

УДК 631.372
© 2012

С.П. Погорілий,
кандидат
технічних наук

Національна академія
аграрних наук України

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ АГРЕГАТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО МОДУЛЯ З МОБІЛЬНИМ ЕНЕРГЕТИЧНИМ ЗАСОБОМ

Наведено теоретичні дослідження динамічних показників процесу агрегування технологічного модуля з мобільним енергетичним засобом під час гальмування технологічного модуля в початковому положенні.

Під час агрегування технологічного модуля (ТМ) і мобільного енергетичного засобу (МЕЗ) з використанням пристрою для агрегування [5], який забезпечує встановлення ТМ на раму МЕЗ, потрібно дослідити вплив основних конструкційних параметрів ТМ на експлуатаційні параметри МЕЗ, зокрема його статичну поздовжню стійкість під час гальмування ТМ в початковому положенні.

Пік навантажень на осі МЕЗ під час агрегування припадає саме на початкове положення [6], оскільки за гальмування відбувається миттєва зупинка ТМ, який переміщається з певною швидкістю. Втрата статичної стійкості під час агрегування може призвести до небажаних наслідків (перевертання, пошкодження МЕЗ та ТМ тощо).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню процесу агрегування ТМ на рамі МЕЗ, особливо його динамічних показників, приділялося мало уваги. Це можна пояснити відсутністю таких систем для агрегування на рамі МЕЗ, які передбачають піднімання ТМ від опорної поверхні на значну висоту (500 мм) з подальшим перевертанням у поздовжньо-вертикальній площині.

Вивченню динамічних показників процесу агрегування начпних сільськогосподарських машин присвячено праці Г.Л. Кальбуса [3, 4]. Автор досліджував піднімання ТМ з робочого в транспортне положення для МЕЗ класичної конструкційно-компонувальної схеми із заднім начпним пристроєм. Для дослідження динамічних показників процесу агрегування ТМ на рамі МЕЗ за допомогою пристрою для агрегування [5] слід удосконалити теоретичні матеріали [3, 4].

Мета досліджень — вивчити взаємозв'язки параметрів ТМ та МЕЗ під час агрегування.

Результати досліджень. Оскільки на МЕЗ установлюють пневматичні шини, його маса перебуває на пружних елементах, начпний ТМ з'єднаний з МЕЗ також за допомогою пружного елемента — гідроциліндра. Отже, за дії динамічних сил МЕЗ з ТМ здійснюватимуть коливання як багатомасова пружна система.

Для розв'язання задач про коливання багатомасової системи зробимо спрощення, які полягають у заміні пружної передньої опори МЕЗ

(передніх пневматичних шин) на шарнір, вважаючи в подальшому, що коливання МЕЗ здійснюються навколо цього шарніра [3]. Таке спрощення дає можливість уявити МЕЗ з пристроєм для агрегування та ТМ як пружну систему з 2-ма ступенями свободи (рис. 1).

Перший ступінь свободи — обертання рами МЕЗ навколо нерухомого шарніра (φ_1), другий — обертання пристрою для агрегування з ТМ навколо нерухомого шарніра (φ_2).

Для спрощення складання диференціальних рівнянь було прийнято припущення, викладені в праці [6]. Прийняті спрощення істотно не вплинуть на точність фактичного розрахунку,

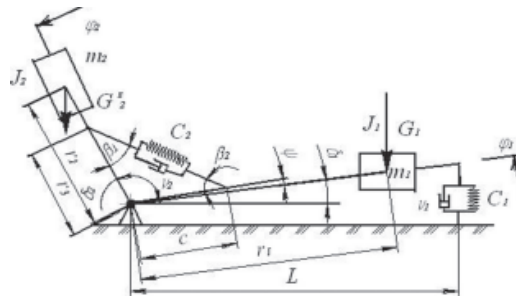


Рис. 1. Схема для синтезу двомасової динамічної моделі МЕЗ (m_1), ТМ та пристрою для агрегування (m_2)

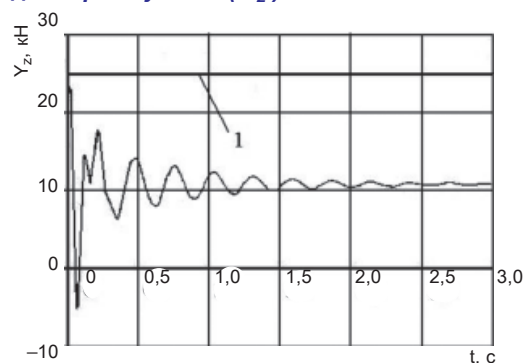


Рис. 2. Зміна навантаження на задню вісь сходового шасі під час гальмування ТМ: 1 — граничне максимальне значення навантаження (24,8 кН) [1]

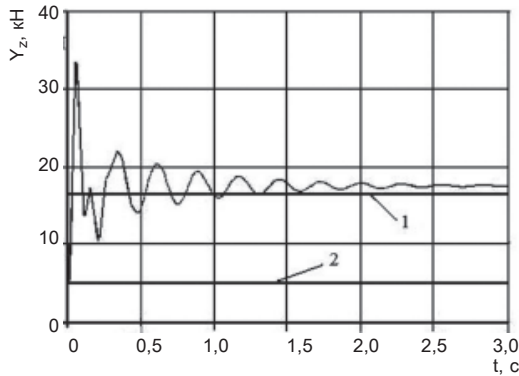


Рис. 3. Зміна навантаження на передню вісь самохідного шасі під час гальмування ТМ: 1 — граничне максимальне значення навантаження (15,8 кН) [1]; 2 — граничне мінімальне значення навантаження (5,1 кН) [2]

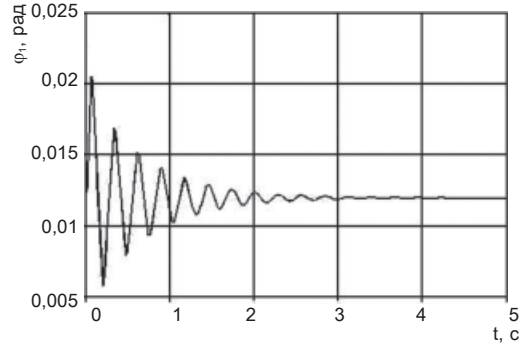


Рис. 4. Зміна кута φ_1 під час гальмування ТМ у початковому положенні

однак певною мірою полегшать теоретичні дослідження.

Система диференціальних рівнянь, які описують гальмування пристрою для агрегативання з ТМ, що переміщується з рами МЕЗ, матиме такий вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_1 = -G_1 \cdot r_1 \cdot \cos \delta_1 - C_1 \cdot L^2 \cdot \varphi_1 - v_1 \times \\ \times L^2 \cdot \frac{d}{dt} \varphi_1 + C_2 \cdot c^2 \cdot \sin(\beta_2 - \psi) \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + \\ + v_2 \cdot c^2 \cdot \sin(\beta_2 - \psi) \times \left(\frac{d}{dt} \varphi_2 - \frac{d}{dt} \varphi_1 \right); \\ J_2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_2 = G_2^z \cdot r_2 \cdot \cos \delta_2 - C_2 \times \\ \times r_3^2 \cdot \cos \left(\beta_1 - \frac{\pi}{2} \right) \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) - v_2 \cdot r_3^2 \times \\ \times \cos \left(\beta_1 - \frac{\pi}{2} \right) \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_2 - \frac{d}{dt} \varphi_1 \right), \end{array} \right. \quad (1)$$

де J_1, J_2 — наведений момент інерції мас m_1 та m_2 , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; G_1, G_2^z — вага мас m_1 та m_2 , Н; r_1, r_2 — відстані від осі обертання до центра ваги (ц.в.) мас m_1 та m_2 , м; δ_1, δ_2 — початкові кути розміщень мас m_1 та m_2 , рад; c — відстань між віссю обертання пристрою для агрегативання та задньою опорою гідроциліндра, м; β_2 — кут між променем, на якому виміряна відстань c , та віссю симетрії гідроциліндра, рад; ψ — кут між променем, на якому виміряна відстань c , та горизонталлю, рад; C_1, C_2 — лінійна жорсткість шин та гідросистеми, Н/м; v_1, v_2 — лінійне демпфірування шин та гідросистеми, Н·с/м; r_3 — відстань від осі обертання пристрою для агрегативання та кріпленням передньої опори гідроциліндра, м; β_1 — кут між r_3 та віссю симетрії гідроциліндра, рад; L — база МЕЗ, м.

Отримавши значення прискорень ε_1 маси m_1 із системи диференціальних рівнянь (1), визначаємо зміну навантажень на задню та передню осі МЕЗ, використовуючи відомі залежності [7].

Обчислюємо лінійне прискорення:

$$a_1 = \varepsilon_1 \cdot r_1, \quad (2)$$

де a_1 — лінійне прискорення маси m_1 , $\text{м}/\text{с}^2$; ε_1 — кутове прискорення маси m_1 , $\text{рад}/\text{с}^2$.

Визначаємо силу:

$$P_1 = m_1 \cdot a_1, \quad (3)$$

де P_1 — сила, Н; силу, яка діє на задню вісь:

$$Y_z = \frac{P_1 \cdot r_1}{L}. \quad (4)$$

Визначаємо силу, яка діє на передню вісь:

$$Y_n = G_1 + G_2 - Y_z. \quad (5)$$

Теоретичні дослідження математичної моделі, вираженої системою диференціальних рівнянь (1), проводили з використанням як МЕЗ самохідного шасі типу Т-16МГ. Отримані результати наведено на рис. 2–5.

За 0,1 с навантаження на задню вісь змінюється з 23 кН до мінус 5 кН (рис. 2), що на практиці супроводжується відривом задніх коліс від опорної поверхні. Навантаження на передню вісь сягає 33,6 кН (рис. 3), що може призвести до руйнування шин передніх коліс. Таку зміну навантажень пояснюють великою інерційністю системи (маса ТМ та пристрою для агрегативання — $G_2^z = 10,2$ кН). Максимальне граничне значення навантаження на передню вісь за стандартом ДСТУ 4140 [1] становить 35% від максимально допустимого навантаження для напрямних коліс, а мінімальне значення навантаження на передній міст становить 20% від загальної маси МЕЗ [2]. Навантаження на передню вісь (рис. 3) має більші значення від граничного на 4%, що є на рівні похибки.

Відрив задніх коліс потрібно фіксувати, ви-

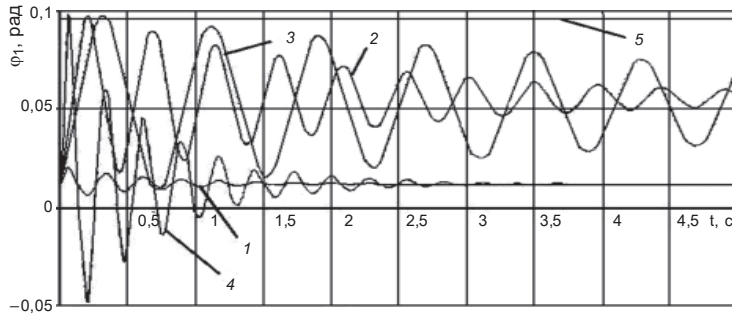


Рис. 5. Результати моделювання системи диференціальних рівнянь (1): 1 — $G_2^z=10,2$ кН, $r_2=0,91$ м, $\omega_2=0,41$ рад/с; 2 — $G_2^z=34,2$ кН, $r_2=0,91$ м, $\omega_2=0,41$ рад/с; 3 — $G_2^z=10,2$ кН, $r_2=2,8$ м, $\omega_2=0,41$ рад/с; 4 — $G_2^z=10,2$ кН, $r_2=0,91$ м, $\omega_2=4,1$ рад/с; 5 — межа перевертання 0,95 рад

користовуючи значення кута φ_1 (рис. 4). Для самохідного шасі Т-16МГ значення кута φ_1 під час відриву задніх коліс від опорної поверхні має бути більшим за 0,095 рад ($5^{\circ}30'$). У цьому разі максимальне значення кута φ_1 становить 0,02 рад. Це свідчить про те, що відриву коліс від опорної поверхні не відбувається.

Система диференціальних рівнянь (1) дає можливість змоделювати та знайти значення параметрів маси m_2 , за яких спостерігатиметься відрив задніх коліс самохідного шасі від опорної поверхні. Отримані результати моделювання наведено на рис. 5. Унаслідок моде-

лювання максимальна вага ТМ (крива 2 рис. 5), за якої під час гальмування в початковому положенні відриваються задні колеса самохідного шасі від опорної поверхні, при незмінних інших параметрах становила 34,2 кН, максимальне значення r_2 (крива 3 рис. 5) за незмінних інших параметрів — 2,8 м; максимальна кутова швидкість руху $\omega_2=4$ рад/с (крива 4 рис. 5).

Отже, відриву задніх коліс самохідного шасі від опорної поверхні за значень основних конструкційних параметрів ТМ (обґрунтованих для самохідного шасі Т-16МГ $G_2^z=10,2$ кН, $r_2=0,91$ м [6]) не спостерігатиметься.

Висновки

Теоретичні викладки дають змогу отримати значення основних конструкційних параметрів ТМ для агрегування на рамі МЕЗ. За розрахунками для самохідного шасі типу Т-16МГ,

основні конструкційні параметри ТМ (Т-16МГ $G_2^z=10,2$ кН, $r_2=0,91$ м) не перевантажують шини передніх коліс і не порушують його статичної поздовжньої стійкості.

Бібліографія

1. ДСТУ 4140–2002/ГОСТ 7463–2003. Шини пневматичні для тракторів та сільськогосподарських машин. Технічні умови.
2. ДСТУ 2189–93. Машини сільськогосподарські навісні та причіпні. Загальні вимоги безпеки.
3. Кальбус Г.Л. Исследование динамических явлений в навесных тракторных агрегатах//Механизация и электрификация сельс. хоз-ва. — К.: Урожай, 1966. — Вип. 5. — С. 64–84.
4. Кальбус Г.Л. Теоретическое и экспериментальное исследование работы навесных систем тракторов: Автореф. дис... д-ра техн. наук; УСХА. — К., 1966. — 48 с.
5. Пат. № 82744 України, МПК (2006) В01В 63/10, В 60 Р1/64 Начіпний пристрій енергозасобу/Шкарівський Г.В., Погорілий С.П., Понуровський А.П., Лободко М.М., Присяжний В.Г., Михайличенко С.І., Оляднічук Р.В. №а200607029; заяв. 23.06.2006; опубл. 16.10.2006. Бюл. № 10. — 4 с.
6. Погорілий С.П. Дослідження динамічних показників процесу агрегування технологічного модуля з мобільним енергетичним засобом//Механізація та електрифікація сіль. госп-ва: міжвід. темат. наук. зб.— 2012. — Вип. 96. — С. 422–428.
7. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. — М.: Наука, 1972. — 478 с.