

УДК 629.4.027



В. П. Пісарєв



О. В. Корнєв

ОЦІНЮВАННЯ ВПЛИВУ «КОНСТРУКЦІЙНОГО» ТЕРТЯ В ПІДВІСЦІ НА ПРОСТОРОВІ КОЛИВАННЯ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Запропонована оригінальна математична модель вільних просторових коливань підресореної частини транспортної машини (корпусу) дозволяє оцінити вплив особливостей нової конструкції підвіски транспортного засобу – гідропневматичної з гвинтовим передаточним механізмом та наявністю «конструкційного» тертя. Проведені чисельним методом за оригінальною програмою розрахунки підтвердили відповідність математичної моделі сучасним уявленням з теорії і практики робочих процесів щодо вільних коливань складних технічних систем. Чисельно оцінені параметри руху за наявності проявів автоколивальних якостей і параметричних коливань об'єкта, близького за параметрами, вагою і розмірами до БТР-70 та БТР-80.

К л ю ч о в і с л о в а : математична модель, автоколивання, параметричні коливання, транспортний засіб, «конструкційне» тертя, підвіска, нелінійні зв'язки.

Постановка проблеми. У процесі створення та модернізації транспортних засобів, зокрема автобронетанкової техніки, виникає проблема оцінювання впливу особливостей конструкції на робочі процеси за умовами експлуатації. До таких особливостей відносять наявність «конструкційного тертя», за проявами і впливом аналогічного до «сухого» тертя. У деяких випадках це призводить до появи режимів з автоколиваннями, що є небажаним. Тому розроблення теорії та практики чисельного оцінювання показників транспортних засобів з можливістю автоколивальних процесів є актуальним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомо, що параметри руху будь-яких матеріальних об'єктів за наявності пружно демпферних елементів у конструкції мають багато різних проявів [1, 2]. Відомо також, що конструктивні особливості об'єкта (нелінійний характер зв'язків між елементами конструкції і наявність рухомих з'єднань з «конструкційним» тертям зокрема) іноді призводять до особливо небезпечних проявів. До таких проявів відносять прояви автоколивальних і параметричних коливань, які можуть розвиватись і підтримуватись джерелами енергії, що не мають коливальних якостей. Класичний приклад – явище флатера конструкції в потоці повітря і коливання регулятора Буасса - Серда [3]. У монографії [4] наведена конструкція і математична модель амортизатора релаксаційного типу, в якому має місце «конструкційне» тертя. Проведений порівняльний аналіз плавності ходу і завантаженості ходової частини гусеничної машини з телескопічними і релаксаційними амортизаторами.

У працях [5 – 8] наведені деякі результати досліджень з конструкції і динаміки транспортних засобів військового призначення із запропонованими гідропневматичними індивідуальними підвісками з кулько-гвинтовими передаточними механізмами.

Мета статі. Довести до наукової спільноти результати дослідження щодо теорії і практики кількісного оцінювання параметрів робочих процесів стосовно просторових вільних коливань транспортного засобу з перспективною оригінальною індивідуальною гідропневматичною підвіскою.

Виклад основного матеріалу. Як приклад для проведення чисельного експерименту взято транспортний засіб, за показниками ваги і геометричних параметрів близький до бронетранспортерів БТР-70 та БТР-80. Досліджуваний транспортний засіб обладнаний гідропневматичною підвіскою оригінальної конструкції (рис. 1).

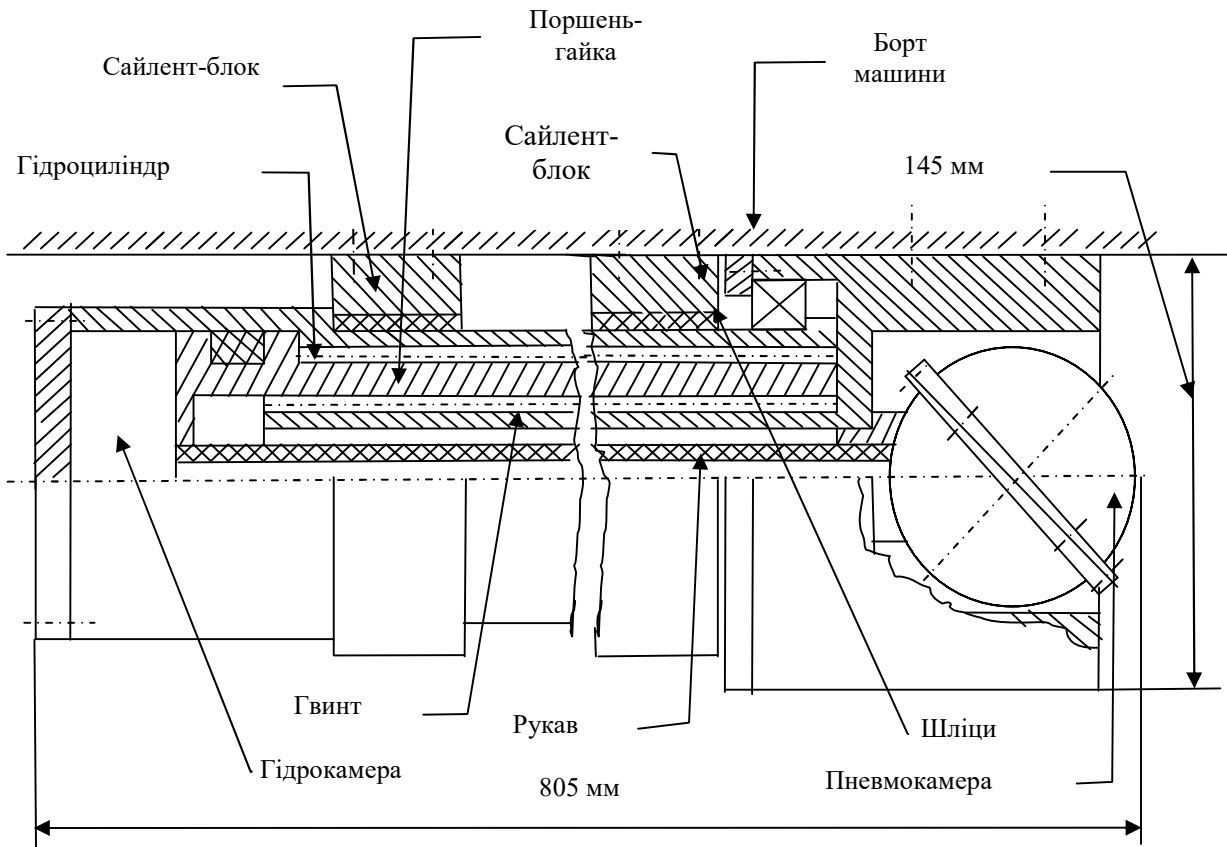


Рисунок 1 – Гідропневматична ресора-важіль

Гідропневматична ресора-важіль встановлена на корпусі машини на місці пружного елемента торсійної підвіски серійної машини (рис. 2).

Гвинт гідропневматичної ресори-важеля (рис. 1) закріплений нерухомо на корпусі машини. Гідроциліндр, нерухомо зв'язаний з нижнім важелем підвіски (рис. 2), при відносних переміщеннях колеса і корпусу машини по вертикалі (рис.2), обертається в сайлентблоках (рис. 1), нерухомих відносно корпусу машини. Від осьових переміщень відносно корпусу машини гідроциліндр зафіксований упорним кульковим підшипником між корпусом і нерухомим гвинтом. Поршень-гайка обертається сумісно з гідроциліндром і переміщується відносно гідроциліндра і гвинта в осьовому напрямку. При зближенні поршня-гайки і гідроциліндра (прямий хід підвіски) рідина із гідрокамери по рукаву переміщується в пневмокамеру. Остання має діафрагму, яка розділяє рідину і газ. У процесі перекачки рідини на прямому і зворотному ходах рідина дроселюється через отвори і клапани, розташовані у пневмокамері. Дроселюванням рідини створюється непружний гідравлічний опір у підвісці.

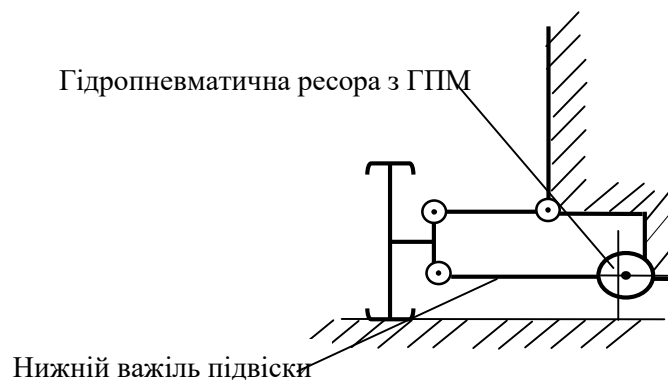


Рисунок 2 – Схема установки гідропневматичної ресори на машині (поперечний перетин)

Математична модель об'єкта досліджень створена на основі математичної моделі, наведеної у статті [9]. Вона розширена за додатковими силами «конструкційного» тертя в рухомих з'єднаннях гідропневматичної ресори (гвинтовому і шліцьовому) і має такий вигляд:

$$\begin{aligned}
 M \cdot \ddot{z} &= \sum_{i=1}^4 (P_{zpi} + PTR_{zpi}) - \sum_{i=1}^4 (NP_{zpi} + NPTR_{zpi}) - G; \\
 I_y \cdot \ddot{\phi} &= \left(\sum_{i=1}^4 (P_{zpi} + PTR_{zpi}) - \sum_{i=1}^4 (NP_{zpi} + NPTR_{zpi}) \right) \cdot l_i; \\
 m_1 \cdot \ddot{z}_1 &= P_{zn1} - G_1 - (P_{zp1} + PTR_{zp1}); \\
 m_2 \cdot \ddot{z}_2 &= P_{zn2} - G_2 - (P_{zp2} + PTR_{zp2}); \\
 m_3 \cdot \ddot{z}_3 &= P_{zn3} - G_3 - (P_{zp3} + PTR_{zp3}); \\
 m_4 \cdot \ddot{z}_4 &= P_{zn4} - G_4 - (P_{zp4} + PTR_{zp4}); \\
 Nm_1 \cdot N\ddot{z}_1 &= NP_{zn1} - NG_1 - (NP_{zp1} + NPTR_{zp1}); \\
 Nm_2 \cdot N\ddot{z}_2 &= NP_{zn2} - NG_2 - (NP_{zp2} + NPTR_{zp2}); \\
 Nm_3 \cdot N\ddot{z}_3 &= NP_{zn3} - NG_3 - (NP_{zp3} + NPTR_{zp3}); \\
 Nm_4 \cdot N\ddot{z}_4 &= NP_{zn4} - NG_4 - (NP_{zp4} + NPTR_{zp4}); \\
 I_x \cdot \ddot{\psi} &= \left(\sum_{i=1}^4 (P_{zpi} + PTR_{zpi}) - \sum_{i=1}^4 (NP_{zpi} + NPTR_{zpi}) \right) \cdot L_i,
 \end{aligned}$$

де M , G , I_y , I_x – маса, вага та моменти інерції підресореного корпусу відносно поперечної OY і повздовжньої OX осей системи координат $OXYZ$ з початком O у центрі мас;

$\ddot{z}_1, \ddot{z}_2, \ddot{z}_3, \ddot{z}_4$ – лінійні прискорення центра мас корпусу та коліс 1, 2, 3, 4 по ходу машини в напрямку вертикальної осі OZ ;

$\ddot{\phi}$, $\ddot{\psi}$ – кутові прискорення корпусу машини відносно поперечної OY і повздовжньої OX осей відповідно;

P_{zpi} – зусилля між колесом і корпусом машини, обумовлене дією пружних і демпферних сил підвіски;

l_i – відстані в напрямку осі OX від центра маси підресореного корпусу до осі i -го колеса (вздовж машини);

L_i – відстані в напрямку осі OY від центра маси підресореного корпусу до i -го колеса (поперек машини);

m_i , G_i – маса та вага непідресорених частин підвіски;

P_{zni} – зусилля між опорною поверхнею і колесом i -ї підвіски;

PTR_{zpi} – зусилля «конструкційного» тертя.

Величина зусилля PTR_{zpi} «конструкційного» тертя обчислюється як функція величини зусилля P_{zpi} (зусилля між колесом і корпусом машини, обумовлене дією пружних і демпферних сил підвіски).

$$PTR_{zpi} = fTR P_{zpi} \text{ sign} V_{vidn},$$

де fTR – приведений коефіцієнт тертя у гвинтовому і шліцьовому з'єднаннях;

V_{vidn} – відносна швидкість колеса і корпусу машини в напрямку вертикальної осі OZ .

Літерою N у диференціальних рівняннях позначені сили на правому по ходу борту машини.

За розширеною математичною моделлю проведено дослідження впливу «конструкційного» тертя на вільні просторові коливання підресореної маси (практично корпусу машини).

В ідеалі, для симетричного розташування центра мас корпусу відносно коліс ($l_{i=1} = l_{i=4}$; $l_{i=2} = l_{i=3}$ уздовж машини та $L_{i=1} = L_{i=2} = L_{i=3} = L_{i=4}$ поперек машини, за обома бортами), за інших рівних умов кутові переміщення ϕ , ψ очікувано близькі до нуля. Під іншими рівними умовами розуміються насамперед однакові характеристики підвісок усіх коліс.

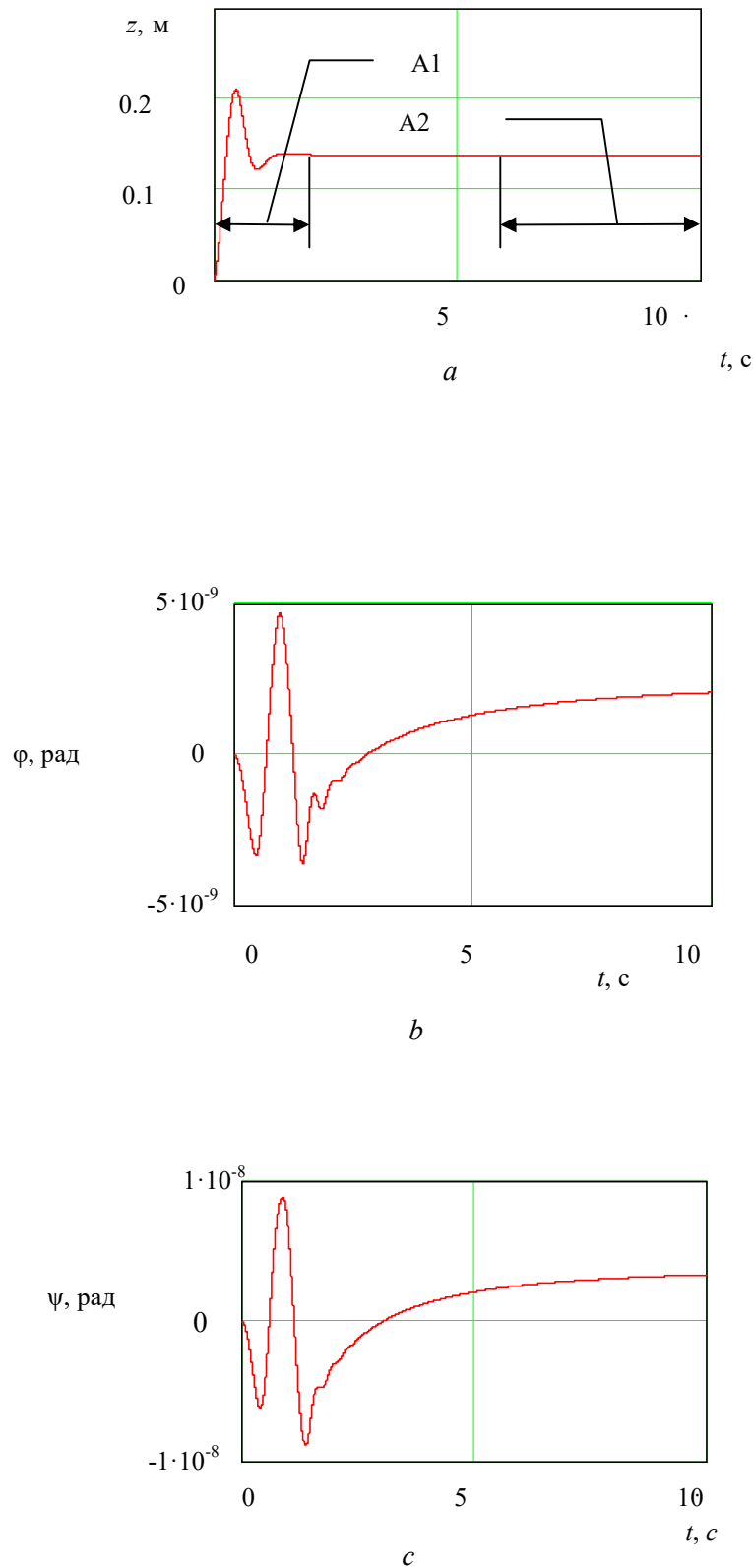
Щодо характеристик у даному випадку, то це не тільки урахування пружно (газ)-демпферних (в'язке тертя за рідиною) зусиль, а і сил «конструкційного» тертя. Сили «конструкційного» тертя залежні від величини пружно-демпферних зусиль і конструктивних особливостей гідропневматичної ресори-важеля (рис. 1). Під конструктивними особливостями розуміється наявність гвинтового передаточного механізму (на рис. 2 – ГПМ). До складу ГПМ входять гідроциліндр, зв'язаний з важелем, поршень-гайка і гвинт (рис. 1). Рухомі з'єднання у складі ГПМ (гвинтове і шліцьове) за конструкцією можуть бути реалізовані за тертям кочення або тертям ковзання. Відомо, що орієнтовні значення коефіцієнтів тертя для пар тертя «сталь – сталь» такі: коефіцієнт тертя кочення для загартованої сталі дорівнює 0,001, а коефіцієнт тертя ковзання, за наявності мащення, знаходиться в межах від 0,04 до 0,1 [10].

Чисельний експеримент проведений за варіантами 1, 2, 3. Для варіанта 1 прийнято такі значення приведених коефіцієнтів тертя всіх підвісок машини: $fTR_{i=1,2,3,4} = NfTR_{i=1,2,3,4} = 0,003$. Для варіанта 2 прийнято: $fTR_{i=1} = NfTR_{i=1} = 0,1$ (перші підвіски за обома бортами машини по ходу руху); $fTR_{i=2,3,4} = NfTR_{i=2,3,4} = 0,053$ (другі, треті та четверті підвіски за обома бортами машини по ходу руху). Для варіанта 3 прийнято: $fTR_{i=1} = 0,1$ (перша підвіска за лівим бортом машини по ходу руху); $fTR_{i=2,3,4} = 0,053$ (друга, третя і четверта підвіски за лівим бортом машини по ходу руху); $NfTR_{i=1,2,3,4} = 0,053$ (усі підвіски правого борту машини).

Результати розрахунків наведені у вигляді осцилограм (рис. 3, а – 3, е; 4, а – 4, е; 5, а – 5, е) та табл. 1, 2, 3.

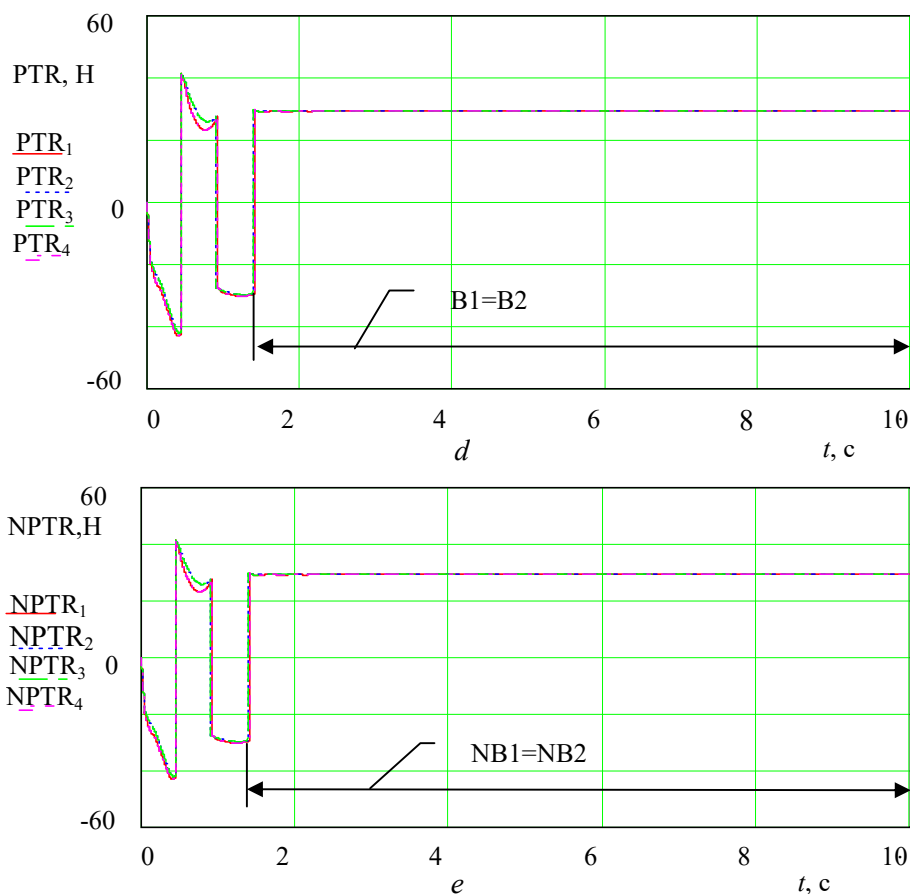
Таблиця 1 – Значення параметрів оцінки коливань за першим варіантом

Приведені коефіцієнти тертя підвісок: $fTR_{i=1,2,3,4} = NfTR_{i=1,2,3,4} = 0,003$							
Тривалість коливального А1 і «сталого» А2 станів: $A1 \approx NA1 \approx 1,918$ с; $A2 \approx NA2 \approx 3,5$ с. Тривалість станів В1, В2, NB1, NB2: $B1 \approx B2 \approx NB1 \approx NB2 \approx 8,6$ с (стани В3 та NB3 відсутні)							
Сили тертя, Н							
$\frac{PTR_{zpi\max}}{PTR_{zpi}(t=10)}$				$\frac{NPTR_{zpi\max}}{NPTR_{zpi}(t=10)}$			
$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$	$i = 4$	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$	$i = 4$
$\frac{43,186}{29,171}$	$\frac{43,186}{29,171}$	$\frac{43,186}{29,171}$	$\frac{43,186}{29,171}$	$\frac{43,186}{29,171}$	$\frac{43,186}{29,171}$	$\frac{43,186}{29,171}$	$\frac{43,186}{29,171}$
Переміщення корпусу: $\frac{Z(t=6,5)}{Z(t=10)}$ (м); $\frac{\varphi(t=6,5)}{\varphi(t=10)}$ (рад); $\frac{\psi(t=6,5)}{\psi(t=10)}$ (рад).							
$\frac{Z = 0,137}{Z = 0,137}$		$\frac{\varphi = 1,659 \times 10^{-9}}{\varphi = 2,06 \times 10^{-9}}$			$\frac{\psi = 2,667 \times 10^{-9}}{\psi = 3,319 \times 10^{-9}}$		



a – z лінійні переміщення центра мас підресореної частини (корпусу машини);
 b, c – φ та ψ кутові переміщення корпусу машини (поздовжні та поперечні)

Рисунок 3 – Осцилограми параметрів (лінійних і кутових переміщень корпусу машини та сил «конструкційного» тертя) за першим варіантом

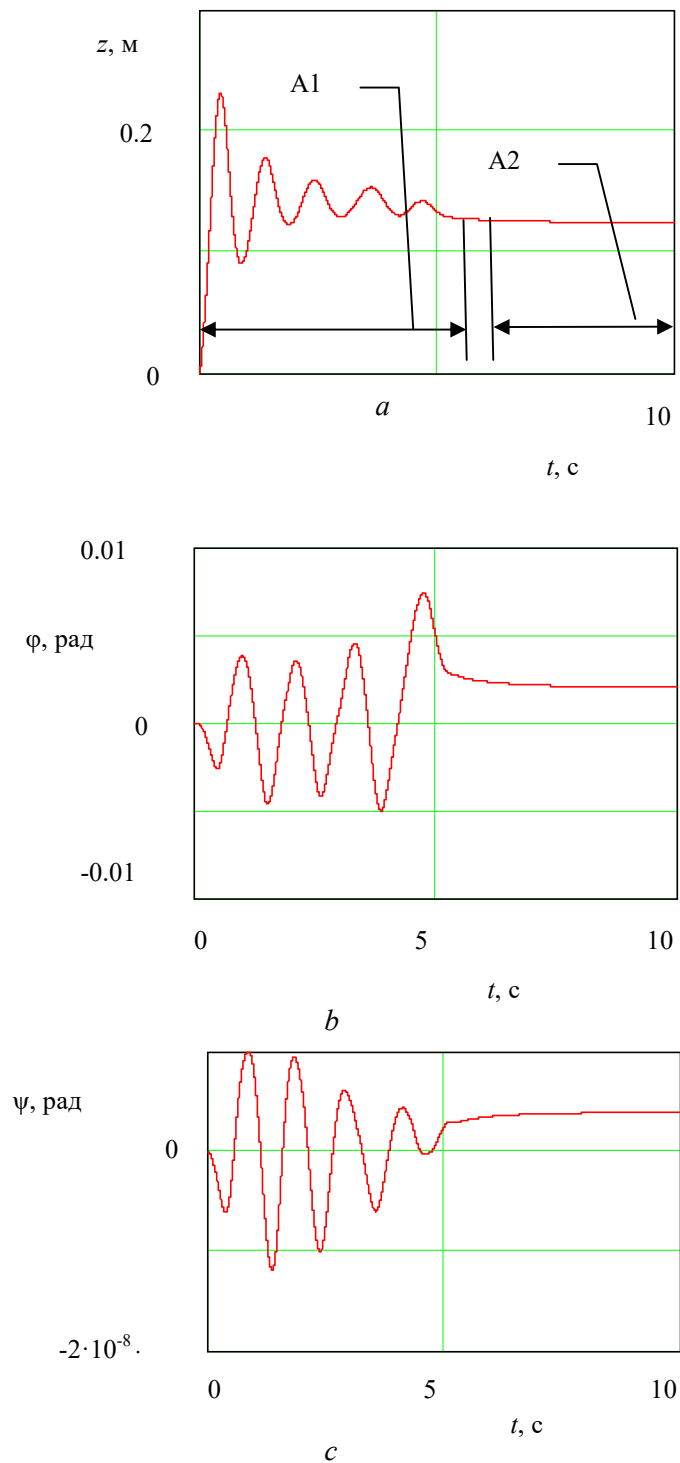


d, e – PTR, NPTR сили «конструкційного» тертя (лівий і правий борти)

Рисунок 3 – аркуш 2

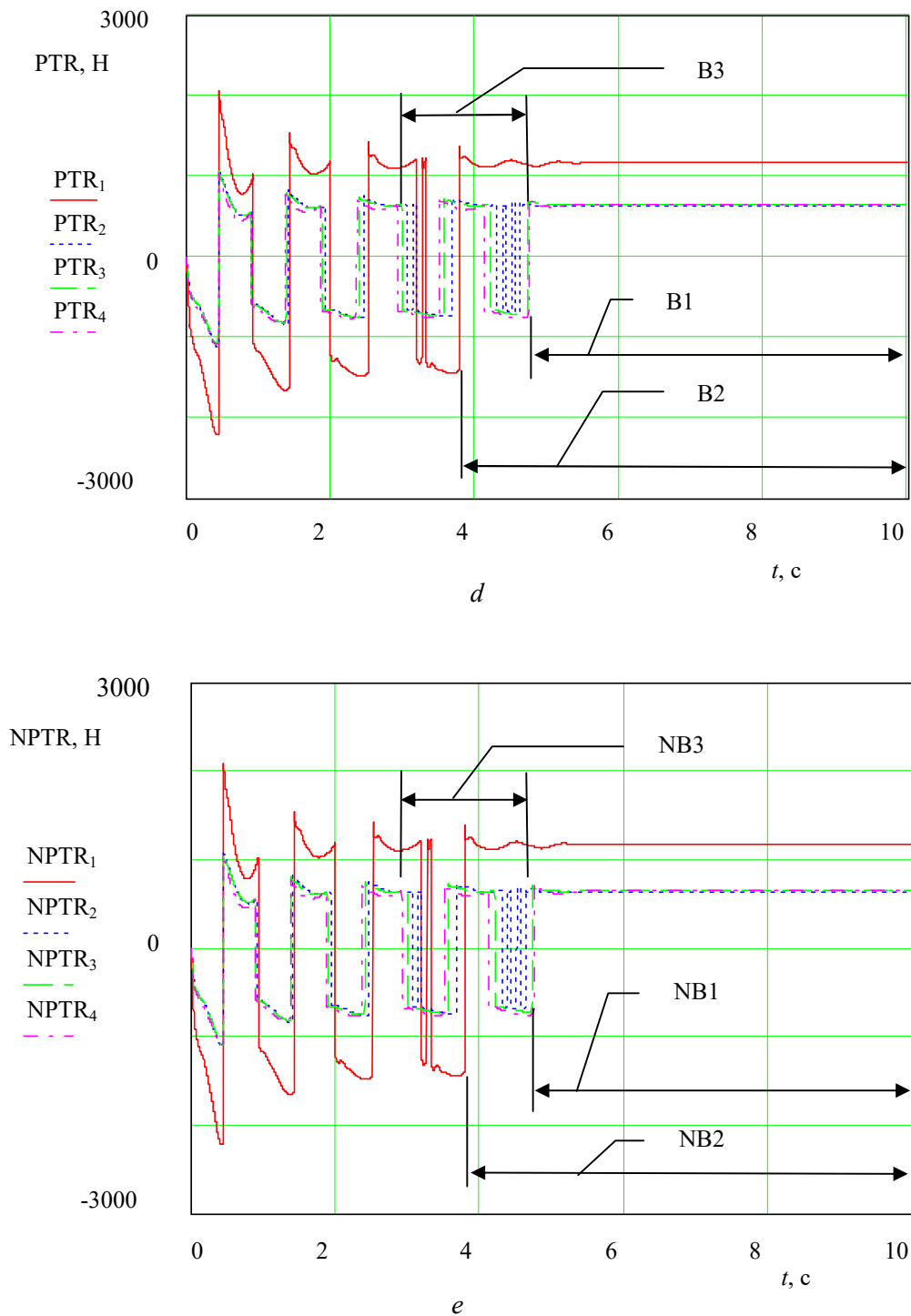
Таблиця 2 – Значення параметрів оцінки коливань за другим варіантом

Приведені коефіцієнти тертя підвісок: $fTR_{i=1} = NfTR_{i=1} = 0,1; fTR_{i=2,3,4} = NfTR_{i=2,3,4} = 0,053$							
Тривалість коливального A1 і «сталого» A2 станів: $A1 \approx NA1 \approx 5,639$ с; $A2 \approx NA2 \approx 3,5$ с Тривалість станів B1, B2, NB1, NB2: $B1 \approx NB1 \approx 5,23$ с; $B2 \approx NB2 \approx 6,158$ с Наявність та тривалість станів B3, NB3: $B3 \approx NB3 \approx 1,721$ с							
Сили тертя, Н							
$\frac{PTR_{zpi\ max}}{PTR_{zpi}(t=10)}$				$\frac{NPTR_{zpi\ max}}{NPTR_{zpi}(t=10)}$			
<i>i</i> = 1	<i>i</i> = 2	<i>i</i> = 3	<i>i</i> = 4	<i>i</i> = 1	<i>i</i> = 2	<i>i</i> = 3	<i>i</i> = 4
$\frac{2217}{1171}$	$\frac{1118}{630}$	$\frac{1090}{640}$	$\frac{1090}{644}$	$\frac{2217}{1171}$	$\frac{1118}{630}$	$\frac{1090}{639}$	$\frac{1090}{644}$
Переміщення корпусу $Z(t=6,5)$ (м), $\varphi(t=6,5)$ (рад), $\psi(t=6,5)$ (рад) $Z(t=10)$ $\varphi(t=10)$ $\psi(t=10)$							
$\frac{Z = 0,134}{Z = 0,124}$		$\frac{\varphi = 2,237 \times 10^{-3}}{\varphi = 2,013 \times 10^{-3}}$			$\frac{\psi = 3,625 \times 10^{-9}}{\psi = 3,928 \times 10^{-9}}$		



a – лінійні переміщення центра мас підресореної частини (корпусу машини);
 b – ϕ кутові поздовжні переміщення корпусу машини;
 c – ψ кутові поперечні переміщення корпусу машини

Рисунок 4 – Осцилограми параметрів (лінійних і кутових переміщень корпусу машини та сил «конструкційного» тертя) за другим варіантом

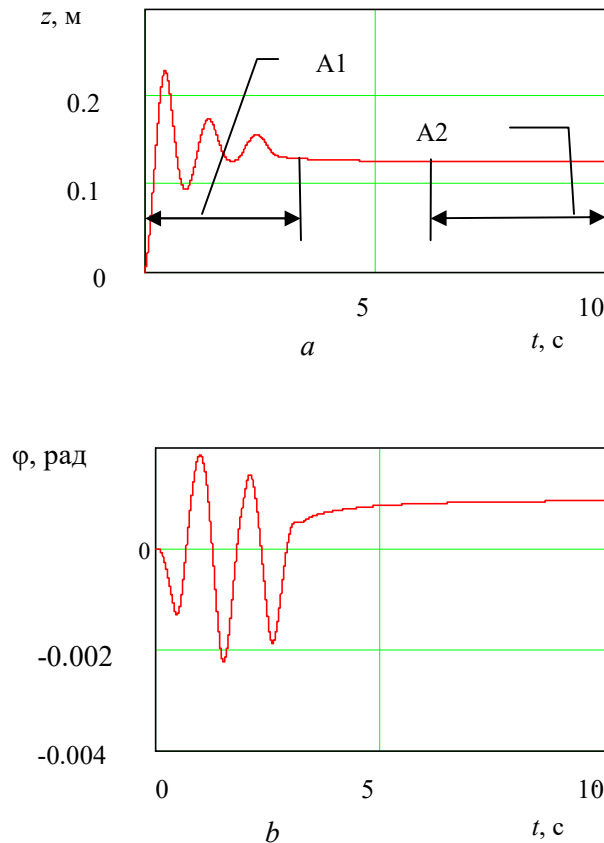


d, e – PTR, NPTR сили «конструкційного» тертя (лівий і правий борти)

Рисунок 4 – аркуш 2

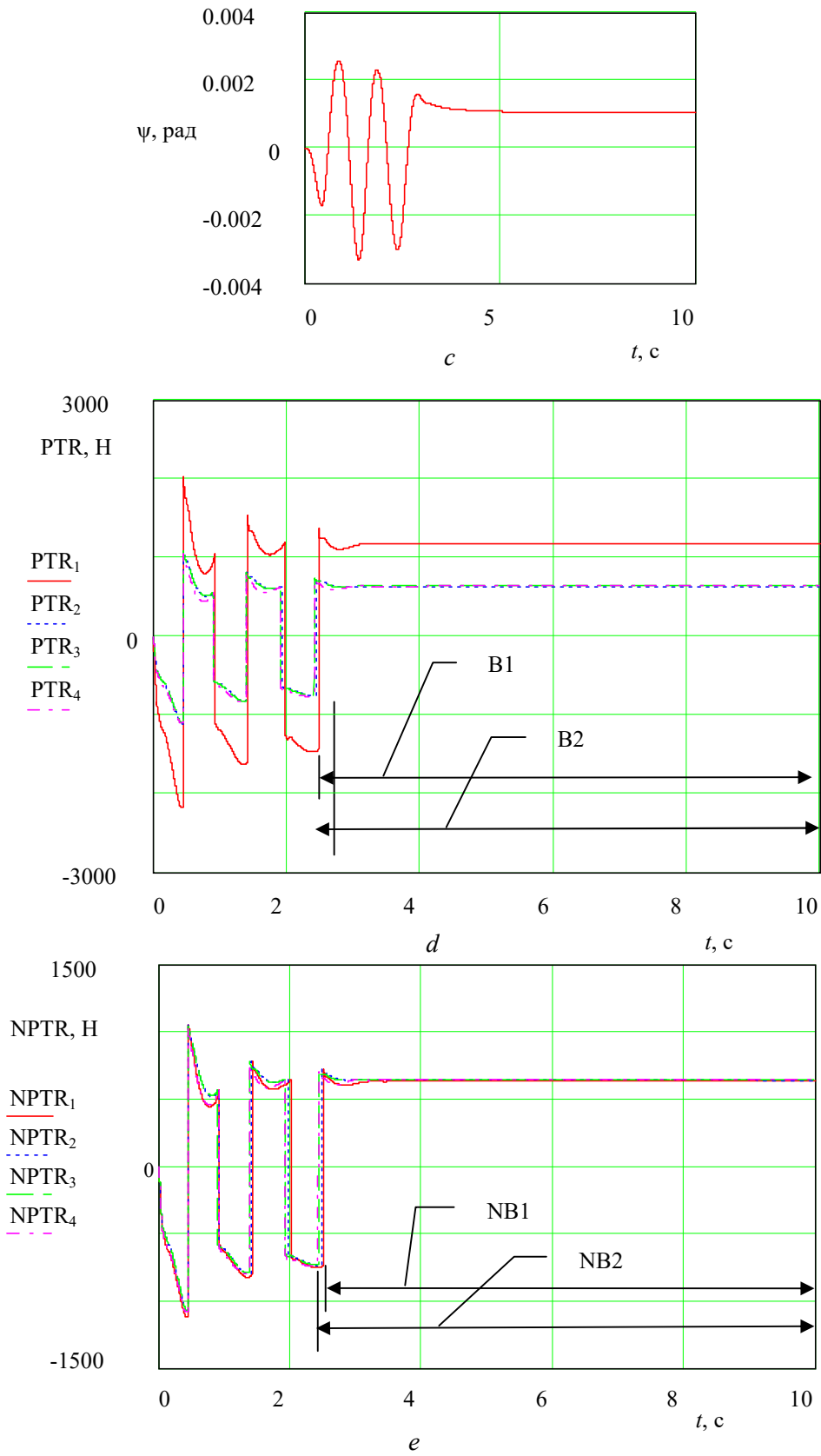
Таблиця 3 – Значення параметрів оцінки коливань за третім варіантом

Приведені коефіцієнти тертя підвісок: $fTR_{i=1} = 0,1$; $fTR_{i=2,3,4} = NfTR_{i=1,2,3,4}=0,053$							
Тривалість коливального А1 і «сталого» А2 станів: $A1 \approx NA1 \approx 3,372$ с; $A2 \approx NA2 \approx 3,5$ с Тривалість станів В1, В2, NB1, NB2: $B1 \approx NB1 \approx 6,821$ с; $B2 \approx NB2 \approx 6,920$ с (стани В3, NB3 відсутні)							
Сили тертя, Н							
$\frac{PTR_{zpi\max}}{PTR_{zpi}(t=10)}$				$\frac{NPTR_{zpi\max}}{NPTR_{zpi}(t=10)}$			
$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$	$i = 4$	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$	$i = 4$
$\frac{2179}{1181}$	$\frac{1111}{632}$	$\frac{1097}{636}$	$\frac{1107}{638}$	$\frac{1117}{633}$	$\frac{1085}{638}$	$\frac{1071}{643}$	$\frac{1082}{645}$
Переміщення корпусу							
$\frac{Z(t=6,5)}{Z(t=10)}$ (м), $\frac{\varphi(t=6,5)}{\varphi(t=10)}$ (рад), $\frac{\psi(t=6,5)}{\psi(t=10)}$ (рад)							
$\frac{Z = 0,126}{Z = 0,125}$	$\frac{\varphi = 8,586 \times 10^{-4}}{\varphi = 9,439 \times 10^{-4}}$			$\frac{\psi = 1,048 \times 10^{-3}}{\psi = 1,04 \times 10^{-3}}$			



$a - z$ лінійні переміщення центра мас підресореної частини (корпусу машини); $b - \varphi$ кутові поздовжні переміщення корпусу машини

Рисунок 5 – Осцилограми параметрів (лінійних і кутових переміщень корпусу машини та сил «конструкційного» тертя) за третім варіантом



c – ψ кутові поперечні переміщення корпусу машини; d – PTR сили «конструкційного» тертя (лівий борт); e – NPTR сили «конструкційного» тертя (правий борт)

Рисунок 5 – аркуш 2

За результатами порівняльного аналізу результатів дослідження видно, що збільшення сумарної величини «конструкційного» тертя збільшує тривалість коливальної складової параметрів за просторовими зміщеннями корпусу машини: $A1 \approx NA1 \approx 1,918$ с (варіант 1), $A1 \approx NA1 \approx 3,372$ с (варіант 3), $A1 \approx NA1 \approx 5,639$ с (варіант 2).

За величиною просторових переміщень корпусу машини видно, що на десятій секунді (параметри мають практично постійну величину) збільшення сумарної величини «конструкційного» тертя (порівняння варіантів 1 та 2) зменшує переміщення z центра мас підресореної частини машини під дією сил ваги в 1,1 разу (на 9,5 %). При цьому нахил машини за кутом φ збільшується приблизно на шість порядків. Але зменшення переміщення корпусу відносно опорної поверхні в зоні перших по ходу руху коліс за кутом φ є величиною порівняно незначною (складає 4,5 мм). Збільшення дорожнього просвіту в зоні перших по ходу руху коліс за параметрами z та φ складає 3,68 % (17,5 мм). З погляду на прохідність збільшення дорожнього просвіту є позитивним фактором.

При переході від коливального процесу до «сталого» мають місце релаксаційні прояви процесу (повільне змінення параметрів z , φ та ψ до сталої величини). Окрім цієї особливості процес руху на інтервалі тривалістю $B3 \approx NB3 \approx 1,755$ с ($3,179$ с $\geq t \geq 1,424$ с) має явно виражений прояв високочастотної складової руху за силами тертя других по ходу руху підвісок (рис. 4, *d*; 4, *e*). Частота високочастотної складової сили тертя близька до частоти коливань не підресореної частини кожної підвіски на шині (частота коливань дорівнює 8,001 Гц). Також має місце явно виражений зсув по фазі сил тертя за низькочастотною складовою руху. Частота низькочастотної складової сили тертя близька до частоти коливань підресореної частини машини (частоти коливання корпусу за параметрами z , φ та ψ знаходяться в межах від 0,959 Гц до 0,97 Гц).

Варіант 3 є проміжним за «конструкційним» тертям. Його особливістю, якщо порівняти з варіантом 2, є суттєве збільшення кута ψ поперечного нахилу корпусу приблизно на шість порядків з одночасним зменшенням кута φ поздовжнього нахилу корпусу приблизно на порядок.

За всіма проявами об'єкта дослідження у процесі руху з осцилограм видно, що має місце прояв автоколивальних (самозбудження) якостей одночасно з параметрично збуджуваними (параметричними) коливаннями. Причиною цього є суттєва нелінійність пружно демпферних зв'язків (змінні жорсткості, не утримуючий характер зв'язків у процесі руху) та наявність сил сухого тертя.

Висновки

1. Розроблена оригінальна математична модель вільних просторових коливань підресореної частини транспортної машини (корпусу) дозволяє оцінити вплив особливостей нової конструкції підвіски транспортного засобу – гідропневматичної з гвинтовим передаточним механізмом та наявністю «конструкційного» тертя.

2. Проведені чисельним методом розрахунки за оригінальною програмою підтвердили адекватність математичної моделі сучасним уявленням з теорії і практики робочих процесів щодо вільних коливань. Чисельно оцінені параметри руху об'єкта, близького за параметрами, вагою і розмірами до БТР-70 та БТР-80, за наявності проявів автоколивальних якостей і параметричних коливань

Перелік джерел посилання

1. Вибрации в технике : справочник в 6-ти т. М.: Машиностроение, 1978. Т. 1. Колебания линейных систем. 352 с.
2. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле / пер. с англ. Л. Г. Корнейчука. М.: Машиностроение, 1985. 472 с.
3. Пановко Я. Г., Губанова И. И. Устойчивость и колебания упругих систем. Современные концепции, парадоксы и ошибки. 2-е изд. М.: Наука, 1967. 420 с.
4. Аврамов В. П., Калейчев Н. Б. Динамика гусеничной машины при установившемся движении по неровностям. Харьков : Вища шк., 1989. 112 с.

5. Пісарєв В. П., Юрчук Ю. М. Удосконалення ходових якостей бойових машин. *Збірник наукових праць Військового інституту внутрішніх військ МВС України*. Харків, 2005. Вип. 1 – 2. С. 30 – 32.
6. Пісарєв В. П., Горбунов А. П. Можливості по компоновці нових конструктивних елементів підвіски, в межах існуючого конструктивного рішення БТР-70. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2009. № 5/6 (41). С. 31 – 33.
7. Пісарєв В. П., Горбунов А. П. Особливості проектування легких броньованих колісних машин з горизонтально розташованими неметалевими пружними елементами. *Системи озброєння і військова техніка*. 2009. № 3 (19). С. 42 – 45.
8. Пісарєв В. П. Можливості транспортного засобу з гальмування за відсутності пробією підвіски. *Вестник НТУ «ХПИ». Автомобиле- и тракторостроение*. Харків, 2011. № 56. С. 29 – 33.
9. Пісарєв В. П. Оцінювання ступеня можливої ураженості екіпажу бойової колісної машини за місцем його розташування у разі підриву на міні. *Честь і закон*. 2013. № 1 (44). С. 91 – 93.
10. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. М.: Машиностроение, 1978. Т.1. 728 с.

Стаття надійшла до редакції 02.04.2023 р.

UDC 629.4.027

V. Pisarev, O. Kornev

ESTIMATION OF THE INFLUENCE OF «CONSTRUCTIONAL» FRICTION IN SUSPENSION ON SPATIAL VIBRATIONS OF A VEHICLE

In the process of creating and modernizing ground vehicles for various purposes, in particular armored vehicles, there is a problem of assessing the influence of design features on working processes in operating conditions. These features include the presence of "structural" friction, in its manifestations and the effect similar to "dry" friction. In some cases, this leads to the appearance of self-oscillations, which is undesirable. Therefore, the development of the theory and practice of numerical assessment of vehicle performance with the possibility of manifestation of self-oscillating properties is an urgent task. Obviously, in the framework of the methodology of applied optimal design of complex technical systems, it is necessary to have an adequate mathematical model of the object of study. An original mathematical model of free spatial vibrations of the sprung part of the transport machine (body) is proposed, which allows one to evaluate the influence of the features of the new vehicle suspension design. The new suspension is hydropneumatic, with a helical gear, with the presence of "structural" friction. Calculations carried out numerically using the original program confirmed the correspondence of the mathematical model to modern ideas about the theory and practice of work processes with free vibrations of complex technical systems. The motion parameters during the manifestation of self-oscillating properties and parametric vibrations of an object close in weight and size to the BTR70 and BTR80 are numerically estimated.

Key words: mathematical model, self-oscillations, parametric oscillations, vehicle, «structural» friction, suspension, nonlinear relationships.

Пісарєв Валерій Петрович – доктор технічних наук, професор, професор кафедри автобронетанкової техніки Національної академії Національної гвардії України.

<https://orcid.org/0000-0003-3396-1492>

Корнєв Олександр Васильович – викладач кафедри автобронетанкової техніки Національної академії Національної гвардії України.

<http://orcid.org/0000-0003-4808-4410>