

УДК 629.1

Ю.А. Чаган

Академія сухопутних військ, Львів

ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК АМОРТИЗАТОРІВ НА НЕЛІНІЙНІ ВЕРТИКАЛЬНІ КОЛИВАННЯ КОРПУСУ ГУСЕНИЧНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Отримано у параметризованій формі співвідношення, які описують амплітудно-частотну характеристику вертикальних коливань корпусу гусеничних транспортних засобів. Проведено дослідження впливу різних моделей сил опору амортизаторів та пружних елементів на нелінійні коливання корпусу.

Ключові слова: гусеничний транспортний засіб, система підресорювання, рівняння руху, амплітуда коливань.

Постановка проблеми. Аналіз останніх досліджень і публікацій

Відомо [1-3], що комфортабельність перевезень транспортними засобами визначається кінематичними характеристиками руху та динамічними властивостями підвіски (демпферних пристроїв та пружних елементів в т.ч. шин). Що стосується колісних транспортних засобів (КТЗ), то розв'язанню цієї проблеми присвячена низка праць [4-6] щодо їх конструювання, моделювання пружних характеристик, аналізу їх впливу на коливання підресореної маси та ін. В той же час належним умовам експлуатації гусеничних транспортних засобів (ГТЗ) з точки зору впливу зовнішніх (профілю дороги) та внутрішніх чинників (характеристика підвіски, її компонування тощо) присвячені тільки окремі дослідження [7-10]. У них не проведено такого ґрунтовного аналізу (як для КТЗ) впливу пружних характеристик підвіски та демпферів на динаміку цих машин, які експлуатуються у набагато складніших умовах. У цих працях констатується, зокрема, той факт, що для підвіски ГТЗ зв'язок між переміщенням та відновлюючою силою повинен описуватись нелінійними співвідношеннями. Наведені ж у [11] експериментальні графічні характеристики підвіски не описано аналітичними функціями. Все це створює значні труднощі при моделюванні зовнішніх та внутрішніх чинників, які впливають на плавність ходу, а значить динаміку ГТЗ в цілому за умов експлуатації близьких до реальних. Для часткового вирішення поставлених задач, предметом розгляду даної статті є аналіз комплексного впливу нелінійних характеристик пружних елементів та демпферів підвіски на амплітудно-частотну характеристику вертикальних коливань корпусу ГТЗ. Це дозволить вибрати такі їх характеристики, які забезпечать належну комфортабельність (з точки зору вертикальних коливань) ГТЗ. В цьому і полягає актуальність проведених нижче досліджень.

Виклад основного матеріалу

Рівняння руху вертикальних коливань. Для аналізу впливу характеристик підвіски та демпферів

на коливання корпусу, за базові співвідношення приймаються отримані у [12] диференціальні рівняння динаміки ГТЗ. Їх подамо у вигляді

$$M_1 \ddot{x}_1 + \frac{I_1}{r} \ddot{\phi} + \alpha_1 (\varphi_1) \dot{\phi}_1^2 + \beta (\dot{x}_1, x^*) \dot{x}_1^* = \frac{M_{kp}}{R_2} - \sum_{i=5}^{10} (F_i + P_i + R_i(z_i, \dot{z}_i)) f'(x_i^*)$$

$$M \ddot{z}_1 + \frac{I_2}{r} \ddot{\phi} + \alpha_2 (\varphi_1) \dot{\phi} = Mg - \sum_{i=1}^6 (c_i (\Delta_{idefor}) \times (\varphi_1 l_i + (z_i - z_i^0) - z_i^*) + R_i(z_i, \dot{z}_i))$$

$$I_3 \ddot{\phi}_1 + \alpha_3 (\varphi_1) \ddot{x}_1 + \alpha_4 (\varphi_1) \ddot{z}_1 = P_2 l_2 - P_3 l_3 - \sum_{i=1}^6 (c_i (\Delta_{idefor}) (\varphi_1 l_i + (z_1 - z_i^0) - z_i^*) + R_i(z_i, \dot{z}_i))_i,$$

де x_1, z_1, φ_1 – узагальнені координати, які визначають положення ГТЗ, M, M_1 – відповідно маса корпусу та загальна маса ГТЗ, $\alpha_1(\varphi_1), \alpha_2(\varphi_1), \alpha_3(\varphi_1), \beta(\dot{x}_1, x^*)$ – відомі коефіцієнти, l_1, l_2, \dots, l_6 – параметри, які характеризують положення підвіски, $c_i(\Delta_i)$ – функції, які описують змінну жорсткість кожного із пружних елементів підвіски, Δ_i, z_{i0} – відповідно його деформація у довільний момент часу та статична деформація, x_i^*, z_i^* – координати точки дотику i -го котка (гусениці) та нерівності дороги, $R_i(z_i, \dot{z}_i)$ – функції, які описують демпфувальні властивості амортизаторів, M_{kp} – приведений момент привода.

Аналіз рівнянь руху. Дослідити вплив на динаміку розглядуваного об'єкта всього комплексу параметрів можна тільки на основі розв'язку наведеної вище системи нелінійних диференціальних рівнянь. Отримати точний її розв'язок є складною, точніше кажучи, нерозв'язальною задачею. В той же час чисельний аналіз наведених рівнянь руху не дозволяє встановити цілу низку важливих з точки зору динаміки факторів. Тому для часткового аналітичного вирішення поставленої задачі нижче розглядаються тільки вертикальні коливання

досліджуваної моделі ГТЗ. З цією метою, поклавши у (1) $\varphi = 0, x = 0, x_i^* = z_i^* = 0$, отримуємо

$$M\ddot{z}_1 = Mg - \sum_{i=1}^6 \left(c_i(\Delta_i) \left((z_i - z_{i0}) - R_i(z_i \dot{z}_i) \right) \right). \quad (2)$$

Приймаючи до уваги, що у вказаному випадку:

а) статичні деформації та деформації всіх пружних елементів у довільний момент часу однакові;

$$\text{б) } \Delta_i = |z_i - z_i^0|;$$

в) у положенні статичної рівноваги справджується

$$\sum_{i=1}^6 c_i(z_{i0}) z_{i0} = Mg$$

рівняння (2) по відношенню до системи відліку з початком у положенні статичної рівноваги ($z = z_i - z_{i0}$) трансформується до вигляду

$$M\ddot{z} = - \sum_{i=1}^6 (c_i(z)z - R_i(\dot{z})). \quad (3)$$

Аналіз графічних залежностей, які характеризують підвіску та наведені у [11], підтверджує той факт, що найбільшу комфортабельність транспортних засобів забезпечує підвіска із зв'язком між відновлювальною силою та деформацією у вигляді закону, який близький до степеневого (рис. 1).

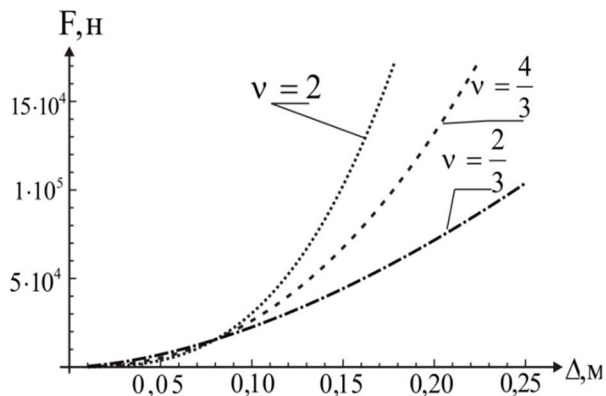


Рис. 1. Залежності пружної сили підвіски від деформації при різних значеннях параметра ν

Тому нижче вважатимемо, що

$$F_i(z) = c_i(z)z = k_i z^{\nu+1}, \quad (4)$$

де k_i, ν – сталі, причому $\nu+1 = \frac{2m+1}{2n+1}$ ($m, n = 0, 1, 2, \dots$).

Підставляючи у рівняння (3) наведене вище, отримуємо

$$\ddot{z} + \frac{1}{M} \left(z^{\nu+1} \sum_{i=1}^6 k_i - R_i(\dot{z}) \right) = 0. \quad (5)$$

Подібним чином моделюючи силу опору амортизаторів у вигляді співвідношення

$$R_i(\dot{z}) = -\gamma_i |\dot{z}|^{\mu-1} \dot{z} = -\gamma_i |\dot{z}|^{\mu-1} \dot{z}, \quad (6)$$

отримуємо рівняння вертикальних корпусів у вигляді

$$\ddot{z} + k^2 z^{\nu+1} = -\gamma^2 |\dot{z}|^{\mu-1} \dot{z}, \quad (7)$$

$$\text{де } k^2 = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^6 k_i \gamma_i^2 = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^6 \gamma_i.$$

Примітки.

1. Для досліджуваного руху корпусів ГТЗ статичні деформації усіх амортизаторів приймаються однаковими ($z_0 = z_{i0}$).

2. Із вибору початку системи координат, в якій представлено рівняння коливань корпусів у формі (2), випливає

$$Mg = \sum_{i=1}^6 k_i (z_{i0})^{\nu+1} \rightarrow k^2 = \frac{g}{(z_0)^{\nu+1}}.$$

Таким чином, для оцінки інтегрованого впливу характеристик підвіски та амортизаторів необхідно побудувати розв'язок нелінійного диференціального рівняння (7). Вважатимемо, що найбільше значення суми сил опору, які діють зі сторони амортизаторів на корпус, є малим у порівнянні із найбільшим значенням відновлювальних сил амортизаторів. Це:

по-перше, забезпечує належну комфортабельність ГТЗ [13];

по-друге, дозволяє для побудови розв'язку рівняння (7) застосувати загальні ідеї методів збурень [14];

по-третє, на основі отриманих співвідношень, які описують розв'язок рівняння, проаналізувати інтегрований вплив характеристик підвіски на динаміку корпусів.

Відповідно до останніх, знаходимо розв'язок незбуреного рівняння, тобто

$$\ddot{z} + k^2 z^{\nu+1} = 0. \quad (8)$$

Як показано у [15,16], виражається через періодичні Атеб-функції у вигляді

$$z = aca(\nu+1, \omega(a)t + \varphi_0), \quad (9)$$

де a, φ_0 – відповідно амплітуда та початкова фаза коливань, а функція $\omega(a)$ – частота власних коливань, визначається залежністю

$$\omega(a) = \sqrt{\frac{k(\nu+2)}{2M}} a^\nu \Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\nu+2}\right) \Gamma^{-1}\left(\frac{1}{\nu+2}\right). \quad (10)$$

На рис. 2 показано залежності частоти власних коливань корпусів для різних моделей відновлювальної сили (різних значень параметра ν)

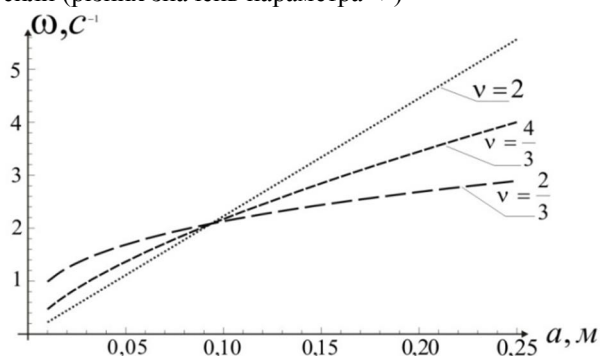


Рис. 2. Залежність частоти власних вертикальних коливань корпусів ГТЗ від амплітуди

Якщо для випадку незбуреної системи (без урахування сил опору зі сторони демпферів) амплітуда є незмінною величиною, то урахування дії останніх є причиною того, що амплітуда коливань з часом змінюється (спадає). Для визначення впливу вказаних сил на закон зміни амплітуди необхідно побудувати розв'язок рівняння (7). Використовуючи результати робіт [15, 16], вплив нелінійних сил опору на закони зміни амплітуди визначається звичайним диференціальним рівнянням

$$\dot{a} = -\gamma^2 \left(\frac{a}{v+2} \right)^\mu \frac{(2a\omega(a))^{\mu-1}}{\Pi} \int_0^{2\Pi} s a^{\mu+1} (1, v+1, \psi) d\psi =$$

$$= -\gamma^2 \left(\frac{a}{v+2} \right)^\mu \frac{(2a\omega(a))^{\mu-1}}{\Pi} \frac{\Gamma\left(\frac{1}{v+2}\right) \Gamma\left(\frac{\mu+2}{2}\right)}{2\Gamma\left(\frac{1}{v+2} + \frac{\mu+2}{2}\right)}$$

$$\dot{\varphi}_0 = -\gamma^2 \left(\frac{1}{v+2} \right)^\mu \frac{(2a\omega(a))^{\mu-1}}{\Pi} \int_0^{2\Pi} s a^\mu (1, v+1, \psi) \times$$

$$\times c a (v+1, 1, \psi) d\psi = 0,$$

де

$$\Pi = \frac{\sqrt{\pi} \Gamma\left(\frac{1}{v+2}\right)}{\Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{v+2}\right)}$$

На рис. 3 показано залежності від часу амплітуди коливань за різних значень параметра μ .

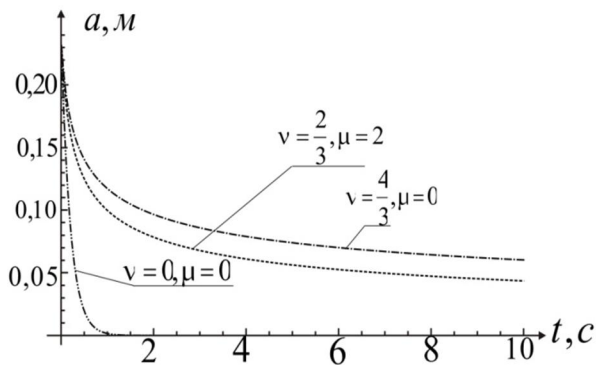


Рис. 3. Залежності від часу амплітуди коливань за різних значень параметра μ

Висновки

Отримані на основі теоретичних досліджень розрахункові залежності та побудовані на їх основі графічні залежності показують:

- забезпечити належну комфортабельність ГТЗ може підвіска із зв'язком між силою та деформацією у вигляді степеневого або близького до нього закону за умови, що показник нелінійності більший одиниці (рис.1);

- що стосується демпферів, то належне затухання коливань корпусу забезпечує їх нелінійна характеристика сили опору вигляду $R = \gamma \mathcal{V}^{\mu+1}$ при $\mu \geq 0$.

Отримані у статті результати можуть служити базою для проектування підвіски, а також дослідження динаміки ГТЗ при русі по пересіченій місцевості.

Список літератури

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
2. Антонов А.С. Армейские гусеничные машины. Часть первая / А.С. Антонов, М.М. Запрягаев, В.П. Хавханов. – М.: Воениздат. – 1973. – 328 с.
3. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств / Дж. Вонг. – М.: Машиностроение, – 1982. – 284с.
4. Яценко Н.Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко, О.К. Прутчиков. – М.: Машиностроение, 1969. – 219 с.
5. Житенко О.В. Сучасний стан дослідження коливань та плавності ходу колісних транспортних засобів / О.В. Житенко. Наук. вісник НЛТУ України: зб. техн. праць. – 2008. – Вип. 18.10. – С. 103-107.
6. Яценко Н.Н. Колебания подвески с учетом поглощающей способности шин / Н.Н. Яценко, Г.Н. Канадзе, С.П. Рыков // Автомобильная пром-сть. – 1977. – № 6. – С. 15-18.
7. Величко Л.Д. Влияние характеристик подвески на динамику гусеничных транспортных средств / Л.Д. Величко, Ю.А. Чаган. – Материалы одинадцяті Міжнародної Промислової конференції «Эффективность реализации научного, ресурсного и промышленного потенциала в современных условиях». – Київ, 2011. – С. 259-260.
8. Дуценко В.В. Исследование возможностей повышения плавности хода модернизированной транспортной гусеничной машины на основе использования серийных узлов подвески / В.В. Дуценко, С.Н. Воронцов, И.В. Мусницкая. Механика та машинобудування. – 1998. – № 1. – С. 83-88.
9. Дмитриев А.А. Теория и расчет нелинейных систем поддресоривания гусеничных машин / А.А. Дмитриев, В.А. Чобиток, А.В. Тельминов. – М.: Машиностроение. 1976. – 208 с.
10. Платонов В.Ф. Многоцелевые гусеничные шасси / В.Ф. Платонов, В.С. Кожевников, В.А. Коробкин, С.В. Платонов. – М.: Машиностроение, 1998. – 342 с.
11. Волосников С.А. Анализ конструкций торсионных подвесок отечественных и зарубежных танков / С.А. Волосников // Вестник НТИ «ХПИ». – 2003. – №28. – С. 19-23.
12. Величко Л.Д. Динамика гусеничных транспортных средств по пересеченій місцевості / Л.Д. Величко, Ю.А. Чаган // Лісове господарство, лісова, паперова і деревообробна промисловість. – Львів: УДЛТУ. – 2011. – Вип. 21.4. – С. 334-342.
13. Прутчиков О.К. Эксплуатационные требования к плавности хода автомобилей / О.К. Прутчиков // Автомобильная промышленность. – 1965. – № 2.
14. Neufoh, Hasan Ali. Perturbation Methods. – New York: John Wiley Sons/- 1972/- 425 p.
15. Сенік П. М. Про Атеб-функції // Доп. АН УРСР. – 1968. – №1. – С. 23-26.
16. Rosenberg R.M. Normal models of nonlinear dual – Mode Systems // J. of Appl. Mech. June 1960. – P. 263-268.

Рецензент: доктор технічних наук, професор П. Гащук, Державний університет безпеки життєдіяльності, Львів.

Влияние характеристик амортизаторов на нелинейные вертикальные колебания корпуса гусеничных транспортных средств

Ю.А. Чаган

Получено в параметрической форме соотношения, которые описывают амплитудно-частотную характеристику вертикальных колебаний корпуса гусеничных транспортных средств. Проведено исследование влияния разных сил сопротивления амортизаторов и упругих элементов на нелинейные колебания корпуса.

Ключевые слова: гусеничное транспортное средство, система поддрессоривания, уравнения движения, амплитуда колебаний.

Influence of descriptions of shock absorbers on the nonlinear vertical vibrations of armored vehicle hull

Y.A. Chagan

Correlations which describe the gain-frequency characteristic of vertical vibrations of armoured vehicle hull are received in a parametrical form. Research of influence of different models of resistance forces of shock absorbers and resilient elements on the nonlinear hull vibrations is conducted.

Keywords: tracked vehicle, the system of suspension, movement calculation, amplitude fluctuation.

УДК 621:533

В.І. Чигінь¹, С.М. Свідерок¹, В.Д. Смичок², О.Р. Проць³, Р.І. Гушак⁴

¹ Академія сухопутних військ ім. Петра Сагайдачного, Львів

² Львівський обласний центр з гідрометеорології МНС України

³ ТЗОВ «Глобал Лоджик»

⁴ Національний університет «Львівська політехніка», Львів

ПАСИВНА РІЗНИЦЕВО-ЧАСОВА І ФАЗОВА РАДІОЛОКАЦІЙНА СИСТЕМА ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТРАЄКТОРІЇ СНАРЯДІВ І МІН

Опрацьована пасивна різницево-часова і різницево-фазова радіолокаційна система для вимірювання просторових координат польоту мін і снарядів. Показано, що використання снаряда-радіомаяка у ролі сигналізатора у певні моменти часу, приймальної антенної системи та апаратури опрацювання даних дозволяє отримати поправки для стрільби з артилерійських систем без використання артилерійських активних радіолокаційних систем типу АРК. Різницево-часова радіосистема базується на принципі вимірювання часових інтервалів приходу радіосигналу від снаряда-маяка до рознесених трьох антен. При цьому при вильоті снаряда із ствола гармати синхронізуються таймери наземної і бортової апаратури. Різницево-фазовий метод використовує фазові детектори, встановлені при 5 приймальних антенах. Можна досягнути точності вимірювання трьох координат польоту снаряда близько 0,1% при частоті радіосигналів 2,4 ГГц (різницево-часовий метод) і 433 МГц (фазовий метод), стабільності таймерів синхронізації 10^{-8} с, точності вимірювання різниці фаз між прийнятими сигналами порядку 1 градус і базовими відстанями між приймальними антенами близько 10-100 м.

Ключові слова: пасивна радіолокація, різницево-часова, різницево-фазова системи, антени, траєкторія, снаряд, міна.

Постановка проблеми. Аналіз останніх досліджень і публікацій

Відомо, що при стрільбах з артилерійських систем для визначення координат польоту снарядів і мін використовують, зокрема, радіолокаційні станції типу АРК і СНАР [1]. Проте при сучасних вимогах актуальною є задача створювати нові системи вимірювання координат снарядів і мін, при яких не використовувалась би активна радіолокація [2,3].

У праці [2] автори запропонували використати снаряд-маяк для пасивного вимірювання відхилень від траєкторії його польоту, обчисленої за стандартних умов. У даній роботі опрацьована пасивна різницево-

часова і різницево-фазова радіолокаційна система для вимірювання просторових координат польоту снаряда-маяка.

Метою праці є обґрунтування конструктивних і функціональних елементів пасивної радіолокаційної системи з використанням різницево-часового і різницево-фазового методів для вимірювання на рознесених приймальних антенах часових інтервалів і різниць фаз радіосигналів від снаряда-маяка.

Виклад основного матеріалу

Радіоапаратура снаряда-маяка. Снаряд-маяк включає:

а) у різницево-часовому режимі роботи системи: