

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ГОЛОВНОГО ВАГОНА З СИСТЕМОЮ ПАСИВНОЇ БЕЗПЕКИ ПРИ ЗІТКНЕННІ ІДЕНТИЧНИХ МОТОРВАГОННИХ ПОЇЗДІВ*Інститут технічної механіки**Національної академії наук України і Державного космічного агентства України,
вул. Лешко-Попеля, 15, 49005, Дніпро, Україна; e-mail: sobmb@i.ua*

Актуальність даної статті пов'язано з необхідністю створення сучасного вітчизняного швидкісного моторвагонного поїзда з системою пасивної безпеки (СПБ) згідно з діючим в Україні стандартом ДСТУ EN 15227, що регламентує пасивну безпеку пасажирського поїзда при зіткненнях з перешкодами. До складу СПБ входять пристрої поглинання енергії (ППЕ), призначені для зниження поздовжніх зусиль в міжвагонних з'єднаннях і прискорень екіпажів в аварійній ситуації. Мета роботи – математичне моделювання динамічної навантаженості головного вагона моторвагонного поїзда з СПБ при зіткненні ідентичних еталонних поїздів зі швидкістю 36 км/год згідно з умовами сценарію 1 ДСТУ EN 15227. Науковою новизною статті є розроблена математична модель та програмні модулі для дослідження лобового зіткнення еталонних моторвагонних поїздів, які розглядаються як ланцюжки твердих тіл, з'єднаних між собою істотно нелінійними елементами. Силова характеристика міжвагонного з'єднання враховує роботу поглинальних апаратів зчіпних пристроїв, можливість зсуву об'єднаних ударно-тягових пристроїв в підвагонний простір, пластичне деформування ППЕ, можливість виникнення пластичних деформацій в конструкціях вагонів. Запропонована математична модель дозволяє отримати середні значення прискорень екіпажів і пластичних деформацій їх конструкцій для порівняння з допустимими значеннями згідно з критеріями ДСТУ EN 15227. Проведено аналіз динамічної навантаженості екіпажів моторвагонного поїзда з СПБ при зіткненні ідентичних еталонних поїздів. Розглянуто різні варіанти використання розроблених в Інституті технічної механіки Національної академії наук України і Державного космічного агентства України пристроїв поглинання енергії нижнього рівня (на рівні зчіпних пристроїв) ППЕ 1 з енергоємністю 0,95 МДж, ППЕ 2 з енергоємністю 0,25 МДж та ППЕ 3 з енергоємністю 0,3 МДж, а також ППЕ верхнього рівня (ППЕ ВР) з енергоємністю 0,12 МДж, призначених для установки в лобовій підвіконній частині головного вагона. Проведено дослідження динамічної навантаженості екіпажів поїздів з СПБ при їх лобовому зіткненні. Встановлено, що запропонований пасивний захист (лобові частини кожного з головних вагонів масою 80 т обладнано двома ППЕ 1 та двома ППЕ ВР, хвостові частини – двома ППЕ 3, проміжні вагони з масами 64 т обладнано спереду і ззаду двома ППЕ 3) відповідає критеріям стандарту ДСТУ EN 15227 для сценарію 1. Запропонована математична модель і результати виконаних досліджень можуть бути використані при проектуванні головних та проміжних вагонів вітчизняного моторвагонного пасажирського поїзда з урахуванням вимог ДСТУ EN 15227.

Ключові слова: аварійне зіткнення, головний вагон, пасажирський моторвагонний рухомий склад, пристрої поглинання енергії, система пасивної безпеки.

Актуальность данной статьи связана с необходимостью создания современного отечественного скоростного моторвагонного поезда с системой пассивной безопасности (СПБ) в соответствии с действующим в Украине стандартом ДСТУ EN 15227, который регламентирует пассивную безопасность пассажирского поезда при столкновениях с препятствиями. В состав СПБ входят устройства поглощения энергии (УПЭ), предназначенные для снижения продольных усилий в межвагонных соединениях и ускорений экипажей в аварийной ситуации. Цель работы – математическое моделирование динамической нагруженности головного вагона моторвагонного поезда с элементами СПБ при столкновении идентичных эталонных поездов со скоростью 36 км/ч согласно условиям сценария 1 ДСТУ EN 15227. Научной новизной статьи является разработанная математическая модель и программные модули для исследования лобового столкновения эталонных моторвагонных поездов, которые рассматриваются как цепочки твердых тел, соединенных между собой существенно нелинейными элементами. Силовая характеристика межвагонного соединения учитывает работу поглощающих аппаратов сцепных устройств, возможность смещения объединенных ударно-тяговых устройств в подвагонное пространство, пластическое деформирование УПЭ, возможность возникновения пластических деформаций в конструкциях вагонов. Предложенная математическая модель позволяет получить средние значения ускорений экипажей и пластических деформаций их конструкций для сравнения с допустимыми значениями согласно критериям ДСТУ EN 15227. Проведен анализ динамической нагруженности экипажей моторвагонного поезда с СПБ при столкновении идентичных эталонных поездов. Рассмотрены различные варианты использования разработанных в Институте технической механики Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины устройств поглощения энергии нижнего уровня (на уровне сцепных устройств) УПЭ 1 с энергоемкостью 0,95 МДж, УПЭ 2 с энергоемкостью 0,25 МДж и УПЭ 3 с энергоемкостью 0,3 МДж, а также УПЭ верхнего уровня (УПЭ ВУ) с энергоемкостью 0,12 МДж, предназначенных для установки в лобовой подоконной части головного вагона. Проведено исследование динамической нагруженности экипажей поездов с СПБ при их лобовом столкновении. Установлено, что предложенная пассивная защита

© М. Б. Соболевська, Н. Ю. Науменко, Д. В. Горобець, 2020

(лобовые части каждого из головных вагонов массой 80 т оборудованы двумя УПЭ 1 и двумя УПЭ ВУ, хвостовые части – двумя УПЭ 3, промежуточные вагоны с массами 64 т оборудованы спереди и сзади двумя УПЭ 3) соответствует критериям стандарта ДСТУ EN 15227 для сценария 1. Предложенная математическая модель и результаты выполненных исследований могут быть использованы при проектировании головных и промежуточных вагонов отечественного моторвагонного пассажирского поезда с учетом требований ДСТУ EN 15227.

Ключевые слова: аварийное столкновение, головной вагон, пассажирский моторвагонный подвижной состав, устройства поглощения энергии, система пассивной безопасности.

The topicality of this paper stems from the need to develop a modern home high-speed motor-car train with a passive safety system (PSS) in accordance with Ukrainian State Standard DSTU EN 15227 now in force in Ukraine, which regulates the passive safety of a passenger train in collisions with obstacles. A PSS includes energy-absorbing devices (EADs) designed for reducing the longitudinal forces in the intercar connections and the car accelerations in an emergency. The aim of the paper is a mathematical simulation of dynamic loads on the head car of a motor-car train with PSS elements in a collision of identical reference trains at a speed of 36 km/h according to Scenario 1 of DSTU EN 15227. The scientific novelty of the paper is a mathematical model and program modules developed for the study a front collision of reference motor-car trains considered as chains of solid bodies connected with one another via essentially nonlinear elements. The force characteristic of an intercar connection accounts for the operation of the absorbing apparatus of the coupling devices, the possibility of the draw-and-buffer gears shifting into the undercar space, EAD plastic deformation, and the possibility of plastic deformations in the car structures. The proposed mathematical model gives the mean values of the car accelerations and plastic deformations for comparison with the permissible values according to DSTU EN 15227. Dynamic loads on the cars of a PSS-equipped motor-car train in a collision of identical reference trains were analyzed. Different variants of use of the energy-absorbing devices developed at the Institute of Technical Mechanics of the National Academy of Sciences of Ukraine and the State Space Agency of Ukraine were considered. The devices include lower-level ones to be mounted at the coupler level (EAD 1 of energy capacity 0.95 MJ, EAD 2 of energy capacity 0.25 MJ, and EAD 3 of energy capacity 0.3 MJ) and an upper-level one to be mounted in the front underwindow part of a head car (EAD UL of energy capacity 0.12 MJ). Dynamic loads on the cars of PSS-equipped trains in their front collision were studied. It was found that the proposed passive protection (the front parts of each of the 80 t head cars are equipped with two EAD and two EAD UL devices, their tail parts are equipped with two EAD 3 devices, and the 64 t intermediate cars are equipped with two EAD 3 devices at the front and at the rear) meets the DSTU EN 15227 requirements for Scenario 1. The proposed mathematical model and the results obtained may be used in designing head and intermediate cars for a home motor-car passenger train in accordance with the DSTU EN 15227 requirements.

Keywords: emergency collision, head car, passenger motor-car train, energy-absorbing devices, passive safety system.

Вступ. Актуальність даної статті пов'язано з необхідністю створення сучасного швидкісного моторвагонного рухомого складу (МВРС) з системою пасивної безпеки (СПБ) згідно з діючими в Україні стандартами ДСТУ EN 12663 [1], ДСТУ EN 15227 [2], що регламентують міцність пасажирських поїздів в експлуатації та їх пасивну безпеку при зіткненнях з перешкодами на вітчизняних залізничних коліях. Стандарти ДСТУ EN 12663 та ДСТУ EN 15227 є ідентичними європейським стандартам EN 12663 [3] і EN 15227 [4].

Стандартом ДСТУ EN 15227 визначено чотири сценарії зіткнень, еталонний моторвагонний поїзд, а також критерії оцінки відповідності розроблених конструкцій рухомого складу з СПБ нормативним вимогам. У даній статті розглядається сценарій 1, який описує лобове зіткнення двох ідентичних еталонних моторвагонних поїздів зі швидкістю 36 км/год. Обов'язковою вимогою ДСТУ EN 15227 є збереження неушкодженим простору для виживання пасажирів і поїзної бригади (зони безпеки) протягом усього часу деформування пристроїв поглинання енергії (ППЕ), що входять до складу СПБ. Місцеві пластичні деформації допускаються за умови, що їх області обмежені, тобто такі деформації не призводять до зменшення зон безпеки. Середнє значення поздовжнього прискорення в зонах безпеки не повинно перевищувати $5g$ (g – прискорення вільного падіння) для сценарію 1. Середнє значення прискорення для кожної розглянутої одиниці поїзного складу

визначається, починаючи з моменту часу, коли результуюча контактна сила перевищить нульове значення, і до моменту часу, коли це значення знову впаде до нуля.

МВРС з СПБ активно розробляються в Європі, Південній Кореї, Китаї, РФ, Казахстані та інших країнах [5 – 10]. Пасивний захист європейського моторвагонного рухомого складу організовано таким чином, що основну частину енергії аварійного зіткнення поглинають жертвні елементи, встановлені на головних вагонах. Спереду головний вагон обладнується полегшеним автозчепом з енергопоглинальними елементами для виконання маневрових робіт, протипідйомними пристроями та багаторівневою системою ППЕ перед кабіною машиніста. Каркас кабіни з пультом управління є посиленою зоною безпеки для виживання і евакуації машиніста при аварійному зіткненні. У конструкції головних вагонів ППЕ нижнього рівня, розташовані на рівні зчіпного пристрою, призначено для пасивного захисту при зіткненнях з залізничним рухомим складом. ППЕ верхнього рівня, встановлені в лобовій підвіконній частині кабіни машиніста, призначено для захисту при зіткненнях з великогабаритним транспортним засобом на переїзді. ППЕ нижнього рівня, як правило, є конструкціями коробчастого або трубчастого типу. ППЕ верхнього рівня є коробчастими конструкціями з різними ініціаторами деформацій і варіантами заповнення. При аварійному зіткненні енергія поглинається в результаті пластичної деформації, розвальцьовування або зрізання елементів захисних конструкцій. Головний вагон має несучий кузов, що забезпечує можливість роботи елементів СПБ при зіткненні. Проміжні вагони моторвагонного поїзда обладнуються протипідйомними і зчіпними пристроями з енергопоглинальними елементами.

На відміну від європейських розробок головних вагонів з СПБ в розробках РФ ППЕ верхнього рівня не використовуються. Це пов'язано з різними вимогами EN 15227 і ГОСТ 32410-2013 [11] в сценарії зіткнення поїзда на переїзді. Згідно з EN 15227 використовується перешкода, яка має масу 15 т і висоту 3,2 м та може деформуватися. Згідно з ГОСТ 32410-2013 розглядається низька перешкода, яка має масу 10 т, висоту 2,2 м і не може деформуватися.

Перший український електропоїзд (“Тарпан”) з СПБ створено в 2013 році ПАТ “Крюковський вагонобудівний завод” [12]. СПБ, інтегровану в конструкцію головного вагону, розроблено польською компанією відповідно до технічного завдання з орієнтацією на вимоги EN 15227. Ця СПБ включає два коробчастих сталевих ППЕ, розташованих на рівні буферного бруса, два ППЕ на рівні підлоги кабіни та п'ять ППЕ на рівні підвіконного бруса. Головний вагон електропоїзда має несучу конструкцію з нержавіючої сталі, обладнаний автозчепом СА-3, який при зіткненні повинен зсуватися назад у підвагонний простір. Міжвагонні з'єднання обладнано безззорними зчіпними пристроями (БЗП) [13] з поглинаючими апаратами Р-2П. Креш-тести для підтвердження ефективності роботи СПБ головного вагона не виконувалися.

Створення сучасного вітчизняного МВРС з СПБ власної розробки згідно з ДСТУ EN 15227 вимагає науково-технічного супроводу на всіх етапах від початку проектування і експериментального відпрацювання до введення його в експлуатацію.

Постановка задачі. Мета роботи – математичне моделювання динамічної навантаженості головного вагона моторвагонного поїзда з СПБ при зітк-

ненні ідентичних еталонних поїздів зі швидкістю 36 км/год згідно з умовами сценарію 1 ДСТУ EN 15227. Розрахункову схему для дослідження аварійного зіткнення еталонних поїздів наведено на рис. 1.

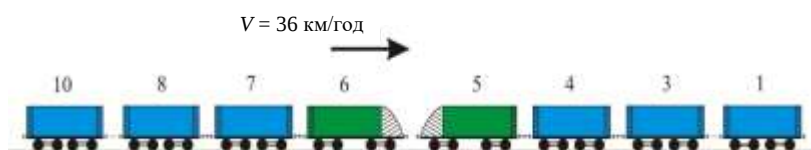


Рис. 1

Згідно із ДСТУ EN 15227 еталонний поїзд складається з головного вагона і чотирьох проміжних вагонів. Відповідно до розробленої концепції пасивного захисту пасажирського поїзда при зіткненнях на колії з шириною 1520 мм [14] в конструкції головних і проміжних вагонів інтегровано системи пасивної безпеки, які включають автозчепні ударно-тягові пристрої, що можуть зсуватися у підвагонний простір при аварійному зіткненні, протипідйомні пристрої та пристрої поглинання енергії. У хвостових частинах головних вагонів і на причіпних вагонах встановлюються безазорні зчіпні пристрої. В експлуатації БЗП працюють в штатному режимі – поглинання енергії зіткнення відбувається за рахунок роботи поглинаючих апаратів Р-2П, при закритті яких навантаження передається на раму вагона.

При зіткненні еталонних поїздів, коли значення поздовжнього зусилля, що виникає в міжвагонному з'єднанні, перевищує допустиме значення, відбувається руйнування елементів кріплення безазорних зчіпних пристроїв до рами вагона і зсув їх у підвагонний простір. Зусилля взаємодії в міжвагонному з'єднанні дорівнює нулю до моменту зіткнення пристроїв поглинання енергії, розташованих в хвостовій і передній частинах сусідніх вагонів. Після цього починається пластичне деформування ППЕ нижнього і верхнього рівнів та можуть виникнути пластичні деформації конструкції кузова вагона.

Розглядається еталонний моторвагонний поїзд, що складається з головного вагона масою 80 т і чотирьох проміжних вагонів. Дослідження проведено для проміжних вагонів масою 50 т (відповідає масі більшості видів вагонів на європейських залізницях з шириною колії 1435 мм), а також масою 64 т (відповідає типовій масі проміжного вагона, що використовується на вітчизняних залізницях з шириною колії 1520 мм). Прийнято, що поздовжня сила, при якій виникають пластичні деформації в конструкціях екіпажів, для головних вагонів становить 4,2 МН, для проміжних – 3 МН [15].

При зіткненні двох ідентичних моторвагонних поїздів основне енергопоглинання відбувається за рахунок пластичного деформування ППЕ нижнього рівня. Тому на першому етапі дослідження робота ППЕ верхнього рівня не враховувалась.

У відділі статистичної динаміки і динаміки багатовимірних механічних систем Інституту технічної механіки Національної академії наук України і Державного космічного агентства України (ІТМ НАНУ і ДКАУ) розроблено захисні пристрої ППЕ 1 з енергоемністю 0,95 МДж та робочим ходом – 0,7 м для установки на рівні автозчепів в кінцевих частинах швидкісних пасажирських локомотивів масою 90 т і 123 т, ППЕ 2 з енергоемністю 0,25 МДж та ППЕ 3 з енергоемністю 0,3 МДж для установки на рівні автозчепів в кінцевих частинах пасажирських вагонів відповідно з масами 50 т та 64 т [15].

Робочий хід ППЕ 2 і ППЕ 3 – 0,3 м. У даній статті розглядається можливість використання як пристрої поглинання енергії нижнього рівня ППЕ 1 для лобової частини головного вагона, а ППЕ 2 та ППЕ 3 – для хвостової частини головного вагона та для проміжних вагонів відповідно з масами 50 т та 64 т.

Математичне моделювання. Математичну модель зіткнення ідентичних моторвагонних поїздів розроблено згідно з умовами сценарію 1 ДСТУ EN 15227. Поїзд моделюється ланцюжком твердих тіл, з'єднаних між собою суттєво нелінійними елементами. Силова характеристика міжвагонного з'єднання враховує роботу поглинальних апаратів автозчепних пристроїв, можливість зсуву об'єднаних ударно-тяглових пристроїв у підвагонний простір, пластичне деформування пристроїв поглинання енергії, можливість виникнення пластичних деформацій в конструкціях головних і проміжних вагонів.

При зіткненні ідентичних поїздів, коли значення поздовжнього зусилля, що виникає в міжвагонному з'єднанні, перевищує задане значення, відбувається руйнування елементів кріплення зчпного пристрою до рами вагона і відведення його в підвагонний простір. Зусилля взаємодії в міжвагонному з'єднанні дорівнює нулю до моменту зіткнення ППЕ, розташованих в хвостовій і передній частинах сусідніх вагонів. Після цього починають деформуватися ППЕ нижнього і верхнього рівнів. Коли ППЕ повністю спрацювали, зусилля передаються на раму вагона. Залежно від величини стискального зусилля визначаються пружні або пружно-пластичні деформації конструкції кузова вагона.

Передбачається, що діаграма деформування ППЕ нижнього рівня апроксимується кусочно-лінійною функцією з чотирма ділянками, а діаграма деформування ППЕ верхнього рівня – кусочно-лінійною функцією з двома ділянками. Загальний вигляд силової характеристики міжвагонного з'єднання наведено на рис. 2.

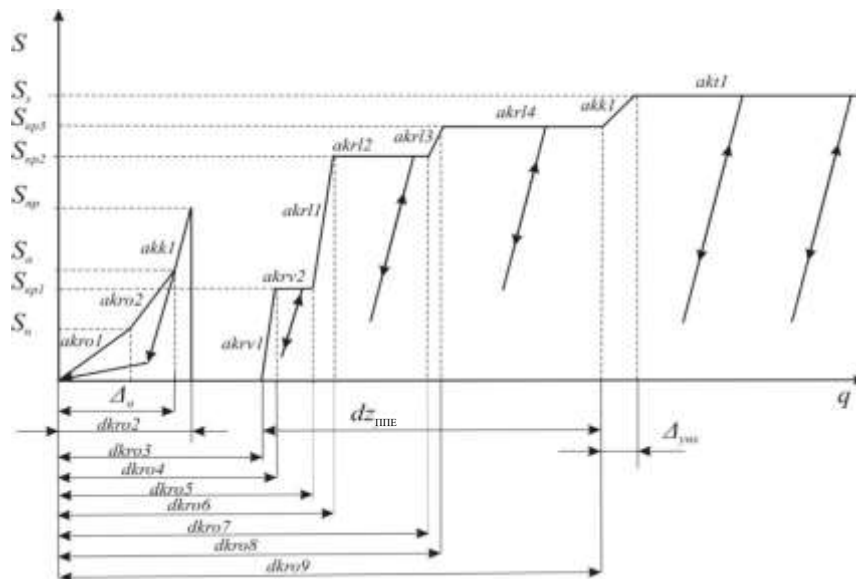


Рис. 2

На рис. 2 прийнято такі позначення. S_n – сила на першій ділянці роботи поглинальних апаратів; S_a – сила закриття поглинальних апаратів; Δ_a – сумарний хід поглинальних апаратів; S_{np} – сила, при якій відбувається руйнування елементів кріплення зчіпного пристрою до рами екіпажу; $dkro2, dkro3, dkro4, dkro5, dkro6$ – значення деформацій, при яких відповідно відбувається зсув зчіпного пристрою, починають деформуватися ППЕ нижнього рівня при лінійному наростанні сили від нуля до значення S_{kp1} , починають деформуватися ППЕ нижнього рівня при постійній силі S_{kp1} , починають деформуватися ППЕ нижнього рівня при лінійному наростанні сили від значення S_{kp1} до значення S_{kp2} , починають деформуватися ППЕ нижнього рівня при постійній силі S_{kp2} , починаються пружно-пластичні деформації конструкції вагона; $dkro7$ – значення деформації, при якому починають деформуватися ППЕ верхнього рівня при лінійному наростанні сили від нуля до значення S_{kp3} ; $dkro8$ – значення деформації, при якому починають деформуватися ППЕ верхнього рівня при постійній силі S_{kp3} ; $dkro9$ – значення деформації, при якому починається пружна деформація конструкції рами екіпажу; $dz_{ППЕ}$ – сумарна деформація ППЕ, які розташовано у міжвагонних з'єднаннях екіпажів; S_s – значення зусилля, при перевищенні якого виникають пластичні деформації в елементах конструкції рами екіпажу (головного вагона, проміжного вагона); Δ_{yux} – пружна деформація конструкції кузова екіпажу при наростанні сили від S_{kp3} до S_s ; $akr1, akr2$ – жорсткості міжвагонного з'єднання на першій та другій ділянці роботи поглинальних апаратів і конструкції екіпажу; $akk1$ – жорсткість конструкції екіпажу; $akr1, akr2$ – жорсткості міжвагонного з'єднання при сумісній роботі ППЕ нижнього рівня при постійній силі S_{kp1} та конструкції вагона; $akr1, akr2, akr3, akr4$ – жорсткості міжвагонного з'єднання при сумісній роботі ППЕ нижнього рівня при постійній силі S_{kp2} , ППЕ верхнього рівня та його конструкції після початку наростання сили від значення S_{kp1} до значення S_{kp2} ; $akt1$ – жорсткість конструкції екіпажу (вагона, головного вагона) в зоні пластичних деформацій зі зміцненням.

Процес лобового зіткнення двох ідентичних швидкісних моторвагонних поїздів на прямолінійній ділянці колії можна описати такою системою диференціальних рівнянь, яку приведено до вигляду, зручного для числового інтегрування

$$\begin{aligned}\dot{v}_i &= m_i^{-1}[S_i - S_{i+1} + F_i] \quad (i=1, 2, \dots, 2N); \\ \dot{q}_i &= v_{i-1} - v_i \quad (i=2, 3, \dots, 2N); \quad q_i = x_{i-1} - x_i \quad (i=2, 3, \dots, 2N); \\ S_i &= S_i(q_i, \dot{q}_i) \quad (i=2, 3, \dots, 2N); \quad S_1 = S_{2N+1} = 0; \\ v_i &= v_{i0} \quad (i=1, \dots, N); \quad v_i = 0 \quad (i=N+1, \dots, 2N),\end{aligned}$$

де m_i – маса i -го екіпажу; x_i, v_i – відповідно переміщення та швидкість i -го екіпажу; S_i – поздовжнє зусилля в з'єднанні між i -м та $(i-1)$ -м екіпа-

жами; $q_i, \dot{q}_i$ – відносні переміщення та швидкість i -го екіпажу; F_i – зовнішня сила, що діє на i -й екіпаж; N – число екіпажів у кожному поїзді.

Аналітичний запис для обчислення зусиль в міжвагонному з'єднанні між i -м та $(i-1)$ -м вагонами має вигляд

$$S_i^{\epsilon}(t) = S_i^{*\epsilon}(t) \text{sign}(q_{ei}(t) - \xi_{ei}^*(t-h) - \xi_{ei}(t-h)),$$

де $S_i^{*\epsilon}(t)$ – зусилля взаємодії між екіпажами моторвагонного поїзда; $q_{ei}(t)$ – відносне переміщення центрів мас $(i-1)$ -го та i -го екіпажів; t – поточний час; h – крок інтегрування; ξ_{ei}^* – деформація ППЕ в i -му міжвагонному з'єднанні поїзда; ξ_{ei} – пластична поздовжня деформація конструкцій кузовів вагонів у i -му з'єднанні.

Визначимо, що

$$q_{ei}^f(t) = |q_{ei}(t) - \xi_{ei}^*(t-h) - \xi_{ei}(t-h)|.$$

Тоді аналітичний вираз зусилля $S_i^{*\epsilon}(t)$ має вигляд

$$S_i^{*\epsilon}(t) = \begin{cases} \text{при } q_{ei}^f(t) \leq \Delta_{ai}^{\epsilon}: \\ \min \{S_{ni}^{\epsilon}(t), S_{ki}^{\epsilon}(t)\}, \\ \text{якщо } \dot{q}_{ei}(t) \text{sign}(q_{ei}(t) - \xi_{ei}^*(t-h) - \xi_{ei}(t-h)) > 0 \\ \text{або} \\ \max \{S_{pi}^{\epsilon}(t), S_{ki}^{\epsilon}(t)\}, \\ \text{якщо } \dot{q}_{ei}(t) \text{sign}(q_{ei}(t) - \xi_{ei}^*(t-h) - \xi_{ei}(t-h)) \leq 0; \\ \text{при } q_{ei}^f(t) > \Delta_{ai}^{\epsilon}: \\ S_{ki}^{\epsilon}(t), \text{ якщо } q_{ei}^f(t) \leq \Delta_{npi}^{\epsilon}, \\ 0, \text{ якщо } \Delta_{npi}^{\epsilon} < q_{ei}^f(t) \leq \Delta_{0i}^{\epsilon}, \\ \min \{S_{li}^{\epsilon}(t), S_{ki}^{\epsilon}(t)\}, \text{ якщо } \Delta_{0i}^{\epsilon} < q_{ei}^f(t) \leq \Delta_{li}^{\epsilon}, \\ \min \{S_{kpi}^{*\epsilon}(t), S_{ki}^{\epsilon}(t)\}, \text{ якщо } \Delta_{li}^{\epsilon} < q_{ei}^f(t) \leq \Delta_{maxi}^{\epsilon}; \\ \text{при } q_{ei}^f(t) > \Delta_{maxi}^{\epsilon}: \\ S_{ki}^{\epsilon}(t), \\ \text{якщо } S_{ki}^{\epsilon}(t) - \beta_{ei} \dot{q}_{ei}(t) \text{sign}(q_{ei}(t) - \xi_{ei}^*(t-h) - \xi_{ei}(t-h)) < S_{si}^{\epsilon}(t-h), \\ S_{si}^{\epsilon}(t), \\ \text{якщо } S_{ki}^{\epsilon}(t) - \beta_{ei} \dot{q}_{ei}(t) \text{sign}(q_{ei}(t) - \xi_{ei}^*(t-h) - \xi_{ei}(t-h)) \geq S_{si}^{\epsilon}(t-h), \end{cases}$$

де $\dot{q}_{ei}(t)$ – відносна швидкість центрів мас $(i-1)$ -го та i -го екіпажу відповідно; $S_{ai}^{\epsilon}, \Delta_{ai}^{\epsilon}$ – відповідно сила закриття і повна деформація поглинальних апаратів у i -му міжвагонному з'єднанні; $S_{ni}^{\epsilon}(t), S_{pi}^{\epsilon}(t)$ – зусилля на ділянках навантаження і розвантаження в силовій характеристиці i -го міжвагонного з'єднання на ділянці роботи поглинальних апаратів.

Зусилля навантаження і розвантаження обчислюються так

$$S_{ni}^{\epsilon}(t) = \begin{cases} k_{ni}^{1\epsilon} q_{ei}^f(t), & \text{якщо } q_{ei}^f(t) \leq d_{1i}^{\epsilon}; \\ k_{ni}^{1\epsilon} d_{1i}^{\epsilon} + k_{ni}^{2\epsilon} (q_{ei}^f(t) - d_{1i}^{\epsilon}), & \text{якщо } d_{1i}^{\epsilon} < q_{ei}^f(t); \end{cases}$$

$$S_{pi}^{\epsilon}(t) = (1 - \eta_{ei}) S_{ni}^{\epsilon}(t),$$

де $k_{ni}^{1\epsilon}, k_{ni}^{2\epsilon}$ – жорсткості при навантаженні в силовій характеристиці i -го міжвагонного з'єднання на ділянці роботи поглинальних апаратів з нелінійними характеристиками; d_{1i}^{ϵ} – координата вузлової точки у випадку білінійної апроксимації характеристики роботи поглинальних апаратів у i -му з'єднанні вагонів; η_{ei} – коефіцієнт поглинання енергії при роботі поглинальних апаратів у i -му міжвагонному з'єднанні.

Зусилля $S_{ki}^{\epsilon}(t)$, що виникає в конструкції кузова i -го вагона при пружних деформаціях, визначається так

$$S_{ki}^{\epsilon}(t) = \tilde{S}_i^{\epsilon}(t-h) + [k_{ki}^{\epsilon} (q_{ei}(t) - q_{ei}(t-h)) + \beta_{ei} \dot{q}_{ei}(t)] \times \\ \times \text{sign}(q_{ei}(t) - \xi_{ei}^*(t-h) - \xi_{ei}(t-h));$$

$$\tilde{S}_i^{\epsilon}(t-h) = \begin{cases} 0, & \text{якщо } S_i^{*\epsilon}(t-h) = 0; \\ S_{ni}^{\epsilon}(t-h) \vee S_{pi}^{\epsilon}(t-h), & \text{якщо } S_i^{*\epsilon}(t-h) = S_{ni}^{\epsilon}(t-h) \vee S_{pi}^{\epsilon}(t-h); \\ S_{1i}^{\epsilon}(t-h), & \text{якщо } S_i^{*\epsilon}(t-h) = S_{1i}^{\epsilon}(t-h); \\ S_{kpi}^{*\epsilon}(t-h), & \text{якщо } S_i^{*\epsilon}(t-h) = S_{kpi}^{*\epsilon}(t-h); \\ S_{ki}^{\epsilon}(t-h) - \beta_{ei} \dot{q}_{ei}(t-h) \text{sign}(q_{ei}(t-h) - \xi_{ei}^*(t-h) - \xi_{ei}(t-2h)); & \\ \text{якщо } S_i^{*\epsilon}(t-h) = S_{ki}^{\epsilon}(t-h); \\ S_{si}^{\epsilon}(t-h); & \\ \text{якщо } S_i^{*\epsilon}(t-h) = S_{si}^{\epsilon}(t-h); \end{cases}$$

$$S_{1i}^{\epsilon}(t) = S_{1i}^{*\epsilon}(t-h) + k_{\text{ППЕ}+\kappa,i}^{\epsilon} (q_{ei}(t) - q_{ei}(t-h)); S_{kpi}^{*\epsilon}(t) = S_{kpi}^{\epsilon};$$

$$\Delta_{npi}^{\epsilon} = \Delta_{ai}^{\epsilon} + \frac{S_{npi}^{\epsilon} - S_{ai}^{\epsilon}}{k_{ki}^{\epsilon}}; \Delta_{0i}^{\epsilon} = \Delta_{npi}^{\epsilon} + dz_{0i}^{\epsilon};$$

$$\Delta_{1i}^{\epsilon} = \Delta_{0i}^{\epsilon} + dz_{1i}^{\epsilon}; \Delta_{\text{max}i}^{\epsilon} = \Delta_{1i}^{\epsilon} + dz_{2i}^{\epsilon};$$

$$\xi_{ei}^*(t) = \xi_{ei}^*(t-h) + (q_{ei}(t) - q_{ei}(t-h)) \text{ при } \Delta_{1i}^{\epsilon} < q_{ei}^f(t) \leq \Delta_{\text{max}i}^{\epsilon},$$

де k_{ki}^{ϵ} – жорсткість конструкції кузова i -го вагона при пружних деформаціях; β_{ei} – коефіцієнт в'язкого опору деформації конструкції i -го вагона; $k_{\text{ППЕ}+\kappa,i}^{\epsilon}$ – спільна жорсткість конструкцій ППЕ та кузова i -го вагона при пружних деформаціях; S_{npi}^{ϵ} – значення зусилля, при перевищенні якого від-

бувається руйнування елементів кріплення зчіпного пристрою до рами вагона; $S_{кри}^e$ – середнє значення зусилля, при перевищенні якого відбувається пружно-пластичне деформування пристроїв поглинання енергії в i -му міжвагонному з’єднанні; dz_{0i}^e – відстань між жертвними елементами в i -му міжвагонному з’єднанні; dz_{1i}^e – максимальна сумарна пружна деформація ППЕ в i -му міжвагонному з’єднанні екіпажів; dz_{2i}^e – максимальна сумарна пружно-пластична деформація ППЕ в i -му міжвагонному з’єднанні.

Зусилля $S_{si}^e(t)$ при виникненні пластичних деформацій визначається так

$$S_{si}^e(t) = \begin{cases} S_{si}^{0e}, & \text{якщо } \xi_{ei}(t) = 0; \\ S_{si}^e(t-h) + \frac{k_{nli}^e}{k_{ki}^e} \left[S_{ki}^e(t) - \beta_{ei} \dot{q}_{ei}(t) \text{sign}(q_{ei}(t) - \right. \\ \left. - \xi_{ei}^*(t-h) - \xi_{ei}(t-h)) - S_{si}^e(t-h) \right], & \text{якщо } \xi_{ei}(t) \neq 0, \end{cases}$$

$$\xi_{ei}(t) = \xi_{ei}(t-h) + (S_{si}^e(t) - S_{si}^e(t-h))(1/k_{nli}^e - 1/k_{ki}^e) \times \\ \times \text{sign}(q_{ei}(t) - \xi_{ei}^*(t-h) - \xi_{ei}(t-h)),$$

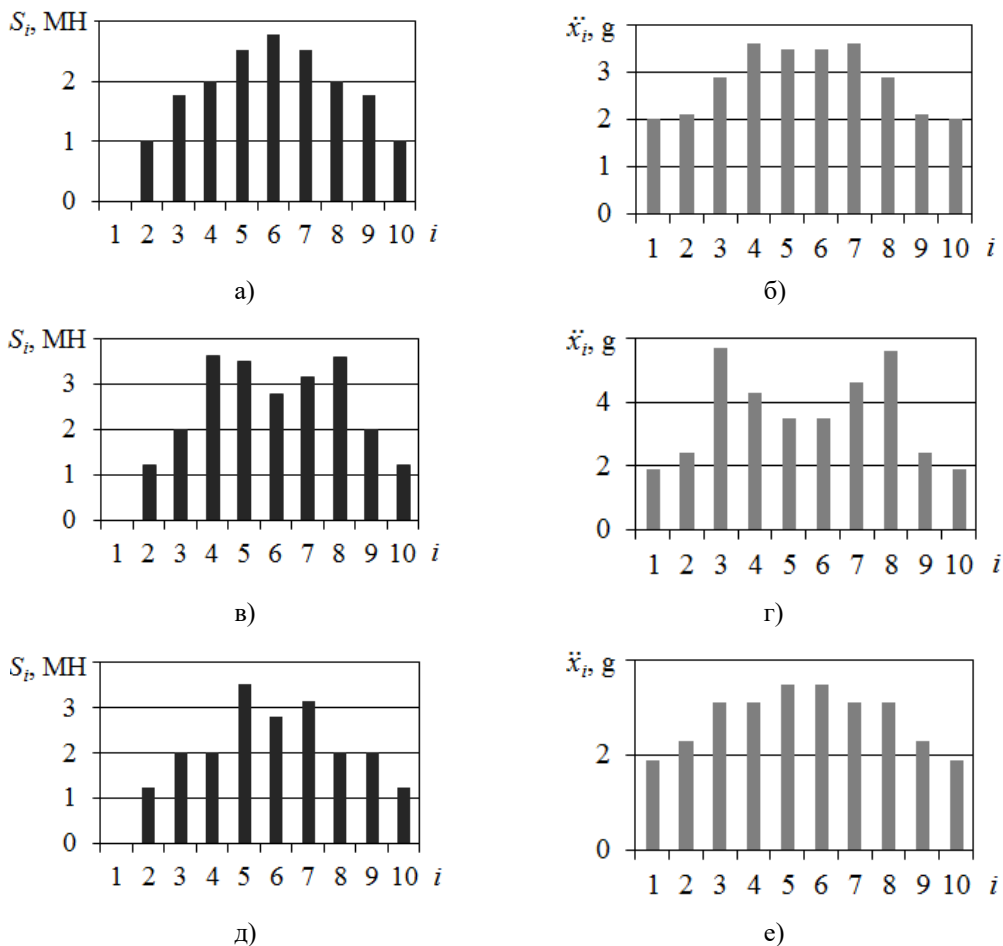
де k_{nli}^e – еквівалентна жорсткість конструкції кузова i -го вагона в зоні пластичних деформацій; S_{si}^{0e} – значення зусилля, при перевищенні якого виникають пластичні деформації в елементах конструкції кузова i -го вагона.

Розроблена математична модель дозволяє отримати середні значення прискорень екіпажів і пластичних деформацій їх конструкцій для порівняння з допустимими значеннями.

Результати досліджень. За допомогою розробленої математичної моделі проведено аналіз динамічної навантаженості екіпажів моторвагонного поїзда з СПБ при зіткненні ідентичних еталонних поїздів зі швидкістю 36 км/год згідно з умовами сценарію 1 ДСТУ EN 15227. Оскільки при зіткненні двох ідентичних моторвагонних поїздів основне поглинання енергії удару відбувається за рахунок пластичного деформування ППЕ нижнього рівня, розглянуто різні варіанти використання ППЕ нижнього рівня в конструкціях головних та проміжних вагонів еталонних поїздів:

- варіант 1 – спереду головні вагони обладнано двома ППЕ 1, ззаду головні вагони та спереду і ззаду проміжні вагони обладнано двома ППЕ 2;
- варіант 2 – спереду головні вагони обладнано двома ППЕ 1, ззаду головні вагони та спереду і ззаду проміжні вагони обладнано двома ППЕ 3;
- варіант 3 – головний вагон обладнано спереду і ззаду двома ППЕ 1, а проміжні вагони – спереду і ззаду двома ППЕ 2.

Отриманий в результаті розрахунків розподіл максимальних абсолютних значень зусиль S_i в міжвагонних з’єднаннях та прискорень екіпажів $\ddot{x}_i$, ($i=1, \dots, 10$) при зіткненні ідентичних еталонних поїздів показано на рис. 3.



а) – S_i (варіант 1, маси проміжних вагонів 50 т); б) – $\ddot{x}_i$ (варіант 1, маси проміжних вагонів 50 т); в) – S_i (варіант 1, маси проміжних вагонів 64 т); г) – $\ddot{x}_i$ (варіант 1, маси проміжних вагонів 64 т); д) – S_i (варіант 2, маси проміжних вагонів 64 т); е) – $\ddot{x}_i$ (варіант 2, маси проміжних вагонів 64 т)

Рис. 3

Встановлено, що за критеріями ДСТУ EN 15227 для сценарію 1 пасивний захист згідно з варіантом 1 є доцільним для моторвагонного поїзда з масою проміжних вагонів 50 т, а пасивний захист згідно з варіантом 2 – для поїзда з масою проміжних вагонів 64 т.

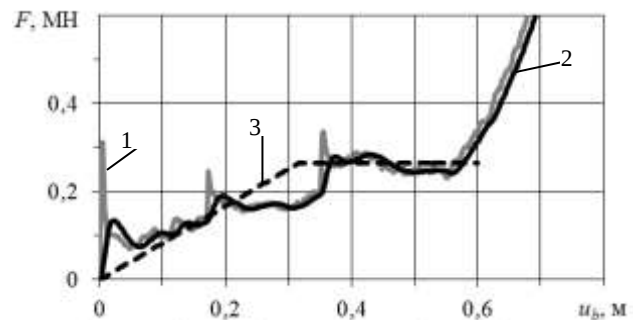
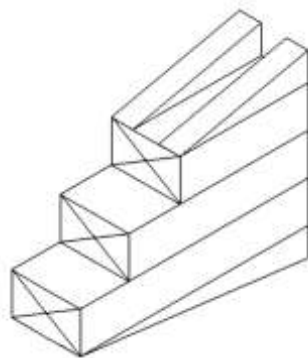
Виконано дослідження впливу маси проміжного вагона (60 т, 64 т, 70 т), призначеного для залізниць з шириною колії 1520 мм, на навантаженість екіпажів при зіткненні ідентичних поїздів, обладнаних ППЕ згідно з варіантом 1. Визначено, що при зіткненні значення максимальних поздовжніх зусиль в міжвагонних з'єднаннях та характер їх розподілу по довжині еталонного поїзда прямо залежать від маси проміжних вагонів, але в усіх розглянутих випадках пластичні деформації в елементах конструкцій екіпажів відсутні.

Дано оцінку впливу енергоємності захисних пристроїв головних вагонів на значення міжвагонних зусиль та поздовжні прискорення екіпажів при зіткненні ідентичних поїздів (див. варіант 1 і варіант 3). Встановлено доцільність використання в хвостовій частині головного вагона двох пристроїв по-

глинання енергії з енергоємністю, що відповідає енергоємності ППЕ, встановлених на проміжних вагонах.

Виконано дослідження впливу рівня поздовжньої сили, при якому виникають пластичні деформації в конструкціях головних вагонів, на динамічну навантаженість екіпажів еталонних поїздів при їх зіткненні. Розглянуто еталонний поїзд, екіпажі якого обладнано згідно з варіантом 1, маси проміжних вагонів дорівнюють відповідно 50 т і 64 т, значення сили, при якій виникають пластичні деформації в конструкціях головного і проміжних вагонів, становить 3 МН. Встановлено, що при масах проміжних вагонів 64 т в конструкціях екіпажів виникають пластичні деформації. В конструкціях екіпажів 4 і 8 вони становлять 0,04 м, в конструкціях вагонів 5 і 7 – 0,01 м. Тому в подальших дослідженнях з метою розробки СПБ головного вагона моторвагонного поїзда, призначеного для експлуатації на колії з шириною 1520 мм, прийнято, що сила, при якій виникають пластичні деформації в конструкціях головного вагона, дорівнює 4,2 МН, а в конструкціях проміжних вагонів – 3,0 МН.

Проведено дослідження динамічної навантаженості екіпажів еталонного поїзда при лобовому зіткненні ідентичних еталонних поїздів з урахуванням роботи пристроїв поглинання енергії верхнього рівня (ППЕ ВР), призначених для установки в лобовій підвіконній частині головного вагона. Конструкцію ППЕ ВР, розроблену у вигляді сходинок на основі стільникової усіченої піраміди із стільників з тригранними чарунками, показано на рис. 4, а діаграму деформування ППЕ ВР, тобто залежність контактної зусилля F між бойком (у вигляді суцільної твердої стінки масою 80 т) та нерухомою конструкцією ППЕ ВР при їх зіткненні зі швидкістю 36 км/год від поздовжнього переміщення центру мас бойка u_b , показано на рис. 5.



1 – контактне зусилля (без фільтрації);
2 – контактне зусилля (з фільтрацією);
3 – кусочно-лінійна апроксимація контактної зусилля

Рис. 4

Рис. 5

При побудові діаграми деформування використовується фільтр нижніх частот з частотою зрізу 180 Гц відповідно до вимог стандарту ДСТУ EN 15227.

Габаритні параметри конструкції ППЕ ВР: довжина – 0,800 м, ширина – 0,240 м, висота – 0,635 м. Товщина торцевих пластин конструкції ППЕ ВР – 0,008 м. Товщина пластин, що утворюють тригранні чарунки, – 0,0022 м. Енергоємність конструкції ППЕ 2 становить 0,12 МДж при робочому ході 600 мм. При деформації двох таких ППЕ 2 може бути поглинена енергія

0,24 МДж. Максимальна сила, що передається на кузов вагона, може досягти 0,66 МН.

Розглянуто варіант 4 використання пристроїв поглинання енергії в конструкціях вагонів еталонних поїздів: лобові частини кожного з головних вагонів обладнано двома ППЕ 1 та двома ППЕ ВР, хвостові частини – двома ППЕ 3, проміжні вагони обладнано спереду і ззаду двома ППЕ 3. Проведено дослідження динамічної навантаженості екіпажів еталонного поїзда з масами проміжних вагонів 64 т при зіткненні ідентичних еталонних поїздів. Отримані в результаті розрахунків максимальні та середні абсолютні значення зусиль та прискорень наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Номер екіпажу, i	Максимальні абсолютні значення зусиль та прискорень		Середні абсолютні значення зусиль та прискорень	
	S_i , МН	$\ddot{x}_i$, g	S_i , МН	$\ddot{x}_i$, g
4	1,99	3,08	1,68	0,69
5	3,74	4,04	1,81	1,17
6	3,25	4,06	2,01	1,33
7	3,21	3,11	1,78	0,88

Зміну в часі зусиль в міжвагонних з'єднаннях при зіткненні ідентичних еталонних поїздів показано на рис. 6, а зміну в часі позовжніх прискорень – на рис. 7.

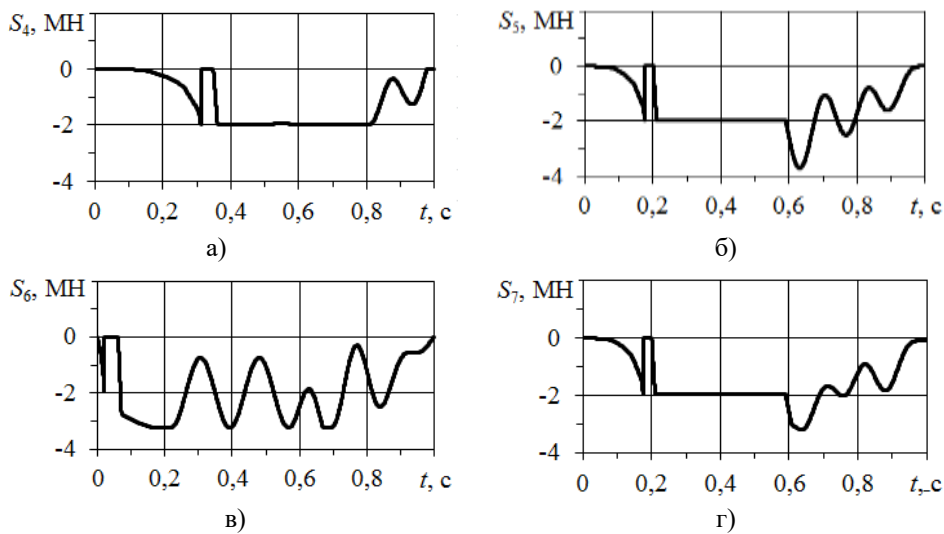
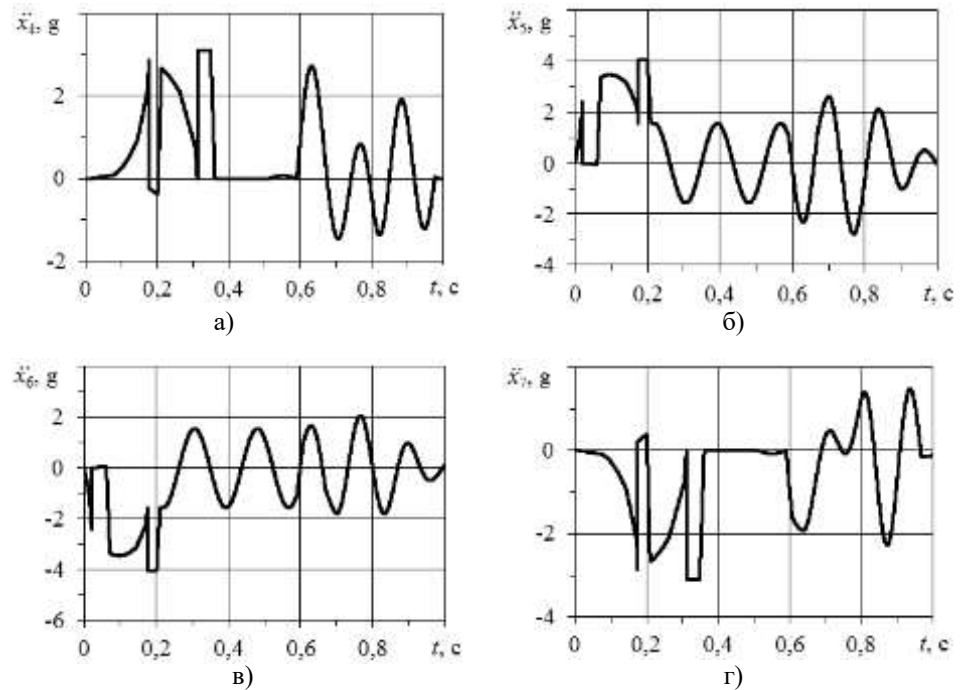


Рис. 6



- а) – зміна прискорень $\ddot{x}_4$ проміжного вагона 4;
 б) – зміна прискорень $\ddot{x}_5$ головного вагона 5;
 в) – зміна прискорень $\ddot{x}_6$ головного вагона 6;
 г) – зміна прискорень $\ddot{x}_7$ проміжного вагона 7

Рис. 7

Слід зазначити наявність пластичної деформації 0,01 м в конструкції проміжного вагона 7 (див. рис. 6). Деформація такої величини є допустимою за критеріями ДСТУ EN 15227. Таким чином, запропонований пасивний захист вагонів згідно з варіантом 4 відповідає критеріям стандарту ДСТУ EN 15227 для сценарію 1.

Висновки. Розроблено математичну модель і програмні модулі для дослідження динамічної навантаженості екіпажів ідентичних еталонних пасажирських моторвагонних поїздів з СПБ при їх лобовому зіткненні зі швидкістю 36 км/год згідно зі сценарієм 1 стандарту ДСТУ EN 15227. Еталонний поїзд розглядається як ланцюжок твердих тіл, з'єднаних між собою істотно нелінійними елементами. Силова характеристика міжвагонного з'єднання враховує роботу поглинальних апаратів зіпних пристроїв, можливість зсуву об'єднаних ударно-тягових пристроїв в підвагонний простір, пластичне деформування пристроїв поглинання енергії нижнього та верхнього рівнів, можливість виникнення пластичних деформацій в конструкціях вагонів. Запропонована математична модель дозволяє отримати середні значення прискорень екіпажів і пластичних деформацій їх конструкцій для порівняння з допустимими значеннями згідно критеріїв ДСТУ EN 15227.

За допомогою розробленої математичної моделі проведено аналіз динамічної навантаженості екіпажів моторвагонного поїзда з СПБ при зіткненні ідентичних еталонних поїздів. Розглянуто різні варіанти використання розроблених пристроїв поглинання енергії нижнього рівня (на рівні зіпних пристроїв) ППЕ 1 з енергоємністю 0,95 МДж для головного вагона масою 80 т,

ППЕ 2 з енергоємністю 0,25 МДж та ППЕ 3 з енергоємністю 0,3 МДж – для хвостової частини головного вагона та для проміжних вагонів відповідно з масами 50 т та 64 т. Встановлено, що за критеріями ДСТУ EN 15227 для сценарію 1 пасивний захист згідно з варіантом 1 (спереду головні вагони обладнано двома ППЕ 1, ззаду головні вагони та спереду і ззаду проміжні вагони обладнано двома ППЕ 2) є доцільним для моторвагонного поїзда з масою проміжних вагонів 50 т, а пасивний захист згідно з варіантом 2 (спереду головні вагони обладнано двома ППЕ 1, ззаду головні вагони та спереду і ззаду проміжні вагони обладнано двома ППЕ 3) – для поїзда з масою проміжних вагонів 64 т.

Проведено дослідження динамічної навантаженості екіпажів поїзда з масою проміжних вагонів 64 т при зіткненні поїздів з урахуванням роботи пристроїв поглинання енергії верхнього рівня (ППЕ ВР), призначених для установки в лобовій підвіконній частині головного вагона. Запропоновано конструкцію ППЕ ВР з енергоємністю 0,12 МДж, розроблену у вигляді сходинки на основі стільникової усіченої піраміди із стільників з тригранними чарунками. Встановлено, що запропонований пасивний захист (лобові частини кожного з головних вагонів обладнано двома ППЕ 1 та двома ППЕ ВР, хвостові частини – двома ППЕ 3, проміжні вагони обладнано спереду і ззаду двома ППЕ 3) відповідає критеріям стандарту ДСТУ EN 15227 для сценарію 1.

Запропонована математична модель і результати виконаних досліджень можуть бути використані при проектуванні головних та проміжних вагонів вітчизняного моторвагонного пасажирського поїзда з урахуванням вимог ДСТУ EN 15227.

1. ДСТУ EN 12663-1:2018 (EN 12663-1:2010 + A1:2014, IDT). Залізничний транспорт. Структурні вимоги органів залізничного транспорту. Частина 1. Локомотиви та пасажирський рухомий склад (і альтернативний метод для вантажних вагонів). 2018. 18 с.
2. ДСТУ EN 15227:2015 (EN 15227:2008+A1:2010, IDT). Залізничний транспорт. Вимоги до ударостійкості рейкових транспортних засобів. 2016. 37 с.
3. EN 12663-1: 2010. Railway applications – Structural requirements of railway vehicle bodies. Brussels, 2010. 18 p.
4. EN 15227: 2008. Railway applications – Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies. Brussels, 2008. 37 p.
5. Roberts J., Fraikin B., Leveque D. Development and validation of a regional train platform to the requirements of EN 15227. Proc. of the 7th Int. Symp. 20–21.11.2008 on Passive Safety of Rail Vehicles. Innovation in Passive Safety and Interior Design (Berlin: IFV Bahntechnik e.V.) 2008. Vol. 17. P. 237–248.
6. Электропоезд серии 422. Железные дороги мира. 2010. № 5. С. 37–49.
7. Производство подвижного состава в странах Восточной Европы. Железные дороги мира. 2019. № 3. С. 61–65.
8. Назаров О. Н. Технические особенности высокоскоростного электропоезда Velaro Rus. Техника железных дорог. 2009. № 1. С. 18–33.
9. Манглер Р. “Desiro rus” – перспективный электропоезд для пригородных перевозок в России. Локомотив-информ. 2012. № 10. С. 20–24.
10. Богатырев Б., Мозучев А. Электропоезд ЭП2Д : будущее уже здесь. ЗАО “Трансмашхолдинг” : Журнал для партнёров. 2016. № 2 (6/2016). С. 4–11.
11. ГОСТ 32410-2013. Крэш-системы аварийные железнодорожного подвижного состава для пассажирских перевозок. Технические требования и методы контроля. 2014. 11 р.
12. Игнатов Г. С. Межрегиональный двухсистемный электропоезд. Локомотив-информ. 2012. № 12. С. 16–19.
13. ОСТ 32.193-2002. Устройства сцепные безззорные пассажирских поездов локомотивной тяги и моторвагонного подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. Контур сцепления и установочные размеры. Действует от 01.09.2002. МПС России. 2002. 14 с.
14. Соболевская М. Б., Сирота С. А. Основные положения концепции пассивной защиты скоростного пассажирского поезда при аварийных столкновениях. Техническая механика. 2015. № 1. С. 84–96.
15. Науменко Н. Ю., Соболевська М. Б., Хижа И. Ю. Оценка динамической нагруженности эталонного поезда с системой пассивной безопасности при его столкновениях с идентичным составом и грузовым вагоном. Техническая механика. 2017. № 3. С. 72–83. <https://doi.org/10.15407/itm2017.03.072>

Отримано 14.05.2020,
в остаточному варіанті 25.06.2020