

Механізація, електрифікація

УДК 631.37

© 2020

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ МОДУЛЬНОГО МАШИННО- ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

*В.М. Булгаков¹, В.Т. Надикто², І.В. Головач³,
Д.В. Присяжнюк⁴, О.О. Парахін⁵*

¹доктор технічних наук, академік НААН

²доктор технічних наук, член-кореспондент НААН

³доктор технічних наук

⁴кандидат технічних наук

^{1,3}Національний університет біоресурсів і природокористування України
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, 03041, Україна

^{2,5}Таврійський державний агротехнологічний університет ім. Дмитра Моторного
пр. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь Запорізької обл., 72312, Україна

⁴Ладизинський коледж Вінницького національного аграрного університету
вул. Петра Кравчика, 5, м. Ладизин Вінницької обл., 24321, Україна

e-mail: ¹vbulgakov@meta.ua, ²volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua, ³holovach.iv@gmail.com,

⁴m09049@meta.ua, ⁵oleksandr.parakhin@tsatu.edu.ua

ORCID: ¹0000-0003-3445-3721, ²0000-0002-1770-8297, ³0000-0003-1387-4789,

⁴0000-0002-6369-5781, ⁵0000-0003-1972-3762

Надійшла 9.04.2020

Мета. Теоретично й експериментально дослідити підвищення стійкості шарнірного з'єднання технологічного та енергетичного модулів нової конструкції модульного машинно-тракторного агрегату. **Методи.** Теоретичні дослідження проводили з використанням основних положень вищої математики, теоретичної механіки, теорії автоматичного керування. Експериментальні дослідження здійснено в польових умовах на реальному модульному машинно-тракторному агрегаті. **Результати.** Розроблено нову конструкцію шарнірного з'єднання технологічного модуля з енергетичним модулем (трактором) модульного машинно-тракторного агрегату. Для забезпечення задовільної маневреності технологічного модуля при русі на повороті його обладнано вертикальним і горизонтальним шарнірами. Обмеження поворотності технологічного модуля щодо енергетичного в горизонтальній площині через цей вертикальний шарнір забезпечується гідравлічним циліндром, надпоршнева й підпоршнева порожнини якого з'єднані між собою через дросель із коефіцієнтом гідравлічного опору на рівні $1,03 \times 10^6$ Н·м·с·рад⁻¹. На основі еквівалентної силової схеми побудовано математичну модель руху агрегату, що дало змогу теоретично дослідити його стійкість. При цьому в ролі збурювального

впливу прийнято поворотний момент, створений зовнішніми силами. Вихідними параметрами моделі були кут повороту технологічного модуля щодо енергетичного в горизонтальній площині і курсовий кут останнього. Теоретичні дослідження підтверджено експериментально. Висновки. У результаті математичного моделювання встановлено, що зміна швидкості руху агрегату від 2 до 5 м·с⁻¹ не призводить до погіршення стійкості руху ні технологічного, ні, тим більше, енергетичного модулів. Значення коефіцієнтів опору введенню шин коліс енергетичного модуля істотно не впливають на відпрацювання ним коливань збурювального моменту. Водночас значення коефіцієнта опору введенню шини кожного колеса технологічного модуля модульного тягового засобу повинне бути не меншим за 160 кН·рад⁻¹.

Ключові слова: технологічний модуль, енергетичний модуль, диференціальні рівняння, амплітудна частотна характеристика, фазова частотна характеристика.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovysnyk202005-08>

Одним зі шляхів підвищення продуктивності машинно-тракторних агрегатів є збільшення потужності двигуна. Але чим більша потужність двигуна, тим проблематичніша її реалізація через тягове зусилля трактора. Особливо гостро це проявляється за рівня його енергонасиченості понад 15 кВт·т⁻¹.

Перспективним напрямом ефективного застосування тракторів високого рівня енергонасиченості є їхнє конструювання у вигляді модульного тягового засобу. Такий тяговий засіб складається із 2-х модулів: енергетичного і технологічного (рис. 1). Як енергетичний модуль використовують колісний трактор, що має синхронний вал відбору потужності. Технологічний модуль — це

додатковий міст із приводом коліс від синхронного вала відбору потужності енергетичного модуля, тобто від колісного трактора.

Для забезпечення задовільної маневреності модульного тягового засобу під час руху на повороті (на поворотних смугах або при транспортних переїздах) його технологічний модуль обладнано вертикальним і горизонтальним шарнірами. Вертикальний шарнір забезпечує поворот технологічного модуля щодо енергетичного модуля на кути $\pm 30^\circ$ у горизонтальній площині, а горизонтальний шарнір — на кути $\pm 15^\circ$ у поперечно-вертикальній площині.

При цьому обмеження поворотності технологічного модуля щодо енергетичного



Рис. 1. Модульний машинно-тракторний агрегат: ЕМ — енергетичний модуль; ТМ — технологічний модуль

через вертикальний шарнір у горизонтальній площині забезпечує гідравлічний циліндр, надпоршнева і підпоршнева порожнини якого з'єднані між собою.

Крім того, в процесі переїздів модульного тягового засобу з одного поля на інше технологічний модуль разом із начепленою на нього сільськогосподарською машиною може здійснювати щодо енергетичного модуля змушені коливання. Досить часто амплітуда цих коливань призводить до зниження стійкості руху технологічного модуля у горизонтальній площині. Тому необхідно знизити швидкість руху всього агрегату, а це вплине на ефективність використання робочого часу та призведе до зменшення продуктивності технологічних процесів, що є небажаним чинником. Підвищення стійкості руху модульного машинно-тракторного агрегату — актуальна науково-технічна проблема.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню стійкості руху тракторів, шарнірно-з'єднаних енергетичних засобів та інших транспортних систем у літературі приділено багато уваги [1–11].

Але одержані раніше результати досліджень не зовсім придатні для усунення розглянутої нами проблеми. Слід зазначити, що напрям досліджень зумовлено науковою гіпотезою: підвищити стійкість транспортного руху агрегату на основі модульного тягового засобу можна шляхом гасіння горизонтальних коливань технологічного модуля щодо енергетичного модуля за допомогою введення між ними гідравлічного демпфера. Як гідравлічний демпфер може бути застосований дросель, що з'єднує надпоршневу і підпоршневу порожнини гідроциліндра і має коефіцієнт опору $1,03 \times 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{рад}^{-1}$ [3].

У статті наведено результати теоретичних і експериментальних досліджень стійкості транспортного руху модульного агрегату під час зміни швидкості його переміщення, а також зміни коефіцієнта опору введенню шин коліс технологічного модуля, гідроциліндр якого обладнано дроселем з указаним коефіцієнтом гідравлічного опору.

Мета досліджень — теоретично й експериментально дослідити підвищення стійкості шарнірного з'єднання технологічного

та енергетичного модулів нової конструкції модульного машинно-тракторного агрегату.

Матеріали і методи досліджень. Теоретичні дослідження проводили з використанням основних положень вищої математики, теоретичної механіки, теорії автоматичного керування. Експериментальні дослідження здійснено в польових умовах на реальному модульному машинно-тракторному агрегаті. Числові розрахунки та графічні залежності отримано із застосуванням ПК на основі розроблених і стандартних програм.

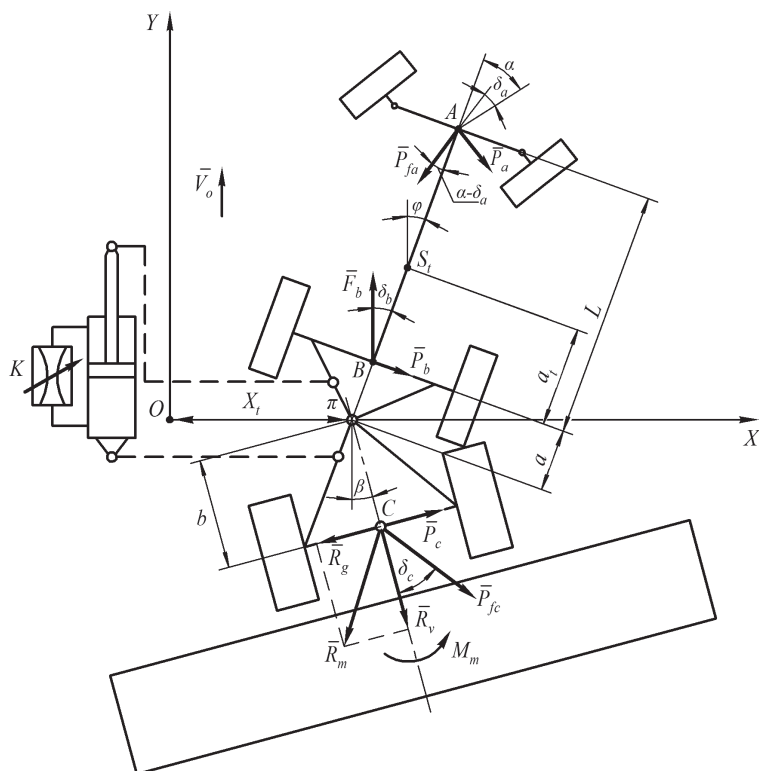
Результати досліджень. Приймаємо, що модульний агрегат разом із площиною YOX здійснює плоскопаралельний рух із постійною швидкістю V_0 . Такий підхід є цілком прийнятним і багато разів успішно використовувався [12–13]. Як показують попередні дослідження і випробування багатьох сільськогосподарських агрегатів, припущення про сталість їхньої робочої швидкості руху є цілком коректним.

Побудуємо насамперед еквівалентну схему руху цього модульного машинно-тракторного агрегату, розглядаючи його плоскопаралельний рух, і покажемо всі сили, що діють на його ланки в цій площині (рис. 2).

Положення вертикального шарніра технологічного модуля, вісь якого проходить через точку π , що є зведеним центром мас модульного тягового засобу, в площині YOX визначається координатою по осі OX .

У площині YOX агрегат на основі модульного тягового засобу має 3 ступеня вільності у вигляді: поперечного зсуву X_π точки π ; курсового кута φ енергетичного модуля; кута β — відхилення технологічного модуля щодо поздовжньої осі симетрії енергетичного модуля.

У транспортному режимі руху агрегату на основі модульного тягового засобу для його переміщення достатньо однієї, що розвивається заднім мостом енергетичного модуля, тягової сили F_b (рис. 2). Окрім неї, на модульний агрегат впливають: сили опору перекочуванню переднього мосту енергетичного модуля P_{fa} і мосту технологічного модуля P_{fc} ; бічні сили P_a , P_b і P_c , прикладені в точках A , B і C відповідно; головний момент M_m і головний вектор R_m



зовнішніх збурювальних сил. При цьому останній представлено своєю поздовжньою R_v і поперечною R_g складовими. Уведення шин переднього й заднього мостів енергетичного модуля, а також мосту технологічного модуля виражено кутами δ_a , δ_b і δ_c відповідно.

На підставі розробленої еквівалентної схеми побудовано математичну модель транспортного руху модульного машинно-тракторного агрегату. У ній прийнято такі позначення: M_i , J_i — маса енергетичного модуля і його момент інерції щодо вертикальної осі, яка проходить через точку π (рис. 2); k_a , k_b , k_c — коефіцієнти опору введенню шин коліс переднього й заднього мостів енергетичного модуля та шин коліс

$$\left. \begin{aligned} A_{11} \cdot \ddot{X}_t + A_{12} \cdot \dot{X}_t + A_{13} \cdot \dot{\varphi} + A_{14} \cdot \varphi + A_{15} \cdot \dot{\beta} + \\ + A_{16} \cdot \beta = B_{11} \cdot \alpha - R_g, \\ A_{21} \cdot \ddot{\varphi}_t + A_{22} \cdot \dot{X}_t + A_{23} \cdot \dot{\varphi} + A_{24} \cdot \varphi = B_{21}, \\ A_{31} \cdot \ddot{\beta}_t + A_{32} \cdot \dot{X}_t + A_{35} \cdot \dot{\beta} + A_{15} \cdot \beta = M_0, \end{aligned} \right\} (1)$$

$$\begin{aligned} & \text{де } A_{11} = M_t, \\ & A_{12} = (k_a + k_b + k_c + P_{fa} + P_{fc} - F_b) \cdot (V_o)^{-1}, \\ & A_{13} = [(L + a_m) \cdot (k_a + P_{fa}) + a_m \cdot (k_b - F_b)] \cdot (V_o)^{-1}, \\ & A_{14} = -(k_a + k_b + P_{fa} - F_b), \quad A_{15} = a_m \cdot (k_c + P_{fc}), \\ & A_{16} = -(k_c + P_{fc}), \quad A_{21} = J_t, \quad A_{22} = A_{13}, \end{aligned}$$

$$A_{23} = \left[(L + a_m)^2 \cdot (k_a + P_{fa}) + a_m^2 \cdot (k_b - F_b) \right] \cdot (V_o)^{-1},$$

$$A_{24} = -A_{22} \cdot V_o, \quad A_{31} = J_m, \quad A_{32} = -A_{15} \cdot (V_o)^{-1},$$

$$A_{35} = K_m + A_{32} \cdot a_m, \quad B_{11} = k_a, \quad B_{21} = k_a \cdot (L + a_m),$$

$$M_o = R_g \cdot b_m - M_m.$$

Вхідними змінними системи диференціальних рівнянь (1) є: керуючий вплив у вигляді кута α повороту керованих коліс енергетичного модуля модульного тягового засобу; збурювальні впливи у вигляді сумарного розворотного моменту $M_o = R_g \cdot b_m - M_m$.

Вихідними параметрами функціонування розглянутої динамічної системи є: зсув X_t точки π — зведеного центра мас модульного тягового засобу; курсовий кут φ енергетичного модуля; кут β повороту технологічного модуля щодо енергетичного модуля.

Стійкість руху розглянутої динамічної системи найкраще здійснювати за допомогою амплітудних і фазових частотних характеристик. При цьому амплітудна частотна характеристика динамічної системи — це розподіл за частотами коефіцієнта підсилення динамічною системою вхідного впливу. Фазова частотна характеристика динамічної системи — це виражений у куті або часі розподіл за частотами запізнювання її реакції на вхідний вплив.

Для динамічних слідкуючих систем (а розглянута нами належить саме до таких) існують ідеальні амплітудна і фазова частотні характеристики. Зокрема, коефіцієнт підсилення динамічною системою вхідного збурювального впливу (тобто амплітудна частотна характеристика) в усьому діапазоні його частот має дорівнювати нулю [12]. Запізнення реакції динамічної системи на такий вплив повинне бути якомога більшим, в ідеалі — прямувати до нескінченності [12].

За такого підходу суть математичного моделювання стійкості руху тієї чи іншої динамічної системи зводиться до підбору таких її параметрів, які забезпечать найбільше наближення дійсних амплітудної частотної і фазової частотної характеристик до ідеальних.

Дійсні амплітудну і фазову частотні характеристики одержують із відповідних передатних функцій. У нашому випадку

передатна функція за розворотним моментом M_o щодо курсового кута φ енергетичного модуля має вигляд:

$$W_1 = \frac{b_6 \cdot p + b_5}{a_6 \cdot p^4 + a_5 \cdot p^3 + a_4 \cdot p^2 + a_3 \cdot p + a_2}. \quad (2)$$

Аналогічна функція за таким самим збурювальним впливом (тобто моментом M_o), але щодо кута β повороту технологічного модуля є більш складною:

$$W_2 = \frac{b_4 \cdot p^3 + b_3 \cdot p^2 + b_2 \cdot p + b_1}{a_6 \cdot p^4 + a_5 \cdot p^3 + a_4 \cdot p^2 + a_3 \cdot p + a_2}. \quad (3)$$

У рівняннях (2) і (3) прийнято такі позначення:

$$b_6 = A_{15}A_{22}, \quad b_5 = A_{16}A_{22}, \quad b_4 = A_{11}A_{21},$$

$$b_3 = A_{12}A_{21} + A_{11}A_{23},$$

$$b_2 = A_{11}A_{24} + A_{12}A_{23} - A_{13}A_{22},$$

$$b_1 = A_{12}A_{24} - A_{22}A_{14}, \quad a_6 = A_{11}A_{21}A_{31},$$

$$a_5 = A_{12}A_{21}A_{31} + A_{11}A_{31}A_{23} + A_{11}A_{21}A_{35},$$

$$a_4 = A_{11}A_{31}A_{24} + A_{12}A_{23}A_{31} - A_{13}A_{22}A_{31} +$$

$$+ A_{11}A_{21}A_{36} + A_{12}A_{21}A_{35} - A_{21}A_{32}A_{15} +$$

$$+ A_{11}A_{23}A_{35},$$

$$a_3 = A_{12}A_{31}A_{24} - A_{22}A_{31}A_{14} + A_{12}A_{21}A_{36} +$$

$$+ A_{11}A_{23}A_{36} - A_{21}A_{32}A_{16} + A_{11}A_{24}A_{35} +$$

$$+ A_{12}A_{23}A_{35} - A_{13}A_{22}A_{35} - A_{12}A_{31}A_{24},$$

$$a_2 = A_{11}A_{24}A_{36} + A_{12}A_{23}A_{36} + A_{12}A_{24}A_{35} -$$

$$- A_{13}A_{22}A_{36} - A_{22}A_{14}A_{35} - A_{23}A_{14}A_{35} -$$

$$- A_{23}A_{32}A_{16} - A_{32}A_{15}A_{24}.$$

У процесі експериментальних досліджень вологість ґрунту агротехнічного фону в шарі 0–10 см не перевищувала 14,5%. Модульний тяговий засіб із плугом рухався із швидкістю, середнє значення якої становило 3,95 м·с⁻¹. Саме це значення швидкості V_o руху і було використано для розрахунку за передатною функцією (3) теоретичної (A_t) амплітудної частотної характеристики відпрацювання досліджуваним машинно-тракторним агрегатом збурювального впливу (моменту M_o). Порівняння цієї характеристики з експериментальною (A_e) вказало на їхню задовільну збіжність (рис. 3).

А це однозначно вказує на те, що математична модель (1) транспортного руху

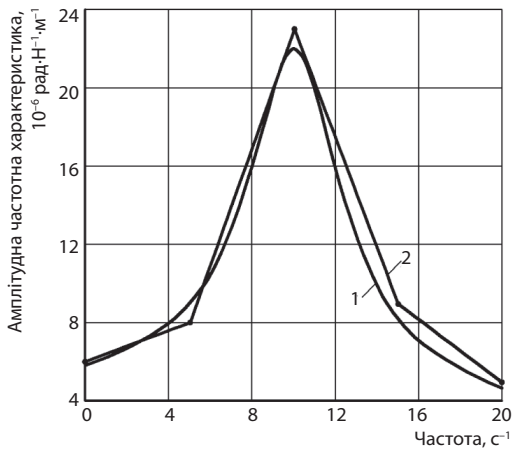


Рис. 3. Амплітудні частотні характеристики агрегату: 1 — теоретична A_f ; 2 — експериментальна A_e .

модульного тягового засобу з начепленою на нього сільськогосподарською машиною (у цьому випадку — плугом) є адекватною, а отже, повністю придатною для подальших теоретичних досліджень. Теоретичний аналіз одержаних амплітудної і фазової частотних характеристик, побудованих на основі використання передатної функції (3), показав, що зі збільшенням швидкості руху досліджуваного агрегату від 2 до 5 м·с⁻¹ амплітудна частотна характеристика кута β повороту технологічного модуля під час відпрацювання їм збурювального впливу (моменту M_o) має резонансний пік, що припадає на частоту 10 с⁻¹ (рис. 4).

Амплітудні частотні характеристики при цьому змінюються дуже мало, особливо за швидкості $V_o = 2$ м·с⁻¹ і більше. Пояснити цей факт можна інертністю технологічного модуля із начепленим на нього плугом, яка зі збільшенням швидкості руху агрегату проявляється більш ефективно.

Фазові частотні характеристики в діапазоні частот 0...10 с⁻¹ відрізняються мало (рис. 5).

Істотна різниця у запізнюванні реакції технологічного модуля на збурювальний вплив з'являється на частотах 10...20 с⁻¹, а потім знову зникає. Як видно з графіка (рис. 5), ця різниця є максимальною за частоти, що приблизно дорівнює 15 с⁻¹. Вона становить 200°, або 3,5 рад. Отже, за збільшення швидкості від 2 до 5 м·с⁻¹ запізнення реакції

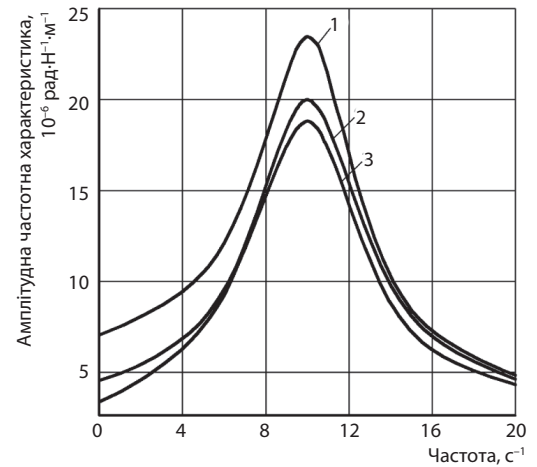


Рис. 4. Амплітудна частотна характеристика кута β за відпрацювання технологічним модулем збурювального впливу при різних швидкостях руху модульного агрегату (V_o): 1 — 2 м·с⁻¹; 2 — 3 м·с⁻¹; 3 — 5 м·с⁻¹

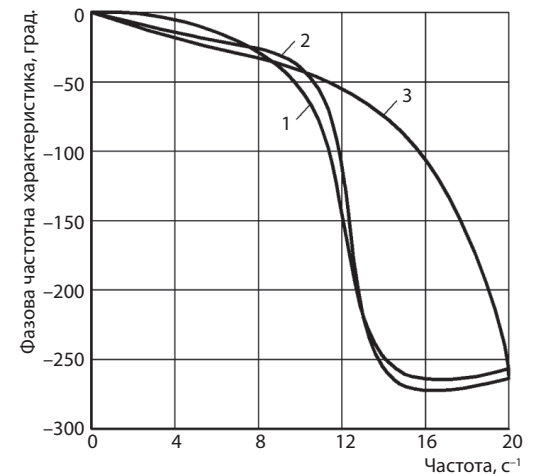


Рис. 5. Фазова частотна характеристика кута β за відпрацювання технологічним модулем збурювального впливу при різних швидкостях руху модульного агрегату (V_o): 1 — 2 м·с⁻¹; 2 — 3 м·с⁻¹; 3 — 5 м·с⁻¹

технологічного модуля на збурювальний вплив зменшиться лише на $3,5 \cdot 15^{-1} = 0,23$ с. На інших частотах ця різниця ще менша. Отже, транспортна швидкість руху цього модульного тягового засобу за її зміни від 2 до 5 м·с⁻¹ дуже мало впливає на процес коливань кута повороту технологічного

модуля під час дії збурювального впливу у вигляді розворотного моменту. Так, достовірність проведених нами теоретичних та експериментальних досліджень не

суперечить результатам аналогічних досліджень, виконаних вітчизняними та зарубіжними авторами під час дослідження інших транспортно-тягових систем [14–16].

Висновки

Розроблена математична модель транспортного руху агрегату на основі модульного тягового засобу є адекватною. Отримані за її використання результати досліджень показують, що зміна швидкості переміщення агрегату від 2 до 5 м·с⁻¹ не призводить до погіршення стійкості руху ні технологічного, ні, тим більше, енергетичного модулів модульного тягового засобу. Амплітудна частотна характеристика відпрацювання ними збурювального розворотного моменту за збільшення параметра V_0 незначно поліпшується. Фазова частотна характеристика відпрацювання технологічним

модулем модульного тягового засобу цього моменту трохи погіршується, але лише на відносно високих частотах його коливань (понад 10 с⁻¹). Запізнення реакції енергетичного модуля модульного тягового засобу майже інваріантне щодо зміни режиму руху агрегату в діапазоні 2...5 м·с⁻¹. Значення коефіцієнтів опору введення шин коліс енергетичного модуля не створюють істотного впливу на відпрацювання ним коливань збурювального моменту. Водночас значення коефіцієнта опору введення шин кожного колеса технологічного модуля модульного тягового засобу повинне бути не менше 160 кН·рад⁻¹.

Bulgakov V.¹, Nadykto V.², Holovach I.³, Prysiazhnyiuk D.⁴, Parakhin O.⁵

¹.³National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, 15 Heroiv Oborony Str., Kyiv, 03041, Ukraine, ².⁵ Tavria State Agrotechnological University named after Dmytro Motornyi, 18 B. Khmelnytskoho Ave., Melitopol, Zaporizhzhia oblast, 72312, Ukraine, ⁴Ladyzhynskyi College of Vinnytsia National Agrarian University, 5 P. Kravchyka Str., Ladyzhyn, Vinnytsia oblast, 24321, Ukraine; e-mail: ¹bulgakov@meta.ua, ²volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua, ³holovach.iv@gmail.com, ⁴m09049@meta.ua, ⁵oleksandr.parakhin@tsatu.edu.ua; ORCID: ¹0000-0003-3445-3721, ²0000-0002-1770-8297, ³0000-0003-1387-4789, ⁴0000-0002-6369-5781, ⁵0000-0003-1972-3762

The study of the stability of motion of the modular machine-tractor assembly

Goal. To explore theoretically and experimentally the increase of stability of the pivot connection of the technological and power modules of a new design of the modular machine-tractor unit. **Methods.** Theoretical studies were carried out using the main provisions of the higher mathematics, theoretical mechanics, theory of automatic control. Experimental studies were carried out in field conditions on a real modular machine-tractor unit. **Results.** The new construction of the pivot connection of the technological module with the

power module (tractor) of the modular machine-tractor unit is developed. To ensure satisfactory maneuverability of technological module when cornering it is equipped with vertical and horizontal joints. Limitation of turning ability of technological module relative to the power one in the horizontal plane through this vertical hinge is provided by a hydraulic cylinder, which over- and under-piston cavities are connected through a restrictor with the coefficient of hydraulic resistance at the level of 1.03×10^6 N·m·s·rad⁻¹. Based on the equivalent power circuit, a mathematical model was created of movement of the unit, allowing to investigate theoretically its stability. As the energizing impact was taken the turning moment, created by external forces. Output parameters of the model were the angle of rotation of the technological module relative to the energy in the horizontal plane, and the heading angle of the latter. The theoretical study is confirmed experimentally. **Conclusions.** As a result of mathematical modeling, the change of speed of the unit from 2 to 5 м·с⁻¹ does not lead to a deterioration of the stability of motion, neither technological nor, especially, the power modules. The values of the coefficients of resistance of the introduction of wheel tires of power module do not affect its development of fluctuations of the energizing moment. However, the value of the coefficient of resistance of the introduction of the tire of each wheel of the technological module of

modular traction vehicle should be not less than 160 kN·rad⁻¹.

Key words: technological module, power module,

differential equation, amplitude-frequency characteristics, phase-frequency characteristics.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202005-08>

Бібліографія

1. Anche M., Subramanian C. Model Based Compensator Design for Pitch Plane Stability of a Farm Tractor with Implement. *IFAC-PapersOnLine*. 2018. № 51(1). P. 208–213. doi: 10.1016/j.ifacol.2018.05.043
2. Bulgakov V., Kyurchev V., Nadykto V., Olt J. Structure Development and Results of Testing a Novel Modular Power Unit. Elsevier Srl. *Agriculture and Agricultural Science Procedia*. 2015. № 7. P. 40–44. doi: 10.1016/j.aaspro.2015.12.028
3. Bulgakov V., Parakhin O., Mitkov V., Choma T. The Coefficient Determination of a Damper Washer Hydraulic Resistance for Reducing a Technical Module Oscillation Amplitude. *Modern Development Paths of Agricultural Production*. 2019. 3 July. P. 183–190. doi: 10.1007/978-3-030-14918-5_20
4. Демсар И., Берник Р., Духовник Д. Математическая модель и численное моделирование статической устойчивости трактора. *Agric. Conspec. Sci*. 2012. № 77. P. 143–150.
5. Moradi N., Ghasemi A. A New Current Controller Design for Tractor Active Suspension Using by Model Order Reduction. *Applied Science Reports*. 2018. P. 23–30. doi: 10.15192/PSCP.ASR.2018.23.1.2330
6. Hac A., Fulk D., Chen H. Stability and Control Considerations of Vehicle-Trailer Combination. *SAE Int. J. Passeng. Cars — Mech. Syst*. 2008. № 1. P. 925–937. doi: 10.4271/2008-01-1228
7. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. Москва: КолосС, 2004. 257 с.
8. Li Z., Mitsuoka M., Inoue E. et al. Parameter sensitivity for tractor lateral stability against Phase I overturn on random road surfaces. *Biosyst. Eng*. 2016. № 150. P. 10–23. doi: 10.1016/j.biosystemseng.2016.07.004
9. Macmillan R.H. The Mechanics of Tractor — Implement Performance. *University of Melbourne*, 2002. 170 p.
10. Nadykto V., Karaiev O., Kyurchev V., Be-loev H. The Efficiency of Tractor Application with Articulated Frame for Cultivating Arable Crops. *Modern Development Paths of Agricultural Production*. 2019. 3 July. P. 161–167. doi: 10.1007/978-3-030-14918-5_17
11. Pascuzzi S. A multibody approach applied to the study of driver injuries due to a narrow-track wheeled tractor rollover. *J. Agric. Eng*. 2015. № 46. P. 105–114. doi: 10.4081/jae.2015.466
12. Ротач В.Ю. Теория автоматического управления. Москва: МЭИ, 2008. 528 с.
13. Song, P., Zong C., Tomizuka M. A terminal sliding mode based torque distribution control for an individual-wheel-drive vehicle. *J. Zhejiang Univ. Sci*. 2014. № 15. P. 681–693. doi: 10.1631/jzus.A1400101
14. Szakács T. Developing stability control theories for agricultural transport systems. *Acta Polytech. Hungarica*. 2010. № 7. P. 25–37.
15. Xie L. Simulation of tractor-trailer system stability. SAE Tech. Pap. Iowa State University. 1984. 131 p. doi: 10.4271/851530
16. Yildiz S. Improving high speed lateral stability of longer and heavier vehicles by active steering. Master's Thesis. Eindhoven, 2010. 78 p.