

В. В. ДУЩЕНКО, Р. А. НАНІВСЬКИЙ, С. М. ВОРОНЦОВ

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВИХ ФАКТОРІВ, ЩО ДІЮТЬ НА ПІДРЕСОРЕНИЙ КОРПУС КОЛІСНОЇ МАШИНИ З ГІДРОПНЕВМАТИЧНОЮ ПІДВІСКОЮ

Розглянуто загальну математичну модель руху колісної бойової броньованої машини по нерівностях, що дозволяє проводити дослідження з підвищення їх тактико-технічних характеристик. Складено систему диференціальних рівнянь коливань підресореного корпусу, яка враховує коливання невідресорених мас, пробію підвіски, відриву коліс від нерівностей та можливість удару підресореним корпусом об міжколійний простір. Визначено силові фактори, що діють на підресорений корпус колісної бойової броньованої машини з боку гідропневматичної підвіски, яка має запропоновану кінематичну схему. Розроблено методику розрахунку удару підресореним корпусом об міжколійний простір. Отримані результати дозволяють проводити дослідження з підвищення тактико-технічних характеристик даних машин та оцінку і зниження навантажень на бронекорпус при русі по нерівностях, шляхом оптимізації характеристик системи підресорювання, що є особливо важливим для легкоброньованих машин.

Ключові слова: колісна машина; гідропневматична підвіска; підресорений корпус; силові фактори

V. DUSHCHENKO, R. NANIVSKY, S. VORONTSOV

DETERMINATION OF FORCE FACTORS ACTING ON A SPRUNG WHEELED MACHINE BODY WITH HYDRO-PNEUMATIC SUSPENSION

A general mathematical model of the movement of a wheeled armored combat vehicle over unevenness is considered, which allows conducting research on improving their tactical and technical characteristics. The calculation scheme of the oscillating system "sprung body - suspension - unsprung masses - profile of road irregularities" was developed. A system of differential equations of vibrations of the sprung body has been compiled, which takes into account the fluctuations of unsprung masses, suspension breakdowns, separation of the wheels from bumps and the possibility of the sprung body hitting the intertrack space. With the use of previously developed methods for calculating the kinematics and dynamic load of the hydro-pneumatic suspension and its proposed kinematic scheme, dependencies were obtained for calculating the force factors that act on the sprung body from the side of the suspension nodes and when it hits the intertrack space. With the help of experimental dependencies obtained for military tracked vehicles when their front (guiding or leading) wheel hits the ground, a methodology for calculating the impact of a sprung body on the intertrack space has been developed. The obtained results make it possible to carry out research on improving the tactical and technical characteristics of these machines and to evaluate and reduce the loads on the armored hull when moving over bumps, by optimizing the characteristics of the suspension system, which is especially important for lightly armored vehicles.

Keywords: wheeled vehicle; hydro-pneumatic suspension; sprung body; power factors

Вступ. Візія Генерального штабу ЗС України [1] щодо розвитку Збройних Сил України на найближчі 10 років підкреслює, що озброєння та військову техніку Сухопутних військ необхідно розвивати з урахуванням набутого досвіду ведення бойових дій, вимог щодо високої маневреності підрозділів, автономності їх дій та дальнього вогневого ураження противника. Бойові броньовані машини (ББМ) повинні мати оптимальні варіанти забезпечення основних тактико-технічних вимог (ТТВ), а саме високу мобільність, підвищену вогневу могутність та захищеність, автономність, максимальну надійність та високу прохідність. Виконання переважної більшості даних вимог залежить від науково-технічного рівня проведення науково-дослідницьких та дослідно-конструкторських робіт при розробці нових зразків ББМ, широкого застосування сучасних підходів та відповідного математичного апарату досліджень. У повній мірі це стосується і технічного розвитку та досконалості систем підресорювання (СП) ББМ, які суттєво впливають на основні показники їх тактико-технічних характеристик (ТТХ) та можливість виконання ТТВ, що постійно зростають.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Математичне моделювання руху об'єктів бронетанкової техніки (ОБТ) на місцевості повинне забезпечувати розрахунок усіх необхідних силових і кінематичних факторів, що діють у вузлах, агрегатах та на підресорений корпус машини у цілому, в залежності від поставлених завдань досліджень, що у кінцевому підсумку забезпечить підвищення їх ТТХ.

Загальні теоретичні основи обґрунтування проєктних рішень елементів ОБТ на основі аналізу фізико-механічних процесів та базові підходи до підвищення

ТТХ даних машин шляхом обґрунтування структури і параметрів бронекорпусів за динамічними характеристиками було розглянуто у роботах [2, 3]. Вказується, що однією з основних проблем підвищення ТТХ ОБТ є відсутність методів та моделей для обґрунтування параметрів цих машин та властивостей матеріалів для виготовлення основних компонентів, у першу чергу бронекорпусів і трансмісій на етапі проєктних досліджень. Важливим чинником є недопущення критичних деформацій, які виникають при дії засобів ураження. Підкреслено, що для вирішення проблеми розроблюються параметричні моделі та методи, а також здійснюються дослідження з метою обґрунтування структури і параметрів бронекорпусів ОБТ, які забезпечують їх міцність, захищеність та точність ведення вогню. Вказується, що сформувався нова, актуальна науково-технічна проблема – дослідження виникаючих при бойовому застосуванні процесів та станів ОБТ задля підвищення їх ТТХ. Тим не менш, у даних роботах зовсім не розглядаються дослідження навантажень з боку вузлів ходової частини, СП, а також можливість ударів підресореним бронекорпусом об ґрунт, які є суттєвими чинниками в процесі бойового застосування.

На сьогоднішній день загальні питання математичного моделювання руху транспортних засобів (ТЗ) по нерівностях визначені у достатньому обсязі. Їх повнота насамперед залежить від призначення машини – цивільного або військового, що у свою чергу обумовлює умови експлуатації, від яких залежить не-

© В. В. Дущенко, Р. А. Нанівський, С. М. Воронцов, 2024

обхідність врахування та моделювання тих чи інших процесів, що відбуваються при русі машини. При дослідженні руху ТЗ цивільного призначення чисельними методами, роботи [4–8], зазвичай використовуються математичні моделі, що розглядають еквівалентні схеми залежних або незалежних підвісок, а відриви коліс від дорожнього покриття, пробої підвіски та удари підресорним корпусом об ґрунт вважаються не припустимими та не розглядаються зовсім. У свою чергу, при дослідженні математичних моделей руху ОБТ аналітичними методами, роботи [9, 10], врахування даних режимів призводить до значного ускладнення математичного апарату і стає неможливим для застосування в інженерних розрахунках.

У роботі [11] було враховано усі необхідні особливості математичного моделювання руху ОБТ на місцевості та наведено експериментально перевірену математичну модель руху колісної ББМ формули 8x8, яка мала підтверджену високу точність розрахунків. Це забезпечувалося розглядом точної кінематики підвіски, урахуванням пробоїв підвіски та відривів коліс від ґрунту в процесі руху на місцевості. Дана модель дозволила чисельними методами розраховувати навантаження на бронекорпус від ходової частини та вузлів СП. Тим не менш, розглядалася кінематична схема лише торсіонної підвіски та не враховувалася можливість удару підресорним корпусом об ґрунт.

З метою забезпечення виконання сучасних ТТВ, при розробці перспективних ОБТ дослідники усе частіше розглядають застосування гідропневматичних підвісок (ГПП). Аналіз останніх досліджень [12–22] показав, що в основному вони присвячені моделюванню робочих процесів у середині пневмогідролічних ресор (ПГР) та роботи ГПП у цілому, підвищенню стабільності характеристик і працездатності ГПП та зменшення їх зношення, дослідженню властивостей газів, розрахунку характеристик, оптимізації параметрів різних типів та конструкцій ГПП, розробці та дослідженню різноманітних систем регулювання та керування характеристиками ГПП. Тим не менш, вкрай недостатньо висвітлено питання впливу переваг ГПП на підвищення показників вогневої могутності та захищеності ББМ. З цією метою авторами було запропоновано та розглянуто нову кінематичну схему ГПП для застосування на вітчизняних колісних ББМ зі збереженням уніфікації важелів та шарнірів серійної торсіонної підвіски [23–25]. Продовженням досліджень є визначення силових факторів, що діють на підресорний корпус ББМ з даною ГПП, розглянутий нижче.

Окремим важливим питанням підвищення ТТХ ББМ є забезпечення їх високої прохідності, яка визначається питомим тиском на ґрунт, потужністю двигуна і кліренсом машини та залежить від типів рушія, двигуна, трансмісії та СП. Прокідність розподіляється на опорно-зчепну та геометричну. У свою чергу, геометрична прохідність визначається компоновкою машини, конструкцією ходової частини та наявністю системи регулювання кліренсу, яку на сьогоднішній день найбільш раціонально реалізувати за допомогою ГПП. У роботах [26–33] розглянуто питання оцінки прохідності ББМ в умовах

бездоріжжя. Дослідження базуються на емпіричних характеристиках різних типів опорної поверхні за різних ступенів насиченості ґрунту вологою, з врахуванням неоднорідності характеристик опорної поверхні по правому і лівому бортах машини. Також враховуються робота і характеристики міжколісних диференціалів та можливості подолання одиноких, у т. ч. штучних, значних перешкод гранично можливих по їх геометричних характеристиках, таких як висота вертикальної порогової перешкоди, ескарпу, глибина і ширина рову та ін. Однак, зовсім не розглянуто можливість ударів підресорним корпусом ББМ об міжколісний простір внаслідок виникнення його великих коливань при русі на місцевості та зв'язок досконалості СП з забезпеченням необхідної геометричної прохідності, яка є одним з показників рухливості і забезпечує високі ТТХ машини.

На основі проведеного аналізу останніх досягнень і публікацій можна сформулювати наступну мету досліджень.

Мета і постановка задачі. Визначити силові фактори, що діють на підресорний корпус колісної бойової броньованої машини при її русі на місцевості з боку гідропневматичної підвіски, що має запропоновану кінематичну схему. Розробити методику розрахунку удару підресорним корпусом об міжколісний простір. Досягнення мети дозволить розробити достовірну математичну модель коливань підресорного корпусу, забезпечити проведення досліджень з підвищення тактико-технічних характеристик даних машин та оцінити і знизити навантаження на бронекорпус у місцях кріплення підвіски, що є особливо важливим для легкоброньованих машин.

Основні положення та результати досліджень. Колісні ББМ виробництва України, а саме бронетранспортери БТР-3, БТР-4, Дозор та їх модифікації, мають незалежну торсіонну підвіску коліс на двох поперечних важелях, з телескопічними гідроамортизаторами (ГА). Практично без змін, вона повторює підвіску радянських БТР-60...БТР-80. Полігонні випробування та розрахункові дослідження показали, що дана підвіска не відповідає сучасним вимогам та немає потенціалу у підвищенні ТТХ даних машин. Це було підтверджено і дослідженнями, наведеними у роботі [11]. З метою усунення виявлених недоліків, авторами у роботах [23–25] було запропоновано застосувати ГПП (рис.1) з одноступінчастими ПГР і новою кінематичною схемою та розроблено методику розрахунку кінематики підвіски та її динамічної навантаженості. Застосування ГПП дозволить підвищити енергоємність підвіски при збереженні або незначному підвищенні її повного ходу. При цьому в статичному положенні можна буде забезпечити приведену жорсткість, яка відповідає «м'якій» підвісці, що покращить плавність ходу та інші показники ТТХ.

У даній кінематичній схемі шток одноступінчастої ПГР, з'єднаний з вильчастим важелем, через який пропущено карданний вал, спирається на нижній важіль підвіски. Хід верхнього важеля обмежено буферами стиску та відбою. Верхня опора ПГР пов'язана з підресорним корпусом машини.

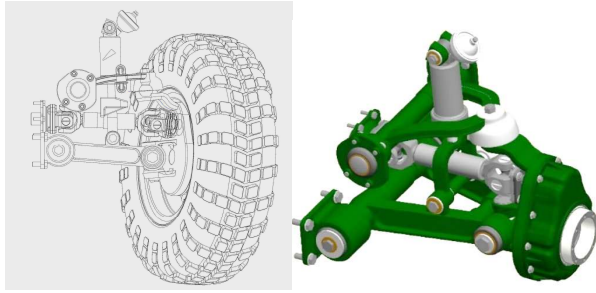


Рисунок 1 – Запропонована кінематична схема ГПП

Використання результатів роботи [11] та вказаних методик дозволяє перейти до складання математичної моделі руху БМ з ГПП з метою вирішення поставлених завдань досліджень.

Розрахункова схема коливальної системи «підресорений корпус БМ – підвіска – невідресорені маси – профіль дорожніх нерівностей» (розглядається один борт машини) показана на рис. 2.

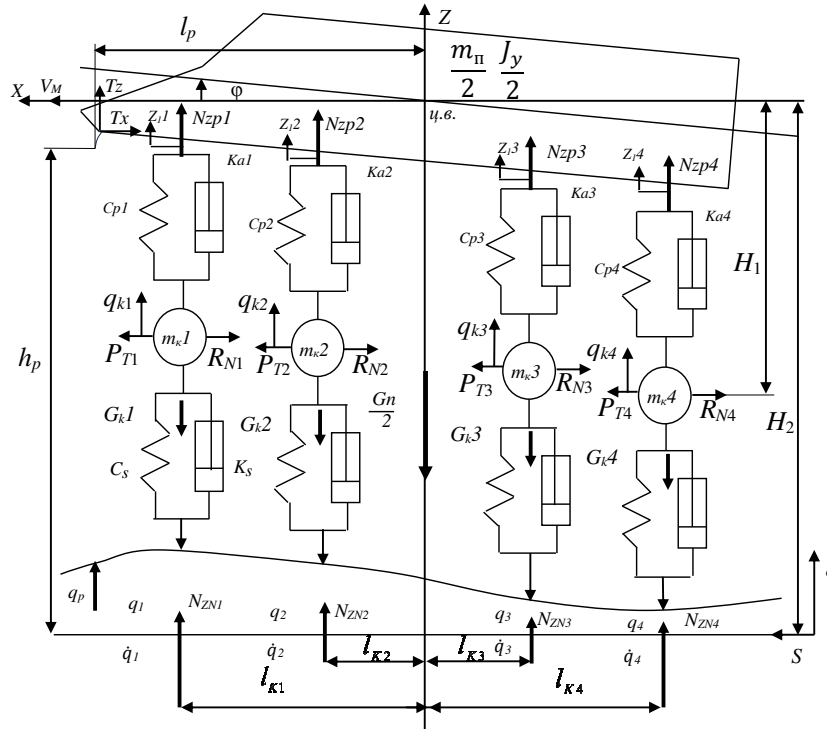


Рисунок 2 – Розрахункова схема коливальної системи

«підресорений корпус БМ – підвіска – невідресорені маси – профіль дорожніх нерівностей»

$m_n \cdot G_n \cdot I_y$ – маса, вага підресореного корпусу та його момент інерції відносно поперечної осі, що проходить через *ц. в.*; m_{ki} , G_{ki} – маса та вага колеса, а також частини вузлів *i*-ї підвіски та трансмісії (невідресорена маса); q_{ki} – узагальнена координата вертикальних коливань колеса *i*-ї підвіски; N_{zpi} – повна вертикальна складова реакції на осі *i*-го колеса, яка обумовлена дією вузлів підвіски; N_{ZNi} – вертикальна складова реакції ґрунту під колесом *i*-ї підвіски; P_{Ti} – сила тяги на осі *i*-го колеса; R_{Ni} – сила опору руху, що обумовлена опором кочення *i*-го колеса, опором його підйому на нерівності та навантаженням від роботи вузлів *i*-ї підвіски; T_z, T_x – відповідно вертикальна і горизонтальна складові реакції ґрунту, обумовлені ударом підресореного корпусу об між колійний простір; l_p – відстань по горизонталі від *ц. в.* до нижньої точки передньої частини підресореного корпусу у статиці; h_p – відстань по вертикалі від нижньої точки передньої частини підресореного корпусу до рівня, від якого розраховуються нерівності, у статиці; H_1 – відстань від *ц. в.* до вісей коліс по вертикалі у статиці; H_2 – відстань по вертикалі від *ц. в.* до рівня, від якого розраховуються нерівності, у статиці; q_p – висота нерівностей під нижньою точкою передньої частини підресореного корпусу; l_{ki} – відстань по горизонталі від *ц. в.* до осі *i*-го колеса (з «+» до носу машини та з «-» до корми); q_i і q'_i – висота та крутизна нерівностей під *i*-м колесом

У відповідності з розрахунковою схемою можна скласти систему звичайних диференціальних рівнянь (1), що описує коливальні процеси, які відбуваються при русі БМ по нерівностях. Отримана система рівнянь представляє собою математичну модель руху колісної БМ по нерівностях, яка є узагальненою. Конкретні формули для визначення реакцій, навантажень у вузлах, показників ТТХ та ін. будуть залежати від типу пружних елементів (ПЕ), демпфірувальних пристроїв (ДП) та інших вузлів і систем СП, що досліджуються, а також прийнятої кінематичної схеми підвіски, наявності системи керування тощо.

$$\begin{aligned} \frac{m_n}{2} \cdot \ddot{Z} &= \sum_{i=1}^{N_K} N_{zpi} - \frac{G_n}{2} + T_z; \\ \frac{I_y}{2} \cdot \ddot{\varphi} &= \sum_{i=1}^{N_K} \{ N_{zpi} \cdot l_{ki} + (P_{Ti} - R_{Ni})(H_1 + Z - q_i) \} - \\ &\quad - T_x (H_2 + Z - q_p) + T_z \cdot l_p; \\ \frac{m_n}{2} \cdot \ddot{X} &= \sum_{i=1}^{N_K} (P_{Ti} - R_{Ni}) - T_x; \\ m_{k1} \cdot \ddot{q}_{k1} &= N_{ZN1} - G_{k1} - N_{ZP1}; \end{aligned} \quad (1)$$

$$m_{kNK} \cdot \ddot{q}_{kNK} = N_{zNNK} - G_{kNK} - N_{zPNK},$$

де NK – число підвісок одного борту.

Відповідно до розрахункової схеми коливальної системи визначимо усі силові фактори, які будуть необхідні для вирішення системи диференціальних рівнянь (1) та поставлених завдань досліджень для підвіски з новою кінематичною схемою ГПП, за умови рівномірного руху.

Головним силовим фактором, що визначає коливання підресореного корпусу БМ та навантаження на нього з боку підвіски, є повна вертикальна складова N_{zPi} реакції на осі i -го колеса. За відсутності пробою підвіски та відриву колеса від ґрунту її можна визначити як:

$$N_{zPi} = N_{zi} + N_{ai} + N_{Ui} + N_{ши} + K_{ши} \cdot \dot{\psi}_i, \quad (2)$$

де N_{zi} – вертикальна складова на осі i -го колеса, обумовлена роботою ПЕ;

N_{ai} – вертикальна складова на осі i -го колеса, обумовлена роботою ДП (береться з «+» на прямому ході та з «-» на зворотному);

N_{Ui} – вертикальна складова на осі i -го колеса, обумовлена роботою буфера стиску до моменту його повної деформації (у разі повної деформації та пробою підвіски далі буде враховано наступну деформацію шини та ґрунту під колесом);

$N_{ши}$ – вертикальна складова на осі i -го колеса, обумовлена роботою пружних шарнірів важелів підвіски;

складова $K_{ши} \cdot \dot{\psi}_i$ – характеризує втрати в шарнірах підвіски (береться з «+» на прямому ході та з «-» на зворотному);

$\dot{\psi}_i$ – кутова швидкість повороту нижнього важеля підвіски.

Розглянемо складову N_{zi} , обумовлену пружною складовою на штоці ПГР. Рівняння пружної характеристики звичайної одноступінчастої ПГР буде мати вигляд:

$$N_{zi} = N_{0z} + A \cdot h_{ki}^n, \quad (3)$$

де N_{0z} – відповідає вертикальному навантаженню на вісі повністю вивішеного колеса, яке обумовлене заправним тиском ПГР;

h_{ki} – вертикальний хід підвіски;

A та n – відповідно коефіцієнт та показник нелінійності пружної характеристики ПГР, приведеної до осі колеса.

Розглянемо порядок перерахунку пружної характеристики підвіски $N_{zi} = \Phi(h_{ki}^n)$ у функцію $P_{pi} = \Phi(N_{zi})$ та безпосередньо пружну характеристику ПГР $P_{pi} = \Phi(h_{шти}^m)$, де P_{pi} та $h_{шти}$ відповідно пружна складова зусилля на штоці ПГР i -ї підвіски та хід штоку.

На рис. 3 наведено розрахункову схему підвіски з ПГР без врахування демпфірувальної складової та пружних шарнірів (i індекси не показано).

Розглянемо рівновагу всієї підвіски, записавши суму моментів відносно т. В:

$$\begin{aligned} N_{zi} \cdot PN - N_{03i} \cdot l_{03ni} - P_{pi} \cdot l_{PRi} &= 0; \Rightarrow \\ \Rightarrow P_{pi} &= \frac{N_{zi} \cdot PN - N_{03i} \cdot l_{03i}}{l_{PRi}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Для знаходження N_{03} запишемо суму моментів для ланки 2 відносно т. С:

$$N_{zi} \cdot l_R \cdot \cos \delta_i - N_{32ni} \cdot l_{32ni} = 0. \quad (5)$$

Враховуючи, що $N_{32ni} = -N_{23ni} = N_{03ni}$, отримаємо:

$$N_{03ni} = \frac{N_{zi} \cdot l_R \cdot \cos \delta_i}{l_{32ni}}. \quad (6)$$

Підставимо вираз (6) у вираз (4) та отримаємо:

$$P_{pi} = \frac{N_{zi} \cdot \left(PN - \frac{l_R \cdot \cos \delta_i \cdot l_{03ni}}{l_{32ni}} \right)}{l_{PRi}}. \quad (7)$$

Використовуючи вираз (7), можна перерахувати пружну характеристику підвіски $N_{zi} = \Phi(h_{ki}^n)$, безпосередньо у пружну характеристику ПГР $P_{pi} = \Phi(h_{шти}^m)$ і навпаки. Дана характеристика необхідна для розрахунку потрібних заправних тиску та об'єму пневмоциліндра ПГР. Для розрахунку усіх необхідних кутів та плечей зусиль використовуються залежності, які були описані у роботі [24]. при розрахунку кінематики підвіски.

Розглянемо демпфірувальну складову N_{ai} , обумовлену роботою ДП ПГР.

Виходячи з характеристик штатних ГА БМ, що розглядаються, оберемо характеристики ДП ПГР у вигляді лінійних залежностей:

$$\text{для прямого ходу: } P_{шт.пр.i} = K1 \cdot V_{шт.пр.i};$$

$$\text{для зворотного ходу: } P_{шт.зв.i} = K2 \cdot V_{шт.зв.i}. \quad (8)$$

Знайдемо складову N_{ai} на осі i -го колеса в залежності від демпфірувальної складової $P_{шти}$ на штоці ПГР. З використанням розрахункової схеми рис. 3, по аналогії з пружною складовою, можна скласти та розглянути наступні рівняння рівноваги підвіски.

Рівновага всієї підвіски відносно т. В.

$$N_{ai} \cdot PN - P_{шти} \cdot l_{PRi} - N_{03ani} \cdot l_{03ni} = 0; \quad (9)$$

де $N_{03ani} = -N_{23ani} = N_{32ani}$.

Рівновага ланки 2 відносно т. С.

$$\begin{aligned} N_{ai} \cdot l_R \cdot \cos \delta_i - N_{32ani} \cdot l_{32ni} &= 0, \Rightarrow \\ \Rightarrow N_{03ani} &= \frac{N_{ai} \cdot l_R \cdot \cos \delta_i}{l_{32ni}}. \end{aligned} \quad (10)$$

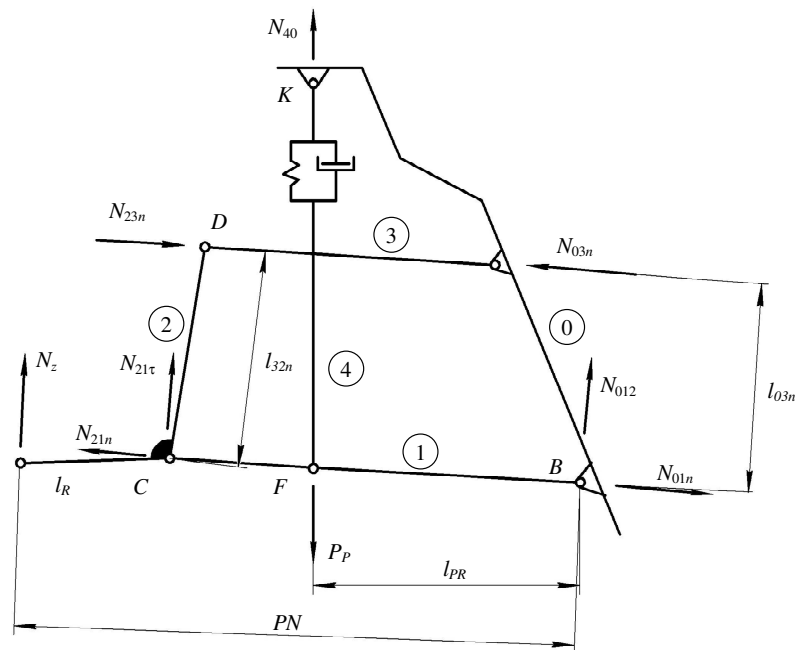


Рисунок 3 – Розрахункова схема підвіски з ПГР (пружна складова характеристики підвіски)

Підставимо вираз (10) у вираз (9) та знайдемо N_{ai} як функцію $P_{штi}$.

$$N_{ai} = \frac{P_{штi} \cdot l_{PRi} \cdot l_{32ni}}{PN \cdot l_{32ni} - l_R \cdot \cos \delta_i \cdot l_{03ni}}. \quad (11)$$

Таким чином, використовуючи відому демпфівальну характеристику $P_{шт} = \Phi(V_{шт})$ ПГР можна у кожний момент часу знаходити складову N_{ai} на вісі колеса. Для знаходження швидкостей штоків ПГР кожної підвіски в залежності від коливань підресореного корпусу, параметрів нерівності дорожнього профілю та швидкості руху машини, а також розрахунку необхідних кутів та плечей зусиль використовуються залежності, які були описані у роботі [24] при розрахунку кінематики підвіски.

Розглянемо складову N_{Ui} вертикальної реакції на осі колеса, рівняння (2). З аналізу пружних характеристик торсійної підвіски та ГПП витікає, що пружна характеристика ПГР може забезпечити значне нелінійне зростання зусилля в кінці динамічного ходу, яке порівняне з зусиллям пружного буферу стиску торсійної підвіски і може бути ще збільшено. Таким чином, при застосуванні ГПП від даного буферу можна відмовитися і складову N_{Ui} окремо не розраховувати.

Розглянемо розрахунок складової $N_{ши}$, рівняння (2), обумовленої роботою пружних шарнірів важелів підвіски. Відомо, що дані гумові шарніри підвіски колісних ТЗ можуть суттєво впливати на її пружні та демпфівальні характеристики і, у кінцевому результаті, на показники рухливості та ТТХ БМ у цілому. Для знаходження складової $N_{ши}$ можна використати методику, описану авторами у роботі [11], яка розглядає баланс роботи між даною складовою та деформацією пружних шарнірів підві-

ски у відповідних місцях їх розташування, з використанням графо-аналітичного методу.

Також необхідно враховувати демпфівальну складову, що виникає при деформації пружних шарнірів в процесі роботи підвіски. При повороті нижнього важеля зі швидкістю $\dot{\psi}_i$, реакція $N_{ши}$ буде збільшуватися на величину $K_{ш} \cdot \dot{\psi}_i$, де коефіцієнт $K_{ш}$ характеризує втрати в шарнірах підвіски. Даний коефіцієнт був визначений у ХКБМ ім. О.О. Морозова експериментально.

Таким чином, розраховуючи точні кінематичні залежності, можна у кожний момент часу знаходити усі складові вертикальної реакції N_{ZPi} рівняння (2), на колесі i -ї підвіски за відсутності пробую підвіски та відриву колеса від ґрунту.

Розглянемо розрахунок N_{ZPi} у випадку пробую підвіски, який настає на прямому ході після реалізації повного динамічного ходу D_{dini} . При цьому верхній важіль торкається обмежувача ходу підвіски і стає нерухомим, в наслідок чого починає деформуватися шина колеса, а потім і ґрунт під ним. Тоді повну вертикальну складову реакції на осі колеса можна розрахувати з наступних умов:

$$N_{zpi} = (N_{zi} + N_{ui})|_{npu Z_{i1}=D_{dini}} + C_{sh} \cdot (Z_{i1} - D_{dini}) + K_{sh} \cdot \left(-l_{ki} \cdot \dot{\phi} - \dot{Z} + V_m \cdot \frac{dq_i}{ds} \right);$$

$$\text{при } D_{dini} + D_{sk} \geq Z_{i1} > D_{dini}; \quad (12)$$

$$N_{zpi} = (N_{zi} + N_{ui})|_{npu Z_{i1}=D_{dini}} + C_{sh} \cdot D_{sk} +$$

$$+ C_g \cdot (Z_{i1} - D_{dini} - D_{sk});$$

$$\text{при } Z_{i1} > D_{dini} + D_{sk},$$

де C_{sh} і K_{sh} – відповідно, жорсткість та коефіцієнт демпфування шини;

D_{sk} – максимальна величина радіальної деформації шини;

dq/ds – крутизна нерівності під колесом;

V_m – швидкість руху машини;

C_g – жорсткість ґрунту під колесом.

У свою чергу, повну вертикальну складову реакції ґрунту під i -м колесом визначимо, як:

$$N_{ZNi} = C_{sh} \cdot (q_i - q_{ki}) + K_{sh} \cdot (V_m \cdot dq_i / ds - \dot{q}_{ki}) + N_{ZN0i}, \quad (13)$$

де q_{ki} – узагальнена координата коливань невіднесених мас;

N_{ZN0i} – реакція ґрунту під колесом в статичному положенні машини.

Якщо радіальна деформація шини стала максимальною, тобто виконується умова $q_i - q_{ki} > D_{sk}$, то:

$$N_{ZNi} = C_{sh} \cdot D_{sk} + N_{ZN0i} + C_g \cdot (q_i - q_{ki} - D_{sk}). \quad (14)$$

Таким чином, повні вертикальні складові реакцій на осі колеса та під колесом при пробі підвіски визначаються з урахуванням узагальнених координат, жорсткісних і демпфівальних характеристик шини та жорсткості ґрунту під колесом.

Необхідно зазначити, що жодна з відомих математичних моделей руху ТЗ взагалі та ББМ зокрема не розглядає можливість удару підресореним корпусом об ґрунт (міжколіїний простір). У свою чергу, математичні моделі руху військових гусеничних машин (ВГМ) враховують можливість удару направляючим або ведучим колесами об ґрунт, а у роботі [12] наведено результати полігонних випробувань, коли спостерігалися удари нижнім лобовим листом ВГМ об міжколіїний простір навіть при неглибокій колії. Такі удари можуть суттєво впливати на показники рухливості та знижувати ТТХ ББМ.

На рис. 4 показано моменти подолання БТР-4Е комбінованої одиничної нерівності, які свідчать, що навіть при достатньо значному кліренсі (475 мм), невеликому динамічному ході підвіски та відсутності колії, удар нижнім лобовим листом об ґрунт є більше, ніж можливим.

Таким чином, при складенні математичної моделі руху ББМ з метою дослідження плавності ходу, підвищення їх ТТХ та зниження навантажень на підресорений корпус необхідно передбачити розрахунок удару нижнім лобовим листом об міжколіїний простір.

На розрахунковій схемі коливальної системи, рис. 2, показані вертикальна T_z та горизонтальна T_x складові сили, яка виникає при даному ударі, а їх вплив на коливання підресореного корпусу відображено у системі диференціальних рівнянь (1).

Для ВГМ, розрахунок вертикальних та горизонтальних складових сил удару направляючим або ведучим колесами об ґрунт здійснюється на основі емпіричних залежностей, отриманих при експериментальних дослідженнях, з урахуванням питомої жорсткості ґрунту λ , ширини гусениці b , середніх радіусів направляючого або ведучого коліс

R_{11}, R_{12} з урахуванням товщини гусениці, та величини деформації ґрунту Z_p, Z_z (заглиблення) даних коліс [12]. Для переднього колеса ВГМ вертикальна T_{ZP} та горизонтальна T_{XP} складові зусилля при ударі об ґрунт розраховуються по наступним виразам:

$$T_{ZP} = 0,943 \cdot \lambda \cdot b \cdot \sqrt{R_{11} \cdot Z_p^3};$$

$$T_{XP} = 0,5 \cdot \lambda \cdot b \cdot Z_p^2. \quad (15)$$



Рисунок 4 – Моменти руху БТР-4Е через одиничну комбіновану нерівність

Дані вирази справедливі при $Z_p > 0$ (умова виникнення удару), де Z_p розраховується як:

$$Z_p = -Z + l_p \cdot \varphi - K_p + q_p. \quad (16)$$

де K_p – відстань по вертикалі у статичному положенні від нижньої точки переднього колеса до поверхні, від якої відраховується нерівність,

q_p – висота нерівності під даним колесом.

Відносно ударів підресореним корпусом ББМ таких досліджень виявлено не було. Тому використаємо залежності, що отримані для ВГМ, для розрахунку удару корпусом ББМ. У виразах (15) замість ширини гусениці b підставимо ширину корпусу машини B , а радіус R_{11} знайдемо з наступних міркувань. Кут між нижнім лобовим листом та днищем у БТР-4 складає 140° . Якщо в нього вписати коло радіусом 200 мм, то попередня деформація ґрунту у місці стику листів становитиме 13 мм, що можна вважати його попереднім трамбуванням. Далі деформація ґрунту буде відбуватися нижнім листом та днищем по дузі радіусом $R_{11} = 200$ мм, довжина якої буде приблизно відповідати можливій деформації ґрунту (дороги без покриття).

Необхідно зауважити, що точний розрахунок реакцій T_z і T_x має принципове значення лише

при розрахунку динамічних навантажень на бронекорпус ББМ та розрахунку його структури і параметрів. У випадку дослідження показників рухливості, при виникненні удару корпусом об ґрунт вертикальні пришвидшення з високою ймовірністю будуть перевищувати припустимі значення і даного удару підвіска ББМ не повинна допускати. Принциповим у даному випадку буде лише фіксація самого удару, тобто розрахунок виконання умови $Z_p > 0$.

Аналіз результатів досліджень. На основі розробленої розрахункової схеми коливальної системи «підресорений корпус ББМ – підвіска – невідресорені маси – профіль дорожніх нерівностей» складено систему диференціальних рівнянь, що представляє собою узагальнену математичну модель руху колісної ББМ по нерівностях, яка враховує коливання невідресорених мас, можливість удару підресореним корпусом об міжколійний простір, пробої підвіски та відриви коліс від нерівностей.

З використанням раніше розроблених методик розрахунку кінематики і динамічної навантаженості ГПП з запропонованою кінематичною схемою, отримано залежності для розрахунку силових факторів, які діють на підресорений корпус з боку вузлів підвіски та при його ударі об міжколійний простір. Це дозволяє забезпечити проведення досліджень з підвищення ТТХ даних машин та оцінити і знизити навантаження на бронекорпус шляхом оптимізації характеристик СП, що є особливо важливим для легкоброньованих машин.

За допомогою експериментальних залежностей, отриманих для ВГМ при ударі їх переднім (направляючим або ведучим) колесом об ґрунт, розроблено методику розрахунку зусиль, що виникають при ударі підресореним корпусом ББМ об міжколійний простір.

Висновки. Визначено силові фактори, що діють на підресорений корпус колісної бойової броньованої машини при її русі на місцевості з боку гідропневматичної підвіски, що має запропоновану кінематичну схему. Розроблено методику розрахунку удару підресореним корпусом об міжколійний простір. Отримано математичну модель руху колісної бойової броньованої машини по нерівностях та розрахунку коливань її підресореного корпусу, що забезпечить проведення досліджень з підвищення тактико-технічних характеристик даних машин та дозволить оцінити і знизити навантаження на бронекорпус при русі по нерівностях.

Список літератури

1. Візія Генерального штабу ЗС України щодо розвитку Збройних Сил України на найближчі 10 років. <https://www.mil.gov.ua/special/news.html?article=55107>
2. Теоретичні основи обґрунтування проектних рішень елементів бойових машин на основі аналізу фізико-механічних процесів / А. Васильєв, М. Ткачук, А. Грабовський та ін. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. № 1. 2024. С. 19-25. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2024.1.03>
3. Базові підходи до підвищення тактико-технічних характеристик легкоброньованих машин шляхом обґрунтування структури і параметрів бронекорпусів за динамічними характеристиками / А. Грабовський, М. Ткачук, А. Васильєв та ін. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. № 1. 2024. С. 35-40. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2024.1.05>
4. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Смирнов Г.А. – М.: Машиностроение, 1981. – 272 с.
5. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследования) / Н.Я. Говорущенко. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2011. – 323 с.
6. Динаміка машин з пружними ланками (на прикладі автомобілів і тракторів): монографія / За ред. М.А. Подригало, О.С. Полянського. – Харків: «Естет Принт», 2024. – 272 с.
7. Грубель, М., Крайник, Л., Хома, В. (2020). Имитационное моделирование движения колесной военной автомобильной техники в условиях бездорожья и оценка его адекватности. *Автошляховик України*, 2 (262), 21–28. <https://doi.org/10.33868/0365-8392-2020-2-262-21-28>
8. Динаміка колісних машин / Подригало М.А., Клець Д.М., Кайдалов Р. О. та ін. – Харків: Національна акад. НГУ, 2018. – 185 с.
9. B. Sokil, O. Lyashuk, M. Sokil, P. Popovich, Y. Vovk and O. Perenchuk. Dynamic Effect of Cushion Part of Wheeled Vehicles on Their Steerability (2018). *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, Volume 15, Issue 1 pp. 4880-4892 March. [Doi/org/10.15282/ijame/15.1.2018.1.0380](https://doi.org/10.15282/ijame/15.1.2018.1.0380).
10. Hrubel M., Naniivskyi R., Sokil M. Influence of characteristics of wheeled vehicle suspensions of its road-holding along curved stretches of track. *Science & military*. 2014. vol. 9, no. 1, pp.15–19. *Liptovscy Mikulas, Slovak Republska*.
11. Математическое моделирование процессов возмущенного движения агрегатов и систем бронетанковой техники / [Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Дущенко В.В. и др.]. Учебное пособие. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. – 356 с.
12. Колебания в транспортных машинах / [Александров Е.Е., Грота Я.В., Дущенко В.В. и др.]. – Харьков: ХДПУ, 1996. – 256 с.
13. Abid H. J., Chen J., Nassar A.A. (2015). Equivalent Air Spring Suspension Model for Quarter-Passive Model of Passenger Vehicles. *International Scholarly Research Notices*, 2015, 1– 6. [doi: https://doi.org/10.1155/2015/974020](https://doi.org/10.1155/2015/974020).
14. Qin B., Zeng R., Li X., Yang J. Design and Performance Analysis of the Hydropneumatic Suspension System for a Novel Road-Rail Vehicle. *Appl. Sci.* 2021, 11, 2221. <https://doi.org/10.3390/app11052221>
15. Lawniczak S. Hydropneumatic suspension modelling for wheeled armoured fighting vehicle / S. Lawniczak, P. Siminski // *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol. 16, No. 2 2009, 285–297.
16. Bauer W. *Hydropneumatische Federungssysteme* / W. Bauer. – NewYork: Springer-Verlag, 2008. 416 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-73641-7>.
17. <https://oshkoshdefense.com>.
18. Weisske A. Fully Active Suspension system for a Military All-Terrain Transport Vehicle / A. Weisske, V. Gel, A. Traechtler // 27th Applied Vehicle Technology Panel. – 2011. – Available at: <https://www.hni.uni>.
19. Jagirdar V. Wishbone Structure for Front Independent Suspension of a Military Truck / V. Jagirdar, M. Dadar, V. Sulakhe // *Defence Science Journal*. – 2010. – № 2(60). – P. 178-183. <https://doi.org/10.14429/dsj.60.337>.
20. Манзяк М.О., Крайник Л.В., Грубель М.Г. Тенденції розвитку конструкцій підвісок військових автомобілів. Системи озброєння і військова техніка. № 1(65). С. 27-35. <https://doi.org/10.30748/soivt.2021.65.04>.
21. Писарев, В. (2021). Комплексная оценка влияния структурного трения в подвеске транспортного средства на его эксплуатационные характеристики. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, 3 (1 (111)), 29–36. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.232536>.
22. Pyper M. ABC – Active Body Control: Von der Blattfederung zum aktiven System für mehr Fahrsicherheit und Fahr komfort / M. Pyper, W. Schiffer, W. Schneider. – Lanolsberg: Velog Mod-erac Industric, 2003. – 236 p.
23. Дущенко В.В. Вибір кінематичної схеми та попередній розрахунок гідропневматичної підвіски колісних бронетранспортерів / В.В. Дущенко, О.М. Агапов, Ю.В. Горбенко // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. Харків: НТУ «ХПІ». 2013. № 32. С. 96–105.
24. Дущенко В.В. Розрахунок кінематики гідропневматичної підвіски колісної легкоброньованої машини / В.В. Дущенко,

- Р.А. Нанівський, О.М. Ярмак // Наукові нотатки Луцького національного технічного університету. Луцьк, – 2018. – Вип. 62. – С. 112–115.
25. Дущенко В.В. Методика розрахунку динамічної навантаженості гідропневматичної підвіски колісної легкоброньованої машини / В.В. Дущенко, М.С. Ярмак, А.О. Маслієв, Г.І. Цимбал // Механіка та машинобудування. Харків, – 2018. – №1. – С. 75-80.
 26. Hrubel, M., Kraaynyk, L., Mikhalieva, M., Zalyпка, V., Manziak, M., Khoma, V., Lanets, O., Ruban, D., Andriienko, A., Kokhan, V. (2024). Совершенствование методики оценки проходимости полноприводных автомобилей. Восточно-Европейский журнал передовых технологий, 2 (1) (128), 64–72. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.302833>.
 27. Оцінка тягово-швидкісних характеристик військової автомобільної техніки за умов руху бездоріжжям методами імітаційного моделювання ЦНДІ, озброєння та військова техніка 3(23)/2019 М.Г. Грубель, Л.В. Крайник, М.Ф. Боднар DOI: [https://doi.org/10.1034169/2414-0651.2019.3\(23\).46-52](https://doi.org/10.1034169/2414-0651.2019.3(23).46-52).
 28. Taghavifar, Hamid, Mardani, Aref (2017). Off - road Vehicle Dynamics. Analysis, Modelling and Optimization. Режим доступа: <https://www.springer.com/br/book/9783319425191>.
 29. Shoop, S., Kestler, K. and Haehned, R. (2006). Finite element modelling of tires on snow. Science and Technology. Vol. 34. No. 1. Pp. 2-37.
 30. Писарев. В. (2019). Определение параметров связей между элементами конструкции транспортных средств с точки зрения эргономики и безопасности экипажа. Восточно-Европейский журнал передовых технологий, 3 (7) (99), 72–80. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.169944>
 31. Грубель М.Г. Теоретичні засади формування параметрів підвіски колісної військової автомобільної техніки за умов руху бездоріжжям / М.Г. Грубель // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – 2019. – № 13(2). – С. 52-62. <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.87>
 32. Taghavifar H. Off-road Vehicle Dynamics / H. Taghavifar, A. Mardani. – NewYork: Springer-Verlag, 2017. – 183 p.
 33. Чэнь, Дж., Цзя, К., Ван, З., Сан, З. (2021). Метод сбора данных для измерения проходимости геометрии транспортного средства. Китайский конгресс по автоматизации 2021 г. (CAC). <https://doi.org/10.1109/cac53003.2021.9728519>
- References (transliterated):**
1. Viziia Heneralnoho shtabu ZS Ukrainy shchodo rozvytku Zbroinykh Syl Ukrainy na naiblyzhchi 10 rokov. <https://www.mil.gov.ua/special/news.html?article=55107>
 2. Teoretychni osnovy obruntuvannya proektnykh rishen elementiv boiovykh mashyn na osnovi analizu fizyko-mekhanichnykh protsesiv / A. Vasyliiev, M. Tkachuk, A. Hrabovskiy ta in. // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR. no. 1, 2024. pp. 19-25. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2024.1.03>
 3. Bazovi pidkhody do pidvyshchennia taktyko-tekhnichnykh kharakterystyk lehkobronovanykh mashyn shliakhom obruntuvannya struktury i parametriv bronekorpusiv za dynamichnymy kharakterystykamy / A. Hrabovskiy, M. Tkachuk, A. Vasyliiev ta in. // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR. no. 1, 2024. pp. 35-40. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2024.1.05>
 4. Smirnov H.A. Teoriya dvizhenia kolesnykh mashyn / Smirnov H.A. M.: Mashynostroenie, 1981. – 272 p.
 5. Hovorushchenko N.Ia. Systemotekhnika avtomobilnoho transporta (raschetnye metody issledovaniy) / N.Ia. Hovorushchenko. – Kharkov: Yzd-vo KhNADU, 2011. – 323 p.
 6. Dynamika mashyn z pruzhnyu lankamy (na prykladi avtomobiliv i traktoriv): monohrafiia / Za red. M.A. Podryhalo, O.S. Polianskoho. – Kharkiv: «Estet Print», 2024. – 272 p.
 7. Hrubel, M., Krainik, L., Khoma, V. (2020). Imitatsyonnoe modelirovanie dvizheniya kolesnoi voennoi avtomobilnoi tekhniki v usloviakh bezdorozhia i otsenka eho adekvatnosti. Avtoshliakhovik Ukrainy, no. 2 (262), pp. 21–28. <https://doi.org/10.33868/0365-8392-2020-2-262-21-28>
 8. Dynamika kolisnykh mashyn / Podryhalo M.A., Kleits D.M., Kaidalov R. O. ta in. – Kharkiv: Natsionalna akad. NHU, 2018. – 185 p.
 9. B. Sokil, O. Lyashuk, M. Sokil, P. Popovich, Y. Vovk and O. Perenchuk. Dynamic Effect of Cushion Part of Wheeled Vehicles on Their Steerability, (2018). International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, Volume 15, Issue 1 pp. 4880-4892 March. [Doi/org/10.15282/ijame/15.1.2018.1.0380](https://doi.org/10.15282/ijame/15.1.2018.1.0380).
 10. Hrubel M., Naniivskiy R., Sokil M. Influence of characteristics of wheeled vehicle suspensions of its road-holding along curved stretches of track. Science & military. 2014. vol. 9, no. 1, pp.15–19. Liptovskiy Mikulas, Slovak Republika.
 11. Matematicheskoe modelirovanie protsessov vozmushchennoho dvizhenia ahreatov i system bronetankovoi tekhniki / [Aleksandrov E.E., Volontsevych D.O., Dushchenko V.V. i dr.]. Uchebnoe posobie. – Kharkov: NTU «KhPI», 2012. – 356 p.
 12. Kolebania v transportnykh mashynakh / [Aleksandrov E.E., Hrita Ya.V., Dushchenko V.V. i dr.]. – Kharkov: KhDPU, 1996. – 256 p.
 13. Abid H. J., Chen J., Nassar A.A. (2015). Equivalent Air Spring Suspension Model for Quarter-Passive Model of Passenger Vehicles. International Scholarly Research Notices, 2015, 1– 6. doi: <https://doi.org/10.1155/2015/974020>.
 14. Qin B., Zeng R., Li X., Yang J. Design and Performance Analysis of the Hydropneumatic Suspension System for a Novel Road-Rail Vehicle. Appl. Sci. 2021, 11, 2221. <https://doi.org/10.3390/app11052221>
 15. Lawniczak S. Hydropneumatic suspension modelling for wheeled armoured fighting vehicle / S. Lawniczak, P. Siminski // Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 16, No. 2 2009, 285–297.
 16. Bauer W. Hydropneumatische Federungssysteme / W. Bauer. – NewYork: Springer-Verlag, 2008. – 416 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-73641-7>.
 17. <https://oshkoshdefense.com>.
 18. Weisske A. Fully Active Suspension system for a Military All-Terrain Transport Vehicle / A. Weisske, V. Gel, A. Traechtler // 27th Applied Vehicle Technology Panel. – 2011. – Available at: <https://www.hni.uni>.
 19. Jagirdar V. Wishbone Structure for Front Independent Suspension of a Military Truck / V. Jagirdar, M. Dadar, V. Sulakhe // Defence Science Journal. – 2010. – № 2(60). – P. 178-183. <https://doi.org/10.14429/dsj.60.337>.
 20. Manziak M.O., Krainyk L.V., Hrubel M.H. Tendentsii rozvytku konstruktivnoy pidvisok viiskovykh avtomobiliv. Systemy ozbroiennia i viiskova tekhnika, 2021. no. 1(65), pp. 27-35. <https://doi.org/10.30748/soivt.2021.65.04>.
 21. Pysarev, V. (2021). Kompleksnaia otsenka vliania strukturnoho trenia v podveske transportnoho sredstva na eho ekspluatatsionni kharakterystiki. Vostochno-Evropeyskiy zhurnal передовых tekhnolohiy, no.3 (1) (111), pp.29–36. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.232536>.
 22. Pyper M. ABC – Active Body Control: Von der Blattfederung zum aktiven System für mehr Fahrsicherheit und Fahrkomfort / M. Pyper, W. Schiffer, W. Schneider. – Lanolsberg: Velog Moderac Indusric, 2003. – 236 p.
 23. Dushchenko V.V. Vybir kinematichnoi skhemy ta poperednii rozrakhunok hidropnevmatichnoi pidvisky kolisnykh bronetransporteriv / V.V. Dushchenko, O.M. Ahapov, Yu.V. Horbenko // Visnyk NTU "KhPI". Zbirnyk naukovykh prats. Tematychnyi vypusk: Transportne mashynobuduvannya. Kharkiv: NTU "KhPI", 2013. no. 32. pp. 96–105.
 24. Dushchenko V.V. Rozrakhunok kinematyky hidropnevmatichnoi pidvisky kolisnoi lehkobronovanoi mashyny / V.V. Dushchenko, R.A. Naniivskiy, O.M. Yarmak // Naukovi notatky Lutskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu. Lutsk, 2018. – Vyp. 62. pp. 112–115.
 25. Dushchenko V.V. Metodyka rozrakhunku dynamichnoi navantazhenosti hidropnevmatichnoi pidvisky kolisnoi lehkobronovanoi mashyny / V.V. Dushchenko, M.S. Yarmak, A.O. Masliiev, H.I. Tsybal // Mekhanika ta mashynobuduvannya. Kharkiv, 2018. no.1. pp. 75-80.
 26. Hrubel, M., Kraaynyk, L., Mikhalieva, M., Zalyпка, V., Manziak, M., Khoma, V., Lanets, O., Ruban, D., Andriienko, A., Kokhan, V. (2024). Sovershenstvovanye metody otsenky otsenky prokhodyмости polnoprivodnykh avtomobylei. Vostochno-Evropeyskiy zhurnal передовых tekhnolohiy, no.2 (1) (128), 64–72. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.302833>.
 27. Otsinka tiahovo-shvydkisnykh kharakterystyk viiskovoi avtomobilnoi tekhniki za umov rukhu bezdorizhzhiam metodamy imitatsiynoho modeliuвання TsNDI, Ozbroyennia ta viiskova tekhnika, no. 3(23)/2019 M.H. Hrubel, L.V. Krainyk, M.F. Bodnar DOI: [https://doi.org/1034169/2414-0651.2019.3\(23\).46-52](https://doi.org/1034169/2414-0651.2019.3(23).46-52).

28. Taghavifar, Hamid, Mardani, Aref (2017). Off - road Vehicle Dynamics. Analysis, Modelling and Optimization. Rezhym dostupa: <https://www.springer.com/br/book/9783319425191>.
29. Shoop, S., Kestler, K. and Haehned, R. (2006). Finite element modelling of tires on snow. Science and Technology. Vol. 34. No. 1. Rp. 2-37.
30. Pysarev. V. (2019). Opredelenye parametrov svyazei mezhdru elementami konstruksii transportnykh sredstv s toчки zrenia erhonomiki i bezopasnosti ekipazha. Vostochno-Evropеiskii zhurnal передovykh tekhnolohiy , no.3 (7 (99), pp.72–80. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.169944>
31. Hrubel M.H. Teoretychni zasady formuvannia parametriv pidvisky kolisnoi viiskovoi avtomobilnoi tekhniky za umov rukhu bezdorizhzhiam / M.H. Hrubel // Suchasni tekhnolohii v mashynobuduvanni ta transporti. – 2019. no. 13(2). pp. 52-62. <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.87>
32. Taghavifar H. Off-road Vehicle Dynamics / H. Taghavifar, A. Mardani. – NewYork: Springer-Verlag, 2017. – 183 p.
33. Chоn, Dzh., Tszia, K., Van, Z., San, Z. (2021). Metod sbora dannykh dlia izmerenia prokhozimosti heometrii transportnogo sredstva. Kytaiskii konhress po avtomatyzatsii 2021. (CAC). <https://doi.org/10.1109/cac53003.2021.9728519>

Надійшла (received) 15.11.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Дущенко Владислав Васильович / Dushchenko Vladyslav – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова, Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6308-7068>; e-mail: dushchenko@ukr.net

Нанівський Роман Антонович / Naniivskyi Roman – кандидат технічних наук, доцент, Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, начальник кафедри, Львів, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6504-1178>; e-mail: roman_nani@ukr.net

Воронцов Сергій Миколайович / Vorontsov Sergii – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова, Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1273-7742>; e-mail: snvorontsov@gmail.com