

РОЗРОБКА УНІВЕРСАЛЬНОГО ДИНАМІЧНО-ІНЕРЦІЙНОГО ДЕМПФЕРА ПОДВІЙНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ДЛЯ ГАСІННЯ НИЗЬКО- ТА ВИСОКОЧАСТОТНИХ КОЛИВАНЬ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Юрій Човнюк¹, Михайло Діктеру², Світлана Комоцька², Євген Похиленко¹, Іван Химич¹

¹ Національний університет біоресурсів і природокористування України, вул. Героїв Оборони, 15, Київ, Україна

² Київський національний університет будівництва і архітектури, Повітрофлотський просп., 31, Київ, Україна

DEVELOPMENT OF UNIVERSAL DYNAMIC INERTIA DAMPER OF DOUBLE DUTY FOR EXTINGUISHING OF LOW- AND HIGH-FREQUENCY VIBRATIONS OF TRANSPORT VEHICLES

Yuriy Chovnyuk¹, Mykhaylo Dykteruk², Svetlana Komotskaya², Evgenij Pohelenko¹, Ivan Hemich¹

¹ National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Heroyiv Oborony st., 15, Kyiv, Ukraine

² Kyiv National University of Construction and Architecture, Povitroflotsky Prospect, 31, Kyiv, Ukraine

АНОТАЦІЯ. Розглянуте обладнання транспортних засобів у вигляді просторової системи приводів із паралельними кінематичними зв'язками, оснащене пристроями для гасіння високочастотних коливань виконавчого органа (інерційна складова універсального демпфера). Врахований вплив низькочастотних коливань машини при її русі вздовж нерівностей. Задля забезпечення стійкості положення машини й підвищення безпеки її експлуатації застосований динамічний гасник вказаних коливань (динамічна складова універсального демпфера). Такий демпфер здатний одночасно гасити й власні коливання підресореної частини шарнірно-зчленованого транспортного засобу.

Ключові слова: транспортний засіб, обладнання, демпфер, куля, в'язка рідина, характеристики демпфера, частота коливань, стійкість положення, безпека, нерівності, дорога.

АННОТАЦИЯ. Рассмотрено оборудование транспортных средств в виде пространственной системы приводов с параллельными кинематическими связями, оснащенное приборами для гашения высокочастотных колебаний исполнительного органа (инерционная составляющая универсального демпфера). Учтено влияние низкочастотных колебаний машины при ее движении вдоль неровностей. Для обеспечения стойкости положения машины и повышения безопасности ее эксплуатации применен динамический гаситель указанных колебаний (динамическая составляющая универсального демпфера). Такой демпфер способен одновременно гасить и собственные колебания подрессоренной части шарнирно-сочлененного транспортного средства.

Ключевые слова: транспортное средство, оборудование, демпфер, шар, вязкая жидкость, характеристики демпфера, частота колебаний, стойкость положения, безопасность, неровности, дорога.

ABSTRACT. Purpose. The purpose of work consists in justification of a method of the analysis of transients and nonlinear wave formations in extended mountain transport cars. One may use the numerical and analytical approaches in ground research together with a method of phase portraits (classical and highest orders). This approach allows to establish the main kinematic characteristics of objects of research, types of oscillating motions and wave formations which arise at them during start-up/braking of mountain transport cars. **Methodology/approach.** Researches in this work are of analytical character. **Findings.** The model used in this article is longitudinal deformable elastic core connected with basis by dry, viscous and nonlinear-viscous friction. The method of phase portraits (classical and of the highest orders) established the main features of movement of similar mechanical systems. **Research limitations/implications.** Results of this work can be used further for specification and improvement of existing engineering methods of calculation and the analysis of transients and nonlinear wave formations at extended mountain transport cars as at stages of their design or designing, and in modes of real operation. **Originality/value.** The work has scientific and practical interest.

Key words: analysis, transitional process, nonlinearity, wave formations, extent, mountain car, transport.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

При русі транспортного засобу вздовж доріг з нерівностями виникають вимушені вертикальні коливання низької частоти, котрі при збіжності їх частоти з власною частотою коливань машини можуть призвести до погіршення її стійкості положення й до

перекидання. Тому для підвищення безпеки їх експлуатації актуальним є визначення частоти власних коливань підресореної частини машин і введення до їх складу спеціального динамічного гасника вказаних коливань, який має конкретні конструктивні характеристики, котрі слід заздалегідь розрахувати.

Просторові системи приводів із паралельними кінематичними зв'язками є перспективними вузлами багатьох гірничих, будівельних, дорожніх та меліоративних машин. До недоліків даних систем відноситься недостатньо плавний рух виконавчого органа. Мають місце високочастотні вібрації, значні прискорення, ударні навантаження. Тому розробка спеціальних пристроїв для поліпшення показників динамічної якості просторових систем приводів вказаних вище машин є актуальною.

Слід зазначити, що підвищення динамічної якості просторової системи приводів становить складну науково-технічну проблему. Вона вирішується різними методами. Зокрема, застосовуються спеціальні закони переміщення окремих приводів (засобами мехатроніки) та додаткові пристрої для поліпшення динамічних характеристик системи (наприклад, інерційні демпфери коливань виконавчого органа просторової системи приводів навісного /причіпного обладнання машини).

Проблема пов'язана також із важливими завданнями створення ефективного технологічного обладнання для різних галузей промисловості. Зокрема, можуть бути реалізовані ефективні системи приводів для керованого переміщення та маніпулювання об'єктами різного призначення.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Питанням оцінки впливу коливних процесів транспортних засобів на різноманітні експлуатаційні властивості машин присвячені роботи [1-7]. При цьому питанням забезпечення стійкості положення шарнірно-зчленованих засобів для транспортування вантажів при русі вздовж нерівностей приділено недостатньо уваги, крім того, немає розрахункових схем динамічних гасників коливань для таких ситуацій.

У літературних джерелах і публікаціях наведено значну кількість досліджень, присвячених розробці та застосуванню просторових систем приводів [8]. Дослідження в основному стосуються визначення статичних і динамічних характеристик систем приводів [9]. Просторові системи приводів

широко використовуються у робототехніці, металообробці, в інших технологічних машинах [10, 11]. Окремі джерела [12] містять інформацію про використання просторових систем приводів у сільськогосподарських (зокрема, меліоративних) машинах. Автори відзначають наявність незадовільних динамічних характеристик просторових систем приводів [13]. Запропоновано ряд конструктивних заходів для поліпшення динамічних характеристик просторових систем приводів [14]. Використання спеціальних демпферів для поліпшення динамічних характеристик систем в літературних джерелах не виявлено. До невирішених раніше частин загальної проблеми відноситься розробка спеціальних інерційних демпферів для поліпшення динамічних характеристик просторової систем приводів.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є наукове обґрунтування розробки ефективного демпфера коливань просторової системи приводів навісного/причіпного обладнання машинно-тракторного агрегату (МТА) задля підвищення безпеки експлуатації шарнірно-зчленованих засобів транспорту на основі врахування впливу коливних процесів при русі вздовж доріг з нерівностями.

Задачами дослідження є розробка схемних і конструктивних рішень демпфера, розрахунок його характеристик та визначення умов ефективного поглинання енергії коливань виконавчого органа системи приводів. При цьому необхідно також встановити залежність для визначення частоти власних коливань підресореної частини шарнірно-зчленованого транспортного засобу.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО ЗМІСТУ ДОСЛІДЖЕННЯ

Просторові системи приводів з паралельними кінематичними зв'язками є перспективними вузлами гірничих, будівельних, дорожніх, меліоративних машин та машин сільськогосподарського призначення [12]. Типовою конструкцією є привід з'єднання,

наприклад, навісного обладнання з трактором (МТА), побудований на основі механізму-гексаподу (рис.1).

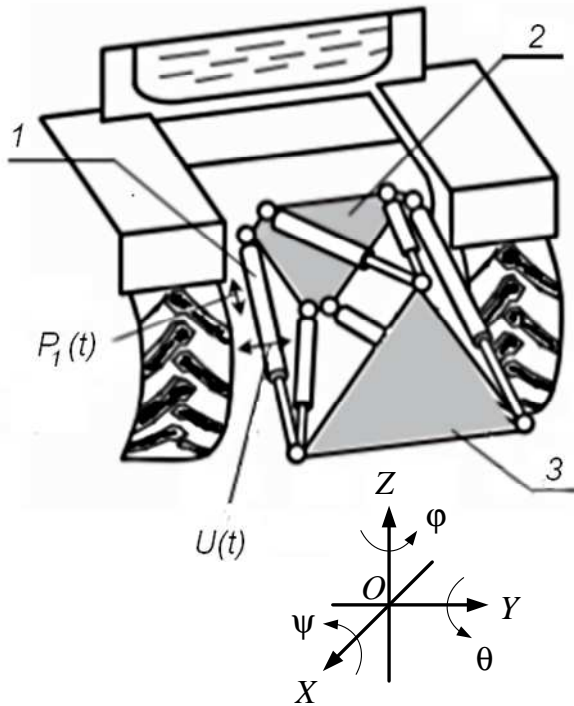


Рис.1. Виконавчий орган просторової системи приводів для з'єднання навісного обладнання з трактором (МТА)

Fig.1. An executive branch of the spatial system of causes for connection of hanging equipment with a tractor (MTA)

Обладнання має шість приводів 1 , які шарнірно закріплені на основі 2 і зв'язані із виконавчим органом 3 . Виконавчий орган переміщується у просторі за допомогою приводів. Виконавчий орган має шість ступенів вільності. У першому наближенні виконавчий орган можна вважати твердим тілом, яке здійснює поступальні переміщення у напрямках вісей Ox , Oy , Oz та поперечно-кутові переміщення у вигляді кутів повороту виконавчого органа (ψ, θ, ϕ) . Виконавчий орган системи приводів навантажений різномірними динамічними силами. Динамічні навантаження, які діють на виконавчий орган з боку всіх шести штанг, становлять просторову систему сил. Згідно [15] просторова система сил приводиться до комплексу, який відповідає силі й парі, вектор якої є колінеарним силі.

Даний силовий комплекс діє на виконавчий орган і врівноважує всі діючі на нього сили корисного навантаження $F(t)$, $M(t)$.

Виконавчий орган системи приводів становить слабо демпферну динамічну систему.

При русі виконавчого органа просторової системи приводів виникають особливі динамічні процеси, що супроводжуються різкими рухами, ударами, наявністю вібрацій. Це обумовлено особливістю кінематичної схеми просторової системи приводів.

Приводи зазвичай характеризуються плавними законами зміни довжини привода у часі $l(t)$. На початку і в кінці ходу приводу відбувається гальмування. Система приводів має кінематичні особливості, обумовлені конфігурацією шарнірного механізму. Тому плавні зміни довжини приводу $l(t)$ при певних положеннях виконавчого органа можуть призвести до появи значних прискорень, а останні, відповідно, до появи різко змінних динамічних навантажень $P(t)$. Суттєві динамічні навантаження виникають у момент гальмування приводу, на початку руху або при реверсі. Дані навантаження мають ступінчастий або імпульсний характер і діють у напрямку осі приводу.

Під дією динамічних збурень мають місце поперечні коливання приводів у напрямках $u(t)$. Вони призводять до невеликих обмежених по величині переміщень шарнірів $v(t)$. Дані переміщення також спричиняють динамічні навантаження у приводах $P_1(t)$.

Наявність інтенсивних динамічних навантажень спричиняє просторові коливальні рухи виконавчого органа. Для зняття інтенсивності коливань запропоновано оснащувати виконавчий орган спеціальними інерційними демпферами.

Існує ряд конструкцій інерційних демпферів коливань просторової системи приводів. На думку авторів даного дослідження, однією з перспективних конструкцій є демпфер рідинного тертя, який має масивну

ексцентриситетом e , а відносна швидкість кулі відносно корпусу дорівнює

$$v = + \frac{de}{dt}.$$

Абсолютне переміщення кулі складає

$$z_k = z - e. \quad (1)$$

Абсолютна швидкість кулі визначається диференціюванням даної залежності і складає

$$v_k = \frac{dz}{dt} - \frac{de}{dt} = \frac{dz}{dt} - v. \quad (2)$$

Прискорення кулі, визначене у абсолютній системі координат, дорівнює

$$a_k = \frac{dv_k}{dt} = \frac{d^2z}{dt^2} - \frac{d^2e}{dt^2}. \quad (3)$$

При переміщеннях корпусу демпфера за законом $z = z(t)$ на кулю діють інерційні сили, зумовлені прискоренням кулі, сили тиску у прошарку масла та гравітаційні сили. Сила інерції визначається прискоренням і складає

$$F_I = -ma_k = -m \frac{d^2z}{dt^2} + m \frac{d^2e}{dt^2}, \quad (4)$$

де m - маса кулі.

Гравітаційна сила, що діє на кулю, є постійною і складає

$$F_G = -mg, \quad (5)$$

де g - прискорення вільного падіння.

Маса рідини у зазорі між кулею і корпусом набагато менша, ніж маса кулі. Тому при визначенні гідродинамічних сил, які діють на кулю, можна використати статичну залежність, наведену у [15], у вигляді

$$F = -\frac{8\pi\mu R^4}{\varepsilon^3} K_1(\lambda) v + \frac{4\pi\mu R^4}{\varepsilon^3} K_1(\lambda) \omega \cdot e + \frac{8\pi\mu R^4}{\varepsilon^3} K_1(\lambda) \frac{[K_1(\lambda) - K_2(\lambda)]}{\lambda^2} v e^2 \quad (6)$$

де: R - радіус кулі; ε - середнє значення радіального зазору між кулею і корпусом; μ - динамічна в'язкість рідини; ω - суттєва складова кутової швидкості кулі, яка характеризує поворот кулі відносно осі, перпен-

дикулярної осі z ; $\lambda = e/\varepsilon$ - відносне зміщення кулі; $K_1(\lambda)$ та $K_2(\lambda)$ - функції відносного зміщення, визначені залежностями

$$K_1(\lambda) = \frac{3}{2(4+\lambda^2)} \left[\left(\frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\lambda^3} \right) \cdot \ln \left(\frac{1+\lambda}{1-\lambda} \right) - \frac{2}{\lambda^2} \right]; \quad (7)$$

$$K_2(\lambda) = \frac{3}{4\lambda^3} \left[\frac{2\lambda}{1-\lambda^2} - \ln \left(\frac{1+\lambda}{1-\lambda} \right) \right]. \quad (8)$$

Дані залежності є незручними у користуванні тому, що потребують граничного переходу при $\lambda \rightarrow 0$. З метою спрощення залежність $K_1(\lambda)$ апроксимована поліномом третього порядку наступного вигляду:

$$K_1(\lambda) = 1 + 0,45\lambda^3. \quad (9)$$

Поліноміальна залежність (9) при помірних переміщеннях сфери мало відрізняється від точної залежності (7).

Останній доданок у правій частині формули (6) набагато менший першого доданку, тому що він містить множник $e^2/\lambda^2 = \varepsilon^2$. Тому, із врахуванням залежності (9), формула (6) набуває вигляду

$$F = \frac{C}{\varepsilon^3} \cdot \left\{ 1 + 0,45 \left(\frac{e}{\varepsilon} \right)^3 \right\} \cdot \left(-v + \frac{\omega}{2} \cdot e \right); \quad (10)$$

$$C = 8\pi\mu R^4.$$

Залежність (10) визначає (у статичному наближенні) гідродинамічну силу, яка діє на кулю при її русі відносно корпусу. При центральному положенні кулі ($e=0$) гідродинамічна сила визначиться залежністю

$$F = -\frac{C}{\varepsilon^3} \cdot v. \quad (11)$$

Значення сили суттєвим чином залежить від середнього радіального зазору між кулею та корпусом (рис.4).

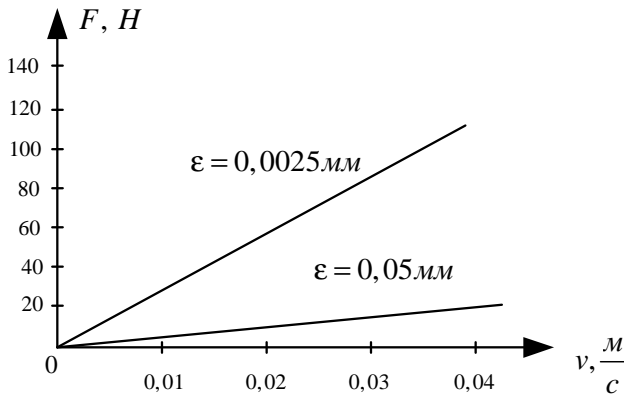


Рис.4. Розрахункова залежність гідродинамічної сили F від швидкості переміщення кулі відносно корпусу v при різних значеннях середнього радіального зазору ϵ

Fig4. Calculation dependence of hydrodynamic force F as a function of bullet's speed moving relatively body v for the different values of middle radial gap ϵ

З аналізу графіків випливає, що значення гідродинамічної сили є суттєвим і складає кілька десятків ньютонів. Тому при достатньо малому зазорі між кулею і корпусом ($\epsilon \leq 0,025$ мм) демпфер буде забезпечувати значну силу опору при переміщенні корпусу демпфера.

Визначимо далі динамічні переміщення кулі відносно демпфера (його корпусу) при наявності коливань останнього. Тут можливі різні ситуації.

Ситуація I. Використання статичної залежності [15] при визначенні гідродинамічних сил, які діють на кулю.

Рівняння динамічної рівноваги кулі при переміщеннях корпусу можна одержати у вигляді рівності гідродинамічної сили сумі сил інерції та гравітації:

$$F = F_l + F_G \quad (12)$$

Підставляючи значення сил у рівняння (12), одержимо нелінійне диференціальне рівняння другого порядку, яке визначає відносне переміщення кулі відносно корпусу:

$$\begin{aligned} \frac{C}{\epsilon^3} \left[1 + 0,45 \left(\frac{e}{\epsilon} \right)^3 \right] \cdot \left[-\frac{de}{dt} + \frac{\omega}{2} e \right] = \\ = -m \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} + m \cdot \frac{d^2 e}{dt^2} - mg. \end{aligned} \quad (13)$$

Дане рівняння шляхом заміни $v = \frac{de}{dt}$ можна привести до системи двох нелінійних диференціальних рівнянь для визначення відносного переміщення та відносної швидкості кулі у вигляді

$$\begin{cases} \frac{de}{dt} = v; \\ \frac{dv}{dt} = \frac{d^2 z}{dt^2} + g - \frac{C}{m\epsilon^3} \cdot \left[1 + 0,45 \left(\frac{e}{\epsilon} \right)^3 \right] \cdot \left[v - \frac{\omega}{2} \cdot e \right]. \end{cases} \quad (14)$$

Дана система рівнянь розв'язана чисельним методом на ПЕОМ для гармонічного закону переміщення корпусу демпфера у вигляді

$$Z = a_z \cdot \sin(2\pi \cdot \nu \cdot t), \quad (15)$$

де a_z - амплітуда переміщень; ν - лінійна частота у Гц.

На рис.5 наведені залежності $e(t)$, $\dot{e}(t)$, $\ddot{e}(t)$ - переміщення, швидкість та прискорення демпфера; $z_{\text{ш}} = z - e$ - абсолютне переміщення кулі, де $z(t)$ - гармонічний закон переміщення корпусу (15) та фазові портрети (\dot{e}, e) , (\ddot{e}, \dot{e}) .

Аналіз графіків, поданих на вказаних рисунках показує, що розмах переміщень кулі відносно корпусу демпфера складає 0,0015 м при гармонічних коливаннях корпусу демпфера з розмахом 0,04 м. Фазові портрети для відносного переміщення кулі всередині демпфера свідчать про виникнення її гармонічних коливань стійкої амплітуди та частоти. При цьому переміщення кулі відносно корпусу мають фазове зміщення відносно коливань корпусу демпфера ψ близьке до 270° . Переміщення кулі знаходиться у протифазі до переміщення корпусу, чим забезпечується ефективно демпфування коливань корпусу.

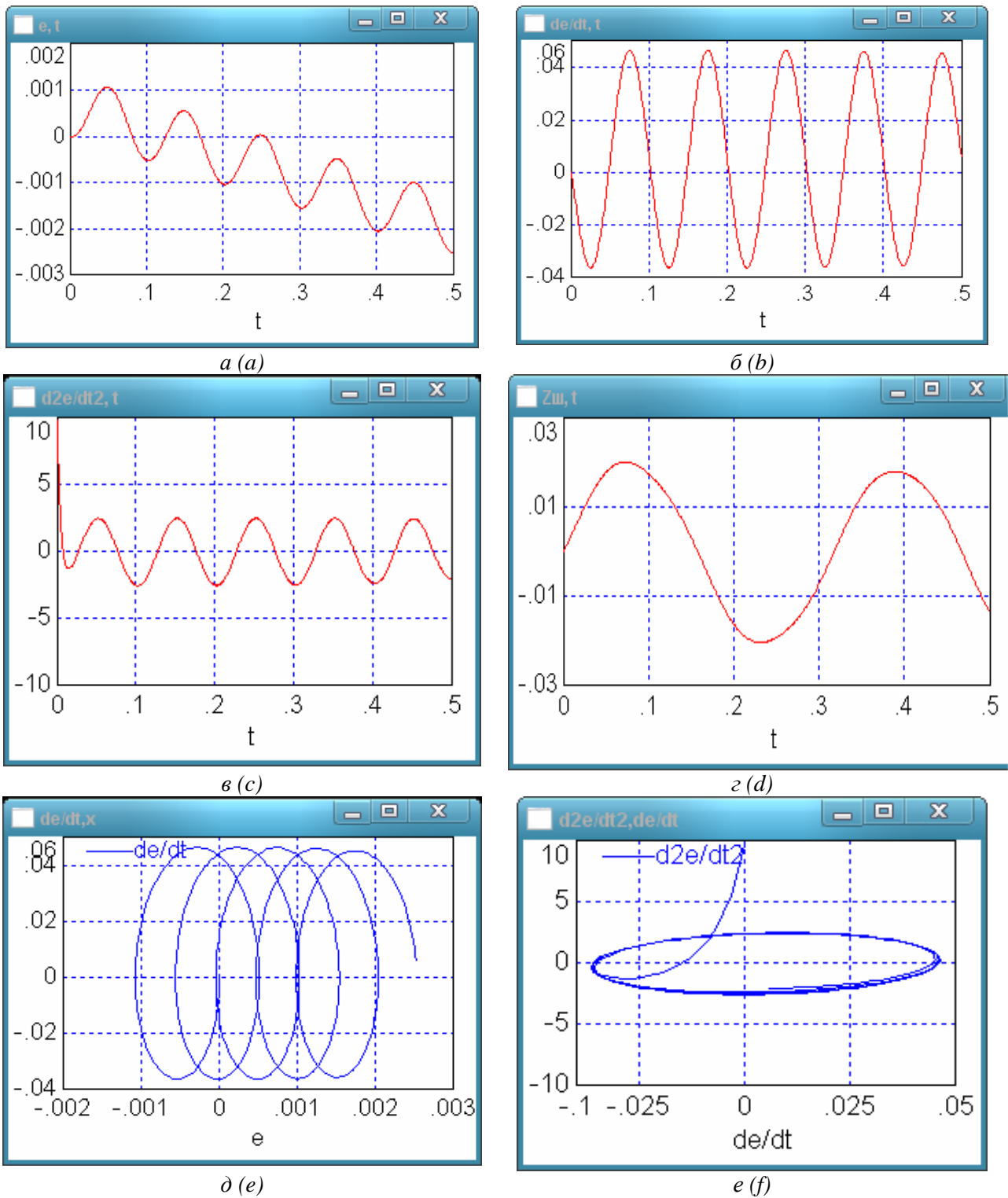


Рис. 5. Графіки залежностей: a – переміщення демфера; b – швидкість демфера; c – прискорення демфера; d – абсолютне переміщення центра кульки; d та e – стандартний та нестандартний фазові портрети, відповідно, за наступних значень параметрів: $az=2$ см; $\nu=10$ Гц; $\epsilon=4.5$ мм; $w=0.01$ рад/сек; $\mu=4.5$ Па*сек; $R=5$ см

Fig.5. Graphic arts of dependences : a - moving of damper; b – speed of damper; c – an acceleration of damper; d – the absolute moving of center of marble; e and f are a standard and non-standard phase portraits, accordingly, for such parameters: $az=2$ sm; $\nu=10$ Hz; $\epsilon=4.5$ mm; $w=0.01$ rad/sec; $\mu=4.5$ Pa*sec; $R=5$ sm

Слід зазначити, що куля всередині демпфера, знаходячись у його порожнині, занурена у масло і перебуває у положенні байдужої рівноваги. Крім того, вона всередині порожня. Для визначення її внутрішнього радіусу ($R_{\text{внутр.}} < R$) використаємо умову байдужої рівноваги такої кулі:

$$m \cdot g = F_{\text{вишт.}} = F_{\text{арх.}}, \quad (16)$$

де $F_{\text{вишт.}} = F_{\text{арх.}}$ є виштовхуючою силою Архімеда.

Вважаємо, що сама куля виготовлена з металу зі щільністю $\rho_{\text{мет.}}$, а щільність масла складає $\rho_{\text{масла}}$. Підставляючи значення щільностей у (16), матимемо

$$\rho_{\text{мет.}} (V_{\text{к}} - V_{\text{порожнини}}) g = \rho_{\text{масла}} V_{\text{к}} g, \quad (17)$$

$$\text{де: } V_{\text{к}} = \frac{4}{3} \pi R^3; V_{\text{порожнини}} = \frac{4}{3} \pi R_{\text{внутр.}}^3.$$

З (17) легко отримати

$$R_{\text{внутр.}} = R \cdot \sqrt[3]{1 - \frac{\rho_{\text{масла}}}{\rho_{\text{мет.}}}}. \quad (18)$$

$$\text{Приймаючи } \rho_{\text{масла}} = 865 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad \text{а}$$

$$\rho_{\text{мет.}} = 7,8 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad \text{з (18) отримуємо оцінку}$$

$R_{\text{внутр.}}$ через R :

$$\frac{R_{\text{внутр.}}}{R} \approx 0,9616. \quad (19)$$

Ситуація II. Враховуючи результати роботи [16], можна аналітичним шляхом визначити значення сили гідродинамічного опору, яка виникає при коливанні кулі у маслі всередині порожнини демпфера:

$$F = 6\pi \cdot \mu \cdot R \left(1 + \frac{R}{\delta} \right) \omega \cdot A \cdot \cos \omega t + \quad (20)$$

$$+ 3\pi R^2 \sqrt{\frac{2\mu\rho_{\text{масла}}}{\omega} \cdot \left(1 + \frac{2R}{9\delta} \right)} \cdot (-\omega^2 A \sin \omega t),$$

де: $\delta = \sqrt{\frac{2\mu}{\rho_{\text{масла}} \omega}}$, A – амплітуда, ω – кругова частота коливань кулі, μ – динамічна в'язкість масла.

У результаті досліджень [1-7] встановлено, що для секцій шарнірно-зчленованої машини з номінальним тяговим зусиллям

35кН можливе виникнення резонансних явищ (власна частота лінійних коливань $v_{\text{власн.}} = 0,48 \text{ Гц}$ співпадає з вимушеною частотою $v_{\text{зовн.}}$) при русі на малих швидкостях (менше $v = 1,25 \text{ м/с}$). При цьому відстань між нерівностями складає $1,5 \text{ м} < \ell_{\text{нерівн.}} < 2,5 \text{ м}$. При русі на транспортній швидкості 4,2 м/с ймовірність появи резонансу знижується, а відстань між нерівностями у цьому випадку складає більше 8м.

Визначено, що варіювання жорсткості ресор у межах 15 ... 20% не виключає виникнення резонансних явищ при малих швидкостях. Це необхідно врахувати при проектуванні шарнірно-зчленованих засобів транспорту з метою підвищення їх стійкості положення при русі вповодж нерівностей.

ВИСНОВКИ

1. Поліпшення динамічних режимів роботи виконавчого органа просторової системи приводів машинно-тракторних агрегатів доцільно забезпечувати використанням спеціальних демпферів інерційного типу, які мають масивне тіло, що розміщене із зазором у порожнині корпусу демпфера, та засоби розсіяння енергії коливань.

2. Демпфер інерційного типу може забезпечувати силу опору до 100Н й вище у залежності від параметрів демпфера. Ефективне демпфування коливань виконавчого органа системи приводів забезпечується при відносному переміщенні масивного тіла в протифазі до швидкості руху корпусу демпфера. При цьому різниця фаз коливання корпусу й масивного тіла складає $250 \dots 280^\circ$.

3. Для шарнірно-зчленованої машини з номінальним тяговим зусиллям 35кН можливе виникнення резонансних коливань (власна частота коливань $v_{\text{власн.}} = 0,48 \text{ Гц}$ може співпадати з вимушеною частотою $v_{\text{зовнішн.}}$) при русі на малих швидкостях. У такій ситуації необхідно впроваджувати у механічну систему спеціальні демпфери, оскільки варіювання жорсткості ресор у

межах 15 ... 20% не виключає виникнення резонансних явищ на малих швидкостях руху, що необхідно враховувати для підвищення стійкості машинно-тракторного агрегату при його русі вздовж нерівностей.

4. Результати даної роботи можуть бути у подальшому використані для встановлення оптимальних параметрів демпфера для забезпечення необхідних показників динамічної якості виконавчого органа просторової системи приводів машинно-тракторних агрегатів як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах їх реальної експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Подригало М.А.* Обеспечение управляемости и устойчивости автомобилей при установившемся движении / М.А. Подригало, Д.М. Клещ, В.И. Гацько // Вестник ХНАДУ, 2013. – Вып.60. – С. 42-48.
2. *Петренко А.М.* Устойчивость специальных транспортных средств / А.М. Петренко.-М.: МАДИ, 2013-41 с.
3. *Аксенов П.В.* Многоосные автомобили / П.В. Аксенов.-М.: Машиностроение, 1989. – 280 с.
4. *Умняшкин В.А.* Теория автомобиля / В.А. Умняшкин, Н.М. Филькин, Р.С. Музафаров.- Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2006. – 272 с.
5. *Фалькевич Б.С.* Теория автомобиля / Б.С. Фалькевич. - М.: Машгиз, 1963. – 240 с.
6. *Шарипов В.М.* Проектирование ходовых систем тракторов / В.М. Шарипов, Л.А. Дмитриева, А.И. Сергеев, А.С. Шевелев, Ю.С. Щетинин. – М.: МГТУ «МАМИ», 2006. – 82 с.
7. *Говорущенко Н.Я.* Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. - Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.
8. *Глазунов В.А.* Пространственные механизмы параллельной структуры / В.А. Глазунов, А.Ш. Колискор, А.Ф. Крайнев. - М.: Наука, 1991. – 95 с.
9. *Воробьев Е.И.* Пространственные шарнирные механизмы / Е.И. Воробьев, Ф.М. Диментберг – М.: Наука, 1991. – 264 с.
10. *Спыну Г.А.* Робототехника / Г.А. Спыну, В.Е. Юмашев. – Житомир: ЖДТУ, 2007.- 332 с.
11. *Рыбак Л.А.* Эффективные методы решения задач кинематики и динамики робота-станка параллельной структуры / Л.А. Ры-

бак, В.В. Ержуков, А.В. Чичварин. – М.: Физматлит, 2011. – 148 с.

12. *Кузнецов Ю.М.* Компоновки верстатів з механізмами паралельної структури / Ю.М. Кузнецов, Д.О. Дмитрієв, Г.Ю. Діневич. – Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2009. – 456 с.
13. *Струтинський В.Б.* Математичне моделювання стохастичних процесів у системах приводів / В.Б. Струтинський, О.В. Колот. – Краматорськ: ЗАТ "Тираж-51", 2005. – 530 с.
14. *Новіков М.* Розробка верстата-гексапода з шести координатною системою ЧПК і результативного дослідницького застосування / М. Новіков, В. Струтинський, А. Кириченко // Машинознавство. – Львів: Тз ОБ "КІНПАТРИ ЛТД", 2011.-№5-6 (167-168). – С. 3-10.
15. *Лойцянский Л.Г.* Курс теоретической механики: В 2-х томах. Т II. Динамика / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье – М: Наука, 1983. – 640 с.
16. *Ландау Л.Д.* Гидромеханика / Л.Д. Ландау, М.Е. Лифшиц. – М.: Наука, 1990. – 720 с.

REFERENCES

1. *Podrigalo M.A., Kleshh D.M., Gac'ko V.I., 2013.* Obespechenie upravljaemosti i ustojchivosti avtomobilej pri ustanovivshemsja dvizhenii [Providing controllability and stability of the car at a steady movement]. Vestnik HNADU, Vol. 60, 42-48. - (in Russian)
2. *Petrenko A.M., 2013.* Ustojchivost' special'nyh transportnyh sredstv [Stability of special vehicles]. Moscow, MADI, 41. - (in Russian)
3. *Aksenov P.V., 1989.* Mnogoosnye avtomobili [Multiaxial vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 280. - (in Russian)
4. *Umnjashkin V.A., Fil'kin N.M., Muzafarov R.S., 2006.* Teorija avtomobilja [The theory of car]. Izhevsk, IzhGTU Publ., 272. - (in Russian)
5. *Fal'kevich B.S., 1963.* Teorija avtomobilja [The theory of car]. Moscow, Mashgiz Publ., 240. - (in Russian)
6. *Sharipov V.M., Dmitrieva L.A., Sergeev A.I., Shevelev A.S., Shhetinin Ju.S., 2006.* Proektirovanie hodovyh sistem traktorov [Design of running systems of tractors]. Moscow, MG TU, «MA MI», 82. - (in Russian)
7. *Govorushhenko N.Ja., Turenko A.N., 1999.* Sistemotehnika transporta (na primere avtomobil'nogo transporta) [System engineering of

- transport (for example, road transport)]. Kharkov, RIO HGADTU, 468. - (in Russian)
8. *Glazunov V.A., Koliskor A.Sh., Krajnev A.F., 1991. Prostranstvennye mehanizmy parallel'noj struktury [Spatial mechanisms of parallel structure]. Moscow, Nauka, 95. - (in Russian)*
 9. *Vorob'ev E.I., Dimentberg F.M., 1991. Prostranstvennye sharnirnye mehanizmy [Spatial hinge mechanisms]. Moscow, Nauka Publ., 264. - (in Russian)*
 10. *Spynu G.A., Jumashev V.E., 2007. Robototekhnika [Robotics]. Zhitomir, ZhDTU, 332. - (in Russian)*
 11. *Rybak L.A., Erzhukov V.V., Chichvarin A.V., 2011. Jeffektivnye metody reshenija zadach kinematiki i dinamiki robota-stanka parallel'noj struktury [Efficient methods for solving problems of kinematics and dynamics of the robot-machine parallel structure]. Moscow, Fizmatlit, 148. - (in Russian)*
 12. *Kuznecov Ju.M., Dmitriev D.O., Dinevich G.Ju., 2009. Komponovki verstativ z mehanizmami paralel'noï strukturi [Layout verstativ s mehanizmami paralel'noï structur-ing]. Herson, 456. - (in Russian)*
 13. *Strutins'kij V.B., Kolot O.V., 2005. Matematichne modeljuvannja stohastichnih procesiv u sistemah privodiv [Mathematical modeling of stochastic processes drive systems]. Kramators'k, ZAT "Tirazh, 51-530. - (in Russian)*
 14. *Novikov M., Strutins'kij V., Kirichenko A., 2011. Rozrobka verstata-geksapoda z shesti koordinatnoju sistemoju ChPK i rezul'tativnogo doslidnic'kogo zastosuvannja [Development of machine-heksapoda six CNC coordinate system and the effective use of research]. Mashinoznavstvo, L'viv, Tz OV "KINPATRI LTD", No. 5-6 (167-168). 3-10 - (in Russian)*
 15. *Lojcjanskij L.G., Lur'e A.I., 1983. Kurs teoreticheskoj mehaniki: V 2-h tomah. T II. Dinamika. Moscow, Nauka Publ., 640. - (in Russian)*
 16. *Landau L.D., Lifshits M.E., 1990. Gidromehani-ka [Hydromechanics]. Moscow, Nauka Publ., 720. - (in Russian)*