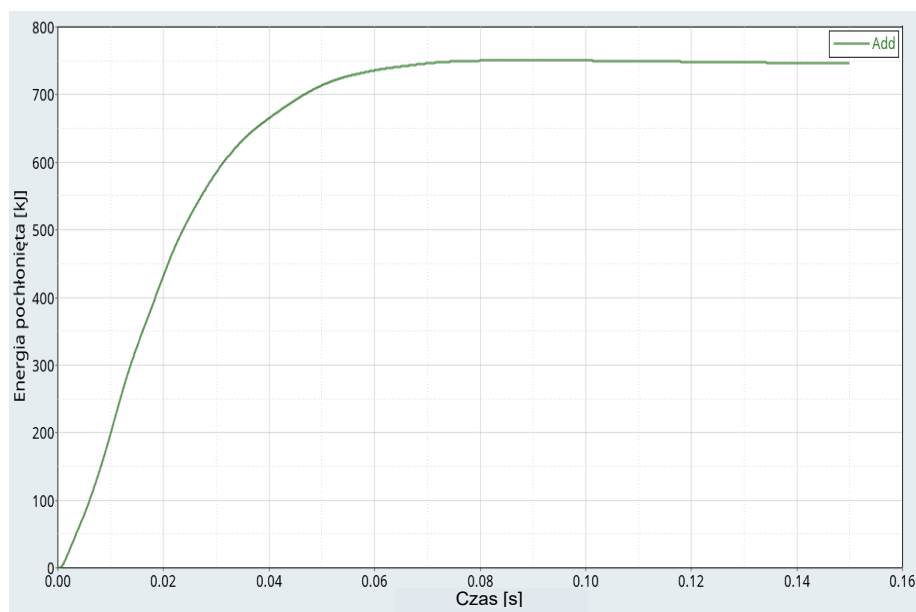
Ocena bilansu energii stanowi kluczowy element weryfikacji zdolności konstrukcji pojazdu i układów absorpcyjnych do pochłaniania energii kinetycznej w trakcie zderzenia. Wyniki badań (obu analiz numerycznych oraz testu na obiektach rzeczywistych) wskazują na ogólną zbieżność charakteru przebiegów absorpcji energii, przy czym dostrzegalne są pewne różnice w wartości energii pochłoniętej.

Analiza rzeczywistego crash-testu ukazała, że znaczna część energii została pochłonięta przez zderzaki z modułem „crash” i absorbery rurowe, co jest zgodne z założeniami projektowymi konstrukcji pojazdu. Całkowita energia pochłonięta przez cały układ wyniosła $E_R = 875$ [kJ] (rys. 5.26).



Rys. 5.26. Energia pochłonięta przez układ absorpcyjny [kJ] od czasu [s]; wynik uzyskany na podstawie rzeczywistego testu zderzeniowego

Symulacja numeryczna z zastosowaniem MES, dzięki bardziej szczegółowemu odwzorowaniu konstrukcji, pozwoliła na uzyskanie wyników zbliżonych do rzeczywistych, choć widoczne są niewielkie różnice ilościowe (rys. 5.27). Wynikają one z zastosowania pewnych uproszczeń modelowych w zakresie definiowania warunków brzegowych, polegających m.in. na pominięciu oporów aerodynamicznych, tocznych. Energia pochłonięta przez układ absorpcyjny wyniosła $E_M = 750 [kJ]$



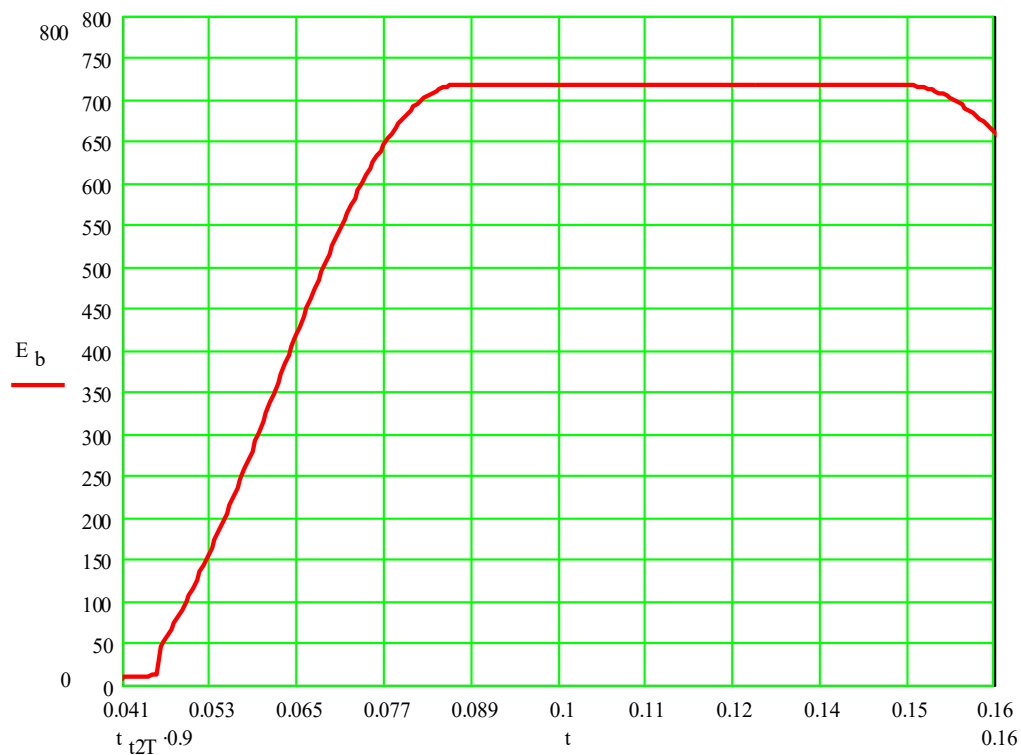
Rys. 5.27. Energia pochłonięta przez układ absorpcyjny [kJ] od czasu [s]; wynik uzyskany na podstawie analizy numerycznej z zastosowaniem MES

Opracowana metoda obliczeniowa, wykorzystująca algorytm Rungego-Kutty także pozwoliła na uzyskanie przebiegu pochłaniania energii przez układ absorpcyjny, który jest zgodny pod względem trendu z wynikami eksperymentu i wynikami obliczeń MES. Wykres energii pochłoniętej przez absorbery (zderzaki typu crash) przedstawiono na rys. 5.28. Wartość energii jest jednak nieco niższa niż w testach na obiektach rzeczywistych. Różnica ta wynika z przyjętych w obliczeniach uproszczeń, przede wszystkim pominięcia strat wynikających z lokalnych odkształceń plastycznych, a także oporów aerodynamicznych. Energia pochłonięta przez absorbery wyniosła $E_{bmax} = 720 [kJ]$. Wykres uzyskany na skutek zastosowania nowo zaproponowanej metody uwzględnia efekt odciążania układu absorpcyjnego.

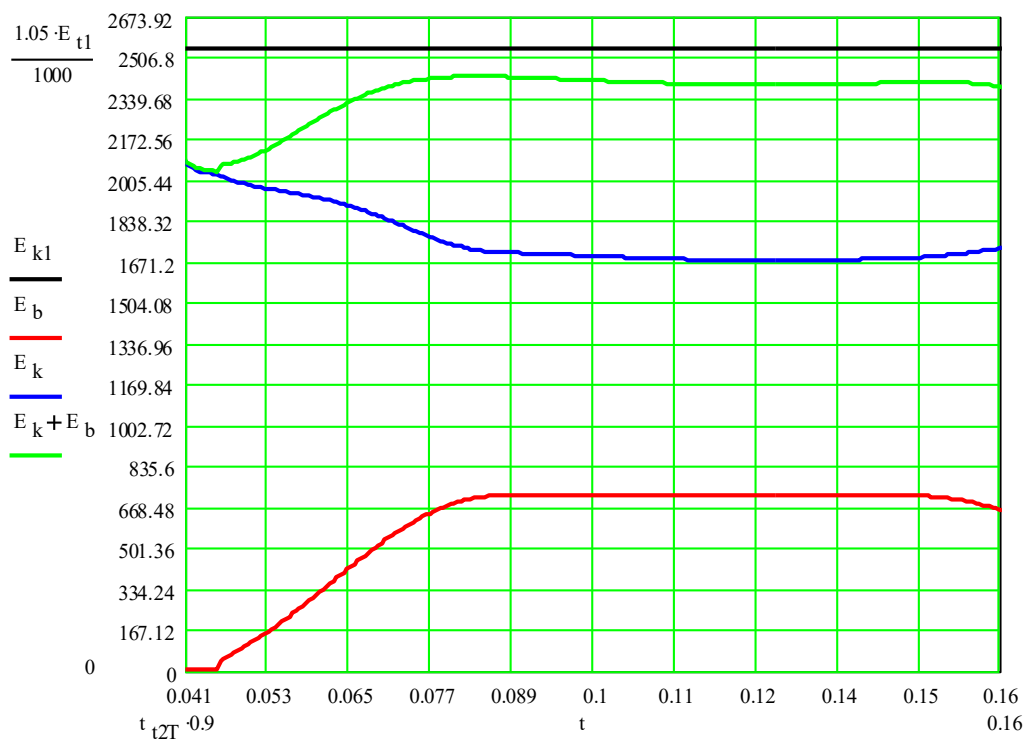
Na rys. 5.29 pokazano zbiorczo wykresy następujących funkcji względem czasu:

- energii kinetycznej E_{kl} dostarczonej przez nabiegający pojazd (wraz z kabiną) o masie $m_{t1}+m_k$,
- energii kinetycznej E_k dla całego układu, na który składają się masy m_{t1} , m_k , m_{t2} ,
- energii pochłoniętej przez absorbery (zderzaki typu crash) E_b ,
- energii sumarycznej E_k+E_b .

Z wykresu odczytać można maksimum sumarycznej energii E_k+E_b jest mniejsze od energii dostarczonej E_{kl} (o 4,7%).



Rys. 5.28. Energia pochłonięta przez absorbery [kJ] od czasu [s]; wynik uzyskany na podstawie symulacji testu zderzeniowego metoda Rungego-Kutty



Rys. 5.29. Zbiorcze wykresy energii [kJ] pochłoniętej przez zderzaki E_b , energii kinetycznej E_k całego układu, ich sumy $E_k + E_b$ na tle energii kinetycznej E_{k1} dostarczonej

5.6.3. Wnioski z przeprowadzonych badań

Uzyskane na podstawie analiz wyniki pozwoliły na weryfikację metody numerycznej z zastosowaniem algorytmu Rungego-Kutty czwartego rzędu, a także porównanie jej do innej analizy numerycznej – z zastosowaniem MES.

Prędkości uzyskane przy wykorzystaniu analizy MES pokrywały się z wartościami odnotowanymi w trakcie rzeczywistego testu zderzeniowego. Moment zrównania prędkości pojazdów odnotowano dla tego samego czasu, $t_M = t_R = 0,09$ s. Dla analizy obliczeniowej (numerycznej) z wykorzystaniem algorytmu Rungego-Kutty wartość czasu, dla którego prędkości obu pojazdów były jednakowe różniła się i wyniosła $t_N \cong 0,12$ s.

Energia pochłonięta przez układ absorpcyjny wyniosła dla testu rzeczywistego osiągnęła wartość $E_R = 875$ [kJ], dla analizy numerycznej $E_M = 750$ [kJ], natomiast dla zaproponowanej metody pochłonięta energia wyniosła $E_N \cong 700$ [kJ]. Różnice ilościowe w wartościach wynikały z zastosowanych zarówno w analizie MES, jak i w obliczeniach numerycznych uproszczeń, polegających na pominięciu wpływu czynników takich, jak opory aerodynamiczne czy tarcie toczne.

Niemniej sposób zachowania się pojazdów, co stwierdzono na podstawie wykresów prędkości, pokrywał się. Podobna sytuacja występuje w przypadku wykresu pochłaniania energii przez układu absorpcyjne – mimo różnic w wartościach, które mieszczą się w granicach dopuszczalności, sam przebieg jest zbliżony do danych z testu eksperymentalnego. Można zatem stwierdzić, iż opracowana metoda jest uzasadniona do weryfikowania sposobu zachowania się pojazdów szynowych w trakcie zderzenia według scenariuszy zderzeniowych. Otrzymane wyniki uzasadniają jej aplikację, zgodnie z opracowanym schematem blokowym (patrz: rys. 6.1).

6. BADANIA ZDERZEŃ DLA INNYCH TYPÓW ABSORBERÓW

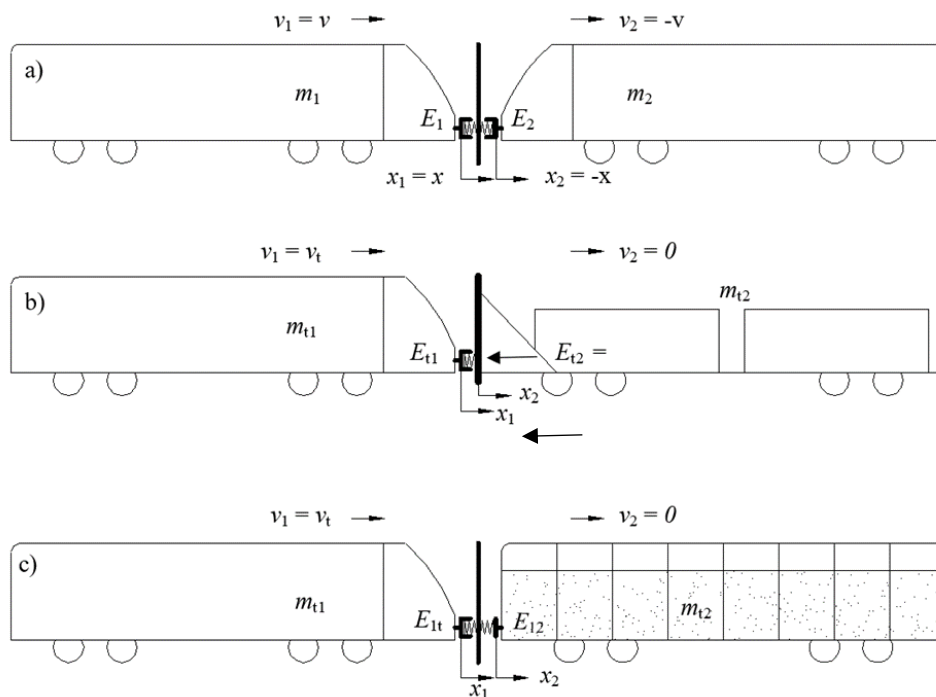
W ramach prac nad utworzeniem metody numerycznej w celu badania zachowania pojazdów szynowych w trakcie zderzenia, opracowano także ogólny model matematyczny zderzenia, a także 3 scenariusze zderzeniowe wg normy PN-EN 15277.

Ponadto analizę przeprowadzono również dla trzech wybranych układów absorpcyjnych pojazdów szynowych – absorbera miękkiego, 2-stopniowego oraz 3-stopniowego. Wyniki analizy dla absorbera miękkiego zostały opublikowane w formie artykułu naukowego [140].

6.1. Opracowane modele matematyczne zderzeń (wg scenariuszy zderzeniowych)

W ramach przeprowadzanych badań najpierw prze analizowano scenariusze zderzeniowe, wg których pojazdy szynowe mogą uderzać w pojazdy tego samego typu (scenariusz 1 wg PN-EN 15227) lub innego typu (scenariusz 2 wg PN-EN 15227), np. wagon towarowy – węglarkę wypełnioną materiałem sypkim (rys. 6.1).

Zamiast całego składu pociągu rozważa się model zawierający jeden wagon czołowy z odpowiednio dobraną masą zastępczą i prędkością. Oddziaływanie zderzaków oraz sprzęgieł łączących wagony jest pominięte. Pominięto także wszystkie efekty dynamiczne związane z zachowaniem wózków jezdnych.



Rys. 6.1 Schematy zderzeń poddanych symulacji; a) zderzenie dwóch jednakowych pojazdów na trasie wg scenariusza 1, b) zderzenie eksperymentalne wg scenariusza 1 –pojazdy są zastąpione wagonami testowymi c) zderzenie eksperymentalne wg scenariusza 2 – drugi pojazd stanowi wagon towarowy

6.1.1. Ogólny model matematyczny zderzenia

Ogólny wzór na energię kinetyczną jaką posiada jeden pojazd (wagon) bezpośrednio przed zderzeniem, stanowiący podstawę do dalszych rozważań w niniejszej pracy, przedstawia się następująco:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (70)$$

gdzie:

$$m = m_p + 2 \cdot m_w + \frac{1}{2} \cdot m_o \quad (71)$$

- v – prędkość pojazdu,
- m – obliczeniowa masa jednego pojazdu,
- m_p – masa pudła wagonu,
- m_w – masa 1 wózka,
- m_o – sumaryczna masa pasażerów.

Zakładamy, że dwa ciała o masach m_1 i m_2 oraz o prędkościach początkowych v_1 i v_2 zderzają się doskonale niesprężystie. Niech obie prędkości mają te same kierunki i v_1 niech będzie większe od v_2 (czyli pierwsze ciało dogania drugie). Podczas zderzenia następuje odkształcenie obydwu ciał oraz ich połączenie tak, że po zderzeniu poruszają się

one razem z prędkością u . W czasie tego zderzenia nie działają w układzie odosobnionym siły zachowawcze, a zatem nie jest zachowana energia mechaniczna. Natomiast pęd zostaje zachowany, z czego wynika wzór:

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 = (m_1 + m_2)u \quad (72)$$

Stąd prędkość wspólna po zderzeniu wynosi:

$$u = \frac{m_1 v_1 + m_2 v_2}{m_1 + m_2} \quad (73)$$

Znając energię kinetyczną obu ciał przed zderzeniem, jak również energię kinetyczną bryły utworzonej w wyniku zderzenia można obliczyć stratę energii kinetycznej przekształconą na inne postacie energii:

$$E_k = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 - \frac{1}{2} (m_1 + m_2) u^2 \quad (74)$$

Ostatecznie:

$$E_k = \frac{1}{2} \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} (v_1 - v_2)^2 = \frac{1}{2} m_e v_0^2 \quad (75)$$

Iloczyn obu zderzających się mas podzielony przez ich sumę przedstawia tzw. masę zredukowaną m_e układu. Różnica prędkości $v_1 - v_2$ jest prędkością względną v_0 . A zatem ubytek energii kinetycznej przekształcony w czasie niesprężystego zderzenia na inne rodzaje energii jest proporcjonalny do masy zredukowanej układu oraz kwadratu prędkości względnej.

6.1.2. Model zderzenia dwóch jednakowych pojazdów na trasie (scenariusz 1)

W pierwszej kolejności rozważono symulację rzeczywistego zderzenia dwóch identycznych pojazdów (scenariusz 1 wg normy PN-EN 15227). Zakładamy idealną symetrię pojazdów oraz jednakowy sposób ich zachowania się podczas zderzenia. W związku z tym możemy napisać, że:

$$m_1 = m_2 = m$$

$$x_2 = -x_1 = -x$$

oraz

$$v_1 = v$$

$$v_2 = -v$$

Wzorując się na przykładach analizowanych w monografii [23] problem opisujemy z zastosowaniem zasady zachowania pędu:

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 = m_1 \dot{x}_1 + m_2 \dot{x}_2 \quad (76)$$

ale w wyniku otrzymujemy jedynie tożsamość: $0 \equiv 0$. Natomiast zastosowanie zasady zachowania energii daje rezultat:

$$\frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + E \quad (77)$$

lub

$$m v^2 = m \dot{x}^2 + E \quad (78)$$

Po prostych przekształceniach otrzymujemy równanie:

$$\dot{x}^2 = v^2 - \frac{E}{m} \quad (79)$$

a po podstawieniu wzoru:

$$E = E_1 + E_2 = 2E_1 \quad (80)$$

oraz po obustronnym zróżniczkowaniu ostatecznie otrzymujemy równanie różniczkowe o postaci:

$$\dot{x}\ddot{x} = -\frac{1}{m} \frac{dE_1}{dt} \quad (81)$$

6.1.3. Model zderzenia dwóch różnych pojazdów na trasie (scenariusz 2)

W kolejnym etapie przeanalizowano scenariusz 2 z normy PN-EN 15227. Jeśli dwa różne pojazdy poruszają się z różnymi prędkościami wtedy opis matematyczny jest następujący:

$$x = x_1 - x_2$$

$$m_1(t) \neq m_2(t)$$

$$v_1 = \dot{x}_1(0)$$

$$v_2 = \dot{x}_2(0)$$

gdzie:

x – przemieszczenie skrajnych punktów układu absorpcyjnego względem siebie.

Zakłada się, że masy obu pojazdów z różnych przyczyn mogą być zmienne w czasie. Zgodnie z literaturą [141], [142] dysponujemy dwoma równaniami:

$$\begin{cases} m_1 v_1 + m_2 v_2 = m_1 \dot{x}_1 + m_2 \dot{x}_2 \\ \frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + E_1 + E_2 \end{cases} \quad (82)$$

Z równania zachowania pędu otrzymujemy związek:

$$m_2 \dot{x}_2 = m_1 (v_1 - \dot{x}_1) + m_2 v_2 \rightarrow \dot{x}_2 = \frac{m_1}{m_2} (v_1 - \dot{x}_1) + v_2 \quad (83)$$

Przy założeniu, że:

$$\dot{x} = \dot{x}_1 - \dot{x}_2$$

otrzymujemy:

$$\dot{x} = \dot{x}_1 - \mu (v_1 - \dot{x}_1) - v_2 = \dot{x}_1 (1 + \mu) - \mu v_1 - v_2 \quad (84)$$

gdzie podstawiono:

$$\mu = \frac{m_1}{m_2}$$

Z równania zachowania energii otrzymujemy związek:

$$m_1 v_1^2 + m_2 v_2^2 = m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 [\mu (v_1 - \dot{x}_1) + v_2]^2 + 2E_1 + 2E_2 \quad (85)$$

$$v_1^2 + \frac{1}{\mu} v_2^2 = \dot{x}_1^2 + \frac{1}{\mu} [\mu (v_1 - \dot{x}_1) + v_2]^2 + 2 \frac{E_1 + E_2}{m_1} \quad (86)$$

który po obustronnym różniczkowaniu po czasie przyjmuje postać:

$$\begin{aligned} -\frac{\dot{\mu}}{\mu^2} v_2^2 = 2\dot{x}_1 \ddot{x}_1 + \frac{2\mu [\mu (v_1 - \dot{x}_1) + v_2] \cdot [\dot{\mu} (v_1 - \dot{x}_1) - \mu \ddot{x}_1] - \dot{\mu} [\mu (v_1 - \dot{x}_1) + v_2]^2}{\mu^2} \\ + 2 \frac{(\dot{E}_1 + \dot{E}_2)m_1 - (E_1 + E_2)\dot{m}_1}{m_1^2} \end{aligned} \quad (87)$$

Poniżej przedstawiono kolejne przekształcenia:

$$-\frac{\dot{\mu}}{\mu^2} v_2^2 = 2\dot{x}_1\ddot{x}_1 + \frac{2\mu[\dot{\mu}(v_1 - \dot{x}_1) - \mu\ddot{x}_1] - \dot{\mu}[\mu(v_1 - \dot{x}_1) + v_2]}{\mu^2} [\mu(v_1 - \dot{x}_1) + v_2] + 2 \frac{(\dot{E}_1 + \dot{E}_2)m_1 - (E_1 + E_2)\dot{m}_1}{m_1^2} \quad (88)$$

$$-\frac{\dot{\mu}}{\mu^2} v_2^2 = 2\dot{x}_1\ddot{x}_1 + \frac{2\mu[\dot{\mu}(v_1 - \dot{x}_1) - \mu\ddot{x}_1] - \dot{\mu}(\dot{x}_1 - \dot{x})}{\mu^2} (\dot{x}_1 - \dot{x}) + 2 \frac{(\dot{E}_1 + \dot{E}_2)m_1 - (E_1 + E_2)\dot{m}_1}{m_1^2} \quad (89)$$

$$-\frac{\dot{\mu}}{\mu^2} v_2^2 = 2\dot{x}\ddot{x}_1 + \dot{\mu} \frac{2\mu(v_1 - \dot{x}_1) - (\dot{x}_1 - \dot{x})}{\mu^2} (\dot{x}_1 - \dot{x}) + 2 \frac{(\dot{E}_1 + \dot{E}_2)m_1 - (E_1 + E_2)\dot{m}_1}{m_1^2} \quad (90)$$

Jeśli tylko m_2 jest funkcją czasu, wtedy:

$$\dot{\mu} = -\mu \frac{\dot{m}_2}{m_2} \quad (91)$$

oraz

$$\frac{\dot{m}_2}{m_1} v_2^2 = 2\dot{x}_1\ddot{x} - \frac{\dot{m}_2}{m_1} \cdot [2\mu v_1 - (2\mu + 1) \dot{x}_1 + \dot{x}] (\dot{x}_1 - \dot{x}) + 2 \frac{\dot{E}_1 + \dot{E}_2}{m_1} \quad (92)$$

$$\ddot{x}_1\dot{x} = \frac{\dot{m}_2}{2m_1} \cdot \{[2\mu v_1 - (2\mu + 1) \dot{x}_1 + \dot{x}] (\dot{x}_1 - \dot{x}) + v_2^2\} - \frac{\dot{E}_1 + \dot{E}_2}{m_1} \quad (93)$$

W przypadku, gdy $m_1 = \text{const}(t)$ oraz $m_2 = \text{const}(t)$ otrzymujemy ostatecznie równanie różniczkowe:

$$\ddot{x}_1\dot{x} = -\frac{\dot{E}_1 + \dot{E}_2}{m_1} \quad (94)$$

6.1.4. Model zderzenia pojazdu z innym stojącym pojazdem (scenariusz 2)

W tym przypadku można przyjąć, że przeszkoda początkowo jest unieruchomiona, zatem przyjmujemy:

$$v_2 = \dot{x}_2(0) = 0$$

Jest to scenariusz 2 wg PN-EN 15227. Zakładamy, że tylko m_2 jest funkcją czasu, co oznacza, że np. balast pojazdu oporowego może zmieniać swoją masę. Wówczas:

$$\dot{\mu} = -\mu \frac{\dot{m}_2}{m_2}$$

Z równania zachowania pędu otrzymujemy związek:

$$\dot{x} = \dot{x}_1 - \mu(v_1 - \dot{x}_1) = \dot{x}_1(1 + \mu) - \mu v_1 \quad (95)$$

Z równania zachowania energii otrzymujemy związek:

$$\ddot{x}_1 \dot{x} = \frac{\dot{m}_2}{2m_1} \cdot \{ [2\mu v_1 - (2\mu + 1) \dot{x}_1 + \dot{x}] (\dot{x}_1 - \dot{x}) \} - \frac{\dot{E}_1 + \dot{E}_2}{m_1} \quad (96)$$

6.1.5. Model zderzenia pojazdu z nieruchomą przeszkodą (scenariusz 3)

Taki rodzaj zderzenia jest zdefiniowany w normie PN-EN 15227 jako scenariusz 3. W tym przypadku zakłada się, że przeszkoda jako całość zasadniczo nie może się przemieszczać, chyba że nastąpi jej poślizg względem torów. Natomiast wykazuje ona sprężystość, która pozwala na przemieszczenie układu absorpcyjnego (zagłębienie w przeszkodę). Opis matematyczny jest taki sam jak dla zderzenia pojazdu z innym pojazdem na trasie.

6.2. Badania innych typów układów absorpcyjnych

Poniżej zaproponowano także modele matematyczne dla trzech innych typów elementów absorpcyjnych – absorbera miękkiego, 2- i 3-stopniowego wraz z rozwiązaniami. W przyszłości planowane jest rozszerzenie tych obliczeń o wyniki analiz numerycznych z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych, a także w miarę możliwości – porównane do wyników testów na obiektach rzeczywistych.

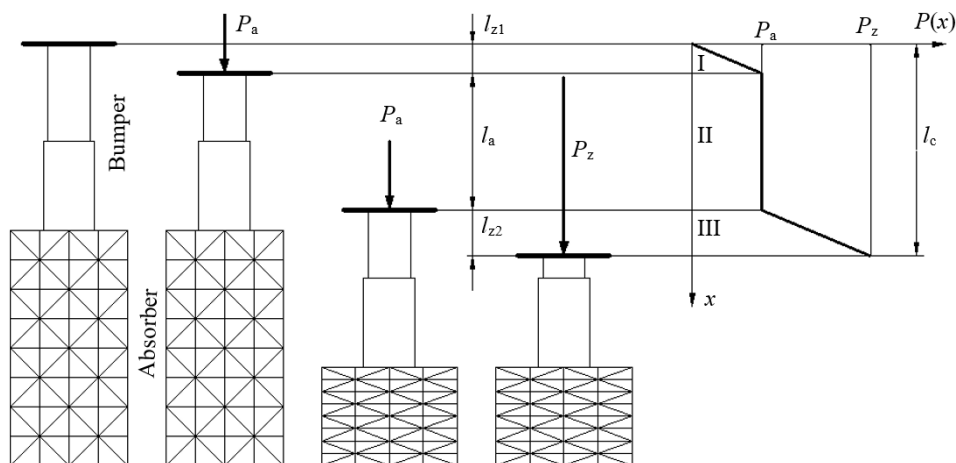
6.2.1. Absorber miękki (plaster miodu)

Dość często układ absorbujący energię składa się z dwóch zderzaków a także absorbera miękkiego (tzw. plastra miodu). Absorber zaczyna odkształcać się pod wpływem stosunkowo małej siły ściskającej będącej poniżej maksymalnej siły przenoszonej przez zderzaki. Aby pochłonąć potrzebną ilość energii absorber musi mieć odpowiednią długość (l_a), którą można obliczyć.

6.2.1.1. Model matematyczny układu absorpcyjnego

Analizowany układ absorbujący energię składa się z dwóch zderzaków typu Ringfeder [143], [144], a także absorbera miękkiego, czyli tzw. plastra miodu (rys. 6.2).

Absorber zaczyna odkształcać się pod wpływem stosunkowo małej siły ściskającej P_a znajdującej się poniżej maksymalnej siły przenoszonej przez zderzaki P_z [22]. Aby pochłonąć potrzebną ilość energii, absorber musi mieć odpowiedni skok l_a , który można wstępnie obliczyć. Poniżej wyznaczono wzór na jego długość.



Rys. 6.2 Schemat układu absorpcyjnego zawierającego zderzak (zakres I i III) oraz absorber typu „plaster miodu” (zakres II); kolejne etapy działania układu i jego charakterystyka; siły i przemieszczenia

Zastosowano następujące oznaczenia dotyczące układu absorpcyjnego pojazdu pasażerskiego:

- P_a – siła obciążająca absorber,
- P_z – maksymalna siła obciążająca zderzaki,
- v – prędkość pojazdu,
- k – sztywność pary zderzaków,
- x, x_1, x_2 – współrzędne określające położenie pojazdów,
- m, m_1, m_2 – masy zderzanych pojazdów,
- v, v_1, v_2 – prędkości zderzanych pojazdów,
- l_{z1}, l_{z2} – długości robocze zderzaków,
- $l_z = l_{z1} + l_{z2}$ – sumaryczna długość robocza zderzaków,
- l_a – długość skoku absorbera,
- λ – wielkość pomocnicza (stosunek długości zakresów działania zderzaków),
- E_1, E_2, E_{ua} – energia pochłaniana przez urządzenie absorpcyjne jednego pojazdu.

Zgodnie z rys. 6.2. energia, jaką mogą pochłonąć zderzaki wynosi:

$$E_{zd} = \frac{1}{2} \cdot k \cdot l_z^2 \quad (97)$$

gdzie:

$$l_z = l_{z1} + l_{z2}$$

Stąd wynika wzór na sztywność zderzaków:

$$k = \frac{2 \cdot E_{zd}}{l_z^2} \quad (98)$$

Stosując następujące wzory na siły w zderzakach:

$$P_z = k \cdot l_z \quad (99)$$

$$P_a = k \cdot l_{z1} \quad (100)$$

$$P_a = \lambda \cdot P_z \quad (101)$$

gdzie:

$$\lambda = \frac{l_{z1}}{l_z} \cong 0,6 \div 1 \quad (102)$$

można otrzymać wzór na energię pochłanianą przez układ absorbujący (zgodnie z rys. 6.2), mianowicie:

$$E_{ua} = P_a \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot l_{z1} + (l_a + l_{z2}) + \frac{1}{2} \cdot \frac{l_{z2}^2}{l_{z1}} \right]. \quad (103)$$

Ostatecznie energia pochłaniana przez układ absorpcyjny wynosi:

$$E_{ua} = P_a \cdot \left[l_a + \frac{l_z^2}{2l_{z1}} \right] \quad (104)$$

Ponieważ $E_{ua} = E_k$, stąd można określić wielkość (długość) skoku absorbera potrzebną do przeniesienia energii kinetycznej:

$$l_a = \frac{E_k}{P_a} - \frac{l_z^2}{2l_{z1}} = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot P_a} - \frac{l_z^2}{2l_{z1}} \quad (105)$$

oraz długość całkowitą:

$$l_c = l_z + l_a \quad (106)$$

Biorąc pod uwagę wykres na rys. 6.2 mamy następującą funkcję na energię pochłanianą przez jeden układ absorbujący w danej chwili t :

$$E_1 = \begin{cases} \frac{1}{2} kx^2 & \text{dla zakresu I} \\ \frac{1}{2} kl_{z1}^2 + P_a(x - l_{z1}) & \text{dla zakresu II} \\ \frac{1}{2} kl_{z1}^2 + P_a(x - l_{z1}) + \frac{1}{2} k(x - l_{z1} - l_a)^2 & \text{dla zakresu III} \end{cases} \quad (107)$$

lub (z zachowaniem podziału na 3 zakresy):

$$E = 2E_1 = P_a \begin{cases} \frac{x^2}{l_{z1}} \\ 2x - l_{z1} \\ 2x - l_{z1} + \frac{(x - l_{z1} - l_a)^2}{l_{z1}} \end{cases} \quad (108)$$

6.2.1.2. Zderzenie pojazdów wg scenariusza 1 z uwzględnieniem absorbera miękkiego

Poniżej przedstawiono rozwiązanie dla scenariusza 1 (rys. 6.1a)). Dwa identyczne pojazdy zderzają się czołowo z jednakową prędkością v . Każdy z pojazdów posiada jednostopniowy układ absorbujący energię. Po podstawieniu do wzoru z bilansem energii i po przekształceniach otrzymujemy równanie:

$$\dot{x}^2 = v^2 - \frac{E}{m} = v^2 - \frac{P_a}{m} \begin{cases} \frac{x^2}{l_{z1}} \\ 2x - l_{z1} \\ 2x - l_{z1} + \frac{(x - l_{z1} - l_a)^2}{l_{z1}} \end{cases} \quad (109)$$

gdzie:

$$x = x_1 = -x_2$$

Po obustronnym zróżniczkowaniu otrzymujemy równanie:

$$2\dot{x}\ddot{x} = -\frac{P_a}{m} \begin{cases} \frac{2x\dot{x}}{l_{z1}} \\ 2\dot{x} \\ 2\dot{x} + \frac{2(x - l_{z1} - l_a)}{l_{z1}} \dot{x} \end{cases} \quad (110)$$

a po przekształceniach:

$$\ddot{x} + \frac{P_a}{ml_{z1}} \begin{cases} x \\ l_{z1} \\ x - l_a \end{cases} = 0 \quad (111)$$

Dzieląc równanie (110) przez l_c i podstawiając:

$$\begin{aligned} \xi &= \frac{x}{l_c} \\ w &= \frac{P_a}{ml_{z1}} \\ \lambda_{z1} &= \frac{l_{z1}}{l_c} \\ \lambda_{z2} &= \frac{l_{z2}}{l_c} \\ \lambda_a &= \frac{l_a}{l_c} \\ \lambda_c &= \frac{l_{z1} + l_a + l_{z2}}{l_c} = 1 \end{aligned}$$

otrzymujemy równanie:

$$\ddot{\xi} + w \cdot g(\xi) = 0 \quad (112)$$

gdzie bezwymiarową funkcję $g(\xi)$ opisuje wzór:

$$g(\xi) = \begin{cases} \xi & \text{dla } 0 \leq \xi \leq \lambda_{z1} \\ \lambda_{z1} & \text{dla } \lambda_{z1} < \xi \leq \lambda_{z1} + \lambda_a \\ \xi - \lambda_a & \text{dla } \lambda_{z1} + \lambda_a < \xi \leq \lambda_c \end{cases} \quad (113)$$

oraz wykres analogiczny do wykresu sił przedstawionego na rys. 6.2. Wykonując obliczenia za pomocą specjalistycznego oprogramowania matematycznego (MathCad), funkcja $g(\xi)$ może być zdefiniowana jako:

$$g(\xi) := \text{if}(\xi < \lambda_{z1}, \xi, \text{if}(\xi < \lambda_{z1} + \lambda_a, \lambda_{z1}, \xi - \lambda_a)) \quad (114)$$

Wzór na energię E może być teraz przedstawiony w następujący sposób:

$$E = 2E_1 = P_a \left\{ \begin{array}{l} \frac{\xi^2 l_c^2}{l_{z1}} \\ 2\xi l_c - l_{z1} \\ 2\xi l_c - l_{z1} + \frac{(\xi l_c - l_{z1} - l_a)^2}{l_{z1}} \end{array} \right. \quad (115)$$

albo

$$E(\xi) = P_a l_c \left\{ \begin{array}{l} \frac{\xi^2}{\lambda_{z1}} \\ 2\xi - \lambda_{z1} \\ 2\xi - \lambda_{z1} + \frac{(\xi - \lambda_{z1} - \lambda_a)^2}{\lambda_{z1}} \end{array} \right. \quad (116)$$

Otrzymane równanie różniczkowe może być rozwiązane metodą Rungego-Kutty przez zastosowanie następujących podstawień:

$$\dot{\xi} = y_1$$

$$\xi = y_o$$

Powstaje zatem układ dwu równań różniczkowych pierwszego rzędu o postaci:

$$\dot{y}_o = \dot{\xi} = y_1 \quad (117)$$

$$\dot{y}_1 = \ddot{\xi} = -wg(y_o) \quad (118)$$

z warunkami początkowymi:

$$y_o(0) = 0$$

$$y_1(0) = \frac{v}{l_c}$$

Wyniki symulacji zaprezentowano na poniższych wykresach. Przyjęto następujące dane wejściowe:

$$m_1 = m_2 = m = 20 \text{ t};$$

$$v = 36 \text{ km/h} = 10 \text{ m/s};$$

$$\lambda = 0,7 \text{ (stosunek długości zakresów działania zderzaków);}$$

$$E_{zd} = 62 \text{ kJ (energia pochłaniana przez dwa zderzaki Ringfeder);}$$

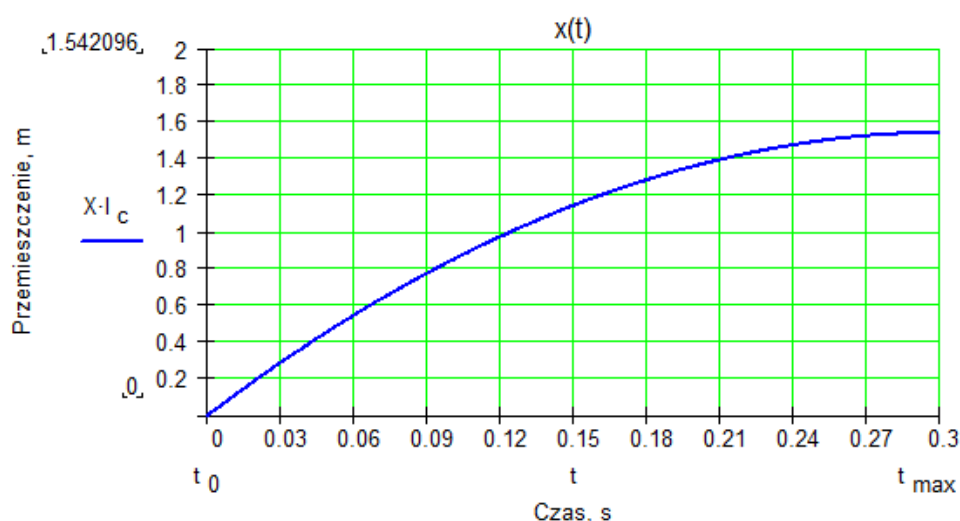
$$l_z = 105 \text{ mm (skok zderzaka);}$$

$$l_a = 1437 \text{ mm (długość skoku absorbera).}$$

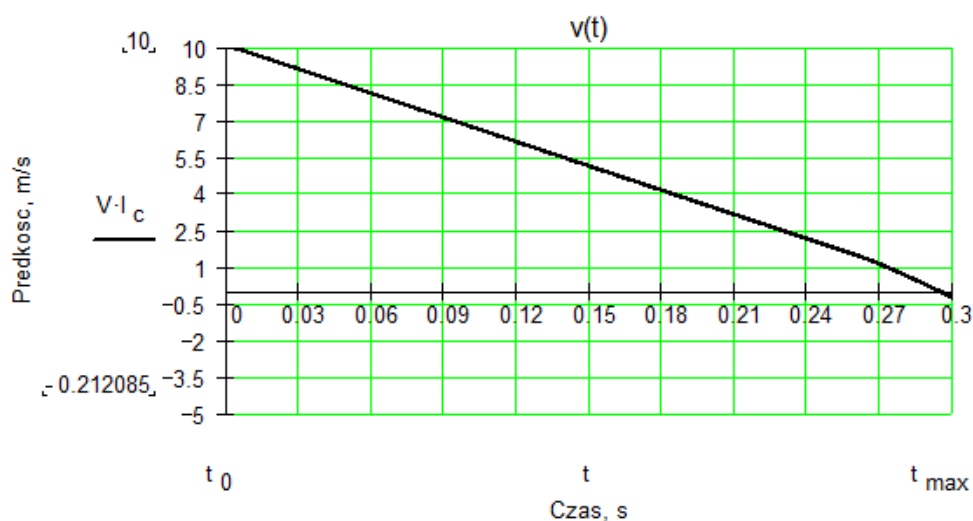
Na rys. 6.3 przedstawiono drogę $x(t)$ pokonaną przez pierwszy i drugi pojazd od początku zderzenia. Maksymalna wartość pokrywa się z całkowitym skokiem układu absorpcyjnego l_c .

Rys. 6.4 prezentuje wykres prędkości v [m/s] dla obu pojazdów (przy założeniu symetrii zderzenia) w funkcji czasu. Prędkość spada do zera po czasie równym około 0,3 s. Wykres $v(t)$ jest prawie dokładnie liniowy z niewielkim wpływem (na początku i na końcu) charakterystyki zderzaków.

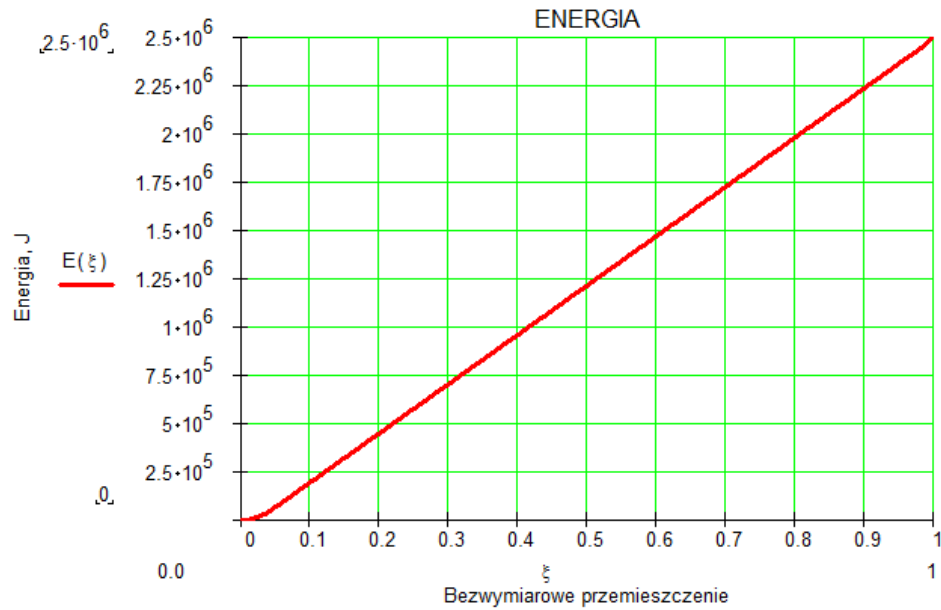
Dla sprawdzenia prawidłowości obliczeń wykonano wykres energii gromadzonej w zderzakach i w absorberach podczas zderzenia. Przebieg zmienności funkcji $E(\xi)$ przedstawiono na rys. 6.5.



Rys. 6.3. Przemieszczenie $x(t)$ [m] pierwszego i drugiego pojazdu od początku zderzenia



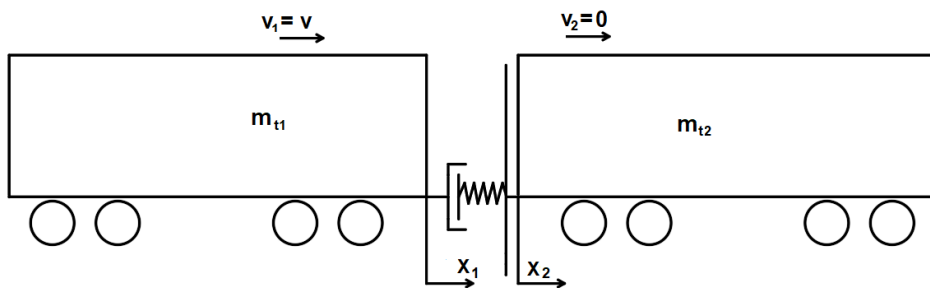
Rys. 6.4. Prędkość v [m/s] pierwszego i drugiego pojazdu od początku zderzenia do zatrzymania



Rys. 6.5. Energia E [J] pochłaniana przez układy absorpcyjne obu pojazdów w funkcji przemieszczenia

6.2.1.3. Zderzenie eksperymentalne z uwzględnieniem mas pojazdów testowych wg scenariusza 1

Test eksperymentalny ma na celu kalibrację modelu teoretycznego dotyczącego scenariusza 1. Zamiast mas rzeczywistych pojazdy testowe posiadają masy m_{t1} i m_{t2} . Jeden z pojazdów (m_{t2}) stanowi oporę - nieruchomy, ale niezahamowany specjalny wagon testowy (rys. 6.6). Posiada on tzw. sztywną ścianę czołową.



Rys. 6.6. Schemat zderzanych pojazdów zastępujących pojazdy rzeczywiste

Powyższe założenia można zapisać jako:

$$x = x_1 - x_2$$

$$m_1 = m_{t1}$$

$$m_2 = m_{t2}$$

$$\mu_t = \frac{m_{t1}}{m_{t2}}$$

$$\begin{aligned}v_1 &= v \\v_2 &= 0\end{aligned}$$

Zgodnie z literaturą [141], [142] dysponujemy dwoma równaniami:

$$\begin{cases} m_{t1}v + m_{t2}0 = m_{t1}\dot{x}_1 + m_{t2}\dot{x}_2 \\ \frac{1}{2}m_{t1}v^2 = \frac{1}{2}m_{t1}\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}m_{t2}\dot{x}_2^2 \end{cases} E \quad (119)$$

gdzie:

$$E = E_{t1} = P_a \begin{cases} \frac{1}{2} \frac{x^2}{l_{z1}} \\ x - \frac{1}{2} l_{z1} \\ x - \frac{1}{2} l_{z1} + \frac{1}{2} \frac{(x - l_{z1} - l_a)^2}{l_{z1}} \end{cases} \quad (120)$$

Z równania zachowania pędu otrzymujemy związek:

$$\dot{x}_2 = \frac{m_{t1}}{m_{t2}}(v - \dot{x}_1) \quad (121)$$

a ponieważ:

$$\dot{x} = \dot{x}_1 - \dot{x}_2 \quad (122)$$

otrzymujemy wzór:

$$\dot{x} = \dot{x}_1(1 + \mu_t) - \mu_t v \quad (123)$$

Z równania zachowania energii oraz po podstawieniu związku (120) wynika równanie:

$$m_{t1}v^2 = m_{t1}\dot{x}_1^2 + m_{t2} \left(\frac{m_{t1}}{m_{t2}} \right)^2 (v - \dot{x}_1)^2 + 2E_{t1} \quad (124)$$

lub

$$v^2 = \dot{x}_1^2 + \mu_t(v^2 - 2v\dot{x}_1 + \dot{x}_1^2) + \frac{2E_{t1}}{m_{t1}} \quad (125)$$

Po obustronnym różniczkowaniu po czasie równania (124) otrzymujemy:

$$0 = 2\dot{x}_1\ddot{x}_1 + \mu_t (-2v\ddot{x}_1 + 2\dot{x}_1\ddot{x}_1) + \frac{2\dot{E}_{t1}}{m_{t1}} \quad (126)$$

lub

$$\ddot{x}_1[\dot{x}_1 + \mu_t (-v + \dot{x}_1)] = -\frac{\dot{E}_{t1}}{m_{t1}} \quad (127)$$

albo:

$$\ddot{x}_1\dot{x}_1 = -\frac{\dot{E}_{t1}}{m_{t1}} \quad (128)$$

Po zróżniczkowaniu prawej strony równania (119) otrzymujemy wzór na pochodną po czasie funkcji E_{t1} :

$$\dot{E}_{t1} = \frac{P_a}{2l_{z1}} \left\{ \begin{array}{l} 2x\dot{x} \\ 2\dot{x}l_{z1} \\ 2\dot{x}l_{z1} + 2(x - l_{z1} - l_a)\dot{x} \end{array} \right. \quad (129)$$

lub, po przekształceniach, wzór:

$$\dot{E}_{t1} = \frac{P_a\dot{x}}{l_{z1}} \left\{ \begin{array}{l} x \\ l_{z1} \\ x - l_a \end{array} \right. \quad (130)$$

Zatem równanie różniczkowe (127) przyjmuje postać:

$$\ddot{x}_1\dot{x}_1 = -w\dot{x}_1 \left\{ \begin{array}{l} x \\ l_{z1} \\ x - l_a \end{array} \right. \quad (131)$$

gdzie podstawiono:

$$\frac{P_a}{m_{t1}l_{z1}} = w \quad (132)$$

Ponieważ, po obustronnym różniczkowaniu (122) otrzymujemy równanie:

$$\ddot{x} = \ddot{x}_1(1 + \mu_t) \quad (133)$$

zatem ostatecznie:

$$\ddot{x} = -w(1 + \mu_t) \begin{cases} x \\ l_{z1} \\ x - l_a \end{cases} \quad (134)$$

Otrzymane równanie różniczkowe może być rozwiązane metodą Rungego-Kutta przez zastosowanie następujących podstawień:

$$\frac{x}{l_c} = y_0, \quad \frac{\dot{x}}{l_c} = y_1 \quad (135)$$

Powstaje zatem układ dwu równań różniczkowych pierwszego rzędu o postaci:

$$\dot{y}_0 = y_1, \quad \dot{y}_1 = -w(1 + \mu_t)g(y_0) \quad (136)$$

gdzie:

$$g(\xi) = \begin{cases} \xi & \text{dla } 0 \leq \xi \leq \lambda_{z1} \\ \lambda_{z1} & \text{dla } \lambda_{z1} < \xi \leq \lambda_{z1} + \lambda_a \\ \xi - \lambda_a & \text{dla } \lambda_{z1} + \lambda_a < \xi \leq \lambda_c \end{cases} \quad (137)$$

Wzór na energię E pochłanianą przez układ absorpcyjny może być przedstawiony teraz w następujący sposób:

$$E(\xi) = \frac{P_a l_c}{2} \begin{cases} \frac{\xi^2}{\lambda_{z1}} \\ 2\xi - \lambda_{z1} \\ 2\xi - \lambda_{z1} + \frac{(\xi - \lambda_{z1} - \lambda_a)^2}{\lambda_{z1}} \end{cases} \quad (138)$$

Układ równań musi mieć spełnione poniższe warunki początkowe:

$$y_0(0) = 0, \quad y_1(0) = \omega \quad (139)$$

gdzie podstawiono:

$$\frac{v}{l_c} = \omega \quad (140)$$

Szukane niewiadome mogą być wyznaczone zgodnie z wzorami (126) i (127) jako:

$$\dot{x}_1 = \frac{\dot{x} + \mu_t v}{1 + \mu_t} \quad (141)$$

$$\dot{x}_2 = \dot{x}_1 - \dot{x} = \frac{\mu_t(v - \dot{x})}{1 + \mu_t} \quad (142)$$

Całkując obustronnie powyższe równania otrzymujemy wzory na przemieszczenia:

$$x_1 = \frac{x + \mu_t vt}{1 + \mu_t} + C_1, \quad x_2 = x_1 - x + C_2 \quad (143)$$

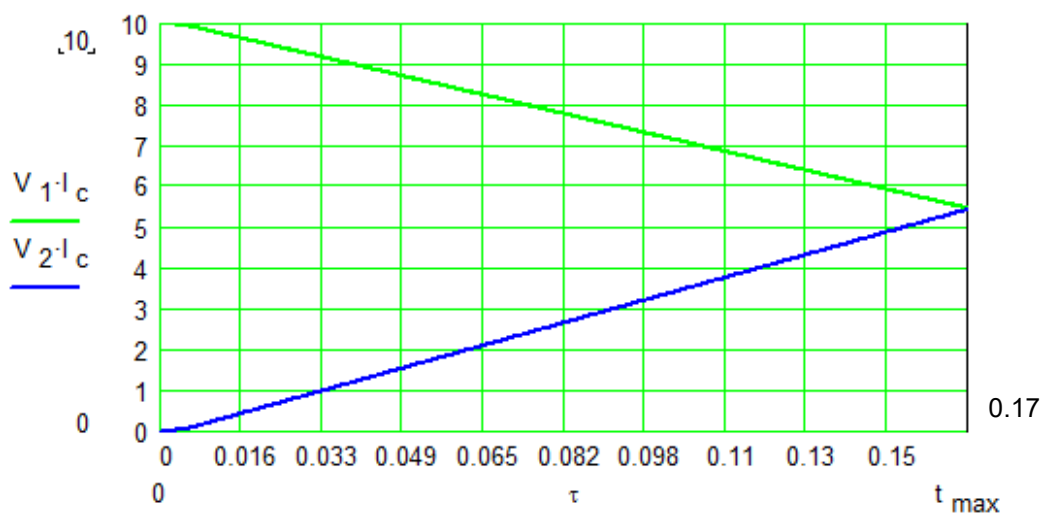
gdzie stałe całkowania przyjmują wartości: $C_1 = C_2 = 0$.

Wyniki symulacji zaprezentowano na poniższych wykresach. Przyjęto następujące dane wejściowe:

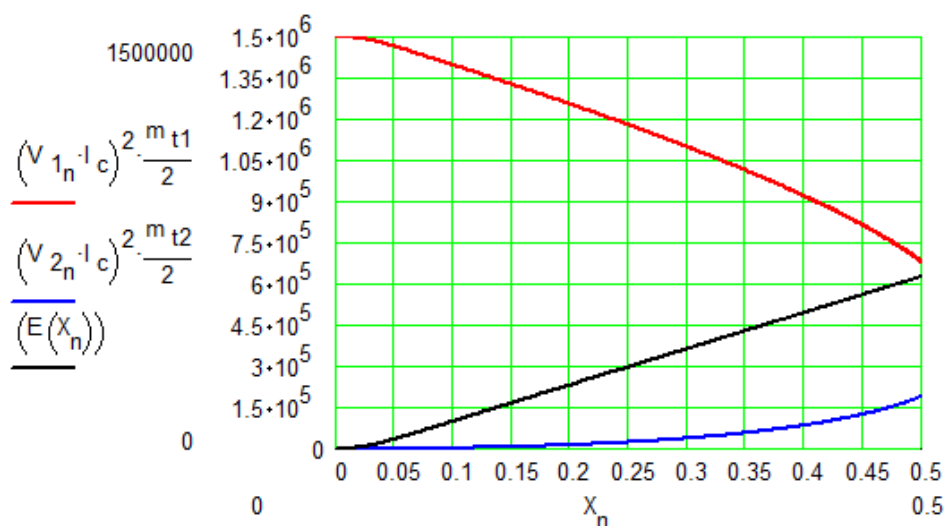
- $m_{t1} = 30$ [t] (masa pojazdu najeżdżającego);
- $m_{t2} = 25$ t (masa pojazdu oporowego);
- $v_1 = v = 36$ km/h = 10 m/s;
- $\lambda = 0,7$; (wielkość pomocnicza);
- $E_{zd} = 62$ kJ (energia pochłaniana przez dwa zderzaki Ringfeder);
- $l_z = 105$ mm (skok zderzaka);
- $l_a = 1437$ mm (długość skoku absorbera).

Przedstawiono przebiegi prędkości pojazdu nabiegającego v_1 i nabieganego v_2 zarówno w funkcji czasu x (rys. 6.7).

Rys. 6.8 zawiera wykresy energii kinetycznej obu pojazdów testowych $E_{k1}(x)$, $E_{k2}(x)$ oraz energii przejmowanej przez układ absorpcyjny $E(x)$ (energia w J, x - przemieszczenie w m).



Rys. 6.7. Prędkości obu pojazdów $v_1(\tau)$, $v_2(\tau)$ [m/s]



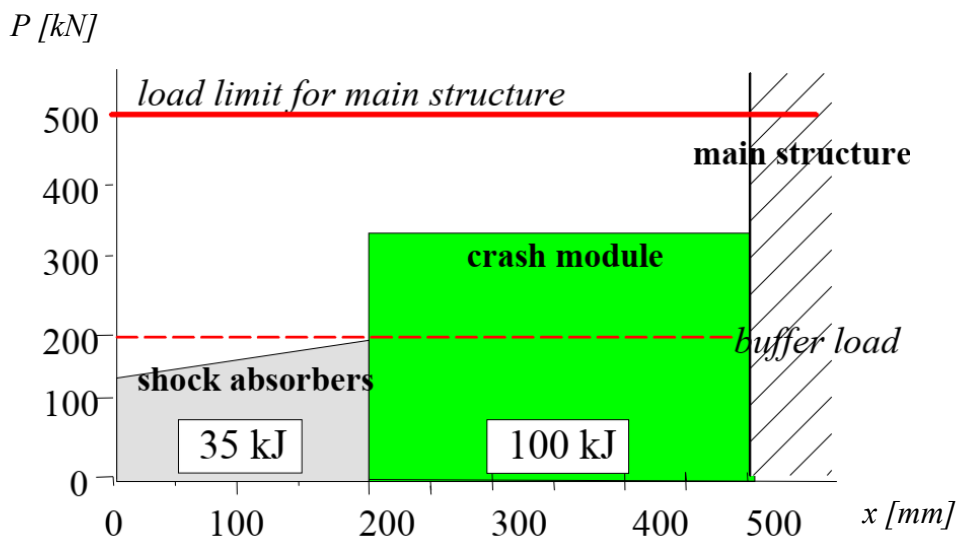
Rys. 6.8. Energia kinetyczna obu pojazdów $E_{t1}(x)$, $E_{t2}(x)$ [J] oraz energia przejmowana przez układ absorpcyjny $E(x)$ [J] w funkcji przemieszczenia x [m]

6.2.2. Układ absorberów 2-stopniowych (tramwaju miejskiego City Tram)

Kolejnym analizowanym układem są absorbery 2-stopniowe. Na rys. 6.9. przedstawiono kabinę testową tramwaju miejskiego (CT) zastosowaną w projekcie Safetram [22], [23]. Jest to koncepcja dostosowana do wymagań scenariusza czołowego zderzenia tramwaju z identycznym innym pojazdem miejskim. Układ absorpcyjny składa się z dwóch amortyzatorów (zderzaków) oraz absorbera wykonanego z cienkich blach. Rys. 6.10. prezentuje charakterystykę $P(x)$ tego układu. Sumaryczna energia pochłaniana przez układ wynosi 135 kJ.



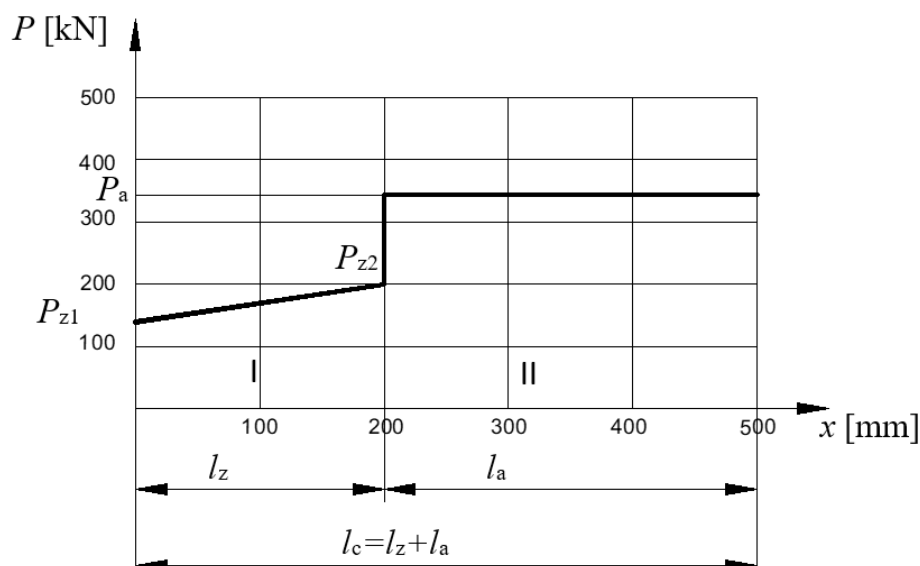
Rys. 6.9. Kabina testowa tramwaju miejskiego (CT) w projekcie SAFETRAM



Rys. 6.10. Układ absorpcyjny zastosowany w kabinie testowej projektu CT

6.2.2.1. Model matematyczny absorbera

Na rys. 6.11. pokazano schemat zależności siła–przemieszczenie z uogólnionym opisem poszczególnych punktów wykresu. Aby określić jak zmienia się energia pochłaniana przez analizowany układ absorpcyjny najpierw trzeba ustalić przebieg zależności siły od przemieszczenia $P(x)$.



Rys. 6.11. Schematyzacja charakterystyki układu absorpcyjnego dla scenariusza C1 (rys. 6.9)

Funkcja $P(x)$ może być opisana następującym wzorem

$$P(x) = \begin{cases} P_{z1} + \frac{P_{z2} - P_{z1}}{l_z} \cdot x & \text{dla } 0 \leq x \leq l_z \\ P_a & \text{dla } l_z \leq x \leq l_c \end{cases} \quad (144)$$

gdzie:

- P_{z1} – minimalna siła obciążająca część sprężystą charakterystyki zderzaka,
- P_{z2} – maksymalna siła obciążająca część sprężystą charakterystyki zderzaka,
- l_z – długość części sprężystej charakterystyki zderzaka,
- P_a – ustabilizowana siła w absorberze,
- l_a – długość części płaskiej charakterystyki absorbera.

Energia pochłaniana przez układ jest wyznaczona przez całkowanie funkcji $P(x)$, mianowicie

$$E(x) = \int_0^x P(\xi) d\xi = \begin{cases} P_{z1}x + \frac{1}{2} \frac{P_{z2} - P_{z1}}{l_z} \cdot x^2 + C_I & \text{dla } 0 \leq x < l_z \\ P_a x + C_{II} & \text{dla } l_z \leq x \leq l_z + l_a \end{cases} \quad (145)$$

gdzie:

$$C_I = 0$$

$$C_{II} = \left(\frac{P_{z1} + P_{z2}}{2} - P_a \right) l_z$$

Do analiz dynamicznych zderzeń pojazdów potrzebna jest pochodna funkcji energii po czasie. Wynik takiego działania jest następujący:

$$\frac{dE[x(t)]}{dt} = \dot{x} \cdot \frac{dE(x)}{dx} = \dot{x} \cdot \frac{d}{dx} \int_0^x P(\xi) d\xi = \dot{x} \cdot P(x) \quad (146)$$

6.2.2.2. Zderzenie wg scenariusza I

W tym podrozdziale przedstawiono rozwiązanie dla scenariusza 1 z omawianym układem absorberów. Występuje tu zderzenie dwóch takich samych jednostek, zatem w absorpcji energii biorą udział dwa układy i trzeba wziąć pod uwagę podwójną energię $E(x)$. Po podstawieniu do wzoru z bilansem energii i po przekształceniach otrzymujemy równanie:

$$\dot{x}^2 = v^2 - \frac{E}{m} = v^2 - \frac{2}{m} \begin{cases} P_{z1}x + \frac{1}{2} \frac{P_{z2} - P_{z1}}{l_z} \cdot x^2 & \text{dla } 0 \leq x < l_z \\ P_a x + \left(\frac{P_{z1} + P_{z2}}{2} - P_a \right) l_z & \text{dla } l_z \leq x \leq l_z + l_a \end{cases} \quad (147)$$

gdzie:

$$x = x_1 = -x_2$$

Po obustronnym zróżniczkowaniu otrzymujemy równanie:

$$2\dot{x}\ddot{x} = -\frac{2\dot{x}}{m} \begin{cases} P_{z1} + \frac{P_{z2} - P_{z1}}{l_z} \cdot x & \text{dla } 0 \leq x \leq l_z \\ P_a & \text{dla } l_z \leq x \leq l_c \end{cases} \quad (148)$$

które po obustronnym podzieleniu przez $2\dot{x}$ przyjmuje postać:

$$\ddot{x} = -\frac{1}{m} \begin{cases} P_{z1} + \frac{P_{z2} - P_{z1}}{l_z} \cdot x & \text{dla } 0 \leq x \leq l_z \\ P_a & \text{dla } l_z \leq x \leq l_c \end{cases} \quad (149)$$

Dzieląc równanie obustronnie przez l_c i podstawiając:

$$\lambda_{z1} = \frac{P_{z1}}{P_a},$$

$$\lambda_{z2} = \frac{P_{z2}}{P_a},$$

$$\lambda_z = \frac{l_z}{l_c},$$

$$\lambda_a = \frac{l_a}{l_c},$$

$$\lambda_c = \frac{l_z + l_a}{l_c} = 1$$

otrzymujemy równanie:

$$\frac{\ddot{x}}{l_c} = -\frac{P_a}{ml_z} \begin{cases} \lambda_z \lambda_{z1} + (\lambda_{z2} - \lambda_{z1}) \cdot \frac{x}{l_c} & \text{dla } 0 \leq \frac{x}{l_c} \leq \lambda_z \\ \lambda_z & \text{dla } \lambda_z \leq \frac{x}{l_c} \leq \lambda_c \end{cases} \quad (150)$$

Podstawiając:

$$\xi = \frac{x}{l_c}$$

$$w = \frac{P_a}{ml_z}$$

daje równanie:

$$\ddot{\xi} + w \cdot g(\xi) = 0 \quad (151)$$

gdzie bezwymiarowa funkcja $g(\xi)$ ma postać:

$$g(\xi) = \begin{cases} \lambda_z \lambda_{z1} + (\lambda_{z2} - \lambda_{z1}) \cdot \xi & \text{dla } 0 \leq \xi \leq \lambda_z \\ \lambda_z & \text{dla } \lambda_z \leq \xi \leq \lambda_c \end{cases} \quad (152)$$

W przypadku obliczeń za pomocą arkusza kalkulacyjnego (np. MathCad) funkcja $g(\xi)$ może być zdefiniowana jako:

$$g(\xi) := \begin{cases} \lambda_z \cdot \lambda_{z1} + (\lambda_{z2} - \lambda_{z1}) \cdot \xi & \text{if } 0 \leq \xi \leq \lambda_z \\ \lambda_z & \text{if } \lambda_z < \xi < \lambda_c \end{cases} \quad (153)$$

Wzór na energię E może być wówczas przedstawiony w następujący sposób:

$$E(x) = 2 \begin{cases} P_{z1}x + \frac{1}{2} \frac{P_{z2} - P_{z1}}{l_z} \cdot x^2 & \text{dla } 0 \leq x < l_z \\ P_a x + \left(\frac{P_{z1} + P_{z2}}{2} - P_a \right) l_z & \text{dla } l_z \leq x \leq l_z + l_a \end{cases} \quad (154)$$

lub

$$E(\xi) = P_a l_c \begin{cases} 2\lambda_{z1}\xi + \frac{\lambda_{z2} - \lambda_{z1}}{\lambda_z} \cdot \xi^2 & \text{dla } 0 \leq \xi < \lambda_z \\ 2(\xi - \lambda_z) + (\lambda_{z1} + \lambda_{z2})\lambda_z & \text{dla } \lambda_z \leq \xi \leq \lambda_z + \lambda_a \end{cases} \quad (155)$$

Otrzymane równanie różniczkowe może być rozwiązane metodą Rungego-Kutta przez zastosowanie następujących podstawień:

$$\begin{aligned} \dot{\xi} &= y_1 \\ \xi &= y_0 \end{aligned}$$

Powstaje zatem układ dwu równań różniczkowych pierwszego rzędu o postaci:

$$\dot{y}_0 = \dot{\xi} = y_1 \quad (156)$$

$$\dot{y}_1 = \ddot{\xi} = -wg(y_o) \quad (157)$$

z warunkami początkowymi:

$$y_o(0) = 0$$

$$y_1(0) = \frac{v}{l_c}$$

Wyniki symulacji zaprezentowano na poniższych wykresach. Przyjęto następujące dane:

$$m_1 = m = 20 \text{ t};$$

$$v = 12 \text{ km/h} = 3.33 \text{ m/s};$$

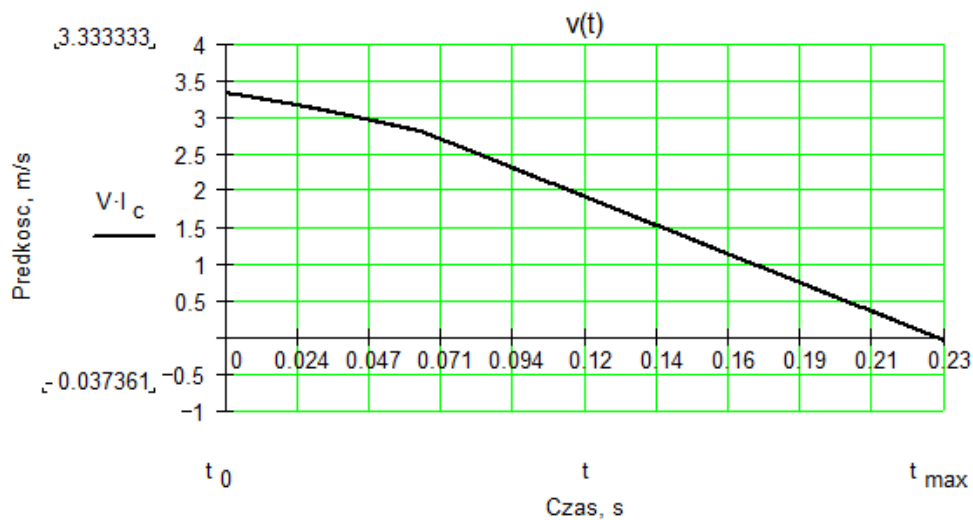
$$E_{zd} = 35 \text{ kJ (energia pochłaniana przez 2 zderzaki);}$$

$$E_{zd} = 100 \text{ kJ (energia pochłaniana przez absorber);}$$

$$l_z = 200 \text{ mm (skok zderzaka);}$$

$$l_a = 300 \text{ mm (długość absorbera).}$$

Poniższy rysunek (rys. 6.12) prezentuje wykres prędkości v [m/s] dla obu pojazdów (przy założeniu symetrii zderzenia) w funkcji czasu. Prędkość spada do zera po czasie równym około 0,23 s. Wykres $v(t)$ jest biliniowy z niewielkim wpływem (na początku) charakterystyki zderzaków.



Rys. 6.12. Prędkość (w m/s) pierwszego i drugiego pojazdu od początku zderzenia do zatrzymania

6.2.2.3. Zderzenie eksperymentalne z uwzględnieniem mas pojazdów testowych

Podobnie, jak w przypadku absorbera miękkiego - test eksperymentalny ma na celu kalibrację modelu teoretycznego, dotyczącego scenariusza 2: „zderzenie z nieruchomym wagonem towarowym”. Zamiast mas rzeczywistych pojazdy testowe posiadają masy m_{t1}

i m_{t2} . Jeden z pojazdów ponownie stanowi oporę, czyli nieruchomy, ale niezahamowany specjalny wagon testowy.

Powyższe założenia zapisujemy jako:

$$x = x_1 - x_2$$

$$m_1 = m_{t1}$$

$$m_2 = m_{t2}$$

$$v_1 = v$$

$$v_2 = 0$$

Dysponujemy ponownie dwoma równaniami:

$$\begin{cases} m_{t1}v + m_{t2}0 = m_{t1}\dot{x}_1 + m_{t2}\dot{x}_2 \\ \frac{1}{2}m_{t1}v^2 = \frac{1}{2}m_{t1}\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}m_{t2}\dot{x}_2^2 + E \end{cases} \quad (158)$$

gdzie:

$$E = E_1 = \frac{1}{2}P_{a1} \left\{ \begin{array}{l} \frac{x^2}{l_{z1}} \\ 2x - l_{z1} \\ 2x - l_{z1} + \frac{(x - l_{z1} - l_{a1})^2}{l_{z1}} \\ 2l_{a1} + \frac{l_z}{\lambda_1} + 2\frac{x - l_{a1} - l_z}{\lambda_1\lambda_2} \end{array} \right.$$

$$\lambda_1 = \frac{P_{a1}}{P_z}$$

$$\lambda_2 = \frac{P_z}{P_{a2}}$$

Z równania zachowania pędu otrzymujemy związek:

$$m_{t2}\dot{x}_2 = m_{t1}(v - \dot{x}_1) \rightarrow \dot{x}_2 = \frac{m_{t1}}{m_{t2}}(v - \dot{x}_1) \quad (159)$$

$$\dot{x} = \dot{x}_1 - \dot{x}_2 \quad (160)$$

$$\dot{x} = \dot{x}_1 - \mu(v - \dot{x}_1) = \dot{x}_1(1 + \mu) - \mu v \quad (161)$$

gdzie podstawiono:

$$\mu = \frac{m_{t1}}{m_{t2}} \quad (162)$$

natomiast z równania zachowania energii związek:

$$m_{t1}v^2 = m_{t1}\dot{x}_1^2 + m_{t2}\left(\frac{m_{t1}}{m_{t2}}\right)^2(v - \dot{x}_1)^2 + 2E_1 \quad (163)$$

lub

$$v^2 = \dot{x}_1^2 + \mu(v^2 - 2v\dot{x}_1 + \dot{x}_1^2) + \frac{2E_1}{m_{t1}} \quad (164)$$

Po obustronnym różniczkowaniu po czasie otrzymujemy:

$$0 = 2\dot{x}_1\ddot{x}_1 + \mu(-2v\dot{x}_1 + 2\dot{x}_1\ddot{x}_1) + \frac{2\dot{E}_1}{m_{t1}} \quad (165)$$

lub

$$\ddot{x}_1[\dot{x}_1 + \mu(-v + \dot{x}_1)] = -\frac{\dot{E}_1}{m_{t1}} \quad (166)$$

albo

$$a\ddot{x}_1\dot{x}_1 = -\frac{\dot{E}_1}{m_{t1}} \quad (167)$$

gdzie:

$$\dot{E}_1 = \frac{P_{a1}}{l_{z1}}\dot{x} \begin{cases} x \\ l_{z1} \\ x - l_{a1} \\ \frac{l_{z1}}{\lambda_1\lambda_2} \end{cases} \quad (168)$$

Zatem równanie różniczkowe przyjmuje postać:

$$\ddot{x}_1\dot{x}_1 = -w\dot{x} \begin{cases} x \\ l_{z1} \\ x - l_{a1} \\ \frac{l_{z1}}{\lambda_1\lambda_2} \end{cases} \quad (169)$$

gdzie podstawiono:

$$\frac{P_{a1}}{m_{t1}l_{z1}} = w$$

Ponieważ, po obustronnym różniczkowaniu równania (160) otrzymujemy równanie:

$$\ddot{x} = \ddot{x}_1(1 + \mu)$$

zatem ostatecznie otrzymujemy:

$$\ddot{x} = -w(1 + \mu) \begin{cases} x \\ l_{z1} \\ x - l_{a1} \\ \frac{l_{z1}}{\lambda_1 \lambda_2} \end{cases} \quad (170)$$

Otrzymane równanie różniczkowe może być rozwiązane metodą Rungego-Kutta przez zastosowanie następujących podstawień:

$$\frac{x}{l_c} = \xi = y_0$$

$$\frac{\dot{x}}{l_c} = y_1$$

Powstaje zatem układ dwóch równań różniczkowych pierwszego rzędu o postaci:

$$\dot{y}_0 = y_1 \quad (171)$$

$$\dot{y}_1 = -w(1 + \mu)g(y_0) \quad (172)$$

Funkcja g ma postać:

$$g(\xi) = \begin{cases} \xi & \text{dla } 0 \leq \xi \leq \lambda_{z1} \\ \lambda_{z1} & \text{dla } \lambda_{z1} < \xi \leq \lambda_{z1} + \lambda_{a1} \\ \xi - \lambda_{a1} & \text{dla } \lambda_{z1} + \lambda_{a1} < \xi \leq \lambda_{c1} \\ \frac{\lambda_{z1}}{\lambda_1 \lambda_2} & \text{dla } \lambda_{c1} < \xi \leq 1 \end{cases} \quad (173)$$

gdzie podstawiono:

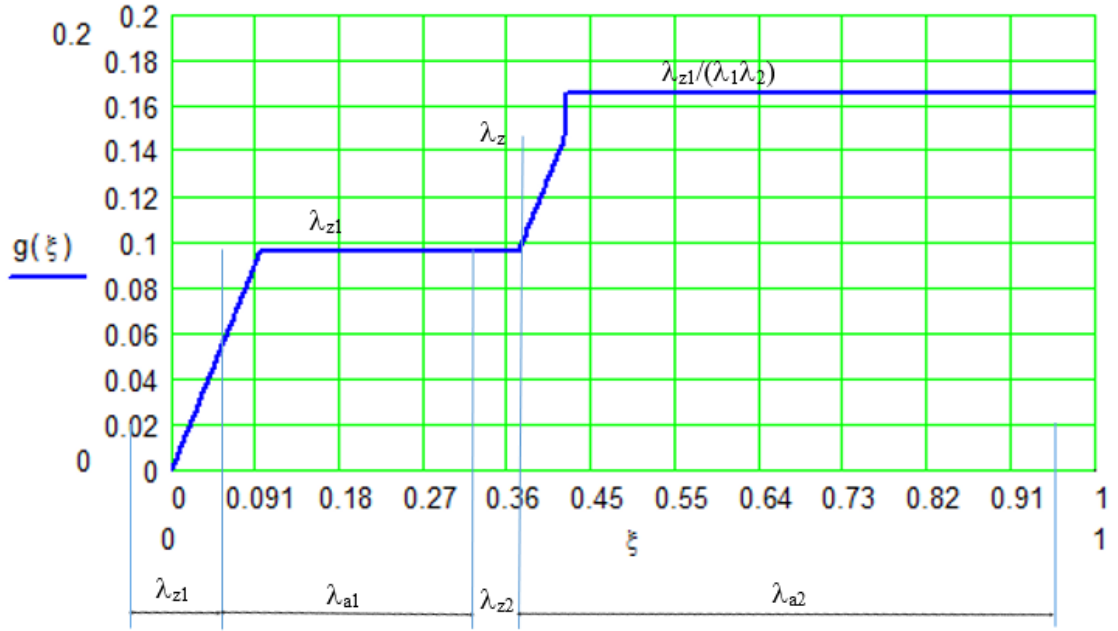
$$\xi = \frac{x}{l_c}$$

oraz

$$\begin{aligned}\lambda_{z1} &= \frac{l_{z1}}{l_c}, \\ \lambda_{z2} &= \frac{l_{z2}}{l_c}, \\ \lambda_z &= \frac{l_{z1}+l_{z2}}{l_c}, \\ \lambda_{a1} &= \frac{l_{a1}}{l_c}, \\ \lambda_{c1} &= \frac{l_{z1} + l_{a1}+l_{z2}}{l_c}, \\ \lambda_{a2} &= \frac{l_{a2}}{l_c}, \\ l_c &= l_{z1} + l_{a1}+l_{z2} + l_{a2}.\end{aligned}$$

W przypadku obliczeń za pomocą oprogramowania (w tym przypadku MathCad) funkcja $g(\xi)$ (rys. 6.13) może być przedstawiona następująco:

$$g(\xi) := \begin{cases} \xi & \text{if } 0 \leq \xi \leq \lambda_{z1} \\ \lambda_{z1} & \text{if } \lambda_{z1} < \xi \leq \lambda_{z1} + \lambda_{a1} \\ \xi - \lambda_{a1} & \text{if } \lambda_{z1} + \lambda_{a1} < \xi \leq \lambda_{c1} \\ \frac{\lambda_{z1}}{\lambda_1 \cdot \lambda_2} & \text{if } \lambda_{c1} < \xi \end{cases} \quad (174)$$



Rys. 6.13. Funkcja $g(\xi)$ opisująca działanie 2-stopniowego systemu absorpcyjnego (PI)

Wzór na funkcję $E(\xi)$ może być teraz przedstawiony w następujący sposób:

$$E = E_1 = \frac{1}{2} P_{a1} \left\{ \begin{array}{l} \frac{\xi^2 l_c^2}{l_{z1}} \\ 2\xi l_c - l_{z1} \\ 2\xi l_c - l_{z1} + \frac{(\xi l_c - l_{z1} - l_{a1})^2}{l_{z1}} \\ 2l_{a1} + \frac{l_z}{\lambda_1} + 2 \frac{\xi l_c - l_{a1} - l_z}{\lambda_1 \lambda_2} \end{array} \right. \quad (175)$$

albo

$$E(\xi) = \frac{1}{2} P_{a1} l_c \left\{ \begin{array}{l} \frac{\xi^2}{\lambda_{z1}} \\ 2\xi - \lambda_{z1} \\ 2\xi - \lambda_{z1} + \frac{(\xi - \lambda_{z1} - \lambda_{a1})^2}{\lambda_{z1}} \\ 2\lambda_{a1} + \frac{\lambda_z}{\lambda_1} + 2 \frac{\xi - \lambda_{a1} - \lambda_z}{\lambda_1 \lambda_2} \end{array} \right. \quad (176)$$

Układ równań musi mieć spełnione poniższe warunki początkowe:

$$y_o(0) = 0 \quad (177)$$

$$y_1(0) = \omega \quad (178)$$

gdzie podstawiono:

$$\omega = \frac{v}{l_c}$$

Szukane niewiadome (zgodnie z (160)) mogą być wyznaczone jako:

$$\dot{x}_1 = \frac{\dot{x} + \mu v}{1 + \mu} \quad (179)$$

$$\dot{x}_2 = \dot{x}_1 - \dot{x} \quad (180)$$

Całkując obustronnie powyższe równania otrzymujemy wzory na przemieszczenia

$$x_1 = \frac{x + \mu vt}{1 + \mu} + C_1 \quad (181)$$

$$x_2 = x_1 - x + C_2 \quad (182)$$

gdzie stałe całkowania przyjmują wartości: $C_1 = C_2 = 0$.

Wyniki symulacji zaprezentowano na poniższych wykresach. Przyjęto następujące założenia:

$m_{t1} = 30$ t (masa pojazdu najeżdżającego);

$m_{t2} = 25$ t (masa pojazdu oporowego);

$v_1 = v = 36$ km/h = 10 m/s;

$E_{zd} = 62$ kJ (energia pochłaniana przez dwa zderzaki Ringfeder);

$E_{a1} = 160$ kJ (energia pochłaniana przez tzw. absorber „miękki”);

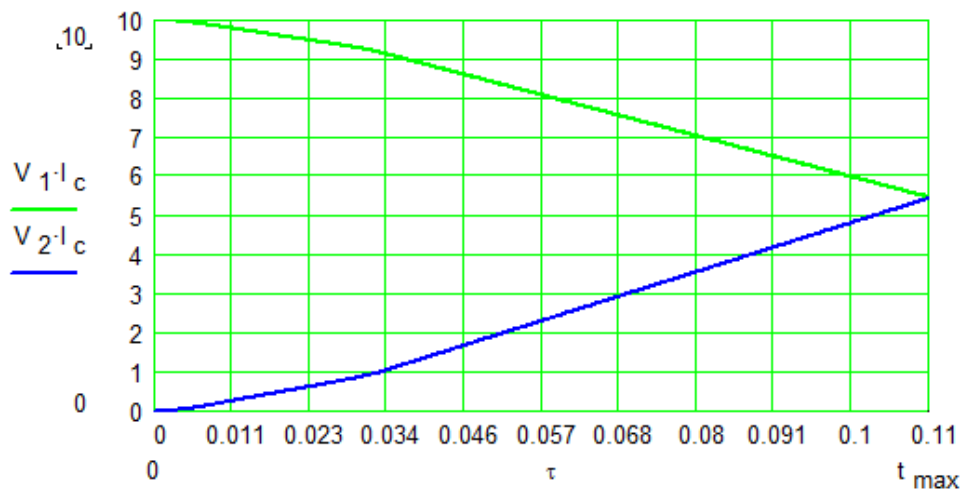
$E_{a2} = 564$ kJ (energia pochłaniana przez absorber zasadniczy);

$l_z = 105$ mm (skok zderzaka);

$l_{a1} = 200$ mm (długość absorbera „miękkiego”);

$l_{a2} = 410$ mm (długość absorbera zasadniczego).

Na poniższym wykresie (rys. 6.14). przedstawiono przebieg prędkości pojazdu najeżdżającego v_1 i oporowego v_2 w funkcji czasu.

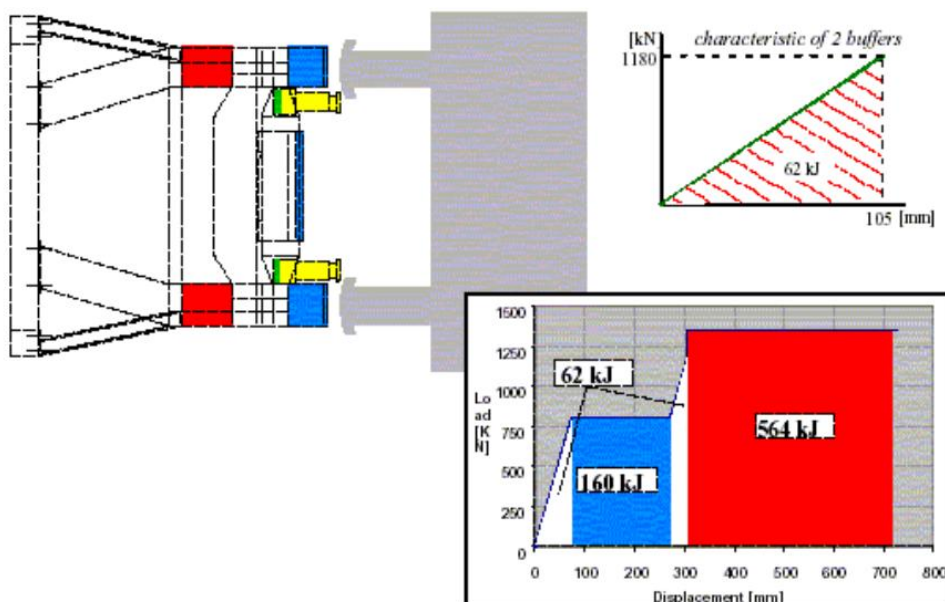


Rys. 6.14. Prędkości obu pojazdów $v_1(\tau), v_2(\tau)$ [m/s], τ - czas [s]

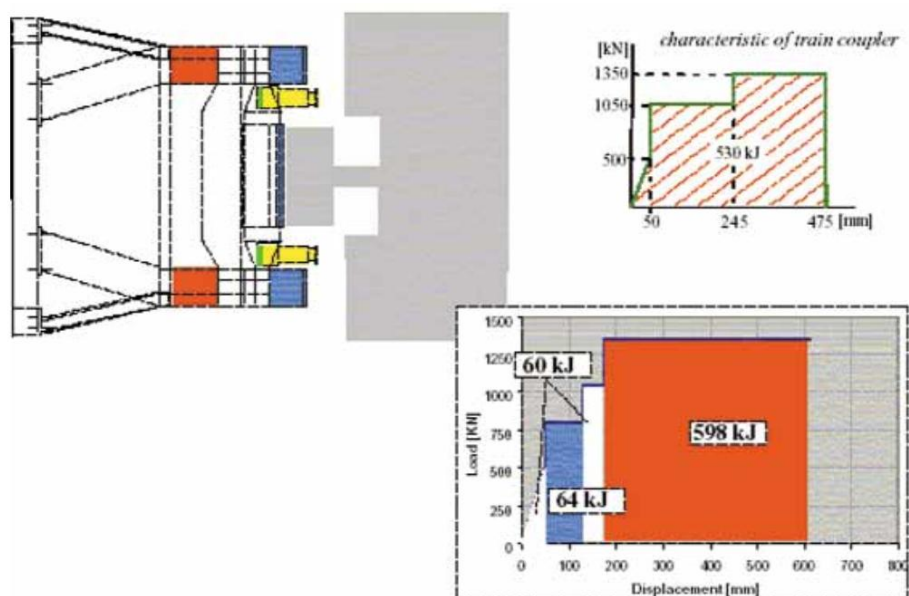
6.2.3. Układ absorberów 3-stopniowych (tramwaj podmiejski Periurban Tram)

Układ absorbujący energię pojazdu typu PT (tramwaj dwusystemowy, podmiejski) składa się z kilku elementów absorbujących energię. Kolejne amortyzatory przenoszą coraz większe obciążenia i energie. W projekcie SAFETRAM rozważano 4 scenariusze zderzeń i 4 koncepcje układów absorpcyjnych P1-P4 (oznaczenia na podstawie raportu z projektu SAFETRAM^m), 3 z nich (P1, P2, P3) reprezentowano na rys. 6.15, rys. 6.16, rys. 6.17. W rzeczywistości zrealizowano tylko przypadek P1.

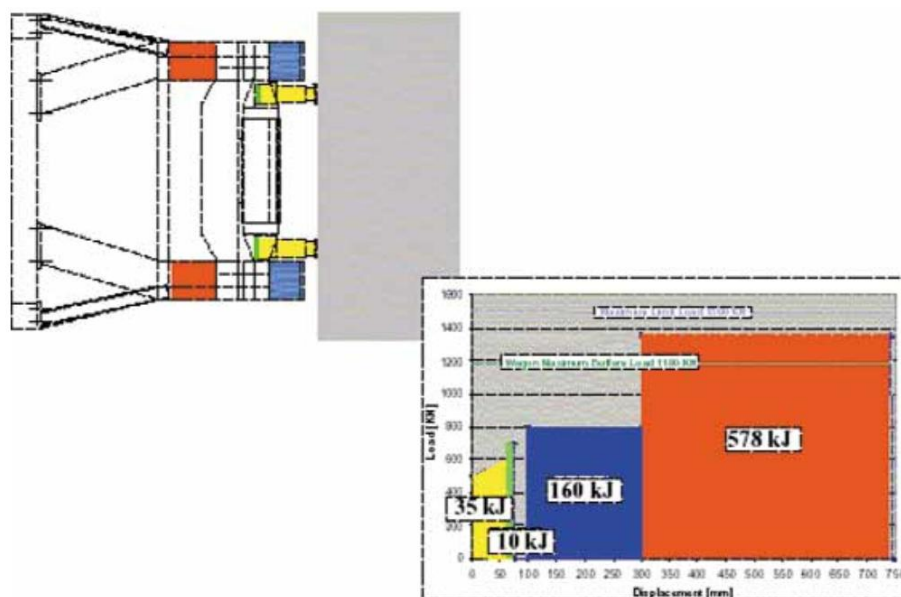
^m P1 - zderzenie czołowe z wagonem towarowym 80t; P2 - zderzenie czołowe z regionalnym zespołem trakcyjnym 129 t; P3 - zderzenie czołowe z identyczną kolejką regionalną i scenariusza; P4 - zderzenie czołowe z ciężarówką 16,5 t



Rys. 6.15. Koncepcja zderzenia PT dla scenariusza „P1 - zderzenie czołowe z wagonem towarowym 80t”. Rozkład pochłaniania energii ($\Sigma = 786 \text{ kJ}$) zgodnie z krzywą siła-przemieszczenie: kolor niebieski - amortyzator boczny, kolor czerwony - amortyzator główny; kolor biały - boczne zderzaki wagonu towarowego; po całkowitym wyczerpaniu pochłaniają około 8% energii zderzenia



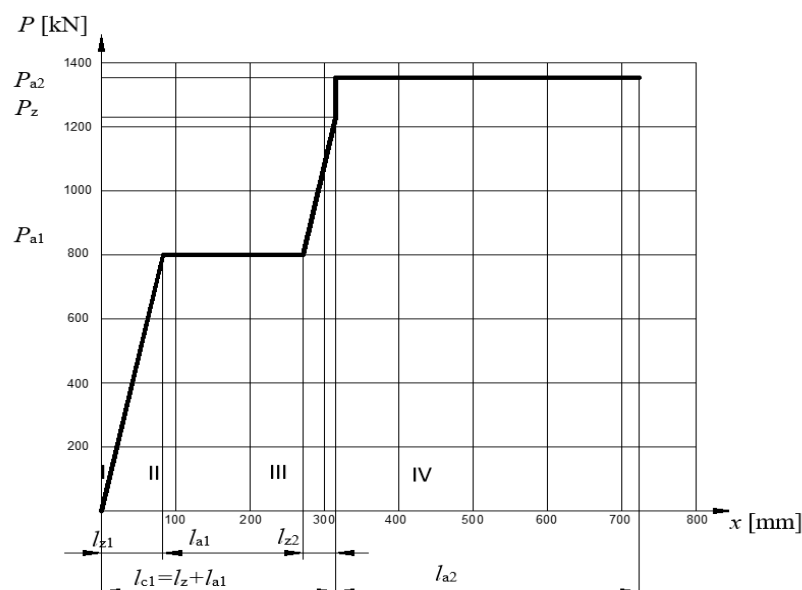
Rys. 6.16. Koncepcja zderzenia PT dla scenariusza „P2 - zderzenie czołowe z regionalnym zespołem trakcyjnym 129 t”. Rozkład pochłaniania energii ($\Sigma = 722 \text{ kJ}$) zgodnie z krzywą siła-przemieszczenie: kolor niebieski - amortyzatory boczne, kolor czerwony - amortyzator główny, kolor biały - centralny sprzęg zderzakowy zespołu trakcyjnego; pochłania około 8% energii zderzenia w przypadku częściowego odkształcenia rury ściskanej



Rys. 6.17. Konceptcja zderzenia PT dla scenariusza „P3 - zderzenie czołowe z identyczną kolejką regionalną” i scenariusza „P4 - zderzenie czołowe z ciężarówką 16,5 t”. Rozkład pochłaniania energii ($\Sigma = 783 \text{ kJ}$) zgodnie z krzywą siła-przemieszczenie: kolor żółty – 2 małe amortyzatory, kolor niebieski - amortyzatory boczne, kolor czerwony – amortyzator główny

6.2.3.1. Model matematyczny absorbera

Poniżej przedstawiono model matematyczny układu absorpcyjnego zastosowanego w pojeździe PT dla scenariusza P1 (zderzenie czołowe z wagonem towarowym 80t). Na rys. 6.18. zamieszczono schematyzację charakterystyki dla układu absorpcyjnego wg rys. 6.15.



Rys. 6.18. Schemat układu absorpcyjnego dla scenariusza P1 (rys. 6.15); siły działające na zderzaki i na absorbery

Oznaczenia:

P_{a1}	– siła obciążająca 1. absorber,
P_{a2}	– siła obciążająca 2. absorber,
P_z	– maksymalna siła obciążająca zderzaki,
k	– sztywność 2 zderzaków,
m_p	– masa pudła wagonu,
m_w	– masa 1 wózka,
m_o	– sumaryczna masa pasażerów,
x, x_1, x_2	– współrzędne określające położenie pojazdów,
m, m_1, m_2	– masy zderzanych pojazdów,
v, v_1, v_2	– prędkości pojazdów zderzanych,
l_{z1}, l_{z2}	– długości robocze zderzaków,
l_{a1}	– długość 1. absorbera, 200 mm,
l_{a2}	– długość 2. absorbera, 410 mm
λ_1, λ_2	– wielkości pomocnicze,
E_{a1}, E_{a2}	– energia pochłaniana przez poszczególne absorbery,
E_1, E_{ua}	– energia pochłaniana przez urządzenia absorpcyjne jednego pojazdu.

Energia kinetyczna jaką posiada pojazd przed zderzeniem jest obliczana jako:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (183)$$

gdzie:

$$m = m_p + 2 \cdot m_w + \frac{1}{2} \cdot m_o \quad (184)$$

Zgodnie z rys. 6.15 energia jaką mogą pochłoniąć zderzaki wynosi:

$$E_{zd} = \frac{1}{2} \cdot k \cdot l_z^2 \quad (185)$$

gdzie:

$$l_z = l_{z1} + l_{z2} = 105 [mm]$$

$$l_{c1} = l_{z1} + l_{a1} + l_{z2} = 105 + 200 = 305 [mm]$$

$$l_c = l_z + l_{a1} + l_{a2} = 105 + 200 + 410 = 715 [mm]$$

Stąd wynika wzór na sztywność 2 zderzaków:

$$k = \frac{2 \cdot E_{zd}}{l_z^2} = 2 \cdot \frac{62000}{0,105^2} = 11,247 \left[\frac{kN}{mm} \right] \quad (186)$$

Stosujemy następujące wzory na siły w zderzakach:

$$P_z = k \cdot l_z = 1180,952 [kN] \quad (187)$$

$$P_{a1} = k \cdot l_{z1}$$

$$P_{a1} = \lambda_1 \cdot P_z$$

$$P_{a2} = \frac{P_z}{\lambda_2}$$

$$l_{z1} = \lambda_1 \cdot l_z$$

Z racji tego, iż ustalone są wartości liczbowe energii pochłanianej przez absorbery, zatem:

$$P_{a1} = \frac{E_{a1}}{l_{a1}} = \frac{160000}{0,200} = 800 [kN] \quad (188)$$

$$P_{a2} = \frac{E_{a2}}{l_{a2}} = \frac{564000}{0,410} = 1375 [kN] \quad (189)$$

$$\lambda_1 = \frac{P_{a1}}{P_z} = \frac{800}{1181} = 0,6774 \quad (190)$$

$$\lambda_2 = \frac{P_z}{P_{a2}} = \frac{1181}{1375} = 0,8589 \quad (191)$$

Wzór na całkowitą energię pochłanianą przez układ absorbujący (wg rys. 6.19) ma postać:

$$E_{ua} = P_{a1} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot l_{z1} + (l_{a1} + l_{z2}) + \frac{1}{2} \cdot \frac{l_{z2}^2}{l_{z1}} \right] + P_{a2} \cdot l_{a2} \quad (192)$$

lub

$$E_{ua} = P_{a1} \cdot \left[l_{a1} + \frac{l_{z1}^2 + 2 \cdot l_{z1} \cdot l_{z2} + l_{z2}^2}{2 \cdot l_{z1}} \right] + \frac{P_{a1}}{\lambda_1 \lambda_2} \cdot l_{a2} \quad (193)$$

albo

$$E_{ua} = P_{a1} \cdot [l_{a1} + \frac{(l_{z1} + l_{z2})^2}{2l_{z1}} + \frac{l_{a2}}{\lambda_1 \lambda_2}] \quad (194)$$

Ostatecznie:

$$E_{ua} = E_k = P_{a1} \cdot [l_{a1} + \frac{l_z}{2\lambda_1} + \frac{l_{a2}}{\lambda_1 \lambda_2}] \quad (195)$$

Biorąc pod uwagę rys. 6.18. mamy następującą funkcję na energię pochłanianą przez jeden układ absorbujący w danej chwili t :

$$E_1 = \begin{cases} \frac{1}{2} k x^2 & \text{dla zakresu I} \\ \frac{1}{2} k l_{z1}^2 + P_{a1}(x - l_{z1}) & \text{dla zakresu II} \\ \frac{1}{2} k l_{z1}^2 + P_{a1}(x - l_{z1}) + \frac{1}{2} k (x - l_{z1} - l_{a1})^2 & \text{dla zakresu III} \\ \frac{1}{2} k l_{z1}^2 + P_{a1}(l_{a1} + l_{z2}) + \frac{1}{2} k l_{z2}^2 + P_{a2}(x - l_{a1} - l_z) & \text{dla zakresu IV} \end{cases} \quad (196)$$

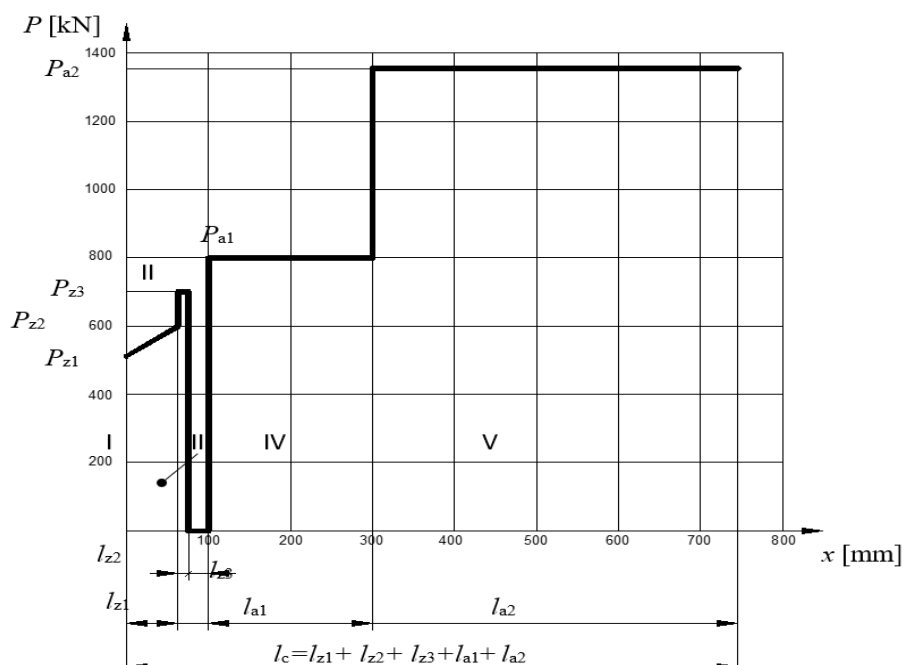
lub (z zachowaniem podziału na 4 zakresy):

$$E_1 = P_{a1} \begin{cases} \frac{1}{2} \frac{x^2}{l_{z1}} \\ x - \frac{1}{2} l_{z1} \\ \frac{1}{2} l_{z1} + x - l_{z1} + \frac{1}{2} \frac{(x - l_{z1} - l_{a1})^2}{l_{z1}} \\ \frac{1}{2} l_{z1} + l_{a1} + l_{z2} + \frac{1}{2} \frac{l_{z2}^2}{l_{z1}} + \frac{x - l_{a1} - l_z}{\lambda_1 \lambda_2} \end{cases} \quad (197)$$

Jeśli rozważane jest zderzenie dwóch identycznych pojazdów, wtedy energia jest pochłaniana przez dwa układy absorpcyjne i wynosi:

$$E = 2E_1 = P_{a1} \begin{cases} \frac{x^2}{l_{z1}} \\ 2x - l_{z1} \\ 2x - l_{z1} + \frac{(x - l_{z1} - l_{a1})^2}{l_{z1}} \\ 2l_{a1} + \frac{l_z}{\lambda_1} + 2 \frac{x - l_{a1} - l_z}{\lambda_1 \lambda_2} \end{cases} \quad (198)$$

Poniżej przedstawiono model matematyczny układu absorpcyjnego zastosowanego w tramwaju podmiejskim dla scenariusza P3 (zderzenie czołowe dwóch identycznych pojazdów aglomeracyjnych). Na rys. 6.19. zamieszczono schematyzację charakterystyki dla układu absorpcyjnego wg rys. 6.17.



Rys. 6.19. Schemat układu absorpcyjnego dla scenariusza P3 (rys. 6.17); siły działające na zderzaki i na absorbery

Oznaczenia:

- P_{a1} – siła obciążająca 1. absorber,
- P_{a2} – siła obciążająca 2. absorber,
- x, x_1, x_2 – współrzędne określające położenie pojazdów,
- m, m_1, m_2 – masy zderzanych pojazdów,
- v, v_1, v_2 – prędkości pojazdów zderzanych,
- P_{z1}, P_{z2}, P_{z3} – siły związane z działaniem zderzaków: ,
- l_{z1}, l_{z2}, l_{z3} – długości robocze związane z działaniem zderzaków:
60 mm, 15 mm, 25 mm,
- l_{a1} – długość 1. absorbera, 200 mm,
- l_{a2} – długość 2. absorbera, 440 mm,
- E_{zI} – energia przejmowana przez I-szą część układu, 35 kJ,
- E_{zII} – energia przejmowana przez II-gą część układu, 10 kJ,
- E_{a1} – energia przejmowana przez 1. absorber, 160 kJ,
- E_{a2} – energia przejmowana przez 2. absorber, 578 kJ.

Ponieważ ustalone są wartości liczbowe energii pochłanianej przez absorbery, zatem:

$$P_{a1} = \frac{E_{a1}}{l_{a1}} = \frac{160000}{0,200} = 800 \text{ kN} \quad (199)$$

$$P_{a2} = \frac{E_{a2}}{l_{a2}} = \frac{578000}{0,440} = 1314 \text{ kN} \quad (200)$$

$$l_z = l_{z1} + l_{z2} + l_{z3} = 100 \text{ mm} \quad (201)$$

$$l_a = l_{a1} + l_{a2} = 660 \text{ mm} \quad (202)$$

Biorąc pod uwagę rys. 6.19 mamy następującą funkcję na energię pochłanianą przez układ absorbujący jednego pojazdu w danej chwili t :

$$E_1 = \begin{cases} P_{z1}x + \frac{1}{2} \frac{P_{z2} - P_{z1}}{l_{z1}} \cdot x^2 + C_I & \text{dla } 0 \leq x < l_{z1} \\ P_{z3}x + C_{II} & \text{dla } l_{z1} \leq x < l_{z1} + l_{z2} \\ C_{III} & \text{dla } l_{z1} + l_{z2} \leq x < l_z \\ P_{a1}x + C_{IV} & \text{dla } l_z \leq x < l_z + l_{a1} \\ P_{a2}x + C_V & \text{dla } l_z + l_{a1} \leq x < l_z + l_a \end{cases} \quad (203)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} C_I &= 0, \\ C_{II} &= \left(\frac{P_{z1} + P_{z2}}{2} - P_{z3} \right) l_{z1}, \\ C_{III} &= P_{z3}(l_{z1} + l_{z2}) + C_{II} = P_{z3}l_{z2} + \frac{P_{z1} + P_{z2}}{2} l_{z1}, \\ C_{IV} &= -P_{a1}l_z + C_{III} = -P_{a1}l_z + P_{z3}l_{z2} + \frac{P_{z1} + P_{z2}}{2} l_{z1}, \\ C_V &= (-P_{a2} + P_{a1})(l_z + l_{a1}) + C_{IV} \\ &= -P_{a2}(l_z + l_{a1}) + P_{a1}l_{a1} + P_{z3}l_{z2} + \frac{P_{z1} + P_{z2}}{2} l_{z1} \end{aligned}$$

Po podstawieniu wzorów na stałe C_I - C_V mamy wzór:

$$E_1(x) = \begin{cases} P_{z1}x + \frac{1}{2} \frac{P_{z2} - P_{z1}}{l_{z1}} \cdot x^2 & \text{dla } 0 \leq x < l_{z1} \\ P_{z3}(x - l_{z1}) + \frac{P_{z1} + P_{z2}}{2} l_{z1} & \text{dla } l_{z1} \leq x < l_{z1} + l_{z2} \\ P_{z3}l_{z2} + \frac{P_{z1} + P_{z2}}{2} l_{z1} & \text{dla } l_{z1} + l_{z2} \leq x < l_z \\ P_{a1}(x - l_z) + P_{z3}l_{z2} + \frac{P_{z1} + P_{z2}}{2} l_{z1} & \text{dla } l_z \leq x < l_z + l_{a1} \\ P_{a2}(x - l_z - l_{a1}) + P_{a1}l_{a1} + P_{z3}l_{z2} + \frac{P_{z1} + P_{z2}}{2} l_{z1} & \text{dla } l_z + l_{a1} \leq x < l_z + l_a \end{cases} \quad (204)$$

W celu uzyskania bezwymiarowości zapisu funkcji $E_1(x)$ wprowadźmy następujące podstawienia:

$$\kappa_{a1} = \frac{P_{a1}}{P_{a2}}; \kappa_{z1} = \frac{P_{z1}}{P_{a2}}; \kappa_{z2} = \frac{P_{z2}}{P_{a2}}; \kappa_{z3} = \frac{P_{z3}}{P_{a2}}$$

$$\lambda_{a1} = \frac{l_{a1}}{l_c}; \lambda_{z1} = \frac{l_{z1}}{l_c}; \lambda_{z2} = \frac{l_{z2}}{l_c}; \lambda_z = \frac{l_z}{l_c}$$

Dzięki temu funkcja E_1 ma postać:

$$E_1(x) = P_{a2} l_c \begin{cases} \kappa_{z1} \frac{x}{l_c} + \frac{1}{2} \frac{\kappa_{z2} - \kappa_{z1}}{l_{z1}} \cdot l_c \left(\frac{x}{l_c} \right)^2 & \text{dla } 0 \leq \frac{x}{l_c} < \frac{l_{z1}}{l_c} \\ \kappa_{z3} \left(\frac{x}{l_c} - \frac{l_{z1}}{l_c} \right) + \frac{\kappa_{z1} + \kappa_{z2}}{2} \cdot \frac{l_{z1}}{l_c} & \text{dla } \frac{l_{z1}}{l_c} \leq \frac{x}{l_c} < \frac{l_{z1}}{l_c} + \frac{l_{z2}}{l_c} \\ \kappa_{z3} \frac{l_{z2}}{l_c} + \frac{\kappa_{z1} + \kappa_{z2}}{2} \cdot \frac{l_{z1}}{l_c} & \text{dla } \frac{l_{z1}}{l_c} + \frac{l_{z2}}{l_c} \leq \frac{x}{l_c} < \frac{l_z}{l_c} \\ \kappa_{a1} \left(\frac{x}{l_c} - \frac{l_z}{l_c} \right) + \kappa_{z3} \frac{l_{z2}}{l_c} + \frac{\kappa_{z1} + \kappa_{z2}}{2} \cdot \frac{l_{z1}}{l_c} & \text{dla } \frac{l_z}{l_c} \leq \frac{x}{l_c} < \frac{l_z}{l_c} + \frac{l_{a1}}{l_c} \\ \frac{x}{l_c} - \frac{l_z}{l_c} + (-1 + \kappa_{a1}) \frac{l_{a1}}{l_c} + \kappa_{z3} \frac{l_{z2}}{l_c} + \frac{\kappa_{z1} + \kappa_{z2}}{2} \frac{l_{z1}}{l_c} & \text{dla } \frac{l_z}{l_c} + \frac{l_{a1}}{l_c} \leq \frac{x}{l_c} < 1 \end{cases} \quad (205)$$

6.2.3.2. Zderzenie według scenariusza 1

Aby przeprowadzić symulację, zakładamy idealną symetrię pojazdów oraz sposób ich zachowania się podczas zderzenia. W związku z tym możemy zapisać, że:

$$\dot{x}^2 = v^2 - \frac{E}{m} \quad (206)$$

gdzie:

$$x = x_1 = -x_2$$

$$E(x) = E_1(x) + E_2(x) = 2E_1(x)$$

$$= 2 \begin{cases} P_{z1} x + \frac{1}{2} \frac{P_{z2} - P_{z1}}{l_{z1}} \cdot x^2 & \text{dla } 0 \leq x < l_{z1} \\ P_{z3}(x - l_{z1}) + \frac{P_{z1} + P_{z2}}{2} l_{z1} & \text{dla } l_{z1} \leq x < l_{z1} + l_{z2} \\ P_{z3} l_{z2} + \frac{P_{z1} + P_{z2}}{2} l_{z1} & \text{dla } l_{z1} + l_{z2} \leq x < l_z \\ P_{a1}(x - l_z) + P_{z3} l_{z2} + \frac{P_{z1} + P_{z2}}{2} l_{z1} & \text{dla } l_z \leq x < l_z + l_{a1} \\ P_{a2}(x - l_z - l_{a1}) + P_{a1} l_{a1} + P_{z3} l_{z2} + \frac{P_{z1} + P_{z2}}{2} l_{z1} & \text{dla } l_z + l_{a1} \leq x < l_z + l_a \end{cases}$$

Po podstawieniu funkcji $E(x)$ do równania różniczkowego i po jego obustronnym zróżniczkowaniu otrzymujemy:

$$2\dot{x}\ddot{x} = -\frac{2\dot{x}}{m} \begin{cases} P_{z1} + \frac{P_{z2} - P_{z1}}{l_{z1}} \cdot x & \text{dla } 0 \leq x < l_{z1} \\ P_{z3} & \text{dla } l_{z1} \leq x < l_{z1} + l_{z2} \\ 0 & \text{dla } l_{z1} + l_{z2} \leq x < l_z \\ P_{a1} & \text{dla } l_z \leq x < l_z + l_{a1} \\ P_{a2} & \text{dla } l_z + l_{a1} \leq x < l_c \end{cases} \quad (207)$$

Równanie to po obustronnym podzieleniu przez $2\dot{x}l_c$ oraz po zastosowaniu wielkości bezwymiarowych:

$$\kappa_{a1} = \frac{P_{a1}}{P_{a2}}; \kappa_{z1} = \frac{P_{z1}}{P_{a2}}; \kappa_{z2} = \frac{P_{z2}}{P_{a2}}; \kappa_{z3} = \frac{P_{z3}}{P_{a2}}$$

$$\lambda_{a1} = \frac{l_{a1}}{l_c}; \lambda_{z1} = \frac{l_{z1}}{l_c}; \lambda_{z2} = \frac{l_{z2}}{l_c}; \lambda_z = \frac{l_z}{l_c}$$

przyjmuje postać:

$$\frac{\ddot{x}}{l_c} = -\frac{P_{a2}}{ml_c} \begin{cases} \kappa_{z1} + \frac{\kappa_{z2} - \kappa_{z1}}{\lambda_{z1}} \cdot \frac{x}{l_c} & \text{dla } 0 \leq \frac{x}{l_c} < \lambda_{z1} \\ \kappa_{z3} & \text{dla } \lambda_{z1} \leq \frac{x}{l_c} < \lambda_{z1} + \lambda_{z2} \\ 0 & \text{dla } \lambda_{z1} + \lambda_{z2} \leq \frac{x}{l_c} < \lambda_z \\ \kappa_{a1} & \text{dla } \lambda_z \leq \frac{x}{l_c} < \lambda_z + \lambda_{a1} \\ 1 & \text{dla } \lambda_z + \lambda_{a1} \leq \frac{x}{l_c} < 1 \end{cases} \quad (208)$$

Dalej podstawiając:

$$\xi = \frac{x}{l_c}$$

$$w = \frac{P_{a2}}{ml_c}$$

otrzymujemy równanie:

$$\ddot{\xi} + w \cdot g(\xi) = 0 \quad (209)$$

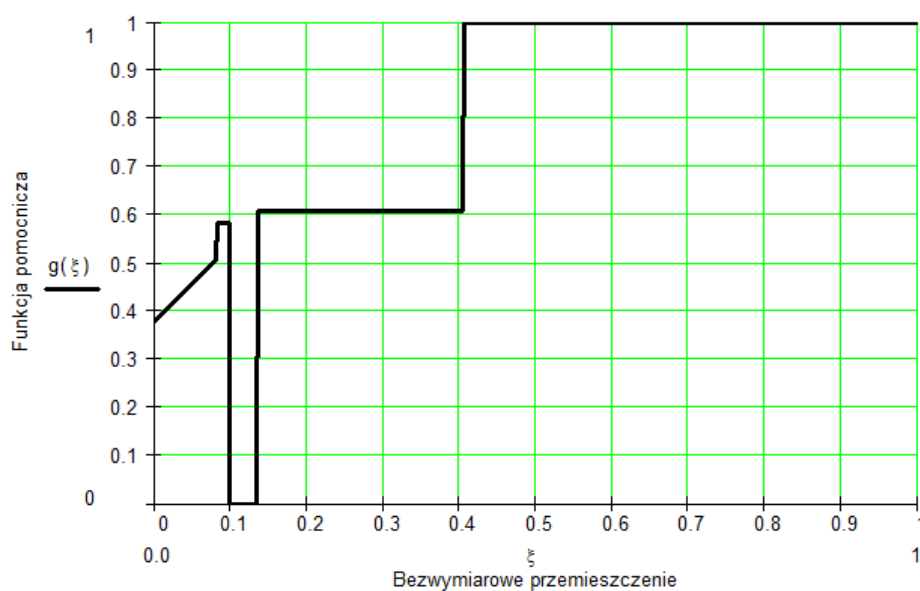
gdzie bezwymiarowa funkcja $g(\xi)$ ma postać:

$$g(\xi) = \begin{cases} \kappa_{z1} + \frac{\kappa_{z2} - \kappa_{z1}}{\lambda_{z1}} \cdot \xi & \text{dla } 0 \leq \xi < \lambda_{z1} \\ \kappa_{z3} & \text{dla } \lambda_{z1} \leq \xi < \lambda_{z1} + \lambda_{z2} \\ 0 & \text{dla } \lambda_{z1} + \lambda_{z2} \leq \xi < \lambda_z \\ \kappa_{a1} & \text{dla } \lambda_z \leq \xi < \lambda_z + \lambda_{a1} \\ 1 & \text{dla } \lambda_z + \lambda_{a1} \leq \xi < 1 \end{cases} \quad (210)$$

Funkcja przedstawiona została na rys. 6.20.

W przypadku obliczeń za pomocą arkusza kalkulacyjnego (np. MathCad) funkcja $g(\xi)$ może być przedstawiona jako:

$$g(\xi) := \begin{cases} \kappa_{z1} + \frac{(\kappa_{z2} - \kappa_{z1}) \cdot \xi}{\lambda_{z1}} & \text{if } 0 \leq \xi \leq \lambda_{z1} \\ \kappa_{z3} & \text{if } \lambda_{z1} < \xi \leq \lambda_{z1} + \lambda_{z2} \\ 0 & \text{if } \lambda_{z1} + \lambda_{z2} < \xi \leq \lambda_z \\ \kappa_{a1} & \text{if } \lambda_z < \xi \leq \lambda_z + \lambda_{a1} \\ 1 & \text{if } \lambda_z + \lambda_{a1} < \xi \end{cases} \quad (211)$$



Rys. 6.20. Funkcja $g(\xi)$ opisująca działanie systemu absorpcyjnego

Wzór na energię E może być teraz przedstawiony w następujący sposób:

$$E(\xi) = 2P_{a2}l_c \begin{cases} \kappa_{z1}\xi + \frac{1}{2} \frac{\kappa_{z2} - \kappa_{z1}}{\lambda_{z1}} \cdot \xi^2 & \text{dla } 0 \leq \xi < \lambda_{z1} \\ \kappa_{z3}(\xi - \lambda_{z1}) + \frac{\kappa_{z1} + \kappa_{z2}}{2} \cdot \lambda_{z1} & \text{dla } \lambda_{z1} \leq \xi < \lambda_{z1} + \lambda_{z2} \\ \kappa_{z3}\lambda_{z2} + \frac{\kappa_{z1} + \kappa_{z2}}{2} \cdot \lambda_{z1} & \text{dla } \lambda_{z1} + \lambda_{z2} \leq \xi < \lambda_z \\ \kappa_{a1}(\xi - \lambda_z) + \kappa_{z3}\lambda_{z2} + \frac{\kappa_{z1} + \kappa_{z2}}{2} \cdot \lambda_{z1} & \text{dla } \lambda_z \leq \xi < \lambda_z + \lambda_{a1} \\ \xi - \lambda_z + (-1 + \kappa_{a1})\lambda_{a1} + \kappa_{z3}\lambda_{z2} + \frac{\kappa_{z1} + \kappa_{z2}}{2} \lambda_{z1} & \text{dla } \lambda_z + \lambda_{a1} \leq \xi < 1 \end{cases} \quad (212)$$

Otrzymane równanie różniczkowe może być rozwiązane metodą Rungego-Kutta przez zastosowanie następujących podstawień:

$$\dot{\xi} = y_1$$

$$\xi = y_0$$

Powstaje zatem układ dwóch równań różniczkowych pierwszego rzędu o postaci:

$$\dot{y}_1 = \ddot{\xi} = -wg(y_0) \quad (213)$$

$$\dot{y}_0 = \dot{\xi} = y_1 \quad (214)$$

z warunkami początkowymi:

$$y_0(0) = 0$$

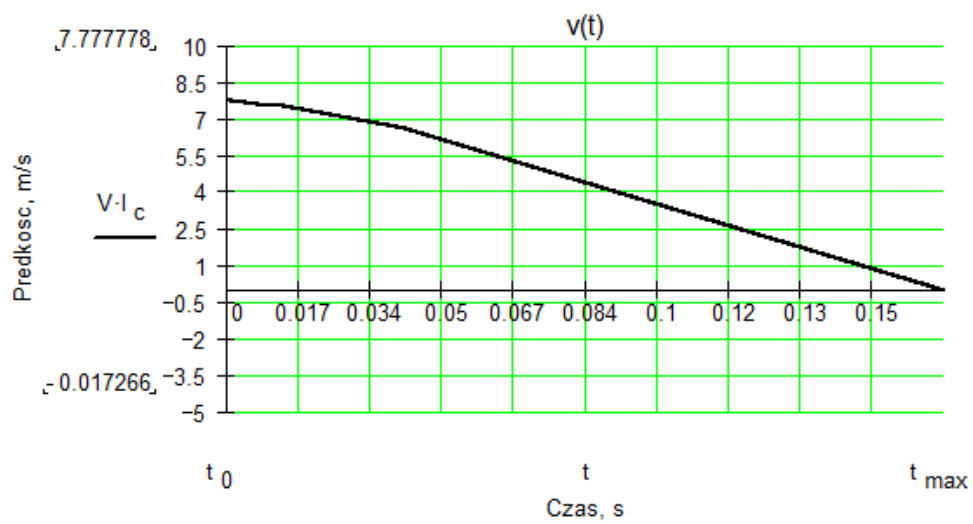
$$y_1(0) = \frac{v}{l_c}$$

Wyniki symulacji zaprezentowano na poniższych wykresach. Przyjęto następujące dane:

$$m_1 = m = 25 \text{ t};$$

$$v = 28 \text{ km/h} = 7,778 \text{ m/s}.$$

Poniższy rysunek (rys. 6.21) prezentuje wykres prędkości v w m/s dla obu pojazdów (przy założeniu symetrii zderzenia) w funkcji czasu. Prędkość spada do zera po czasie równym około 0,168 s. Wykres $v(t)$ (na początku) pokazuje wpływ charakterystyki zderzaków.



Rys. 6.21. Prędkość (w m/s) pierwszego i drugiego pojazdu od początku zderzenia do zatrzymania

7. PODSUMOWANIE

Pojazdy szynowe są najbezpieczniejszą formą transportu lądowego, a statystyki wypadkowe zdają się to potwierdzać. Wydzielona, nowoczesna i dobrze utrzymana infrastruktura, wysoki poziom wykształcenia maszynistów oraz motorniczych czy też coraz to bardziej nowoczesne rozwiązania technologiczne implementowane w pojazdach przyczyniają się do stałej poprawy bezpieczeństwa, a co za tym idzie zwiększenia jakości usług świadczonych przez przewoźników. Przekłada się to także na zainteresowanie podróżami pojazdami szynowymi. W samym roku 2024 odnotowano najwyższą liczbę pasażerów korzystających z kolei (od 1997 r.). Mimo takiego zainteresowania, wciąż istnieje jeszcze potencjał na rozwój w tym zakresie.

Obecnie istnieje szereg rozwiązań w zakresie systemów zabezpieczających przed wystąpieniem zdarzeń wypadkowych - urządzeń sterowania ruchem, systemów kontrolujących jazdę czy czujników przeszkód. Same pojazdy też są konstrukcyjnie bezpieczne, jednak producenci wciąż pracują nad wdrażaniem nowych rozwiązań, nie tylko w zakresie bezpieczeństwa aktywnego, ale właśnie w celu projektowania odpowiednich elementów ograniczających skutki kolizji dla pasażerów oraz załogi. Norma PN-EN 15227 oraz powołujące się na nią *TSI LOC&PAS* wyraźnie wskazują wymagania, jakie muszą zostać spełnione przez pojazdy kolejowe w zakresie odporności zderzeniowej. Według tych dokumentów pojazd szynowy musi być wyposażony w elementy pozwalające na ograniczenie opóźnienia hamowania, utrzymanie przestrzeni przeżycia dla kierującego oraz pasażerów, zmniejszenie ryzyka najechania, wykolejenia a także ograniczenie skutków zderzenia z przeszkodą na torze. W tym celu producenci wdrażają rozwiązania konstrukcyjne takie, jak choćby zgarniacze, systemy zabezpieczające przed wspinaniem i elementy pochłaniające energię – zderzaki wraz ze sprzęgiem oraz inne elementy, najczęściej odkształcające się plastycznie. Aby jednak uzyskać informację na temat wytrzymałości i skuteczności tychże elementów, producenci pojazdów szynowych zlecają przeprowadzenie testów zderzeniowych na obiektach rzeczywistych, czyli tzw. crash-testów. Przygotowanie tego eksperymentu to pracochłonny i kosztowny proces, zatem już na etapie planowania przeprowadzane są różne analizy (symulacje), np. z wykorzystaniem odpowiedniego oprogramowania komputerowego. Takie działanie daje możliwość wstępnej weryfikacji zachowania pojazdu szynowego w trakcie symulacji (lub rzeczywistego testu zderzeniowego), a także pozwala na dokonywanie zmian w modelu pojazdu, np. celem optymalizacji masy przy zachowaniu

wymagań bezpieczeństwa. Większość dużych producentów pojazdów szynowych ma działy specjalizujące się w tych analizach. Zdarza się jednak, iż analizy z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych, bo to właśnie one najczęściej stosowane są do tworzenia symulacji zderzeń, nie są wykonywane przez samych producentów, a zlecane firmom zewnętrznym – co naraża zakłady produkcyjne na koszty. Ważne jest zatem, aby już na początku producenci mieli informację, jak zaproponowana przez nich konstrukcja wpłynie na bezpieczeństwo.

Głównym celem pracy było opracowanie narzędzia matematycznego w postaci arkusza obliczeniowego w programie MathCad, które umożliwi badanie zachowania się pojazdów szynowych wyposażonych w różnego typu elementy bezpieczeństwa pasywnego w trakcie zderzenia z uwzględnieniem wymogów normy PN-EN 15227. Opracowana metoda może mieć zastosowanie na etapie planowania testów zderzeniowych (crash-testów). Umożliwi weryfikację wpływu różnych czynników, takich jak np. dobranych mas balastów montowanych na pojazdach testowych na zachowanie się pojazdu, na prędkości w momencie zderzenia, pochłoniętą przez system absorpcyjny energię. Zaproponowane narzędzie, ze względu na pewne uproszczenia, nie zastąpi analiz z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych, lecz może stanowić narzędzie wspierające dobór elementów konstrukcyjnych (absorpcyjnych) do pojazdów szynowych.

W pracy porównano wyniki analizy numerycznej z wykorzystaniem algorytmu Rungego-Kutty z wartościami uzyskanymi w symulacji MES przeprowadzonej w programie Open Radioss symulacji zderzenia oraz zweryfikowano otrzymane wartości w oparciu o wyniki rzeczywistego testu zderzeniowego.

Analiza przebiegu prędkości i energii pozwoliły wyciągnięcie wniosków. Prędkości uzyskane przy wykorzystaniu analizy MES pokrywały się z wartościami odnotowanymi w trakcie rzeczywistego testu zderzeniowego. Energia pochłonięta przez analizowany układ absorpcyjny nieco różniła się zarówno dla metody MES, jak i zaproponowanej metody numerycznej. Różnice ilościowe w wartościach wynikały z zastosowanych zarówno w analizach uproszczeń, polegających na pominięciu wpływu czynników tj. opory aerodynamiczne czy tarcie toczne. Niemniej sposób zachowania się pojazdów (co stwierdzić można na podstawie wykresów prędkości) pokrywał się. Podobnie sytuacja ma się w przypadku wykresu pochłaniania energii różnice mieszczą się w granicach dopuszczalności, a sam przebieg jest zbliżony do danych z testu eksperymentalnego. Reasumując, można stwierdzić, iż zaproponowana metoda jest przydatna do weryfikowania sposobu zachowania się pojazdów w trakcie zderzenia

oraz tuż po nim i może być stosowana do badań nad odpornością oraz wytrzymałością zderzeniową pojazdów szynowych.

8. PROPOZYCJA DALSZYCH BADAŃ

W rozprawie doktorskiej podjęto próbę utworzenia numerycznej metody rozwiązywania zagadnień związanych z dynamiką zderzeń pojazdów szynowych. Opracowana metoda została zweryfikowana w oparciu o wyniki zderzenia eksperymentalnego (rzeczywistego testu zderzeniowego, przeprowadzonego przez Instytut Kolejnictwa) elektrycznego zespołu trakcyjnego z rodziny Impuls, z czego jeden wyposażony był w kabinę o odkształcalnych plastycznie elementach (absorberach rurowych) oraz absorbery boczne z modułem „crash”. Jest to jeden z bardziej powszechnych układów absorbujących energię uderzenia. Dalsze badania uwzględniać będą również pracę nad opracowaniem modeli matematycznych oraz obliczeniach numerycznych dla innych rodzajów absorberów, np. plastrów miodu czy absorberów dwu- lub trzystopniowych. Częściowo analizy takie zostały zrealizowane, jednak dalsze badania zakładają próbę odtworzenia modeli 3D tychże absorberów.

Przeprowadzone w niniejszej pracy analizy numeryczne dotyczyły głównie warunków crash-testu, tj. zderzenia pojazdów o mniejszych masach (masach testowych), niż ma to się w przypadku realnie eksploatowanych pojazdów. W przyszłości zasadnym będzie rozszerzenie badań o model zderzenia dwóch jednakowych (również masowo) jednostek szynowych (scenariusz 1 wg normy PN-EN 15227) i zrealizowanie badań wg schematu blokowego (patrz: rys. 5.1). Planowane są także badania nad pozostałymi scenariuszami.

Narzędzie będzie można wzbogacić o inne czynniki istotne z punktu widzenia dynamiki zderzeń.

Takie badania mogą odgrywać dużą rolę przy projektowaniu pojazdów, szczególnie w trakcie wdrażania kolei dużych prędkości.

LITERATURA

- [1] Źródło internetowe: “Safety culture” https://www.era.europa.eu/domains/safety-management/safety-culture_en [dostęp: 07.2023].
- [2] Polski Komitet Normalizacyjny, *PN-EN 15227:2025-03: Kolejnictwo - Wymagania dotyczące wytrzymałości zderzeniowej dla pojazdów szynowych*. Polski Komitet Normalizacyjny, 2025.
- [3] G. Gao, S. Wang, ‘Crashworthiness of passenger rail vehicles: a review’, *International Journal of Crashworthiness*, vol. 24, no. 6, pp. 664–676, Nov. 2019, doi: 10.1080/13588265.2018.1511233.
- [4] P. Llana, K. Jacobsen, R. Stringfellow, ‘Locomotive Crash Energy Management Vehicle-to-Vehicle Impact Test Results’, in *2020 Joint Rail Conference*, American Society of Mechanical Engineers, Apr. 2020. doi: 10.1115/JRC2020-8030.
- [5] C. Yang, Y. Lin, N. Xu, Q. Yi, W. Wang, ‘A new family of explicit integration algorithms for nonlinear railway vehicle dynamics’, in *1st International Conference on Mechanical System Dynamics (ICMSD 2022)*, Institution of Engineering and Technology, 2022, pp. 71–75. doi: 10.1049/icp.2022.1616.
- [6] X. Xue, M. Robinson, F. Schmid, R. Smith, ‘Development issues for impact safety of rail vehicles: Robustness of crashworthy designs, effect of structural crashworthiness on passenger safety and behaviour characterisation of vehicle materials’, *Proc Inst Mech Eng F J Rail Rapid Transit*, vol. 232, no. 2, pp. 461–470, Feb. 2018, doi: 10.1177/0954409716674982.
- [7] T. Zhu *et al.*, ‘Rail vehicle crashworthiness based on collision energy management: an overview’, *International Journal of Rail Transportation*, vol. 9, no. 2, pp. 101–131, Mar. 2021, doi: 10.1080/23248378.2020.1777908.
- [8] G. Guangjun, ‘The energy distribution of a train impact process based on the active–passive energy-absorption method’, *Transportation Safety and Environment*, vol. 1, no. 1, pp. 54–67, Jul. 2019, doi: 10.1093/transp/tdz002.
- [9] C. Wang, R. Q. Liu, ‘Study on dynamic characteristics of train collision based on Multibody Dynamics’, *IOP Conf Ser Earth Environ Sci*, vol. 128, p. 012004, Mar. 2018, doi: 10.1088/1755-1315/128/1/012004.
- [10] Y. Pan, S. Guo, R. Jiang, Y. Xu, Z. Tu, L. Zuo, ‘Performance evaluation of train suspension energy harvesting shock absorber on railway vehicle dynamics’, in *ASME 2018 dynamics system control conference DSCC*, 2018. [Online]. Available: <https://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org>

- [11] S. Deepak, A. Vasanathanathan, P. Nagaraj, 'Finite Element Modelling and Simulation of Train Car Body Structure Using LS-Dyna[®]', *Applied Mechanics and Materials*, vol. 787, pp. 270–274, Aug. 2015, doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.787.270.
- [12] J. Liang, J. Sun, W. Wei, R. Laghari, 'Dynamic constitutive analysis of aluminum alloy materials commonly used in railway vehicles big data and its application in LS-DYNA', *ICST Transactions on Scalable Information Systems*, p. 171169, Jul. 2018, doi: 10.4108/eai.28-9-2021.171169.
- [13] A. Vani, B. Jayachandraiah, 'Crashworthiness of a railway vehicle to reduce overriding effect by using Abaqus Software', *Int. J. Eng. Sci. Invent*, pp. 14–22, 2015, [Online]. Available: [www.ijesi.org](http://www.ijesi.org/Volumewww.ijesi.org)
- [14] Z. Lu *et al.*, 'Numerical and experimental study on the design strategy of a new collapse zone structure for railway vehicles', *International Journal of Crashworthiness*, vol. 22, no. 5, pp. 488–502, Sep. 2017, doi: 10.1080/13588265.2017.1281080.
- [15] N. Randell, J. Rousseau, 'Fast Tracking Rail Vehicle Design ', in *The 6th Altair CAE Tecnology Conference*, 2009.
- [16] A. Chudzikiewicz, 'Simulation of Rail Vehicle Dynamics in MATLAB Environment', *Vehicle System Dynamics*, vol. 33, no. 2, pp. 107–119, Feb. 2000, doi: 10.1076/0042-3114(200002)33:2;1-1;FT107.
- [17] C. Yang, D. Li, T. Zhu, S. Xiao, 'Assessment of numerical integration algorithms for nonlinear vibration of railway vehicles', *Proc Inst Mech Eng F J Rail Rapid Transit*, vol. 231, no. 6, pp. 729–739, Jul. 2017, doi: 10.1177/0954409716640825.
- [18] M. Graff, A. Pomykała, 'Doświadczalne okręgi kolejowe na świecie', *TTS Technika Transportu Szynowego*, 2016.
- [19] M. Fijałek, '20–lecie toru doświadczalnego w Żmigrodzie. Geneza – przebieg budowy – charakterystyka techniczna.', *TTS Technika Transportu Szynowego*, vol. 23, no. 4, pp. 11–29, 2016.
- [20] A. Massel, *Rola okręgu doświadczalnego Instytutu Kolejnictwa w badaniach taboru i infrastruktury kolejowej*. Warszawa, Żmigród: Instytut Kolejnictwa, 2021.
- [21] H. Sanecki, 'Badania odporności zderzeniowej pojazdów szynowych', 2012.
- [22] M. Pereira, 'Structural Crashworthiness of Railway Vehicles', in *5th World Congress of Rail Research*, 2006.
- [23] H. Sanecki, 'Experience in Full Scale Tests of Passive Safety Assessment of Rolling Stock', *SAMNET. Workshop on Railway Safety Management Systems*, 2005.
- [24] A. Vacas De Carvalho, 'Safetrain and Safetram Projects: Results and Objectives', in *Passive Safety of Rail Vehicles Symposium*, 2007.

- [25] Polski Komitet Normalizacyjny, *PN-EN 12663-1+A1:2015-01: Kolejnictwo -- Wymagania konstrukcyjno-wytrzymałościowe dotyczące pudeł kolejowych pojazdów szynowych -- Część 1: Lokomotywy i tabor pasażerski (i metoda alternatywna dla wagonów towarowych)*. 2015.
- [26] *Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2016/797 z dnia 11 maja 2016 r. w sprawie interoperacyjności systemu kolei w Unii Europejskiej*. 2016.
- [27] *Rozporządzenie Komisji (UE) nr 1302/2014 z dnia 18 listopada 2014 r. w sprawie technicznej specyfikacji interoperacyjności odnoszącej się do podsystemu „Tabor — lokomotywy i tabor pasażerski” systemu kolei w Unii Europejskiej, ze zmianami: 2016/919, 2018/868, 2019/776, 2020/387, 2023/1694 i 2025/675 z 4 kwietnia 2025 r.* 2014.
- [28] *Rozporządzenie Komisji (UE) nr 1302/2014 z dnia 18 listopada 2014 r. w sprawie technicznej specyfikacji interoperacyjności odnoszącej się do podsystemu „Tabor — lokomotywy i tabor pasażerski” systemu kolei w Unii Europejskiej (TSI Loc&Pas)*.
- [29] Źródło internetowe: “Bezpieczeństwo i nadzór” <https://www.utk.gov.pl/pl/bezpieczenstwo-systemy/14722,Bezpieczenstwo-i-nadzor.html> [dostęp 07.2023 r.].
- [30] M.-H. Bonneau, L. Petersen, S. Crabbe, M.-H. Bonneau, G. Havarneanu, ‘SAFETY4RAILS EU project: Protecting railway and metro infrastructure against combined cyber-physical attacks’, in *World Congress on Railway Research (WCRR)*, 2022. doi: 10.13140/RG.2.2.25129.26720.
- [31] D. Ristić-Durrant, M. A. Haseeb, M. Franke, M. Banić, M. Simonović, D. Stamenković, ‘Artificial Intelligence for Obstacle Detection in Railways: Project SMART and Beyond’, in *European Dependable Computing Conferenc*, 2020, pp. 44–55. doi: 10.1007/978-3-030-58462-7_4.
- [32] Źródło internetowe: “SMS Safety Menagement System” https://www.era.europa.eu/domains/safety-management/safety-management-system-sms_en [dostęp: 07.2023 r.].
- [33] A. A. Seminatore, L. Ghelardoni, A. Ceccarelli, L. Falai, M. Schultheis, B. Malinowsky, ‘ALARP (A Railway Automatic Track Warning System Based on Distributed Personal Mobile Terminals)’, *Procedia Soc Behav Sci*, vol. 48, pp. 2081–2090, 2012, doi: 10.1016/j.sbspro.2012.06.1181.
- [34] *Ustawa z dn. 28 marca 2003 r. o transporcie kolejowym*.
- [35] Urząd Transportu Kolejowego, ‘Sprawozdanie ze stanu bezpieczeństwa ruchu kolejowego 2024’, 2024. [Online]. Available: www.utk.gov.pl
- [36] Eurostat, ‘Railway accidents and fatalities, 2010-2023’, 2024.
- [37] Y. Qin *et al.*, ‘Research on Active Safety Methodologies for Intelligent Railway Systems’, *Engineering*, Nov. 2022, doi: 10.1016/j.eng.2022.06.025.

- [38] S. Barański, H. Karbowski, 'Właściwości eksploatacyjne urządzeń SHP i systemów ATP bezpiecznego prowadzenia pociągu', *TTS Technika Transportu Szynowego*, pp. 35–39, 2013.
- [39] Źródło internetowe: „Zasada działania SHP” <http://automatyka.ndl.pl/srk/shp/zasada.htm>”.
- [40] Źródło internetowe: „Transport szynowy” <https://www.transportszynowy.pl/> [dostęp: 06.2023 r.].
- [41] S. Barański, H. Karbowski, 'Systemy automatycznego ograniczania prędkości ATP na sieci kolei i w metrze – analiza procesów', *TTS Technika Transportu Szynowego*, pp. 48–54, 2012.
- [42] Źródło internetowe: “Nadał radiotelefonem fałszywy sygnał” <https://www.tvp.info/72269796/zachodniopomorskie-falszywy-sygnał-i-zatrzymał-pociągi-w-całym-regionie-policja-szuka-sprawcy> [dostęp 09.2023 r.].
- [43] Źródło internetowe: “Nagłaśnianie przez PKP przypadków użycia sygnału radio-stop zachęca naśladowców” <https://oko.press/pociągi-radio-stop> [dostęp: 10.2023 r.].
- [44] Źródło internetowe: “Konieczna łączność w standardzie GSM-R” <https://cyberdefence24.pl/cyberbezpieczenstwo/urząd-transportu-kolejowego-konieczna-lacznosc-w-standardzie-gsm-r> [dostęp 09.2023 r.].
- [45] Źródło internetowe: “GSM-R już czas na działanie” <https://utk.gov.pl/pl/aktualnosci/14772,GSM-R-juz-czas-na-dzialanie.html> [dostęp 09.2023 r.].
- [46] M. Pawlik, 'Wyzwania eksploatacyjne przejścia od radia analogowego do radia cyfrowego ze szczególnym uwzględnieniem RadioStop', Warszawa, 2018.
- [47] K. Diemunsch, N. Rabindran, 'Origins, Current Status of the Different Communications-Based Train Control Products', in *2020 Joint Rail Conference*, American Society of Mechanical Engineers, Apr. 2020. doi: 10.1115/JRC2020-8020.
- [48] B. Vincze, G. Tarnai, 'Evolution of train control systems', in *Zilina, Slovak Republic: 14th International Symposium EURNEX-ZEL*, 2006. [Online]. Available: <http://web.axelero.hu/egzo>
- [49] J. Vopava, M. Jánešová, R. Kratochvíl, 'Deployment of ERTMS in Czech Republic', *Acta Polytech CTU Proc*, vol. 5, p. 69, Sep. 2016, doi: 10.14311/APP.2016.5.0069.
- [50] A. Ferlin, R. Ben-Ayed, P. Sun, S. Collart-Dutilleul, P. Bon, 'Implementation of ERTMS: A Methodology Based on Formal Methods and Simulation with Respect to French National Rules', *Transportation Research Procedia*, vol. 14, pp. 1957–1966, 2016, doi: 10.1016/j.trpro.2016.05.163.
- [51] Y. Abbas, A. Martinetti, R. Houghton, A. Majumdar, 'Disentangling large scale technological projects: Learning from ERTMS roll-out case study in the Netherlands',

- Research in Transportation Business & Management*, vol. 45, p. 100856, Dec. 2022, doi: 10.1016/j.rtbm.2022.100856.
- [52] F. Cuppi, V. Vignali, C. Lantieri, L. Rapagnà, N. Dimola, T. Galasso, 'High density European Rail Traffic Management System (HD-ERTMS) for urban railway nodes: The case study of Rome', *Journal of Rail Transport Planning & Management*, vol. 17, p. 100232, Mar. 2021, doi: 10.1016/j.jrtpm.2020.100232.
- [53] L. Junting, D. Jianwu, M. Yongzhi, 'NGCTCS: Next-generation Chinese Train Control System', 2016. [Online]. Available: www.jestr.org
- [54] A. Filip, 'Certification of egnos safety of life service for ERTMS according to IEC 61508 and EN 50129', *WIT Transactions on the Built Environment*, pp. 115–126, Aug. 2020, doi: 10.2495/CR200111.
- [55] T. Rosberg, T. Cavalcanti, B. Thorslund, E. Prytz, P. Moertl, 'Driveability analysis of the european rail transport management system (ERTMS) - A systematic literature review', *Journal of Rail Transport Planning and Management*, vol. 18, Jun. 2021, doi: 10.1016/j.jrtpm.2021.100240.
- [56] J. Młyńczak, A. Toruń, L. Bester, 'European Rail Traffic Management System (ERTMS)', *Intelligent Transportation Systems—Problems and Perspectives*, pp. 217–242, 2016, doi: 10.1007/978-3-319-19150-8_7.
- [57] E. Kulińska, 'Europejski System Sterowania Ruchem kolejowym - analiza techniczno-ekonomiczna', *Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe*, 2017.
- [58] A. Landex L., W. Jensen, 'Infrastructure Capacity in the ERTMS Signaling System', in *8th International Conference on Railway Operations Modelling and Analysis.*, 2019.
- [59] Źródło internetowe: „Eurobalisa” <https://railsystem.net/balise/> [dostęp: 05.2023 r.].
- [60] I. Ristic, 'Mechatronics and Intelligent Transportation Systems Preparation of the User Requirements Specification for ETCS Level 2 System in Serbia-Experiences and Challenges', *Intell Transp. Syst*, vol. 2, no. 2, pp. 53–63, 2023, doi: 10.56578/mits020.
- [61] D. Knutsen, N. O. E. Olsson, J. Fu, 'ERTMS/ETCS level 3: Development, assumptions, and what it means for the future', *Journal of Intelligent and Connected Vehicles*, pp. 1–12, 2023, doi: 10.26599/JICV.2023.9210003.
- [62] O. Himrane, J. Beugin, M. Ghazel, 'Implementation of a Model-Oriented Approach for Supporting Safe Integration of GNSS-Based Virtual Balises in ERTMS/ETCS Level 3', *IEEE Open Journal of Intelligent Transportation Systems*, vol. 4, pp. 294–310, 2023, doi: 10.1109/OJITS.2023.3267142.
- [63] A. Toruń, A. Lewiński, P. Gradowski, 'Modeling of ETCS Levels with Respect to Functionality and Safety Including Polish Railways Conditions', in *International Conference on Transport Systems Telematics*, 2014, pp. 11–18. doi: 10.1007/978-3-662-45317-9_2.

- [64] Źródło internetowe: „Jak i gdzie funkcjonuje ETCS” <https://www.nakolei.pl/jak-i-gdzie-funkcjonuje-etcs/> [dostęp: 02.2023 r.].
- [65] Źródło internetowe: „<https://tslbiznes.pl/eksperci-apeluja-o-przyspieszenie-wdrozenia-etcs-na-polskiej-kolei/>”.
- [66] Q. A. Kosimova, S. I. Valiyev, S. T. Boltayev, ‘Method and Algorithm of the Automatic Warning System of Train Approaches to Railways’, in *2022 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM)*, IEEE, May 2022, pp. 532–538. doi: 10.1109/ICIEAM54945.2022.9787181.
- [67] Y. Zhao *et al.*, ‘A Review on Rail Defect Detection Systems Based on Wireless Sensors’, *Sensors*, vol. 22, no. 17, p. 6409, Aug. 2022, doi: 10.3390/s22176409.
- [68] M. Banić, A. Miltenović, M. Pavlović, I. Ćirić, ‘Intelligent machine vision based on railway infrastructure inspection and monitoring using UAV’, *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*, vol. 17, no. 3, p. 357, Nov. 2019, doi: 10.22190/FUME190507041B.
- [69] J. A. J. Backs, J. A. Nychka, C. C. St. Clair, ‘Warning systems triggered by trains increase flight-initiation times of wildlife’, *Transp Res D Transp Environ*, vol. 87, Oct. 2020, doi: 10.1016/j.trd.2020.102502.
- [70] A. Catalano, F. Bruno, M. Pisco, A. Cutolo, A. Cusano, ‘An Intrusion Detection System for the Protection of Railway Assets Using Fiber Bragg Grating Sensors’, *Sensors*, vol. 14, no. 10, pp. 18268–18285, Sep. 2014, doi: 10.3390/s141018268.
- [71] M. Ketcham, T. Ganokratanaa, S. Srinichaarnun, ‘The intruder detection system for rapid transit using CCTV surveillance based on histogram shapes’, in *2014 11th International Joint Conference on Computer Science and Software Engineering (JCSSE)*, IEEE, May 2014, pp. 1–6. doi: 10.1109/JCSSE.2014.6841832.
- [72] S. Zhang, X. Zhu, Z. Lei, H. Shi, X. Wang, S. Z. Li, ‘S3FD: Single Shot Scale-invariant Face Detector’, in *Proceedings of the IEEE international conference on computer vision*, 2017.
- [73] A. O. Shimanovsky, P. A. Sakharau, M. G. Kuzniatsova, ‘Research of the modern absorbing apparatus power characteristics influence on the freight train inter-car forces’, in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, IOP Publishing Ltd, Nov. 2020. doi: 10.1088/1757-899X/985/1/012027.
- [74] A.-M. Mitu C. Craciun, ‘Modeling of experimental hysteretic loops for railway vehicles buffers’, in *SISOM 2011 and Session of the Commission of Acoustics*, 2011. [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/265083614>
- [75] C. Craciun, D.M. Costescu, ‘Buffer testing in order to evaluate the longitudinal forces through collision of two railway vehicles’, *Acta Technica Napocensis*, pp. 1081–1086, 2022.

- [76] H. Hong, H. Liu, Z. Fang, K. Wang, J. Wang, Q. Luo, 'Design, Analysis and Test of Multi-Stage Crashworthiness Energy Absorbing Device for Railway Vehicles', in *Volume 13: Safety Engineering, Risk, and Reliability Analysis*, American Society of Mechanical Engineers, Nov. 2019. doi: 10.1115/IMECE2019-12310.
- [77] Źródło internetowe: „Railway technologies” <https://innova-systech.com/> [dostęp: 03.2023 r.].
- [78] T. Mazilu, C. Craciun, 'Modelling the characteristic of the traction, collision and coupling device in railway vehicles', *ANNALS of Faculty Engineering Hunedoara – International Journal of Engineering*, 2015.
- [79] B. Szachniewicz, 'Rozwiązania dotyczące bezpieczeństwa biernego pojazdów kolejowych', *Paragraf na Drodze*, no. 2/2023, pp. 9–15, Nov. 2023, doi: 10.4467/15053520pnd.23.006.18664.
- [80] S. Wang, Y. Peng, T. Wang, X. Chen, L. Hou, H. Zhang, 'The origami inspired optimization design to improve the crashworthiness of a multi-cell thin-walled structure for high speed train', *Int J Mech Sci*, vol. 159, pp. 345–358, Aug. 2019, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2019.06.017.
- [81] H. Zhao *et al.*, 'A novel design method of the impact zone of a high-speed train', *International Journal of Crashworthiness*, vol. 27, no. 2, pp. 476–485, Mar. 2022, doi: 10.1080/13588265.2020.1808755.
- [82] J. Wu, Y. Zhang, F. Zhang, Y. Hou, X. Yan, 'A bionic tree-like fractal structure as energy absorber under axial loading', *Eng Struct*, vol. 245, p. 112914, Oct. 2021, doi: 10.1016/j.engstruct.2021.112914.
- [83] N. S. Ha, T. M. Pham, W. Chen, H. Hao, G. Lu, 'Crashworthiness analysis of bio-inspired fractal tree-like multi-cell circular tubes under axial crushing', *Thin-Walled Structures*, vol. 169, p. 108315, Dec. 2021, doi: 10.1016/j.tws.2021.108315.
- [84] Y. Peng, T. Li, C. Bao, J. Zhang, G. Xie, H. Zhang, 'Performance analysis and multi-objective optimization of bionic dendritic furcal energy-absorbing structures for trains', *Int J Mech Sci*, vol. 246, p. 108145, May 2023, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2023.108145.
- [85] M. Zou, S. Xu, C. Wei, H. Wang, Z. Liu, 'A bionic method for the crashworthiness design of thin-walled structures inspired by bamboo', *Thin-Walled Structures*, vol. 101, pp. 222–230, Apr. 2016, doi: 10.1016/j.tws.2015.12.023.
- [86] J. Fu, Q. Liu, K. Liufu, Y. Deng, J. Fang, Q. Li, 'Design of bionic-bamboo thin-walled structures for energy absorption', *Thin-Walled Structures*, vol. 135, pp. 400–413, Feb. 2019, doi: 10.1016/j.tws.2018.10.003.
- [87] Z. Li, L. Shen, K. Wei, Z. Wang, 'Compressive behaviors of fractal-like honeycombs with different array configurations under low velocity impact loading', *Thin-Walled Structures*, vol. 163, p. 107759, Jun. 2021, doi: 10.1016/j.tws.2021.107759.

- [88] J. Xiang J. Du, 'Energy absorption characteristics of bio-inspired honeycomb structure under axial impact loading', *Materials Science and Engineering: A*, vol. 696, pp. 283–289, Jun. 2017, doi: 10.1016/j.msea.2017.04.044.
- [89] Źródło internetowe: "Energy absorbers" <https://railway-news.com/energy-absorbers-an-interview-with-corex-honeycombs-in-house-energy-mitigation-expert/> [dostęp: 07.2023 r.].
- [90] Źródło internetowe: „Elektryczne zespoły trakcyjne Pesa DART” <https://pesa.pl/produkty/elektryczne-zespoły-trakcyjne/pesadart/> [dostęp: 07.2023 r.].
- [91] B. Li, Z. Lu, K. Yan, S. Lu, L. Kong, P. Xu, 'Experimental study of a honeycomb energy-absorbing device for high-speed trains', *Proc Inst Mech Eng F J Rail Rapid Transit*, vol. 234, no. 10, pp. 1170–1183, Nov. 2020, doi: 10.1177/0954409719882564.
- [92] S. Xie, X. Liang, H. Zhou, 'Design and analysis of a composite energy-absorbing structure for use on railway vehicles', *Proc Inst Mech Eng F J Rail Rapid Transit*, vol. 230, no. 3, pp. 825–839, Mar. 2016, doi: 10.1177/0954409714566058.
- [93] S. T. Hong, J. Pan, T. Tyan, P. Prasad, 'Dynamic crush behaviors of aluminum honeycomb specimens under compression dominant inclined loads', *Int J Plast*, vol. 24, no. 1, pp. 89–117, Jan. 2008, doi: 10.1016/j.ijplas.2007.02.003.
- [94] M. Amraei M. Shahravi, 'Aluminium honeycomb energy absorber for high-speed train nose', *Engineering Systems Design and Analysis*, 2012, [Online]. Available: <http://www.asme.org/about-asme/terms-of-use>
- [95] S. Xie, H. Li, W. Yang, N. Wang, 'Crashworthiness optimisation of a composite energy-absorbing structure for railway vehicles', *Structural and Multidisciplinary Optimization*, vol. 57, no. 4, pp. 1793–1807, Apr. 2018, doi: 10.1007/s00158-017-1829-7.
- [96] Z. Tang, S. Liu, Z. Zhang, 'Energy absorption properties of non-convex multi-corner thin-walled columns', *Thin-Walled Structures*, vol. 51, pp. 112–120, Feb. 2012, doi: 10.1016/j.tws.2011.10.005.
- [97] G. M. Nagel D. P. Thambiratnam, 'Computer simulation and energy absorption of tapered thin-walled rectangular tubes', *Thin-Walled Structures*, vol. 43, no. 8, pp. 1225–1242, Aug. 2005, doi: 10.1016/j.tws.2005.03.008.
- [98] J. Alexander, 'An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial loading', *Q J Mech Appl Math*, 1960, [Online]. Available: <http://qjmam.oxfordjournals.org/>
- [99] M. Mrzygłód T. Kuczek, 'Uniform crashworthiness optimization of car body for high-speed trains', *Structural and Multidisciplinary Optimization*, vol. 49, no. 2, pp. 327–336, Feb. 2014, doi: 10.1007/s00158-013-0972-z.
- [100] C. Yang Q. M. Li, 'Structural optimisation for the collapse zone of a railway vehicle', *Int J Mech Sci*, vol. 165, p. 105201, Jan. 2020, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2019.105201.

- [101] C. Moreno, S. Reid, T. Williams, 'Experimental and numerical assessment of oblique loading quasi-static testing of railway anticlimbers', *Proc Inst Mech Eng F J Rail Rapid Transit*, vol. 235, no. 2, pp. 143–154, Feb. 2021, doi: 10.1177/0954409720908992.
- [102] W. Guan, G. Gao, Y. Yu, T. Zhuo, 'Crashworthiness analysis and multi-objective optimization of expanding circular tube energy absorbers with cylindrical anti-clamber under eccentric loading for subway vehicles', *Structural and Multidisciplinary Optimization*, vol. 61, no. 4, pp. 1711–1729, Apr. 2020, doi: 10.1007/s00158-019-02427-z.
- [103] W. Guan G. Gao, 'Crashworthiness analysis of shrink circular tube energy absorbers with anti-climbers under multiple loading cases', *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, vol. 30, no. 7, pp. 1453–1469, Apr. 2023, doi: 10.1080/15376494.2022.2033892.
- [104] C. Yang, Q. Li, S. Xiao, X. Wang, 'On the overriding issue of train front end collision in rail vehicle dynamics', *Vehicle System Dynamics*, vol. 56, no. 4, pp. 506–528, Apr. 2018, doi: 10.1080/00423114.2017.1394472.
- [105] G. Gao, Q. Chen, Y. Zhang, Z. Tian, C. Jiang, 'Numerical Study on the Anti-Snow Performance of Deflectors on a High-Speed Train Bogie Frame', *Journal of Applied Fluid Mechanics*, vol. 13, no. 05, Sep. 2020, doi: 10.36884/jafm.13.05.31078.
- [106] S. Kornhuber, H.-P. Pampel, J. Görlich, M. Leiblein-Wild, C. Jöckle, 'Preliminary results on the bird protection effectiveness of animal deflectors on railway overhead lines based on electrical current evaluation', *Nat Conserv*, vol. 47, pp. 317–333, Mar. 2022, doi: 10.3897/natureconservation.47.70704.
- [107] M. Cierniak L. Herwich, 'Analysis of damage of rail vehicles type 31WE due to wild animals on track', *Autobusy – Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe*, vol. 19, no. 12, pp. 368–372, Dec. 2018, doi: 10.24136/atest.2018.414.
- [108] K. Kurfeld, 'Zastosowanie wybranych wskaźników RAMS oraz FMEA do analizy wpływu zdarzeń losowych na pojazdy kolejowe', in *IV Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Techniczna Transporty Kolejowy 2021*, Warszawa: Urząd Transportu Kolejowego, 2021, pp. 68–82.
- [109] X. Li, F. Wu, Y. Tao, M. Yang, R. Xu, D. Vainchtein, 'Numerical investigation of flow deflectors for the improvement of condensing air flux through the air-conditioning unit on high-speed trains', *Build Environ*, vol. 215, p. 108949, May 2022, doi: 10.1016/j.buildenv.2022.108949.
- [110] J. Niu, D. Zhou, X. Liang, 'Numerical simulation of the effects of obstacle deflectors on the aerodynamic performance of stationary high-speed trains at two yaw angles', *Proc Inst Mech Eng F J Rail Rapid Transit*, vol. 232, no. 3, pp. 913–927, Mar. 2018, doi: 10.1177/0954409717701786.

- [111] Źródło internetowe: „China railway CRH2”
https://en.wikipedia.org/wiki/China_Railway_CRH2 [dostęp: 07.2023 r.].
- [112] Źródło internetowe: „Wraca połączenie Pendolino z Rzeszowa do Gdyni”
<https://rzeszow.wyborcza.pl/rzeszow/7,34962,26019823,wraca-polaczenie-pendolino-z-rzeszowa-do-gdyni-jednak-pociag.html> [dostęp: 06.2023 r.].
- [113] W. Liu, Z. Ji, D. Guo, G. Yang, G. Zhou, K. Ren, ‘Effects of bottom deflectors on aerodynamic drag reduction of a high-speed train’, *Acta Mechanica Sinica*, vol. 38, no. 5, p. 321251, May 2022, doi: 10.1007/s10409-021-09058-x.
- [114] Źródło internetowe: „AGV” [https://en.wikipedia.org/wiki/AGV_\(train\)](https://en.wikipedia.org/wiki/AGV_(train)) [dostęp: 07.2023 r.].
- [115] Źródło internetowe: „Ciekawostki o tramwajach”
<https://innobaltica.pl/innobaltica/ciekawostki-o-tramwajach/> [dostęp: 07.2023 r.].
- [116] Źródło internetowe: „Tramwaje w Polsce”
https://pl.wikipedia.org/wiki/Tramwaje_w_Polsce [dostęp 09.2023 r.].
- [117] Komenda Główna Policji Biuro Ruchu Drogowego, ‘Wypadki drogowe w Polsce w 2024 roku’, 2025.
- [118] R. Nikolaeva, ‘Pedestrian safety assessment in the area of tram stops’, *E3S Web of Conferences*, vol. 274, p. 13004, Jun. 2021, doi: 10.1051/e3sconf/202127413004.
- [119] Źródło internetowe: “Najwięcej wypadków w drodze na przystanek”
<https://www.gazetaprawna.pl/wiadomosci/artykuly/1029450,ekspersi-najwiecej-wypadkow-w-transporte-zbiorowym-w-drodze-na-przystanki.html> [dostęp: 08.2023 r.].
- [120] L. Fontaine, ‘Operation and safety tramways in interaction with public space - Analysis and Outcomes Detailed Report’, 2015.
- [121] Źródło internetowe: „Torowisko w Warszawie będzie zielone”
https://www.propertydesign.pl/architektura/104/torowisko_na_al_jana_pawla_ii_w_warszawie_będzie_zielone,43795.html [dostęp 08.2023 r.].
- [122] G. Popa, M.-A. Gheți, E. Tudor, I. Vasile, I.-C. Sburlan, ‘Experimental Study Regarding Long Range LiDAR Capabilities in Sensing Safety Distance for Vehicle Application’, *Sensors*, vol. 22, no. 15, p. 5731, Jul. 2022, doi: 10.3390/s22155731.
- [123] K. S. Suhaimi *et al.*, ‘Architecture and Decision-Making for Autonomous Tram Development’, *IEEE Access*, vol. 11, pp. 71714–71726, 2023, doi: 10.1109/ACCESS.2023.3293659.
- [124] J. Wang, D. Han, Y. Yan, N. Liu, N. Sun, G. Yin, ‘Energy-Saving and Punctuality Combined Velocity Planning for the Autonomous-Rail Rapid Tram with Enhanced Pseudospectral Method’, *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, vol. 36, no. 1, p. 82, Jul. 2023, doi: 10.1186/s10033-023-00891-9.

- [125] D. Salgovic, M. Galinski, T. Milesich, J. Danko, 'Analysis Of Telemetry Data From A Tram Vehicle', in *2022 International Symposium ELMAR*, IEEE, Sep. 2022, pp. 105–110. doi: 10.1109/ELMAR55880.2022.9899781.
- [126] Źródło internetowe: „Test tramwaju autonomicznego Newag “Nevelo””
<https://www.forbes.pl/technologie/test-tramwaju-autonomicznego-newag-nevelo-w-krakowie/wr6jkjg> [dostęp: 07.2023 r.].
- [127] M. Szkoda, M. Michnej, A. Lisowska A, M. Paluch, 'Pilot Project of Autonomization of the Control System for a Newag 126N “Nevelo” Tram', *J Phys Conf Ser*, vol. 1888, no. 1, p. 012021, Apr. 2021, doi: 10.1088/1742-6596/1888/1/012021.
- [128] H. El Etri, M. E. Korkmaz, M. K. Gupta, 'Application of Bumpers in Different Types of Railway Vehicles: A Short Review', 2022, *Academic Enhancement Department, King Mongkut's University of Technology North Bangkok*. doi: 10.14416/j.asep.2022.03.004.
- [129] Źródło internetowe: „Elementy crash - tramwaj”
<https://www.axtoneglobal.com/transportation/tram> [dostęp 08.2023 r.].
- [130] I. Bunjan, Grilec K, S. Jakovljević, 'The Influence of Applied Force on Aluminium Foams Energy Absorption', *Tehnicki vjesnik - Technical Gazette*, vol. 28, no. 4, Aug. 2021, doi: 10.17559/TV-20200109101038.
- [131] S. Joshi, G. Gupta, M. Sharma, A. Telang, T. Mahra, 'Synthesis and Characterization of Stainless Steel Foam Via Powder Metallurgy Taking Acicular Urea As Space Holder', *Material Science Research India*, vol. 12, no. 1, pp. 43–49, Jun. 2015, doi: 10.13005/msri/120108.
- [132] Źródło internetowe: „Pianka aluminiowa”
https://en.wikipedia.org/wiki/Aluminium_foam_sandwich [dostęp 08.2023 r.].
- [133] J. Banhart, 'Aluminium foams for lighter vehicles', *International Journal of Vehicle Design*, vol. 37, no. 2/3, p. 114, 2005, doi: 10.1504/IJVD.2005.006640.
- [134] E. Schmachtenberg J. Töpker, 'Resin transfer moulding for railway industry - development and processing of a composite front end bumper', *Journal of Polymer Engineering*, vol. 24, no. 1–3, May 2004, doi: 10.1515/POLYENG.2004.24.1-3.243.
- [135] Instytut Kolejnictwa, 'Sprawozdanie nr LW/69.01/14 z testu zderzeniowego kabiny elektrycznego zespołu trakcyjnego Impuls produkcji Newag S.A. ', Warszawa, 2014.
- [136] Axtone S.A., 'Dokumentacja Techniczno-Ruchowa: Element crash AX-WAG ', 2016.
- [137] E. Cadoni, D. Forni, R. Gieleta, L. Kruszka, 'Tensile and compressive behaviour of S355 mild steel in a wide range of strain rates', *Eur Phys J Spec Top*, vol. 227, no. 1–2, pp. 29–43, Sep. 2018, doi: 10.1140/epjst/e2018-00113-4.
- [138] A. Dascăl M. Popa, 'Possibilities of 3D reconstruction of the vehicle collision scene in the photogrammetric environment Agisoft Metashape 1.6.2', *J Phys Conf Ser*, vol. 1781, no. 1, p. 012053, Feb. 2021, doi: 10.1088/1742-6596/1781/1/012053.

- [139] K. Kingsland, 'Comparative analysis of digital photogrammetry software for cultural heritage', *Digital Applications in Archaeology and Cultural Heritage*, vol. 18, p. e00157, Sep. 2020, doi: 10.1016/j.daach.2020.e00157.
- [140] A. Lisowska, H. Sanecki, M. Szkoda, 'Simulation method for measuring the impact energy of rail vehicles equipped with a soft absorber', *Transport Problems*, vol. 18, no. 3, pp. 15–28, 2023, doi: 10.20858/tp.2023.18.3.02.
- [141] H. Sanecki, 'Analiza zderzenia pojazdu szynowego z zastosowaniem metody Runge-Kutta', 2019.
- [142] R. Gryboś, *Teoria uderzenia w dyskretnych układach mechanicznych*. 1969.
- [143] C. Crăciun, M. Dumitriu, C. Cruceanu, 'Parametric study of the distribution of longitudinal dynamic forces developed in the train body using hysteretic characteristics of Ringfeder buffers', in *MATEC Web of Conferences.*, 2017. doi: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201711207011>.
- [144] I. Sebeşan, C. Crăciun, A. M. Mitu, 'The use of Ringfeder characteristic for evaluation of longitudinal dynamic forces in train', *U.P.B. Sci. Bull., Series D*, vol. 76, no. 2, 2014.
- [145] J. Biliński J, 'Opory ruchu pojazdów trakcyjnych', *TTS Technika Transportu Szynowego*, vol. 3, pp. 34–39, 2019.
- [146] T. Czauderna, H. Sanecki, M. Maniowski, 'Analiza i optymalizacja układu sprzęgieł stosowanego w napędzie tramwaju niskopodłogowego', 2023.
- [147] M. Sitarz, K. Chruzik, R. Wachnik, 'Bezpieczeństwo w transporcie kolejowym Unii Europejskiej. Raport 2012', 2012.
- [148] Urząd Transportu Kolejowego, *Stanowisko Prezesa UTK dotyczące kwalifikacji zdarzenia*.
- [149] *Rozporządzenie Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dn. 20 października 2015 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać skrzyżowania linii kolejowych oraz bocznic kolejowych z drogami i ich usytuowanie*. 2015.

SPIS TABEL I ILUSTRACJI

Spis tabel

Tabela 2.1. Konstrukcyjne kategorie odporności zderzeniowej pojazdów szynowych	22
Tabela 2.2. Scenariusze zderzeniowe wg normy PN-EN 15227	22
Tabela 2.3. Poziomy dopuszczalnych średnich opóźnień wzdłużnych [2]	25
Tabela 2.4. Wymagania dotyczące obciążeń statycznych zgarniacza torowego w zależności od prędkości operacyjnej [2]	26
Tabela 2.5. Minimalne obciążenia statyczne zgarniacza szynowego dla różnych prędkości jazdy	28
Tabela 5.1. Masy poszczególnych elementów konstrukcji pojazdu najeżdżającego zastosowane w modelu numerycznym	90
Tabela 5.2. Masy poszczególnych elementów konstrukcji pojazdu oporowego zastosowane w modelu numerycznym	91
Tabela 5.3. Masy elementów konstrukcji wagonu testowego najeżdżającego	96
Tabela 5.4. Masy elementów konstrukcji wagonu testowego oporowego	97

Spis ilustracji

Rys. 2.1. Testowy pojazd najeżdżający (tzw. taran) z zamontowaną kabiną i absorberami bocznymi, zdjęcie wykonane podczas przygotowywania testu eksperymentalnego (zdj. A. Lisowska-Paluch)	19
Rys. 2.2. Kabina pojazdu najeżdżającego oraz fragment wagonu oporowego (zdj. A. Lisowska-Paluch)	19
Rys. 2.3. Wymagania dotyczące prześwitu w strefie zgniotu w obszarze tymczasowego przebywania [2]; oznaczenia: 1 – obszar miejsc siedzących (strefa przeżycia pasażerów), 2 – obszar przejścia, 3 – obszar tymczasowego przebywania (np. przedsiónek), 4 – wymiar poprzeczny nie większy niż 250 mm, 5 – prześwit wzdłużny nie wymagany, 6 – prześwit wzdłużny wymagany	24
Rys. 2.4. Miejsca przyłożenia obciążenia dla zgarniaczy; 1 – wypadkowa pozycja obciążenia środkowego, 2 – wypadkowa pozycja obciążenia bocznego, 3 – górna powierzchnia główki szyny, 4 – prześwit dla sprzęgu (jeśli dotyczy); wartości podane są w metrach	27
Rys. 3.1. Podział wypadków kolejowych w Polsce w 2024 r. [34]	31
Rys. 3.2. Liczba wypadków na przejściach/przejazdach kolejowych wybranej kategorii [34]	32
Rys. 3.3. Sumaryczna liczba wypadków z udziałem pojazdów kolejowych na linii w Polsce w latach 2015-2024 [34]	32
Rys. 3.4. Liczba ofiar śmiertelnych wypadków z udziałem pojazdów kolejowych w Polsce w latach 2015-2024 [34]	33
Rys. 3.5. Liczba osób ciężko rannych w wypadkach z udziałem pojazdów kolejowych w Polsce w latach 2015-2024 [34]	33
Rys. 3.6. Miernik wypadków według UTK (liczba wypadków/praca eksploatacyjna w mln pockm) w latach 2015-2024 [34]	34
Rys. 3.7. Sumaryczna liczba wypadków z udziałem pojazdów kolejowych w wybranych krajach Unii Europejskiej w 2023 r.	35
Rys. 3.8. Liczba ofiar śmiertelnych wypadków z udziałem pojazdów kolejowych w wybranych krajach Unii Europejskiej w 2023 r.	36
Rys. 3.9. Liczba osób ciężko rannych na skutek wypadku z udziałem pojazdów kolejowych w wybranych krajach Unii Europejskiej w 2023 r.	36
Rys. 3.10. Schemat działania systemu SHP[39]	38
Rys. 3.11. Czuwak aktywny i generator SHP [40]	39
Rys. 3.12. Zaplombowany przycisk „Alarm”	40
Rys. 3.13. Systemy sterowania pociągami przed wdrożeniem systemu ERTMS [48]	41
Rys. 3.14. Eurobalisa na torach kolejowych [59]	43

Rys. 3.15. Widoczny skok zderzaka w lokomotywie typu Dragon (E6ACTa) produkcji Newag S.A. (zdj. A. Lisowska-Paluch)	46
Rys. 3.16. Plastycznie zdeformowany absorber boczny „crash” [77].....	47
Rys. 3.17. Zdeformowany zderzak z modułem „crash” (zdj. A. Lisowska-Paluch)	47
Rys. 3.18. Strugi metalu wykrawanego w korpusie zderzaka (zdj. A. Lisowska-Paluch)	48
Rys. 3.19. Struktura plastra miodu wykonanego z aluminium, stosowanego jako element absorbujący energię uderzenia [89].....	49
Rys. 3.20. Plaster miodu zamontowany w pojazdach PesaDART [90]	49
Rys. 3.21. Element absorpcyjny w postaci stalowych profili zamontowanych w kabinie maszynisty pojazdu typu Impuls produkcji Newag S.A.: a) przed deformacją, b) po deformacji (zdj. A. Lisowska-Paluch).....	50
Rys. 3.22. Absorber z modułem antywspinaniowym (zdj. A. Lisowska-Paluch).....	51
Rys. 3.23. Zgarniacz torowy w lokomotywie typu Dragon (zdj. A. Lisowska-Paluch).....	52
Rys. 3.24. Pojazdy kolejowe z widocznym wystającym zgarniaczem SOD: a) pociąg CRH2; b) pociąg Pendolino [111], [112].....	53
Rys. 3.25. Pociąg Alstom AGV 575 ze zgarniaczem ukośnym [114].....	53
Rys. 3.26. Zgarniacz szynowy zamontowany na wózku pojazdu typu Impuls (zdj. A. Lisowska-Paluch).....	54
Rys. 3.27. Sieci tramwajowe na terenie Polski [116].....	55
Rys. 3.28. Liczba wypadków według miejsca zdarzenia (stan na rok 2024).	56
Rys. 3.29. Liczba wypadków z udziałem tramwajów i trolejbusów - wg województw (stan na rok 2024).....	57
Rys. 3.30. Liczba ofiar śmiertelnych w wypadkach z udziałem tramwajów i trolejbusów - wg województw (stan na rok 2024).	57
Rys. 3.31. Liczba ofiar rannych w wyniku wypadków z udziałem tramwajów i trolejbusów - wg województw (stan na rok 2024)	58
Rys. 3.32. a) Torowisko wydzielone od jezdni pasem zieleni, b) ścieżka prowadząca do przejścia na torowisko (po prawej stronie)[118], [121]	60
Rys. 3.33. Lampy ostrzegające przed zbliżającym się tramwajem [121].....	60
Rys. 3.34. Trójczłonowy tramwaj autonomiczny typu 126N „Nevelo”[126]	61
Rys. 3.35. Elementy „crash” produkowane przez firmę Axtone [129]	63
Rys. 3.36. Pianka aluminiowa stosowana w konstrukcji absorbera [132]	63
Rys. 3.37. Pochłaniacz energii zderzenia do tramwaju zbudowanego dla systemu pojazdu COMBINO[133]	64
Rys. 5.1. Schemat blokowy opracowanej metody przeprowadzania symulacji testów zderzeniowych.....	70
Rys. 5.2. Schemat kabiny z oznaczonymi elementami absorpcyjnymi.....	71

Rys. 5.3. Budowa elementu „crash” AX-WAG; 1 – płyta, 2 – tuleja, 3 – tarcza, 4 – pierścień, 5 – wskaźnik wyzwolenia, 6 – nóż tnący, 7 – śruba ISO 4762-M12x25-12.9 [136].....	72
Rys. 5.4. Przykładowa charakterystyka dynamiczna zderzaka z modulem „crash” z zaznaczonym nagłym wzrostem siły sprężystej (peakiem) P_s	72
Rys. 5.5. Teoretyczna charakterystyka dynamiczna elementu Crash AX-WAG [136].....	73
Rys. 5.6. Schematyzacja charakterystyki siła-przemieszczenie jednej pary absorberów lub zderzaków.....	74
Rys. 5.7. Schemat pojazdów testowych; wagon testowy 1 ma doczepioną kabinę ze zderzakami typu crash (T_b) i z wewnętrznymi absorberami rurowymi (T_a).....	77
Rys. 5.8. Modele zastępcze absorberów (a) i zderzaków (b) w zakresie sprężystym	81
Rys. 5.9. Schemat zależności siły P w zderzakach od zmiennych $x_k - x_{t2}$ lub $x_b - x_{t2}$;	85
Rys. 5.10. Fragment arkusza kalkulacyjnego programu MathCad z zastosowaniem adaptacyjnej metody Rungego-Kutty: $D0$ - podstawowy wektor równań różniczkowych, $U0$ - wektor wartości początkowych, t_0, t_{max} – przedział czasowy, N – liczba kroków czasowych rozwiązania, $U^{<n>}$ - wektory wynikowe rozwiązania.....	88
Rys. 5.11. Rozwiązania: x_{t1} - przemieszczenia pojazdu 1, x_{t2} - przemieszczenia pojazdu 2, x_a - przemieszczenia absorberów rurowych, x_k – przemieszczenia środka ciężkości kabiny, x_b – przemieszczenie zderzaków	89
Rys. 5.12. Model numeryczny pojazdu najeżdżającego z zamontowaną kabiną maszynisty oraz absorberami bocznymi.....	90
Rys. 5.13. Model numeryczny pojazdu oporowego	91
Rys. 5.14. Warunki brzegowe przyjęte do analizy numerycznej zderzenia pojazdów	92
Rys. 5.15. Chmura punktów uzyskana reprezentująca analizowaną kabinę, zrzut ekranu wykonany w programie CloudCompare.....	93
Rys. 5.16. Model 3D kabiny pojazdu z rodziny Impuls	93
Rys. 5.17. Absorbery boczne zastosowane w modelu numerycznym	94
Rys. 5.18. Charakterystyka dynamiczna absorberów bocznych zastosowanych w modelu.....	94
Rys. 5.19. Wagon najeżdżający „taran” z zamontowaną kabiną wyposażoną w absorbery boczne.....	96
Rys. 5.20. Wagon oporowy z przyspawanymi elementami zabezpieczającymi przed wspinaniem.....	97
Rys. 5.21. Sposób rozmieszczenia siłomierzy pomiędzy ramą a ścianą czołową wagonu najeżdżającego w trakcie eksperymentu [135]	98
Rys. 5.22. Zdeformowane absorbery boczne po zderzeniu pojazdów [135]	99
Rys. 5.23. Prędkości pojazdów po zderzeniu [km/h] w funkcji czasu [s]: wynik uzyskany na podstawie rzeczywistego testu zderzeniowego; kolor niebieski – pojazd najeżdżający, kolor czerwony – pojazd oporowy	100

Rys. 5.24. Prędkości pojazdów po zderzeniu [km/h] od czasu [s]: wynik uzyskany na podstawie symulacji zderzenia z zastosowaniem analizy MES; kolor niebieski – pojazd najeżdżający, kolor czerwony – pojazd oporowy	101
Rys. 5.25. Prędkości pojazdów po zderzeniu [m/s] od czasu [s]: wynik uzyskany na podstawie obliczeń z wykorzystaniem algorytmu Rungego-Kutty; kolor niebieski – pojazd oporowy, kolor czerwony – pojazd najeżdżający.....	102
Rys. 5.26. Energia pochłonięta przez układ absorpcyjny [kJ] od czasu [s]; wynik uzyskany na podstawie rzeczywistego testu zderzeniowego	103
Rys. 5.27. Energia pochłonięta przez układ absorpcyjny [kJ] od czasu [s]; wynik uzyskany na podstawie analizy numerycznej z zastosowaniem MES	104
Rys. 5.28. Energia pochłonięta przez absorbery [kJ] od czasu [s]; wynik uzyskany na podstawie symulacji testu zderzeniowego metoda Rungego-Kutty	105
Rys. 5.29. Zbiorcze wykresy energii [kJ] pochłoniętej przez zderzaki E_b , energii kinetycznej E_k całego układu, ich sumy $E_k + E_b$ na tle energii kinetycznej E_{k1} dostarczonej	105
Rys. 6.1 Schematy zderzeń poddanych symulacji; a) zderzenie dwóch jednakowych pojazdów na trasie wg scenariusza 1, b) zderzenie eksperymentalne wg scenariusza 1 —pojazdy są zastąpione wagonami testowymi c) zderzenie eksperymentalne wg scenariusza 2 – drugi pojazd stanowi wagon towarowy	108
Rys. 6.2 Schemat układu absorpcyjnego zawierającego zderzak (zakres I i III) oraz absorber typu „plaster miodu” (zakres II); kolejne etapy działania układu i jego charakterystyka; siły i przemieszczenia.....	114
Rys. 6.3. Przemieszczenie $x(t)$ [m] pierwszego i drugiego pojazdu od początku zderzenia	119
Rys. 6.4. Prędkość v [m/s] pierwszego i drugiego pojazdu od początku zderzenia do zatrzymania	119
Rys. 6.5. Energia E [J] pochłaniana przez układy absorpcyjne obu pojazdów w funkcji przemieszczenia	120
Rys. 6.6. Schemat zderzanych pojazdów zastępujących pojazdy rzeczywiste.....	120
Rys. 6.7. Prędkości obu pojazdów $v1\tau, v2\tau$ [m/s].....	124
Rys. 6.8. Energia kinetyczna obu pojazdów $E_{t1}(x), E_{t2}(x)$ [J] oraz energia przejmowana przez układ absorpcyjny $E(x)$ [J] w funkcji przemieszczenia x [m].....	125
Rys. 6.9. Kabina testowa tramwaju miejskiego (CT) w projekcie SAFETRAM.....	125
Rys. 6.10. Układ absorpcyjny zastosowany w kabinie testowej projektu CT	126
Rys. 6.11. Schematyzacja charakterystyki układu absorpcyjnego dla scenariusza C1 (rys. 6.9)	126
Rys. 6.12. Prędkość (w m/s) pierwszego i drugiego pojazdu od początku zderzenia do zatrzymania	130
Rys. 6.13. Funkcja $g(\xi)$ opisująca działanie 2-stopniowego systemu absorpcyjnego (P1)	135

Rys. 6.14. Prędkości obu pojazdów $v_1\tau, v_2\tau$ [m/s], τ - czas [s]	137
Rys. 6.15. Koncepcja zderzenia PT dla scenariusza „P1 - zderzenie czołowe z wagonem towarowym 80t”. Rozkład pochłaniania energii ($\Sigma = 786$ kJ) zgodnie z krzywą siła-przemieszczenie: kolor niebieski - amortyzator boczny, kolor czerwony - amortyzator główny; kolor biały - boczne zderzaki wagonu towarowego; po całkowitym wyczerpaniu pochłaniają około 8% energii zderzenia	138
Rys. 6.16. Koncepcja zderzenia PT dla scenariusza „P2 - zderzenie czołowe z regionalnym zespołem trakcyjnym 129 t”. Rozkład pochłaniania energii ($\Sigma = 722$ kJ) zgodnie z krzywą siła-przemieszczenie: kolor niebieski - amortyzatory boczne, kolor czerwony - amortyzator główny, kolor biały - centralny sprzęg zderzakowy zespołu trakcyjnego; pochłania około 8% energii zderzenia w przypadku częściowego odkształcenia rury ściskanej	138
Rys. 6.17. Koncepcja zderzenia PT dla scenariusza „P3 - zderzenie czołowe z identyczną kolejką regionalną” i scenariusza „P4 - zderzenie czołowe z ciężarówką 16,5 t”. Rozkład pochłaniania energii ($\Sigma = 783$ kJ) zgodnie z krzywą siła-przemieszczenie: kolor żółty – 2 małe amortyzatory, kolor niebieski - amortyzatory boczne, kolor czerwony – amortyzator główny	139
Rys. 6.18. Schemat układu absorpcyjnego dla scenariusza P1 (rys. 6.15); siły działające na zderzaki i na absorbery	139
Rys. 6.19. Schemat układu absorpcyjnego dla scenariusza P3 (rys. 6.17); siły działające na zderzaki i na absorbery	143
Rys. 6.20. Funkcja $g(\xi)$ opisująca działanie systemu absorpcyjnego	147
Rys. 6.21. Prędkość (w m/s) pierwszego i drugiego pojazdu od początku zderzenia do zatrzymania	149

STRESZCZENIE

Niniejsza praca doktorska podejmuje problematykę związaną z bezpieczeństwem w transporcie szynowym. Testy zderzeniowe (crash-testy) pojazdów szynowych odgrywają szczególną rolę w kwestiach szeroko pojętego bezpieczeństwa i ukazują realne skutki ewentualnego zderzenia pojazdu szynowego z inną jednostką czy też większą przeszkodą. Organizowanie testów zderzeniowych poprzedzone jest jednak często czasochłonnym i kosztownym przygotowywaniem analiz numerycznych zderzenia przy pomocy odpowiedniego oprogramowania, dostosowując przy tym model w taki sposób, aby możliwym było wyznaczenie wartości wyjściowych najbardziej zbliżonych do wyników rzeczywistego zderzenia.

Głównym celem niniejszej pracy jest utworzenie narzędzia matematycznego (numerycznego), pozwalającego na badanie zachowania pojazdów szynowych w momencie zderzenia. Próba jego stworzenia jest zdeterminowana koniecznością przygotowywania i ostatecznie przeprowadzania crash-testów, co, jak już wcześniej wspomniano, jest długotrwałym procesem. Powstała i opisana w pracy metoda może pozwolić na znaczne skrócenie tego czasu, a co za tym idzie zmniejszenie kosztów przeprowadzania analiz wstępnych.

W pracy wymieniono i opisano elementy bezpieczeństwa czynnego, tj. wszelkie systemy mające na celu zapobieganie występowania zdarzeń niepożądanych, stosowane na całym świecie. W przypadku bezpieczeństwa biernego, poruszono kwestie wymogów prawnych dotyczących wytrzymałości konstrukcyjnej pojazdu szynowego w trakcie zderzenia, a także opisano rozwiązania mające na celu zmniejszenie skutków ewentualnego incydentu stosowane w obecnie eksploatowanych pojazdach.

Na koniec ukazano metodę badania zachowania pojazdów szynowych podczas zderzenia, opartą na podstawowych zasadach fizycznych – zasady zachowania energii i pędu, która – przy zastosowaniu algorytmu Rungego-Kutty, pozwoliła na uzyskanie wartości zbliżonych do wyników testu na obiektach rzeczywistych. Badania przeprowadzono na układzie absorpcyjnym złożonym z kabiny (wyposażonej w absorbery rurowe) oraz zderzaków z modułem „crash”.

SUMMARY

This doctoral thesis addresses issues related to safety in rail transport. Crash tests of rail vehicles play a special role in broadly understood safety issues and show the real consequences of a possible collision between a rail vehicle and another unit or a larger obstacle. However, organizing crash tests is often preceded by lengthy and costly preparation of numerical collision analyses using appropriate software, while adjusting the model in such a way as to determine the initial values closest to the results of an actual collision.

The main objective of this work is to create a mathematical (numerical) tool for studying the behavior of rail vehicles at the moment of collision. The attempt to create it is determined by the need to prepare and ultimately conduct crash tests, which, as mentioned earlier, is a lengthy process. The method developed and described in this work can significantly reduce this time and, consequently, reduce the costs of preliminary analyses.

The paper lists and describes active safety elements, i.e., all systems designed to prevent adverse events, used worldwide. In the case of passive safety, the paper discusses legal requirements for the structural strength of rail vehicles during collisions and describes solutions used in currently operated vehicles to mitigate the effects of a possible incident.

Finally, a method for testing the behavior of rail vehicles during a collision was presented, based on basic physical principles – the principles of conservation of energy and momentum, which, using the Runge-Kutta algorithm, allowed values similar to the results of tests on real objects to be obtained. The tests were carried out on an absorption system consisting of a cabin (equipped with tubular absorbers) and bumpers with a crash module.

ZAŁĄCZNIK A

Wpływ mas wirujących oraz oporu aerodynamicznego na przebieg zderzenia

1.1. Wpływ mas wirujących na przebieg zderzenia

W obliczeniach uwzględnić należy wpływ mas wirujących. W oparciu o literaturę [145] przyjęto współczynnik zwiększenia masy pojazdu ζ . Dla poszczególnych typów pojazdów przyjmuje się inny współczynnik zwiększenia masy (tabela a.1).

Tabela A.1. Współczynniki zwiększenia masy pojazdu z uwagi na masy wirujące

Rodzaj pojazdu	Współczynnik ζ_1 ⁿ	Współczynnik ζ_2 ^o
wagony pasażerskie i towarowe	1,03–1,04	wagony osobowe: 1,04–1,05 wagony towarowe 4-osiowe próżne: 1,07–1,08 wagony towarowe 4-osiowe załadowane: 1,03–1,07
elektryczne zespoły trakcyjne	1,08–1,12	wagony silnikowe: 1,10–1,15
lokomotywy elektryczne	1,15–1,30	1,20–1,40
skład wagonów z lokomotywą	1,06–1,10	-
tramwaj – wagon silnikowy	-	1,15–1,20
tramwaj 2-wagonowy	-	1,10–1,15
trolejbus	-	1,25–1,30
elektryczna kolej zębata (Szwajcaria)	1,30–2,50	-

Dla wagonów pasażerskich wynosi on około 1,03 do 1,05. Taka wielkość mogłaby zostać przypisana do wagonu testowego z kabiną. Masy wirujące to 4 zestawy kołowe tego wagonu. Oznacza to, że masa całkowita tego wagonu testowego została przyjęta jako $m_{t1} = \zeta m_{t10}$, gdzie m_{t10} jest wielkością wyznaczoną wstępnie bez uwzględniania obrotów osi i kół. Do obliczeń można przyjąć zatem $\zeta = 1,04$.

ⁿ Przyjęty w publikacji wg: Bergiel K., *Podstawy trakcji elektrycznej (wykłady)*, Zespół Trakcji Elektrycznej, Instytut Elektroenergetyki, Politechnika Łódzka, 2006.

^o Przyjęty w publikacji wg: Steimel A., *Electric Traction - Motive Power and Energy Supply, Basics and Practical Experience*, Oldenburg Industrieverlag, München 2008.

1.2. Uwzględnienie oporów aerodynamicznych w dynamice zderzenia

Analiza powinna także uwzględniać opory ruchu. Te opisywane są w normie EN 14067-4. Dla 4-osioowych wagonów pasażerskich wg kolei niemieckich (na podstawie Sauthoffa) opory ruchu opisuje wzór:

$$F_{res} = (1,5 + 0,09 v) m_{wag} g + 0,885 (2,7 + n_{wag}) (v + v_w)^2 \quad (215)$$

gdzie:

F_{res} - wartość siły oporów ruchu [N]

m_{wag} - masa wagonów [t]

n_{wag} - liczba wagonów w składzie,

v - prędkość pociągu [m/s]

v_w - prędkość wiatru [m/s], w Europie Środkowej średnio $v_w = 2,7 \div 4,2$ m/s

g - przyspieszenie ziemskie [m/s²] ($g = 9,81$ m/s²).

Wg szybkiego oszacowania ($m_{wag} = 57,1$ t; $n_{wag} = 1$; $v = 10$ m/s; $v_w = 2,7$ m/s): $F_{res} = 1,9$ kN. Siła ta waha się w granicach $1 \div 3,5$ kN [146].

Poniżej znajduje się oszacowanie prędkości wagonu testowego w momencie zderzenia v_{zd} :

$$m_w \ddot{x} = -F_{res} \quad (216)$$

Po całkowaniach:

$$m_w \dot{x} = -F_{res} t + m_w v \quad (217)$$

$$m_w x = -\frac{1}{2} F_{res} t^2 + m_w v t \quad (218)$$

Od momentu uwolnienia wagonu od lokomotywy ma on pokonać dystans $x = l_{zd}$ (np. 200 m). W związku z tym mamy równanie:

$$m_w l_{zd} = -\frac{1}{2} F_{res} t_{zd}^2 + m_w v t_{zd} \quad (219)$$

oraz wzór na czas t_{zd} :

$$t_{zd} = \frac{m_w v}{F_{res}} \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{2 F_{res} l_{zd}}{m_w v^2}} \right) \quad (220)$$

Dzięki temu (przy założeniu że $F_{\text{res}} = \text{const}$) można obliczyć prędkość pojazdu w momencie uderzenia w wagon m_{t2} :

$$v_{zd} = -\frac{F_{\text{res}} t_{zd}}{m_w} + v = -v \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{2F_{\text{res}} l_{zd}}{m_w v^2}} \right) + v = v \sqrt{1 - \frac{2F_{\text{res}} l_{zd}}{m_w v^2}} \cong v \cdot 0,96 \quad (221)$$