

DOI: <https://doi.org/10.37204/2786-7765-2023-1-1>
УДК 631.356

Побудова математичної моделі коливального руху фронтально встановленої гичкозбиральної машини

Булгаков В. М.,

д.т.н., проф., академік НААН, Національний університет біоресурсів і природокористування України, e-mail: vbulgakov@meta.ua; ORCID iD 0000-0003-3445-3721

Адамчук В. В.,

д.т.н., проф., академік НААН, Інститут механіки та автоматички агропромислового виробництва Національної академії аграрних наук України, e-mail: vvadamchuk@gmail.com; ORCID iD 0000-0003-0358-7946

Надикто В. Т.,

д.т.н., проф., член-кореспондент НААН, Таврійський державний агротехнологічний університет ім. Дмитра Моторного, e-mail: volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua; ORCID iD 0000-0002-1770-8297

Головач І. В.,

д.т.н., Національний університет біоресурсів і природокористування України, e-mail: holovach.iv@gmail.com; ORCID iD 0000-0003-1387-4789

Будзанівський М. І.,

Інститут механіки та автоматички агропромислового виробництва Національної академії аграрних наук України, e-mail: mir4ik@hotmail.com; ORCID iD 0000-0002-0508-3816

Анотація

Мета. Підвищення якості роботи фронтально встановленої гичкозбиральної машини завдяки обґрунтованому вибору її параметрів унаслідок моделювання мінімізації амплітуди кутових коливань під час руху по нерівностях поверхні поля.

Методи. Теоретичні дослідження проведено з використанням основних положень вищої математики і теоретичної механіки, зокрема динаміки механічної системи. Числові розрахунки та графічні залежності отримано із застосуванням ПК за допомогою програмних середовищ PTC Mathcad 15.0 та Grapher 20.1. Експериментальні дослідження й оброблення отриманих лабораторно-польових даних проведено згідно зі стандартними методиками.

Результати. На підставі розробленої еквівалентної схеми гичкозбирального агрегату складено диференціальне рівняння кутових коливань гичкозбиральної машини у формі Лагранжа II-го роду відносно центру миттєвого повороту начіпного механізму агрегатувального трактора. Унаслідок числового розв'язку цього рівняння встановлено, що за збільшення швидкості поступального руху агрегату з $1,5$ до $2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ амплітуда коливань кута повороту фронтальної гичкозбиральної машини зростає з $0,88^\circ$ при швидкості $1,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ до $1,18^\circ$ при швидкості руху $2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$. Однак, за руху гичкозбирального агрегату зі швидкістю $1,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ тривалість розгону становить $0,22 \text{ с}$, а за переміщення агрегату зі швидкістю $2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ значення оцінюваного показника бажано зменшується до позначки $0,14 \text{ с}$, тобто на 36% . Це означає, що в діапазоні

швидкостей руху гичкозбиральної машини $1,5\text{--}2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ перевагу слід надавати більшим значенням цього параметра. Для зменшення амплітуди кутових коливань гичкозбиральної машини в повздовжньо-вертикальній площині її опорно-копіювальні колеса мають бути обладнані більш жорсткими шинами і максимально віддалені від миттєвого центру повороту фронтального начіпного механізму трактора. Центральна тяга цього механізму має бути при цьому установа з якомога більшим кутом нахилу до вертикалі. Доведено, що чим більший період коливань повздовжнього профілю поля з коренеплодами цукрових буряків, тим стабільнішим буде рух фронтально агрегатованої гичкозбиральної машини в повздовжньо-вертикальній площині. Як показують експериментальні дослідження, за амплітуди коливань нижніх кінців ножів роторного різального апарату до 5 см втрати гички є незначними і значно збільшуються, якщо амплітуда таких коливань перевищує вказане значення.

Висновки

1. У діапазоні швидкостей робочого руху гичкозбиральної машини $1,5\text{--}2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ перевагу слід надавати більшим значенням цього параметра. Це дозволить забезпечувати прийнятну продуктивність її роботи за незначного збільшення амплітуди кутових коливань і невеликого (в абсолютному вимірі), але бажаного зменшення тривалості розгону і виходу динамічної системи на стабільний режим технологічного функціонування.

2. Зменшення значення коефіцієнта c жорсткості шин копіювальних коліс гичкозбиральної машини обумовлює її кутові коливання з дещо більшою позитивною і значно меншою від'ємною амплітудами.

3. Чим жорсткіші пневматичні шини копіювальних коліс гичкозбиральної машини, тим на менший кут (у додатному його вимірі) вона відхиляється від свого статичного положення. Водночас через відносну мализну цього відхилення можна констатувати інваріантність гичкозбиральної машини щодо зміни значень коефіцієнта μ демпфірування пневматичних шин її копіювальних коліс.

4. Для зменшення амплітуди кутових коливань гичкозбиральної машини в повздовжньо-вертикальній площині її копіювальні колеса мають бути по можливості максимально віддалені від миттєвого центру повороту фронтального начіп-

ного механізму трактора. Центральну тягу цього механізму при цьому слід установлювати з якомога більшим кутом нахилу до вертикалі.

5. Установлено, що чим більший період коливань повздовжнього профілю нерівностей поверхні ґрунту в міжряддях коренеплодів цукрових буряків, тим стабільнішим буде рух у повздовжньо-вертикальній площині фронтально встановленої на агрегатувальний трактор гичкозбиральної машини.

6. За амплітуди коливань нижніх кінців ножів роторного гичкорізального апарата до 5 см втрати гички є незначними. Однак, за збільшення амплітуди зазначених коливань, наприклад 7 см, ці втрати вже будуть дорівнювати 12%.

Ключові слова: цукрові буряки, збирання гички, математична модель, диференціальне рівняння, амплітуда, частота, параметри.

UDC 631.356

Building a mathematical model of the oscillatory movement of a frontal installed machine for the beet's greens harvesting

Bulgakov V. M.,

Ph.D., Professor, Academician of NAAS, National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine; ORCID iD 0000-0003-3445-3721

Adamchuk V. V.,

Ph.D., Professor, Academician of NAAS, Institute of Mechanics and Automatics of Agroindustrial Production of the National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine; ORCID iD 0000-0003-0358-7946

Nadykto V. T.,

Ph.D., Professor, Corresponding member of NAAS, Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University; ORCID iD 0000-0002-1770-8297

Holovach I. V.,

Ph.D., National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, e-mail: holovach.iv@gmail.com; ORCID iD 0000-0003-1387-4789

Budzanivsky M. I.,

Institute of Mechanics and Automatics of Agroindustrial Production of the National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, e-mail: mir4ik@hotmail.com; ORCID iD 0000-0002-0508-3816

Annotation

Purpose. It is improving the front-mounted stubble harvester work quality due to the reasonable selection of its parameters by modeling the minimization of the amplitude of the angular oscillations when moving along the unevenness of the field surface.

Methods. Theoretical studies were carried out using the basic principles of higher mathematics and theoretical mechanics, particularly the dynamics of a mechanical system. Numerical calculations and graphical dependences were obtained using a PC using PTC Mathcad 15.0 and Grapher 20.1 software environments. Experimental studies and processing of

the obtained laboratory and field data were carried out according to standard methods.

Results. Based on the developed equivalent scheme of the unit for the beet's greens harvesting, the differential equation of the angular oscillations of the beet's greens harvesting machine in the form of a Lagrange of the second kind was drawn up relative to the centre of instant rotation of the hinged mechanism of the aggregating tractor. Due to the numerical solution of this equation, it was established that, with increasing the speed of the translational movement of the unit from 1.5 to 2.5 m·c⁻¹ amplitude of oscillations of the angle of rotation of the frontal harvesting machine increases from 0.88° at a speed 1.5 m·c⁻¹ to

1,18° at speed of movement $2.5 \text{ m}\cdot\text{c}^{-1}$. However, with the unit's direction for the beet's greens harvesting at a speed of $1.5 \text{ m}\cdot\text{c}^{-1}$ the length of the transition process is 0.22 c. With the unit's movement at a speed of $2.5 \text{ m}\cdot\text{c}^{-1}$, the value of the estimated indicator is desirable to the mark of 0.14 c, i.e. by 36%. This means that in the range of motion speeds of the machine for the beet's greens harvesting $1.5\text{--}2.5 \text{ m}\cdot\text{c}^{-1}$, the preference should be given to more values of this parameter. To reduce the amplitude of the angular oscillations of the machine for the beet's greens harvesting in the longitudinally-vertical plane, its musculoskeletal wheels must be equipped with stringent tires and the most distant from the instantaneous center of rotation of the frontal tingling mechanism of the tractor. The central thrust of this mechanism should be installed with as much angle of inclination to the vertical. It is proved that the greater the period of fluctuations of the longitudinal profile of the field with the roots of sugar beet, the more stable the movement of the front-frontally aggregated machine for the beet's greens harvesting in the longitudinal-vertical plane. Experimental studies show that the amplitude of oscillations of the lower ends of the knives of the rotor cutting apparatus up to 5 cm of the loss of bite is slight and increases significantly if the amplitude of such oscillations exceeds the specified value.

Conclusions

1. In the range of motion speeds of the machine for the beet's greens harvesting $1.5\text{--}2.5 \text{ m}\cdot\text{c}^{-1}$, the preference should be given to a larger value of this parameter. This will ensure good productivity of its work with a slight increase in the amplitude of angular vibrations and small (in absolute dimension), but the desired decrease in the duration of the racing and acting of the output of the dynamic system on a stable mode of technological functioning.

2. Reducing the value of the coefficient of the rigidity of the copiers of the copies of the machine for the beet's greens harvesting causes angular vibrations with slightly larger positive and much less negative amplitude.

3. The more rigid the pneumatic tires of the machine copiers for the beet's greens harvesting, the smaller the angle (in its positive measurement) at it deviates from its static position. At the same time, due to the relative vigour of this deviation, it is possible to state the invariance of the machine of the harvesting of the beet's greens to change the values of the coefficient μ of the decrement of pneumatic tires of its copy wheels.

4. To reduce the amplitude of the angular oscillations of the machine for the beet's greens harvesting in the longitudinal-vertical plane, its copy wheels should be, as far as possible, from the instantaneous center of rotation of the frontal hinge mechanism of the tractor. The central draft of

this mechanism should be installed with as much angle of inclination to the vertical.

5. It is established that the greater the period of oscillations of the longitudinal profile of the soil surface in the rows of sugar beets roots, the more stable the movement in the longitudinal-vertical plane is the frontally installed on the aggregating tractor of the machine for the beet's greens harvesting.

6. For the amplitude of oscillations of the lower ends of the rotor machine knives for the beet's greens harvesting up to 5 cm, the loss of the beet's greens is insignificant. However, with the increase in the amplitude of these fluctuations, such as 7 cm, these losses will already be 12%.

Keywords: sugar beets, beet's greens harvesting, mathematical model, differential equation, amplitude, frequency, parameters.

Постановка проблеми. Останнім часом найбільш широкого розповсюдження набув багатостадійний спосіб збирання гички цукрових буряків. Зазвичай спочатку здійснюється суцільний основний зріз усього масиву гички, а потім проводиться дообрізування та доочищення головок коренеплодів на корені.

Оскільки суцільний зріз гички передуює операції викопування коренеплодів буряків із ґрунту, то гичкозбиральні машини приєднуються фронтально на трактор або на раму бурякозбирального комбайна.

Водночас, експериментальними дослідженнями встановлено, що під час виконання технологічного процесу фронтально начіплена на трактор гичкозбиральна машина здійснює в просторі коливальні рухи, які визначаються нерівностями поверхні поля, поступальною швидкістю руху агрегату, розташуванням копіювальних коліс відносно системи начіплення машини на трактор, тиском у шинах копіювальних коліс тощо. Деформування шин останніх обумовлює коливання гичкозбиральної машини у вертикальній площині, що впливає на рівномірність зрізання гички з головок коренеплодів по всій ширині захвату. У підсумку істотно знижується якість виконання технологічного процесу.

З огляду на це постає актуальна науково-технічна проблема теоретично дослідити коливальний процес гичкозбиральної машини за її руху по нерівностях поверхні ґрунту з метою знаходження таких її конструктивних і кінематичних параметрів, які б забезпечували якомога менші значення амплітуди зазначених коливань у вертикальній площині.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню коливальних рухів фронтально встановленої бурякозбиральної машини в повздожньо-вертикальній площині (а саме такі коливання повністю визначають якість зрізання гички з головок цукрових буряків) присвячено декілька робіт, основними з яких є [1–3].

Однак, у цих роботах, які можна вважати початковими роботами зі створення теорії коливань фронтально приєднаних до енергетичних засобів різних сільськогосподарських машин або знарядь, не були повною мірою висвітлені важливі обставини, які суттєво покращують і роблять зазначену теорію більш точнішою.

Мета досліджень. Підвищення якості роботи фронтально встановленої гичкозбиральної машини завдяки обґрунтованому вибору її параметрів унаслідок моделювання мінімізації амплітуди кутових коливань під час руху по нерівностях поверхні поля.

Методи досліджень. Теоретичні дослідження проведено з використанням основних положень вищої математики і теоретичної механіки, зокрема динаміки механічної системи. Числові розрахунки та графічні залежності отримано із застосуванням ПК за допомогою програмних середовищ РТС Mathcad 15.0 та Grapher 20.1. Експериментальні дослідження й оброблення отриманих лабораторно-польових даних проведено згідно зі стандартними методиками.

Результати досліджень. Проведені теоретичні та експериментальні дослідження, технологічні та виробничі випробування показують, що гичка коренеплодів цукрових буряків, яка раніше переважно використовувалася як органічне добриво, може бути сировиною для одержання біогазу. Тому її збір і транспортування є актуальним завданням у галузі механізації буряківництва.

Крім цього, якісна обрізка головок коренеплодів цукрових буряків зменшує втрату їхніх цукроносних верхніх частин, що істотно підвищує вихід бурякової сировини, а відтак і вихід цукру з кожного гектара посівів.

Варто зазначити, що останнім часом у багатьох країнах, де багато сіють буряків, найбільш широкого поширення одержав багатостадійний спосіб збирання гички, за якого спочатку здійснюється суцільний основний

зріз усього її масиву з подальшим збиранням у транспортний засіб. Далі здійснюється дообрізання або доочищення (чи одночасне доочищення з дообрізанням різними робочими органами) головок коренеплодів від залишків гички на корені.

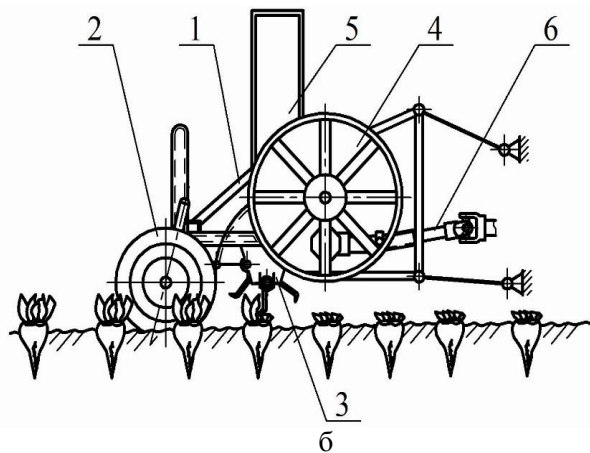
Оскільки зазначені операції здійснюються послідовно і збирання гички передуює операції викопування коренеплодів буряків із ґрунту, то гичкозбиральні знаряддя як самостійні сільськогосподарські агрегати, або як гичкозбиральні модулі у складі бурякозбиральних комбайнів обов'язково націплюються фронтально на енергетичний засіб (на трактор або на передню частину рами самохідних бурякозбиральних комбайнів).

Однак, проведеними нами експериментальними дослідженнями встановлено, що в процесі виконання технологічного процесу збирання гички фронтально націплена на агрегатувальний трактор гичкозбиральна машина здійснює коливальні рухи, які визначаються багатьма чинниками. Зокрема рельєфом нерівностей поверхні бурякового поля, поступальною швидкістю руху гичкозбирального агрегату, розміщенням копіювальних коліс щодо системи підвісу гичкозбиральної машини тощо. Найбільш впливовими чинниками щодо коливань гичкозбиральної машини у вертикальній площині є коливання внаслідок нерівностей поверхні ґрунту в міжряддях посівів цукрових буряків та завдяки коливальним рухам на пневматичних шинах її опорно-копіювальних коліс. Саме ці коливальні рухи найбільшою мірою впливають на якість виконання технологічного процесу – рівномірне та якісне зрізання гички з головок коренеплодів по всій ширині захвату гичкозбиральної машини та її збір без значних втрат.

Розроблена нами нова гичкозбиральна машина фронтально націплюється на колісний агрегатувальний трактор (просапного типу), загальний вигляд якої показаний на рисунку 1, а також представлена її конструкційно-технологічна схема. Ротор цієї машини здійснює суцільний зріз і подачу в кузов супутнього транспортного засобу технологічної маси, що скошується: пучки та листя гички, а також рослини, що перебувають на буряковій плантації.



а



б

Рис. 1. Фронтально начіплена на трактор гичкозбиральна машина з ротаційним різальним апаратом:
а – загальний вигляд; б – конструкційно-технологічна схема;

1 – рама; 2 – пневматичне копіювальне колесо; 3 – роторний гичкорізальний апарат;
4 – подавач зрізаної гички; 5 – вивантажувальний патрубок; 6 – привод робочих органів

Fig. 1. A front-mounted towbar harvesting machine with a rotary cutting device attached to a tractor:
а – general view; б – structural and technological scheme;

1 – frame; 2 – pneumatic copying wheel; 3 – rotary string cutter; 4 – feeder of cut ghee;
5 – discharge nozzle; 6 – drive of working bodies

Технологічний процес збирання гички цукрових буряків здійснюється в такий спосіб. Для руху колісного трактора в міжряддях коренеплодів цукрових буряків копіювальні колеса 2 розташовують у передній частині рами 1, встановлюють ротор 3 із ножами на потрібну висоту зрізу. Останні мають дугоподібну форму і шарнірно встановлені на циліндричній твірній по довжині ротора 3 так, щоб забезпечувати перекриття всієї ширини захвату машини. Ножі обертаються з великою частотою, завдяки чому забезпечується безпідірний зріз усього масиву гички. Абсолютна швидкість кінців лез дугоподібних ножів сягає $20\text{--}25\text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$, а для скошування інших, зокрема товстостебельних культур, – $40\text{--}50\text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ [10].

Зрізана дугоподібними ножами гичка рухається у верхню частину кожуха, де попадає на шнековий транспортер, що переміщує зрізану масу в торцеву частину машини. Після цього подавач 4 через патрубок 5 вивантажує її в кузов транспортного засобу, що рухається поруч із гичкозбиральним агрегатом. Привод 6 гичкозбиральної машини здійснюється від переднього валу відбору потужності трактора. Остаточно технологічний процес збирання

гички відбувається під час доочищення головок коренеплодів від залишків гички встановленим позаду трактора очисником із вертикальним приводним валом.

Слід зазначити, що повнота зібраного врожаю гички і його якісні характеристики за збирання гичкозбиральною машиною цього типу будуть визначатися стійкістю руху її роторного різального апарата в повздовжньо-вертикальній площині, ефективністю копіювання нерівностей поверхні ґрунту в зоні її ширини захвату, а також загальними конструкційними параметрами, зокрема параметрами механізму приєднання до трактора.

Теоретичні дослідження. Для визначення впливу конструкційних і кінематичних параметрів фронтально начіпленої гичкозбиральної машини на коливання в повздовжньо-вертикальній площині її різального апарата необхідно побудувати математичну модель у виді складених відповідних диференціальних рівнянь.

Головним при цьому є та обставина, за якою, розглядаючи коливальні рухи фронтально встановлених сільськогосподарських машин у повздовжньо-вертикальній площині, під час складання диференціальних рівнянь слід враховувати лише одну узагальнену координату (кут повороту машини в

повздожньо-вертикальній площині). Це буде більш точніше, ніж у разі використання двох узагальнених координат (кута повороту та її лінійної вертикальної координати). Тобто, якщо раніше використовували для дослідження коливальних рухів фронтально встановлених гичкозбиральних машин дві узагальнені координати, але потрібна лише одна.

По-друге, кути поворотів націпленої спереду гичкозбиральної машини (які будуть невідомі в диференціальних рівняннях руху) необхідно визначати не з положення рами гичкозбиральної машини відносно тяг переднього націпного механізму колісного агрегатувального трактора, а відносно умовної точки перетину верхньої та нижньої тяги

переднього навчипного механізму агрегатувального трактора. При цьому ця умовна точка знаходиться всередині передньої частини агрегатувального трактора. Коливання самої гичкозбиральної машини в повздожньо-вертикальній площині відбуваються разом із тягами переднього механізму агрегатувального трактора.

Саме такий суттєвий підхід до формулювання нових диференціальних рівнянь коливальних рухів і дослідження заданих динамічних характеристик запропоновано в цій роботі. Для цього спочатку була складена еквівалентна схема гичкозбирального агрегату (рис. 2).

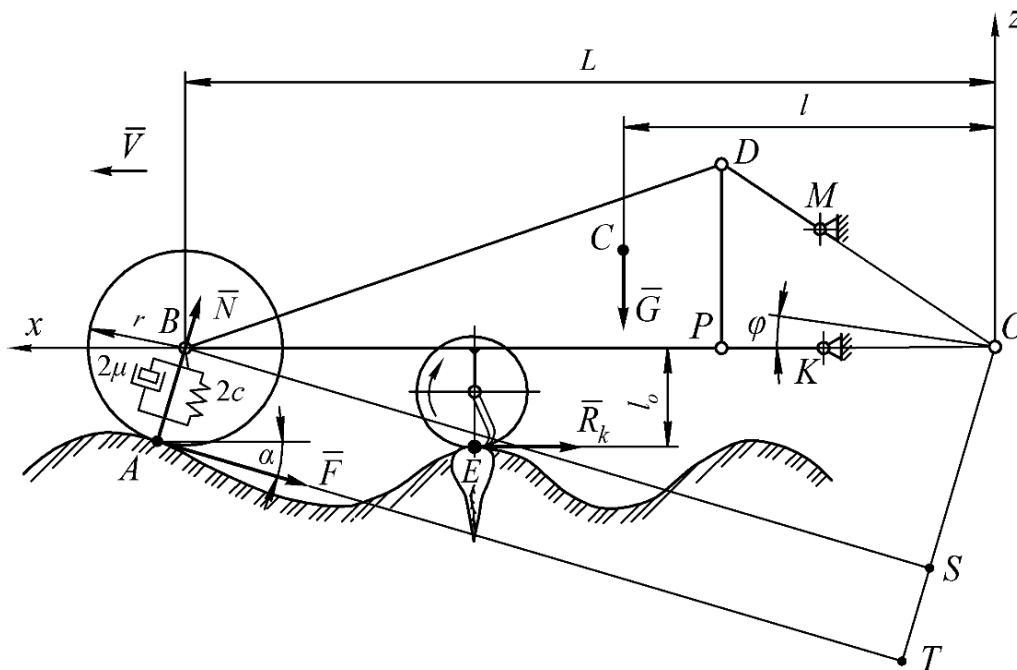


Рис. 2. Еквівалентна схема гичкозбиральної машини, що фронтально націплена на трактор
Fig. 2. Equivalent diagram of a ghee-harvesting machine front-mounted on the tractor

Як видно зі схеми рисунка 2, гичкозбиральна машина приєднується до агрегатувального трактора (на схемі це – умовні точки *K* та *M*) за допомогою двох нижніх *PK* і однієї верхньої *DM* тяг його переднього націпного механізму. Під час робочого руху цього гичкозбирального агрегату вони знаходяться в незаблокованому положенні. Це дозволяє фронтально націпленій машині за допомогою своїх опорних коліс достатньо точно копіювати нерівності профілю поверхні ґрунту в міжряддях посівів цукрових буряків.

При цьому робимо таке припущення, що обидва копіювальні колеса гичкозбиральної машини під час переміщення в міжряддях посівів цукрових буряків рухаються в однакових зовнішніх ґрунтових умовах. Нерівності профілю поверхні агротехнічного фону при цьому можна представити як гармонічну функцію такого виду [10]:

$$h = h_0 \cdot \left(1 - \cos \frac{2\pi \cdot x}{l_1}\right) = h_0 \cdot \left(1 - \cos \frac{2\pi \cdot V \cdot t}{l_1}\right), \quad (1)$$

де h , h_0 , l_1 – поточна ордината, амплітуда і період коливань поверхні ґрунту, відповідно, м;
 $x = V \cdot t$ – поточна абсциса поверхні ґрунту, м;

V – поступальна швидкість руху гичкозбиральної машини, м·с⁻¹.

Фронтально начіплена на трактор гичкозбиральна машина має два опорно-копіювальних колеса, які рухаються у своїх міжряддях, але умови для них абсолютно рівні. Це дає всі підстави вважати обидва копіювальні колеса цієї гичкозбиральної машини представити у вигляді одного копіювального колеса, що має сумарні коефіцієнти жорсткості $2c$ і демпфірування 2μ .

Визначимо і покажемо на еквівалентній схемі всі зовнішні сили, які діють саме в повздовжньо-вертикальній площині. Це насамперед – нормальна \bar{N} та дотична $F = f \cdot N$ реакції поверхні ґрунту, що прикладені в точці A контакту вказаного раніше єдиного копіювального колеса з ґрунтом (f – коефіцієнт опору перекочуванню копіювального колеса по поверхні ґрунту); кут α – це кут, під яким дотична сила F відхилена від горизонталі; \bar{G} – сила ваги гичкозбиральної машини; \bar{R}_k – сумарна реакція опору зрізанню гички роторним різальним апаратом з усієї ширини захвату, приведена до точки E .

Унаслідок руху копіювального колеса по нерівностях повздовжнього профілю поверхні ґрунту гичкозбиральна машина під дією вказаних вище зовнішніх сил здійснює кутові коливальні рухи відносно «центру миттєвого повороту» начіпного механізму трактора, який знаходиться в точці O (рис. 2). Указані кутові коливання гичкозбиральної машини визначаються кутом φ , який і є узагальненою координатою руху розглядуваної нами динамічної системи – фронтально агрегатованої гичкозбиральної машини.

Для складання диференціального рівняння коливальних рухів відносно узагальненої координати φ використаємо вихідні рівняння Лагранжа II-го роду в такому виді [4]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) = Q_\varphi - \frac{\partial P}{\partial \varphi} - \frac{\partial R}{\partial \varphi}, \quad (2)$$

де T – кінетична енергія розглянутої динамічної системи;

Q_φ – узагальнена сила;

P – потенційна енергія системи;

R – дисипативна функція (функція Релея);

φ – узагальнена координата;

$\dot{\varphi}$ – узагальнена швидкість.

Визначимо всі величини, які входять у вихідне рівняння (2). Зокрема кінетична енергія T визначається так:

$$T = \frac{I_{oy} \cdot \dot{\varphi}^2}{2}, \quad (3)$$

де I_{oy} – момент інерції гичкозбиральної машини відносно осі Oy , яка є перпендикулярною до повздовжньо-вертикальної площини проєкцій zOx і проходить крізь точку O , кг·м².

Відповідно до виразу (2), і використовуючи отриманий вираз (3), знаходимо наступні значення частинних похідних від кінетичної енергії T цієї механічної системи за узагальненою координатою φ та узагальненою швидкістю $\dot{\varphi}$ і часом t :

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0, \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = I_{oy} \cdot \ddot{\varphi}. \quad (4)$$

Наступною величиною є потенційна енергія P гичкозбиральної машини, що фронтально націплена на агрегатувальний трактор. Потенційна енергія P визначається вертикальними переміщеннями складових елементів гичкозбиральної машини й обумовлена пружними силами її опорних (копіювальних) коліс. При цьому потенційна енергія є роботою, яка визначається функцією прогинів пневматичних шин опорно-копіювальних коліс гичкозбиральної машини. Під час аналітичного розгляду вказані прогини можна представити різницею між амплітудами z вертикальних коливань точок B , тобто центрів копіювальних коліс гичкозбиральної машини і вертикальних амплітуд h нерівностей повздожнього профілю поверхні поля. А саме: $z - h$.

Враховуючи це, потенційна енергія P коливальних рухів гичкозбиральної машини в повздожньо-вертикальній площині визначається таким виразом:

$$P = \frac{2c \cdot (z - h)^2}{2} = c \cdot (z - h)^2. \quad (5)$$

За наявності кута α (див. рис. 2), значення якого з достатньою для практики точністю можна вважати малим, ордината z визначається так:

$$z = (L + r \cdot \sin \alpha) \cdot \varphi = (L + r \cdot \alpha) \cdot \varphi = L \cdot \varphi + r \cdot \alpha \cdot \varphi. \quad (6)$$

Оскільки вище було підкреслено, що параметри α і φ є малими величинами, то цілком зрозуміло, що їхній добуток матиме ще менше значення, яким можна знехтувати. Відповідно до цього отримуємо:

$$z = L \cdot \varphi, \quad \dot{z} = L \cdot \dot{\varphi}. \quad (7)$$

З урахуванням обох виразів (7) вираз (5) остаточно буде таким:

$$P = c \cdot (L \cdot \varphi - h)^2 = c \cdot (L^2 \cdot \varphi^2 - 2L \cdot \varphi \cdot h + h^2). \quad (8)$$

Частинна похідна отриманої функції (8) за параметром φ має такий вид:

$$\frac{\partial P}{\partial \varphi} = 2c \cdot L^2 \cdot \varphi - 2c \cdot L \cdot h. \quad (9)$$

Дисипативна функція R визначається аналогічно:

$$R = \frac{2\mu \cdot (\dot{z} - \dot{h})^2}{2} = \mu \cdot (\dot{z} - \dot{h})^2. \quad (10)$$

З урахуванням виразу (7), вираз (10) остаточно буде таким:

$$R = \mu \cdot (L^2 \cdot \dot{\varphi}^2 - 2L \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{h} + \dot{h}^2). \quad (11)$$

Частинна похідна цієї функції за параметром $\dot{\varphi}$ є такою:

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{\varphi}} = 2\mu \cdot L^2 \cdot \dot{\varphi} - 2\mu \cdot L \cdot \dot{h}. \quad (12)$$

Наступним етапом дослідження є визначення узагальненої сили Q_φ по узагальненій координаті φ . Для знаходження узагальненої сили визначимо спочатку елементарну роботу δA_φ активних сил на можливому переміщенні $\delta\varphi$. Будемо мати такий вираз:

$$\delta A_\varphi = N \cdot BS \cdot \delta\varphi - F \cdot TO \cdot \delta\varphi - R_k \cdot l_o \cdot \delta\varphi - G \cdot l \cdot \delta\varphi, \quad (13)$$

де BS , TO , l_o та l – плечі дії сил \bar{N} , \bar{F} , \bar{R}_k і \bar{G} відносно точки O (рис. 2).

З рівняння (13) знаходимо, що узагальнена сила Q_φ буде дорівнювати:

$$Q_\varphi = \frac{\delta A_\varphi}{\delta\varphi} = N \cdot BS - F \cdot TO - R_k \cdot l_o - G \cdot l \quad (14)$$

Якщо плечі l_o та l у процесі руху гичкозбиральної машини є незмінними, то плечі BS і TO є функціями змінного кута α (див. рис. 2). Останній своєю чергою органічно зв'язаний із функцією вертикальних коливань ординат повздожнього профілю поля (1). Якщо здійснити диференціювання цієї функції по координаті x , то отримаємо:

$$\frac{dh}{dx} = \frac{2\pi \cdot h_o}{l_1} \cdot \sin\left(\frac{2\pi \cdot V \cdot t}{l_1}\right) = \tan \alpha \quad (15)$$

З виразу (15) знаходимо значення кута α :

$$\alpha = \arctan\left(\frac{2\pi \cdot h_o}{l_1} \cdot \sin\frac{2\pi \cdot V \cdot t}{l_1}\right) \quad (16)$$

Аналіз еквівалентної схеми (рис. 2) показує, що плече $BS = L \cdot \cos \alpha$. З урахуванням мализни кута α , згідно з якою $\cos \alpha \cong 1$, остаточно приймаємо, що $BS = L$.

Плече TO (рис. 2) є сумою двох відрізків: $TO = TS + SO$. Оскільки $TS = r$, а $SO = L \cdot \sin \alpha$, то з урахуванням мализни кута α остаточно отримуємо, що

$$TO = r + L \cdot \alpha \quad (17)$$

З урахуванням вищевикладеного вираз (14) буде мати такий вид:

$$Q_\varphi = N \cdot \left[L - f(r + L \cdot \alpha) \right] - R_k \cdot l_o - G \cdot l \quad (18)$$

За умови статичної рівноваги розглядуваної динамічної системи (гичкозбиральної машини) узагальнена сила $Q_\varphi = 0$. Це дає можливість установити значення реакції N і з достатньою для практики точністю вважати її в подальших розрахунках постійною:

$$N = \frac{R_k \cdot l_o + G \cdot l}{L - f \cdot (r + L \cdot \alpha)} \quad (19)$$

Якщо вираз (1) і його похідну за часом \dot{h} підставити у формули (9) і (12), то отримаємо, що

$$\frac{\partial P}{\partial \varphi} = 2c \cdot L^2 \cdot \varphi - 2c \cdot L \cdot h_0 \cdot \left(1 - \cos \frac{2\pi \cdot V \cdot t}{l_1}\right), \quad (20)$$

а

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{\varphi}} = 2\mu \cdot L^2 \cdot \dot{\varphi} - 2\mu \cdot L \cdot \frac{2\pi \cdot h_0 \cdot V}{l_1} \cdot \sin \frac{2\pi \cdot V \cdot t}{l_1}. \quad (21)$$

Далі, після підстановки виразів (4), (18), (20) і (21) у вихідне рівняння (2) і проведення відповідних перетворень, отримаємо неоднорідне диференціальне рівняння (тобто математичну модель) руху гичкозбиральної машини в повздовжньо-вертикальній площині:

$$\ddot{\varphi} + a_1 \cdot \dot{\varphi} + a_0 \cdot \varphi = b_2 \cdot \sin(\omega \cdot t) - b_1 \cdot \cos(\omega \cdot t) + b_0, \quad (22)$$

$$\text{де } a_1 = \frac{2\mu \cdot L^2}{I_{oy}}, \quad a_0 = \frac{2c \cdot L^2}{I_{oy}}, \quad b_2 = \frac{4\pi \cdot \mu \cdot L \cdot h_0 \cdot V}{I_{oy} \cdot l_1}, \quad b_1 = \frac{2c \cdot L \cdot h_0}{I_{oy}}, \quad b_0 = \frac{2c \cdot L \cdot h_0 + C}{I_{oy}},$$

$$C = N \cdot \left[L - f \cdot (r + L \cdot \alpha) \right] - R_k \cdot l_0 - G \cdot l, \quad \omega = \frac{2\pi \cdot V}{l_1}, \quad \alpha = \arctan \left(\frac{2\pi \cdot h_0}{l_1} \cdot \sin \frac{2\pi \cdot V \cdot t}{l_1} \right).$$

На першому етапі знайдемо загальне рішення $\tilde{\varphi}$ однорідного диференціального рівняння у виді:

$$\ddot{\varphi} + a_1 \cdot \dot{\varphi} + a_0 \cdot \varphi = 0. \quad (23)$$

Його характеристичне рівняння і корені k_1, k_2 є такими:

$$k^2 + a_1 \cdot k + a_0 = 0, \\ k_1 = -\frac{a_1}{2} + \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_0}, \quad k_2 = -\frac{a_1}{2} - \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_0}. \quad (24)$$

Указуючи наперед, підкреслимо, що за результатами розрахунків ці корені є комплексними. У цьому разі рішення рівняння (23) має такий вид:

$$\tilde{\varphi} = \exp\left(-\frac{a_1 \cdot t}{2}\right) \cdot \left[C_1 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) + C_2 \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) \right], \quad (25)$$

де C_1, C_2 – постійні коефіцієнти, які визначаються початковими умовами функціонування розглядуваної динамічної системи;

$\omega_1 = \sqrt{a_0 - \frac{a_1^2}{4}}$ – частота власних коливань гичкозбиральної машини за її руху в повздовжньо-вертикальній площині.

Частинне рішення φ^* рівняння (22) представимо в такому виді:

$$\varphi^* = M_2 \cdot \sin(\omega \cdot t) + M_1 \cdot \cos(\omega \cdot t) + M_0, \quad (26)$$

де M_2, M_1 і M_0 – сталі коефіцієнти. Для їх знаходження застосуємо метод невизначених коефіцієнтів [12]. Спочатку визначимо першу і другу похідні за часом функції (26). Наразі маємо:

$$\dot{\varphi}^* = M_2 \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) - M_1 \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (27)$$

і

$$\ddot{\varphi}^* = -M_2 \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) - M_1 \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t). \quad (28)$$

Підставивши залежності (26)–(28) у рівняння (22) та прирівнявши коефіцієнти при однакових функціях, після відповідних перетворень отримаємо вирази для визначення вищезгаданих коефіцієнтів:

$$\begin{aligned} M_1 &= \frac{(\omega^2 - a_0) \cdot b_1 - a_1 \cdot b_2 \cdot \omega}{(a_0 - \omega^2)^2 + (\omega \cdot a_1)^2}, \\ M_2 &= \frac{b_2 \cdot (a_0 - \omega^2) - b_1 \cdot a_1 \cdot \omega}{(a_0 - \omega^2)^2 + (\omega \cdot a_1)^2}, \\ M_0 &= \frac{b_0}{a_0}. \end{aligned} \quad (29)$$

Вираз для знаходження загального розв'язку рівняння (22) є сумою загального розв'язку (25) однорідного рівняння та частинного розв'язку (26) неоднорідного рівняння. А саме:

$$\begin{aligned} \varphi &= \exp\left(-\frac{a_1 \cdot t}{2}\right) \cdot \left[C_1 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) + C_2 \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) \right] + \\ &+ M_2 \cdot \sin(\omega \cdot t) + M_1 \cdot \cos(\omega \cdot t) + M_0 \end{aligned} \quad (30)$$

де C_1 і C_2 – довільні сталі інтегрування.

Для знаходження довільних сталих C_1 і C_2 задамо початкові умови функціонування цієї динамічної системи. При $t=0$: $\varphi=0$ і $\dot{\varphi}=0$.

Визначивши першу похідну за часом для виразу (30) і врахувавши вказані початкові умови, після відповідних перетворень отримаємо:

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{2 \cdot [a_1 \cdot (M_1 + M_0) - M_2 \cdot \omega]}{\sqrt{4 \cdot a_0 - a_1^2}}, \\ C_2 &= -M_1 - M_0. \end{aligned} \quad (31)$$

Після підстановки коефіцієнтів M_2 , M_1 і M_0 за виразами (29) та сталих інтегрування C_1 і C_2 за виразами (31) у загальний розв'язок (30) отримаємо:

$$\begin{aligned} \varphi &= \exp\left(-\frac{a_1 \cdot t}{2}\right) \cdot \left\{ 2 \cdot \left[a_1 \cdot \left(\frac{(\omega^2 - a_0) \cdot b_1 - a_1 \cdot b_2 \cdot \omega}{(a_0 - \omega^2)^2 + (\omega \cdot a_1)^2} + \frac{b_0}{a_0} \right) - \right. \right. \\ &- \left. \frac{b_2 \cdot (a_0 - \omega^2) - b_1 \cdot a_1 \cdot \omega}{(a_0 - \omega^2)^2 + (\omega \cdot a_1)^2} \cdot \omega \right] \cdot \left[\sqrt{4 \cdot a_0 - a_1^2} \right]^{-1} \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) - \\ &- \left. \left[\frac{(\omega^2 - a_0) \cdot b_1 - a_1 \cdot b_2 \cdot \omega}{(a_0 - \omega^2)^2 + (\omega \cdot a_1)^2} + \frac{b_0}{a_0} \right] \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) \right\} + \\ &+ \frac{b_2 \cdot (a_0 - \omega^2) - b_1 \cdot a_1 \cdot \omega}{(a_0 - \omega^2)^2 + (\omega \cdot a_1)^2} \cdot \sin(\omega \cdot t) + \\ &+ \frac{(\omega^2 - a_0) \cdot b_1 - a_1 \cdot b_2 \cdot \omega}{(a_0 - \omega^2)^2 + (\omega \cdot a_1)^2} \cdot \cos(\omega \cdot t) + \frac{b_0}{a_0}. \end{aligned} \quad (32)$$

Вираз (32) являє собою математичну модель у розгорнутому виді, яка описує незалежні кутові коливання фронтальної гичкозбиральної машини в повздовжньо-вертикальній площині. Для проведення подальшого математичного моделювання цього процесу слід визначитися із числовими даними всіх тих параметрів і величин, які входять у рівняння (32), та скласти програму числових розрахунків.

Матеріали та методи. Теоретичні розрахунки математичної моделі функціонування фронтальної гичкозбиральної машини у виді (32) проводили на комп'ютері із застосуванням програмного середовища PTC Mathcad 15 і сформованих для цього параметрів, тобто вихідних числових даних (табл. 1).

Таблиця 1. Параметри для чисельного моделювання на персональному комп'ютері
Table 1. Parameters for numerical simulation on a personal computer

Параметри	Позначення	Одиниці виміру	Значення
Вага машини разом із гичкою, що заходиться всередині її	G	Н	9300
Момент інерції гичкозбиральної машини щодо осі обертання	I_{oy}	кг·м ²	3000–3500
Відстань від осі підвісу машини до осі копіювальних коліс	L	м	3,8–4,8
Відстань від осі підвісу машини до центру мас	l	м	2,5–3,5
Відстань від зони різання гички (точка E , рис. 2) до рами машини	l_o	м	0,7
Коефіцієнт жорсткості пневматичних шин копіювальних коліс	c	кН·м ⁻¹	115–550
Коефіцієнт демпфірування пневматичних шин копіювальних коліс	μ	Н·с·м ⁻¹	350–1350
Половина висоти нерівності поверхні ґрунту	h_o	м	0,01–0,03
Крок нерівності поверхні ґрунту	l_1	м	0,70
Коефіцієнт опору коченню	f	–	0,12–0,16
Загальна сила зрізання гички	R_k	Н	300
Нормальна реакція в точці контакту копіювального колеса із ґрунтом	N	Н	4200
Радіус копіювального колеса машини	r	м	0,365
Швидкість руху агрегату	V	м·с ⁻¹	1,5–2,5

Вагу G дослідної машини разом із гичкою визначали безпосередньо в польових умовах її зважуванням за допомогою динамометра ДПУ-1-2 10 кН (Україна). Межа зважування цим приладом становить 10 кН, а похибка вимірювань дорівнює $\pm 0,05$ кН.

Конструкційний параметр l_o вимірювали лінійкою, довжиною 1 м, з похибкою $\pm 0,5$ мм.

Значення моменту інерції гичкозбиральної машини I_{oy} і сил N та R_k розраховували із застосуванням основ теоретичної механіки.

Шини коліс використовуваної нами фронтальної гичкозбиральної машини мають розмір 7.50R16. Для них із довідників приймали значення коефіцієнтів жорсткості c і демпфірування μ , а також радіус кочення r .

Параметри профілю поверхні поля (h_o , l_1) та гичкозбиральної машини (V , l і L) задавали і змінювали в процесі здійснення математичного моделювання.

Нами також проведені експериментальні дослідження цього гичкозбирального агрегату, спрямовані на перевірку отриманих теоретичних результатів та їхньої відповідності реальному технологічному процесу, а

також для визначення показників якості роботи гичкозбиральної машини. Експериментальні дослідження були проведені в польових умовах, тобто безпосередньо під час збирання гички цукрових буряків. Гичкозбиральна машина була оснащена відповідними приладами й експериментальним обладнанням для фіксування амплітуди вертикальних коливань і її роторного гичкорізального апарата, приладів, які визначали поступальну швидкість руху машини. Було застосоване обладнання для вимірювання й фіксування необрізаних залишків гички на головках коренеплодів, підготовлені залікові ділянки бурякового поля, на яких у відповідній повторності були проведені досліди.

Ці експериментальні дослідження були проведені при таких значеннях фізико-механічних параметрів ґрунту. Механічний склад орного горизонту ґрунту, на якому були вирощені цукрові буряки – малогумусний, карбонатний крупнопилювато-легкосуглинистий глибокий чорнозем зі вмістом гумусу 3,65%. Експериментальні дослідження були проведені в умовах, які характеризуються нестійким випаданням опадів, яких за вегетаційний період випадає 30,7 мм. Ґрунт під час проведення польових експериментальних досліджень характеризувався такими показниками: вологість – від 18,7% до 21,0%; твердість – від 2,70 МПа до 2,80 МПа.

Дослідження були проведені на буряковій ділянці, що характеризується щільністю розміщення рослин цукрових буряків, яка дорівнює 116,0 тис. шт.·га⁻¹. За такої щільності насаджень цукрових буряків урожай коренеплодів становив близько 58,1 т·га⁻¹, а врожай гички – до 38,0 т·га⁻¹.

Багатократно проведеними вимірами було встановлено, що максимальне відхилення коренеплодів цукрових буряків відносно умовної осі рядка посівів не перевищувало 40 мм. Максимальна висота виступання окремих головок коренеплодів цукрових буряків над рівнем поверхні ґрунту становила не більше 80 мм. Основна маса гички (98%) мала форму розташування у вигляді конуса й напіврозетки, а 2% – форму розетки. Рельєф

поверхні ґрунту на дослідній ділянці – рівний. Максимальний нахил поверхні на невеликих проміжках ділянки не перевищував 2–3°.

Дослідження показників якості роботи фронтально встановленої гичкозбиральної машини були проведені в п'ятикратній повторності для кожного режиму роботи наявного гичкозбирального агрегату.

При цьому коливальні рухи роторного апарата гичкозбиральної машини в повздовжньо-вертикальній площині були визначені відносно умовного середнього значення рівня поверхні ґрунту, для чого попередньо було проведено вимірювання висоти виступання головок коренеплодів цукрових буряків над рівнем поверхні ґрунту на заліковій ділянці а також вимірювання висоти самих нерівностей поверхні ґрунту в межах кожної залікової ділянки в міжряддях посівів цукрових буряків.

Нами здійснена перевірка складеної математичної моделі коливального руху гичкозбиральної машини в повздовжньо-вертикальній площині на адекватність за допомогою критерію Кохрена [12]. Було отримано максимальне значення критерію Кохрена, що дорівнює 0,3115, яке є меншим табличного, що становить 0,3645 за статистичного рівня значущості 0,05, тому дисперсія є однорідною, а розроблена нами нова математична модель коливань фронтально начіпленої гичкозбиральної машини є адекватною реальному технологічному процесу. Було отримано, що різниця між дійсною та розрахунковою величинами відхилення від встановленої висоти зрізу не перевищувала 5%.

Результати і дискусія. Проведені за допомогою персонального комп'ютера числові розрахунки показали, що зміна швидкості поступального руху наявного гичкозбирального агрегату має два наслідки. Причому один із них бажаний, а другий – ні.

Суть першого наслідку в тому, що за збільшення параметра V з 1,5 до 2,0 м·с⁻¹ амплітуда коливань кута φ повороту фронтальної машини в повздовжньо-вертикальній площині небажано зростає (рис. 3).

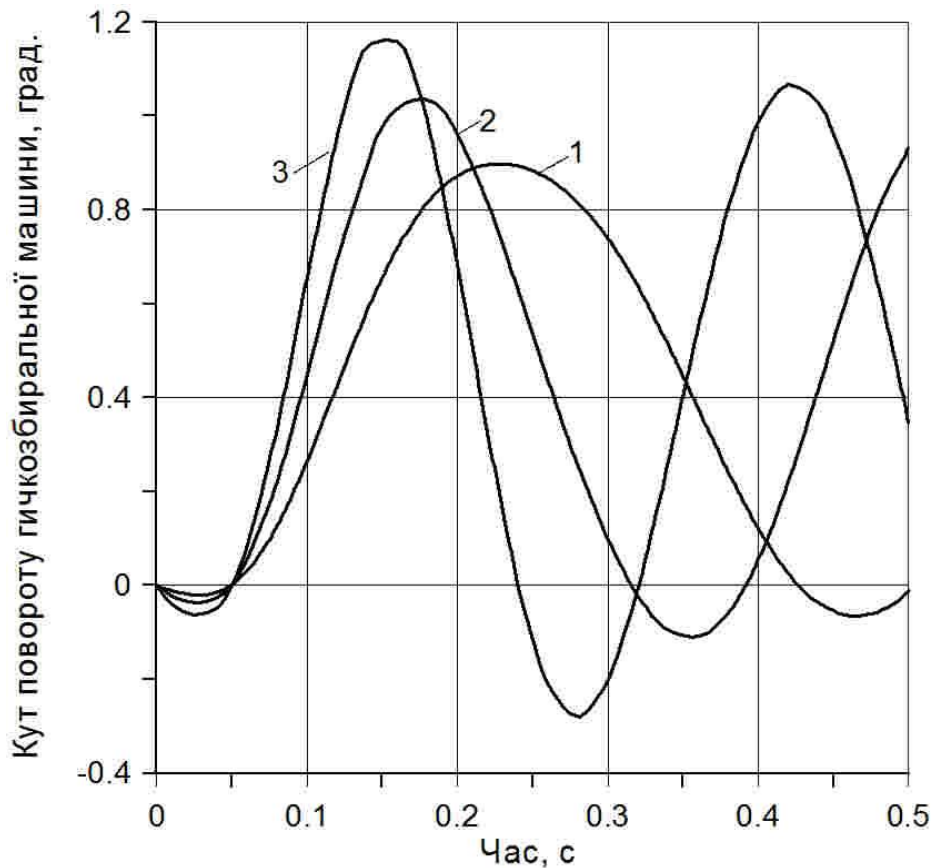


Рис. 3. Динаміка коливань кута φ повороту гичкозбиральної машини за різної швидкості V її робочого руху:
1 – $1,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$; 2 – $2,0 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$; 3 – $2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$

Fig. 3. The dynamics of the swing angle φ of the picker-harvesting machine at different speeds of its functional movement V :
1 – $1.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$; 2 – $2.0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$; 3 – $2.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Якщо судити за першими максимумами цього процесу, то це зростання становить $0,3^\circ$: з $0,88^\circ$ при $V = 1,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ (крива 1) до $1,18^\circ$, коли швидкість руху гичкозбирального агрегату дорівнює $2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ (крива 3).

Другий наслідок пов'язаний із динамікою зміни такого оцінювального параметра, як час виходу розглядуваної динамічної системи на перший максимум коливань кута φ . У цьому разі цей час із певним припущенням можна приймати за тривалість розгону і виходу наявної системи на стабільний режим функціонування. Аналіз даних рисунка 3 показує, що за руху гичкозбирального агрегату зі швидкістю $1,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ тривалість режиму розгону становить $0,22 \text{ с}$ (крива 1). За переміщення агрегату зі швидкістю $2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ значення оцінювального показника бажано зменшується до позначки $0,14 \text{ с}$, тобто на 36% .

Як впливає з рисунка 3, позитивна амплітуда коливань кута повороту гичкозбиральної машини в повздовжньо-вертикальній площині не перевищує $1,2^\circ$, а від'ємна є меншою за $0,3^\circ$. У підсумку розмах коливань розглядуваного процесу є незначним – не більшим за $1,4^\circ$.

Звідси випливає висновок, що в розглядуваному діапазоні швидкостей руху гичкозбиральної машини $1,5\text{--}2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ перевагу слід надавати більшим значенням цього параметра. Це дозволить забезпечувати прийнятну продуктивність її роботи за незначного збільшення амплітуди кутових коливань і невеликого (в абсолютному вимірі), але бажаного зменшення тривалості розгону і виходу динамічної системи на стабільний режим технологічного функціонування.

При цьому наявність від'ємної амплітуди коливань кута φ (див. рис. 3) обумовлена проявом пружних властивостей копіювальних коліс машини, які кількісно виражаються значенням коефіцієнта жорсткості їхніх шин. Чим воно менше, тим більш відчутною може бути реакція машини (через опорно-копіювальні колеса) на зовнішнє збурення у вигляді коливань поперечного профілю поля, представлених у цьому разі залежністю (1).

Подальший аналіз результатів математичного моделювання повністю це підтверджує. Установлення коефіцієнта жорсткості C шин коліс гичкозбиральної машини на рівні $550 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$ обумовлює її кутові коливання з меншою від'ємною і більшою позитивною амплітудами (крива 2, рис. 4).

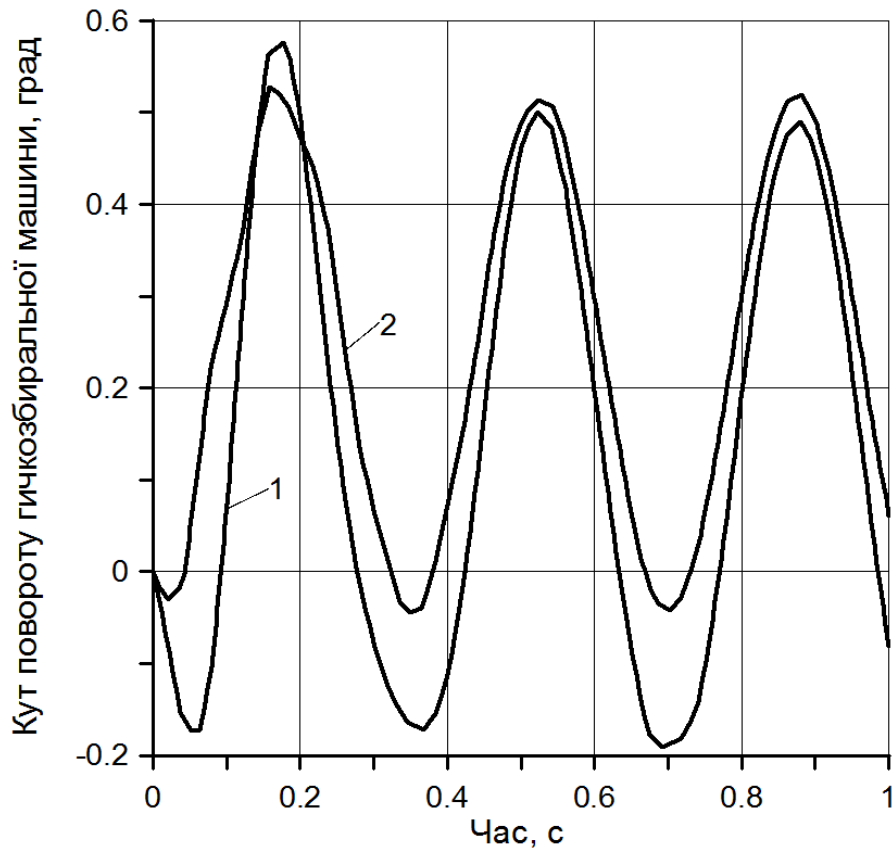


Рис. 4. Динаміка коливань кута φ повороту гичкозбиральної машини за різних значень коефіцієнта жорсткості C шин її копіювальних коліс:

1 – $115 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$; 2 – $550 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$

Fig. 4. The dynamics of the swing angle φ of the pick-up machine for different values of the stiffness coefficient of the tires C of its copying wheels:

1 – $115 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$; 2 – $550 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$

Натомість за значення коефіцієнта жорсткості C шин машини на рівні $115 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$ позитивна складова амплітуди її кутових коливань у принципі має тенденцію до зменшення (крива 1). Від'ємна складова амплітуди при цьому зростає більш відчутно: стосовно до ситуації з коефіцієнтом жорсткості C шин $550 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$ – у 7–8 разів.

З коефіцієнтом демпфірування μ шин коліс гичкозбиральної машини маємо таке положення. Зокрема, збільшення значення цього параметра з 350 до $1350 \text{ кН}\cdot\text{с}\cdot\text{м}^{-1}$ мало впливає на зміну від'ємної складової амплітуди коливань кута φ , яка для обох значень коефіцієнта μ фактично не перевищує $0,2^\circ$ (рис. 5).

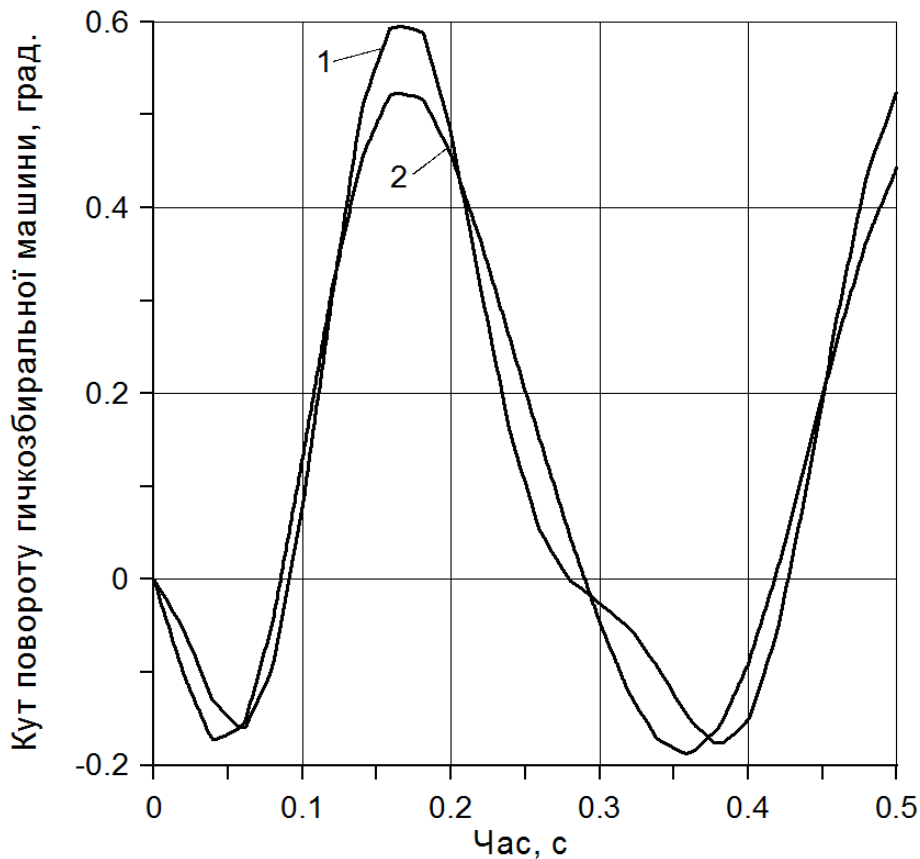


Рис. 5. Динаміка коливань кута φ повороту гичкозбиральної машини за різних значень коефіцієнта демпфірування μ шин її копіювальних коліс:

1 – 350 $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$; 2 – 1350 $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$

Fig. 5. The dynamics of the swing angle φ of the harvester for different values of the damping coefficient μ of the tires of its copier wheels:

1 – 350 $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$; 2 – 1350 $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$

Що стосується позитивної складової амплітуди цього процесу, то вона на 15–17% менша у разі більшого номіналу параметра μ (крива 2, рис. 5). Тобто, чим жорсткіші шини копіювальних коліс машини, тим на менший кут (у додатному його вимірі) вона відхиляється від статичного положення. Водночас унаслідок відносної малости цього відхилення можна констатувати інваріантність гичкозбиральної машини щодо зміни значень коефіцієнта демпфірування шин її опорно-копіювальних коліс.

Оскільки гичкозбиральна машина як динамічна система фактично є фізичним маятником, який здійснює кутові коливання відносно точки O (рис. 2), то вони залежать від амплітуди вертикальних переміщень осі копіювальних коліс машини (точка B , рис. 2). Своєю чергою амплітуда коливань точки B визначається відстанню L між нею і центром миттєвого повороту всієї динамічної системи – точкою O .

Водночас зміна конструкційного параметра L обумовлює одночасну зміну параметра l , визначає повздовжню координату центру мас гичкозбиральної машини (точка C , рис. 2). З огляду на це в розрахунках урахували взаємно погоджену зміну параметрів L і l .

Отже, є всі підстави стверджувати, що збільшення відстані L (а разом із цим і відстані l) призводить до бажаного і логічного зменшення амплітуди кутових коливань гичкозбиральної машини (рис. 6). Причому ці зміни переважно стосуються позитивних значень амплітуди. Перші її максимуми свідчать, що збільшення значень параметрів L і l на 1 м спричиняє зменшення значення кута φ з $0,72$ до $0,44^\circ$, тобто майже на 39%.

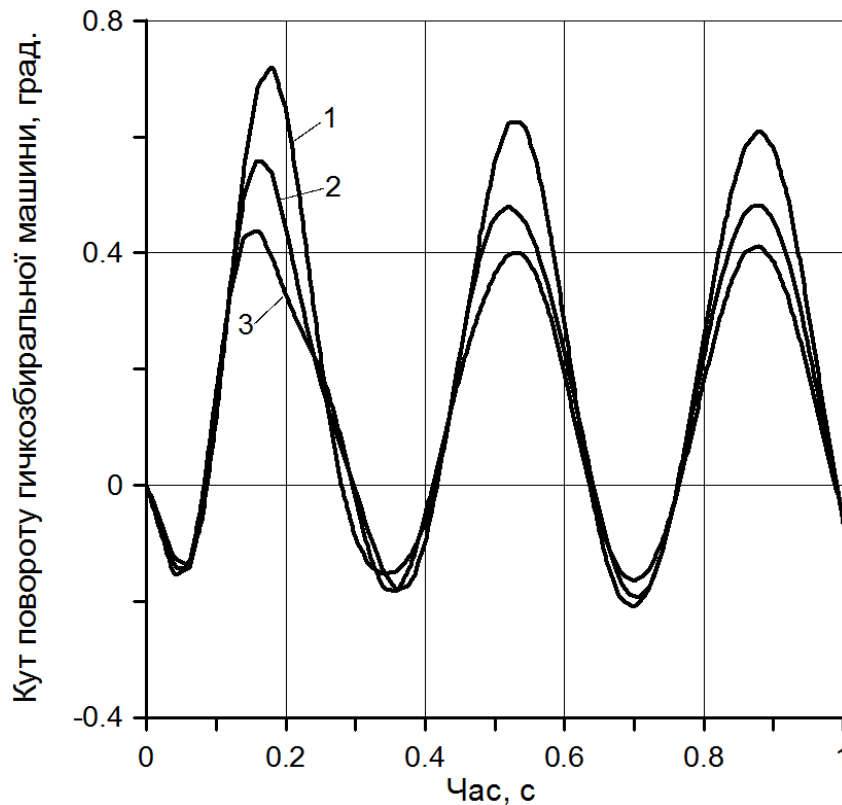


Рис. 6. Динаміка коливань кута φ повороту гичкозбиральної машини за різних значень параметрів L (l):
1 – 3,8 (2,8) м; 2 – 4,3 (3,3) м; 3 – 4,8 (3,8) м

Fig. 6. The dynamics of the swing angle φ of the picker-harvesting machine for different values of the parameters L (l):
1 – 3.8 (2.8) m; 2 – 4.3 (3.3) m; 3 – 4.8 (3.8) m

Такий результат однозначно вказує на потребу конструювання гичкозбиральної машини з якомога більшим значенням параметра L . На практиці цього можна досягти внаслідок такого приєднання цієї машини до трактора, за якого $\angle MDP$ (див. рис. 2) нахилу центральної тяги MD його фронтального начіпного механізму буде якомога більшим щодо вертикалі. При цьому слід мати на увазі, що значення параметра DP у будь-якому разі має бути більшим за значення параметра MK – найкоротшої відстані між точками кріплення до трактора центральної та нижніх тяг його фронтального начіпного механізму. За умови $DP = MK$ останній стає паралелограмним, через що піднімання фронтальної машини в транспортне положення здійснюється без її повороту в повздовжньо-вертикальній площині. А це з точки зору агрегування є результатом небажаним. Варіант $DP < MK$ неприйнятний взагалі, оскільки в цьому разі піднімання фронтальної машини в транспортне положення стає неможливим [11].

До низки чинників, які впливають на динаміку кута φ повороту гичкозбиральної машини, входить період коливань нерівностей повздовжнього профілю поля l_1 . У цьому дослідженні розглянуто два значення цього параметра: 0,70 і 1,75 м. Перше з них асоціюється із шириною міжрядь кукурудзи, яка на зрошенні є непоганим попередником для цукрових буряків, а тому часто використовується сільгоспвиробниками. Друге значення параметра l_1 пов'язане із шириною захвату типового для України орного машинно-тракторного агрегату у складі трактора тягового класу 3 і плуга ПЛН-5-35. Саме такий агрегат досить часто використовується сільгоспвиробниками для основного обробітку ґрунту після збирання кукурудзи як попередника цукрових буряків.

Є підстави стверджувати, що збільшення значення періоду збурювальних коливань з 0,70 до 1,75 м хоча і незначно, але зменшує амплітуду кутових коливань фронтальної гичкозбиральної машини (рис. 7).

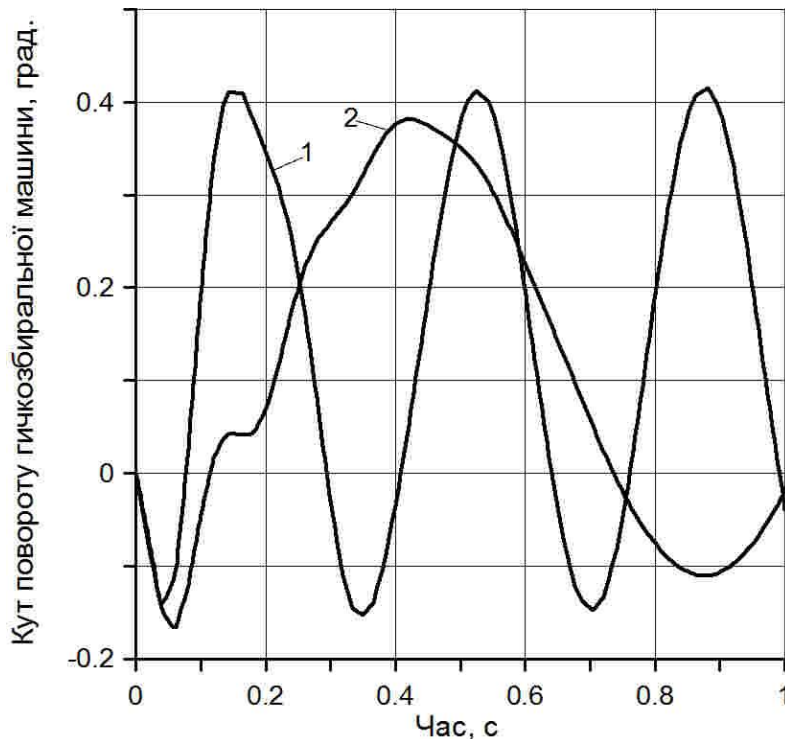


Рис. 7. Динаміка коливань кута φ повороту гичкозбиральної машини за різних значень параметра l_1 :
1 – 0,70 м; 2 – 1,75 м

Fig. 7. The dynamics of the swing angle φ of the picker machine for different values of the parameter l_1 :
1 – 0.70 m; 2 – 1.75 m

Звідси випливає, що таке бажане зменшення буде тим більшим, чим більшим буде значення параметра l_1 . На практиці цього можна досягти після ретельного вирівнювання повздожнього профілю поля в процесі його підготовки до сівби цукрових буряків. Числові розрахунки на персональному комп'ютері показали, що значення решти конструкційних і кінематичних параметрів на динаміку кутових коливань фронтально встановленої на трактор гичкозбиральної машини є незначними.

Результати експериментальних досліджень. За результатами достатньої кількості замірів профілю поверхні ґрунту в міжряддях посівів цукрових буряків, в яких переміщувались копіювальні колеса гичкозбиральної машини (рис. 8), встановлено, що амплітуда коливань нерівностей агрофону становила в середньому 4 см, а їхній крок знаходився у межах 0,5–0,7 м.



Рис. 8. Гичкозбиральна машина під час проведення польових експериментальних досліджень
Fig. 8. Picking machine during field experimental research

Як впливає з графіків, представлених на рисунку 9, за амплітуди коливань нижніх кінців ножів роторного різального апарата до 5 см характер процесу втрат гички близький до лінійного.

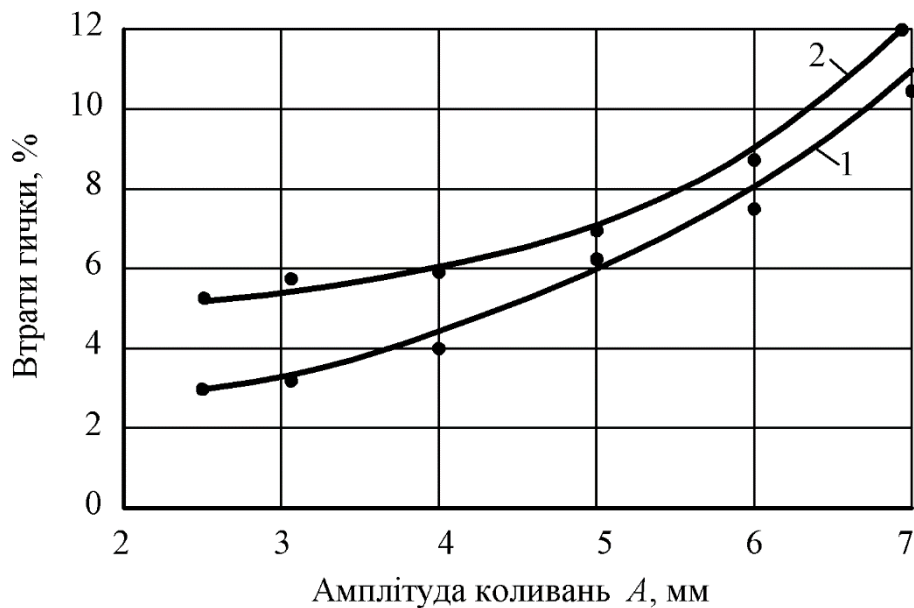


Рис. 9. Залежність втрат гички цукрових буряків від амплітуди вертикальних коливань ножів роторного різального апарата:

1 – середні значення; 2 – максимальні значення

Fig. 9. Dependence of sugar beet pulp losses on the amplitude of vertical oscillations of the knives of the rotary cutter:

1 – average values; 2 – maximum values

Втрати гички при цьому зростають, але інтенсивність цього процесу досить незначна. Водночас за збільшення значень амплітуди коливань ножів роторного різального апарата машини до 7 см інтенсивність втрат гички істотно зростає, а їхні максимальні значення сягають позначки 12%.

Висновки

1. У діапазоні швидкостей робочого руху гичкозбиральної машини $1,5-2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ перевагу слід надавати більшим значенням цього параметра. Це дозволить забезпечувати прийнятну продуктивність її роботи за незначного збільшення амплітуди кутових коливань і невеликого (в абсолютному вимірі), але бажаного зменшення тривалості розгону і виходу динамічної системи на стабільний режим технологічного функціонування.

2. Зменшення значення коефіцієнта c жорсткості шин копіювальних коліс гичкозбиральної машини обумовлює її кутові коливання з дещо більшою позитивною і значно меншою від'ємною амплітудами.

3. Чим жорсткіші пневматичні шини копіювальних коліс гичкозбиральної машини, тим на менший кут (у додатному його вимірі) вона відхиляється від свого статичного положення. Водночас через відносну мализну цього відхилення можна констатувати інваріантність гичкозбиральної машини щодо зміни значень коефіцієнта μ демпфірування пневматичних шин її копіювальних коліс.

4. Для зменшення амплітуди кутових коливань гичкозбиральної машини в повздожньо-вертикальній площині її копіювальні колеса мають бути по можливості максимально віддалені від миттєвого центру повороту фронтального начіпного механізму трактора. Центральну тягу цього механізму при цьому слід установлювати з якомога більшим кутом нахилу до вертикалі.

5. Установлено, що чим більший період коливань повздожнього профілю нерівностей поверхні ґрунту в міжряддях коренеплідів цукрових буряків, тим стабільнішим буде рух у повздожньо-вертикальній площині фронтально встановленої на агрегатувальний трактор гичкозбиральної машини.

6. За амплітуди коливань нижніх кінців ножів роторного гичкорізального апарата до 5 см втрати гички є незначними. Однак, за збільшення амплітуди зазначених коливань, наприклад 7 см, ці втрати вже будуть дорівнювати 12%.

Бібліографія

1. Bulgakov, V., Adamchuk, V., Nozdrovicky, L., & Ihnatiev, Ye. (2017). Theory of vibrations of sugar beet leaf harvester front-mounted on universal traktor. *Acta Technologica Agriculture*, 20, 4, 96–103. Nitra, Slovaca Universitas Agriculturae Nitriae. DOI:10.1515/ata-2017-0019

2. Volodymyr Bulgakov, Simone Pascuzzi, Alexandros Sotirios Anifantis, Francesco Santoro. (2019). Oscillations analysis of front-mounted beet topper machine for biomass harvesting. *Energies*, 12, 2774, 1–15. Basel, Switzerland. <https://doi.org/10.3390/en12142774>

3. V. Bulgakov, O. Trokhaniak, I. Holovach, Z. Ruzhylo, Ye. Ihnatiev & O. Dubrovina. (2022). Study of the oscillation processes of a front-mounted haulm harvester when it moves on the inequalities of the ground surface. *Mechanization in agriculture & conserving of the resources*, LXVIII, issue 3, 86–90. Retrieved from <https://stumejournals.com/journals/am/2022/3/86.full.pdf>

4. Василенко П. М. Введение в земледельческую механику. Киев : Сельхозобразование, 1996. 252 с.

5. Булгаков В. М. Бурякозбиральні машини : монографія. Київ : Аграрна наука, 2011. 351 с.

6. Ігнат'єв Є. І. Теоретичне моделювання коливального руху фронтально навішеної на інтегральний орно-просапний трактор ХТЗ-16131 гичкозбиральної машини. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин* : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Кропивницький : КНТУ, 2016. Вип. 46. С. 44–54.

7. Ihnatiev, Ye. (2017). Theoretical research and development of new design of beet tops harvesting machinery. *Agricultural machinery*: proceedings of the V International scientific Congress (21–24 June 2017, Varna), 19 (205), 1, 19–21. Varna. Retrieved from: <https://stumejournals.com/journals/am/2017/4/137.full.pdf>

8. Bulgakov, V., Adamchuk, V., Ivanovs, S., & Ihnatiev, Y. (2017). Theoretical investigation of aggregation of top removal machine frontally mounted on wheeled tractor. *Engineering for rural development: proceedings of the 16th International scientific conference (24th-26th May 2017, Jelgava)*, vol. 16, 273–280. <https://doi.org/10.22616/erdev2017.16.n053>

9. Bulgakov, V. M., Adamchuk, V. V., Nozdrovicky, L., Boris, M., & Ihnatiev, Ye. I. (2016). Properties of the sugar beet tops during the harvest. *Proceeding of 6th International Conference on Trends in Agricultural Engineering 2016 (7th–9th September 2016, Prague, Czech Republic)*, 102–108. Retrieved from: <http://2016.tae-conference.cz/proceeding/TAE2016-016-V-M-Bulgakov.pdf>

10. Булгаков В. М. Совершенствование технологического процесса и машин для уборки корнеплодов свеклы : автореф. ... д-ра техн. наук. Москва : ВИСХОМ, 1993. 61 с.

11. Морозов Б. И., Грингауз Н. М. Расчет движения колесной машины по неровной дороге. *Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства*. 1969. № 7. С. 11–14.

12. Надикто В. Т. Особливості агрегування фронтальних знарядь. *Техніка і технології АПК*. 2011. № 8. С. 8–11.

13. Доспехов Б. А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований). Москва : Агропромиздат, 1985. 351 с.

14. Свеклоуборочные машины: (конструирование и расчет) / Л. В. Погорельский, М. В. Татьянко, В. В. Брей и др.; под общ. ред. Л. В. Погорелого. Киев : Техника, 1983. 168 с.

Bibliografia

1. Bulgakov, V., Adamchuk, V., Nozdrovicky, L., & Ihnatiev, Ye. (2017). Theory of vibrations of sugar beet leaf harvester front-mounted on universal traktor. *Acta Technologica Agriculture*, 20, 4, 96–103. Nitra, Slovaca Universitas Agriculturae Nitriae. DOI:10.1515/ata-2017-0019

2. Volodymyr Bulgakov, Simone Pascuzzi, Alexandros Sotirios Anifantis, Francesco Santoro. (2019). Oscillations analysis of front-mounted beet topper machine for biomass harvesting. *Energies*, 12, 2774, 1–15. Basel, Switzerland. <https://doi.org/10.3390/en12142774>

3. V. Bulgakov, O. Trokhaniak, I. Holovach, Z. Ruzhylo, Ye. Ihnatiev, O. Dubrovina. (2022).

Study of the oscillation processes of a front-mounted haulm harvester when it moves on the inequalities of the ground surface. *Mechanization in agriculture & conserving of the resources*, LXVIII, issue 3, 86–90. Retrieved from <https://stumejournals.com/journals/am/2022/3/86.full.pdf>

4. Vasilenko P. M. (1996). *Vvedenie v zemledel'cheskuyu mekhaniku*. Kiev : Sel'hozobrazovanie. 252 s.

5. Bulhakov V. M. (2011). *Buriakozbyralni mashyny : monografiia*. Kyiv : Ahrama nauka. 351 s.

6. Ihnatiev Ye. I. (2016). *Teoretychne modeliuвання kolyvalnoho rukhu frontalno navishenoї na intehralnyi orno-prosapnyi traktor KhTZ-16131 hychkozbyralnoi mashyny. Konstruiuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn : zahalnoderzh. mizhvid. nauk.-tekhn. zb., 46, 44–54. Kropyvnytskyi : KNTU.*

7. Ihnatiev, Ye. (2017). Theoretical research and development of new design of beet tops harvesting machinery. *Agricultural machinery: V International scientific Congress (21–24 June 2017, Varna)*, 19 (205), 1, 19–21. Varna. Retrieved from: <https://stumejournals.com/journals/am/2017/4/137.full.pdf>

8. Bulgakov, V., Adamchuk, V., Ivanovs, S., & Ihnatiev, Y. (2017). Theoretical investigation of aggregation of top removal machine frontally mounted on wheeled tractor. *Engineering for rural development: proceedings of the 16th International scientific conference (24th-26th May 2017, Jelgava)*, vol. 16, 273–280. <https://doi.org/10.22616/erdev2017.16.n053>

9. Bulgakov, V. M., Adamchuk, V. V., Nozdrovicky, L., Boris, M., & Ihnatiev, Ye. I. (2016). Properties of the sugar beet tops during the harvest. *Proceeding of 6th International Conference on Trends in Agricultural Engineering 2016 (7th–9th September 2016, Prague, Czech Republic)*, 102–108. Retrieved from: <http://2016.tae-conference.cz/proceeding/TAE2016-016-V-M-Bulgakov.pdf>

10. Bulgakov V. M. (1993). *Sovershenstvovanie tekhnologicheskogo processa i mashin dlya uborki korneplodov svekly : avtoref. ... d-ra tekhn. nauk*. Moskva : VISKHOM. 61 s.

11. Morozov B. I., Gringauz N. M. (1969). *Raschet dvizheniya kolesnoj mashyny po nerovnoj doroge. Mekhanizaciya i elektrifikaciya socialisticheskogo sel'skogo hozyajstva*, 7, 11–14.

12. Nadykto V. T. (2011). *Osoblyvosti ahrehatuvannya frontalnykh znariad. Tekhnika i tekhnologii APK*, 8, 8–11.

13. Dospekhov B. A. *Metodika polevogo opyta (s osnovami statisticheskoy obrabotki rezul'tatov issledovaniy)*. Moskva : Agropromizdat, 1985. 351 s.

14. *Sveklouborochnye mashyny: (konstruirovaniye i raschet) / L. V. Pogorelyj, M. V. Tat'yanko, V. V. Brej i dr.; pod obshch. red. L. V. Pogorelogo*. Kiev : Tekhnika, 1983. 168 s.

References

1. Bulgakov, V., Adamchuk, V., Nozdrovicky, L., & Ihnatiev, Ye. (2017). Theory of vibrations of sugar beet leaf harvester front-mounted on universal tractor. *Acta Technologica Agriculture*, 20, 4, 96–103. Nitra, Slovaca Universitas Agriculturae Nitriae. DOI:10.1515/ata-2017-0019

2. Volodymyr Bulgakov, Simone Pascuzzi, Alexandros Sotirios Anifantis, Francesco Santoro. (2019). Oscillations analysis of front-mounted beet topper machine for biomass harvesting. *Energies*, 12, 2774, 1–15. Basel, Switzerland. <https://doi.org/10.3390/en12142774>

3. V. Bulgakov, O. Trokhaniak, I. Holovach, Z. Ruzhylo, Ye. Ihnatiev, O. Dubrovina. (2022). Study of the oscillation processes of a front-mounted haulm harvester when it moves on the inequalities of the ground surface. *Mechanization in agriculture & conserving of the resources*, LXVIII, issue 3, 86–90. Retrieved from <https://stumejournals.com/journals/am/2022/3/86.full.pdf>

4. Vasilenko, P. M. (1996). *Introduction to agricultural mechanics*. Kyiv : Agricultural Education.

5. Bulgakov, V. M. (2011). *Beet harvesting machines : monograph*. Kyiv : Agrarian Science.

6. Ignatiev, E. I. (2016). Theoretical modeling of the oscillatory motion of the machine for the beet's greens harvesting, frontally hung on the integrated arable and rowing tractor HTZ-16131. *Designing, production, and operation of agricultural machines*, 46, 44–54. Kropyvnytskyi : KNTU.

7. Ihnatiev, Ye. (2017). Theoretical research and development of new design of beet tops harvesting machinery. *Agricultural machinery: V International scientific Congress (21–24 June 2017, Varna)*, 19 (205), 1, 19–21. Retrieved from: <https://stumejournals.com/journals/am/2017/4/137.full.pdf>

8. Bulgakov, V., Adamchuk, V., Ivanovs, S., & Ihnatiev, Y. (2017). Theoretical

investigation of aggregation of top removal machine frontally mounted on wheeled tractor. *Engineering for rural development: proceedings of the 16th International scientific conference (24th-26th May 2017, Jelgava)*, vol. 16, 273–280. <https://doi.org/10.22616/erdev2017.16.n053>

9. Bulgakov, V. M., Adamchuk, V. V., Nozdrovicky, L., Boris, M., & Ihnatiev, Ye. I. (2016). Properties of the sugar beet tops during the harvest. *Proceeding of 6th International Conference on Trends in Agricultural Engineering 2016 (7th–9th September 2016, Prague, Czech Republic)*, 102–108. Retrieved from: <http://2016.tae-conference.cz/proceeding/TAE2016-016-V-M-Bulgakov.pdf>

10. Bulgakov, V. M. (1993). Improving the technological process and machines for harvesting root crops. (Author's ref. of Doctor's

thesis). Moscow : All-Union Scientific Research Institute of Agricultural Engineering.

11. Morozov, B. I., & Greengaus, N. M. (1969). Calculation of the movement of the wheel machine along the uneven road. *Mechanization and electrification of socialist agriculture*, 7, 11–14.

12. Nadykto, V. T. (2011). Peculiarities of aggregating frontal implements. *Techniques and technologies of the agro-industrial complex*, 8, 8–11.

13. Dospheov, B. A. (1985). Methodology of field experience (with the basics of statistical processing of research results). Moscow : Agropromizdat.

14. Pogorelyy, L. V., Tatyanko, M. V., Brey, V. V. etc. (1983). Machines for harvesting beets: (design and calculation). L. V. Pogorelyy (Ed). Kyiv : Technique.