

УДК 623.486

Бісик С. П.¹, Давидовський Л. С.¹, Корбач В. Г.²

¹ Центральний науково-дослідний інститут озброєння та військової техніки Збройних Сил України, Україна, м. Київ

² Державне підприємство «Державне Київське конструкторське бюро «Луч». Україна, м. Київ

МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГОПОГЛИНАЮЧОГО ЕЛЕМЕНТА

За допомогою числового моделювання проведені дослідження з оцінки впливу типу навантаження на процес деформування енергопоглинаючого елемента та його показники ефективності. Доведено, що при визначенні раціональних характеристик енергопоглинаючого елемента доцільне використання лінійного ступінчатого навантаження.

Ключові слова: енергопоглинаючий елемент; протимінні сидіння; протимінна стійкість.

Вступ

Підвищення протимінної стійкості бойових броньованих машин (ББМ) є складною науково-технічною проблемою, що може бути вирішена з використанням комплексу технічних заходів. Однак протягом тривалого часу, знаючи аналіз використання ББМ у збройних конфліктах останніх десятиріч їх

розробники досить мало уваги приділяють проблемі підвищення протимінної стійкості ББМ. Актуальність теми обумовлюється, якщо вже й не зростаючими то принаймні сталими показниками ураження особового складу та ББМ у збройних конфліктах. Так в роботі [1] наведені дані про експертне опитування з визначення рівня загроз та основних вимог до ББМ на перспективу до 2023 року (рис. 1).

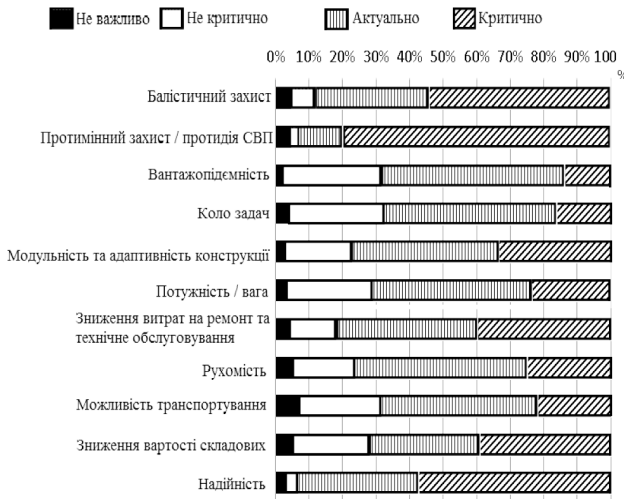


Рис. 1. Основні вимоги до ББМ та актуальність їх виконання для ББМ за думкою експертів до 2023 року

Дані наведені в роботах [2-5] визначають, що одним із перспективних напрямів підвищення протимінної стійкості ББМ є застосування в їх конструкції протимінних сидінь основним елементом яких є енергопоглинаючий елемент (ЕПЕ), що виконує роль демпфера.

В роботах [6-9] вказується, що проведення параметричного синтезу ЕПЕ дозволяє підвищити основну характеристику ефективності ЕПЕ, тобто енергію, що поглинається при деформуванні ЕПЕ. Однак, методики проведення досліджень не висвітлюють ряд аспектів, що характерні при вибухових навантаженнях, таких як швидкоплинність та високу нелінійність процесу.

Проведення параметричних досліджень ЕПЕ необхідно проводити з урахуванням значень навантажень, швидкості його наростання, часу дії та ін.

Однак визначення всіх цих параметрів є досить трудомістким, але й при їх обчисленні виникає ряд питань, що можуть ставити під сумнів отримані результати. Наприклад: чи отримані раціональні значення параметрів ЕПЕ будуть зберігати свою ефективність при дії навантажень іншої амплітудно-частотної характеристики? Тому аналіз способів проведення дослідження ефективності ЕПЕ є важливою практичною проблемою.

Метою статті є дослідження впливу параметрів навантаження ЕПЕ на показники його ефективності.

Основний матеріал

Досягнення поставленої мети проведено в декілька етапів:

дослідження працездатності ЕПЕ з використанням отриманого розрахункового навантаження, що діє на елементи конструкції сидіння екіпажу;

дослідження деформування ЕПЕ при дії різних видів навантаження;

дослідження впливу розмірів скінченних елементів числової моделі ЕПЕ та застосування адаптивної перебудови сітки на характер деформування ЕПЕ;

визначення критерію та умов порівняння ЕПЕ різної форми та з різними параметрами;

дослідження впливу типу навантаження та його значень на ефективність роботи ЕПЕ;

дослідження впливу товщини та довжини ЕПЕ на ефективність роботи ЕПЕ та характер його деформування.

Це дозволило кількісно та якісно порівняти отримані результати та розробити рекомендації для цієї методики.

Для цього дослідження обрано трубчастий ЕПЕ рис. 2, 3.

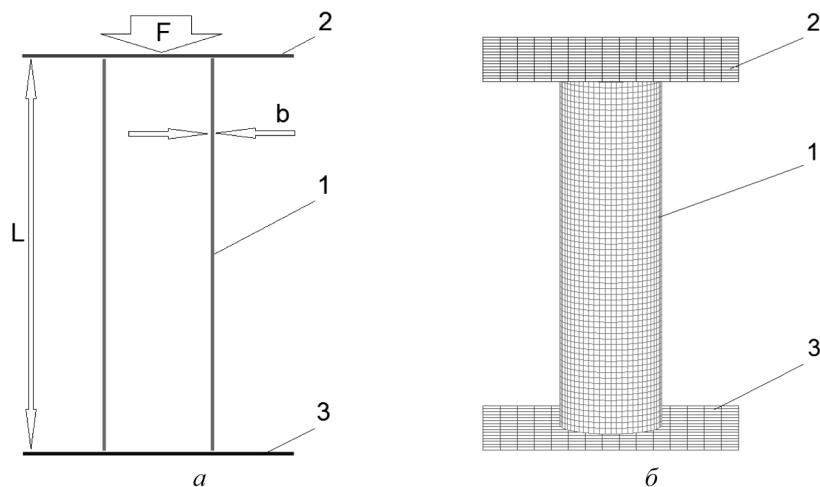


Рис. 2. Розрахункова схема дослідження працездатності ЕПЕ (а) та його типова скінченно-елементна модель (б): 1 – енергопоглинаючий елемент (ЕПЕ); 2 – рухомий пуансон; 3 – нерухомий пуансон; L – довжина ЕПЕ; b – товщина стінки ЕПЕ; F – навантаження, що прикладається до верхнього пуансона

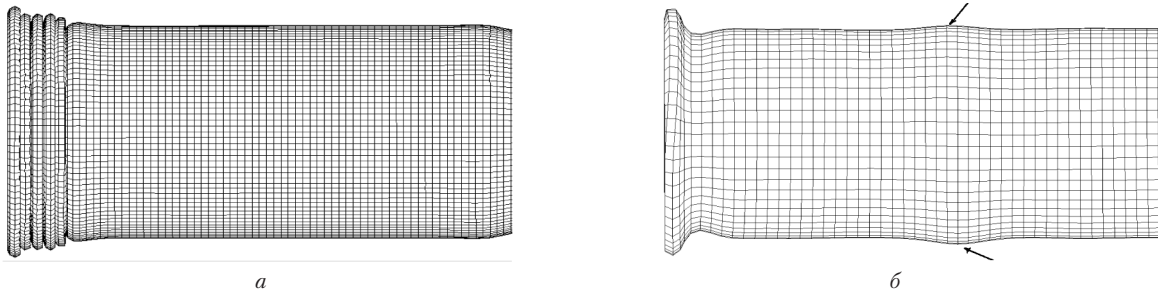


Рис. 3. Прогресивна втрата стійкості: а) квазістатична; б) динамічна

Оцінка ефективності ЕПЕ проводилась за розрахунковою схемою показаною на рис. 2. При проведенні досліджень змінювались значення довжини ЕПЕ (L), товщини стінок (b) та значення й типу навантаження (F), що прикладалось до ЕПЕ (рис. 2 а). Розрахунки проводились з використанням методу скінченних елементів та програмного комплексу LS-DYNA. Типова скінченно-елементна модель, що використовувалась при розрахунках представлена на рис. 2 б.

Основним критерієм ефективності ЕПЕ проти-мінного сидіння є кількість енергії яку він поглинає в процесі деформування (тобто значення внутрішньої енергії ЕПЕ). Але, працездатність ЕПЕ залежить від характеру навантаження, що діє на нього та ефектів інерції. При квазістатичному навантаженні швидкість навантаження постійна і ефекти інерції відносно малі, але при динамічному навантаженні вони суттєво впливають на процес деформації ЕПЕ (рис. 3). Отже, ці два фізичні явища необхідно теж врахувати при дослідженнях ЕПЕ. Послідовне утворення заглибин та виступів уздовж ЕПЕ відоме як прогресивна втрата стійкості або прогресивна деформація. Однак, його можна розділити на квазістатичну прогресивну втрату стійкості і динамічну прогресив-

ну втрату стійкості. Як правило, в першому випадку процес відбувається при сталій швидкості удару, тоді як в другому випадку навпаки. [6]. Крім того, при динамічній прогресивній втраті стійкості, поширення хвиль напруження відбувається по всій довжині ЕПЕ, отже, й характер деформації дещо відрізняється від деформацій при квазістатичному навантаженні [7] рис. 3.

Це пояснюється тим, що тонкостінні ЕПЕ при імпульсному навантаженні матимуть інерційні ефекти. Тому при дослідженні характеристик ЕПЕ, коли навантаження генерується з прикладанням розрахункових значень прискорень, ефекти інерції будуть виникати з високою ймовірністю, так як вибухове навантаження являється швидкоплинним та високо нелінійним процесом і амплітудно-частотні характеристики відрізнятимуться. Такі ефекти можуть істотно вплинути на режим деформації та початкове пікове навантаження через поперечні сили інерції, що виникають при складанні та вивертанні стінок ЕПЕ [10]. Отож, на першому етапі, проведено дослідження працездатності ЕПЕ, було використане розрахункове навантаження (рис. 4) отримане в роботі [10], що відповідає прискоренню сидіння екіпажу.

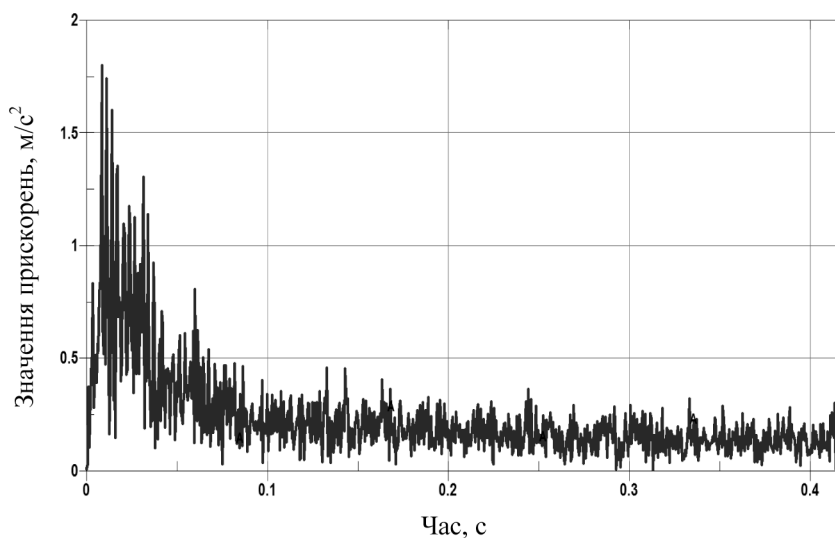


Рис. 4. Розрахункове значення навантаження ЕПЕ

На початковому етапі отриманні результати спрацювання ЕПЕ висвіглили проблему, що полягає в неефективній роботі ЕПЕ і як наслідок досить малому значенню внутрішньої енергії. Так на рис.5 показані процеси деформування ЕПЕ, що супроводжувалися його викривленням, «зіжмакуванням» та несиметричним спрацюванням. Все це призводить до практично втрати доцільності застосування таких ЕПЕ в конструкції протимінних сидінь. Ці результати в черговий раз ілюструють необхідність обґрунтування раціональних характеристик ЕПЕ.

Необхідність полягає в тому, що при наявності ефектів інерції, прогресивна втрата стійкості може розвиватись різними режимами деформації: вісесиметричним (рис. 4 а, б), невісесиметричним (рис.4 в, г), змішаним і глобальним вигином (рис. 5). Тому, здатність поглинання енергії ЕПЕ залежить від режиму деформації. Очевидно, що значно більше енергії поглинається в режимі вісесиметричної деформації, ніж в режимі глобального вигину, бо за таких умов, деформація ЕПЕ відбувається більш контрольованим чином [8] а також дозволяє більшій кількості матеріалу брати участь у пластичній деформації. Крок зон пластичних деформацій також залежить від геометрії профілю рис. 6.

Наступник кроком досліджень ЕПЕ було проведення оцінки його ефективності при дії різних навантажень. В першому випадку навантаження відповідає розрахунковому значенню прискорень на сидінні екіпажу (рис. 4). В другому та третьому випадку крива навантаження представляє собою ступінчасту лінійну залежність, які показано на рис. 7.1 та 7.2 відповідно. Зважаючи на результати показані на рис. 5, довжину ЕПЕ було зменшено до 130 мм.

Динаміка зміни характеру деформації ЕПЕ та зміна величини використаного робочого ходу ЕПЕ при прогресивній втраті стійкості під дією трьох типів навантажень наведенні на рис. 8.

Отримані результати свідчать, що перший і другий варіанти за характером деформування ЕПЕ мають досить велику схожість. Тому доцільно проводити параметричний синтез ЕПЕ з використанням кривої навантаження 1 показаної на рис. 7. Однак, перед цим, попередньо, необхідно перевірити працездатність ЕПЕ при різних пікових значеннях прискорення, що можуть бути близькими до розрахункового навантаження.

Результати дослідження працездатності ЕПЕ із застосуванням адаптивної перебудовою сітки (АПС) та без неї проведенні для ЕПЕ з довжиною 130 мм.

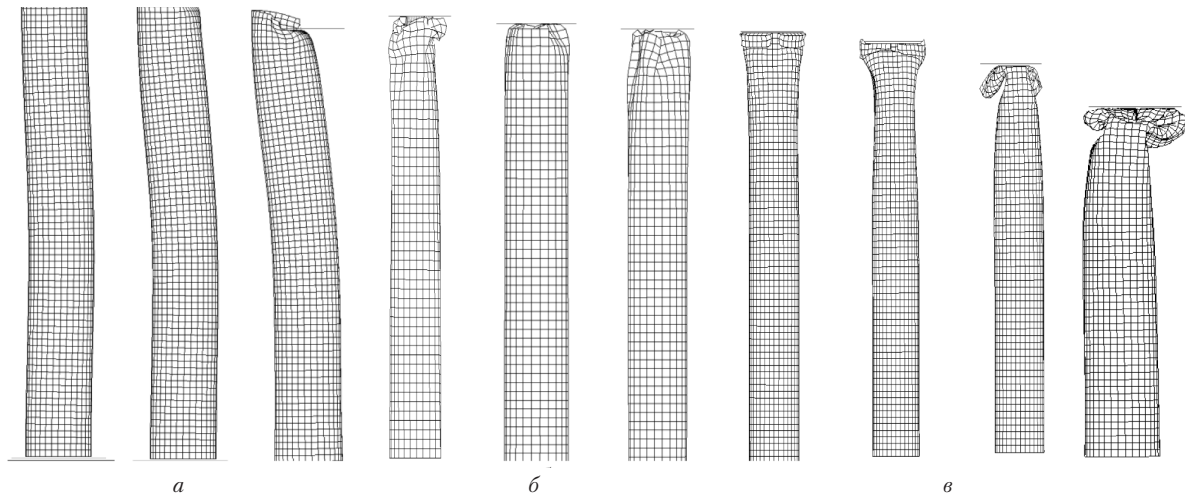


Рис. 5. Приклади неефективного деформування ЕПЕ (L=210 мм, b=1 мм):
а – згинання ЕПЕ; б – «зіжмакування» ЕПЕ; в – несиметричне спрацювання ЕПЕ

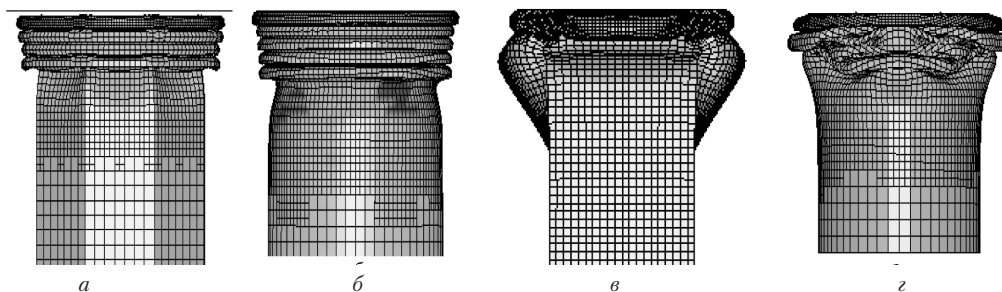


Рис. 6. Режими деформації та зони пластичних деформацій різних профілів:
а – восьмигранний; б – циліндричний; в – прямокутний; з – еліпс

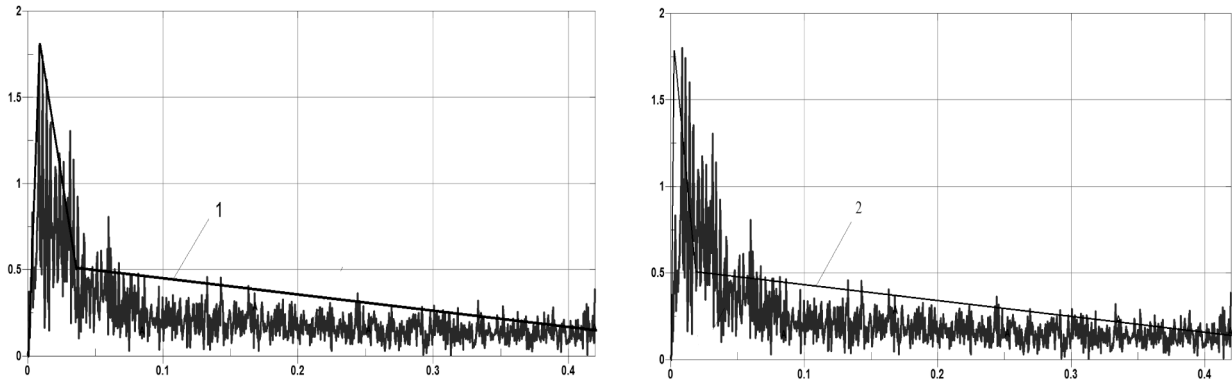


Рис. 7. Навантаження, що прикладалося до ЕПЕ при проведенні дослідження:
 1 – апроксимоване розрахункове навантаження з прискоренням 175 g на 8 мс,
 2 – апроксимоване розрахункове навантаження з прискоренням 175 g на 2 мс

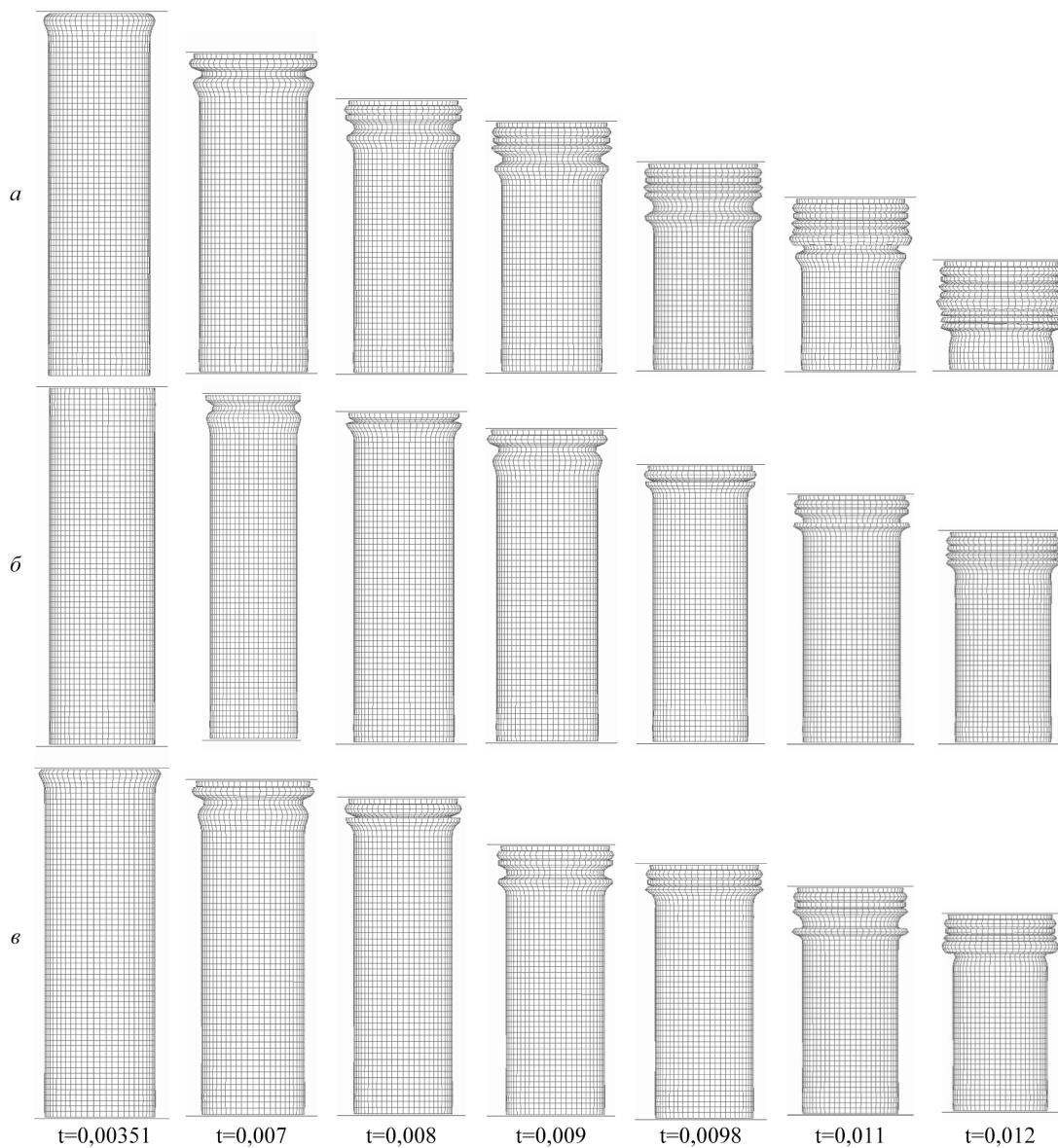


Рис. 8.

Рис. 8. Деформування ЕПЕ ($b=0,7$ мм, $L=130$ мм) в різні моменти часу внаслідок прикладання різних кривих навантажень:
 а – крива з рис. 4; б – крива з рис. 7.1; в – крива з рис. 7.2

Зміна внутрішньої енергії ЕПЕ, переміщень, швидкості та прискорення верхнього пуансона наведенні на рис. 9. Результати деформування ЕПЕ для різних варіантів побудови сітки скінченних елементів наведенні на рис. 10.

Аналіз отриманих результатів показує, що застосування при моделюванні навантаження ЕПЕ АПС має майже однакові значення внутрішньої енергії, переміщень і швидкості верхнього пуансона. Однак, значення прискорень при застосуванні АПС є значно

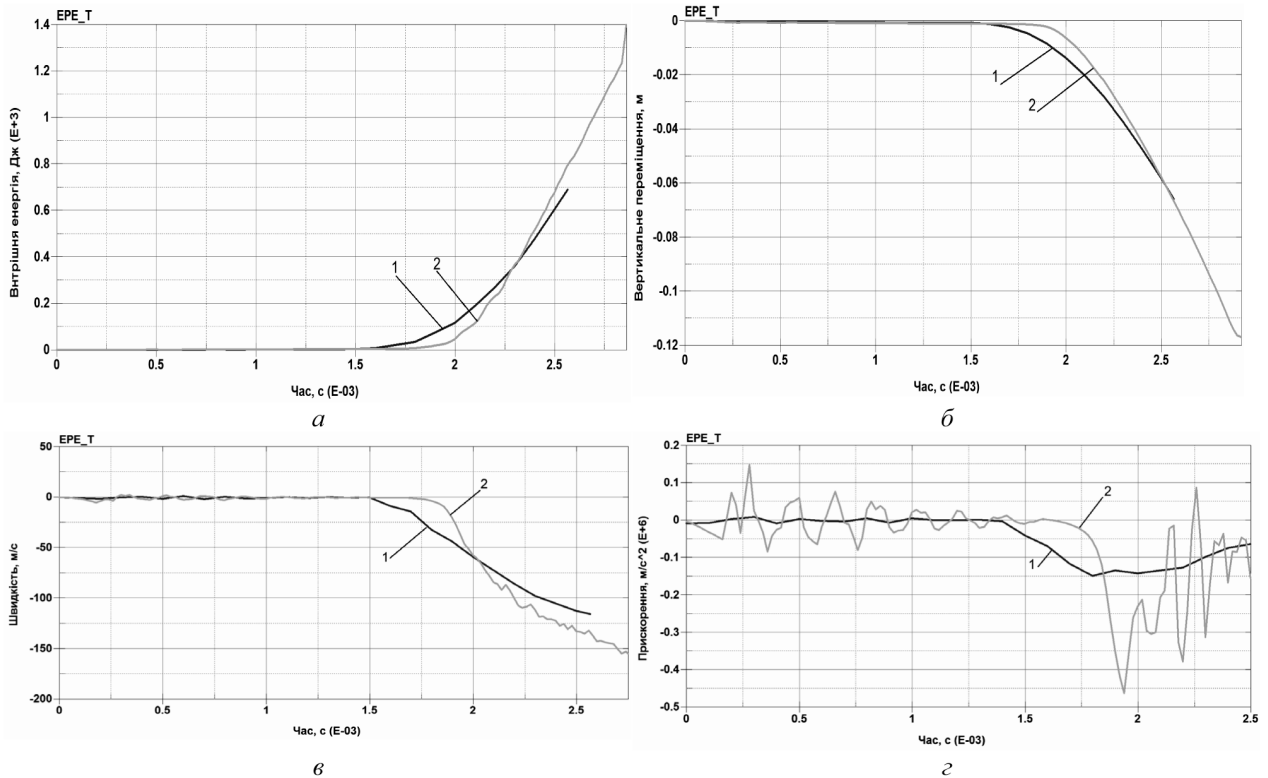


Рис. 9. Отримані залежності для деформування ЕПЕ з АПС (1) та без неї (2):
 а – зміна внутрішньої енергії ЕПЕ; б – зміна переміщень верхнього пуансона;
 в – зміна швидкості верхнього пуансона; з – зміна прискорення верхнього пуансона

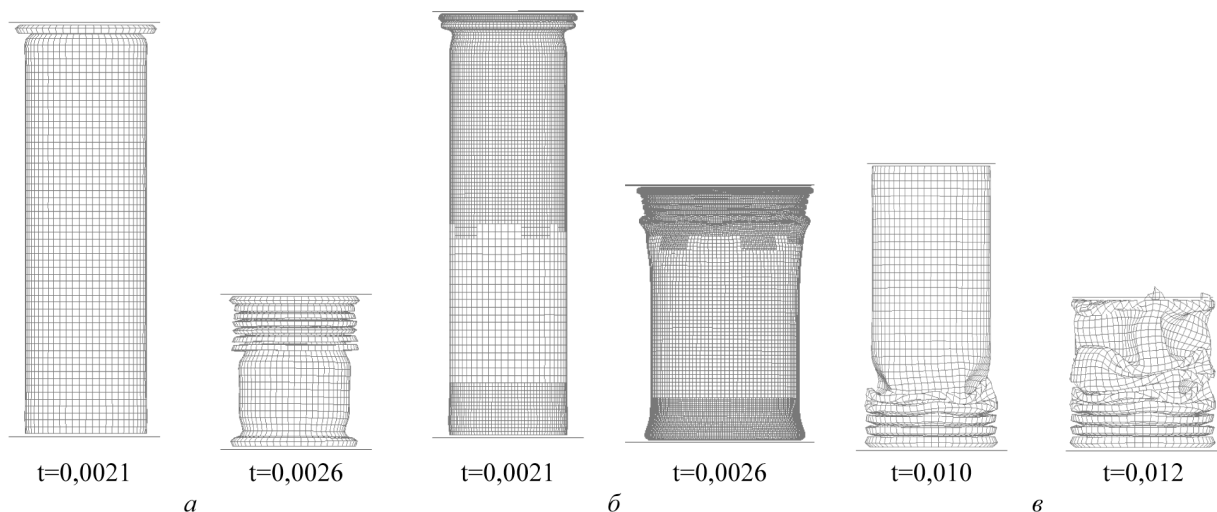


Рис. 10. Деформування ЕПЕ (L=130 мм, b=1 мм) в різні моменти часу:
 а – без АПС (навантаження на верхній пуансон постійне 2,5 МПа); б – з АПС (навантаження на верхній пуансон постійне 2,5МПа); в – без АПС (навантаження на верхній пуансон відповідає кривій з рис. 4)

меншими та згладженими, що пояснюється більш плавним складанням ЕПЕ.

З аналізу деформування ЕПЕ на рис. 10 видно, що характер деформування ЕПЕ майже однаковий, за винятком реального часу. Однак, за умови, що навантаження для рис.10 в починає діяти на ЕПЕ після проходження його через корпус ББМ то відносний час спрацювання ЕПЕ є майже тотожним для всіх трьох випадків.

Недоліком застосування АПС є значне зростання часу на проведення розрахунків. Тому, доцільно визначити раціональний розмір скінченного елемента та проводити подальші дослідження з фіксованим значенням елементів скінченно-елементної моделі.

Однією з проблем при визначенні максимального значення поглинутої ЕПЕ енергії є час, при якому це значення обирається. Враховуючи специфіку побудови розрахункової моделі зростання внутрішньої енергії відбувається й тоді, коли ЕПЕ повністю спрацював та продовжує ущільнюватись. Для уникнення такого ефекту запропоновано фіксувати внутрішню енергію ЕПЕ при його спрацюванні на 80 % від всього робочого ходу.

На рис. 11 наведені розрахункові значення внутрішньої енергії для ЕПЕ довжиною 130 мм (при його спрацюванні на 80 %) при прикладанні різних навантажень. Отриманні значення внутрішньої енергії у першому випадку становлять 1140 Дж для другого випадку 834 Дж. Пояснити це можна тим, що у другому випадку, внаслідок нерівномірного навантаження та появи інерційних ефектів відбувається невісесиметричне деформування частин ЕПЕ (рис. 11), що тим самим призводить до появи зон, які не підлягають

пластичній деформації, і як наслідок, до зменшення загального значення поглинутої ЕПЕ енергії. Таким чином при проведенні порівняння ЕПЕ з різними параметрами за критерієм поглинутої енергії доцільно використовувати прийняте лінійне, ступінчате значення навантаження, що дозволить уникнути включення ймовірнісної характеристики у процес деформування ЕПЕ.

Для перевірки останнього твердження, проведені дослідження впливу зміни значення навантаження на ефективність та характер деформування ЕПЕ.

На рис. 12 наведена залежність внутрішньої енергії ЕПЕ від довжини його спрацювання при прикладанні різних значень навантаження. Як і на рис. 11 видно, що значення внутрішньої енергії відрізняється для двох різних типів навантаження за причинами, що були висвітлені вище. Проведений аналіз впливу навантажень різної величини на енергоємність ЕПЕ показує, що значення внутрішньої енергії ЕПЕ практично не змінюється, а отже, від зміни сили навантаження змінюється лише швидкість деформації, а запас внутрішньої енергії залишається однаковим (рис. 14). Тобто, дослідження ЕПЕ можна проводити й не з прикладанням розрахункових чи експериментальних значень прискорень, а й з навантаженням обраним користувачем (враховуючи завдання ЕПЕ). Наприклад, при оптимізації ЕПЕ, доцільно прикладати квазістатичні навантаження. Є декілька причин так вважати: по-перше, для перевірки адекватності моделі в порівнянні з натурними результатами, експериментальні установки для квазістатичного навантаження, як правило, простіше, ніж для динамічного, а тим паче вибухового навантаження; по-друге, спрощує спостережен-

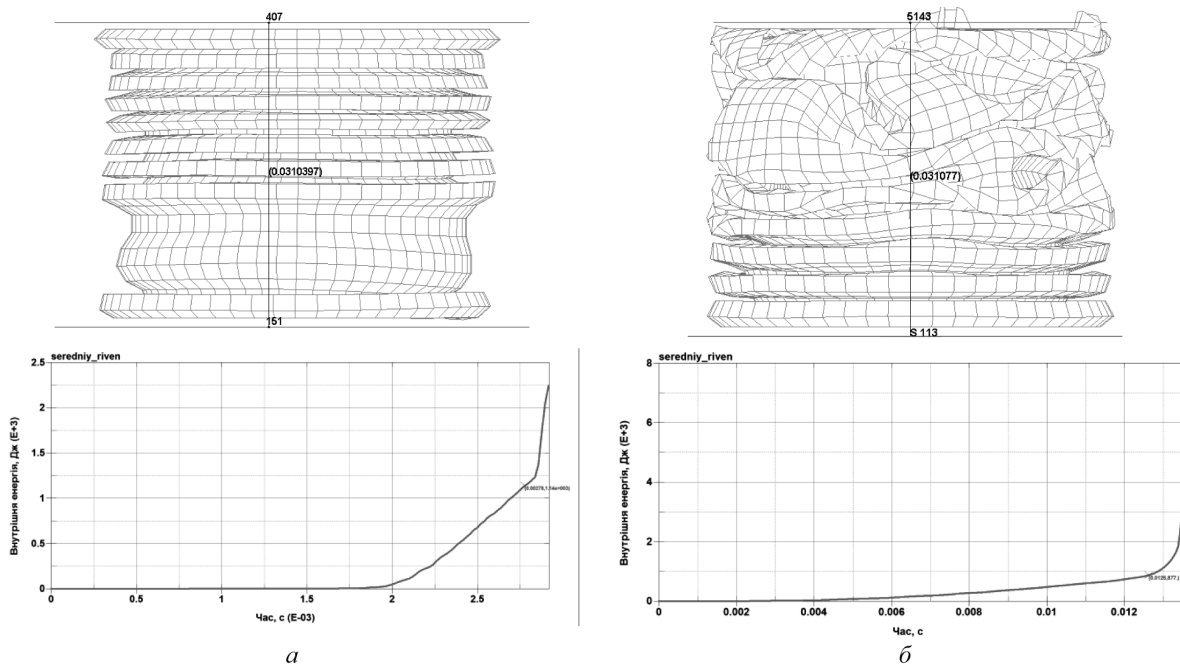


Рис. 11. Характер деформування ЕПЕ (L=130 мм, b=1мм) при прикладанні різних навантажень: а – кривій 1 (рис. 7), б – крива з рис. 4

ня за процесом деформації, появи пластичних зон та інших аспектів режиму деформації, тоді як при вибуховому навантаженні можливо спостерігати ЕПЕ в початковому положенні і кінцевому; відсутність обладнання фіксації результатів при вибуховому навантаженні для подальшого порівняння їх з число-

вою моделлю. Отже, методика проведення досліджень має базуватись на наступному: обрання варіанту ЕПЕ параметричний синтез яких доцільно дослідити; вибір ЕПЕ що має найбільшу енергоємність; дослідження (вибір) довжини ЕПЕ, що забезпечує його нормальне функціонування; перевірка ефектив-

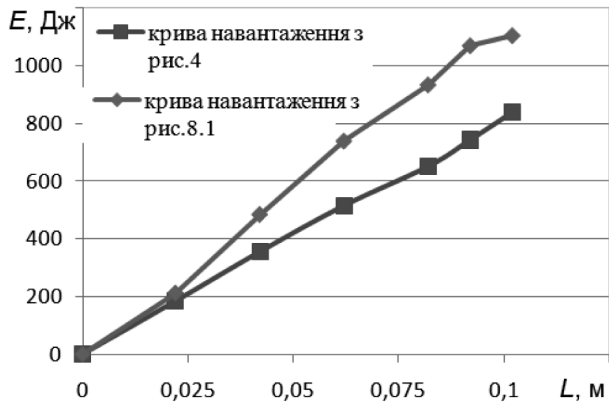


Рис. 12. Залежність внутрішньої енергії ЕПЕ ($b=1\text{мм}$, $L=0,13\text{ м}$) від довжини його спрацювання, при прикладанні різного навантаження

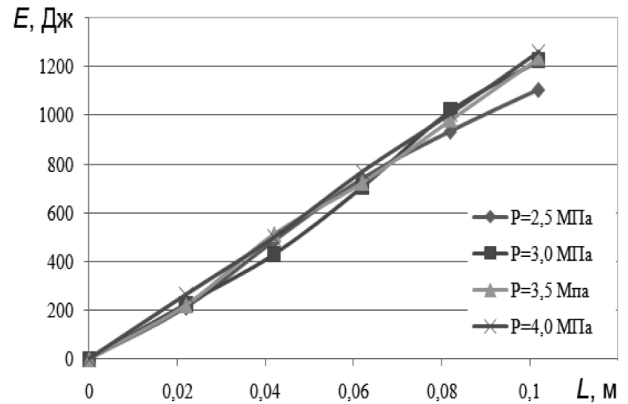


Рис. 13. Залежність внутрішньої енергії ЕПЕ ($b=1\text{мм}$, $L=0,13\text{ м}$) від сили що прикладається до нього

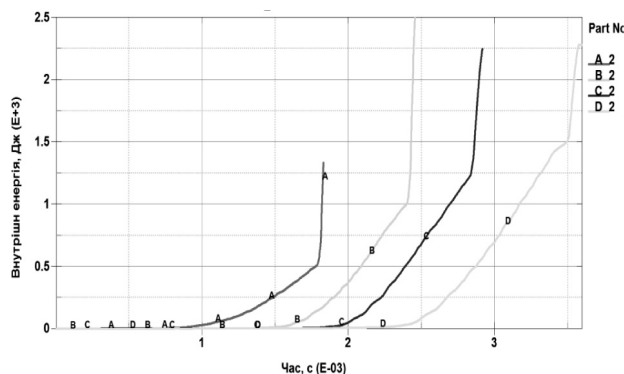


Рис. 14. Зміна внутрішньої енергії ЕПЕ в залежності від товщини ЕПЕ: А – $b=0,5\text{ мм}$, В – $b=0,8\text{ мм}$, С – $b=1\text{ мм}$, D – $b=1,2\text{ мм}$

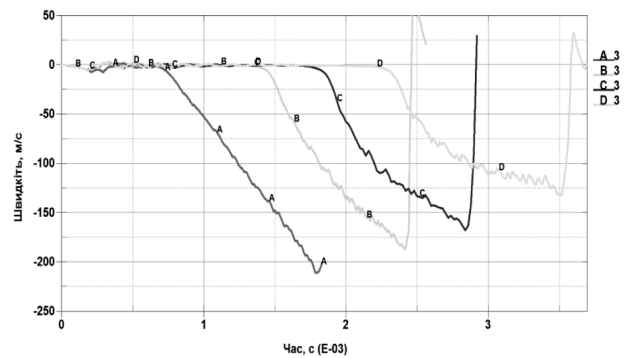


Рис. 15. Зміна швидкостей пуансона в залежності від товщини ЕПЕ: А – $b=0,5\text{ мм}$, В – $b=0,8\text{ мм}$, С – $b=1\text{ мм}$, D – $b=1,2\text{ мм}$

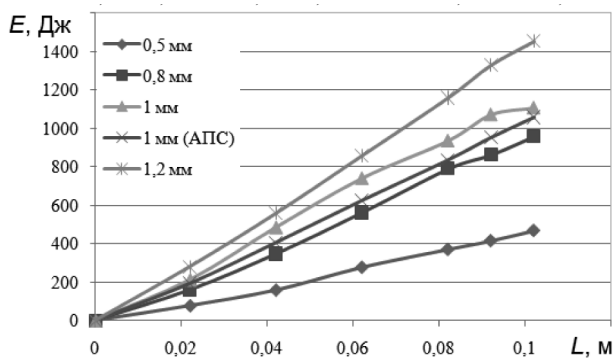


Рис. 16. Залежність внутрішньої енергії ЕПЕ від довжини його спрацювання при різній товщині ЕПЕ

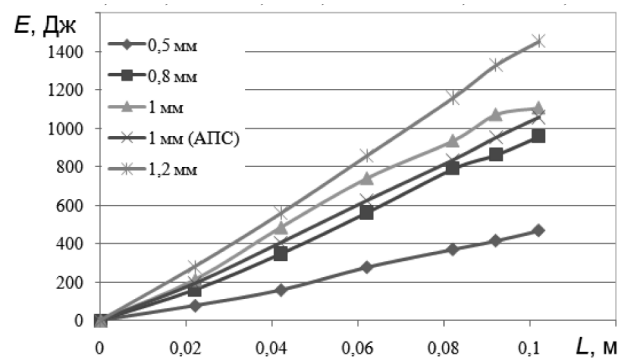


Рис. 17. Зміна внутрішньої енергії ЕПЕ з різними геометричними параметрами в залежності від відносної довжини L_0/L , % : L_0 – початкова довжина, L – повна довжина

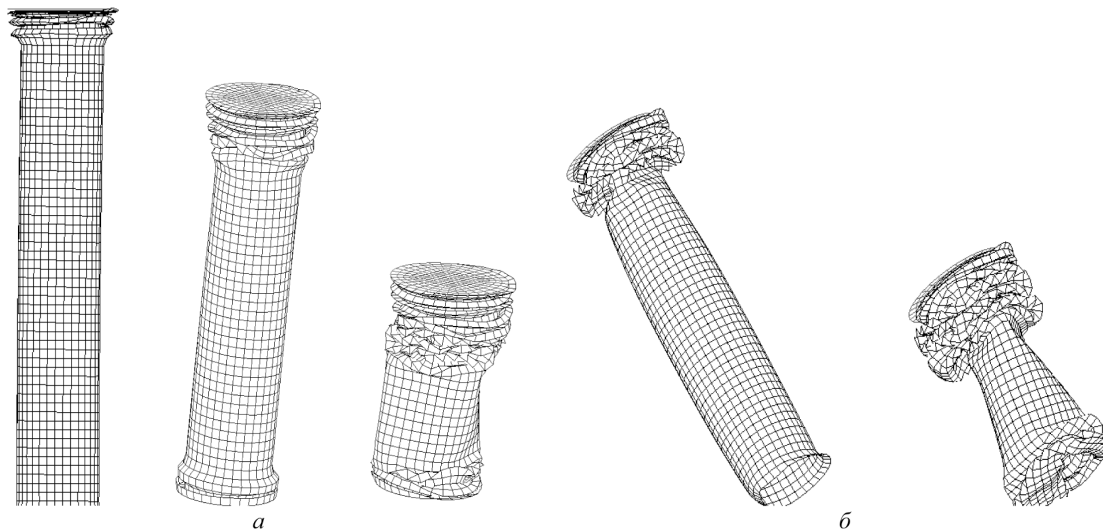


Рис. 18. Деформування ЕПЕ ($L=210$ мм) при прикладанні навантаження до верхнього пуансона 8 МПа з $b=0,8$ мм (а) та $b=1$ мм (б)

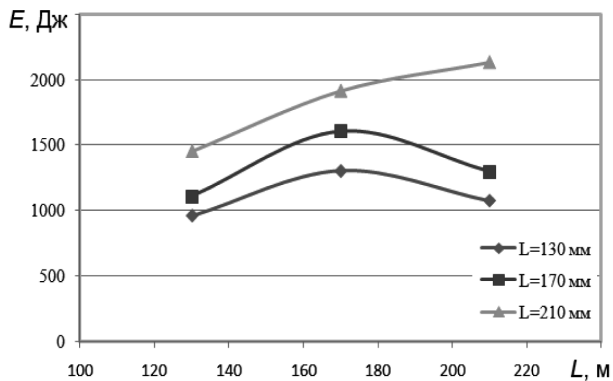


Рис. 19. Порівняння внутрішньої енергії ЕПЕ в залежності від його довжини

ної роботи ЕПЕ при прикладанні реального (розрахункового) навантаження.

З'ясувавши, що при дослідженнях ЕПЕ можна використовувати лінійне ступінчате навантаження (рис.7) проведенні дослідження зміни параметрів ЕПЕ від його товщини, що наведені на рис. 14-17.

Отримані значення на рис.17 показують, що ЕПЕ з довжиною 210 мм і товщиною $0,8$ мм має значення поглинутої енергії таке ж як і в ЕПЕ з довжиною 130 мм і товщиною 1 мм. І відповідно ЕПЕ з довжиною 210 мм і товщиною 1 мм має значення поглинутої енергії дещо менше як ЕПЕ з довжиною 130 мм і товщиною $1,2$ мм. Пояснення цього наведено на рис.18, що ілюструє як велика довжина елемента призводить до його невісесиметричного складання і як наслідок, до утворення ділянок ЕПЕ що не зазнали пластичних деформувань, що спричиняє зменшення значень поглинутої внутрішньої енергії.

Крім того, проведенні дослідження впливу довжини ЕПЕ на його внутрішню енергію показують, що в залежності від товщини ЕПЕ існує область

раціональних характеристик ЕПЕ, вибір з якої сприятиме підвищенню ефективності роботи ЕПЕ при зменшенні його габаритних розмірів (рис. 19).

Висновки

Таким чином, проведенні дослідження показують можливість застосування лінійного ступінчатого навантаження на ЕПЕ при проведенні досліджень його раціональних характеристик ЕПЕ, що можуть використовуватись в конструкції сидінь ББМ. Отримані залежності поглинутої ЕПЕ енергії від довжини спрацювання ЕПЕ, його товщини та довжини показують, що кількість поглинутої ЕПЕ енергії в залежності від його довжини має область оптимальних значень, що є важливим при обиранні геометричних розмірів ЕПЕ.

Література

- [1] Global armoured vehicles market report 2016 / Електронний ресурс [http://www.defenceiq.com/armoured-vehicles/articles/summary-of-global-armoured-vehicle-market-report-2].
- [2] Бісик С.П. Аналіз пріоритетних напрямів вдосконалення протимінного захисту бойових броньованих машин // Зб. наук. праць ЦНДІ ОВТ ЗСУ. – Вип. 19(41). – К.: ЦНДІ ОВТ ЗСУ, 2011. – С. 77-81.
- [3] Бісик С.П. Критерії травмування організму людини при ударному та вибуховому навантаженні / С.П. Бісик, Л.С. Давидовський, В.Р. Схабицький – Системи озброєння і військова техніка: науковий журнал. – Х.: ХУПС ім. Івана Кожедуба, 2015 – №1(41). – С. 153-159.
- [4] Аналіз механогенезу травмування екіпажу бойових броньованих машин при підриві на мінно-вибухових

- пристроях / Бісик С.П., Л.С. Давидовський // Військово-технічний збірник. – №13/2015. – Львів: НАСВ, 2015. – С. 34-40.
- [5] Бісик С.П. Дослідження вибухового навантаження V-подібної моделі днища бойової машини/ С.П. Бісик, І.Б.Чепков, В.А.Голуб, О.Ю.Ларін // Зб. наук. праць ЦНДІ ОВТ ЗСУ. – Вип. 1 (22) – К.: ЦНДІ ОВТ, 2012. – С. 232-240.
- [6] Karagiozova, D. and Jones, N. (2000). Dynamic elastic-plastic buckling of circular cylindrical shells under axial impact. International Journal of Solids and Structures. 37(14): 2005-2034
- [7] Jones, N. (1989). Structural impact. Cambridge, Cambridge University Press. / Електронний ресурс [http://www.langtoninfo.com].
- [8] White, M.D. and Jones, N. (1999). Experimental quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections. International Journal of Mechanical Sciences. 41(2): 179-233.
- [9] Ahmad Z. Impact and Energy Absorption of Empty and Foam-filled Conical tubes. School of urban development Queensland University of technology. 2009.
- [10] Бісик С.П. Теоретична оцінка протимінної стійкості багатоцільового тактичного автомобіля «Козак-2» / С.П. Бісик, І.Б. Чепков, М.І. Васківський, Л.С. Давидовський, В.Г. Корбач, О.М. Висоцький, Д.М. Захаревич / – озброєння та військова техніка. Щоквартальний науково-технічний журнал. – К.: ЦНДІ ОВТ ЗСУ, 2016-№1 (9). – С. 26-31.

Bisyk S. P.¹, Davydovskiy L. S.¹, Korbach V. G.²

¹ Central Research Institute of Weapons and Military Equipment of the Armed Forces of Ukraine, Ukraine, Kyiv

² Luch, State-owned Kyiv Design Bureau. Ukraine, Kyiv

RESEARCH METHODOLOGY OF EFFECTIVENESS ENERGY ABSORPTION ELEMENT

Using numerical modeling studies to assess the impact of such stress on process energy absorption element and its performance. It is proved that in determining the characteristics of rational energy absorption element appropriate use of stepped load line.

Keywords: energy absorbing element; anti-mine seats; anti-mine resistance.

References

- [1] Global armoured vehicles market report 2016 / Elektronny`j resurs [http://www.defenceiq.com/ armoured-vehicles/articles/ summary-of-global-armoured-vehicle-market-report-2].
- [2] Bisy`k S.P. Analiz priory`tetny`x napryamiv vdoskonalennya proty`minnogo zaxy`stu bojovy`x bron`ovany`x mashy`n // Zb. nauk. pracz` CzNDI OVT ZSU. – Vy`p. 19(41). – K.: CzNDI OVT ZSU, 2011. – P. 77-81.
- [3] Bisy`k S.P. Kry`teriyi travmuvannya organizmu lyudy`ny` pry` udarnomu ta vy`buxovomu navantazhennyax / S.P. Bisy`k, L.S. Davy`dovs`ky`j, V.R. Sxaby`cz`ky`j – Sy`stemy` ozbroynennya i vijs`kova texnika: naukovy`j zhurnal. – X.: XUPS im. Ivana Kozheduba, 2015 - #1(41). – P. 153-159.
- [4] Analiz mexanogenezu travmuvannya ekipazhu bojovy`x bron`ovany`x mashy`n pry` pidry`vi na minno-vy`buxovy`x pry`stroyax / Bisy`k S.P., L.S. Davy`dovs`ky`j // Vijs`kovo-texnichny`j zbirny`k. – #13/2015. – L`viv: NASV, 2015. – P. 34-40.
- [5] Bisy`k S.P. Doslidzhennya vy`buxovogo navantazhennya V-podibnoyi modeli dny`shha bojovoyi mashy`ny` / S.P. Bisy`k, I.B.Chepkov, V.A.Golub, O.Yu.Larin // Zb. nauk. pracz` CzNDI OVT ZSU. – Vy`p. 1 (22) – K.: CzNDI OVT, 2012. – P. 232-240.
- [6] Karagiozova, D. and Jones, N. (2000). Dynamic elastic-plastic buckling of circular cylindrical shells under axial impact. International Journal of Solids and Structures. 37(14): 2005-2034
- [7] Jones, N. (1989). Structural impact. Cambridge, Cambridge University Press. / Elektronny`j resurs [http://www.langtoninfo.com].
- [8] White, M.D. and Jones, N. (1999). Experimental quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections. International Journal of Mechanical Sciences. 41(2): 179-233.
- [9] Ahmad Z. Impact and Energy Absorption of Empty and Foam-filled Conical tubes. School of urban development Queensland University of technology. 2009.
- [10] Bisy`k S.P. Teorety`chna ocinka proty`minnoyi stijkosti bagatocil`ovogo takty`chnogo avtomobilya «Kozak-2» / S.P. Bisy`k, I.B. Chepkov, M.I. Vas`kivs`ky`j, L.S. Davy`dovs`ky`j, V.G. Korbach, O.M. Vy`socz`ky`j, D.M. Zaxarevy`ch / – Ozbroynennya ta vijs`kova texnika. Shhokvartal`ny`j naukovy`j zhurnal. – K.: CzNDI OVT ZSU, 2016-#1 (9). – P. 26-31.