

Калінін Є.І.,
Романченко В.М.,
Юр'єва Г.П.

Харківський національний технічний
університет сільського господарства
імені Петра Василенка
г. Харків, Україна
E-mail: betso@ukr.net
kalininhtusg@gmail.ru
anna.yirueva@yandex.ua

МОДЕЛЮВАННЯ КОЛИВАНЬ КУЗОВУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ НА ГУСЕНИЧНОМУ ХОДІ З ВРАХУВАННЯМ ГНУЧКОСТІ КУЗОВУ

УДК 629.4.017

Наводиться методика розрахунків рівнів вертикальних вібрацій в різних точках кузова гусеничної транспортної машини з урахуванням податливості конструкції при випадкових збуреннях з боку шляху. Показано, що максимальний збіг спостерігається при застосуванні моделі пружного кузова, параметри якої визначені методом ідентифікації.
Ключові слова: гусеничний трактор, кузов, гнучкість, коливання, вібрації.

Актуальність проблеми

Результати багаточисельних натурних випробувань гусеничних транспортних машин показують, що вібрації на робочих місцях, а також вібрації обладнання в кузові відбуваються з частотами, що відповідають коливанням кузова на ресорному підвішуванні як «абсолютно жорсткого» тіла і коливань «гнуцього» кузова на пружній основі.

Аналіз останніх публікацій за даною проблемою

В той же час широко поширені дослідження транспортних машин, в яких кузов передбачається абсолютно жорстким тілом [1 – 5]. Доцільно оцінити похибки такої ідеалізації. Для цього скористаємося так званою «усіченою» схемою, коли властивість шляху безпосередньо не моделюється, а в якості збурень приймаються траєкторії осей. Кузов будемо розглядати як пружну систему зі зосередженими точковими масами, з'єднаними пружно-дисипативних зв'язками [6, 7].

З огляду на те, що спектр коливань кузовів натурних конструкцій, в основному, зосереджений в діапазоні частот від нуля до 2-ї власної частоти згинальних коливань кузова на пружній основі, для оцінки вібронпруженості досить обмежитися схематизацією пружного кузова у вигляді 5...7 мас.

Значення інерційних параметрів можуть бути визначені на підставі відомостей розташування обладнання, жорсткісні і демпфуючі характеристики можуть бути знайдені або розрахунковим шляхом і на підставі даних про подібні конструкції, або визначаються методом ідентифікації за результатами натурального експерименту [8].

Впливи можуть задаватися у вигляді спектральних щільностей випадкових процесів переміщень осей, представлених у вигляді таблиць або апроксимованих математичною залежністю.

Таким чином, метою статті є аналітичний аналіз доцільності моделювання вертикальних вібрацій гусеничного транспортного засобу на базі динамічної моделі пружного кузова, параметри якої визначені методом ідентифікації.

Результати дослідження

В якості прикладу розглянемо процес вертикальних коливань несучої системи гусеничного трактора з пружною балансирною підвіскою. Розрахункова схема наведена на рис. 1.

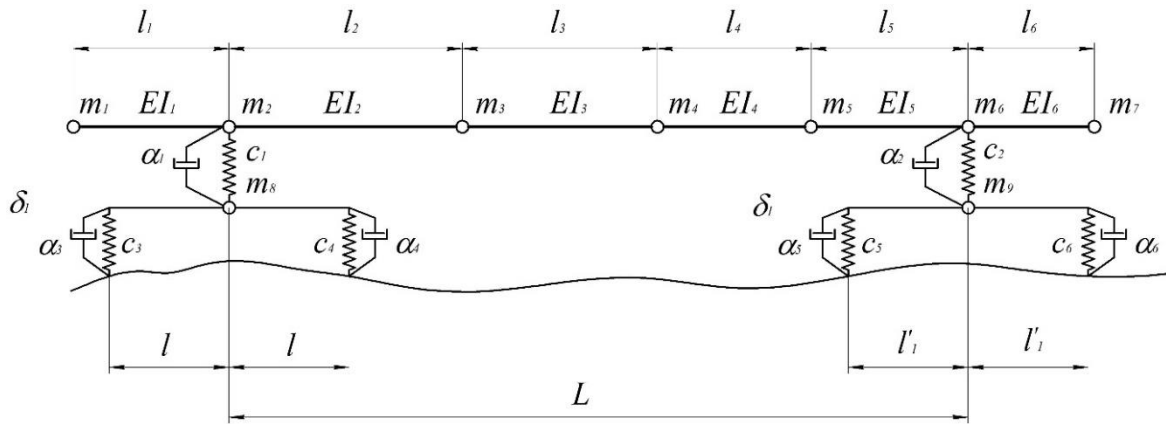


Рис. 1. Розрахункова дев'ятимасова реологічна модель гусеничного трактора з пружною балансируною підвіскою

Тут $m_1, m_2, m_3, \dots, m_9$ – зосереджені маси моделі; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots, \alpha_6$ – параметри гасителів в'язкого тертя; $c_1, c_2, c_3, \dots, c_6$ – жорсткісні параметри пружних елементів підвішування; δ – логарифмічний декремент коливань пружної конструкції кузова; $EI_1, EI_2, EI_3, \dots, EI_6$ – жорсткості прольотів моделі кузова; δ_1 – логарифмічний декремент коливань, що враховує конструкційне демпфування в нижній ланці підвішування.

Вертикальні коливання математичної моделі описуються векторно-матричним рівнянням виду:

$$D(p)\vec{X}(t) = Q(p)\vec{f}(t), \quad (1)$$

де $D(p)$ – функціональна поліноміальна матриця розміру $n \times n$; $\vec{X}(t)$ – вектор стану динамічної системи; $Q(p)$ – функціональна поліноміальна матриця розміром $m \times n$; $\vec{f}(t)$ – вектор збурення; n – число ступенів вільності досліджуваної моделі; m – число входів системи. Елементи матриці $D(p)$ мають вигляд:

$$D_{ki} = m_{ki}p^2 + \beta_{ki}p + \left(1 + j\frac{\delta}{\pi}\right)c_{ki}, \quad (2)$$

де p – оператор диференціювання; m_{ki} – інерційний коефіцієнт; β_{ki} – коефіцієнт в'язкого демпфування; δ – логарифмічний декремент коливань; c_{ki} – квазіпружний коефіцієнт; j – уявна одиниця.

Квазіпружні коефіцієнти для моделі кузова при відомих значеннях жорсткостей прольотів EI_n і параметри ресорного підвішування c_i підраховуються на підставі методики, викладеної в роботах [9, 10].

Елементи матриці $Q(p)$ мають вигляд:

$$Q_{ri}(p) = \beta_{ri}p + \left(1 + j\frac{\delta_l}{\pi}\right)c_{ri}. \quad (3)$$

Процес коливань кузова є широкосмуговим випадковим сигналом, тому досить повно його можна описати тільки статистичними характеристиками, наприклад, математичним очікуванням і дисперсією процесу (передбачається, що процес стаціонарний). Так як вібрація – це малі коливання біля положення рівноваги, то процес є центрованим і його математичне очікування дорівнює нулю. Отже, для однозначного завдання про-

цесу досить визначити тільки його дисперсію або квадратний корінь з дисперсії – середньоквадратичне відхилення. Нормування вібрацій по середньоквадратическим значенням найбільш повно відповідає сучасним вимогам. Як критерії оцінок вертикальних вібрацій приймаємо середньоквадратичні величини прискорень, відкориговані «фізіологічним» фільтром, який враховує особливості впливів вібрацій на організм оператора.

Середньоквадратичне прискорення з урахуванням «фізіологічного» фільтру для k -ї точки системи визначиться виразом вигляду:

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_0^{\Omega} \omega^4 |\Phi_k|^2 q_e^2(\omega) S_1(\omega) d\omega}, \quad (4)$$

де

$$q_e = \frac{0,74f}{\sqrt{1+1,42f^2}} \cdot \frac{\sqrt{1+1,225f^2}}{\sqrt{\left(1-\frac{f^2}{36}\right)+0,576f^2}} \quad (5)$$

– модуль частотної характеристики «фізіологічного» фільтру для вертикальних коливань; f – частота коливань, Гц; ω – колова частота коливань; Ω – кінцеве значення аналізованого діапазону частот (частота зрізу); $|\Phi_k|$ – модуль передавальної функції по переміщенням від всіх входів системи до i -ї точки:

$$\Phi_k = \sqrt{L_k^2 + N_k^2}, \quad (6)$$

де L_k і N_k – відповідно дійсна і уявна частини передавальних функцій системи.

Досліджувана модель має m входів. Приймаємо, що на всі входи подаються однакові збурення, які зміщені по фазі на кут запізнювання між 1-им та i -им входами. Величини L_k і N_k визначаємо для приведеної системи з одним входом за формулами:

$$L_k = \sum_{i=1}^m (P_{ki} \cos \omega \tau_i + T_{ki} \sin \omega \tau_i), \quad (7)$$

$$N_k = \sum_{i=1}^m (T_{ki} \cos \omega \tau_i - P_{ki} \sin \omega \tau_i), \quad (8)$$

де P_{ki} і T_{ki} – дійсні та уявні частини відповідних елементів матриці передавальних функцій $\Phi(j\omega)$.

Матриця передавальних функцій для кожної частоти визначається виразом вигляду:

$$D(j\omega) = D^{-1}(j\omega)Q(j\omega). \quad (9)$$

Матриці $D(j\omega)$ і $Q(j\omega)$ виходять з вихідних матриць $D(p)$ і $Q(p)$ заміною оператора диференціювання p комплексною змінною $j\omega$ (припускаємо, що процеси є такими, що встановилися). Час запізнювання τ_i між 1-им та i -им входами для прийнятої розрахункової схеми визначається наступним чином:

$$\tau_1 = 0, \tau_2 = \frac{2l}{V}, \tau_3 = \frac{L+l-l'_1}{V}, \tau_4 = \frac{L+l+l'_1}{V}, \quad (10)$$

де V – швидкість руху трактора; L – відстань між балансирними каретками; l та l'_1 – база

першої і другої балансірних кареток відповідно.

Спектральна щільність переміщень точки кріплення каретки (збурюючого впливу на вході системи) апроксимується виразом вигляду:

$$S_1(\omega) = \frac{D_\eta}{\pi} \left[\frac{\alpha}{\alpha^2 + (\omega + \beta)^2} + \frac{\alpha}{\alpha^2 + (\omega - \beta)^2} \right] + \frac{|F(\omega, \tau_0)|^2}{v_0} \left[\frac{2\pi}{v_0} m_\eta^2 \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \delta(m - n\omega_0) + \sigma_\eta^2 \right] + k_2 \frac{V^2}{\omega^2} + \frac{a^2}{2} \delta(\omega - \omega_1) \quad (11)$$

де D_η – дисперсія збурення; α і β – кореляційні коефіцієнти, пов'язані зі швидкістю руху трактора відношеннями виду $\alpha = \alpha_0 V$ і $\beta = \beta_0 V$, де α_0 і β_0 – коефіцієнти, що відповідають одиничній швидкості; v_0 – інтервал між характерними точками сусідніх стикових нерівностей; m_η – середнє значення амплітуди стикової нерівності; σ_η – середньоквадратичне відхилення амплітуд нерівностей; k_2 – емпіричний коефіцієнт; a – амплітуда збурення, яка обумовлена нерівністю на опорному катку; $\delta(\omega - \omega_1)$ – дельта-функція Дірака; $F(\omega, \tau_0)$ – спектр прийнятого імпульсу від стику:

$$F(\omega, \tau_0) = k_1 V \tau_0 \left(\frac{\pi}{4 \ln 2} \right)^{1/2} \exp \left(\frac{-\omega^2 \tau_0^2}{16 \ln 2} \right), \quad (12)$$

де k_1 – коефіцієнт пропорційності.

На рис. 2 зображені криві нормованих спектральних щільностей прискорень рами кузова трактора в точці розташування маси m_1 при всьому діапазоні робочих швидкостей гусеничного трактора ХТЗ-150, які отримані за допомогою комп'ютерного моделювання для «гнучкого» кузова з ідентифікованими параметрами.

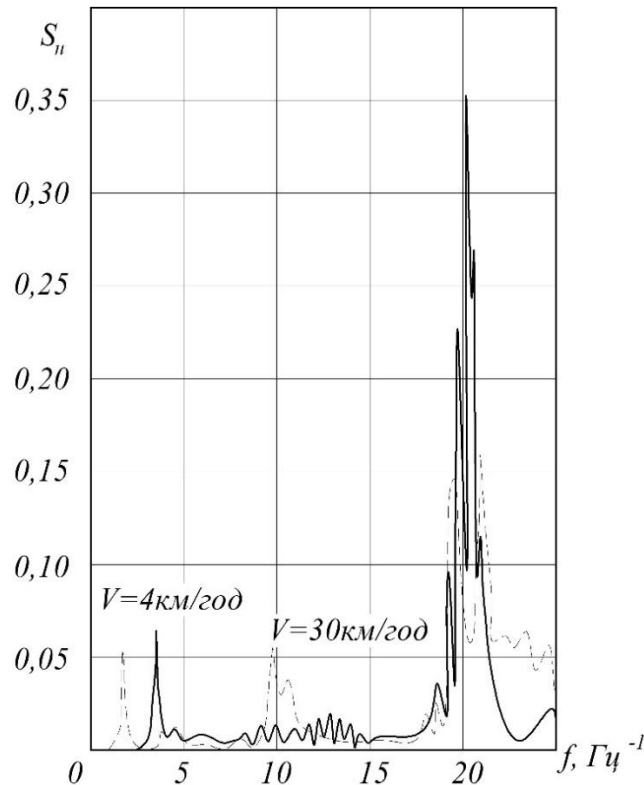


Рис. 2. Нормована спектральна щільність прискорень на рамі кузова в точці 1 розрахункової схеми

При заданому значенні частоти ω нормована спектральна щільність прискорення визначається за залежністю виду:

$$S_{кн}(\omega) = \frac{\omega^4 |\Phi_k(\omega)|^2 S_1(\omega)}{\frac{1}{\pi} \int_0^{\Omega} \omega^4 |\Phi_k(\omega)|^2 S_1(\omega) d\omega} \quad (13)$$

Криві $S_{кн} = f(\omega)$ дають усереднену картину розподілу енергії процесу по частотах елементарних гармонійних складових.

Основна енергія процесу вібрацій в точці «виміру» припадає на інтервали частот 9...11 і 18...22 Гц. Як показують попередні дослідження, в цих інтервалах знаходяться частоти власних форм коливань кузова на ресорному підвішуванні як пружного тіла. Піки на частотах 1,5...4 Гц відповідають власним формам коливань кузова на ресорному підвішуванні як «абсолютно жорсткого» тіла.

Висновки

При врахуванні згинальної жорсткості кузова результати розрахунків відрізняються від експериментальних даних на 10...15%, тоді як прискорення для «абсолютно жорсткого» кузова майже в два рази нижче експериментальних даних при однакових значеннях швидкостей руху, тобто похибка розрахунків в цьому випадку дорівнює приблизно 50%.

При розрахункових значеннях параметрів кузова за умови, що значення характеристик жорсткості параметрів визначені для нижнього несучого пояса розрахунковим шляхом (тобто прийняті як добутки моментів інерції перетинів на модуль пружності на підставі креслень перетинів кузова), прискорення кузова виходять в 2 і більше разів завищеними в порівнянні з експериментальними даними. Похибка розрахунків в цьому випадку становить близько 200%.

Таким чином, проведені дослідження показують, що використання моделі з «абсолютно жорстким» кузовом при розрахунках вібрацій надресорної частини гусеничного транспортного засобу є неприпустимим через недостатню точність одержуваних результатів. Точність результатів розрахунків на моделі з «гнучким» кузовом цілком прийнятна, за умови, що параметри «гнучкого» кузова визначені методом ідентифікації.

Література:

1. Калінін Є.І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегату з передачею крутного моменту до рушіїв сільськогосподарської машини / Є.І. Калінін // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2015. – Вип. 156. – С. 327-334.
2. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: учеб. пособие / А. И. Гришкевич [и др.]; под ред. А. И. Гришкевича. – Минск: Вышэйш. шк., 1985. – 240 с.
3. Аксенов П. В. Многоосные автомобили / П. В. Аксенов. – М.: Машиностроение, 1980. – 207 с.
4. Грузовые автомобили: проектирование и основы конструирования / М. С. Высоцкий [и др.]. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.
5. Гурский Н. Н. Влияние температурных факторов на колебания гусеничных машин с пневматической системой виброзащиты / Н. Н. Гурский, В. А. Коробкин, Р. И. Фурунжиев // Проблемы создания информационных технологий. – М.: ООО «Технополиграф», 2005. – Вып. 12. – С. 213–222.
6. Динамика системы «дорога – шина – автомобиль – водитель» / А. А. Хачатуров [и др.]; под ред. А. А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
7. Дмитриев А. А. Теория и расчет нелинейных систем поддресоривания гусеничных машин / А. А. Дмитриев, В. А. Чобиток, А. В. Тельминов. – М.: Машиностроение, 1979. – 207 с.
8. Коробкин В. А. Научные основы и создание специальных машин различного назначения на базе многоцелевых гусеничных и колесных шасси: автореф. ... дис. докт. техн. наук / БНТУ. – Минск, 2005. – 98 с.
9. Ганеев Ю.М. Определение упругих и диссипативных параметров кузовов транспортных средств / Ю.М. Ганеев // Сборник «некоторые задачи механики скоростного наземного транспорта». – К.: «Наукова думка», 1974. – с. 21-26.
10. Гурский, Н. Н. Математические и инструментальные средства виртуального проектирования мобильных машин / Н. Н. Гурский, Р. И. Фурунжиев // Проблемы создания информационных технологий. – М., 2005. – Вып. 13.
11. Гурский, Н. Н. Инструментальная система формирования динамических нагрузок на узлы и агрегаты при виртуальном проектировании мобильных машин / Н. Н. Гурский, Р. И. Фурунжиев // Материалы 59-й междунар. конф. преп. и асп. БНТУ, Минск, 27 апреля 2006 г. – Минск, 2006.

Summary

Kalinin E., Romanchenko V., Yurueva G. Design vibrations body of the vehicle, crawler-mounted taking into account flexibility body

We give method of settlement of vertical vibration levels in different parts of the body tracked transporter based compliance structures at random perturbations of the way. It is shown

that the best match seen with an elastic body model whose parameters are determined by identification.

Key words: crawler tractor, body, flexibility, vibrations, vibration.

References

1. E.I. Kalinin Frequency-dynamic mathematical model of tractor unit cottage retorque engines for agricultural machinery / E.I. Kalinin // Bulletin KNTUA them. Petro Vasilenko. - 2015. - Vol. 156. - P. 327-334.
2. Car: Constructions, konstruyrovanye and calculation. Transmyssyya: Textbook. posobyе / AI Hryshkevych [et al.] ed. AI Hryshkevycha. - Minsk: Vishiysh. HQ., 1985. - 240 p.
3. Aksyonov Mnohoosnye cars PV / P.V. Aksenov. - M.: Engineering, 1980. - 207 p.
4. Hruzovie cars: Fundamentals of Design and konstruyrovanyya / M.S. Visotsue [et al.]. - 2nd ed. - M.: Engineering, 1995. - 256 p.
5. Gursky N. Influence factors temperaturnih fluctuations in tracked vehicles with pnevmatycheskoy systemoy vybrozaschyti / NN Gursky, VA Korobkyn, R. I. Furunzhyev // Problems of Creating ynformatsyon technology. - M.: OOO "Tech-nopolyhraf", 2005. - Vol. 12. - P. 213-222.
6. Dynamics system "road - bus - car - the driver" / A.A. Khachaturov [et al.] ed. A.A. Khachaturov. - M.: Engineering, 1976. - 535 p.
7. Dmitriev A.A. Theory and calculation of non-linear systems podressoryvanyya tracked machines / A.A. Dmitriev, V.A. Chobytok, A.V. Telmynov. - M.: Engineering, 1979. - 207 p.
8. Korobkyn V.A. Nauchnye Fundamentals and the creation of special purpose vehicles razlychnoho on bazeilles mnohotselevykh tracked chassis and kolesnih: Author. ... Dis. Doctor. Sc. Science / BNTU. - Minsk, 2005. - 98 p.
9. Ghana Y.M. Determination of elastic and dissipative parameters kuzovov trans portnih funds / Y.M. Ghana // collections of "Speed mechanics Some problemtion of land transport." - K.: "scientific opinion", 1974. - p. 21-26.
10. Gursky, N.N. Matematycheskye and ynstrumental- WIDE sredstva Virtual on-ektyrovanyya mobylnih machines / N.N. Gursky, R. I. Furunzhyev // Problems with-the building of information technology. - M., 2005. - Vol. 13.
11. Gursky N.N. system instrumental in the formative Dynamic nahruzok units and Assemblies Designing with Virtual Machine mobylnih / N.N. Gursky, R. I. Furunzhyev // Materials 59 Internat. Conf. prep. and TSA. BNTU, Minsk, 27 April 2006 - Minsk, 2006.