

**Bibliography (transliterated):** 1. Beljaev S. N. Modelirovanie raboty stabilizatora vooruzhenija legkobronirovannoj boevoj mashiny, postroennogo na osnove besplatformennoj inercial'noj sistemy / S. N. Beljaev // *Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu «Harkiv'skij politehničnij institut»*. – Harkiv: NTU «HPI». – 2008. – № 46. – S. 40–45. 2. Ob osobennostjah postroenija matematičeskoj modeli sovmetnogo dvizhenija bashenki i boevogo modulja kak ob#ektov regulirovanija v kompleksah upravlenija vooruzheniem dlja legkobronirovannyh boevyh mashin / E. E. Aleksandrov, V. A. Kononenko, S. N. Beljaev [i dr.] // *Mehanika ta mashinobuduvannja // Naukovo-tehničnij zhurnal*. – Harkiv: NTU «HPI», 2007. – № 2. – S. 3–27. 3. Uspenskij V. B. Teoreticheskie osnovy girosilovogo upravlenija orientaciej kosmicheskogo letatel'nogo ap-parata: Monografija. – Har'kov: NTU «HPI», 2006. – 328 s. 4. Branec V. N. Primenenie kva-ternionov v zadachah orientacii tverdogo tela / V. N. Branec, I. P. Shmyglevskij. – M.: Nauka, 1973. – 320 s. 5. Aleksandrov E. E., Dinamika transportno–tjagovyh koljosnyh i gusenichnyh mashin / Aleksandrov E. E., Voloncevich D. O., Lebedev A. T. – Har'kov: HADI, 2001. – 642 s.

Біляєв С. М., Істомін О. Є.

#### МОДЕЛЮВАННЯ ДВОПЛОЩИННОГО БЕЗПЛАТФОРМЕНОГО СТАБІЛІЗАТОРА ОЗБРОЄННЯ ЛЕГКОБРОНЬОВАНОЇ БОЙОВОЇ МАШИНИ

Наведено алгоритми стабілізації бойового модуля ЛБМ, розроблені за принципами безплатформених систем. Проаналізовано результати моделювання стабілізатора.

Belyaev S. N., Istomin A. E.

#### MODELING OF DUAL-AXIS ARMAMENT STABILIZER OF LIGHT-ARMORED FIGHTING VEHICLE

Algorithms of stabilization of the LAFV combat module developed on principles of strapdown systems are presented. The results of the simulation of the stabilizer are analyzed.

---

УДК 629.113.001.1

*Волонцевич Д.О., д-р техн. наук; Костяник І.В., канд. техн. наук;  
Камфенкель Д.І.*

#### СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ ДОПУСТИМОЇ ШВИДКОСТІ ВЕДЕННЯ ВОГНЮ З ХОДУ ПРИ РУСІ БОЙОВИХ МАШИН ПО ПЕРЕСІЧЕНІЙ МІСЦЕВОСТІ

**Постановка проблеми.** Постійно зростаюча питома потужність приводить до збільшення середніх швидкостей руху машин, що навіть у випадку застосування керованих гідропневматичних підвісок і сучасного стабілізованого озброєння на пересіченій місцевості часто викликає блокування пострілу через неможливість приводів наведення встигати безупинно відпрацьовувати компенсацію великих швидкостей і амплітуд рухів.

Можливості класичних підвісок на основі металевих пружних елементів і гідравлічних або фрикційних амортизаторів досягли граничних величин, у першу чергу, у зв'язку з обмеженнями по теплонапруженості амортизуючих пристроїв.

Одночасно в системах керування подачею палива у двигун усе ширше впроваджуються електронні всережимні регулятори, які значно простіше дозволяють якщо буде потреба, змінювати за необхідним законом подачу палива в автоматичному режимі без участі механіка-водія.

**Аналіз останніх публікацій.** В науково-технічній літературі широко представлені роботи, пов'язані з вдосконаленням характеристик стабілізаторів озброєння і підвісок гусеничних та колісних машин. Публікацій з питання зменшення амплітуд подовжньо-кутових коливань за рахунок зміни сили тяги в літературі знайдено не було.

**Формулювання мети публікації.** Цілями і задачами даної роботи є:

- 1) Підвищення допустимої швидкості руху ведення вогню з ходу при русі бойових машин по пересіченій місцевості шляхом зменшення подовжньо-кутових коливань корпусу за рахунок автоматично керованих подовжніх прискорень.
- 2) Перевірка шляхом математичного моделювання ефективності застосування пропонованого способу на прикладі танка Т-80УД з урахуванням роботи всережимного регулятора паливоподачі.

**Викладення основного матеріалу.** У зв'язку з вищевикладеним, пропонується використовувати зміну сили тяги на рушії шляхом зміни подачі палива у двигун для зниження величини подовжньо-кутових коливань корпусу при русі по низькочастотних нерівностях з амплітудою в межах динамічного ходу підвіски на швидкостях вище 4 м/с.

Суть пропозиції полягає в наступному.

Перший варіант (для машин, що не мають на борту датчика подовжньо-кутових прискорень корпусу).

При постійному положенні педалі керування подачею палива за допомогою спеціальної системи керування подача палива у двигун здійснюється за законом

$$h_p = h_0 + K \cdot (\Delta - \Delta_{ст}) / (\Delta_{max} - \Delta_{ст}), \quad (1)$$

де  $h_p$  – положення рейки паливного насоса (дросельної заслінки);

$h_0$  – положення рейки паливного насоса (дросельної заслінки), що задається механіком-водієм;

$\Delta$  – поточна різниця деформацій пружних елементів першої і останньої підвісок;

$\Delta_{ст}$  – різниця деформацій пружних елементів першої і останньої підвісок у статичному положенні машини;

$\Delta_{max}$  – максимально можлива різниця деформацій пружних елементів першої і останньої підвісок;

$K$  – коефіцієнт чутливості, що залежить від швидкості руху машини.

Для реалізації запропонованого способу зниження інтенсивності подовжньо-кутових коливань корпусу ВГКМ досить установити на крайніх підвісках датчики положення балансирів щодо корпусу машини і сервопривод, що накладає додаткове переміщення рейки паливного насоса на переміщення, що задається механіком-водієм. Цей привод може бути таким, що вимикається, і вмикатися, наприклад, при включенні стабілізатора озброєння і русі машини зі швидкістю вище 4 м/с.

Приклад роботи пропонованої системи показаний на рис. 1.

Машина, рухаючись із постійною швидкістю по рівній дорозі, наїжджає на бугор. У випадку відсутності пропонованої системи всережимний регулятор при зростанні сили опору руху, намагаючись зберегти незмінною швидкість руху, збільшує подачу палива у двигун, що приводить до різкого зростання подовжньо-кутового прискорення й закидання носа машини нагору.

При використанні пропонованого способу зниження інтенсивності подовжньо-кутових коливань корпусу (рис. 1а) у момент початку піджимання передніх опорних котків (коліс) подача палива зменшується пропорційно різниці деформацій пружних елементів першої і останньої підвісок, у результаті чого виникає спрямована вперед сила інерції і позитивний крутний момент від неї, що знижує крутний момент, прикладений до корпусу від підвіски і тим самим зменшує подовжньо-кутові коливання корпусу, викликані наїздом на перешкоду.

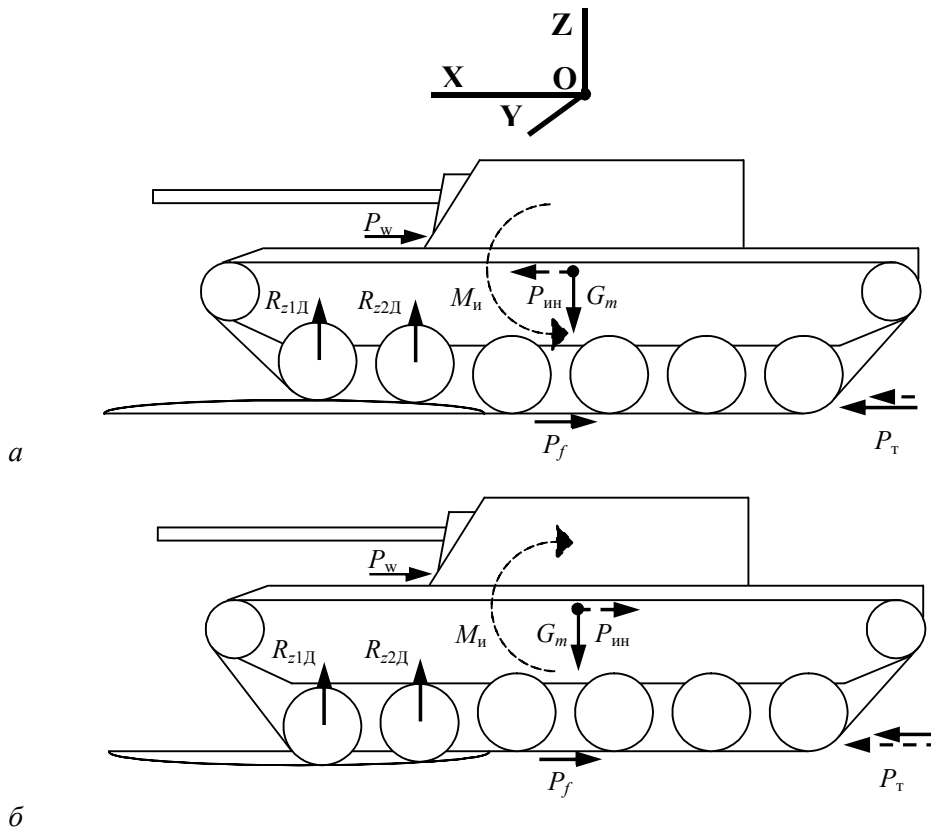


Рис. 1. Принцип дії способу зниження подовжньо-кутових коливань корпусу ВГКМ

$$\begin{aligned} (R_{z1} = R_{z1ст} + R_{z1Д}; \quad R_{z2} = R_{z2ст} + R_{z2Д};) &\Rightarrow \sum M_Y < 0; \\ P_T = P_{T0} + \Delta P_T (\Delta P_T < 0) \Rightarrow P_{ин} > 0 \Rightarrow M_{ин} > 0 \Rightarrow \sum M_Y \rightarrow 0 \Rightarrow \ddot{\phi} \rightarrow 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Машина, рухаючись із постійною швидкістю по рівній дорозі, в'їжджає в яму. У випадку відсутності запропонованої системи всережимний регулятор при зменшенні сили опору руху, намагаючись зберегти незмінною швидкість руху, знижує подачу палива у двигун, що приводить до різкого зростання подовжньо-кутового прискорення і клевку носа машини долі.

При використанні запропонованого способу зниження інтенсивності подовжньо-кутових коливань корпусу (рис. 1б) у момент початку розвантаження передніх опорних котків (коліс) подача палива збільшується пропорційно різниці деформацій пружних елементів першої і останньої підвісок, у результаті чого виникає спрямована назад сила інерції й негативний крутний момент від неї, що знижує крутний момент, прикладений до корпусу від підвіски і тим самим зменшує подовжньо-кутові коливання корпусу, викликані наїздом на перешкоду.

$$\begin{aligned} (R_{z1} = R_{z1ст} - R_{z1Д}; \quad R_{z2} = R_{z2ст} - R_{z2Д};) &\Rightarrow \sum M_Y > 0; \\ P_T = P_{T0} + \Delta P_T (\Delta P_T > 0) \Rightarrow P_{ин} < 0 \Rightarrow M_{ин} < 0 \Rightarrow \sum M_Y \rightarrow 0 \Rightarrow \ddot{\phi} \rightarrow 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Другий варіант (для машин, оснащених датчиком подовжньо-кутових прискорень корпусу).

У цьому випадку автоматична зміна подачі палива для одержання поздовжнього прискорення з потрібним знаком провадиться при виконанні наступних умов:

- 1) швидкість руху машини більше 4 м/с;
- 2) якщо  $\ddot{\phi} > 0$  й  $\dot{\phi} > 0$ , то подача палива збільшується з максимальною інтенсивністю доти, поки виконується умова або не буде досягнута максимально можлива подача палива;
- 3) якщо  $\ddot{\phi} < 0$  й  $\dot{\phi} < 0$ , те подача палива зменшується з максимальною інтенсивністю доти, поки виконується умова або поки не буде повністю перекрита подача палива за умови  $v \geq 4$  м/с;
- 4) при невиконанні ні 2, ні 3 умови або виконання одного з них, але невиконання 1 умови подача палива вертається у вихідний стан, що задається механіком-водієм ( $h_p = h_0$ ).

Безумовно, пропонований спосіб має ряд істотних обмежень:

- зниження інтенсивності подовжньо-кутових коливань корпусу здійснюється за рахунок деякого зростання вертикальних і поздовжніх прискорень;
  - спосіб не може бути застосований на нерівностях, амплітуди яких перевищують динамічний хід підвіски, тому що спроба зниження подовжньо-кутових коливань за рахунок сил інерції в цьому випадку приведе до пробою підвіски;
  - спосіб не може бути застосований на високочастотних нерівностях (мерзла оранка);
  - спосіб не може бути застосований на малих швидкостях руху (менш 4 м/с), тому що на цих швидкостях зазвичай здійснюється маневрування на особливо складному рельєфі або в стиснутих умовах, коли необхідно точне керування рухом з боку механіка-водія;
  - спосіб не може бути застосований у перехідних режимах (перемикання передач, екстрене гальмування і т.д.).

Для оцінки ефективності застосування запропонованого способу був проведений чисельний експеримент, у ході якого порівнювалися показники проходження тих самих трас машиною Т-80УД, необладнаною пропонованою системою і машинами, обладнаними системами керування паливоподачею по першому і другому варіанту.

Для проведення чисельного експерименту була використана комплексна функціональна математична модель гусеничної машини, що включає в себе:

- дизельний двигун із всережимним регулятором [2];
- бортову планетарну трансмісію;
- ходову частину з гусеничним рушієм [1];
- підвіску.

Для експериментальних машин штатний всережимний регулятор відключався, а замість нього регулювання подачі палива здійснювалося за законом (1) або алгоритмом, описаним в другому варіанті реалізації.

Машина, рухаючись із постійною швидкістю на III - VII передачах при обертах двигуна, що відповідають максимальному крутному моменту, в'їжджала на один із трьох типів трас.

При цьому фіксувалися:

- вертикальні, поздовжні і подовжньо-кутові прискорення, швидкості і переміщення центру ваги корпусу;
- прискорення, швидкості і кути повороту всіх балансирів щодо корпусу;
- швидкості штоків і зусилля на всіх амортизаторах;
- натяги робочих гілок гусениць;
- нормальні реакції під всіма опорними котками.

Траси розглядалися трьох типів:

- синусоїдальна, що має три повних періоди;
- одиничний бугор;
- одинична яма.

Для кожної траси амплітуда змінювалася від 0,1 м до 0,3 м, а довжина хвилі відповідала 1, 1,5, 2 і 2,5 базам машини.

На попередньому етапі були оцінені величини подовжньо-кутових прискорень  $\ddot{\phi}$  коливань корпусу, які можуть бути досягнуті за рахунок керування подачею палива при русі на різних передачах по ґрунту з коефіцієнтом опору руху  $f_0 = 0,06$ .

Так максимальний ефективний крутний момент, що розвивається двигуном 6ТД-2 становить  $M_{ДВ}^{max} = 2776$  Нм. Відповідно, на ведучі колеса на  $j$ -ій передачі може потрапити крутний момент (табл. 1)

$$M_{ВК}^{max} = M_{ДВ}^{max} \cdot i_{ТРj} \eta_{ДВ} \eta_{ТРj}, \quad (4)$$

де  $i_{ТРj}$  – передаточне число трансмісії на  $j$ -ій передачі;

$\eta_{ДВ}$  – коефіцієнт втрат у двигуні на системи охолодження, змащення, генератор і т.п.;

$\eta_{ТРj}$  – ККД трансмісії на  $j$ -ій передачі.

Максимальна сила тяги по двигуну, що може бути отримана на рушії, становить (табл. 1)

$$P_T^{max} = M_{ВК}^{max} R_{ВК} \eta_{ДВИЖ}, \quad (5)$$

де  $R_{ВК}$  – радіус ВК;

$\eta_{ДВИЖ}$  – ККД гусеничного рушія з гумовометалевим шарніром, що визначається за формулою

$$\eta_{ДВИЖ} = 0,98 - 0,0076 \cdot V_{СРj}, \quad (6)$$

де  $V_{СРj}$  – швидкість руху машини на  $j$ -ій передачі в режимі обертів максимального крутного моменту двигуна, м/с.

*Таблиця 1*

Оцінка впливу збільшення подачі палива до максимуму на величину подовжньо-кутового прискорення

№ пер.	$V_{СРj}$ , м/с	$\eta_{ДВИЖ}$	$M_{ВК}^{max}$ , Нм	$P_T^{max}$ , Н	$P_T^{Const}$ , Н	$\Delta\ddot{\phi}$ , с <sup>-2</sup>
2	3,275	0,955	56416,9	172155,1	27121,9	1,042
3	4,132	0,949	44707,7	135493,8	27149,4	0,779
4	5,169	0,941	35743,1	107425,7	27191,1	0,577
5	6,296	0,932	29343,5	87388,4	27246,9	0,432
6	9,819	0,905	18814,2	54421,4	27492,4	0,194
7	14,405	0,871	13353,7	37139,8	27972,5	0,066

Необхідна сила тяги для підтримки рівномірного руху по ґрунту із заданим коефіцієнтом опору руху  $f_0$  на  $j$ -ій передачі в режимі обертів максимального крутного моменту двигуна (табл. 1)

$$P_T^{Const} = G_M f_0 + k_0 F V_{СРj}, \quad (7)$$

де  $G_M$  – сила ваги машини ( $G_M = 451260$  Н);

$k_0$  – коефіцієнт обтічності машини ( $k_0 = 0,65$  кг/м<sup>3</sup>);

$F$  – найбільша площа поперечного перерізу машини, ( $F = 6,65$  м<sup>2</sup>).

Максимальне значення величини подовжньо-кутового прискорення  $\ddot{\phi}$  коливань корпусу, що може бути досягнуте за рахунок збільшення подачі палива до максимуму (табл. 1)

$$\Delta\ddot{\phi} = -\frac{(P_T^{\max} - P_T^{\text{Const}})h_{\text{ЦТ}}}{I_Y}, \quad (8)$$

де  $h_{\text{ЦТ}}$  – відстань від опорної поверхні до центра ваги машини в статиці ( $h_{\text{ЦТ}} = 1,15$  м);  
 $I_Y$  – момент інерції підресореної частини машини щодо поперечної горизонтальної осі  $O_M Y_M$  зв'язаної системи координат ( $I_Y = 160000$  Нмс<sup>2</sup>).

Для випадку гальмування двигуном при повному перекритті подачі палива з урахуванням передумови, що максимальний гальмовий момент двигуна становить 40% від тягового  $M_{\text{ДВ(Т)}}^{\max} = 0,4M_{\text{ДВ}}^{\max}$ , гальмовий момент на ведучих колесах можна обчислити по формулі

$$M_{\text{БК(Т)}}^{\max} = \frac{M_{\text{ДВ(Т)}}^{\max} i_{\text{ТРj}}}{\eta_{\text{ДВ}} \eta_{\text{ТРj}}}. \quad (9)$$

Максимальна гальмова сила на рушії в цьому випадку становить:

$$P_{\text{ТОРМ}}^{\max} = \frac{M_{\text{БК(Т)}}^{\max} R_{\text{БК}}}{\eta_{\text{ДВИЖ}}}. \quad (10)$$

Максимальне значення величини подовжньо-кутового прискорення  $\ddot{\phi}$  коливань корпусу, що може бути досягнуте за рахунок перекриття подачі палива до нуля (табл. 2)

$$\Delta\ddot{\phi} = \frac{(P_{\text{ТОРМ}}^{\max} + P_T^{\text{Const}})h_{\text{ЦТ}}}{I_Y}. \quad (11)$$

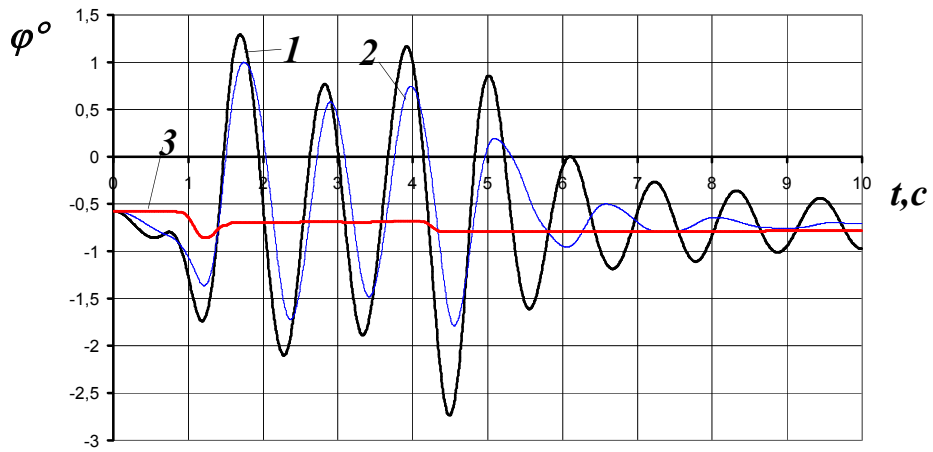
Для більш докладної оцінки ефективності запропонованого способу зниження величини подовжньо-кутових коливань корпусу для всіх сполучень вихідних параметрів були побудовані графіки зміни подовжньо-кутових, вертикальних і поздовжніх прискорень корпусу, а так само кутів диференту. За результатами розрахунків були побудовані зведені узагальнюючі графіки середніх значень подовжньо-кутових, вертикальних і поздовжніх прискорень корпусу за час проходження нерівностей і графіки зміни у відсотках величини подовжньо-кутових і вертикальних прискорень при використанні запропонованої системи по кожному з варіантів реалізації.

Таблиця 2

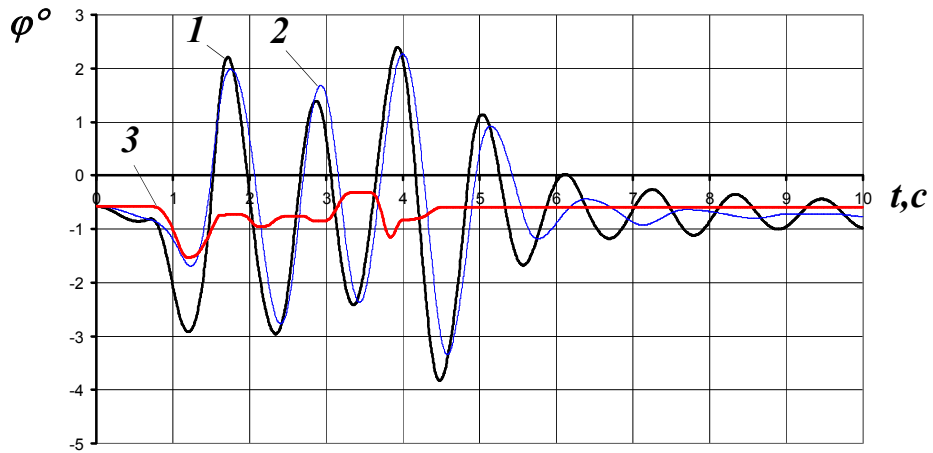
Оцінка впливу перекриття подачі палива до нуля на величину подовжньо-кутового прискорення

№ пер.	$V_{\text{СРj}}$ , м/с	$\eta_{\text{ДВИЖ}}$	$M_{\text{БК}}^{\max}$ , Нм	$P_T^{\max}$ , Н	$P_T^{\text{Const}}$ , Н	$\Delta\ddot{\phi}$ , с <sup>-2</sup>
2	3,275	0,955	31450,5	105203,1	27121,9	0,951
3	4,132	0,949	24923,1	83941,3	27149,4	0,798
4	5,169	0,941	19925,6	67671,6	27191,1	0,682
5	6,296	0,932	16358,0	56065,9	27246,9	0,599
6	9,819	0,905	10488,3	37011,0	27492,4	0,464
7	14,405	0,871	7149,5	26239,1	27972,5	0,390

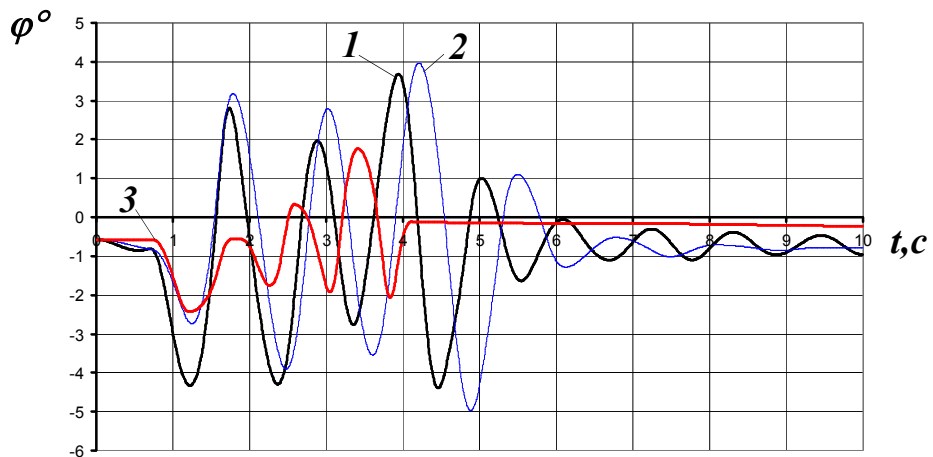
На рис. 2 і 3 представлені приклади залежностей кута диференту корпусу машини від часу в процесі подолання трьох синусоїдальних нерівностей та нерівності типу "бугор". На графіках представлені процеси зміни кута диференту для базової машини і двох із запропованою системою.



a

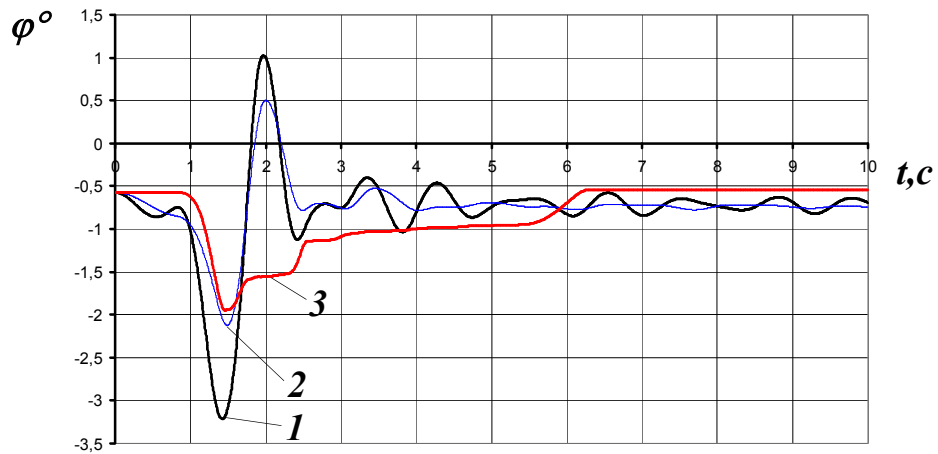


б

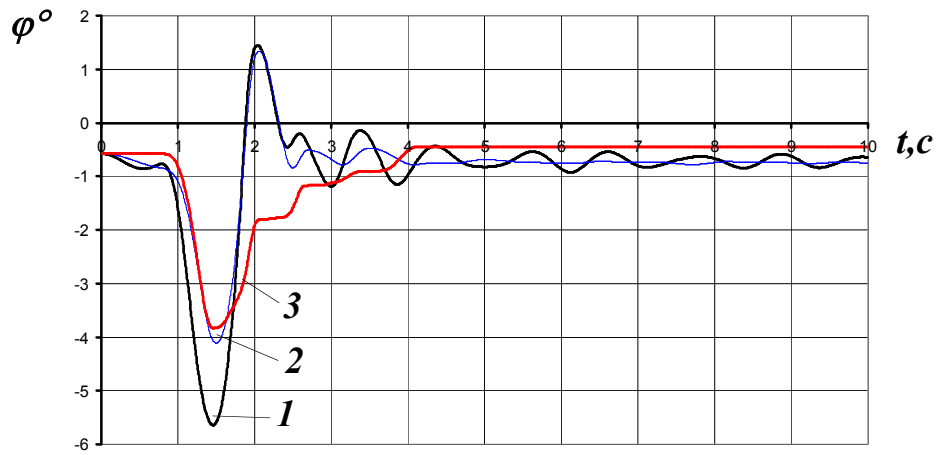


в

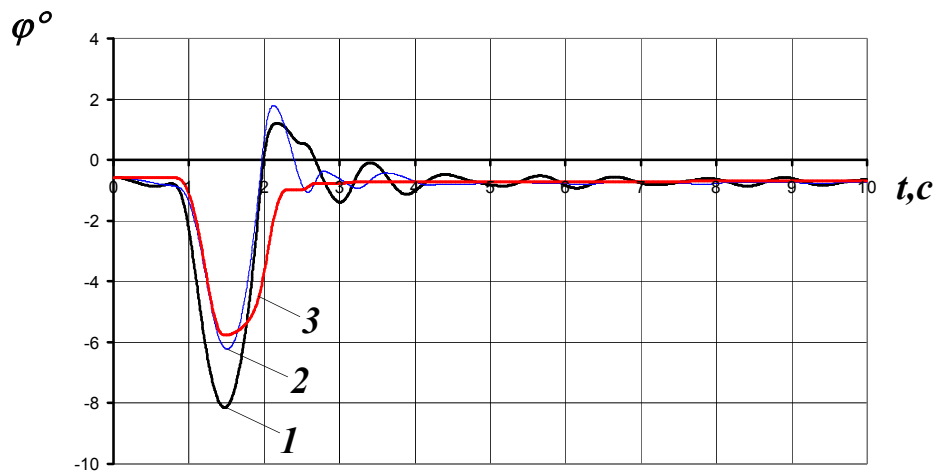
Рис. 2. Зміна кута диференту за часом при русі по синусоїдальній трасі з довжиною хвилі  $1L$  на III передачі:  
 а) амплітуда 0,1 м; б) амплітуда 0,2 м; в) амплітуда 0,3 м;  
 1 - базова машина; 2 - система по варіанту 1; 3 - система по варіанту 2



а



б



в

Рис. 3. Зміна кута диференту за часом при русі по перешкоді типу «бугор» з довжиною хвилі  $1L$  на III передачі: а) амплітуда 0,1 м; б) амплітуда 0,2 м; в) амплітуда 0,3 м; 1 - базова машина; 2 - система по варіанту 1; 3 - система по варіанту 2



**Висновки.** Результати проведеної роботи свідчать про безумовну ефективність другого варіанта реалізації системи керування паливоподачею з урахуванням зазначених вище обмежень. Зниження подовжньо-кутових прискорень на перешкодах типу "бугор" становить від 27% до 78%, на перешкодах типу "яма" від 0% до 85%, а на перешкодах типу "синусоїда" за винятком довжин хвиль  $2L$  і  $2,5L$  на другій і третій передачах від 5% до 93%. При цьому збільшення вертикальних прискорень відбувається лише в півтора-два, максимум три рази в області резонансу і максимальні значення цих прискорень у центрі ваги машини навіть при пробі підвісок не перевищують 2-3g.

Для більш точного кількісного визначення рівня зниження подовжньо-кутових прискорень необхідна ідентифікація моделі за результатами експерименту.

**Література:** 1. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с. 2. Александров Е.Е., Александрова Т.Е., Карпенко В.А., Рафалович О.Я. Стохастический синтез регулятора топливоподачи транспортного дизеля 6ТД // *Механіка та машинобудування*. – 1999. – №1. – С. 32-35.

**Bibliography (transliterated):** 1. Zabavnikov N.A. Osnovy teorii transportnyh gusenichnyh ma-shin. – M.: Mashinostroenie, 1975. – 448 s. 2. Aleksandrov E.E., Aleksandrova T.E., Karpenko V.A., Rafalovich O.Ja. Stokhasticheskij sintez reguljatora toplivopodachi transportnogo dizelja 6TD // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 1999. – №1. – S. 32-35.

Волонцевич Д.О., Костяник И.В., Камфенкель Д.И.

#### СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ДОПУСТИМОЙ СКОРОСТИ ВЕДЕНИЯ ОГНЯ СХОДУ ПРИ ДВИЖЕНИИ БОЕВЫХ МАШИН ПО ПЕРЕСЕЧЕННОЙ МЕСТНОСТИ

Предложен способ повышения допустимой скорости движения для ведения огня с хода при движении боевых машин по пересеченной местности путем уменьшения продольно-угловых колебаний корпуса за счет автоматически управляемых продольных ускорений. Приведены результаты численного эксперимента, которые иллюстрируют эффективность применения предлагаемого способа на примере танка Т-80УД.

Volontsevich D.O., Kostyanik I.V., Kamfenkel D.I.

#### THE WAY OF INCREASE OF ADMISSIBLE SPEED OF MOVEMENT FOR FIRING FROM A COURSE IS OFFERED AT MOVEMENT OF FIGHTING VEHICLES ON A CROSS-COUNTRY TERRAIN

The way of increase of admissible speed of movement for firing from a course is offered at movement of fighting vehicles on a cross-country terrain by reduction of longitudinal-angular fluctuations of the case at the expense of automatically operated longitudinal accelerations. Results of numerical experiment which illustrate efficiency of application of an offered way on a tank T-84UD example are resulted.

УДК 629.1.032

*Воронцов С.Н., канд. техн. наук; Поторока А.В., Решетило Е.И.,  
Дреус С.Ю., Павлов А.Е.*

#### МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО БУФЕРА СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ВОЕННОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

**Введение.** В процессе нахождения оптимальных характеристик системы поддрессирования (СП) военных гусеничных и колесных машин (ВГМ) одной из основных проблем является высокий нагрев демпфирующих устройств (ДУ) подвески. В настоящее время его снижение возможно несколькими путями: установкой предохранительных