

УДК 629.45.027.35:539.3

Б.М.Дівеєв, І.В.Коник, О.М.Григоришин, Д.Л.Паращук

Національний університет "Львівська політехніка"

Університет внутрішніх справ

Академія сухопутних військ

АМОРТИЗАЦІЯ ЧУТЛИВОГО ЕЛЕМЕНТА В КОЛІСНІЙ МАШИНІ

У статті розглядаються методи розрахунку та оптимізації вібраційних процесів у колісних машинах. Запропоновано нову математичну модель для дослідження рівнів вібрації чутливого елемента. Отримано деякі числові результати для різних кінематичних параметрів колісної машини та при різному її оснащенні.

Ключові слова: вібраційні процеси, колісні машини, математична модель, чутливий елемент, оптимізація

Вступ. Однією з важливих проблем проектування сучасних несівних систем транспортних засобів, зокрема колісних військових машин є амортизація чутливих до вібрації елементів при збереженні оптимальних техніко-економічних показників, а саме таких, як комфортність, економічність, енерго- та матеріаломісткість, експлуатаційні витрати, витрати на ремонт та інше. Первинною задачею в цьому напрямку є необхідність удосконалення аналітичного методу розрахунку дії динамічних навантажень з метою наближення теоретичних результатів до експериментальних даних та досягнення раціонального і ефективного проектування систем амортизації чутливих елементів. Таке завдання, очевидно, може бути виконано з допомогою сучасних комп'ютерних програм, що широко використовуються в САПР. Це, наприклад, ADAMS, Pro/Engineer, NASTRAN, ANSYS, COSMOS... Зазначимо, що застосування лише цих програм часто недостатнє. По-перше, достеменно не відомі динамічні навантаження, що діють на раму в реальних умовах експлуатації, а використання для цього моделі підвіска – жорсткий корпус навряд чи коректно. По-друге, нам потрібні не лише миттєві пікові значення напружень в елементах конструкції, а їх ресурсна оцінка. А це вимагає врахування складних процесів втомі та корозії металу. Мало реальна дієва оптимізація багатоелементної моделі.

На даний час переважаюча більшість математичних моделей амортизації транспортних засобів базується на простих дискретних схемах розрахунку, часто розглядається найпростіша одновимірна модель: невіднесорені маси – підвіска – основна маса машини. Проте такі моделі не дають можливість врахувати гнучкість конструкції машини, а також визначити динамічні напруження. Тому в даній роботі запропоновано дискретно-континуальні моделі динаміки машин, що не мають цих недоліків. Для зменшення коливань чутливого елемента машини у середньому частотному діапазоні необхідно враховувати деформативність цієї конструкції. Адже робоча частота може наближатися до власних частот конструкції. У такому випадку треба розглянути більш загальну дискретно-континуальну розрахункову схему.

Огляд попередніх досліджень. Для моделювання технологічних процесів, що відбуваються за допомогою транспортних засобів, зокрема за допомогою колісних машин розроблено ряд розрахункових схем (Р. С.) [1-3]. Частий недолік традиційних моделей – це недостатній розгляд взаємозв'язку транспортних та технологічних процесів. Найбільш поширеними були незв'язані дискретні моделі [2]. Хоча вони й дозволяють доволі точно визначати вплив динаміки руху на технологічний процес, проте зворотній вплив, який в окремих випадках доволі значний, часто розглядається не досить повно. В даній роботі розглянуто клас дискретно-континуальних моделей [4-11], які дозволяють більш гнучко моделювати ці процеси.

Дискретно-континуальне моделювання знайшло широке застосування в розрахунку динаміки колісних екіпажів та колісних поїздів [4-11]. Це насамперед пов'язане з необхідністю визначення напружень в такого роду конструкціях при динамічних навантаженнях. Дискретні Р. С. дозволяють лише визначати амплітудно-частотні характеристики (АЧХ). Часто вони переобтяжені деталями. Внесення додаткового дискретного елемента навіть малої маси, вносить значні зміни в АЧХ в області його власного резонансу, хоча сама наявність такого елемента може вносити доволі незначні зміни як в технологічний процес, так і в реальний напружено-деформований стан (н. д. с.)

конструкції. Дискретно-континуальні моделі дозволяють, на основі значно меншого числа параметрів, описати як технологічний процес, так і саму динаміку екіпажу.

Постановка задачі. У деяких випадках, наприклад, коли частота віброактивних елементів та вібропасивних лежать далеко від резонансних частот (двигуна значно вище, а вантажу та кузова значно нижче), можна побудувати схеми, що враховують деформативність рами, порядок яких не вище, ніж у класичних дискретних схемах [4-11].

Вирішальний вплив на параметри руху колісного транспортного засобу відіграє підвіска. Для моделювання підвіски найбільш поширена одномасова модель [3] або двомасова з врахуванням непідресорених мас. Для дослідження руху застосуємо плоску модель (Рис. 1) без врахування непідресорених мас, з додатковим віброчутливим елементом (ЧЕ) Ma .

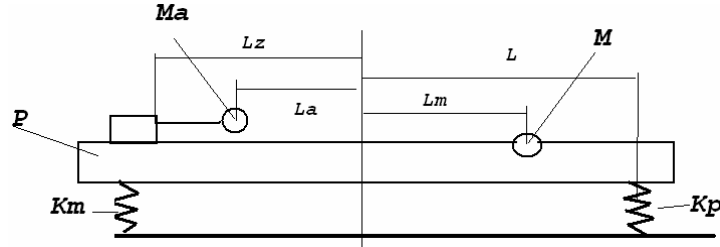


Рис. 1. Модель машини з віброчутливим елементом Ma

Дискретно-континуальна модель машини з віброчутливим елементом. З варіаційного принципу Гамільтона-Остроградського [4-11] випливає

$$\int_{T_0}^{T_1} (\delta U - \delta K + F \delta u) dt = 0. \quad (1)$$

За кінематичних умов

$$W(x) = (w + x\gamma + q_1\varphi_1(x) + q_2\varphi_2(x) + \dots) \quad (2)$$

(у випадку дослідження вертикальних коливань) отримаємо наступні інтегральні співвідношення

$$\delta K = \int_{-L}^L \rho \left(\dot{w} + x\dot{\gamma} + \dot{q}_1\varphi_1(x) + \dot{q}_2\varphi_2(x) + \dots \right) \left(\delta w + x\delta\gamma + \delta q_1\varphi_1(x) + \delta q_2\varphi_2(x) + \dots \right) dx +$$

$$+ m \left(\dot{w} + L_m\dot{\gamma} + \dot{q}_1\varphi_1(L_m) + \dot{q}_2\varphi_2(L_m) + \dots \right) \left(\delta w + L_m\delta\gamma + \delta q_1\varphi_1(L_m) + \delta q_2\varphi_2(L_m) + \dots \right) \quad (3)$$

$$+ m_a \dot{w}_a \delta w_a$$

$$\delta U = k_1((w_0 - (w - L\gamma)))(-\delta w - L\delta\gamma) + k_2((w_0 - (w + L\gamma)))(-\delta w + L\delta\gamma) +$$

$$+ k_a(w_a - w + L_a\gamma - Q_{a1}q_1 - Q_{a2}q_2 \dots)(\delta w_a - \delta w + L_a\delta\gamma - Q_{a1}\delta q_1 - Q_{a2}\delta q_2 \dots) + E_1q_1\delta q_1 + E_2q_2\delta q_2 + \dots$$

Тут

$$Q_{qi} = \varphi_i(L_z) + \varphi_i'(L_z)(L_z - L_a), \quad (4)$$

геометричний параметр.

Числовий аналіз. Рівняння динамічної рівноваги отримуються на основі (3, 4) при інтегруванні по частинах у виразі для кінетичної енергії та виходячи з припущення, що віртуальні поля на початковій та кінцевій точці у варіаційному співвідношенні Гамільтона-Остроградського фіксовані. Прирівнюючи до нуля члени при незалежних варіаціях, отримуємо систему звичайних диференціальних рівнянь.

$$\begin{aligned}
& \left((m+m_1)\ddot{w}_0 + \left(\frac{L}{2}m + L_1 m_1\right)\ddot{w}_1 + \left(m_{02} + \cos\left(\frac{\pi L_1}{L}\right)m_1\right)\ddot{w}_2 \right) + \\
& + (k_1 D_K + k_2 D_K + k_A D_A)\dot{w}_0 - L(k_2 D_K - k_1 D_K)\dot{w}_1 - k_A D_A \dot{w}_A + (k_1 + k_2 + k_A)w_0 - \\
& - L(k_2 - k_1)w_1 - k_A w_A = k_2 D_K \dot{w}_z + k_2 w_z, \\
& \left(\left(\frac{L}{2}m + a m_1\right)\ddot{w}_0 + \left(\frac{L^2}{3}M + L_1^2 m_1\right)\ddot{w}_1 + \left(m_{12} + L_1 \cos\left(\frac{\pi L_1}{L}\right)m_1\right)\ddot{w}_2 \right) - \\
& - L(k_2 D_K - k_1 D_K)\dot{w}_0 + \left(L^2(k_2 D_K + k_1 D_K) + L_A^2 D_A k_A\right)\dot{w}_1 - L_A k_A \dot{w}_A - L(k_2 - k_1)w_0 + \\
& + \left(L^2(k_2 + k_1) + L_A^2 k_A\right)w_1 - L_A k_A w_A = L k_2 D_A \dot{w}_z + L k_2 w_z, \\
& \left(\left(m_{02} + \cos\left(\frac{\pi L_1}{L}\right)m_1\right)\ddot{w}_0 + \left(m_{12} + a \cos\left(\frac{\pi L_1}{L}\right)m_1\right)\ddot{w}_1 + \left(m_{22} + \left(\sin\left(\frac{\pi L_1}{L}\right)^2 m_1\right)\right)\ddot{w}_2 \right) - \\
& - Q_A k_A D_A \dot{w}_0 - Q_A D_A k_A L_A \dot{w}_1 + k_{22} D_K \dot{w}_2 - k_A Q_A w_A - Q_A k_A w_0 - Q_A k_A L_A w_1 + k_{22} w_2 - k_A Q_A w_A = 0, \\
& m_A \ddot{w}_A - k_A D_A \dot{w}_0 - L_A k_A D_A \dot{w}_1 - Q_A D_A k_A \dot{w}_2 + k_A D_A \dot{w}_A - k_A w_0 - L_A k_A w_1 - Q_A k_A w_2 + k_A w_A = 0.
\end{aligned}$$

Позначимо: $w_0 \equiv w$, $w_1 \equiv \gamma$, $w_2 \equiv q_1$, w_A – переміщення ЧЕ. Зберігається лише перша форма згинальних коливань пластини. Рівняння (7) приводяться до нормальної форми (6). Позначивши $Y_P = dY/dt$, отримуємо систему звичайних диференціальних рівнянь у нормальній формі.

$$\frac{dY_P}{dt} + M^{-1}(CY_P + KY - F) = 0, \quad \frac{dY}{dt} = Y_P. \quad (6)$$

Тут перепозначено: $w_0 \equiv w$, $w_1 \equiv \gamma$, $w_2 \equiv q_1$, w_A – переміщення ЧЕ. Зберігається лише перша форма згинальних коливань пластини.

$$m_{02} = \int_0^L \rho \varphi(x) dx, \quad m_{12} = \int_0^L \rho x \varphi(x) dx, \quad m_{22} = \int_0^L \rho (\varphi(x))^2 dx, \quad k_{22} = \int_0^L EI \left(\frac{d^2 \varphi}{dx^2} \right)^2 dx, \quad (7)$$

де EI – згинальна жорсткість стержня, що моделює пластину. Якщо вважати розподіл маси рівномірним по довжині, то на основі рівнянь (7), отримуємо

$$m_{02} = \int_0^L \rho \cos\left(\frac{\pi x}{L}\right) dx = \frac{2}{\pi} M, \quad m_{12} = \int_0^L \rho x \cos\left(\frac{\pi x}{L}\right) dx = \frac{L}{\pi} M, \quad m_{22} = \int_0^L \rho \left(\cos\left(\frac{\pi x}{L}\right)\right)^2 dx = \frac{M}{2} \quad (8)$$

Величини m_{22} та k_{22} зв'язані рівнянням

$$m_{22} \omega_1^2 = k_{22}, \quad (9)$$

де ω_1 – перша власна частота згинальних коливань. Тобто, коли відоме значення m_{22} , то k_{22} визначається на основі (9). Демпфування у системі вважалось в'язким. При розгляді у компактній комплексній формі кожну пружну дійсну константу замінимо на комплексну

$$K_n \rightarrow K_n (1 + i\omega D_n). \quad (10)$$

Розв'язок (6) здійснюємо методом Гіра.

На рис. 2 показано характер затухання коливних процесів при різних параметрах ЧЕ.

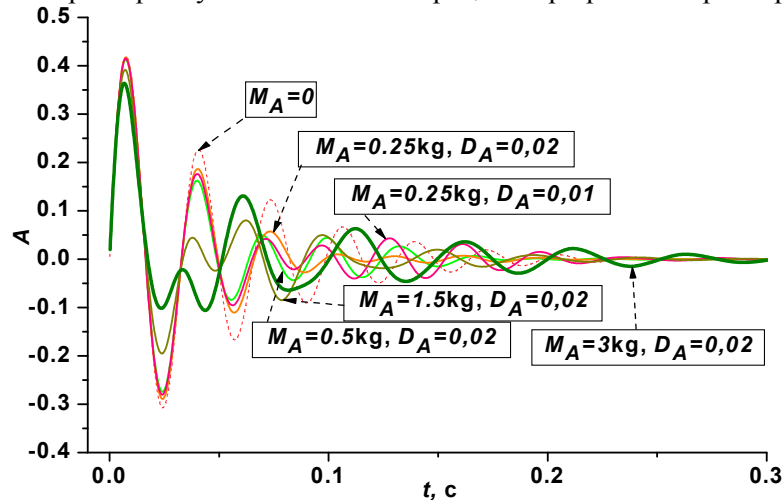


Рис. 2. Характер затухання коливних процесів при різних параметрах ЧЕ

Тут D_A – коефіцієнт демпфування ((8)). Резонансна частота ЧЕ приймалася рівною 50 Гц. Необхідно відзначити, що у цьому випадку надто мале демпфування в ЧЕ відіграє негативну роль, оскільки перехідні процеси затухають значно повільніше.

Розглядався проїзд машини як через подинчу перешкоду так і деякий рельєф з заданими спектральними властивостями ([2]). Об'єктом досліджень прийнято колісну машину. Була сформована комп'ютерна програма випробувань моделі цієї машини з чутливим елементом на низці полігонних рельєфів, що відповідають реальним умовам експлуатації. Для отримання оптимальних проектів у множині конструктивних параметрів застосовувалися алгоритми генетичної оптимізації у поєднанні з конденсованими малопараметричними схемами.

На рис. 3 наведена більш детальна схема побудови розрахункової моделі. В [4-11] наведено конкретні приклади оптимізації амортизації чутливого елемента. На основі проведених досліджень розроблені оптимальні конструкції схеми амортизації. Результати цих досліджень дозволили оформити ряд патентів та в багатьох випадках надати рекомендації для виробників такого роду техніки.

Зазначимо, що завдання амортизації ЧЕ неординарне, відомо, наприклад, з теорії амортизації приладів, що поруч з зменшенням рівня вібрації необхідно також зберегти керованість ЧЕ ([12]). Також можна спостерігати деяку дуальність між задачею амортизації ЧЕ і віброзахистом кузова машини. Враховуючи віброзахисну дію підвіски, ЧЕ може в свою чергу поглинати частину енергії коливань, тобто виступати в ролі динамічного гасника коливань (ДГК). Тобто, в даній роботі ми вирішуємо обернену задачу: зменшити долю вібрації на ЧЕ. Питання оптимізації ДГК чи системи ДГК нами систематично досліджується протягом значного часу ([13-21]). Значну частину цих моделей ми плануємо застосувати і для зменшення вібрації ЧЕ. Наприкінці відмітимо, що в тому випадку, коли амортизація ЧЕ не досягає мети, можливе застосування ДГК, чи системи ДГК, безпосередньо приєднаних до ЧЕ.

Висновки. На основі варіаційного принципу отримані рівняння динамічної рівноваги колісної машини з чутливим елементом. Рівняння перетворенням до нормальної форми підготовлені до розв'язку методом Гіра. Враховано гнучкість конструкції кузова машини. Отримані мало параметричні моделі, які можна застосовувати для вивчення та оптимізації динамічних процесів у такого роду об'єктах, а, зокрема, для амортизації чутливих елементів.



Рис. 3. Схема побудови розрахункової моделі колісного екіпажу

1. Раймпель И. Шасси автомобиля – элементы подвески. Машиностроение, 1987.
2. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. Под ред. А.А. Хачатурова. М., "Машиностроение", 1976, 530 с.
3. Пархиловский И.Г. Автомобильные листовые рессоры: Теория, расчет и испытания. 2-е.изд М.:Машиностроение 1978, 227с.
4. П. Гащук, І. Вікович, Б. Дівеєв Застосування дискретно-континуальних схем для визначення вібронапружень в механічних конструкціях. Труды Одесского политехнического университета, вып. 2(8). 1999, с. 34-41.
5. Дівеєв Б.М., Вікович І.А., Бутитер І.Б., Іващук Д. Оптимізація конструкцій підвіски штанги обприскувача в частотній області. Вісн. Тернопільського держ. Техн. Ун-ту.– 2002. – Т.7. – №2.- с.65-70.
6. Дівеєв Б., Вікович І., Сухорольський М., Дубневич О. Розрахунок та оптимізація причепа з підвіскою змінної жорсткості. // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І –ї Міжн. наук.-техн. конф. (DSR AM - I), 4 – 7 жовтня 2004 р., – Тернопіль: Терн. держ. техн. ун-т, 2004. – С. 458 – 463
7. Bohdan Diveyev, Olexander Dubnevych, Volodymyr Kostjuk, Ihor Vikovych. Dynamic properties of vehicle suspension with compact nonlinear elements. Proceedins of the XVI International Ukrainian-Polish Conference "CAD in Machinery Design. Implementation and Educatioal Problems. 13-14 Oktober 2008, Lviv, pp.77-79.

8. Bohdan Diveyev, Igor Vikovych. Application of complex methods for optimum designing mobile vehicles . Materialy XXIII Symp.“Drgania w ukladach fizycznych. Poznan-Bedlewo. 2008. – S.64-67.
9. Дівеєв Б.М., Голенко К.Є., Смольський А. Г., Костюк В.В. Деякі питання динаміки колісної машини з компактними еластичними демпфуючими елементами. // Всеукр. наук.-техн. журнал “Вібрації в техніці та технологіях”. – Вінниця: ВДАУ, 2009. - № 3 (55). – С. 11 – 17.
10. Дівеєв Б.М., Велика О.Т., Голенко К.Є., Костюк В.В., Смольський А.Г. Оптимальне проектування колісних машин на основі конденсованих динамічних моделей. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції “Комп’ютерні науки та інформаційні технології 2009” 15-17 жовтня 2009, Україна, Львів, с.495-498.
11. Керницький І.С., Дівеєв Б.М., Сава Р.С., Керницька М.І. Малопараметричні моделі динаміки колісних агрегатів з визначенням напружень у кузові. Щорічний науково-виробничий журнал Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів та поїздів. № 18. 2010. – С.65-72.
12. Вікович І.А., Дівеєв Б.М., Дорош І.Р. Розрахунок та мінімізація коливних процесів у штангах обприскувачів. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвідомчий науково-технічний збірник – Львів, Вид-во «Львівська політехніка» 2011.- № 45.-С.460-465.
13. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А., Дівеєв Б.М. Зменшення коливань штанги обприскувача за допомогою динамічних гасників коливань // Зб. наук. пр. Асоціації “Автобус” Проектування, виробництво та експлуатація автомобільних засобів і поїздів. – Львів, 2006. – Вип.. № 9. – С. 47-52.
14. Ivan Kernytskyu, Bohdan Diveyev, Borys Pankevych, Nazar Kernytskyu. Application of variation-analytical methods for rotating machine dynamics with absorber 1 electronic journal of polish agricultural universities, 2006, Volume 9, Issue 4 Topic civil engineering. Available Online <http://www.ejpau.media.pl/>
15. Diveyev B., Vikovych I., Kernytskyu I., Butyter I. Prospects of application of modern methods for optimum designing of technological machines // VI konferencia naukowo-praktyczna “ENERGIA W NAUCE I TECHNICIE”. – Bialystok-Suwalki, Poland, June 22-23, 2007. – Streszczenia referatow. – P. 13-20.
16. Б.М.Дівеєв, О.М.Дубневич, Я.М.Олексюк. Проектування динамічних гасників коливань для транспортних процесів. Вісн. Національного університету “Львівська політехніка” // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів. № 41. 2007. – С.109-116.
17. Дівеєв Б.М., Коваль Т.Б., Бутитер І.Б. Динамічні гасники коливань у машинах з гнучкими подовгастими елементами. Вібрації в техніці та технологіях. №1(46), 2007.-С.76-79.
18. Дівеєв Б.М., Вікович І.А., Грицай В.Я., Коваль Т.Б. Взаємодія подовгастого елемента конструкції з динамічними гасниками коливань різних типів. // Всеукр. наук.-техн. журнал “Вібрації в техніці та технологіях”. – Вінниця: ВДАУ, 2009. - № 2 (55). – С. 20 – 25.
19. Ivan Kernytskyu, Bohdan Diveyev, Jurij J. Vybranets, Nazar Kernytskyu. Using of dynamic vibration absorbers for regulation of vibrating compactor vibration properties. Acta Scientiarum Polonorum Architectura (Budownictwo) 7 (3) 2008 pp.43-50.
20. Дівеєв Б.М., Глобчак М.В., Когут І.С., Максимович Б.Ю. Налаштування динамічних характеристик пружних пластинчастих елементів динамічних гасників коливань. Вісн. Національного університету “Львівська політехніка” // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів. № 679. 2010. – С.49-55.
21. Julia Greshtha, Mykhaylo Melnyk, Bohdan Diveyev. Different type dynamic absorbers design for vibration decreasing. Proceeding of 17th international congress on sound and vibration. Cairo. 2010