

отсутствии промышленного оборудования. Разработанная технология может использоваться при сваривании заготовок, ремонте деталей и нанесении покрытий.

Ключевые слова: жаропрочные сплавы, никелевые сплавы, металлотермия, механические и служебные свойства.

THE SUMMARY

THE TECHNOLOGY OF MAKING THERMITE HEATPROOF ALLOYS ON NICKELIFEROUS BASIS

In this papers was analyzed the technology heatproof alloys is in-process analyzed on nickeliferous basis. The composition of reactions is used of exothermic charge and allows not only to get the chemical composition of alloy is offered but also structure, mechanical and official properties. Thus taken advantage metallothermic synthesis, namely to get founding's in places, remote from the sources of electric power, industrial equipment. This technology can be used for the urgent welding of purveyances, component overhaul and causing coverage of surface.

Key words: heatproof alloys, nickeliferous alloys, metallothermic, mechanical and official properties.

УДК 539.3

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МЕХАНІЧНОГО ГАСНИКА КОЛИВАНЬ В СИСТЕМІ MATHCAD

М.І. ІГНАТИШИН

Мукачівський державний університет

В роботі побудовано та досліджено модель механіки деформівного твердого тіла, що описують динаміку поведінки механічних гасників коливань. Проведено порівняльний аналіз гасників коливань різних конструкцій. Результати роботи корисні в плані оптимізації конструктивних параметрів гасників механічних коливань для більш ефективного гасіння зовнішніх збурюючих впливів.

Постановка проблеми

Механічні гасники коливань мають широке застосування у техніці. Вони призначені для гасіння коливань механізмів, машин, будівельних споруд тощо [1, 2, 3]. Причиною виникнення небажаних коливань можуть бути техногенні та природні фактори, наприклад, землетрус.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Актуальним є дослідження та аналіз відомих конструкцій гасників механічних коливань, отримання співвідношень, що пов'язують динаміку лінійних та нелінійних коливань [1, 2, 3, 4] гасника з його конструктивними і механічними характеристиками, подальше формулювання оптимізаційних задач на базі отриманих математичних формул, вдосконалення відомих та синтез нових механічних гасників для зменшення шкідливих наслідків техногенних та природних катастроф пов'язаних з механічним

руйнуванням механізмів, машин та споруд. Методи розв'язування прикладних задач механіки деформівного твердого тіла застосовують в своїх дослідженнях Левина Е. Е., Маневич А. (дослідження вимушених коливань циліндричного гасника коливань), И., Клименко А. А., Милин Ю. В. (нелінійні коливання маятникових гасників коливань).

Мета роботи

Побудувати математичну модель циліндричного гасника механічних коливань, розв'язати отримані диференціальні рівняння методом Рунге-Кутта з застосуванням системи MATHCAD та підвищити ефект гасіння коливань шляхом зміни форми і вибору розмірів конструкції гасника.

Об'єкт та методи дослідження

Об'єктом дослідження є механічна система двох тіл, що взаємодіють між собою через силу тиску та тертя і одне з тіл зазнає періодичне збурення заданої частоти та амплітуди через пружну ланку та знаходиться під дією дисипативної сили пропорційної швидкості. В дослідженнях застосовані методи механіки деформівного твердого тіла. Методи дослідження передбачають застосування механіки Лагранжа для побудови математичної моделі об'єкта дослідження. Предметом дослідження є математична модель механіки деформівного твердого тіла згаданої системи. Для розв'язку відповідних диференціальних рівнянь моделі застосовано чисельний метод Рунге-Кутта.

Постановка задачі

Розглянемо двохмасову механічну систему, що складається з масивного тіла M , яке закріплене горизонтальною пружиною жорсткістю k з горизонтально коливаючоюся основою, та тіла гасника масою m , рис.1. Кінетична енергія системи двох тіл гасника механічних коливань складається з кінетичної енергії поступального руху тіла механізму (споруди) та кінетичної енергії поступального і обертального руху тіла гасника:

$$T = T_1 + T_2 = M \frac{\dot{x}^2}{2} + \frac{m}{2} \left(\dot{x}^2 + 2\dot{x}(R-r_0)\dot{\theta} \cos\theta + (R-r_0)^2 \dot{\theta}^2 \right) + \frac{J}{2} \left(\frac{R-r_0}{r_0} \right)^2 \dot{\theta}^2, \quad (1)$$

де T_1 та T_2 кінетична енергія поступального та обертального руху циліндра відповідно, рис.1, рис.2,

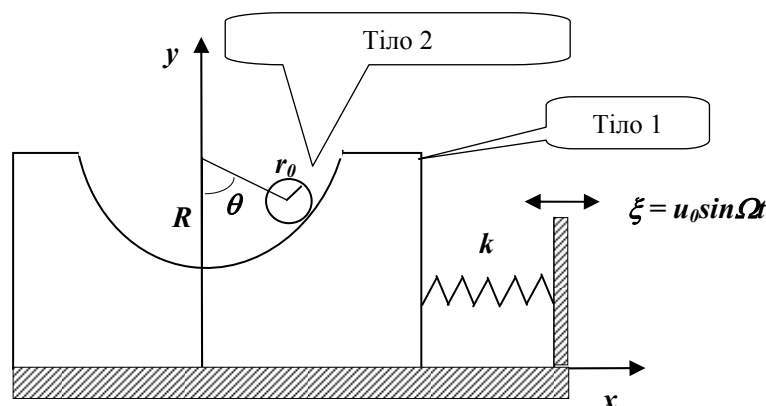


Рис. 1. Тіло 2 має форму циліндра.

Потенціальна енергія складається з потенціальної енергії пружини та потенціальної енергії сили тяжіння, що діє на тіло:

$$\Pi = k \frac{(\xi - x)^2}{2} - mg(R - r_0) \cos \theta \quad (2)$$

Отже, Лагранжیان системи буде:

$$L = T - \Pi = M \frac{\dot{x}^2}{2} + \frac{m}{2} \dot{x}^2 + 2\dot{x}(R - r_0)\dot{\theta} \cos \theta + \frac{J}{2} \left(\frac{R - r_0}{r_0} \right)^2 \dot{\theta}^2 - k \frac{(\xi - x)^2}{2} + mg(R - r_0) \cos \theta \quad (3)$$

Основна частина

Для побудови рівнянь Лагранжа отримаємо похідні:

$$\frac{\partial L}{\partial x} = k(u_0 \sin(\Omega t) - x) \quad (4)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{x}} = (M + m)\dot{x} + m(R - r_0) \cos \theta \cdot \dot{\theta} \quad (5)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \theta} = -m(R - r_0) \sin \theta (\dot{x} \dot{\theta} + g) \quad (6)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} = m\dot{x}(R - r_0) \cos \theta + m(R - r_0)^2 \dot{\theta} + J \left(\frac{R - r_0}{r_0} \right)^2 \dot{\theta} \quad (7)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}} \right) = (M + m)\ddot{x} + m(R - r_0) (-\sin \theta \cdot \dot{\theta}^2 + \cos \theta \cdot \ddot{\theta}) \quad (8)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) = m(R - r_0) (\ddot{x} \cos \theta - \dot{x} \sin \theta \cdot \dot{\theta}) + m(R - r_0)^2 \ddot{\theta} + J \left(\frac{R - r_0}{r_0} \right)^2 \ddot{\theta} \quad (9)$$

Підставимо співвідношення (4)-(9) в рівняння Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = 0, \quad (10)$$

де $i = 1, 2$ та $q_1 = x(t)$, $q_2 = \theta(t)$.

З врахуванням дисипативної сили, сили в'язкого тертя $\beta \dot{x}$, маємо рівняння Лагранжа, що описують рух системи:

$$\begin{cases} \left(\begin{matrix} M + \\ + m \end{matrix} \right) \ddot{x} + m \begin{pmatrix} R - \\ - r_0 \end{pmatrix} \cos \theta \cdot \ddot{\theta} + \beta \dot{x} - m \begin{pmatrix} R - \\ - r_0 \end{pmatrix} \sin \theta \cdot \dot{\theta}^2 + kx = ku_0 \sin(\Omega t) \\ \cos \theta \ddot{x} + \left(1 + \frac{J}{mr_0^2} \right) (R - r_0) \ddot{\theta} + g \sin \theta = 0 \end{cases} \quad (11)$$

Розв'яжемо систему диференціальних (1) рівнянь відносно других похідних \ddot{x} та $\ddot{\theta}$:

$$\begin{cases} \ddot{x}(t) = \frac{\left(mr_0^2 + J \right) \left[-\beta \dot{x}(t) + m(R - r_0) \sin(\theta(t)) \cdot \dot{\theta}^2(t) - \right] + \cos(\theta(t)) r_0^2 m^2 g \sin(\theta(t)) - kx(t) + ku_0 \sin(\Omega t)}{Mmr_0^2 + MJ + m^2 r_0^2 + mJ - m^2 r_0^2 \cos^2(\theta(t))} \\ \ddot{\theta}(t) = - \frac{\cos(\theta(t)) mr_0^2 \left[-\beta \dot{x}(t) + m(R - r_0) \sin(\theta(t)) \dot{\theta}^2(t) - \right] + \left(\begin{matrix} M + \\ + m \end{matrix} \right) mr_0^2 g \sin(\theta(t))}{(R - r_0) (Mmr_0^2 + MJ + m^2 r_0^2 + mJ - m^2 r_0^2 \cos^2(\theta(t)))} \end{cases} \quad (12)$$

Систему двох диференціальних рівнянь другого порядку (12) зведемо до системи чотирьох рівнянь першого порядку:

$$\begin{cases} x_1(t) = \dot{x}(t) \\ \theta_1(t) = \dot{\theta}(t) \\ \dot{x}_1(t) = \frac{\left(mr_0^2 + J \right) \left[-\beta x_1(t) + m(R - r_0) \sin(\theta(t)) \cdot \theta_1^2(t) - \right] + \cos(\theta(t)) r_0^2 m^2 g \sin(\theta(t)) - kx(t) + ku_0 \sin(\Omega t)}{Mmr_0^2 + MJ + m^2 r_0^2 + mJ - m^2 r_0^2 \cos^2(\theta(t))} \\ \dot{\theta}_1(t) = - \frac{\cos(\theta(t)) mr_0^2 \left[-\beta x_1(t) + m(R - r_0) \sin(\theta(t)) \theta_1^2(t) - \right] + \left(\begin{matrix} M + \\ + m \end{matrix} \right) mr_0^2 g \sin(\theta(t))}{(R - r_0) (Mmr_0^2 + MJ + m^2 r_0^2 + mJ - m^2 r_0^2 \cos^2(\theta(t)))} \end{cases} \quad (13)$$

Вихідні дані для числового моделювання гасника механічних коливань:

- $M = 20$ кг, - маса тіла 1 динамічної системи, рис.1;
- $m = 0,5$ кг, - маса тіла 2 динамічної системи, рис. 1;
- $R = 0,687$ м – радіус циліндричної поверхні по якій рухається тіло гасника

коливань;

- $r_0 = 0,1$ м – радіус циліндричної поверхні тіла 1, що торкається до циліндричної поверхні тіла 2;

– $r_1 = r_0$ та $L_0 = 2,029$ м - варіант 1 рис.1; $r_0 = 0,1$ м, $r_1 = 0,135$ м, $L_0 = 1,44$ м ($\varepsilon=0,5$) – варіант 2, рис.2; рис. 3.

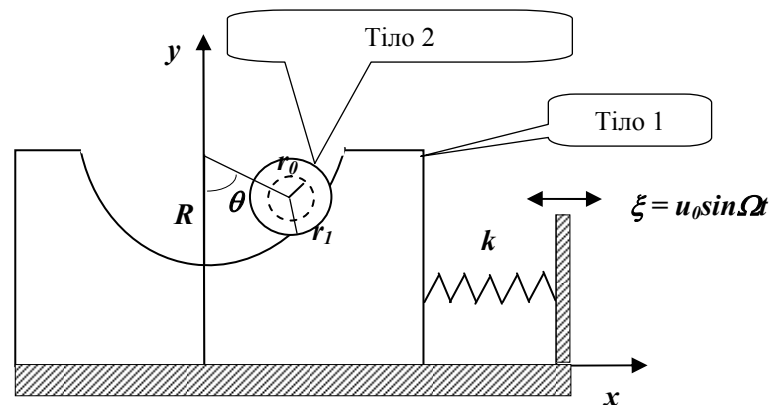


Рис.2. Тіло 2 має форму гантелі.

- $\beta = 2,809$ Нс/м – коефіцієнт, що характеризує дію сил тертя;
- $k = 142,075$ Н/м – коефіцієнт пружності, що характеризує динамічну систему;
- $L_0 = 1,528$ м – довжина циліндра, рис.1, рис.2;
- $g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння;
- $\Omega = 2,653$ Гц – частота зовнішньої сили;
- $u_0 = 0,002$ м – амплітуда зовнішньої сили;
- $J = 2,495 \times 10^{-3}$ кг \times м² розрахунковий момент інерції гасника (тіло 1)–варіант 1, рис.1, $J = 3,809 \times 10^{-3}$ кг \times м² розрахунковий момент інерції гасника (тіло 1)–варіант 2, рис.2, рис. 3.

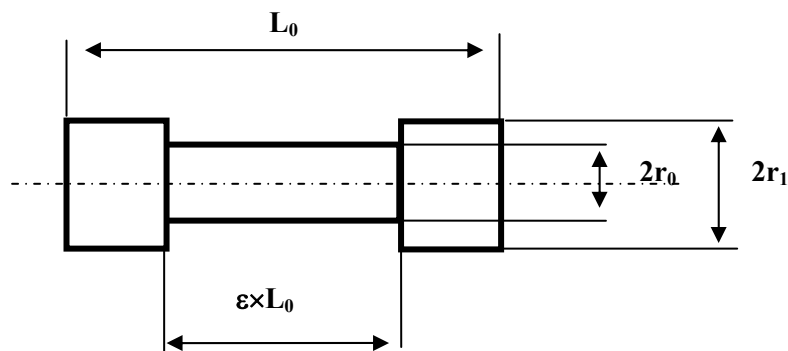


Рис.3. Розміри тіла 2, гасника, що має форму гантелі.

На рис. 4 (а, б) графічно зображено результати розрахунку функції $x(t)$, що описує рух тіла 2 динамічної системи, рис.1, рис. 2. Розв'язок системи чотирьох диференціальних рівнянь першого порядку (13) здійснено чисельним методом Рунге-Кутта з застосуванням системи МATHCAD і представлено в виді графіків, рис.4. Тонкі

лінії на графіках рис.4 (а, б) зображують коливання тіла 1 під дією збурюючої сили без застосування гасника коливань, тіла 2., товсті лінії – з застосуванням гасника.

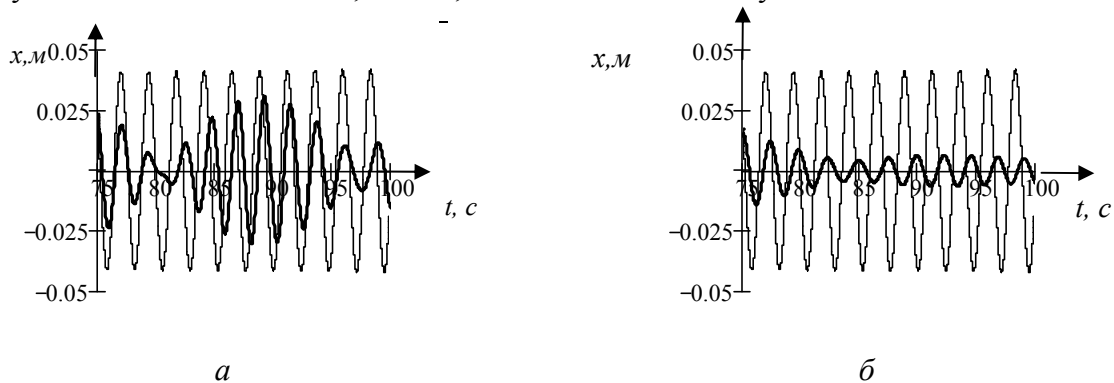


Рис.4. Амплітуди коливань динамічної системи з двох тіл: а – циліндричний гасник, рис.1; б – гасник у виді гантелі, рис. 2.

Висновки

Отримано чисельний розв'язок системи диференціальних рівнянь, що описують динаміку коливань механічного гасника циліндричного типу. Розглянуто два варіанти форм гасника, тіла 2:

- в формі циліндра, описаний в [1], рис.1
- в формі гантелі, запропоновано автором, рис. 2, рис.3

Гасник в формі гантелі має більший момент інерції ($J = 3,809 \times 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$) ніж гасник в формі циліндра ($J = 2,495 \times 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$) при тій самій масі $m = 0,5 \text{ кг}$. На рис. 4 а амплітуда коливань з гасником періодично зменшується, а при застосуванні запропонованої форми гасника амплітуда коливань стабільно зменшується більше ніж у чотири рази, рис.4 б.

Збільшення моменту інерції гасника механічних коливань привело до ефективнішого гасіння зовнішніх збурюючих впливів.

Отже, ефект гасіння механічних коливань підвищено шляхом зміни форми гасника та вибору його конструктивних розмірів.

Подальші дослідження передбачають розроблення методики оптимізації конструктивних розмірів гасника в виді гантелі з метою максимізації ефекту гасіння зовнішніх збурюючих впливів.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Левина Е. Е., Маневич А. И., Вынужденные нелинейные колебания тела с цилиндрическим гасителем колебаний. - Методи розв'язування прикладних задач механіки деформівного твердого тіла, вип. 11, 2010 р.

http://www.nbuu.gov.ua/_scripts/wwwi32.exe/%5Bin=_scripts/ref.in%5D

2. Вибрации в технике. Т.6. Защита от вибраций и ударов: справочник/ под ред. К. В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.
3. Корнеев Б. Г. Динамические гасители колебаний/ Б. Г. Корнеев, Л. М. Резников. – М.: Наука, 1988 . – 304 с.
4. Клименко А. А., Милин Ю. В. Нелинейные формы колебаний механической системы с маятниковым гасителем колебаний. – Механика твердого тела, вып.. 40. – 2010 г.

АННОТАЦИЯ

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ В СИСТЕМЕ MATHCAD

В работе построены и исследованы модели механики деформируемого твердого тела, описующие динамику поведения механических гасителей колебаний. Проведен сравнительный анализ гасителей колебаний различных конструкций. Результаты работы полезны в плане оптимизации конструктивных параметров гасителей механических колебаний для более эффективного гашения внешних возмущающих воздействий.

THE SUMMARY

MATHEMATICAL MODELING OF MECHANICAL VIBRATIONS IN THE SYSTEM QUENCHERS MATHCAD

In this paper we developed and studied a model of the solid body that opysuyutye dynamic behavior of mechanical vibrations quenchers. A comparative analysis of the quenchers of vibrations of various structures. The results are useful in terms of optimization of design parameters quenchers mechanical vibrations for a more efficient quenching of external disturbing effects.