

УДК 623.43:629.4.027.32

DOI: <https://doi.org/10.33577/2312-4458.28.2023.18-25>В.В. Дущенко¹, Р.А. Нанівський², В.Г. Маслієв¹, О.М. Агапов¹, А.О. Маслієв³¹Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків²Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів³Збройні сили України, 66 ОМБр

Article history: Received 17 February 2023; Revised 22 February 2023; Accepted 31 March 2023

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ВПЛИВУ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ НА АВТОНОМНІСТЬ БОЙОВОЇ БРОНЬОВАНОЇ МАШИНИ

Розроблено методику розрахунку впливу коливань підресореного корпусу та роботи системи підресорювання бойової броньованої машини на її автономність. Одним із головних показників автономності є запас ходу, який залежить від витрат палива. У процесі руху по нерівностях значна частина енергії силової установки, а відповідно і палива, витрачається на виникнення коливань підресореного корпусу машини та її непідресорених мас, енергія яких потім перетворюється на тепло у демпфірувальних пристроях ходової частини. Розрахунок та зниження цих витрат дозволить підвищити автономність бойової броньованої машини. В основі методики лежить розрахунок енергетичного балансу енергій поздовжньо-кутових і вертикальних коливань підресореного корпусу машини та коливань її непідресорених мас, енергій деформацій пружних елементів підвіски, гумових шарнірів напрямних пристроїв та шин, а також енергії, що поглинаються демпфірувальними пристроями підвіски, її гумовими шарнірами та шинами. Залежно від цього балансу відбувається або збільшення навантаження на силову установку і відповідно зростання витрат палива, або його зменшення і енергія системи підресорювання стає рушійною силою. За допомогою методики, що розроблена, залежно від типу підвіски, профілю дорожніх нерівностей і швидкісних режимів руху можна провести структурну і параметричну оптимізацію кінематики підвіски та характеристик її пружних елементів і демпфірувальних пристроїв з метою зниження витрат палива та підвищення автономності бойової броньованої машини.

Ключові слова: бойова броньована машина, система підресорювання, енергія коливань підресореного корпусу, енергія витрат у підвісці, автономність, витрати палива, дорожні умови, швидкісні режими руху.

Постановка проблеми

Одним із показників рухливості бойової броньованої машини (ББМ) є автономність, тобто її здатність пересуватися без додаткових засобів (паливозаправників, ремонтно-евакуаційних машин та ін.). У свою чергу, автономність характеризується запасом ходу (питомими витратами палива та кількістю палива на борту), ресурсом вузлів та періодичністю технічного обслуговування.

Як показали бойові дії перших місяців агресивної війни росії проти України, важливим чинником успіху виявилось логістичне забезпечення військ амуніцією, паливом та продовольством. При порушенні цього забезпечення війська втрачали свій потенціал, що наочно показали успішні дії Збройних сил України зі знищення ворожих тилових баз постачання. Таким чином, актуальною проблемою при проведенні військових дій стає підвищення автономності (запасу ходу) військової техніки шляхом зниження питомих витрат

палива, у тому числі тих, що обумовлені роботою системи підресорювання (СП).

При русі ББМ на місцевості потужність силової установки витрачається не тільки на подолання опору руху по ґрунту та опору повітря, але і на виникнення коливань підресореного корпусу (ПК) машини та її непідресорених мас. Для забезпечення необхідної плавності ходу ці коливання потрібно гасити шляхом перетворення їх енергії на тепло у демпфірувальних пристроях (ДП) підвіски. Чим більша вага машини та висоти нерівностей дорожнього профілю, а також чим ближче швидкість руху до резонансної швидкості за коливаннями ПК, тим більша потужність силової установки буде витрачатися на виникнення цих коливань та більшими будуть витрати палива. Внаслідок того, що власні частоти коливань ПК знаходяться у межах 0,8...2,0 Гц (ергономічні вимоги до СП), а нерівності на місцевості трапляються в основному довжиною 1,5...2,5 бази машини, резонансні швидкості руху за коливаннями ПК лежать у діапазоні 25...40 км/год. При наближенні до

цих швидкостей, амплітуди коливань і втрати у ДП зростають так, що потужності силової установки може не вистачити, щоб їхати швидше.

Зниження коливань ПК з метою забезпечення високих швидкостей руху на місцевості, а також підвищення інших вагомих тактико-технічних характеристик є складною науково-технічною проблемою. Її вирішення відбувається у декількох напрямках. Це оптимізація та керування характеристиками СП, рекуперация енергії у ДП підвіски, застосування нових фізичних принципів дії і технічних рішень вузлів СП та ін. Науковими дослідженнями у цих напрямках постійно займаються усі виробники сучасних ББМ.

в світлі сказаного вище актуальною задачею стає розробка методики розрахунку впливу коливань ПК та характеристик СП на автономність ББМ, з метою зниження питомих витрат палива, шляхом вибору відповідних характеристик вузлів підвіски та швидкісних режимів руху.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

У роботі [1] показано, що рух військових гусеничних машин по гармонійному низько-частотному профілю нерівностей, який відповідає важким дорожнім умовам, супроводжується втратами у ДП СП, що досягають 30% від потужності силової установки. У свою чергу, на реальних трасах (важкі дорожні умови) втрати в СП в середньому склали 10...15% цієї потужності.

Паливо-енергетичний баланс автомобіля наведено у роботі [2], де з 100% енергії палива, на охолодження та випуск у двигуні припадає 67,4%, механічні та насосні втрати у двигуні складають близько 10%, втрати у трансмісії – 3,0%, втрати у підвісці – 10,8%, подолання ухилів дороги – 6,6% та на опір повітря – 2,1%. Таким чином, навіть у автомобілів цивільного призначення, при русі по дорогах з покриттям втрати у підвісці є досить вагомими. Спрощено розглянуто розрахунок втрат енергії у ресорній підвісці при переїзді колеса через нерівності.

У роботі [3] розглянуто автомобіль малого класу, що рухався по ділянці міського проспекту довжиною 147 м зі швидкостями до 90 км/год. Кількість енергії, яка розсіювалася в амортизаторах, складала 0,06...0,1 кВт·год, що для гібридного міського автомобіля складає близько 1% загальної потужності, яку вироблено двигуном. Зроблено висновок, що у підвісці втрачається досить значна енергія.

Втрати енергії у гідроамортизаторах (ГА) підвіски бронетранспортера БТР-4 досліджено у роботі [4]. Показано, що потужності, які поглинаються ГА, починаючи зі швидкості руху 20 км/год, різко зростають в усіх дорожніх умовах.

Сумарна максимальна потужність, що поглинається ГА, залежно від швидкості руху та дорожніх умов, складала 2,1...19,5 кВт або 0,57...5,3% від максимальної потужності двигуна. Таким чином, навіть у недостатньо енергоємних ГА підвіски БТР-4 безповоротно втрачалася значна частина енергії двигуна. При цьому необхідна плавність ходу в усьому діапазоні швидкостей забезпечувалася лише при русі у легких дорожніх умовах, та, за винятком резонансного режиму (37,2...46,7 км/год), при русі у дорожніх умовах середньої важкості. Для забезпечення необхідної плавності ходу в усіх дорожніх умовах та швидкісних режимах необхідно значно, у декілька разів, підвищити потужності, які поглинаються ГА, що у свою чергу призведе до додаткових витрат палива.

У роботах [5–8] проведено дослідження зі зниження втрат у СП шляхом застосування систем рекуперации енергії, що поглинається ДП підвіски. Розглянуто різні типи цих систем та вказано, що їх енергоефективність в середньому складає 50%, що може підвищити коефіцієнт використання енергії двигуна та покращити комплексні характеристики машини. На основі проведених досліджень стверджується, що гідравлічні і електричні системи рекуперации мають високу продуктивність та потенціал розвитку, а їх ефективність відтворення енергії сягає 60%. Це дозволить підвищити ефективність використання палива на 2,5%.

Інший напрямок зниження втрат у підвісці розглянуто у роботі [9], де було проведено порівняння гідравлічних та фрикційних ДП підвіски щодо їх впливу на рухливість бронетранспортера БТР-4. Дослідження показали, що при забезпеченні кращих показників рухливості, фрикційні амортизатори поглинали у 1,76...2,3 рази меншу потужність, що підвищило економічність машини, зменшило навантаженість та збільшило ресурс вузлів ходової частини.

Ефективність застосування гібридної силової установки на військових гусеничних і колісних машинах з метою економії палива розглянуто у роботі [10]. Зроблено висновки, що її застосування у виробі БМТ-72 не призвело до поліпшення швидкісних характеристик виробу і збільшення запасу ходу. Впровадження такої установки на важких військових гусеничних машинах масою 40–50 т є недоцільним через недостатню електричну потужність, великі габарити та велику масу. Перспективи є тільки на військових колісних машинах масою до 30 т.

У роботі [11] розглянуто динаміку машинно-тракторного агрегату та навантаження на шасі і двигун в результаті виникнення коливальних процесів. Розраховано вплив профілю на елементи агрегату. Встановлено, що збільшення робочих

швидкостей призводить до того, що коливання всіх вузлів досягають значних значень.

Питання втрат у електромеханічних демпферах вагона метрополітену розглянуто у роботі [12]. Електрична потужність цього демпфера внаслідок коливань вагона збільшується від 0,018 Вт при 40 км/год до 98 Вт при 100 км/год.

Раціональну динамічну характеристику автомобіля, що дозволяє розгін при мінімальних витратах енергії двигуна, отримано у роботі [13]. Визначено закони зміни часу розгону автомобіля при реалізації граничної із зчеплення ведучих коліс з дорогою сумарної тягової сили та при реалізації запропонованого раціонального закону управління при швидженні. Проведена оцінка ефективної роботи силової установки при розгоні на різних передачах.

У роботі [14] розроблено енергетичний підхід для оцінки динамічності і економічності автомобілів, що дозволяє визначити взаємозв'язок між витратами енергії та кінетичною енергією автомобіля. Отримано рівняння, що визначає залежність додаткових втрат енергії руху від пружних і динамічних параметрів автомобіля та його моторно-трансмійної установки. Визначено взаємозв'язки між енергетичними показниками динамічності та економічності автомобілів. Застосування енергетичного підходу дозволило на прикладі гібридних автомобілів визначити енергозбереження при їх рівномірному русі. Така економія для автомобілів з числом циліндрів 6–8 може досягати 25–30%.

Методику моделювання динамічних процесів в електромеханічному амортизаторі, який може рекуперувати частину енергії коливань вагону метро в електричну енергію з подальшою можливістю її використання, представлено у роботі [15]. Процедура ґрунтується на вирішенні рівняння Лагранжа для електромеханічної системи. За результатами моделювання вільних коливань встановлено більшу ефективність роботи електромеханічного амортизатора порівняно з гідравлічним. Рекуперована енергія становила 3,3 Дж, розсіяна енергія – 11,5 Дж.

Проведений аналіз досліджень показав, що зменшенню витрат палива, обумовлених рухом транспортних засобів по нерівностях, приділяється велика увага, а дослідження йдуть у декількох напрямках. Для військових машин, залежно від дорожніх умов та швидкості руху, у СП втрачається 10...30% від потужності силової установки. Це призводить до додаткових витрат палива, зменшує запас ходу та погіршує автономність, а відповідно і рухливість БМ. На втрати у СП впливають як тип, так і характеристики ДП і пружних елементів (ПЕ), відповідний вибір яких дозволить забезпечити підвищення автономності. Водночас відсутня методика, яка б дозволяла пов'язати коливання ПК та роботу СП БМ з витратами палива у силовій установці.

Мета досліджень

Розробити методику розрахунку впливу роботи СП на автономність БМ при русі по нерівностях. Це дозволить знизити витрати палива та підвищити автономність шляхом вибору оптимальних характеристик вузлів підвіски та швидкісних режимів руху.

Виклад основного матеріалу

БМ, що рухається по нерівностях без ухилу дорожнього профілю, як коливальна система характеризується повною енергією, що є наслідком роботи силової установки та витрат палива.

Проведені експериментальні дослідження показали, що при цьому найбільше зростання і вплив мають позовжньо-кутові та вертикальні коливання ПК. Поперечно-кутові ж коливання, навіть при розташуванні нерівностей у шаховому порядку, внаслідок великого тертя в їх площині, швидко загасають і їх можна не враховувати.

У загальному випадку, повна енергія $E_{ПК}$ коливань ПК та роботи СП, у разі гусеничної машини, що рухається по нерівностях рівномірно і прямолінійно, на кожний момент часу, характеризується: кінетичною енергією позовжньо-кутових коливань ПК $K_{ПКК}$, кінетичною $K_{ВК}$ і потенціальною $P_{ВК}$ енергіями вертикальних коливань ПК та потенціальною енергією $P_{ПЕ}$ ПЕ підвіски. Частина енергії коливань ПК та енергії ПЕ, за певний проміжок часу, перетворюється на тепло $Q_{ДП}$ при роботі ДП підвіски, що забезпечує гасіння коливань ПК та необхідну плавність ходу. У свою чергу, для забезпечення заданого режиму руху від силової установки постійно підводиться енергія, яка витрачається на подолання загального опору руху та на збудження коливань ПК, що обумовлено наїздом на нерівності, деформацією ПЕ та роботою ДП.

У разі колісної машини необхідно також враховувати кінетичну $K_{НПМ}$ і потенціальну $P_{НПМ}$ енергії коливань непідресорених мас, потенційну енергію $P_{ШАР}$ деформації гумових шарнірів підвіски та потенційну енергію деформації шин $P_{Ш}$. При цьому частина енергії втрачається при деформації шарнірів ($Q_{ШАР}$) та при деформаціях шин ($Q_{Ш}$). Перераховані види енергій для колісної машини можуть складати суттєву величину. У випадку ж гусеничної машини ці види енергій можна вважати не актуальними та нехтувати ними.

Тоді в умовах, що розглядаються, за певний проміжок часу, у загальному випадку, енергетичний баланс ПК та СП БМ матиме такий вигляд:

$$E_{ПК} = K_{ПКК} + K_{ВК} + P_{ВК} + P_{ПЕ} + Q_{ДП} + K_{НПМ} + P_{НПМ} + P_{ШАР} + Q_{ШАР} + P_{Ш} + Q_{Ш}. \quad (1)$$

Розрахуємо складові, що входять до виразу (1).

Кінетична енергія поздовжньо-кутових коливань ПК дорівнюватиме:

$$K_{ППК} = \frac{I}{2} \cdot \dot{\phi}^2, \quad (2)$$

де I – момент інерції ПК відносно поперечної осі, яка проходить через ц.в.; $\dot{\phi}$ – поточна кутова швидкість поздовжньо-кутових коливань ПК.

Кінетичну і потенціальну енергії вертикальних коливань ПК можна записати як:

$$K_{БК} = \frac{M_{ПК}}{2} \cdot \dot{z}^2; \quad (3)$$

$$П_{БК} = M_{ПК} \cdot g \cdot z, \quad (4)$$

де $M_{ПК}$ – маса ПК ББМ; g – пришвидження вільного падіння; z і \dot{z} – поточні значення, відповідно, амплітуди і швидкості вертикальних коливань ц.в. ПК (Z відлічується від рівня у статичному положенні машини в початковий момент часу).

Потенціальна енергія ПЕ СП у випадку торсіонної підвіски дорівнюватиме:

$$П_{ПЕ} = П_{ПЕ\emptyset} + П_{ПЕП} = n \cdot \frac{C_T}{2} \cdot \Psi_{\emptyset}^2 + \sum_{i=1}^n \frac{C_T}{2} \cdot \Psi_i^2 \cdot \text{Sign}(\Psi_i), \quad (5)$$

де $П_{ПЕ\emptyset}$ і $П_{ПЕП}$ – потенціальні енергії, відповідно, у початковий момент часу і її приріст на поточний момент часу; n – кількість підвісок; C_T – жорсткість торсіонів; Ψ_{\emptyset} – кут закрутки торсіонів у статичному положенні машини (виставка усіх підвісок вважається однаковою); Ψ_i – поточний кут закрутки торсіону i -ї підвіски, що відлічується від статичного положення.

Розрахуємо кількість енергії, що була перетворена на тепло у ДП СП за проміжок часу від початкового до поточного моменту. Для телескопічних ГА вона дорівнюватиме:

$$Q_{ДП} = \sum_{k=1}^m \int_0^t P_{ak} \cdot dS_{ak} \cdot dt, \quad (6)$$

де m – число ГА; P_{ak} – зусилля на штоці k -го ГА у поточний момент часу; dS_{ak} – переміщення штока k -го ГА за крок за часом при інтегруванні диференціальних рівнянь коливань ПК; t – проміжок часу, за який проводиться розрахунок, між початковим та поточним моментами.

Кінетична та потенціальна енергії неідресорених мас вираховуються відповідно за виразами:

$$K_{НПМ} = \sum_{i=1}^n \frac{M_{Ki} \cdot V_{Ki}^2}{2}, \quad (7)$$

$$П_{НПМ} = \sum_{i=1}^n M_{Ki} \cdot g \cdot z_{Ki}, \quad (8)$$

де M_{Ki} – неідресорена маса i -ї підвіски (маса колеса або котка разом із половиною мас деталей

напрямних пристроїв, ПЕ та ДП залежно від кінематичної схеми підвіски); V_{Ki} – вертикальна швидкість колеса або котка i -ї підвіски; z_{Ki} – переміщення по вертикалі осі колеса або котка i -ї підвіски відносно статичного положення.

Потенціальна енергія $П_{ШАР}$ деформації гумових шарнірів підвіски (шарніри затягуються у статичному положенні) буде дорівнювати

$$П_{ШАР} = \sum_{i=1}^n \sum_{l=1}^{kk} \frac{C_{ШАРl}}{2} \cdot \Psi_{ШАРl}^2, \quad (9)$$

де kk – число шарнірів i -ї підвіски; $C_{ШАРl}$ – жорсткість l -го шарніра; $\Psi_{ШАРl}$ – величина деформації l -го шарніра у цей момент часу.

Енергія втрат $Q_{ШАР}$ у шарнірах підвіски розраховується за виразом

$$Q_{ШАР} = \sum_{i=1}^n \sum_{l=1}^{kk} \int_0^t K_{ШАР} \cdot \Psi_{ШАРl} \cdot d\Psi_{ШАРl} \cdot dt, \quad (10)$$

де $K_{ШАР}$ – коефіцієнт, що характеризує внутрішнє тертя у шарнірі; $\Psi_{ШАРl}$ – кутова швидкість деформації l -го шарніра у поточний момент часу; $d\Psi_{ШАРl}$ – кутова величина деформації l -го шарніра за крок за часом при інтегруванні диференціальних рівнянь коливань ПК; t – проміжок часу, за який проводиться розрахунок, між початковим і поточним моментами.

Потенціальна енергія деформації шин дорівнюватиме:

$$П_{Ш} = \sum_{i=1}^n \frac{C_{Ш}}{2} \cdot S_{Шi}^2, \quad (11)$$

де $C_{Ш}$ – жорсткість шини; $S_{Шi}$ – величина деформації шини i -ї підвіски у поточний момент часу.

Енергія втрат при деформаціях шин дорівнюватиме

$$Q_{Ш} = \sum_{i=1}^n \int_0^t K_{Ш} \cdot S_{Шi} \cdot dS_{Шi} \cdot dt, \quad (12)$$

де $K_{Ш}$ – коефіцієнт, що характеризує внутрішнє тертя у шині; $S_{Шi}$ – швидкість деформації i -ї шини у поточний момент часу; $dS_{Шi}$ – величина деформації i -ї шини за крок за часом при інтегруванні диференціальних рівнянь коливань ПК; t – проміжок часу, за який проводиться розрахунок, між початковим і поточним моментами.

У початковий момент часу (машина стоїть нерухомо) ББМ матиме таку енергію

$$E_{\emptyset} = П_{ПЕ\emptyset} = n \cdot \frac{C_T}{2} \cdot \Psi_{\emptyset}^2. \quad (13)$$

Розглянемо зміну повної енергії ПК та СП між j -м та $j-1$ -м моментами часу

$$\Delta E_{ПКj} = E_{ПКj} - E_{ПКj-1}. \quad (14)$$

Можна сказати, якщо $\Delta E_{ПКj} > 0$, то навантаження на силову установку зросло і між зазначеними моментами часу вона виконала додаткову роботу $A\delta = \Delta E_{ПКj}$, витративши на це додаткове паливо. Якщо ж $\Delta E_{ПКj} < 0$, то навантаження зменшилося, а енергія $\Delta E_{ПКj}$ витратилася на подолання опору руху машини і виконала роботу, що зменшило навантаження на силову установку, або перетворилася на тепло у гальмах (буксування ведучих коліс приймаємо відсутнім).

Значену додаткову роботу за час між j -м і $j-1$ -м моментами часу можна записати як

$$A\delta_j = \Delta E_{ПКj} = \Delta M_{Hj} \cdot d\theta, \quad (15)$$

де ΔM_{Hj} – додатковий момент навантаження на ведучих колесах, який викликаний зміною загальної енергії $E_{ПКj}$ ПК ББМ та її СП; $d\theta$ – кут повороту ведучих коліс за час між моментами часу, що розглядаються.

Отже, у кожний j -й момент часу додатковий момент від ПК ББМ, що коливається, та її працюючої СП, приведений до ведучих коліс, дорівнюватиме:

$$; \text{ при } \Delta E_{ПКj} > 0, \quad (16)$$

де ΔM_{Hj} – додатковий момент навантаження на ведучих колесах;
або

$$\Delta M_{Hj} = \frac{\Delta E_{ПКj}}{d\theta} \cdot \eta; \text{ при } \Delta E_{ПКj} < 0, \quad (17)$$

де ΔM_{Hj} – додатковий рушійний момент.

Тут $d\theta = \theta_j - \theta_{j-1} = \omega_{вк} \cdot \Delta t$; η – к.к.д. рушій; $\omega_{вк}$ – кутова швидкість ведучих коліс; Δt – проміжок часу між j -м та $j-1$ -м моментами.

Цей додатковий момент у свою чергу, пов'язаний з додатковою силою тяги ΔP_{Hj} на ведучих колесах машини співвідношенням

$$\Delta P_{Hj} = \frac{\Delta M_{Hj}}{R_{ВК}}, \quad (18)$$

де $R_{ВК}$ – радіус ведучих коліс.

Тоді додаткова потужність силової установки, що підводиться до ведучих коліс, яка обумовлена коливаннями ПК і роботою СП, буде дорівнюватиме

$$\Delta N_{Hj} = \frac{\Delta P_{Hj}}{\eta_{ТР}} \cdot V, \quad (19)$$

де $\eta_{ТР}$ – к.к.д. трансмісії; V – швидкість руху машини.

Розрахуємо кількість палива ΔG , яке силова установка витратить на створення додаткової потужності за проміжок часу Δt між j -м та $j-1$ -м моментами часу

$$\Delta G = \Delta N_{Hj} \cdot g_e \cdot \Delta t, \quad (20)$$

де g_e – питомі витрати палива силової установки.

Тоді за певний проміжок часу t , який відповідає руху ББМ у заданих дорожніх умовах та на заданих режимах, додаткові витрати палива $G_{СП}$, що обумовлені коливаннями ПК та роботою СП, складатимуть:

$$G_{СП} = \int_0^t \Delta G \cdot dt. \quad (21)$$

Таким чином, отримані додаткові витрати палива дозволять оцінити зниження запасу ходу, а, відповідно, і погіршення автономності ББМ, яке викликано коливаннями ПК та роботою СП.

Для розрахунку складових повної енергії $E_{ПК}$ необхідно використати математичну модель руху ББМ по нерівностях. Автори мають у своєму розпорядженні розроблені та експериментально перевірені математичні моделі руху по нерівностях колісної та гусеничної машин з торсіонною та гідропневматичною підвісками, які реалізовані у середовищі *DELPHI*.

Для проведення розрахунків задаються усі необхідні параметри ББМ, детермінований дорожній профіль нерівностей (гармонійний, або реальний у вигляді масиву висот нерівностей з заданим кроком) певної довжини, швидкісний режим руху (дорезонансний, резонансний або зарезонансний). За цими вхідними даними розраховуються амплітуди і швидкості поздовжньо-кутових та вертикальних коливань ПК та коливання невідвіснених мас (коліс). Для кожної підвіски розраховуються її точна кінематика, кути закрутки торсіонів, зусилля у ДП і величина переміщення їх робочих органів та деформації гумових шарнірів і шин. Далі визначається величина та знак зміни повної енергії ПК та СП у кожний момент часу. За додатковою енергією, що розрахована, з використанням к.к.д. рушій і трансмісії, визначається додаткова потужність, яку необхідно підводити від силової установки, та відповідно додаткові витрати палива за певний проміжок часу.

Таким чином, можна оцінити та порівняти зниження запасу ходу ББМ при русі у конкретних дорожніх умовах та на конкретних швидкісних режимах, яке викликане коливаннями ПК та роботою СП.

Шляхом проведення структурної і параметричної оптимізації кінематики підвіски та характеристик її ПЕ і ДП, або застосування їхніх нових фізичних принципів дії та технічних рішень з метою зменшення коливань ПК можна забезпечити зниження додаткових витрат палива і, відповідно, підвищити автономність ББМ.

Також запропонована методика буде корисною при оцінці доцільності застосування системи рекуперації енергії СП залежно від призначення та умов експлуатації ББМ.

Висновки

Розроблена методика, у поєднанні з математичною моделлю руху ББМ по нерівностях, дозволить розрахувати та оцінити вплив коливань ПК машини і роботи її СП на автономність (питомі витрати палива) залежно від типу підвіски, профілю дорожніх нерівностей і швидкісних режимів руху. Це дасть можливість провести структурну і параметричну оптимізації кінематики підвіски та характеристик її ПЕ, ДП з метою підвищення автономності ББМ.

Список літератури

1. Дущенко В.В., Мусницька І.В. Оцінка впливу системи підресорювання гусеничної машини на навантаженість її силової установки і трансмісії. *Механіка та машинобудування*. 2011. № 1. С. 98–103. http://library.kpi.kharkov.ua/files/JUR/Мех2011_1.pdf
2. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобільного транспорту (расчетные методы исследований). Харків: ХНАДУ, 2011. 292 с.
3. Liesionis V., Markšaitis D., Daniulaitis V.. Analysis of energy dissipation of shock-absorber during random excitation. *Mechanika*. 2007. № 3(65). pp.42–45.
4. Дущенко В.В., Воронцов С.М., Нанівський Р.А. Дослідження втрат енергії у гідроамортизаторах підвіски бронетранспортера БТР-4 та оцінка доцільності застосування системи її рекуперації. *Військово-технічний збірник*. Львів: НАСВ, 2020. Вип. 23. С. 40–50. DOI: <https://doi.org/10.33577/2312-4458.23.2020.40-49>
5. Посметьев В.И., Драпалюк М.В., Зеликов В.А. Оценка эффективности применения системы рекуперации энергии в подвеске автомобиля. *Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета*. Краснодар: КубГАУ, 2012. № 02 (076), С. 486–500. URL: <http://ej.kubagro.ru/2012/02/pdf/41.pdf>
6. Никонов В.О., Посметьев В.И. Состояние проблемы и анализ конструкций систем рекуперации энергии в подвесках колесных машин. *Воронежский научно-технический вестник*. Воронеж: ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова», 2018. № 2 (24). С. 20-39.

7. Xueying L., Yanju J., Huanyu Z., Jiabao Z., Guanyu Z., Liu Z. Research Review of a Vehicle Energy-Regenerative Suspension System. *Energies*. 2020. № 13(2). pp. 441. doi: <https://doi.org/10.3390/en13020441>

8. Peng Z., Ruichen W., Jingwei G. A comprehensive review on regenerative shock absorber systems. *Journal of vibration engineering & technologies*. 2020. № 8(1). pp. 225–246. doi: <https://doi.org/10.1007/s42417-019-00101-8>

9. Dushchenko V., Vorontsov S., Masliyev V., Agapov O., Naniivskiy R., Cherevko Y., Masliyev A. Comparing the physical principles of action of suspension damping devices based on their influence on the mobility of wheeled vehicles. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. Vol. 4, N 5 (112). pp. 51–60. DOI:10.15587/1729-4061.2021.237312

10. Глебов В.В., Гужва Ю.М., Корольов В.М., Стрیمовський С.В.. Щодо застосування гібридної силової установки на військових гусеничних та колісних машинах. *Військово-технічний збірник*. Львів: НАСВ, 2020. Вип. 22. С. 53–60. DOI: <https://doi.org/10.33577/2312-4458.22.2020.53-60>

11. Galych I., Antoshchenkov R., Antoshchenkov V., Lukjanov I., Diundik S., Kis O. Estimating the dynamics of a machine-tractor assembly considering the effect of the supporting surface profile. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2021. Vol. 1, № 7 (109), pp. 51–62. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.225117>

12. Liubarskyi B., Lukashova N., Petrenko O., Iakunin D., Nikonov O., Matsyi O. Building a mathematical model of the oscillations in subway cars equipped with electromechanical shock absorbers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2020. Vol. 6, № 7 (108), pp. 51–59. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.217183>

13. Podrigalo M., Kaidalov R., Klets D., Podrigalo N., Makovetskyi A., Hatsko V., Abramov D., Tarasov Y., Lytovchenko D., Litvinov A. Synthesis of energy-efficient acceleration control law of automobile. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 1, № 7 (91), pp. 62–70. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.121568>

14. Podrigalo M., Klets D., Podrigalo N., Abramov D., Tarasov Y., Kaidalov R., Gat'ko V., Mazin A., Litvinov A., & Barun M. Creation of the energy approach for estimating automobile dynamics and fuel efficiency. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2017. Vol. 5, № 7 (89), pp. 58–64. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.110248>

15. Liubarskyi B., Lukashova N., Petrenko O., Yeritsyan B., Kovalchuk Y., Overianova L. Procedure for modeling dynamic processes of the electromechanical shock absorber in a subway car. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 5 № 5 (101), pp. 44–52. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.181117>

Refereces

1. Dushchenko V.V. and Musnytska I.V. (2011), "Otsinka vplyvu systemy pidresoryuvannya husenychnoy mashyny na navantazhenist' yiyi sylovoyi ustanovky i transmissiyi" [Evaluation of the influence of the suspension system of a tracked machine on the load of its power plant and transmission]. *Mechanics and mechanical engineering*. No. 1. pp. 98–103. http://library.kpi.kharkov.ua/files/JUR/Mex2011_1.pdf [in Ukrainian]

2. Govorushchenko N.Ya. (2011), "Sistemotekhnika avtomobil'nogo transporta (raschetnyye metody issledovaniy)" [System engineering of automobile transport (research methods)]. Kharkiv: Khnadu. 292 p. [in russian].

3. V. Liesionis, D. Markšaitis, V. Daniulaitis. (2007), Analysis of energy dissipation of shock-absorber during random excitation. *Mechanika*. Nr. 3 (65). pp.42–45.

4. Dushchenko V.V., Vorontsov S.M. and Naniivskiy R.A. (2020), "Doslidzhennya vtrata enerhiyi u hidroamortyzatorakh pidvisky bronetransportera BTR-4 ta otsinka dotsil'nosti zastosovannya systemy yiyi rekuperatsiyi" [Study of energy losses in hydraulic shock absorbers of the BTR-4 armored personnel carrier suspension and evaluation of the feasibility of using a system of its recovery]. *Military and technical collection*. Lviv: NAA, Issue 23. pp. 40–50. DOI: <https://doi.org/10.33577/2312-4458.23.2020.40-49> [in Ukrainian].

5. Posmetyev V.Y., Drapalyuk M.V. and Zelykov V.A. (2012), "Otsenka effektivnosti primeneniya systemy rekuperatsii energii v podveske avtomobilya" [Evaluation of the efficiency of the application of the energy recovery system in the suspension of the car]. *Polythematic network electronic scientific journal of the Kuban State Agrarian University*. Krasnodar: KubGAU, № 02 (076), зpp. 486–500. URL: <http://ej.kubagro.ru/2012/02/pdf/41> [in russian].

6. Nikonov V.O. and Posmetiev V.I. (2018), "Sostoyaniye problemy i analiz konstruktsiy sistem rekuperatsii energii v podveskakh kolesnykh mashin" [State of the problem and analysis of the designs of energy recovery systems in suspensions of wheeled vehicles]. *Voronezh Scientific and Technical Bulletin*. Voronezh: FSBEI HE Voronezh State Forest Engineering University named after G.F. Morozova". № 2(24), pp. 20-39. [in russian].

7. Xueying L., Yanju J., Huanyu Z., Jiabao Z., Guanyu Z. and Liu Z. (2020), Research Review of a Vehicle Energy-Regenerative Suspension System. *Energies*. № 13(2). pp. 441. doi: <https://doi.org/10.3390/en13020441>

8. Peng Z., Ruichen W. and Jingwei G. (2020), A comprehensive review on regenerative shock absorber systems. *Journal of vibration engineering & technologies*. № 8(1), pp. 225-246. doi: <https://doi.org/10.1007/s42417-019-00101-8>

9. Dushchenko V., Vorontsov S., Masliyev V., Agapov O., Naniivskiy R., Cherevko Y. and Masliyev A. (2021), Comparing the physical principles of action of suspension

damping devices based on their influence on the mobility of wheeled vehicles. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. Vol. 4, N 5 (112). pp. 51–60. DOI:10.15587/1729-4061.2021.237312

10. Hlebov V.V., Guzhva Yu.M., Korolev V.M. and Strymovskiy S.V. (2020), "Shchodo zastosovannya hibrydnoyi sylovoyi ustanovky na viys'kovykh husenychnykh ta kolisnykh mashynakh" [Regarding the application of a hybrid power plant on military tracked and wheeled vehicles]. *Military and technical collection*. Lviv: NAA, Issue 22. pp. 53–60. DOI: <https://doi.org/10.33577/2312-4458.22.2020.53-60> [in Ukrainian].

11. Galych I., Antoshchenkov R., Antoshchenkov V., Lukjanov I., Diundik S. and Kis O. (2021), Estimating the dynamics of a machine-tractor assembly considering the effect of the supporting surface profile. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 1, № 7 (109), pp. 51–62. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.225117>

12. Liubarskiy B., Lukashova N., Petrenko O., Iakunin D., Nikonov O. and Matsyi O. (2020), Building a mathematical model of the oscillations in subway cars equipped with electromechanical shock absorbers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 6, № 7 (108), pp. 51–59. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.217183>

13. Podrigalo M., Kaidalov R., Klets D., Podrigalo N., Makovetskiy A., Hatsko V., Abramov D., Tarasov Y., Lytovchenko D. and Litvinov A. (2018), Synthesis of energy-efficient acceleration control law of automobile. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 1, № 7 (91), pp. 62–70. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.121568>

14. Podrigalo M., Klets D., Podrigalo N., Abramov D., Tarasov Y., Kaidalov R., Gat'ko V., Mazin A., Litvinov A. and Barun M. (2017), Creation of the energy approach for estimating automobile dynamics and fuel efficiency. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 5, № 7 (89), pp. 58–64. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.110248>

15. Liubarskiy B., Lukashova N., Petrenko O., Yeritsyan B., Kovalchuk Y. and Overianova L. (2019), Procedure for modeling dynamic processes of the electromechanical shock absorber in a subway car. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 5, № 5 (101), pp. 44–52. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.181117>

METHOD OF CALCULATING THE INFLUENCE OF THE SUPPRESSION SYSTEM ON THE AUTONOMY OF AN ARMORED COMBAT VEHICLE

V. Dushchenko, R. Naniivskiy, V. Masliyev, O. Agapov, A. Masliyev

A method of calculating the effect of vibrations of the sprung body and the operation of the suspension system of an armored combat vehicle on its autonomy has been developed. One of the main indicators of autonomy is the power reserve, which depends on the specific fuel consumption. In the process of moving over bumps, a significant part of the power plant's energy, and accordingly fuel, is spent on the occurrence of vibrations of the sprung body of the machine and its unsprung masses. Then the energy of these vibrations is converted into heat in the damping devices of the chassis. In difficult road conditions, on real tracks, these losses average 10...15% of power plant power. In resonant modes, when moving along a harmonic profile of irregularities, they can reach 30%. Calculation and reduction of these costs will increase the autonomy of the armored combat vehicle.

The methodology is based on the calculation of the energy balance of the longitudinal, angular and vertical vibrations of the sprung body of the machine and the vibrations of its unsprung masses, the deformation energies of the elastic elements of the suspension, the rubber hinges of the guide devices and tires, as well as the energies absorbed by the suspension damping devices, its rubber hinges and tires. Depending on this balance, there is either an increase in the load on the power plant and, accordingly, an increase in fuel consumption, or it decreases and the energy of the suspension system becomes the driving force. To calculate the oscillations of the sprung body and components of the energy balance, it is necessary to use a mathematical model of the movement of an armored combat vehicle over bumps. All the necessary parameters of the machine, a deterministic road profile of bumps and a high-speed driving mode are set. Amplitudes and velocities of longitudinal angular and vertical

oscillations of the sprung body and oscillations of unsprung masses are calculated from these input data. For each suspension, its kinematics, twisting angles of torsions, forces in damping devices and the amount of movement of their working bodies and deformation of rubber joints and tires are calculated. Next, the magnitude and sign of the change in the total energy of the sprung body and the sprung system at each moment of time is determined. Based on the additional energy calculated using the efficiency coefficients of the engine and transmission, the additional power supplied by the power plant and, accordingly, additional fuel consumption are determined.

Thus, it is possible to evaluate and compare with each other the reduction in the range of the armored combat vehicle, which is caused by the fluctuations of the sprung body and the operation of the suspension system, depending on the type and characteristics of the suspension, when driving in specific road conditions, at the given speed modes. With the help of the developed methodology, it is possible to carry out structural and parametric optimization of the suspension kinematics and the characteristics of its elastic elements and damping devices, in order to reduce fuel consumption and increase the autonomy of the armored combat vehicle. This technique will be useful in assessing the expediency of using the energy recovery system of the suspension system, depending on the purpose and conditions of operation of combat armored vehicles.

Keywords: armored combat vehicle, suspension system, vibration energy of the suspension body, energy losses in the suspension, autonomy, fuel consumption, road conditions, speed modes.

УДК: 624.012; 62.505.5

DOI: <https://doi.org/10.33577/2312-4458.28.2023.25-33>

С.В. Королько¹, М.А. Саницький², Т.П. Кропивницька², А.О. Дзюба¹, Ю.В. Шабатура¹

¹ Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів

² Національний університет «Львівська політехніка», Львів

Article history: Received 20 March 2023; Revised 23 March 2023; Accepted 31 March 2023

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ВИСОКОМІЦНИХ ФІБРОБЕТОНІВ ЯК ОСНОВИ ФОРМУВАННЯ ЗАХИСНИХ УКРИТТІВ ТА ФОРТИФІКАЦІЙНИХ СПОРУД ПІД ЧАС РОСІЙСЬКО-УКРАЇНСЬКОЇ ВІЙНИ

Проведено всебічний огляд сучасного стану захисних укриттів та фортифікаційних споруд на основі фібробетонів. Проаналізовано перспективи використання фібри для створення захисних бетонних конструкцій та фортифікаційних споруд оболонкового типу, військових і цивільних об'єктів відповідно до вимог стандартів. Досліджено вплив базальтової та сталеві фібри на стійкісні і міцнісні характеристики високоміцного армованого бетону. Встановлено, що введення базальтової фібри до складу цементуючої системи суттєво покращує міцність на розтяг при згині та стиск, підвищує тріщиностійкість та ударну міцність високоміцного бетону порівняно з традиційним армованим бетоном. Проведено порівняльний розрахунок необхідної товщини армованих фібробетонних плит для захисту від куль та снарядів.

Ключові слова: фібробетон, гібридний бетон, базальтові та поліпропіленові волокна, фортифікаційні споруди, сталева арматура, фізико-механічні властивості.

Постановка проблеми

Повномасштабна збройна агресія російської федерації проти України стала наслідком так званої восьмирічної “гібридної” війни в Україні. Починаючи ще з 2014 року, в результаті агресії росії на східних теренах України, а особливо збройного наступу 24.02.2022 року із застосуванням ворогом ракет призвело до значних руйнувань об'єктів цивільної інфраструктури, ушкоджень зазнали військові та цивільні об'єкти, зруйновано багато будівель та споруд.

Одним із суттєвих елементів стримування військової агресії та захисту від ураження військових і цивільних об'єктів є якісний стан захисних укриттів,

споруд та конструкцій [1]. Від надійності захисних укриттів залежить витривалість оборонних елементів на полі бою та їх стійкість як укриттів для захисту цивільного населення. Тому одним із завдань, які стоять перед Військово-промисловим комплексом України, є підтримання в належному стані, відновлення та модернізація існуючих, а також створення нових сучасних захисних споруд, укриттів, бліндажів, які б відповідали новітнім вимогам щодо міцності та стійкості до ударних навантажень [1, 3, 13, 14].

Враховуючи масштаби збройної агресії росії, Збройні сили України для боротьби з ворогом потребують створення нових мобільних фортифікаційних споруд, що вимагає значних ресурсів для їх