Механізація, електрифікація

УДК 631.356.02

© 2021

РОЗРОБЛЕННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ АСИМЕТРИЧНОГО ГИЧКОЗБИРАЛЬНОГО АГРЕГАТУ

В.М. Булгаков¹, В.В. Адамчук², В.Т. Надикто³, Є.І. Ігнат'єв⁴

^{1,2}доктори технічних наук, професори, академіки НААН

³доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НААН

⁴кандидат технічних наук

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

²Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва
Національної академії аграрних наук України, вул. Вокзальна, 11,
смт Глеваха Фастівського р-ну Київської обл., 08631, Україна

^{3,4}Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного, пр. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь
Запорізької обл., 72312, Україна

e-mail: ¹vbulgakov@meta.ua, ²vvadamchuk@gmail.com,

³volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua, ⁴yevhen.ihnatiev@tsatu.edu.ua

ORCID: ¹0000-0003-3445-3721, ²0000-0003-0358-7946,

³0000-0002-1770-8297, ⁴0000-0003-0315-1595

Надійшла 12.08.2021

Мета. Розроблення основних положень теорії плоскопаралельного руху асиметричного гичкозбирального агрегату, що дасть змогу надалі здійснювати числове моделювання на ПК його оптимальних кінематичних і конструктивних параметрів, які зумовлюватимуть підвищення стійкості виконання технологічного процесу збирання гички буряку цукрового. **Методи.** При виконанні дослідження були використані методи побудови розрахункових математичних моделей сільськогосподарських машин і машинних агрегатів, засновані на теоретичній механіці, вищій математиці й основах теорії автоматичного керування. Виконані перетворення та спрощення отриманих диференціальних рівнянь руху спрямовані на їх подальше використання для числових розрахунків на ПК. **Результати.** У результаті проведеного аналітичного дослідження побудовано еквівалентну схему, на підставі якої розроблено розрахункову математичну модель плоскопаралельного руху асиметричного гичкозбирального агрегату в горизонтальній площині за умови, коли зв'язок колісного трактора та задньопричіпної гичкозбиральної машини здійснюється за допомогою циліндричного шарніру. За результатами математичного моделювання отримано нову систему лінійних диференціальних рівнянь другого порядку, що описує поперечне переміщення центра

мас колісного трактора і поворот його повздовжньої осі симетрії на деякий кут навколо вказаного центра мас, а також кут відхилення задньопрічипної гичкозбиральної машини від повздовжньої осі симетрії трактора у довільний момент часу. Висновки. Побудовано еквівалентну схему, на підставі якої розроблено розрахункову математичну модель плоскопаралельного руху в горизонтальній площині асиметричного гичкозбирального агрегату. Отримано нову систему лінійних диференціальних рівнянь другого порядку, яка описує поперечне зміщення центра мас колісного трактора, а також кут відхилення задньопрічипної гичкозбиральної машини від повздовжньої осі трактора в довільний момент часу. На підставі отриманої системи диференціальних рівнянь є можливість досліджувати стійкість руху асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату при виконанні ним технологічного процесу збирання гички буряку цукрового.

Ключові слова: гичка, причіпна гичкозбиральна машина, моделювання, плоскопаралельний рух, еквівалентна схема, диференціальні рівняння.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202109-06>

Нині в агровиробництві все більш широкого розповсюдження знаходять комбіновані машинно-тракторні агрегати. Проведеними численними експериментальними дослідженнями та виробничими випробуваннями встановлено, що використання комбінованих машинно-тракторних агрегатів має безсумнівні переваги порівняно із застосуванням одноопераційних машин у складі тих чи інших машинно-тракторних агрегатів.

Як правило, більшість комбінованих машинно-тракторних агрегатів формуються за класичними симетричними схемами, коли фронтально встановлені й задньоавішені агрегати на використовуваних тракторах сільськогосподарські машини розташовуються симетрично щодо повздовжніх осей симетрії енергетичних засобів. Це забезпечує умови їхнього стійкого руху під час виконання тих або інших технологічних процесів. Однак у деяких випадках технологічна необхідність змушує агрегатувати асиметрично розташовані сільськогосподарські машини (особливо збиральні), коли трактор має рухатися по одній частині поля, а машина, що виконує технологічний процес, — по ділянці поля, розташованій збоку. Це, насамперед, стосується агрегування причіпних асиметрично розташованих збиральних машин, таких як машини для збирання гички цукрового або кормового буряку, валкові

жниварки, ротаційні косарки, причіпні силосозбиральні комбайни тощо.

Виникаючи при цьому умови нестійкого руху енергетичного засобу й встановленої позаду асиметричної сільськогосподарської машини через дію розворотного моменту з боку зовнішніх сил удається подолати способом використання різних технічних прийомів.

Наразі відомі два варіанти агрегування асиметричних сільськогосподарських машин. *Перший* із них передбачає жорстке з'єднання асиметричної машини та трактора в процесі роботи. Однак виникаючий у цьому випадку розворотний момент створює такі умови, за яких керовані колеса трактора мають постійно повертатися в бік, протилежний напрямку вводу. Керованість такого агрегату стає значно гіршою, що не тільки ускладнює умови експлуатації цього машинно-тракторного агрегату, а й загалом знижує якість виконання ним заданого технологічного процесу.

У *другому* випадку зв'язок задньовстановленої асиметричної сільськогосподарської машини і трактора під час виконання технологічного процесу здійснюється за допомогою циліндричного шарніру. За цих умов керованість агрегату значно поліпшується. Однак необхідні додаткові умови, за яких агрегована асиметрична машина в процесі технологічного руху в ідеалі не повинна відхилятися у горизонтальній

площині під дією виникаючого розворотного моменту.

На рис. 1 представлено машинно-тракторний агрегат, у якого до колісного трактора асиметрично причеплена гичкозбиральна машина з шириною захвату в 3 рядки. Водночас варто підкреслити, що функціонування того або іншого сільськогосподарського машинно-тракторного агрегату можна розглядати у вигляді його реакції на вхідні керуючі та збудувальні впливи. При цьому реакції машинно-тракторного агрегату на керуючі впливи характеризують його керованість, а на збудувальні впливи — стійкість руху.

Тому під час проведення аналітичних досліджень зазначений підхід до побудови схеми функціонування машинно-тракторного агрегату визначає його у вигляді динамічної системи, що перетворює у процесі руху вхідні змінні на вихідні. Основним керуючим ухідним впливом найчастіше приймають кут повороту керованих коліс трактора. Вхідними збудувальними впливами виступають розворотні моменти від дії різного роду сил опору, швидкість робочого руху агрегату тощо [1].

Вихідними змінними є параметри, які задають траєкторію руху машинно-тракторного агрегату. Як правило, це курсовий кут трактора та поперечне зміщення його центра мас. Характер функціонування

динамічної системи при відпрацюванні керуючого й збудувального впливів залежить від її динамічних характеристик, які визначаються конструктивно-технологічними параметрами агрегату. Тому правильний вибір останніх, виходячи з оцінки їхнього впливу на керованість і стійкість руху машинно-тракторного агрегату, визначають формування таких динамічних характеристик системи, які забезпечують її оптимальне перетворення вхідних збудувань.

Перетворювальні властивості тієї або іншої динамічної системи можуть бути виражені деяким оператором. Останній, формуючи алгоритм перетворення вхідних змінних у вихідні, є визначальною характеристикою динамічної системи для синтезу й оптимізації параметрів того або іншого агрегату.

Основними операторами для динамічних систем є передатні функції та амплітудно-частотні і фазово-частотні характеристики. Однак для їхнього визначення потрібна система відповідних диференціальних рівнянь, які зв'язують вихідні змінні із вхідними впливами, тобто потрібна математична модель досліджуваного процесу.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналітичному дослідженню стійкості руху причіпних сільськогосподарських машин у складах різних машинно-тракторних агрегатів присвячено низку опублікованих робіт [1–8]. При цьому в більшості з них,

Рис. 1. Конструктивно-технологічна схема асиметричного гичкозбирального агрегату: I — колісний трактор; II — причіпна асиметрична гичкозбиральна машина; 1 — рама; 2 — привід; 3 — опорно-копіювальне пневматичне колесо; 4 — роторний гичкозрізаючий апарат; 5 — транспортуючий робочий орган; 6 — завантажувальний пристрій

а також у дослідженнях інших авторів, що стосуються конкретних машинно-тракторних агрегатів, питанням стійкості їхнього руху приділялося недостатньо уваги. Особливо це стосується асиметричних машинно-тракторних агрегатів, коли їхня стійкість оцінювалася за результатами статистичних розрахунків із визначення відхиляючих (розворотних) моментів. У деяких інших випадках причіпну асиметричну машину розглядають окремо від енергетичного засобу (трактора). Мають місце аналітичні дослідження, коли рух усього машинно-тракторного агрегату оцінюють лише за рухом трактора, що перебуває під впливом усього лише однієї зосередженої (часто постійної за напрямком) сили опору з боку агреатованого асиметричного знаряддя.

Водночас цілком очевидно, що найбільш повне (а відповідно і більш точне) дослідження динаміки та стійкості руху такої складної динамічної системи, яким є асиметричний машинно-тракторний агрегат, буде у випадку, коли враховуватимуть особливості конструкції і руху трактора та причіпної асиметричної сільськогосподарської машини.

При цьому необхідно обов'язково врахувати пружно-демпфівальні властивості шин ходових коліс трактора, а також

особливості опорних коліс агреатованої асиметричної машини (властивості шин, напрямку вводу, взаємне розташування тощо), спосіб з'єднання машини із трактором, створюваний тяговий опір та ін.

Мета досліджень — розроблення основних положень теорії плоскопаралельного руху асиметричного гичкозбирального агрегату, що дасть можливість надалі робити числове моделювання на ПК його оптимальних кінематичних і конструктивних параметрів, які сприятимуть підвищенню стійкості виконання технологічного процесу збирання гички цукрового буряку.

Методи досліджень. Під час виконання досліджень були використані методи побудови розрахункових математичних моделей сільськогосподарських машин і машинних агрегатів, засновані на теоретичній механіці, вищій математиці та основах теорії керування динамічними системами. Виконані перетворення й спрощення отриманих диференціальних рівнянь руху спрямовані на використання їх надалі для числових розрахунків на ПК.

Результати досліджень і їх обговорення. Для розроблення основних положень теорії плоскопаралельного руху асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату розглянемо його у складі колісного трактора та причіпної гичкозбиральної машини.

Для цього складемо диференціальні рівняння руху окремо колісного трактора та причіпної асиметричної гичкозбиральної машини. Трактор розглядатимемо як 4-колісну модель у вигляді рами з передніми керованими і задніми тяговими колесами (рис. 2).

Приймаємо, що колісний трактор на робочих гонах здійснює поступальний та рівномірний рух зі швидкістю V_0 щодо рухомої системи координат XOY (рис. 2). У процесі виконання робочого руху під дією випадкових факторів використовуваний трактор відхиляється від свого початкового положення, одержує додаткову швидкість і починається його відносний рух у площині XOY . При цьому площина $Y_T S X_T$, зв'язана із центром мас трактора, повертається в площині XOY навколо вертикальної осі SZ_T , що проходить через точку S . Мірою цього повороту є кут φ ,

Рис. 2. Еквівалентна схема трактора за його плоскопаралельного руху

утворений повздожньою віссю симетрії SY_T колісного трактора та віссю OY .

Під час відносного руху трактора його центр мас переміщується вздовж осі OX , що характеризується зміною координати X_S (рис. 2).

Отже, трактор відносно площини XOY має 2 ступені вільності, яким відповідають: лінійна координата X_S і кутова координата φ . Зазначені координати приймаємо за узагальнені для даної динамічної системи.

Зовнішніми силами, які діють на трактор у горизонтальній площині, є (див. рис. 2): рушійна сила $\vec{F}_B$, яка формується від двох тягових коліс трактора, прикладена в точці B і утворює із повздожньою віссю симетрії трактора кут уводу δ_B ; сила опору коченню $\vec{P}_{fA}$ передніх коліс трактора, що також отримується від двох передніх керованих коліс, прикладена в точці перетинання їхньої осі з повздожньою віссю SY_T (точка A) і відхилена від напрямку переміщення його рушіїв на кут уводу δ_A ; бічні сили $\vec{P}_{LA}$ і $\vec{P}_{LB}$, прикладені відповідно в точках A і B ; сила $\vec{P}_{KR}$ опору переміщення гичкозбиральної машини, прикладена в точці C і відхилена від повздожньої осі трактора, тобто від осі SY_T , на кут β .

Складемо диференціальні рівняння плоскопаралельного руху колісного трактора, використовуючи для цього вихідні рівняння у формі Лагранжа 2-го роду такого вигляду [12]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T_T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1)$$

де T_T — кінетична енергія трактора; q_i — узагальнені координати; Q_i — узагальнені сили по відповідних узагальнених координатах.

Кінетична енергія T_T трактора щодо площини XOY може бути знайдена із такого виразу:

$$T_T = \frac{M_T \cdot \dot{X}_S^2 + J_S \cdot \dot{\varphi}^2}{2}, \quad (2)$$

де M_T , J_S — маса трактора та момент його інерції щодо осі SZ_T .

Використавши формулу (2) для отримання відповідних частинних похідних і підставивши їх у вираз (1), після перетворень отримаємо математичну модель руху трактора у такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} M_T \cdot \ddot{X}_S &= Q_{X_S}, \\ J_S \cdot \ddot{\varphi} &= Q_{\varphi}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Далі перейдемо до визначення узагальнених сил, що входять у систему диференціальних рівнянь (3).

Для визначення узагальненої сили по узагальненій координаті X_S скористаємося виразом елементарної роботи сил на можливому переміщенні δX_S . При цьому врахуємо малі величини кутів уводу шин трактора δ_A і δ_B , а також кута повороту α його керованих коліс. У підсумку матимемо:

$$Q_{X_S} = P_{LA} + P_{LB} - P_{fA} \alpha + P_{fA} \delta_A - F_B \delta_B - P_{KR} \beta. \quad (4)$$

Як бачимо, узагальнена сила Q_{X_S} дорівнює сумі проекцій всіх активних зовнішніх сил на вісь OX , прикладених до колісного трактора.

Для визначення узагальненої сили Q_{φ} по узагальненій координаті φ скористаємося виразом елементарної роботи сил на можливому переміщенні $\delta \varphi$. Остаточного отримуємо:

$$Q_{\varphi} = P_{LA} (L - a_T) - P_{fA} \cdot \alpha (L - a_T) - P_{LB} \cdot a_T + P_{fA} \cdot \delta_A (L - a_T) + F_B \cdot \delta_B \cdot a_T + P_{KR} \cdot \beta (a_T + a_M). \quad (5)$$

Тобто, узагальнена сила Q_{φ} по узагальненій координаті φ дорівнює алгебраїчній сумі моментів усіх активних зовнішніх сил щодо точки S . Природа конструктивних параметрів L , a_T і a_M , які входять до рівняння (5), зрозуміла з рис. 2.

Сили P_{LA} і P_{LB} , які входять у залежності (4) та (5), можна замінити виразами, сформованими на підставі так званої гіпотези «бокового вводу» шин пневматичних коліс [10] такого виду:

$$P_{LA} = k_A \cdot \delta_A, \quad (6)$$

$$P_{LB} = k_B \cdot \delta_B, \quad (7)$$

де k_A , k_B — коефіцієнти бокового вводу пневматичних шин ходових коліс колісного трактора.

У вирази (6) і (7) потрібно підставити значення кутів уводу δ_A і δ_B , які визначаються на підставі побудови планів швидкостей точок A і B , тобто середин переднього (керованого) та заднього (тягового) мостів трактора при їх плоскопаралельному русі у горизонтальній площині XOY .

Використовуючи методику, викладену в [5], нами було побудовано зазначені плани швидкостей, що дали можливість графічно знайти значення швидкостей V_A і V_B , далі через їхні проекції на осі X й Y , а також відповідні тангенси кутів і на підставі нехтування малими величинами, знайти самі кути δ_A і δ_B . У результаті цього були визначені остаточні вирази для бічних сил P_{LA} і P_{LB} такого виду:

$$P_{LA} = k_A \cdot \left[\frac{-\dot{X}_s - (L - a_T) \dot{\phi}}{V_0} + \phi + \alpha \right], \quad (8)$$

$$P_{LB} = k_B \cdot \left[-\frac{\dot{X}_s - a_T \cdot \dot{\phi}}{V_0} + \phi \right]. \quad (9)$$

Для побудови розрахункової математичної моделі всього асиметричного машинно-тракторного агрегату далі необхідно розглянути еквівалентну схему його технологічної частини, тобто причіпної гичкозбиральної машини (рис. 3).

Для визначення положення опорних копіювальних коліс гичкозбиральної машини у довільний момент часу на рис. 3 показана рухома система координат $Y_K C_1 X_K$, жорстко зв'язана з лівим опорним копіювальним колесом.

У представленому вигляді причіпна гичкозбиральна машина як динамічна система може бути розглянута як фізичний маятник, що має тільки один ступінь вільності —

кут β повороту в горизонтальній площині (рис. 3). Цей кут β повороту і буде узагальненою координатою при подальшому складанні диференціальних рівнянь у вигляді вихідних рівнянь динаміки у формі Лагранжа II роду вигляду (1).

Визначимо у цьому випадку необхідні для виразу (1) складові. Так, кінетична енергія T_H агрегатованої гичкозбиральної машини буде такою:

$$T_H = \frac{J_C \cdot \dot{\beta}^2}{2}, \quad (10)$$

де J_C — момент інерції гичкозбиральної машини щодо вертикальної осі, що проходить через точку C ; $\dot{\beta}$ — кутова швидкість повороту гичкозбиральної машини навколо точки C .

Диференціальне рівняння руху причіпної гичкозбиральної машини у горизонтальній площині є таким:

$$J_C \cdot \ddot{\beta} = Q_\beta. \quad (11)$$

Для визначення узагальненої сили Q_β , що входить у вираз (11), позначимо зовнішні сили, які діють на причіпну гичкозбиральну машину. До зовнішніх сил, які діють на гичкозбиральну машину під час виконання нею технологічного процесу, входять повздовжні R_l і поперечна R_d складові сили R опору масиву гички, яку зібрали, що прикладені до машини у точці C_0 ; $\bar{P}_{f1}$ — сила опору коченню лівого копіювального колеса гичкозбиральної машини, прикладеної у точці

Рис. 3. Еквівалентна схема агрегатованої гичкозбиральної машини

C_1 і відхиленої від площини колеса на кут уводу δ_1 ; P_{f2} — сила опору кочення правого копіювального колеса гичкозбиральної машини, прикладеної у точці C_2 і відхиленої від площини колеса на кут уводу δ_2 ; бічні сили P_{L1} і P_{L2} , прикладені відповідно до лівого і правого копіювальних коліс гичкозбиральної машини в точках C_1 і C_2 .

Для визначення узагальненої сили Q_β по координаті β скористаємося виразом для елементарної роботи сил на можливому переміщенні $\delta\beta$. У результаті маємо:

$$Q_\beta = R_1[d - (l - d_M)\beta] + P_{f1}[h + (\alpha_1 - \delta_1) \cdot l] + P_{f2}[b + (\alpha_2 - \delta_2) \cdot l] - k_1 \cdot \delta_1 \cdot l - k_2 \cdot \delta_2 \cdot l, \quad (12)$$

де d , l , d_M , h і b — конструктивні параметри гичкозбиральної машини (див. рис. 3); α_1 і α_2 — кути установки відповідно лівого і правого копіювальних коліс гичкозбиральної машини; k_1 , k_2 — коефіцієнти опору вводу шин лівого та правих коліс гичкозбиральної машини відповідно.

Кути уводу шин опорних коліс гичкозбиральної машини можна визначити із таких залежностей:

$$\delta_1 = \frac{-\dot{X}_S + \dot{\varphi}(a_T + a_M) + \dot{\beta}(l^2 + h^2)^{\frac{1}{2}}}{V_0} + \varphi + \beta + \alpha_1, \quad (13)$$

$$\delta_2 = \frac{-\dot{X}_S + \dot{\varphi}(a_T + a_M) + \dot{\beta}(l^2 + b^2)^{\frac{1}{2}}}{V_0} + \varphi + \beta + \alpha_2. \quad (14)$$

На підставі використання зазначених вище аналітичних залежностей після відповідних перетворень отримуємо систему лінійних диференціальних рівнянь другого порядку, які описують рух розглядуваного асиметричного машинно-тракторного агрегату у горизонтальній площині:

$$\left. \begin{aligned} &A_{11} \cdot \ddot{X}_S + A_{12} \cdot \dot{X}_S + A_{13} \cdot \dot{\varphi} + A_{14} \cdot \varphi + \\ &+ A_{15} \cdot \beta = f_{11} \cdot \alpha, \\ &A_{21} \cdot \ddot{\varphi} + A_{22} \cdot \dot{\varphi} + A_{23} \cdot \varphi + A_{24} \cdot \dot{X}_S + \\ &+ A_{25} \cdot \beta = f_{21} \cdot \alpha, \\ &A_{31} \cdot \ddot{\beta} + A_{32} \cdot \dot{\beta} + A_{33} \cdot \beta + A_{34} \cdot \dot{\varphi} + A_{35} \cdot \varphi + \\ &+ A_{36} \cdot \dot{X}_S = f_{31}, \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

де

$$A_{11} = M_T;$$

$$A_{12} = \frac{k_A + k_B + P_{fA} - F_B}{V_0};$$

$$A_{13} = \frac{(k_A + P_{fA}) \cdot (L - a_T) + (F_B - k_B) \cdot a_T}{V_0};$$

$$A_{14} = F_B - k_A - k_B - P_{fA};$$

$$A_{15} = P_{KR};$$

$$A_{21} = J_S;$$

$$A_{22} = \frac{(k_A + P_{fA}) \cdot (L - a_T)^2 + (k_B - F_B) \cdot a_T^2}{V_0};$$

$$A_{23} = -A_{13} \cdot V_0;$$

$$A_{24} = A_{13};$$

$$A_{25} = -P_{KR}(a_T + a_M);$$

$$A_{31} = J_C;$$

$$A_{32} = -\frac{l \cdot \left[(k_1 + P_{f1}) \cdot (l^2 + h^2)^{\frac{1}{2}} + (k_2 + P_{f2}) \cdot (l^2 + b^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{V_0};$$

$$A_{33} = R_1(l - d_M) + l(k_1 + k_2 + P_{f1} + P_{f2});$$

$$A_{34} = \frac{l \cdot (a_T + a_M) \cdot (k_1 + k_2 + P_{f1} + P_{f2})}{V_0};$$

$$A_{35} = l(k_1 + k_2 + P_{f1} + P_{f2});$$

$$A_{36} = -\frac{A_{35}}{V_0};$$

$$f_{11} = k_A;$$

$$f_{21} = (L - a_T) \cdot k_A;$$

$$f_{31} = R_1 \cdot d + P_{f1} \cdot h + P_{f2} \cdot b - \alpha_1 \cdot l \cdot k_1 - \alpha_2 \cdot l \cdot k_2.$$

Отримана математична модель (15) є основою для вивчення впливу кута повороту α керованих коліс трактора та сумарного збурювального моменту f_{31} на динаміку зміни таких оцінюваних вихідних параметрів, якими є координата поперечного зміщення центру мас трактора X_S , кут повороту φ його поздовжньої осі (курсовий кут) і кут β повороту гичкозбиральної машини відносно точки її приєднання до енергетичного засобу.

Висновки

Побудовано еквівалентну схему, на підставі якої розроблено розрахункову математичну модель плоскопаралельного руху в горизонтальній площині асиметричного гичкозбирального агрегату.

Отримано нову систему лінійних диференціальних рівнянь другого порядку, яка описує динаміку поперечного зміщення центра мас колісного трактора, його курсовий кут, а також кут відхилення

причіпної гичкозбиральної машини від поздовжньої осі енергетичного засобу в довільний момент часу.

Отримана система диференціальних рівнянь надає можливість досліджувати стійкість і керованість руху асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату під час виконання ним технологічного процесу збирання гички цукрового буряку.

Bulgakov V.¹, Adamchuk V.², Nadykto V.³, Ihnatiev Ye.⁴

¹National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, 15, Heroyiv Oborony Str., Kyiv, Ukraine, 03041; ²Institute of Mechanics and Automation of Agricultural Production of NAAS, 11 Vokzalna Str., Glevakha, Fastiv district, Kyiv oblast, Ukraine, 08631; ³, ⁴Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University, 18, B. Khmelnytskyi Ave., Melitopol, Zaporizhzhia oblast, Ukraine, 72310; e-mail: ¹vbulgakov@meta.ua; ²vvadamchuk@gmail.com; ³volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua; ⁴yevhen.ihnatiev@tsatu.edu.ua; ORCID: ¹0000-0003-3445-3721, ²0000-0003-0358-7946, ³0000-0002-1770-8297, ⁴0000-0003-0315-1595

Development of calculation mathematical model of the asymmetric haulm-harvesting unit

Goal. Development of the main provisions of the theory of plane-parallel motion of an asymmetric haulm-harvesting unit, which will allow further numerical modeling on a PC of its optimal kinematic and design parameters, which will increase the stability of the technological process of sugar beet harvesting. **Methods.** During the study, methods were used to build computational mathematical models of agricultural machines and machine units, based on theoretical mechanics, higher mathematics, and the basics of the theory of automatic control. The transformations and simplifications of the obtained differential equations of motion are aimed at their further use for numerical calculations on the PC. **Results.** As a result of the analytical study, an equivalent

scheme was constructed, based on which a calculated mathematical model of the plane-parallel motion of an asymmetric haulm-harvesting unit in the horizontal plane was developed, provided that the wheel tractor and rear trailer coupling is connected by a cylindrical hinge. According to the results of mathematical modeling, a new system of linear differential equations of the second order is obtained, which describes the transverse movement of the center of mass of a wheeled tractor and rotation of its longitudinal axis of symmetry by a certain angle around the specified center of mass, as well as the angle of deviation of the trailed haulm-harvesting unit from the longitudinal axis of symmetry of the tractor at any time. **Conclusions.** An equivalent scheme is constructed, based on which the calculated mathematical model of plane-parallel motion in the horizontal plane of the asymmetric haulm-harvesting unit is developed. A new system of linear differential equations of the second order is obtained, which describes the transverse displacement of the center of mass of the wheeled tractor, as well as the angle of deviation of the trailed haulm-harvesting unit from the longitudinal axis of the tractor at any time. Based on the obtained system of differential equations it is possible to study the stability of the asymmetric haulm-harvesting machine-tractor unit when performing the technological process of sugar beet harvesting.

Key words: haulm, trailed haulm harvester, modeling, plane-parallel motion, equivalent circuit, differential equations.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202109-06>

Бібліографія

1. Василенко П.М., Василенко В.П. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем (машин и агрегатов). Белая Церковь: Полиграфкнига, 1980. 136 с.
2. Василенко П.М. Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных

машин и орудий. Сб. трудов по земледельческой механике. Т. 2. Москва: Сельхозиздат, 1954. С. 73–93.

3. Гячев Л.В. О прямолинейном движении колесного трактора при боковом расположении навесной жатки. Механизация и электрификация

социалистического сельского хозяйства. 1979. № 6. С. 40–42.

4. Гячев Л.В. Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов. Ростов-на-Дону: Ростовский государственный университет, 1976. 192 с.

5. Гячев Л.В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов. Москва: Машиностроение, 1981. 206 с.

6. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. Ленинград: Колос, 1970. 376 с.

7. Булгаков В.М., Калетник Г.Н., Гриник И.В., Леженкин А.Н. Динамика зерноуборочных агрегатов. Киев: Аграрная наука, 2010. 276 с.

8. Надыкто В.Т., Крыжачковский Н.Л., Кюрчев В.Н., Абдула С.Л. Новые мобильные энер-

гетические средства Украины. Теоретические основы использования в земледелии: учебное пособие. Мелитополь: Издательский дом «ММД», 2006. 337 с.

9. Тракторы: Теория: учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и тракторы» и др.; под ред. В.В. Гуськова. Москва: Машиностроение, 1988. 376 с.

10. Кацыгин В.В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий. Вопросы сельскохозяйственной механики. Т. XIII. Минск: Урожай, 1964. С. 5–147.

11. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т. II. Динамика. Москва: Наука, 1985. 496 с.