

УДК 631.372

## ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЦЕСУ АГРЕГАТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО МОДУЛЯ З МОБІЛЬНИМ ЕНЕРГЕТИЧНИМ ЗАСОБОМ

С.П. Погорілий, канд. техн. наук  
ННЦ «ІМЕСГ»

---

*Проведено дослідження динамічних показників процесу агрегування технологічного модуля з мобільним енергетичним засобом під час розгону технологічного модуля з початкового положення.*

*Ключові слова:* мобільний енергетичний засіб, технологічний модуль, пристрій для агрегування.

---

**Проблема.** Агрегування технологічного модуля (ТМ) з мобільним енергетичним засобом (МЕЗ), використовуючи розроблений в ННЦ «ІМЕСГ» пристрій для агрегування [1], постає проблема дослідження статичної повздовжньої стійкості МЕЗ на початку руху ТМ з початкового положення на раму МЕЗ. Втрата статичної стійкості під час агрегування може призвести до небажаних наслідків (перевертання, пошкодження МЕЗ та ТМ тощо).

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Динамічні дослідження процесу агрегування начіпних ТМ, приведені в роботі Кальбуса Г.Л. [2], проводились для МЕЗ класичної конструкційно-компонувальної схеми з заднім начіпним пристроєм і мали рішення, отримані аналітичним шляхом. Для запропонованого пристрою для агрегування на рамі МЕЗ було проведено удосконалення вищенаведених математичних моделей та за допомогою математичного пакета програм Mathcad 13, які вирішують системи диференційних рівнянь методом Рунге-Кутта із змінним кроком, проводилось моделювання процесу розгону ТМ з початкового положення на раму МЕЗ.

**Метою досліджень** є удосконалення математичної моделі розгону ТМ з початкового положення на раму МЕЗ з метою визначення динамічних показників процесу агрегування та статичної стійкості МЕЗ.

**Результати досліджень.** МЕЗ обладнано пневматичними шинами, тому вся маса начіпного технологічного модуля знаходиться на

---

© С.П. Погорілий.

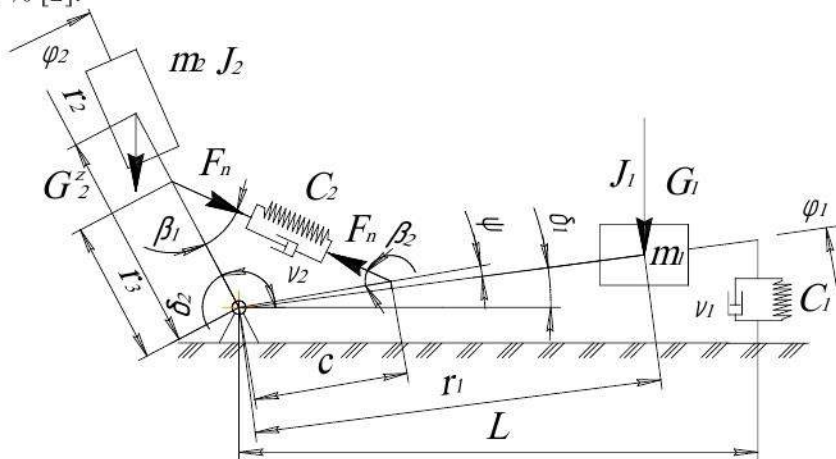
Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 96. 2012.

пружних елементах, а начіпний ТМ модуль з'єднаний з МЕЗ також з допомогою пружного елемента – гідроциліндра. Тому при дії динамічних сил, МЕЗ з ТМ буде здійснювати коливання як багатомасова пружна система.

Для вирішення задач про коливання багатомасової системи зробимо деякі спрощення [2, 3], які полягають у заміні пружної передньої опори МЕЗ (передніх пневматичних шин) на шарнір, вважаючи в подальшому, що коливання МЕЗ здійснюються навколо цього шарніра. Таке спрощення дає можливість представити МЕЗ з пристроєм для агрегування та ТМ, як пружну систему з двома степенями свободи, замість трьох (рис. 1).

Перша ступінь свободи – обертання рами МЕЗ навколо нерухомого шарніра ( $\varphi_1$ ), друга – обертання пристрою для агрегування з ТМ навколо нерухомого шарніра ( $\varphi_2$ ).

При такому спрощенні буде отримано результат з похибкою менше 5 % [2].



**Рис. 1.** Розрахункова схема для синтезу двомасової динамічної моделі МЕЗ, ТМ та пристрою для агрегування під час розгону маси  $m_2$

З метою спрощення складання диференціальних рівнянь було прийнято наступні припущення:

- МЕЗ розглядається як приведена маса, яка має приведений момент інерції та координати його розміщення;
- вісь обертання пристрою для агрегування знаходиться на одній осі з передніми колесами [4];

- рухомі частини пристрою для агрегування та ТМ приймаємо за одну масу  $m_2$  з вагою  $G_2^z$ , приведеним моментом інерції та координатою його розміщення, оскільки вони жорстко з'єднані [5];
- сухе тертя в рухомих елементах гідроциліндра не враховується [5];
- зазори в з'єднаннях всіх вузлів відсутні.

Прийняті допущення істотно не вплинуть на точність фактичного розрахунку, однак спростять, у деякій мірі, дослідження.

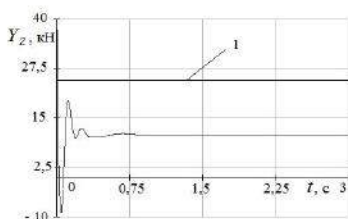
Диференційні рівняння для обертових мас склалися, використовуючи принцип Даламбера. Система диференційних рівнянь, які описують розгін пристрою для агрегування з ТМ, що переміщується на раму МЕЗ, матиме наступний вигляд:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \phi_1 = G_1 \cdot r_1 \cdot \cos \delta_1 - F_n \cdot c \cdot \sin(\beta_2 - \psi) - C_1 \cdot L^2 \cdot \phi_1 - v_1 \cdot L^2 \cdot \frac{d}{dt} \phi_1 \\ + C_2 \cdot c^2 \cdot \sin(\beta_2 - \psi) \cdot (\phi_2 - \phi_1) + v_2 \cdot c^2 \cdot \sin(\beta_2 - \psi) \cdot \left( \frac{d}{dt} \phi_2 - \frac{d}{dt} \phi_1 \right) \\ J_2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \phi_2 = -G_2^z \cdot r_2 \cdot \cos \delta_2 + F_n \cdot r_3 \cdot \cos\left(\beta_1 - \frac{\pi}{2}\right) - C_2 \cdot r^2 \cdot \cos\left(\beta_1 - \frac{\pi}{2}\right) \cdot (\phi_2 - \phi_1) \\ - v_2 \cdot r^2 \cdot \cos\left(\beta_1 - \frac{\pi}{2}\right) \cdot \left( \frac{d}{dt} \phi_2 - \frac{d}{dt} \phi_1 \right) \end{cases},$$

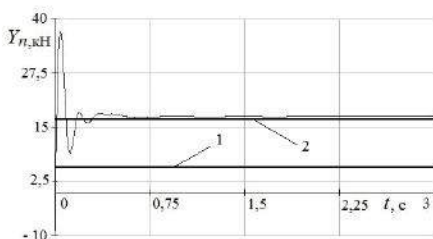
де  $J_1, J_2$  – приведений момент інерції мас  $m_1$  та  $m_2$ , кг·м<sup>2</sup>;  $G_1, G_2^z$  – вага мас  $m_1$  та  $m_2$ , Н;  $r_1, r_2$  – відстані від осі обертання до Ц.в. мас  $m_1$  та  $m_2$ , м;  $\delta_1, \delta_2$  – початкові кути розміщень мас  $m_1$  та  $m_2$ , рад;  $c$  – відстань між віссю обертання пристрою для агрегування та задньою опорою гідроциліндра, м;  $\beta_2$  – кут між променем, на якому виміряно відстань  $c$ , та віссю симетрії гідроциліндра, рад;  $\psi$  – кут між променем, на якому виміряно відстань  $c$ , та горизонталлю, рад;  $C_1, C_2$  – лінійна жорсткість шин та гідросистеми, Н/м;  $v_1, v_2$  – лінійне демпфування шин та гідросистеми, Н·с/м;  $r_3$  – відстань від осі обертання пристрою для агрегування та кріпленням передньої опори гідроциліндра, м;  $\beta_1$  – кут між  $r_3$  та віссю симетрії гідроциліндра, рад;  $F_n$  – рушійна сила, яка виникає в гідроциліндрі, Н;

Отримавши значення прискорень  $\varepsilon_1$  та  $\varepsilon_2$ , із системи диференційних рівнянь (1) кута  $\phi_1$  та  $\phi_2$ , визначаємо зміну тиску в гідроциліндрі на початку руху ТМ, використовуючи відомі залежності.

Теоретичні дослідження математичної моделі, вираженої системою диференційних рівнянь (1), проводилися, використовуючи в якості МЕЗ, самохідне шасі типу Т-16МГ. Результати представлено на рис. 2 – 5.

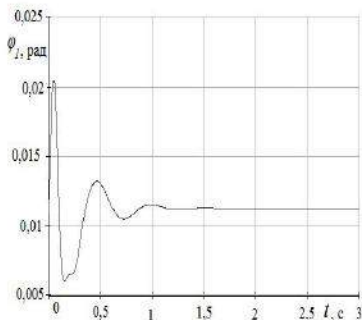


**Рис. 2.** Зміна навантаження на задній міст під час розгону технологічного модуля: 1 – граничні значення навантаження на задній міст (24840 Н) [6]

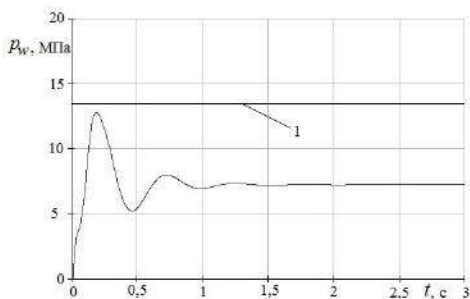


**Рис. 3.** Зміна навантаження на передній міст під час розгону технологічного модуля: 1 – граничне максимальне значення навантаження на передню вісь (15,7 кН) [6]; 2 – граничне мінімальне значення навантаження на передню вісь (5,1 кН) [7]

Навантаження на задній міст має від'ємні значення (див. рис. 2), що на практиці супроводжувалось відривом задніх коліс від опорної поверхні. Також не відбувалось розриву передніх коліс (див. рис. 3) на початку розгону ( $Y_n = 38,5$  кН). Це можна пояснити дуже швидкою зміною навантаження (за 0,2 с). Максимальне значення кута  $\varphi_1$  становить  $\varphi_1 = 0,021$  рад (див. рис. 4), що для відриву задніх коліс МЕЗ недостатньо.



**Рис. 4.** Зміна кута  $\varphi_1$  під час розгону ТМ



**Рис. 5.** Зміна тиску в гідроциліндрі керування пристроєм для агрегування під час розгону ТМ: 1 – граничне значення тиску 13,5 МПа [8]

Значення тиску в гідросистемі на початку розгону маси  $m_2$  сягало

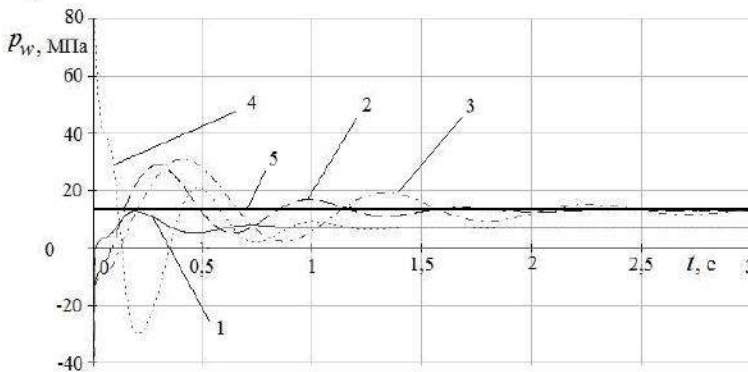


$p_w = 12,5$  МПа (див. рис. 5), що не перевищувало значення спрацювання запобіжного клапана гідравлічної системи МЕЗ ( $p_z = 13,5$  МПа) [8]. При досягненні постійної кутової швидкості маси  $m_2$  (заспокоєння системи, ділянка 1,5 – 3 с), значення тиску в системі знижується до 7,3 МПа, що не перевищує робочий тиск гідросистеми ( $p_p = 10,0$  МПа).

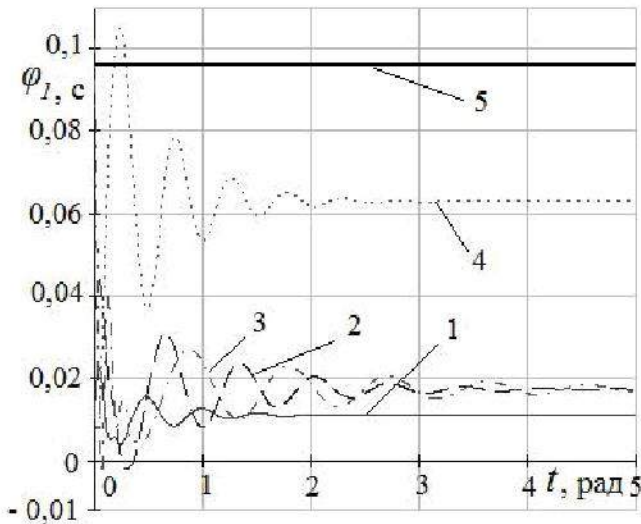
Тобто можна зробити висновок, що під час розгону маси  $m_2$  відриву коліс від опорної поверхні не спостерігається, і гідравлічна система не перевантажена.

Використовуючи систему диференціальних рівнянь (1), можна промоделювати та знайти значення параметрів маси  $m_2$ , при яких спостерігатиметься відрив задніх коліс та перевантаження гідравлічної системи.

Крім основних параметрів технологічного модуля (ваги та розміщення Ц.в. ТМ) також на процес впливає значення тиску в гідравлічній системі МЕЗ. Мінімальним значенням тиску в гідравлічній системі було значення спрацювання запобіжного клапана гідравлічної системи самохідного шасі ( $p_z = 13,5$  МПа) [8], також він і виступав обмеженням при зміні основних параметрів маси  $m_2$ , якщо значення кута  $\varphi_1$  не перевищувало 0,095 рад. Результати моделювання представлено на рисунку 6 та 7.



**Рис. 6.** Результати моделювання системи диференціальних рівнянь під час розгону ТМ: 1 –  $G_2^z=10,2$  кН,  $r_2=0,91$  м,  $p_w=13$  МПа; 2 –  $G_2^z=19,5$  кН,  $r_2=0,91$  м,  $p_w=13$  МПа; 3 –  $G_2^z=10,2$  кН,  $r_2=1,65$  м,  $p_w=13$  МПа; 4 –  $G_2^z=10,2$  кН,  $r_2=0,91$  м,  $p_w=42$  МПа; 5 – граничне значення тиску 13,5 МПа



**Рис. 7.** Результати моделювання системи диференціальних рівнянь під час розгону ТМ: 1 –  $G_2^z=10,2$  кН,  $r_2=0,91$  м,  $p_w=13$  МПа; 2 –  $G_2^z=19,5$  кН,  $r_2=0,91$  м,  $p_w=13$  МПа; 3 –  $G_2^z=10,2$  кН,  $r_2=1,65$  м,  $p_w=13$  МПа; 4 –  $G_2^z=10,2$  кН,  $r_2=0,91$  м,  $p_w=42$  МПа; 5 – граничне значення кута 0,095 рад

В результаті моделювання з обмеженням по тиску спрацювання запобіжного клапана гідравлічної системи самохідного шасі було отримано наступне: максимальна вага маси  $m_2$  (див. рис 6 крива 2) при незмінних інших параметрах, становить 19,5 кН, відриву задніх коліс самохідного шасі від опорної поверхні не відбувалось ( $\varphi_1 = 0,031$  рад) (див. рис. 7 крива 2), максимальне значення  $r_2$  (див. рис 6. крива 3), при незмінних інших параметрах, становить 1,65 м, відриву задніх коліс самохідного шасі від опорної поверхні не відбувалось ( $\varphi_1 = 0,027$  рад) (див. рис 7 крива 3).

З метою встановлення допустимого тиску в гідравлічній системі самохідного шасі для визначення умови відриву задніх коліс було отримано наступне:  $p_w=42$  МПа (див. рис 6 крива 4), при якому ( $\varphi_1 = 0,0105$  рад) (див. рис 7 крива 4).

**Висновок.** Враховуючи вищевикладене, можна зробити висновок, що відриву задніх коліс самохідного шасі від опорної поверхні та перевантаження гідравлічної системи при значеннях основних параме-

трів технологічного модуля: ваги на рівні ( $G_2^z=10,2$  кН) та відстані від осі обертання до Ц.в. технологічного модуля ( $r_2=0,9$  м) спостерігатись не буде.

### БІБЛІОГРАФІЯ

1. Пат. № 82744 України, МПК (2006) В01В 63/10, В 60 Р1/64 На-чипний пристрій енергозасобу / Шкарівський Г.В., Погорілий С.П., Понуровський А.П., Лободко М.М., Присяжний В.Г., Михайличенко С.І., Оляднічук Р.В. (Україна). №а200607029; Заявлено 23.06.2006; Опубл. 16.10.2006; Бюл. № 10. – 4 с.
2. Кальбус Г.Л. Исследование динамических явлений в навесных тракторных агрегатах// Механизация и электрификация сельского хозяйства. – К.: Урожай. – 1966. – Вып. 5. – С. 64–84.
3. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин, – М.: Машгиз, 1962.–321 с.
4. Рось Я.В. Исследование динамики автопогрузчиков при погрузочно-разгрузочных операциях. // Теория, расчет, конструирование и исследование автопогрузчиков и самопогрузчиков. Труды ГСКБ по погрузчи-кам, Львов, 1973.– С.18–28.
5. Савуляк В.І., Березок О.В. Технічне забезпечення збирання, пере-везення та підготовки до переробки твердих побутових відходів. Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ–Вінниця, 2006. – 218 с.
6. ДСТУ 4140 – 2002 / ГОСТ 7463 – 2003. Шини пневматичні для тракторів та сільськогосподарських машин. Технічні умови (ГОСТ 7463 – 2003, ІДТ).
7. ДСТУ 2189 – 93 Машини сільськогосподарські навісні та причіпні. Загальні вимоги безпеки.
8. Самоходное шасси Т-16МГ. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Харьков, 1988, 152 с.

### ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЦЕССА АГРЕГАТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО МОДУЛЯ С МОБИЛЬНЫМ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМ СРЕДСТВОМ

*Проведено дослідження динамічних показателів процесу агрега-тування технологічного модуля з мобільним енергетичним средством во время разгона технологічного модуля с первоначального положення.*

**Ключевые слова:** *мобільне енергетичне средство, технологічний модуль, устрійство для агрегації.*

## ISLEDOVANIE OF DYNAMIC INDEXES TO PROCESS OF UNITIZATION OF TECHNOLOGICAL MODULE WITH MOBILE ENERGY MACHINE

*Is conduct research of dynamic indexes of process of unitization of the technological module with a mobile power mean during the acceleration of the technological module from primary position.*

**Key words:** *mobile energy machine, technological module, device for an unitization.*

УДК 62-592.2:629.113/115

## ДО УДОСКОНАЛЕННЯ ГІДРОПРИВОДА СИСТЕМИ ГАЛЬМУВАННЯ МОБІЛЬНО-ЕНЕРГЕТИЧНОГО ЗАСОБУ

**А.М. Божок**, доцент  
*Подільський ДАТУ*

---

*Наведено принципову схему та описано роботу удосконаленого гідропривода системи гальмування мобільно-енергетичного засобу, а також результати його дослідження.*

**Ключові слова:** *гідропривод, системи гальмування, мобільно-енергетичний засіб.*

---

**Проблема.** Для зниження швидкості руху, повної зупинки на можливо короткому шляху, що гарантує безпеку і утримання на зупинках в нерухомому стані, автомобілі, трактори та інші мобільно-енергетичні засоби (МЕЗ) обладнуються гальмівною системою (ГС). Одним із елементів, що впливає на ефективність використання ГС, є гідропривод, який служить для передачі зусилля педалі або важеля до гальмівного механізму. Недоліком гідропривода є запізнювальна і низька швидкість гальмування МЕЗ, особливо автопотягів з колісними гальмівними механізмами, розміщеними на певних відстанях від головного циліндра, зумовлена керуванням ними тільки за сигналами пропорційними змінюванню тиску. Останнє суттєво понижує ефективність ГС з відомими гідроприводами, що є причиною частих аварій, пов'язаних з нещасними випадками і відчутними матеріальними збитками.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Відомі [1, 2, 3] ГС, в