

УДК 629.113

О.С. Петрученко

Академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів

ВПЛИВ НЕЛІНІЙНОГО ПІДПРУЖИНЕННЯ БМ НА ЙОГО АМПЛІТУДНО-ЧАСТОТНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Досліджується динаміка бойового модуля, який встановлений на колісному транспортному засобі, за умов, що для певних пружних елементів, якими він з'єднаний із кузовом, властивий нелінійний зв'язок між деформацією та пружною силою. Встановлено вимоги, що висуваються до вибору пружних елементів залежно від характеристик бойового модуля та умов експлуатації, для ефективної реалізації конструкції. Представлено аналітичні методи побудови розв'язку відповідних моделей процесів коливань БМ з використанням періодичних Атеб-функцій і методу Ван-дер-Поля, що є базою для уточнення компоновки нелінійно-пружних елементів підвіски.

Ключові слова: динаміка бойового модуля, власна частота, коливання, пружні елементи, Атеб-функції.

Актуальність досліджень та огляд основних результатів

Основна частина тривалості робочого циклу колісних транспортних засобів (КТЗ) спеціального призначення – це рух по бездоріжжю. За таких умов, внаслідок безперервного коливання підресорених і не підресорених частин автомобіля, у його вузлах виникають значні динамічні навантаження. Коливання та навантаження передаються на бойовий модуль (БМ), який транспортується. Попри те, що питанням динаміки КТЗ присвячена ціла низка праць [1-3], питанням захисту від надмірних коливань при транспортуванні об'єктів, встановлених на КТЗ, приділено значно менше уваги.

У роботі [4] запропоновано БМ, що транспортується, розташовувати на платформі, яка з'єднана із кузовом певними пружними елементами. Вони, аналогічно підвісці автомобіля, служать для зменшення відносних коливань, що передаються від автомобіля на вказаний об'єкт. Проте для ефективної реалізації даної конструкції необхідно встановити вимоги, що накладаються на вибір пружних елементів, залежно від характеристик БМ та умов експлуатації.

Робота присвячена дослідженню динаміки БМ за умов, що для пружних елементів, якими з'єднана платформа із кузовом, властивий нелінійний зв'язок між деформацією та пружною силою. Вказане більш точно описує реальний процес, адже відомо, що характеристики амортизаторів у більшості випадків є нелінійними [12]. В основу досліджень покладено аналіз базових рівнянь, описаних у праці [4] за прийнятих нелінійних пружних характеристик системи підпружинення. Для цього розроблено аналітичні методи побудови розв'язку відповідних моделей процесів коливань БМ. Вони базуються на ідеї використання

періодичних Атеб-функцій для побудови розв'язків звичайних диференціальних рівнянь другого порядку із степеневою нелінійністю [8, 9]. В сукупності наведене дозволило отримати зручні для інженерних досліджень співвідношення, які визначають амплітудно-частотні характеристики кутових коливань БМ залежно від амплітуди, параметрів нелінійно-пружної системи підпружинення та її компоновки. Це може слугувати базою для уточнення конструкторських рішень вже на етапі проектування описаного вище демпферного пристрою.

Постановка задачі

У роботі основну увагу приділено кутовим коливанням об'єкта, встановленого на КТЗ. Для їх вивчення досліджуваний об'єкт, тобто БМ, будемо моделювати у вигляді твердого тіла, яке приєднано до низки пружних елементів [4]. За фізичну модель приймається система двох тіл, представлена на рис. 1. Для неї вважається, що система підпружинення БМ, який транспортується, забезпечує відносні кутові коливання навколо центра мас. При цьому $\varphi_2(t)$ – кут відхилення від рівноважного положення БМ в довільний момент часу.

Зважаючи на вказане вище, характеристику пружного елемента будемо описувати у вигляді

$$F = c \cdot (\Delta l)^{\nu+1}, \quad (1)$$

де: c – коефіцієнт пропорційності; Δl – його деформація; ν – параметр, який вказує на відмінність характеристик пружного елемента від лінійної.

Вважається, що пружні елементи відрізняються один від одного коефіцієнтом пропорційності, тобто c_{11} та c_{12} – коефіцієнт пропорційності пружин лівого та правого амортизаційного пристрою об'єкта, що транспортується, відповідно.

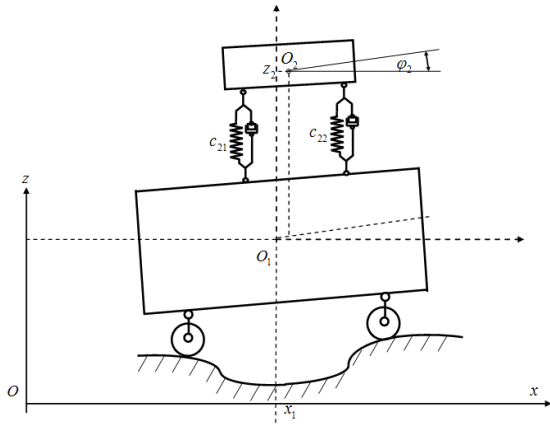


Рис. 1. Фізична модель

Розглядаючи лише власні кутові коливання, отримаємо, що сумарне видовження лівої пружини дорівнює $\Delta l = -\phi l_{21}$. Тоді сила пружності, яка виникає у лівій пружині, описується залежністю

$$F_{21} = c_{21}(-\phi l_{21})^{\nu+1}. \quad (2)$$

Аналогічно, для правої пружини сумарне видовження дорівнює $\Delta l = \phi l_{22}$ та сила пружності описується залежністю

$$F_{22} = c_{22}(\phi l_{22})^{\nu+1}. \quad (3)$$

У наведених співвідношеннях l_{21} , l_{22} – модуль величини різниці координат відносно осі абсцис центра мас БМ і верхньої задньої та передньої пружини відповідно.

Отже, сумарно робота сил на можливому обертанні дорівнює

$$dA = F_{21}l_{21}d\phi - F_{22}l_{22}d\phi. \quad (4)$$

Узагальнена сила по координаті ϕ дорівнює

$$Q_\phi = F_{21}l_{21} - F_{22}l_{22}.$$

Враховуючи залежності (2) і (3), запис узагальноної сили буде наступний

$$Q_\phi = c_{21}(-\phi l_{21})^{\nu+1} l_{21} - c_{22}(\phi l_{22})^{\nu+1} l_{22}.$$

Для опису руху механічної системи використаємо рівняння Лагранжа другого роду [5]. Отримуємо диференціальне рівняння, що описує власні кутові коливання вантажу

$$I_{вант} \ddot{\phi}_2 + \alpha^2 \phi_2^{\nu+1} = 0, \quad (5)$$

де $I_{вант}$ – момент інерції вантажу відносно його центра мас, $\alpha^2 = (c_{21}l_{21}^{\nu+2} + c_{22}l_{22}^{\nu+2})$.

Наведене рівняння належить до сильно нелінійних, тому для його дослідження використаємо теорію спеціальних Атеб-функцій [0]. Відповідно до цієї теорії, 2П – періодичний за фазою розв’язок (5) має вигляд

$$\phi = \phi_0 ca(\nu + 1, 1, \omega(\phi_0)t + \psi_0), \quad (6)$$

де ϕ_0 – амплітуда, а $\omega(\phi_0)$ – частота кутових коливань, ψ_0 – початкова фаза вказаних коливань,

$ca(\nu + 1, 1, \omega(\phi_0)t + \psi_0)$ – косинус Атеб-функції відповідних аргументів, $\Pi = \frac{1}{2}B\left(\frac{1}{2}, \frac{1}{\nu + 2}\right)$ – період Атеб-функції; $B\left(\frac{1}{2}, \frac{1}{\nu + 2}\right)$ – Beta-функція [6,7].

Ураховуючи властивості Атеб-функції, знаходимо частоту власних кутових коливань БМ

$$\omega^2 = \frac{(c_{21}l_{21}^{\nu+2} + c_{22}l_{22}^{\nu+2})\phi_0^2(\nu + 2)}{I_{вант}}. \quad (7)$$

Наведене співвідношення вказує, що частота кутових коливань залежить не тільки від пружних характеристик системи підпружинення (коефіцієнтів пропорційності c_{11} та c_{12}), але і геометричних характеристик компоновки БМ (параметрів l_{11} та l_{12}) та його маси.

Вплив вказаних параметрів на частоту власних коливань БМ при різних значеннях показника степеня нелінійності графічно відображений на рис. 2.

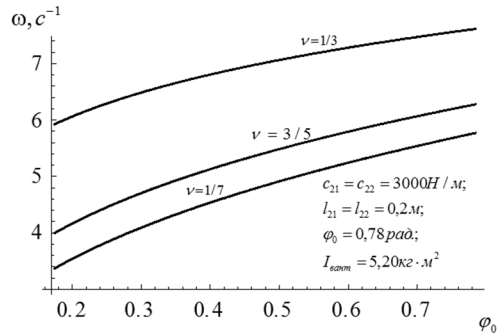


Рис. 2. Залежність частоти від амплітуди

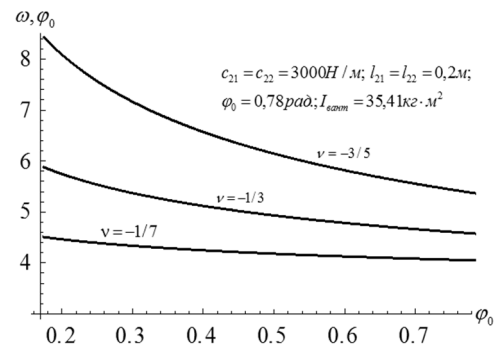


Рис. 3. Залежність частоти від амплітуди ϕ_0

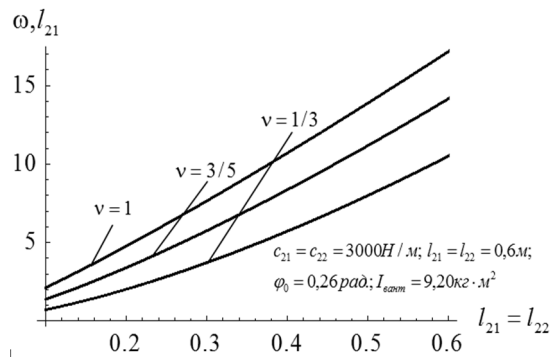


Рис. 4. Залежності частоти від параметрів l_{21} та l_{22}

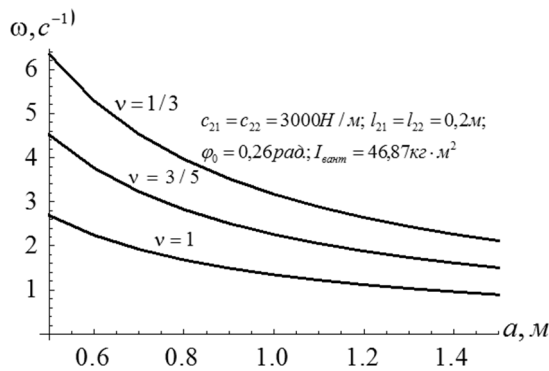


Рис. 5. Залежності частоти власних коливань від геометричних розмірів БМ

Аналізуючи отримані графічні залежності (рис. 2-3), стверджуємо, що зі збільшенням амплітуди φ_0 частота кутових коливань збільшується для додатних значень ν і зменшується для від'ємних.

Висновки

Отримані аналітичні та графічні залежності дозволяють зробити наступні висновки: 1) якщо показник нелінійності пружної сили змінюється в межах $-1 < \nu < 0$, то частота власних кутових коливань БМ спадає із зростанням амплітуди цих коливань; якщо ж $\nu > 0$, то зі збільшенням величини амплітуда власних частот коливань зростає; 2) для випадку, коли не враховується нелінійна характеристика підпружинення БМ, тобто $\nu = 0$, частота динамічного процесу не залежить від амплітуди; 3) збільшення віддалі від центра мас БМ до точок кріплення системи підпружинення призводить до зростання частоти власних коливань БМ; 4) збільшення габаритів БМ за незмінної його маси призводить до суттєвого зменшення частоти власних кутових його коливань.

ВЛИЯНИЕ НЕЛИНЕЙНОГО ПОДПРУЖИВАНИЯ БМ НА ЕГО АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

О.С. Петрученко

Исследуется динамика боевого модуля, установленного на колесном транспортном средстве из-за условий, что для некоторых упругих элементов, которыми соединяется с кузовом, свойственна нелинейная связь между деформацией и упругим усилием. Установлены условия, которые накладываются при выборе упругих элементов в зависимости от характеристик боевого модуля и условий эксплуатации, для качественной эксплуатации конструкции. Представлены аналитические методы расчета вариантов колебаний боевого модуля с учетом периодических Атеб-функций и теории Ван-дер-Поля, что служит окончательно подбору нелинейно-упругих деталей подвески.

Ключевые слова: перевозка объектов, динамика боевого модуля, собственная частота, колебания, упругие элементы, Атеб-функции.

INFLUENCE OF NONLINEAR AMORTIZATION OF COMBAT VEHICLE ON ITS AMPLITUDE FREQUENCY CHARACTERISTICS

O. Petruchenko

We study the dynamics of combat module that is mounted on wheeled vehicles, provided that for certain amortization elements, with which he is connected to the body, inherent non-linear coherency between deformation and elastic force. Established requirements, imposed on the choice of elastic elements depending on the characteristics of the combat module and operating conditions for the effective implementation of the design. Analytical methods of solution of the relevant process models vibrations of combat vehicles using Ateb-periodic functions and the method of Van der Pol, which is the basis for the specification of layout nonlinear elastic suspension elements.

Key words: transported objects, combat module dynamic, own vibration frequency of elastic suspension elements and Ateb-periodic functions.

Список літератури

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – М.: Машиностроение, 1972. – 392с.
2. Яценко Н.Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко, О.К. Прутчиков. – М. Машиностроение, 1969. – 219 с.
3. Обеспечение плавности хода при проектировании легкового автомобиля с учетом влияния потерь на трение в подвеске : автореф. дисс. на соискание учен. степени канд. техн. наук. – Тольятти, 2008. – 26 с.
4. Величко Л.Д. Оцінка впливу характеристик підпружинення на коливання встановлених на транспортні засоби об'єктів /Л.Д. Величко, О.С. Петрученко, А.О. Дзюба // Машинобудування та металообробка, Інженерна механіка, Механіка та матеріалознавство. – Луцьк, 2014. – Вип. №46. – С.50 – 54.
5. Гаральд Иро. Классична механіка / Переклад з нім. Гайда Р., Головач Ю. –Л.:В-во ЛНУ ім. І.Франка, 1999. –464 с.
6. Сенік П.М. Обернення неповної Вета-функції / Укр. мат. журн. – 1969. – 21, №3. – С. 325–333.
7. Сенік П.М. Про Атеб-функції / Доп. АН УРСР. – 1968. – №1. – С. 23-26.
8. Сенік П.М. Про побудову оптимальної автономної програмно-коливної системи з сильною нелінійністю / П.М. Сенік, Б.І. Сокіл // Доп. АН УРСР. –1976. – А, №7. – С. 601–604.
9. Сенік П.М. Про побудову оптимальної квазілінійної автономної програмно-коливної системи / П.М. Сенік, Б.І. Сокіл // Доп. АН УРСР. – 1975. – А, №11. – С. 74-77.
10. Сенік П.М. Про табулювання періодичних Атеб-функцій /П.М.Сенік, А.М. Возний // Доп. АН УРСР. – 1969. – №12. – С. 1089–1092.
11. Rosenberg R.M. Normal models of nonlinear dual – Mode Systems / R.M. Rosenberg // J. of Appl. Mech. June – 1960. – P. 263-268.
12. Успенский И.Н. Проектирование подвески автомобиля. / И.Н. Успенский.–Горький. – 1971.– с.254.

Рецензент: д.т.н., проф. І.В. Кузьо, завідувач кафедри «Механіки та автоматизації машинобудування» Національного університету «Львівська політехніка», м. Львів.