

Таврійський державний агротехнологічний університет
Міністерства освіти і науки України

Таврійський державний агротехнологічний університет
Міністерства освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Ігнат'єв Євген Ігоревич

УДК 631.35 + 633.63

ДИСЕРТАЦІЯ

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КОМБІНОВАНОГО
АГРЕГАТУ ДЛЯ ЗБИРАННЯ ГИЧКИ
НА ОСНОВІ ОРНО-ПРОСАПНОГО ТРАКТОРА

05.05.11 – машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва

13 – механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ Є.І. Ігнат'єв

Науковий керівник: Булгаков Володимир Михайлович, доктор технічних наук,
професор, академік НААН України, Заслужений винахідник України

Мелітополь – 2018

АНОТАЦІЯ

Ігнат'єв Є.І. Обґрунтування параметрів комбінованого агрегату для збирання гички на основі орно-просапного трактора. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» (133 – Галузеве машинобудування). – Таврійський державний агротехнологічний університет Міністерства освіти і науки України, Мелітополь, 2018.

У дисертаційній роботі викладено результати теоретичних та експериментальних досліджень роботи комбінованого гичкозбирального машинно-тракторного агрегату.

Однією з ключових проблем технологічного процесу збирання цукрового буряку є видалення і збирання гички з головок коренеплодів на корені. Проведеними дослідженнями встановлено, що при сучасних технологіях збирання гички та обрізання головок коренеплодів цукрових буряків іноді втрачається близько 14...17% цукроносної маси. Тому проблема збирання гички та очистки головок коренеплодів цукрових буряків від залишків гички без втрат цукроносної маси є актуальною, економічно обґрунтованою науково-технічною проблемою. Для вирішення якої потрібно розробити та дослідити такий комбінований машино-тракторний агрегат, який би дозволяв здійснювати збирання основного масиву гички та очистки головок коренеплодів на корені, а конструктивно-технологічне виконання повинно забезпечувати підвищення якості та техніко-економічних показників роботи. Практичне розв'язання цієї задачі і обумовлює актуальність дисертаційної роботи.

Дослідження, що склали основу дисертаційної роботи, виконувались у Таврійському державному агротехнологічному університеті за державною програмою «Розробка технічних засобів для реалізації нових технологій вирощування сільськогосподарських культур в умовах півдня України» (№ державної реєстрації 0116U002718), а також наукової програми НААН 33

«Екологічно безпечні енергоощадні технологічні процеси і технічні засоби для виробництва продукції рослинництва і тваринництва» (№ ДР 0111U004183).

Метою дослідження є підвищення техніко-економічних показників роботи комбінованого гичкозбирального машино-тракторного агрегату шляхом обґрунтування схеми, конструктивно-технологічних параметрів та режимів його роботи.

Об'єкт досліджень – процес функціонування комбінованого машинно-тракторного агрегату для суцільного зрізу гички та очистки головок коренеплодів цукрового буряка від залишків гички на корені.

Предмет досліджень – закономірності впливу схеми, конструктивно-технологічних і кінематичних параметрів на коливання у повздовжньо-вертикальній площині, якісні та експлуатаційно-технологічні показники роботи комбінованого машинно-тракторного агрегату для збирання гички.

При виконанні теоретичних досліджень застосовані методи математичного моделювання, що ґрунтуються на складанні диференціальних рівнянь руху машин і машинних агрегатів, теорії тракторів, складання програм та числових розрахунків на ПК. Експериментальні дослідження проведені з використанням сучасних методів польових випробувань з застосуванням вимірювальних пристроїв та реєстраційної апаратури. Обробка результатів експериментів проводилась на основі регресійного аналізу з використанням прикладних комп'ютерних програм.

Складено *нові* диференціальні рівняння руху фронтально начепленої гичкозбиральної машини та отримано залежності, які описують її коливання у повздовжньо-вертикальній площині на пневматичних копіювальних колесах при русі по нерівностях поверхні ґрунту. Встановлені залежності амплітуди коливань ножа роторного гичкозрізального апарату від конструктивних та кінематичних параметрів гичкозбиральної машини та параметрів нерівностей ґрунту.

Складена *нова* система диференціальних рівнянь руху задньоначепленого очисника головок коренеплодів та отримано закономірності, які дали

можливість визначити його раціональні конструктивні параметри. Відповідно до отриманих параметрів коливального руху робочого органу очисника головок коренеплодів розроблено *нові* його конструкції, що захищено патентами України.

Розроблено *нове* рівняння балансу потужності комбінованого гичкозбирального агрегату, який складається з фронтально начепленої гичкозбиральної машини, що здійснює суцільний безкопірний зріз гички та задньоначепленого очисника головок коренеплодів.

Дістали подальший розвиток аналітичні залежності повноти збирання гички при безкопірному обрізуванні головок коренеплодів.

Обґрунтовано схему комбінованого гичкозбирального машинно-тракторного агрегату та його конструкційно-технологічні параметри.

Розроблена математична модель коливань у повздовжньо-вертикальній площині комбінованого гичкозбирального агрегату, яка дозволяє обґрунтувати його конструкційні і кінематичні параметри з позиції його стійкого руху у вертикальній площині.

Отримані емпіричні закономірності впливу швидкості руху комбінованого гичкозбирального агрегату, висоти встановлення робочих органів над поверхнею ґрунту та частоти їх обертання на якість виконання технологічного процесу видалення гички та очистки головок коренеплодів.

На основі узагальнення отриманих результатів досліджень розроблено новий комбінований гичкозбиральний машинно-тракторний агрегат, ефективність використання якого перевірена та підтверджена в умовах виробничої експлуатації.

У дисертаційній роботі наведено нове вирішення наукового завдання, суть якого полягає у підвищенні техніко-економічних показників роботи комбінованого гичкозбирального агрегату для одночасного збирання основного масиву гички та очистки головок коренеплодів на корені шляхом обґрунтування його схеми, конструктивно-технологічних параметрів та режиму роботи.

Використання науково обґрунтованого комбінованого гичкозбирального агрегату для зрізання гички одночасно з очисткою головок коренеплодів забезпечує підвищення рівномірності руху в повздовжньо-вертикальній площині та відповідно якісне виконання технологічного процесу і економію експлуатаційних витрат.

Розроблена математична модель фронтально начепленої на орно-просапний трактор гичкозбиральної машини дозволяє обґрунтувати її конструктивні і кінематичні параметри з позиції її стійкого руху у вертикальній площині.

Розроблена розрахункова математична модель руху очисника з вертикальним приводним валом, на основі використання вихідних рівнянь динаміки у формі Лагранжа II-го роду дозволяє встановити зв'язок між конструктивними та кінематичними параметрами очисника та характеристиками його коливань.

Числове моделювання коливальних характеристик фронтального начепеного гичкозбирального агрегату на основі орно-просапного колісного трактора тягового класу 3 показало, що при прийнятих конструктивно кінематичних параметрах дана коливальна система здатна гасити збурювальний вплив з боку поверхні поля. За швидкості руху агрегату $V = 3,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ амплітуда A власних коливань центра мас копіювальних коліс гичкозбиральної машини зменшується в 1,2...1,5 рази порівняно з висотою нерівностей поверхні поля $h_0 = \pm 0,04 \text{ м}$.

Числове моделювання параметрів очисника головок коренеплодів цукрового буряка на корені показало, що найбільш раціональними кінематичними й конструктивними параметрами, які забезпечують високі показники якості очистки головок від залишків гички при мінімальних коливаннях робочого органа в повздовжньо-вертикальній площині: радіус r копіювальних коліс 0,2 м, коефіцієнт жорсткості c пневматичних шин коліс копіювальної системи до $2500 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$ більше впливає на період коливань, а l_2 відстань від точки приєднання очисника до центра його мас до 0,75 м,

коефіцієнт демпфірування μ в діапазоні $73...85 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}^{-1}$ більше впливає на період коливань, а не на амплітуду.

Моделювання продуктивності комбінованих агрегатів на основі колісних тракторів класу 0,9 та 1,4 показало, що вони здатні забезпечувати достатню й стійку продуктивність лише при агрегуванні трьох або чотирирядних машин, а використання шестирядного агрегату можливе лише для трактору класу 1,4 при малій врожайності та достатньо низьких значеннях питомого опору до $2100...3200 \text{ Н}\cdot\text{м}^{-1}$.

Встановлено, що орно-просапний колісний трактор класу 3 забезпечує продуктивність до $3,2 \text{ га}\cdot\text{год}^{-1}$ при використанні 6-ти рядних комбінованих гичкозбиральних агрегатів у всьому діапазоні змін питомого тягового опору $2100...3500 \text{ Н}\cdot\text{м}^{-1}$, а завдяки запасу потужності залишається можливість застосування додаткових приводних пристроїв, наприклад коренезбиральних машин.

Аналіз математичної моделі показав, що найбільший вплив на масу залишків гички на поверхні головок коренеплодів при застосуванні роторної гичкозбиральної машини має висота зрізу, а найменший – частота обертання ротора гичкорізального апарату. Встановлено, що раціональними значеннями параметрів процесу, при яких досягатиметься якісне видалення гички роторним гичкорізальним апаратом, є висота зрізу – $0,02 \text{ м}$, швидкість руху машини – $1,5...2,0 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$, частота обертання ротора – $1000 \text{ об}\cdot\text{хв}^{-1}$.

Загальний економічний ефект від використання комбінованого гичкозбирального агрегату на площі впровадження 60 га складає $3452,49 \text{ грн}\cdot\text{га}^{-1}$ при економії приведених експлуатаційних витрата $221,77 \text{ грн}\cdot\text{га}^{-1}$.

Ключові слова: комбінований машинно-тракторний агрегат, гичка, роторний ріжучий апарат, очистка головок коренеплодів, коливання, параметри, диференціальні рівняння, рішення на ПК, стійкість руху.

Список публікацій здобувача за темою дисертації

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Ігнат'єв Є. І. Науково-технічне обґрунтування способів збирання гички цукрового буряку в сучасних умовах / Є. І. Ігнат'єв // Механізація та електрифікація сільського господарства: загальнодержавний збірник. ННЦ "ІМЕСГ". – Глеваха, 2016. – Вип. 3 (102). – С. 82-90.

2. Ігнат'єв Є. І. Розробка нової конструктивно-технологічної схеми збирання гички цукрового буряку з використанням орно-просапного трактора / Є. І. Ігнат'єв // Вісник аграрної науки. – 2016. – №8. – С. 67-71.

3. Ігнат'єв Є. І. Теоретичне моделювання коливального руху задньонавішеного на інтегральний орно-просапний трактор доочищувача головок коренеплодів / Є. І. Ігнат'єв // Механізація та електрифікація сільського господарства: загальнодержавний збірник. ННЦ "ІМЕСГ". – Глеваха, 2016. – Вип.4 (103). – С. 47-56.

4. Булгаков В. М. Теорія вертикальних коливань фронтально навішеної гичкозбиральної машини / В. М. Булгаков, В. В. Адамчук, Є. І. Ігнат'єв // Вісник аграрної науки. – 2017. – №2. – С. 36-42. (Здобувачем складено рівняння руху гичкозбиральної машини).

5. Булгаков В. М. Теоретичне дослідження параметрів комбінованого гичкозбирального агрегату / В. М. Булгаков, В. В. Адамчук, Є. І. Ігнат'єв // Вісник аграрної науки. – 2017. – №3. – С. 47-53. (Здобувачем розроблено конструктивно-технологічну схему нового комбінованого агрегату).

6. Ігнат'єв Є. І. Математична модель експлуатаційних параметрів агрегату з фронтально навішеною гичкозбиральною машиною / Є. І. Ігнат'єв // Вісник Сумського національного аграрного університету. Науковий журнал. Випуск 10/1 (29). – 2016. – С. 58-64.

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

8. Булгаков В. М. Теоретичне дослідження очищення головок коренеплодів буряків гнучкою очисною лопаттю, встановленою на привідному горизонтальному валу / В. М. Булгаков, Є. І. Ігнат'єв // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь, 2016. – Вип. 6., Т. 3. – С. 3-24. *(Здобувачем визначено узагальнені сили, що діють на гнучку очисну лопать).*

9. Bulgakov V. Theoretical investigation of aggregation of top removal machine frontally mounted on wheeled tractor / V. Bulgakov, V. Adamchuk, S. Ivanovs, Y. Ihnatiev // Engineering for rural development. – Jelgava, 2017. – Vol. 16. – p.p. 273–280. *(Здобувачем складено диференціальні рівняння повздожньо-вертикальних коливань гнучкозбирального машинно-тракторного агрегату).*

10. Bulgakov V. Theoretical simulation of parameters of cleaning sugar beet heads from remnants of leaves by flexible blade / V. Bulgakov, I. Golovach, S. Ivanovs, Y. Ihnatiev / Engineering for rural development. – Jelgava, 2017. – Vol. 16. – p.p. 288–295. *(Здобувачем визначено кінетичну енергію очисної лопаті та визначено її раціональні параметри).*

11. Bulgakov V. Theory of vibrations of sugar beet leaf harvester front-mounted on universal tractor / V. Bulgakov, V. Adamchuk, L. Nozdrovicky, Ye. Ihnatiev // Acta Technologica Agriculturae. – 2017. – Issue 4. – pp. 96–103. *(Здобувачем розроблено технологічну схему та математичну модель коливань гнучкозбиральної машини в повздожньо-вертикальній площині).*

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

12. Bulgakov V. M. Properties of the sugar beet tops during the harvest / V. M. Bulgakov, V. V. Adamchuk, L. Nozdrovicky, M. M. Boris, Ye. I. Ihnatiev // 6th International Conference on Trends in Agricultural Engineering 2016. – 7-9 September 2016. – Prague, Czech Republic. p.p. 102-108. *(Здобувачем проведено аналіз стану головок коренеплодів після очистки та визначення ефективного способу для його проведення).*

13. Bulgakov V. Theoretical determination of cutting force of the sugar beet tops from root crop head / V. Bulgakov, M. Boris, Ye., Ihnatiev H. Beloev // International scientific conference “Conserving soils and water”. – Burgas. 31.08-

3.09. 2016. р.р. 68-70. *(Здобувачем проведено математичне моделювання та визначення раціонального значення сили зчісування гички).*

14. Ihnatiev Ye. Theoretical research and development of new design of beet tops harvesting machinery / Ye. Ihnatiev // V International scientific Congress “Agricultural machinery”. – Varna. – Issue 19 (205). Vol. 1, 21-24 June 2017. – pp. 19 – 21.

15. Ігнат'єв Є. І. Аналіз сучасних способів збирання гички цукрового буряку / Є. І. Ігнат'єв / Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи сталого розвитку АПК». – Мелітополь: ТДАТУ, 14-25 квітня 2016. – С. 95 – 96.

16. Ігнат'єв Є. І. Конструктивно-технологічна схема комбінованого агрегату для збирання гички та очистки головок коренеплодів цукрового буряку / Є. І. Ігнат'єв / Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Підготовка ґрунту в системі ресурсозберігаючих технологій». – Кіровоград: КНТУ, 2016. – С. 21 – 22.

17. Ігнат'єв Є. І. Дослідження агрегування гичкозбиральної машини з колісним інтегральним просапним трактором тягового класу 3 / Є. І. Ігнат'єв // Збірник тез доповідей XVII Міжнародної конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн». – К., 2017. – С. 37 – 38.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

18. Патент України №115407, МПК А01D 23/02. Очисник головок коренеплодів / В. М. Булгаков, В. В. Адамчук, В. М. Кюрчев, В. Т. Надикто, Є. І. Ігнат'єв. – а201609329; заявл. 07.09.2016; опубл. 25.10.2017. – Бюл. № 20. *(Здобувачем розроблений механізм, що забезпечує сталий рух очисної лопати).*

19. Патент України №115839, МПК А01D 23/02. Очисник головок коренеплодів / В. М. Булгаков, В. В. Адамчук, В. М. Кюрчев, В. Т. Надикто, Є. І. Ігнат'єв. – а20160924; заявл. 07.09.2016; опубл. 26.12.2017. – Бюл. № 24. *(Здобувачем розроблена конструктивна схема очисника).*

20. Патент України №115942, МПК А01D 23/02. Очисник головок коренеплодів / В. М. Булгаков, В. В. Адамчук, В. М. Кюрчев, В. Т. Надикто, Є. І. Ігнат'єв. – а201609325; заявл. 07.09.2016; опубл. 10.01.2018. – Бюл. № 1. (Здобувачем вдосконалено привод та механізм зміни кута нахилу очисної лопаті).

ABSTRACT

Ihnatiev Ye.I. Parameters substantiation of combined unit for beet tops harvesting on base of arable and row-crop tractor. – Qualifying scientific paper on the Manuscript rights.

Thesis for Candidate degree of Technical Sciences (PhD) on specialty 05.05.11 – «Machines and means of mechanization of agricultural production» (133 – Industrial engineering). – Tavria State Agrotechnological University Ministry of Education and Science of Ukraine, Melitopol, 2018.

In the dissertation thesis results of theoretical and experimental researches of work of the combined machine and tractor unit for beet tops harvesting are stated.

One of the main issues in the technological process of harvesting sugar beets is the removal and harvesting beet tops from root crop heads at the root. The conducted researches have established that at modern technologies of beet tops harvesting and cutting of sugar beet root crops sometimes about 14 ... 17% of sugar bearing plant material is lost. Therefore, the problem of harvesting and cleaning the sugar beet root crops from tops remains without loss of sugar bearing mass is an actual, economically grounded scientific and technical problem. To solve this problem it is necessary to develop and investigate such a combined machine-tractor unit, which would allow to harvesting the main massive of beet tops and to clean root crop heads at the root, and the structural and technological implementation should ensure the improvement of quality and technical and economic performance. Practical solution of this problem determines the relevance of the dissertation work.

The research, which formed the basis of the dissertation, was carried out at the Tavria State Agrotechnological University according to the state program «Development of technical means for the implementation of new technologies for

growing crops in the south of Ukraine» (№ of state registration 0116U002718), and scientific program NAASU 33 «Ecologically safe energy-saving technological processes and technical means for the production of crop and livestock products» (№ DR0111U004183).

The purpose of the study is to increase the technical and economic performance of the combined tops harvesting machine-tractor unit by substantiating the scheme, design and technological parameters and modes of its operation.

The object of research is the process of functioning of the combined machine-tractor unit for the continuous cutting of beet tops and cleaning of sugar beet root crop heads from tops remnants at the root.

Subject of research – regularities of scheme influence of structural-technological and kinematic parameters on oscillation in longitudinal vertical plane, qualitative and operational-technological indices of work of combined machine-tractor unit for beet tops harvesting.

When doing theoretical research methods used mathematical modeling, based on the preparation of the differential equations of motion of machines and machine units, tractors theory, programming and numerical calculations on the PC. Experimental research conducted using modern methods of field tests with the use of measuring devices and recording equipment. The processing of experiments results was carried out on the basis of regression analysis using computer programs.

New differential equations of motion of a front-mounted tops harvesting machine have been made and dependences have been obtained that describe its oscillations in the longitudinal-vertical plane on pneumatic support wheels while moving along roughness of soil surface. The dependences of the oscillation amplitude of rotary cutter cutting knife on the structural and kinematic parameters of the cutting machine and the soil irregularities parameters were determined.

A new system of differential equations of motion of rear mounted topper of root crops head was made and regularities were obtained that made it possible to determine its rational design parameters. In accordance with the obtained parameters of the oscillatory motion of the working body of root crops topper, new designs have been developed that are protected by Ukrainian patents.

A new equation of the balance of power of a combined beet tops harvesting unit, consisting of a front-mounted defoliating machine, which carries a continuous, uncompressed cut of tops and a rear-mounted topper of root crops, is developed.

Further development of analytical dependence of completeness of beet tops harvesting was obtained at non-sensed cutting of root crops heads.

The scheme of combined machine and tractor unit for beet tops harvesting and its design and technological parameters are substantiated.

The developed mathematical model of oscillations in the longitudinally vertical plane of combined beet tops harvesting unit, which allows us to justify its structural and kinematic parameters from the position of its steady motion in the vertical plane.

The obtained empirical regularities of the influence of the speed of movement of the combined unit for beet tops harvesting, the height of the installation of working organs above soil surface and the frequency of their rotation on quality of technological process for beet tops removal and root crops post-cleaning.

On the basis of generalization of the obtained research results, a new combined machine and tractor unit for beet tops harvesting has been developed, the efficiency of its use has been verified and confirmed in conditions of production operation.

In the dissertation the new solution of the scientific problem, the essence of which is to improve the technical and economic performance of the combined tops harvesting unit for simultaneously collecting main massive of tops and cleaning of root crops heads by substantiating its scheme, structural and technological parameters and operating conditions, is presented.

The use of scientifically based combined tops harvesting unit to cut beet tops at the same time as the cleaning of root crop heads provides an increase in uniformity of motion in the longitudinal vertical plane and, consequently, the qualitative execution of process and maintenance of operating costs.

The developed mathematical model of a frontal mounted on arable and row crop tractor beet tops harvesting machine allows us to substantiate its structural and kinematic parameters from the position of its steady motion in a vertical plane.

The designed motion mathematical model of cleaner with vertical drive shaft, based on the use of initial equations of dynamics in form of Lagrange II-st genome,

allows us to establish a relation between constructive and kinematic parameters cleaner and characteristics of its oscillations.

Numerical simulation of oscillation characteristics of front mounted defoliating unit on the basis of arable and row crop wheeled tractor of drawbar category 3.0 showed that when the structural kinematic parameters are adopted, this oscillating system is capable of extinguishing disturbing effects from soil surface. At the speed of unit $V = 3,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ amplitude A of eigenvalues of the center of mass of support wheels of tops harvesting machine decreases in 1.2 ... 1.5 times in comparison with the height of irregularities of field surface $h_o = \pm 0,04 \text{ m}$.

Numerical modeling of parameters of sugar beet root crop head cleaners on a root showed that most rational kinematic and structural parameters that provide high quality indicators of heads cleaning from tops remains with minimal oscillations of working organ in the longitudinal vertical plane: radius r of copying wheels is not less than 0.2 m, the rigidity coefficient c of pneumatic tire wheels of support system up to $2500 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$, more influences on oscillations period, and distance l_2 from the point of cleaner mount to the center of it mass 0.75 m, damping factor μ in the range of 73 ... 85 $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ affects more oscillation period, rather than on amplitude.

Modeling of performance of combined units based on 0.9 and 1.4 drawbar category wheeled tractors showed that they are capable of providing sufficient and stable performance only when aggregating three or four-row machines, and the use of a six-row unit is possible only for a class 1.4 tractor with low yields and sufficiently low values of specific resistance to 2100...3200 $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$.

It has been established that wheel drive tractor of drawbar category 3 provides productivity up to $3.2 \text{ ha} \cdot \text{h}^{-1}$ with 6 row combined tops harvesting units in the entire range of changes in the specific traction resistance of 2100 ... 3500 $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$, and due to the power reserve it is possible to use additional drive devices, for example, root harvesting machines.

The analysis of the mathematical model showed that greatest influence on mass of tops remains on the surface of root crops heads with use of rotary cutting machine has a cut height, and the least – the frequency of rotation of tops cutting apparatus rotor. It has been established that rational parameters of process, at which the

qualitative tops removing by rotary tops-cutting apparatus is achieved, at cutting height – 0.02 m, machine movement speed – 1.5 ... 2.0 m·s⁻¹, rotor speed – 1000 rpm.

The overall economic effect of using a combined tops harvesting unit on the area of 60 hectares is 3452.49 UAH·ha⁻¹ at operating costs 221.77 UAH·ha⁻¹.

Key words: combined machine-tractor unit, beet tops, rotary cutting device, cleaning of root crops heads, oscillation, parameters, differential equations, PC solution.

List of publications of the applicant

Scientific works in which the main scientific results of the thesis have been published:

1. Ihnatiev Ye. Scientific and technical substantiation of methods of harvesting sugar beet tops in modern conditions / Ye. I. Ihnatiev // Mechanization and electrification of agriculture: a national collection. NSC "IMESG". – Glevakha, 2016. – Issue. 3 (102). – pp. 82-90.
2. Ihnatiev Ye. Development of a new design and technological scheme for harvesting sugar beet tops using an arable and row-crop tractor / Ye. I. Ihnatiev // Bulletin of Agrarian Science. – 2016. – №8. – pp. 67-71.
3. Ihnatiev Ye. Theoretical modeling of vibrational motion of rear mounted on the integral arable and row-crop tractor the root crops head cleaner / Ye. I. Ihnatiev // Mechanization and electrification of agriculture: a national collection. NSC "IMESG". – Glevakha, 2016. – Issue.4 (103). – pp. 47-56.
4. Bulgakov V. The theory of vertical vibrations of a front-mounted beet tops harvesting machine / V. M. Bulgakov, V. V. Adanchuk, Ye. I. Ihnatiev // Bulletin of Agrarian Science. – 2017. – №2. – pp. 36-42.
5. Bulgakov V. Theoretical study of parameters of the combined beet tops harvesting aggregate / V. M. Bulgakov, V. V. Adanchuk, Ye. I. Ihnatiev // Bulletin of Agrarian Science. – 2017. – №3. – pp. 47-53.
6. Ihnatiev Ye. Mathematical model of operational parameters of the unit with front-mounted beet tops harvesting machine / Ye. I. Ihnatiev // Bulletin of the Sumy National Agrarian University. Scientific Journal. Issue 10/1 (29). – 2016. – pp. 58-64.

7. Ihnatiev Ye. Theoretical modeling of the oscillatory motion of a frontally mounted on integral arable and row-crop tractor KhTZ-16131 beet tops harvesting machine / Ye. I. Ihnatiev // Design, manufacture and operation of agricultural machines: national inter-departmental sci.-techn. collection. – Kropivnitsky: KNTU, 2016. – Issue 46. – pp. 44-54.

8. Bulgakov V. Theoretical study of cleaning beet root heads by flexible cleaning blade mounted on horizontal drive shaft / V. M. Bulgakov, Ye. I. Ihnatiev // Scientific herald TSAU. – Melitopol, 2016. – Issue 6., Vol. 3. – P. 3-24.

9. Bulgakov V. Theoretical investigation of aggregation of top removal machine frontally mounted on wheeled tractor / V. Bulgakov, V. Adamchuk, S. Ivanovs, Y. Ihnatiev // Engineering for rural development. – Jelgava, 2017. – Vol. 16. – p.p. 273–280.

10. Bulgakov V. Theoretical simulation of parameters of cleaning sugar beet heads from remnants of leaves by flexible blade / V. Bulgakov, I. Golovach, S. Ivanovs, Y. Ihnatiev / Engineering for rural development. – Jelgava, 2017. – Vol. 16. – p.p. 288–295.

11. Bulgakov V. Theory of vibrations of sugar beet leaf harvester front-mounted on universal tractor / V. Bulgakov, V. Adamchuk, L. Nozdrovicky, Ye. Ihnatiev // Acta Technologica Agriculturae. – 2017. – Issue 4. – pp. 96–103.

Scientific works, which confirm the approbation of the materials of the thesis:

12. Bulgakov V. M. Properties of the sugar beet tops during the harvest / V. M. Bulgakov, V. V. Adamchuk, L. Nozdrovicky, M. M. Boris, Ye. I. Ihnatiev // 6th International Conference on Trends in Agricultural Engineering 2016. – 7-9 September 2016. – Prague, Czech Republic. p.p. 102-108.

13. Bulgakov V. Theoretical determination of cutting force of the sugar beet tops from root crop head / V. Bulgakov, M. Boris, Ye., Ihnatiev H. Beloev // International scientific conference “Conserving soils and water”. – Burgas. 31.08-3.09. 2016. pp. 68-70.

14. Ihnatiev Ye. Theoretical research and development of new design of beet tops harvesting machinery / Ye. Ihnatiev // V International scientific Congress

“Agricultural machinery”. – Varna. – Issue 19 (205). Vol. 1, 21-24 June 2017. – pp. 19 – 21.

15. Ihnatiev Ye. I. An analysis of modern methods of harvesting sugar beet tops / Ye. I. Ihnatiev / Materials of the international scientific-practical conference "Problems and perspectives of sustainable development of agro-industrial complex". – Melitopol: TSAU, 14-25 April 2016. – pp. 95 – 96.

16. Ihnatiev Ye. I. Structural and technological scheme of combined unit for harvesting beet tops and cleaning sugar beet root crops heads / Ye. I. Ihnatiev / Materials of the All-Ukrainian Scientific and Practical Conference "Soil Preparation in the System of Resource Saving Technologies". – Kropivnitsky: KNTU, 2016. – pp. 21 – 22.

17. Ihnatiev Ye. I. Investigation of aggregation of beet tops harvesting machine with the wheeled integral row-crop tractor of traction class 3 / Ye. I. Ihnatiev // Collection of abstracts of XVIII International Conference of Scientific and Pedagogical Workers, Researchers and Postgraduates "Problems and Prospects for Development of Technical and Bioenergy Natural Resources Management Systems: Construction and Design". – Kiev, 2017. – pp. 37 – 38.

Scientific works, which additionally represent the scientific results of the thesis:

18. Patent of Ukraine №115407, IPC A01D 23/02. Root crop head cleaner / V. M. Bulgakov, V. V. Adamchuk, V. M. Kyrchev, V. T. Nadykto, Ye. I. Ihnatiev. – a201609329; Stated 07.09.2016; Published 25.10.2017. – Vol. № 20.

19. Patent of Ukraine №115839, IPC A01D 23/02. Root crop head cleaner / V. M. Bulgakov, V. V. Adamchuk, V. M. Kyrchev, V. T. Nadykto, Ye. I. Ihnatiev. – a20160924; Stated 07.09.2016; Published 26.12.2017. – Vol. № 24.

20. Patent of Ukraine №115942, IPC A01D 23/02. Root crop head cleaner / V. M. Bulgakov, V. V. Adamchuk, V. M. Kyrchev, V. T. Nadykto, Ye. I. Ihnatiev. – a201609325; Stated 07.09.2016; Published 10.01.2018. – Vol. № 1.

ВСТУП	20
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	25
1.1. Сучасні технології збирання цукрових буряків	25
1.2. Сучасні технології збирання гички цукрового буряка та класифікація робочих органів для їх здійснення.....	27
1.3. Особливості конструкцій гичкозбиральних машин сучасного технічного рівня.....	32
1.4. Аналіз наукових досліджень з агрегування фронтально- та задньо начеплених сільськогосподарських машин.....	44
1.5. Розробка конструктивно-технологічної схеми агрегування комбінованого агрегату для збирання гички цукрового буряку на основі орно-просапного трактора.....	55
1.6. Мета і задачі дослідження	56
1.7. Висновки по розділу	57
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ФРОНТАЛЬНО НАЧЕПЛЕНОЇ НА ОРНО-ПРОСАПНИЙ ТРАКТОР ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ	59
2.1. Побудова розрахункової математичної моделі фронтально начепленої на орно-просапний трактор гичкозбиральної машини	59
2.2. Числовий розв'язок системи диференціальних рівнянь коливань гичкозбиральної машини при русі по нерівностям поверхні ґрунту.....	72
2.3. Визначення раціональних параметрів фронтально начепленої гичкозбиральної машини	77
2.4. Висновки по розділу	79
РОЗДІЛ 3 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ЗАДНЬОНАЧЕПЛЕНОГО НА ОРНО-ПРОСАПНИЙ ТРАКТОР ОЧИСНИКА ГОЛОВОК КОРЕНЕПЛОДІВ ВІД ЗАЛИШКІВ ГИЧКИ ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНОСТЯХ ПОВЕРХНІ ҐРУНТУ	81

3.1. Побудова розрахункової математичної моделі очисника головок коренеплодів від залишків гички при русі по нерівностям поверхні ґрунту	81
3.2. Числове моделювання параметрів очисника головок коренеплодів	92
3.3. Визначення раціональних параметрів очисника головок коренеплодів від залишків гички на корені, який задньоначеплений на орно-просапний трактор	96
3.4. Висновки по розділу	99
РОЗДІЛ 4 ОБҐРУНТУВАННЯ СКЛАДУ КОМБІНОВАНИХ ГИЧКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТИВ	100
4.1. Розробка математичної моделі визначення продуктивності комбінованих гичкозбиральних агрегатів	100
4.2. Числове моделювання складу комбінованих гичкозбиральних машинно-тракторних агрегатів	106
4.3. Аналіз результатів та вибір складу комбінованих гичкозбиральних машинно-тракторних агрегатів	109
4.4. Висновки по розділу	111
РОЗДІЛ 5 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	113
5.1. Програма проведення лабораторно-польових експериментальних досліджень	113
5.2. Конструкція лабораторно-польової експериментальної установки	115
5.3. Методика визначення умов проведення досліджень	118
5.4. Загальна методика лабораторно-польових експериментальних досліджень	120
5.5. Методика польових досліджень гичкозбиральної машини	124
5.6. Перелік вимірювальних приладів	126
5.7. Висновки по розділу	126

РОЗДІЛ 6 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	127
6.1. Перевірка математичної моделі комбінованого гичкозбирального машинно-тракторного агрегату на адекватність.....	127
6.2. Вивчення впливу параметрів гичкозбиральної машини на якість видалення гички.....	129
6.3. Оцінка якості роботи гичкозбиральної машини у виробничих умовах.....	144
6.3. Висновки до розділу	146
РОЗДІЛ 7 ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ І ЙОГО ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ.....	147
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	152
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	155
ДОДАТКИ	170

Актуальність теми. Однією з ключових проблем технологічного процесу збирання цукрового буряку є видалення і збирання гички з головок коренеплодів на корені. Проведеними дослідженнями встановлено, що при сучасних технологіях збирання гички та обрізання головок коренеплодів цукрових буряків іноді втрачається близько 14...17% цукроносною маси. Тому проблема збирання гички та очистки головок коренеплодів цукрових буряків від залишків гички без втрат цукроносною маси є актуальною, економічно обґрунтованою науково-технічною проблемою. Для вирішення якої потрібно розробити та дослідити такий комбінований машино-тракторний агрегат, який би дозволяв здійснювати збирання основного масиву гички та очистки головок коренеплодів на корені, а конструктивно-технологічне виконання повинно забезпечувати підвищення якості та техніко-економічних показників роботи. Практичне розв'язання цієї задачі і обумовлює актуальність дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження, що склали основу дисертаційної роботи, виконувались у Таврійському державному агротехнологічному університеті за державною програмою «Розробка технічних засобів для реалізації нових технологій вирощування сільськогосподарських культур в умовах півдня України» (№ державної реєстрації 0116U002718), а також наукової програми НААН 33 «Екологічно безпечні енергоощадні технологічні процеси і технічні засоби для виробництва продукції рослинництва і тваринництва» (№ ДР 0111U004183).

Метою дослідження є підвищення техніко-економічних показників роботи комбінованого гичкозбирального машино-тракторного агрегату шляхом обґрунтування схеми, конструктивно-технологічних параметрів та режимів його роботи.

Для досягнення поставленої мети визначені наступні **завдання**:

– провести аналіз функціонування комбінованих машинно-тракторних агрегатів і способів збирання гички цукрового буряку та на їх основі розробити

схему агрегату для збирання основного масиву гички та очистки головок коренеплодів від залишків гички на корені;

– розробити математичну модель фронтально начепленої на орно-просапний трактор гичкозбиральної машини та задньоначепленого очисника головок коренеплодів від залишків гички при русі по нерівностям поверхні ґрунту для визначення їх раціональних параметрів;

– розробити математичну модель ефективного комплектування комбінованих гичкозбиральних агрегатів з метою досягнення максимальної продуктивності й мінімальних енергетичних витрат;

– провести числове моделювання на ПК отриманих систем диференціальних рівнянь руху комбінованого гичкозбирального машинно-тракторного агрегату для вибору раціональних конструктивно-кінематичних параметрів;

– визначити експлуатаційно-технологічні параметри гичкозбирального машинно-тракторного агрегату та порівняти його техніко-економічні показники з одно операційними агрегатами.

Об'єкт досліджень – процес функціонування комбінованого машинно-тракторного агрегату для суцільного зрізу гички та очистки головок коренеплодів цукрового буряка від залишків гички на корені.

Предмет досліджень – закономірності впливу схеми, конструктивно-технологічних і кінематичних параметрів на коливання у повздовжньо-вертикальній площині, якісні та експлуатаційно-технологічні показники роботи комбінованого машинно-тракторного агрегату для збирання гички.

Методи досліджень. При виконанні теоретичних досліджень застосовані методи математичного моделювання, що ґрунтуються на складанні диференціальних рівнянь руху машин і машинних агрегатів, теорії тракторів, складання програм та числових розрахунків на ПК. Експериментальні дослідження проведенні з використанням сучасних методів польових випробувань з застосуванням вимірювальних пристроїв та реєстраційної апаратури. Обробка результатів експериментів проводилась на основі регресійного аналізу з використанням прикладних комп'ютерних програм.

Наукова новизна одержаних результатів.

Складено *нові* диференціальні рівняння руху фронтально начепленої гичкозбиральної машини та отримано залежності, які описують її коливання у повздовжньо-вертикальній площині на пневматичних копіювальних колесах при русі по нерівностях поверхні ґрунту. Встановлені залежності амплітуди коливань ножа роторного гичкозрізального апарату від конструктивних та кінематичних параметрів гичкозбиральної машини та параметрів нерівностей.

Складена *нова* система диференціальних рівнянь руху задньоначепленого очисника головок коренеплодів та отримано закономірності, які дали можливість визначити його раціональні конструктивні параметри. Відповідно до отриманих параметрів коливального руху робочого органу очисника головок коренеплодів розроблено *нові* його конструкції, захищені патентами України.

Розроблено *нове* рівняння балансу потужності комбінованого гичкозбирального агрегату, який складається з фронтально начепленої гичкозбиральної машини, що здійснює суцільний безкопінний зріз гички та задньоначепленого очисника головок коренеплодів.

Експериментально встановлено залежності залишків гички на головках коренеплодів після проведення суцільного зрізу в залежності від швидкості обертання ротора гичкозрізального апарату, висоти його встановлення над поверхнею ґрунту та від поступальної швидкості руху комбінованого гичкозбирального агрегату.

Дістали подальший розвиток аналітичні залежності повноти збирання гички при безкопінному обрізуванні головок коренеплодів.

Практичне значення результатів дослідження. Розроблені конструктивні передумови для створення нового комбінованого агрегату для збирання гички (Патент України №115407 “Очисник головок коренеплодів”, Патент України №115839 “Очисник головок коренеплодів”, Патент України №115942 “Очисник головок коренеплодів”) та отримано залежності для вибору конструктивно-кінематичних параметрів і режимів роботи комбінованого агрегату для збирання гички. Виробничу перевірку і впровадження комбінованого агрегату для збирання гички здійснено у Державному

підприємстві дослідному господарстві “Оленівське” Фастівського району Київської області.

Особистий внесок здобувача. В наукових працях, написаних у співавторстві, особистий внесок здобувача такий:

– розроблено конструктивно-технологічну схему нового комбінованого агрегату та складено рівняння руху гичкозбиральної машини, складено диференціальні рівняння повздовжньо-вертикальних коливань комбінованого гичкозбирального машинно-тракторного агрегату;

– визначено кінетичну енергію та узагальнену силу гнучкої очисної лопаті та розроблено математичну модель для вибору її параметрів, проведено математичне моделювання та визначено значення сили зчісування гички з головки коренеплоду;

– проаналізовано стан головок коренеплодів після очистки та визначено ефективний спосіб для його проведення.

Особисто здобувачем: проаналізований та узагальнений сучасний стан розробки і використання комбінованих гичкозбиральних машинно-тракторних агрегатів, рівень проведених наукових досліджень в цій галузі, висунута наукова гіпотеза, яку покладено в основу дисертаційної роботи, обраний напрям, мета та задачі досліджень; автором складені і розв’язані за допомогою ПК системи диференціальних рівнянь, що дало можливість визначити коливання у повздовжньо-вертикальній площині комбінованого гичкозбирального агрегату. Отримано нові математичні моделі і результати експериментальних досліджень по впливу вертикальних коливань та режимів роботи комбінованого гичкозбирального агрегату на якість виконання технологічного процесу.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідались на наступних наукових конференціях: щорічних Міжнародних науково-практичних конференціях “Проблеми та перспективи сталого розвитку АПК” (м. Мелітополь, ТДАТУ, 2015-2018 р.); 6th International Conference on Trends in Agricultural Engineering (Prague, Czech Republic, 7-9 September, 2016); International scientific conference “Conserving soils and water” (Burgas, Bulgaria, 31.08-3.09, 2016); V International scientific and

technical congress “AGRICULTURAL MACHINERY” (Varna, Bulgaria, 21-24 June, 2017); Всеукраїнській науково-практичній конференції “Підготовка ґрунту в системі ресурсозберігаючих технологій” (м. Кропивницький, КНТУ, 3-4 листопада 2016 р.); XVII Міжнародній конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн» (м. Київ, НУБіП, 29-30 березня 2017 року); щорічні міжнародні наукові конференції присвячені пам'яті академіка П. Василенка (Суми, 2016 та Кам'янець-Подільський, 2017).

Публікації. За результатами досліджень здобувачем опубліковано **20** друкованих праць, загальним обсягом 9,12 ум. друк. арк., з яких **8** – у фахових виданнях України, **3** – у закордонних виданнях, **3** патенти України, **6** – публікацій наукових конференцій (в тому числі закордонних) в тезах доповідей. Із надрукованих праць **9** написані автором особисто.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з анотації, вступу, семи розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел, який включає 134 найменування. Основна частина дисертаційної роботи викладена на 133 сторінках комп'ютерного тексту і містить 51 рисунок, 9 таблиць.

СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Сучасні технології збирання цукрових буряків

Механізоване збирання цукрових буряків в Україні в основному здійснюється декількома способами: потоковим, перевалочним і потоково-перевалочним [1, 2, 3, 4, 5].

Вибір конкретної технології, а отже, і засобів механізації збирання цукрових буряків загалом залежить, від ґрунтово-кліматичних умов, розмірів плантації та стану культури, яка збирається. За кордоном найбільш розповсюдженими технологіями механізованого збирання цукрових буряків є одно-, дво- та трифазна [6, 7, 8, 9, 10, 11, 12].

При однофазній технології збирання цукрових буряків за один прохід, переважно комбайнами, виконують такі операції: зрізування гички з головок буряків, подрібнення та розкидання по ґрунтовій поверхні, викопування коренеплодів, їх очищення і завантаження в бункер комбайна або в транспортні засоби. Гичкозбиральні пристрої монтують попереду збирального агрегату [13].

При двофазній технології збирання цукрових буряків використовують переважно два варіанти. У першому варіанті за перший прохід збирального агрегату видаляють гичку з головок коренеплодів і викопують самі коренеплоди, укладаючи їх на ґрунтовій поверхні у валок. За другий прохід підбирають валки коренеплодів і завантажують їх у транспортні засоби.

У другому варіанті двофазної технології збирання за перший прохід тільки видаляють гичку, як правило, окремими гичкозбиральними машинами. Далі коренезбиральною машиною викопують коренеплоди, очищають їх від ґрунтових домішок і завантажують у транспортні засоби.

Така технологія знайшла широке впровадження насамперед у європейських країнах (Німеччина, Великобританія, Франція, Данія, Нідерланди, Чехія, Польща та ін.), а також у США і Канаді, оскільки дозволяє підвищити якісні показники збирання та суттєво зменшити транспортні витрати [14, 15, 16].

За умов трифазної технології збирання цукрових буряків кожну операцію (зрізання гички, викопування коренеплодів і укладання їх у валок, підбір валків, очищення і завантаження коренеплодів у транспортні засоби) виконують окремими збиральними машинами.

Як показує багаторічний досвід використання вітчизняних комплексів бурякозбиральних машин, їх випробування, а також численні експериментальні дослідження, такі комплекси бурякозбиральних машин є надзвичайно енергоємними і дуже металомісткими, призводять до значного ущільнення поверхневого шару ґрунту [10, 17].

Таким чином, за будь-якої технології збирання цукрових буряків зрізування та збирання гички з головок коренеплодів являє собою першу і одну з найголовніших технологічних операцій, при якій починають закладатись основні показники якості збирання всього врожаю цукрових буряків [18].

Агротехнічні вимоги до бурякозбиральних машин.

Бурякозбиральні машини повинні забезпечувати якісне збирання гички і коренеплодів цукрових буряків відповідно до ДСТУ 2258-93.

Так, гичкозбиральні машини повинні зрізати гичку не нижче від рівня нижніх зелених листків і не вище, ніж 20 мм від верхньої частини головки коренеплоду. Зрізана частина головки коренеплоду має бути горизонтальною і рівною. Кількість коренеплодів з необрізаною гичкою повинна не перевищувати 8,0 %, а з косим зрізом – 10,0 %, відходи частин головок коренеплодів у гичку при збиранні не повинні перевищувати 5,0 %, забруднення зрізаної гички ґрунтовими домішками повинне бути не більшим від 0,5 %. Втрати гички допускаються не більшими ніж 10,0 %. Якісні показники доочищення головок коренеплодів від залишків входять у загальні показники якості гичкозбиральних машин.

Навантажувачі-очисники коренеплодів повинні забезпечувати 99,5% повноти їх підбирання з поверхні ґрунту або з кагату. Пошкодження коренеплодів у процесі підбирання та доочищення повинні відповідати вимогам, що висуваються до коренезбиральних машин, тобто бути не вищими ніж 5...8 %.

1.2. Сучасні технології збирання гички цукрового буряка та класифікація робочих органів для їх здійснення

В основу роботи переважної більшості гичкозрізальних робочих органів (гичкорізальних апаратів), які здійснюють видалення гички з головок коренеплодів цукрових буряків, покладено зрізування (підпірне або безпідпірне) лезом та відбивання (нанесенням ударів по головці коренеплоду), яке зчісує гичку та її черешки.

У ході зрізування гички з головки коренеплоду відбувається звичайний процес роботи леза, але конструктивні й кінематичні параметри цього процесу можуть бути найрізноманітнішими. Так, зусилля зрізу може бути прикладеним до пучків гички в різних площинах (горизонтальній, вертикальній та похилій); форма ножів з лезом також може бути різною – у вигляді сегментів, шаблеподібних ножів, ножів складної форми тощо. Причому робота ножів гичкорізальних апаратів безпосередньо пов'язана з пристроями, які б забезпечували безперервне відведення гички з зони різання. Тут також має місце велике різноманіття – бітери, шнекові пристрої, гумові стрічки тощо.

Видалення гички з головок коренеплодів методом відбивання є результатом механічної дії на неї робочих органів, яка відбувається обов'язково при ударі, причому напрям, сила, форма робочої поверхні при взаємодії робочого елемента з головкою коренеплоду, його механічні властивості (жорсткість, пружність та ін.) зумовлюють велику кількість різноманітних пристроїв. Видалення гички з головок цукрових буряків методом удару знайшло широке застосування насамперед у конструкціях доочисників головок коренеплодів, які здійснюють остаточне очищення головок коренеплодів на корені від черешків.

Дослідженню конструктивних і технологічних параметрів процесу збирання гички присвячено праці Л.В. Погорілого, В.М. Булгакова, А.М. Бориса, М.В. Тат'янка, П.В. Савича, Н.М. Бориса, М.М. Хелемендика, О.П. Гурченка, М.М. Зуєва, М.А. Мішина, Ю.Б. Аванесова, Р.Б. Гевка,

О.О. Сипливця, Я.І. Козіброди, М. Панів, С.А. Топоровського, С.В. Синього, Ф.А. Чернякова, М.Л. Погорілого, Т. Huijbregts, Орехівського В. Д., G Legrand, К.-Н. Kromera, Т. Karwowski та ін. [5, 7, 11, 12, 17, 19, 20, 21, 22, 61, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 73, 74, 75, 71].

Зупинимось більш детально на конструктивних особливостях робочих органів для видалення гички з головок коренеплодів цукрових буряків. У результаті різання лезом ножа відбувається видалення основної маси гички з головки коренеплоду або її залишків, якщо здійснюється остаточне дообрізування головки, причому ножі (а вони можуть бути активними або пасивними) виконують, як правило, різання пучка гички (або відразу головок коренеплодів) без підпору, тобто без застосування протирізальних елементів.

У світі існує багато робочих органів, вузлів та компонувальних схем гичкозбиральних машин, яка зумовлена різними підходами при виборі, розрахунку, проектуванні, дослідженні та впровадженні їх у виробництво [25].

Багаторічний досвід збирання гички цукрового буряку зумовлений неперервним розвитком механізмів для її видалення, які, безумовно, враховували і технологію збирання, і принципову схему робочого органу, і спосіб дії, і безпосередньо конструкцію. Класифікацію механізмів для збирання гички цукрового буряку наведено на рис. 1.1 [61].

Як бачимо зі схеми, у ході створення нових конструкцій гичкорізальних апаратів, як показує багаторічний досвід, повинна використовуватися значна кількість взаємопов'язаних, взаємообумовлених принципів, які й мають забезпечити якісне виконання даного технологічного процесу в буряківництві.

За принципом дії різальних елементів гичкозрізувальні апарати можна поділити на три основні типи (рис. 1.2) [25]:

1. Різальні апарати, робочі елементи яких здійснюють поступальний рух (рис. 1.2 а);
2. Різальні апарати, робочі елементи яких здійснюють комбінований рух (наприклад, зворотно-поступальний (рис. 1.2 б);

3. Різальні апарати, робочі елементи яких здійснюють обертальний рух (рис. 1.2 в).

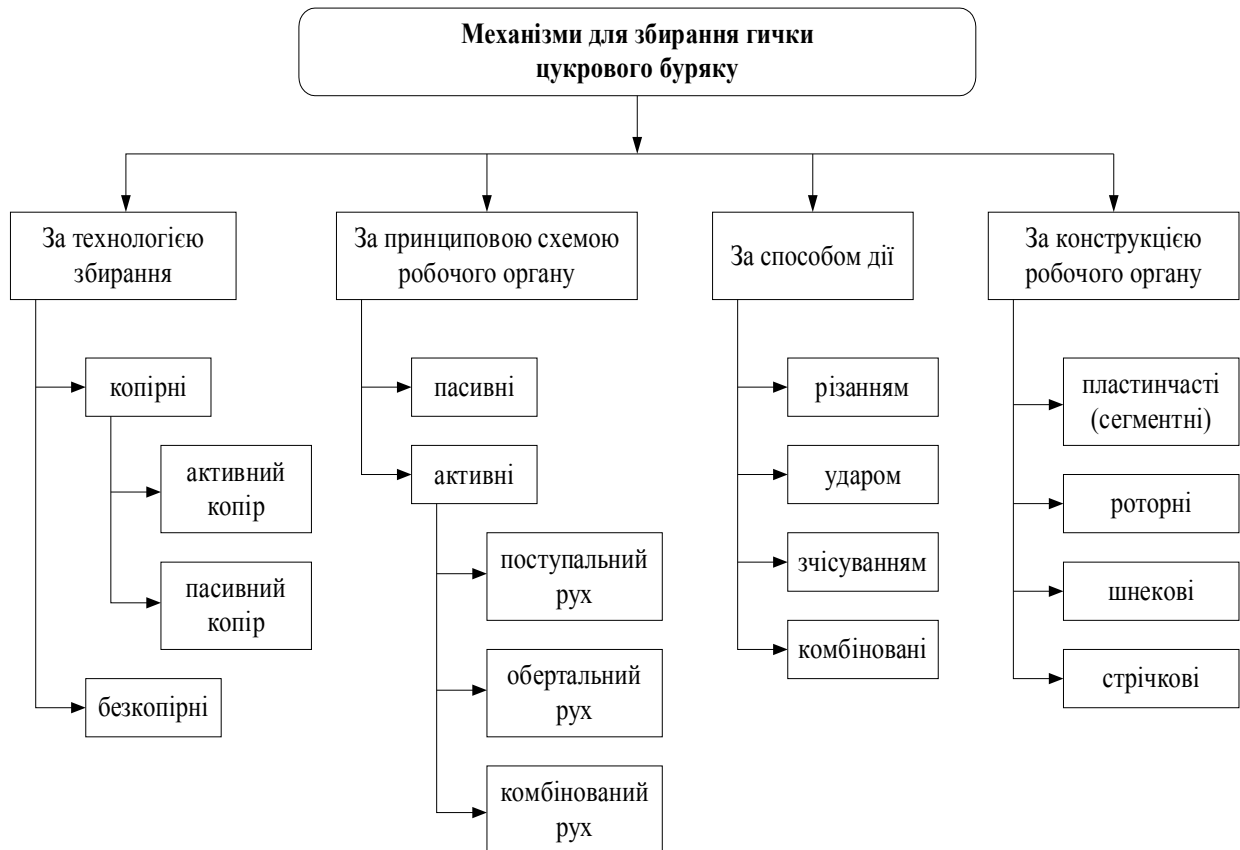


Рис. 1.1. Класифікація сучасних механізмів видалення гички з головок коренеплодів цукрових буряків

Перший тип гичкозрізувальних апаратів, незважаючи на простоту конструкції, широкого промислового розповсюдження у нашій державі не отримав – унаслідок того, що не забезпечує якість і ненадійність виконання технологічного процесу зрізування гички [25]. Зумовлено це тим, що під час роботи на ділянках з високою врожайністю гички, а також з великою забур'яненістю відбувається швидке забивання цього різального апарату, що призводить до неякісного зрізування гички. При такому, як бачимо зі схеми, наданні різальних зусиль, спостерігається вибивання коренеплодів буряків з ґрунту. Конструкція даного різального апарату не забезпечує ефективного відведення зрізаної маси від зони різання. А тому ефективна робота гичкозрізувальних апаратів даного типу можлива тільки в разі дуже

нерозвинутої гички (або коли гичка з коренеплодів вже попередньо зрізана) і при міцних зв'язках коренеплодів з ґрунтом. У гичкозбиральних машинах західного виробництва ("Franz Kleine", "Stoll" (Германія), "Herriau" (Франція), "WIC" (США) та ін.) застосовують зрізувальні апарати з пасивним ножом тільки як дообрізувачі головок коренеплодів.

Гичкозрізувальний апарат іншого типу (рис. 1.2 б), в якому робочий орган виконаний у вигляді бруса з полотном сегментних ножів, фактично здійснює зворотно-поступальний рух і виконує суцільний зріз гички на певній висоті відносно поверхні ґрунту. Різальними апаратами такої конструкції обладнані, зокрема, бурякозбиральні комбайни західного виробництва – А-500 фірми "Volvo" (Швеція). Ці машини можуть працювати на дуже малих швидкостях і можуть якісно обрізати лише 70% коренеплодів цукрових буряків. Гичкорізальні апарати такого типу не знайшли широкого розповсюдження.

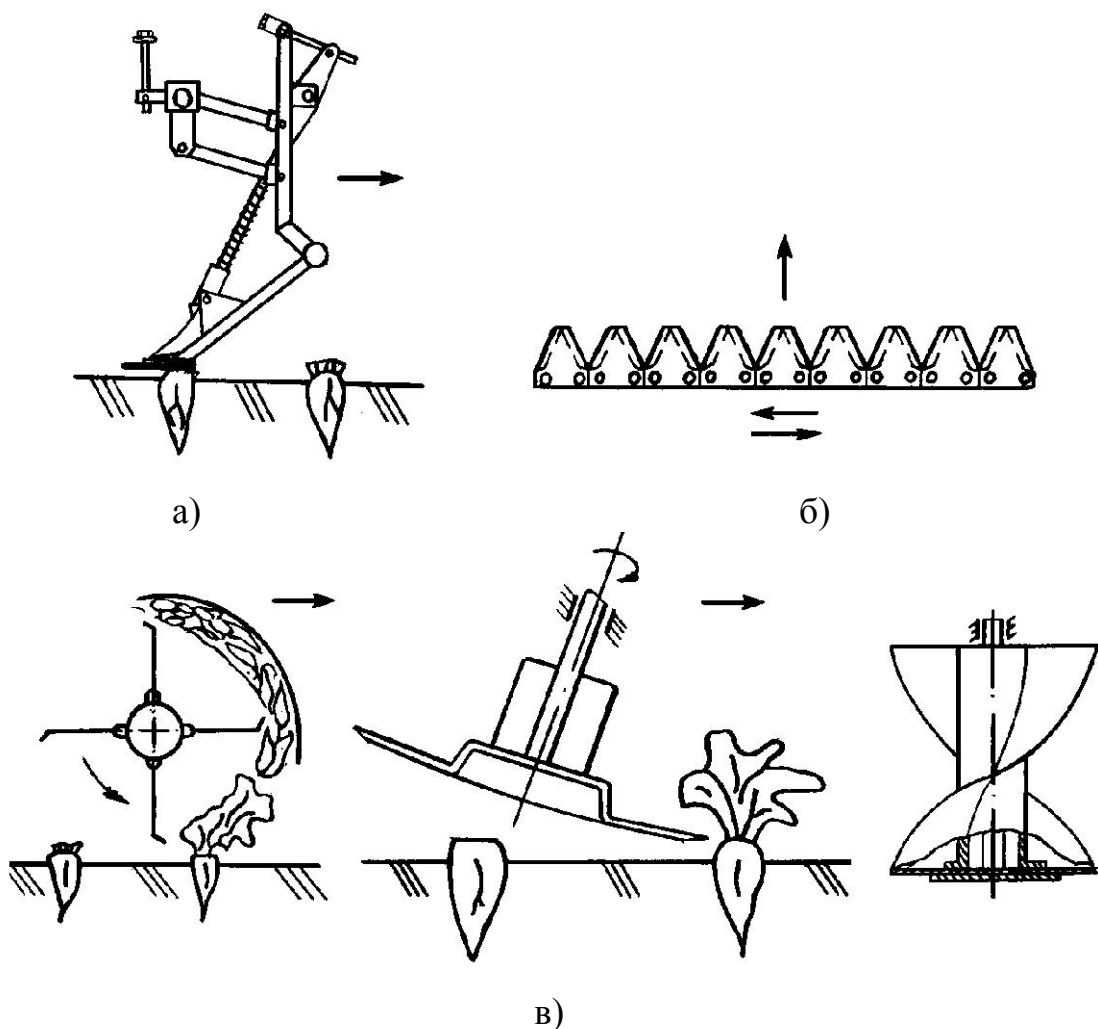


Рис. 1.2. Гичкозрізувальні апарати за принципом дії різальних елементів

Іншим типом гичкорізальних апаратів є такі, робочі елементи (ножі) яких обертаються навколо осі, тобто апарати роторного типу (рис. 1.2 в). Існує значна кількість роторних гичкорізальних апаратів, яку можна розділити на такі типи (саме залежно від розташування осі їх обертання) [25]:

1. З горизонтальною віссю обертання;
2. З вертикальною віссю обертання;
3. З похилою віссю обертання.

Робочі органи роторного типу з горизонтальною віссю обертання мають шарнірне кріплення на валу ножів, які зрізають гичку й одночасно переводять її на вивантажувальний транспортер, який розташований по всій ширині захвату. Отже, такі робочі органи здійснюють безпідпирний зріз гички з головок коренеплодів. Робочі органи роторного типу знайшли широке застосування у бурякозбиральних машинах західного виробництва: "Franz Kleine", "Stoll", "Holmer", (Германія); "Moreau", "Matrot", "Herriau" (Франція); "Guaresi", "P.Varigelli & C.", "Rimesco" (Італія). Різальні апарати такого типу характеризуються високою продуктивністю за будь-якої врожайності гички і забур'яненості бурякової плантації. До недоліків процесу роботи вказаних робочих органів належить те, що вони, внаслідок високої колової швидкості ріжучих елементів, занадто сильно подрібнюють гичку [25, 34, 124].

Гичкозбиральні машини, в яких робочим елементом служить активний диск з похилою віссю обертання ("John Deere", "Gachpole" (США) або вертикально розташований активний шнек, кінець якого має лезо ("Juko" (Фінляндія), "Garford Victor" (Великобританія), "ТІМ" (Данія)), також отримали широке розповсюдження. На машинах вітчизняного виробництва застосовуються гичкозрізувальні апарати з похилою віссю обертання, але, як встановлено, вони задовільно зрізають гичку тільки за невеликих робочих швидкостей гичкозбиральної машини (до $1,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$) та невеликій врожайності гички (до $50 \text{ т} \cdot \text{га}^{-1}$) [23].

В Україні, у державах СНД та в більшості інших східноєвропейських країн збирається весь біологічний врожай гички (для використання її в годівлі

худоби), чим і зумовлені підвищені вимоги до зменшення втрат і забрудненості ґрунтовими домішками.

Отже, існуюча технологія копіювального зрізування гички цукрових буряків не забезпечує надійного виконання технологічного процесу, оскільки вона має такі недоліки, які зумовлюють підвищені втрати цукристої маси разом зі зрізаними головками, значні пошкодження головок коренеплодів, занадто малі робочі швидкості, забрудненість гички ґрунтовими домішками, складність конструкцій та індивідуального регулювання тощо.

Усе це створило передумови для застосування інших технологій збирання гички, і насамперед технології безкопінного зрізування основної маси гички простими, високопродуктивними апаратами і подальшого доочищення головок коренеплодів, або обрізання верхньої частини їх головок, що дозволило значно покращити якість виконання даного технологічного процесу.

1.3. Особливості конструкцій гичкозбиральних машин сучасного технічного рівня

Зупинимось на конструктивних особливостях гичкозбиральних апаратів, які здійснюють одностадійне зрізання, оскільки саме такі пристрої сприяють якомога якіснішому її збиранню, що робить гичку придатною для подальшого використання. При цьому, як вже було згадано раніше, в бурякозбиральних машинах з одностадійним зрізуванням гички застосовуються різальні апарати двох типів: "пасивний копір" – "активний ніж" і "активний копір" – "пасивний ніж".

Розроблений вже більш ніж 30 років тому перший з указаних типів різальних апаратів застосовується й донині у гичкозбиральних машинах вітчизняного виробництва – БМ-6А і БМ-6Б, які можуть здійснювати технологічний процес збирання гички за її врожайності до $50 \text{ т} \cdot \text{га}^{-1}$ в широкому діапазоні погодно-кліматичних зон і умов збирання, включаючи плантації як зі слаборозвиненою і полеглою гичкою, так і високоврожайної з нерівномірним розташуванням коренеплодів як за висотою, так і за відстанню між ними у

ряду посівів. Конструктивна схема гичкорізального апарату машини БМ-6 наведена на рис. 1.3. Працює він таким чином: пасивний копір 1 наїжджає на головки коренеплодів і через систему тяг і важелів піднімає (або опускає) і встановлює ніж 2 на висоту, потрібну для забезпечення якісного обрізання гички з головки коренеплоду. Розмір відрізаної частини головки коренеплоду разом з гичкою визначається вертикальним проміжком між лезом ножа 2 і опорною поверхнею копіра 1. Зрізаний пучок гички лопатями бітера 3, який встановлено на приводному валу, перекидається на повздовжній транспортер 4, розташований позаду, а копір 1 і ніж 2 (залежно від положення наступного коренеплоду буряка) виконують його копіювання (або опускається в початкове положення або піднімається), і відбувається подальше зрізування гички. Як бачимо з наведеної конструктивної схеми даного різального апарату, його рухомі частини можуть коливатись з обмеженою частотою. А тому для забезпечення необхідної швидкодії цієї автоматичної системи копіювання застосовується завантажувальна пружина 5, яка фактично протидіє відриву копіра 1 і ножа 2 від головки коренеплоду в момент зустрічі з ним і прискорює повернення всієї системи у вихідне положення після зрізання чергового, наприклад, більш високого коренеплоду [14, 24, 25].

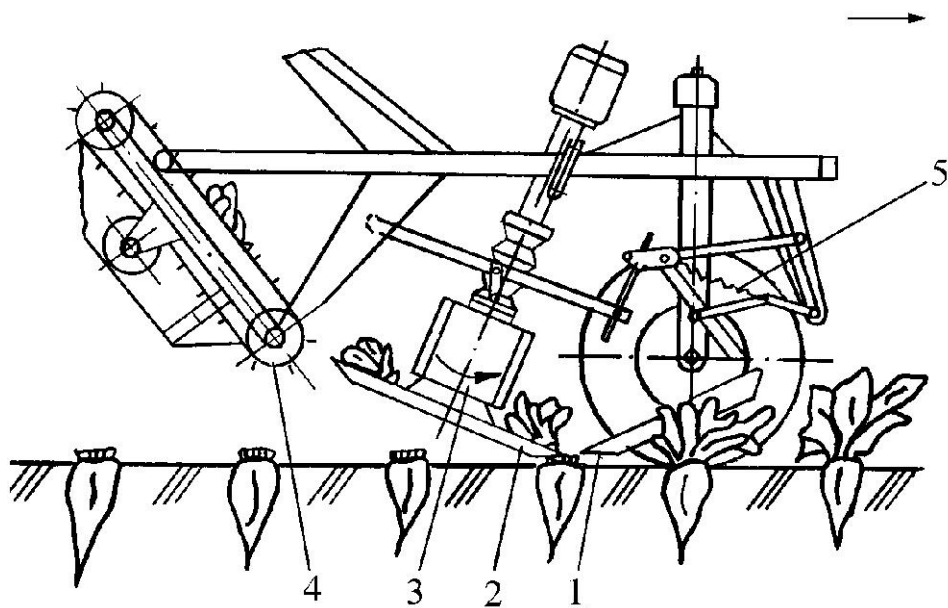


Рис. 1.3. Конструктивно-технологічна схема гичкорізального апарату машини БМ-6

Цікавим є також той факт, що з початку експлуатації гичкозбиральних машин такого типу ніж 2, який застосовується для зрізання гички, був круглим із гострим лезом. Він гарно працює при слабо і середньо розвинутій гичці, а за наявності великої забур'яненості бурякової ланки, особливо за великої кількості суцвіть цукрових буряків та високих стеблах бур'янів, він вже не забезпечує якісних показників обрізання головок коренеплодів та збирання гички. Тому були також спроби використання ножів з хвильовою поверхнею леза і навіть зубчастих ножів. Однак такі форми лез різальних ножів суттєвих переваг перед згаданими вище, на жаль, не показали.

Усе це призвело до того, що почали застосовуватись ножі, які були обладнані сегментами, розташованими по периферії різального диска. Проте, наявність великої кількості сегментів сприяло швидкому їх спрацюванню, створювало значні труднощі під час проведення заміни спрацьованих (або зламаних) сегментів, що призвело до відмови від такої конструкції та інтенсивного пошуку нових конструктивних та технологічних рішень підвищення їх надійності та довговічності. Були розроблені конструкції напівкруглих сегментів з різним кутовим заточенням їх ріжучої кромки (А.С. СРСР №1491376), із заточеними боковими поверхнями зубів та з відношенням окружного кроку між зубами до їх ширини – $2/3$ (Патент України №772), ножів зі змінними або дископодібними зубами (А.С. СРСР №843823), що в цілому забезпечувало підвищення строку служби таких робочих органів для зрізання гички, але не позбавляло від інших суттєвих недоліків.

Тривалий пошук нових конструктивних рішень (особливо за кордоном) привів до створення інших типів гичкорізальних апаратів. Так, була створена принципово нова конструкція робочого органа типу "активний копір" – "пасивний ніж". Різальні апарати типу "активний копір" – "пасивний ніж" знайшли застосування в машинах західного виробництва – 6-ORCS (Чехія), "Hunter" (ФРН). Тривалий час експлуатації таких гичкорізальних апаратів показав, що вони забезпечують якісне зрізування гички лише при поступальних швидкостях до $1,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ [5] і, як правило, використовуються в роботі на

плантаціях з високо розташованими та слабо закріпленими у ґрунті коренеплодами буряків. Конструктивну схему різального апарату типу "активний барабан" – "пасивний ніж" наведено на рис. 1.4.

Процес роботи такого апарату здійснюється таким чином: активний копіруючий барабан 1, який шарнірно з'єднаний з основною рамою, рухається по головках коренеплодів буряків і, одночасно примусово обертаючись, зтягує гичку на пасивний ніж 2, який, кінематично зв'язаний із барабаном 1, відрізає пучки гички. Зрізані пучки гички переводяться на поперечний транспортер 3 за допомогою ексцентрично закріпленої на активному диску лопаті 4. Це конструктивне рішення знайшло широке застосування у бурякозбиральних машинах, які виготовляються відомою фірмою "Hunter".

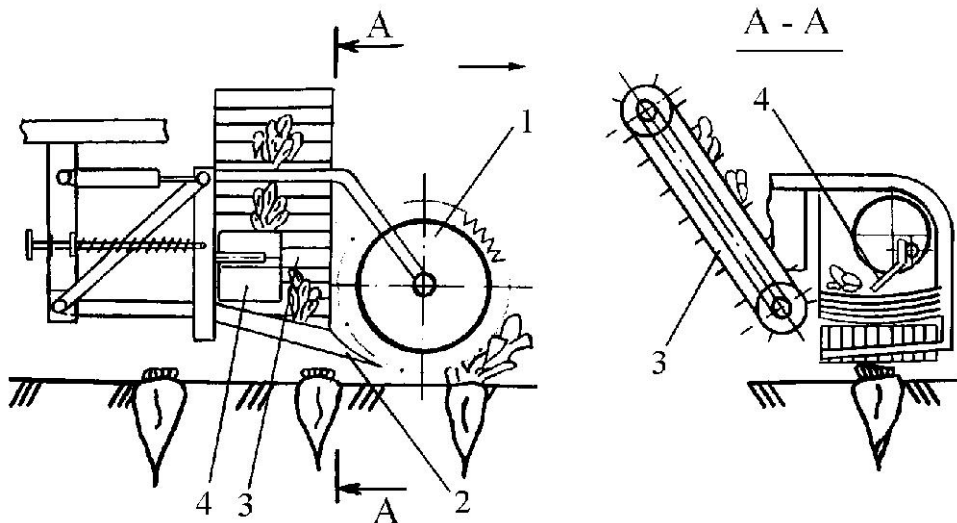


Рис. 1.4. Конструктивно-технологічна схема гичкорізного апарату типу "активний копір" – "пасивний ніж"

Іноді така конструктивна схема також застосовується як дообрізувач головок коренеплодів (бурякозбиральні машини фірм "Itallo Svizzera", "Moreau" та ін.). До переваг у таких конструкцій слід віднести максимально повне зрізання гички і зменшення енерговитрат на очищення головок коренеплодів. Однак такі гичкорізальні апарати мають дуже складну конструкцію, велику металомісткість і за великої забур'яненості бурякової ланки можуть забиватися. Складність конструкції та великі габаритні розміри сприяли тому, що даний тип

гичкорізального апарату не мав великого розповсюдження.

Іншим напрямком у розвитку гичкорізальних апаратів є поєднання процесів зрізування гички, відведення її з зони зрізу і подальше доочищення головок коренеплодів від залишків, що фактично виконуються одним робочим органом. Так, є гичкозрізувальний апарат за патентом Швеції №315766, який виконано у вигляді горизонтального пружно – пруткового барабану [25]. Під час роботи барабан примусово обертається й одночасно перекочується по головках коренеплодів бур'яків, копіруючи їх. При цьому листки гички потрапляють у міжпрутковий простір, зрізаються, залишаючись у внутрішній частині барабана. Через вікна, які виконані у дисках, а також між прутками з боків, подрібнена гичка викидається на поверхню ґрунту. До основних недоліків даного гичкорізального апарату слід віднести часте забивання барабана стеблами бур'янів, жорсткість яких значно перевищує жорсткість стебел гички. У разі забивання гичкою (наприклад, при високоврожайній плантації бурякової ланки), або стеблами насінників бур'яків даний гичкорізальний апарат повністю втрачає працездатність, унаслідок чого виникає потреба в проведенні занадто частих операцій для відновлення його працездатності.

У патентній літературі досить часто зустрічаються технічні рішення, в яких на одній похилій осі обертання одночасно розташовані ніж для зрізання основної маси гички й доочищувач головок коренеплодів від залишків. Доочищувач, як правило, буває закріплений до нижньої торцевої поверхні ножа. Таким чином, зрізання основної маси гички відбувається краєм леза ножа, а далі, при поступальному русі, торцева частина найжджає на обрізану головку і доочищувач позбавляє її від залишків. Робочими елементами доочищувача можуть бути: пружини, ножі, еластичні пальці, щітки, ланцюги і т.п.

Гичкорізальні механізми безкопірного типу знайшли широке застосування у конструкціях зарубіжних бурякозбиральних машин, які взагалі не передбачають збирання гички у транспортні засоби, а навпаки, подрібнюють і розкидають її на зібрану частину ланки. У гичкорізальних механізмах

безкопінного типу найбільш широко застосовуються робочі органи роторного, шнекового та стрічкового типів, які забезпечують попереднє зрізування основної маси гички, після чого пасивні або активні доочищувальні пристрої остаточно видаляють її залишки. Широке розповсюдження отримав гичкорізальний апарат роторного типу з горизонтальною віссю обертання робочих органів. Так, у компоновальній схемі бурякозбирального комбайна Multo-6 німецької фірми "Fahse" (рис. 1.5) застосовується апарат, який основну частину гички спочатку зрізає горизонтальним ротором 1 з шарнірно встановленими ножами 2 і по спрямувальному щитку подає її на шнековий транспортер 3, який відводить її на зібрану частину ланки. Далі виконується дообрізавання головок коренеплодів пасивним ножом 4 і дисковим копиром 5. Через шестигранний барабан 6 зрізані залишки гички подаються у жолоб 7. З жолоба 7 черешки захоплюються ножами 2 і разом зі зрізаним листям гички з нових коренеплодів подаються на шнековий транспортер 3. Після цього відбувається викопування коренеплодів буряків із ґрунту, але за дообрізувачем над віброкопачем розташований ще один доочисник головок коренеплодів 8, виконаний у вигляді дволопатевого бітера з гнучкими лопатями, який остаточно доочищає головки коренеплодів від решток, а також частково тіла коренеплодів від ґрунтових домішок.

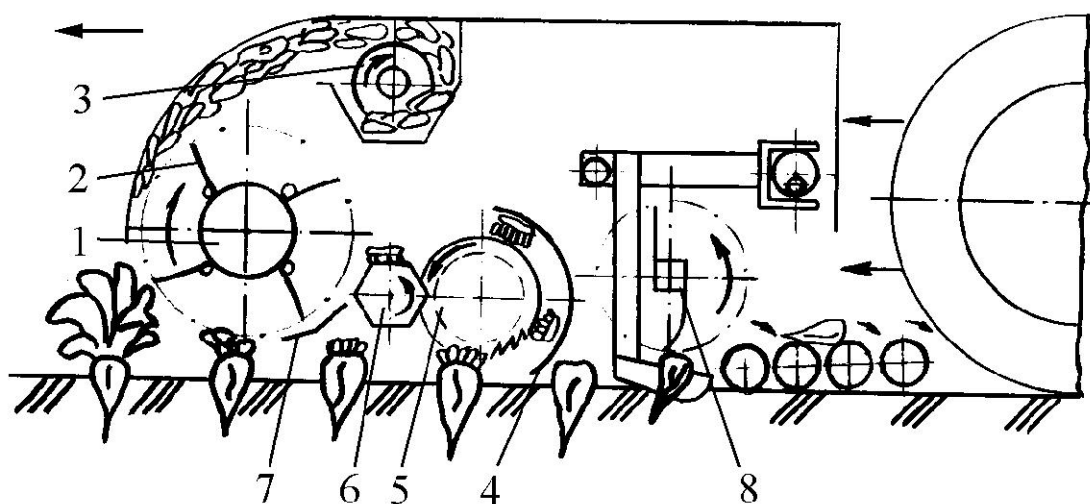


Рис. 1.5. Конструктивно-технологічна схема бурякозбиральної машини фірми "Fahse"

Гичкорізальні апарати роторного типу з горизонтальною віссю обертання є найбільш поширеними і знайшли широке застосування у багатьох бурякозбиральних машинах західноєвропейських фірм "Franz Kleine", "Stoll", "Holmer" (Німеччина); "Moreau", "Herriau", "Matrot" (Франція); "P. Varigelli & C", "Rimesco", "Guaresi", "Itallo Svizzera" (Італія) та ін. Аналіз конструкцій гичкорізальних апаратів вказаних бурякозбиральних машин показує, що вони один від одного принципово не відрізняються. Такий же тип гичкорізальних апаратів застосовується і на бурякозбиральних машинах вітчизняного виробництва: МБК-6, КИР-1,5 та розроблених нещодавно БС-6, МБС-6, КИФ-1,5 [1, 14, 66, 72, 87, 93, 104].

До наступних гичкорізальних апаратів, які також знайшли в останній час широке розповсюдження, належать механізми шнекового типу. Цей тип має вертикально встановлений шнек, на якому з нижньої торцевої частини закріплені ножі, що, обертаючись, зрізують гичку заточеними торцевими кромками, а витками багатозахідної спіралі шнека транспортують її на зібрану частину ланки. Підпором, необхідним при транспортуванні шнековим транспортером, для зрізаної гички в процесі її переміщення в вертикальному напрямку виступають встановлені як еластичні, так і жорсткі напрямні щитки. Представником гичкорізального апарата з вертикальним шнековим гичкорізом є гичкозбиральна частина бурякозбирального комбайна англійської фірми "Garford Victor", конструктивно-технологічна схема роботи якого представлена на рис. 1.6. Встановлений на основній рамі гичкорізальний апарат шнекового типу 1 зрізає основну масу гички і видаляє її збоку на прибрану частину ґрунтової поверхні. Він має позаду доочисник головок коренеплодів від залишків, виконаний у вигляді двох привідних очисних барабанів 2, бокові диски яких з'єднані похилими металевими прутками. Кожен із очисних барабанів 2 за допомогою пружин притискається до головок коренеплодів і, примусово обертаючись, здійснює коливальні рухи, забезпечуючи тим самим ефективне копірування головок коренеплодів і зрізування залишків. Дана сукупність шнекового різального апарату і барабанних очисників досить

ефективно виконує процес видалення гички.

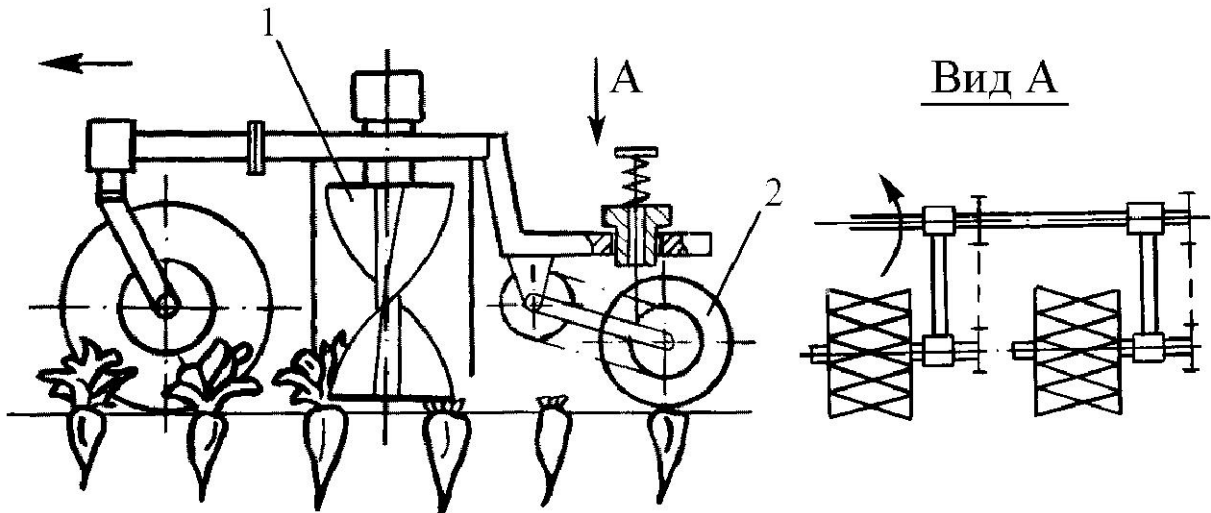


Рис. 1.6. Конструктивно-технологічна схема гичкозбиральної машини фірми "Garford Victor"

Іншим напрямком у розвитку гичкорізальних апаратів безкопірного зрізування є конструкція, в якій пропонується розташування на двох вертикальних валах барабанів, на які встановлено нескінченне полотно з високоміцного еластичного матеріалу, до нижньої поверхні якого прикріплені гичкозрізувальні ножі. Така конструктивна схема (рис. 1.7) знайшла застосування у гичкорізальних механізмах бурякозбиральних машин Т-5 фірми "Thyregod" (Патент Данії №142931. А01D23/06, 23/04. Заявл. 02.03.1981).

Технологічний процес зрізання гички здійснюється таким чином, що під час роботи барабани обертаються й ріжучі елементи 2, отримавши поступальний рух, зрізають гичку, а скребки 3 виносять її на прибрану частину поверхні ґрунту. Незважаючи на простоту конструкції, даний тип гичкорізального апарату широкого застосування не отримав, оскільки він є ще недосконалим і потребує подальших досліджень та конструкторських доопрацювань. Суттєві теоретичні та експериментальні дослідження даного типу гичкорізального апарату були здійснені у роботі С.В.Синього [25].

Перевагою безкопірних гичкорізальних апаратів над копіруючими є простота конструкції, незначні габаритні розміри, висока надійність в експлуатації. Однак за умов їх використання подальший процес доочищення

головок коренеплодів від залишків гички потребує застосування іноді складних та енергомістких пристроїв.

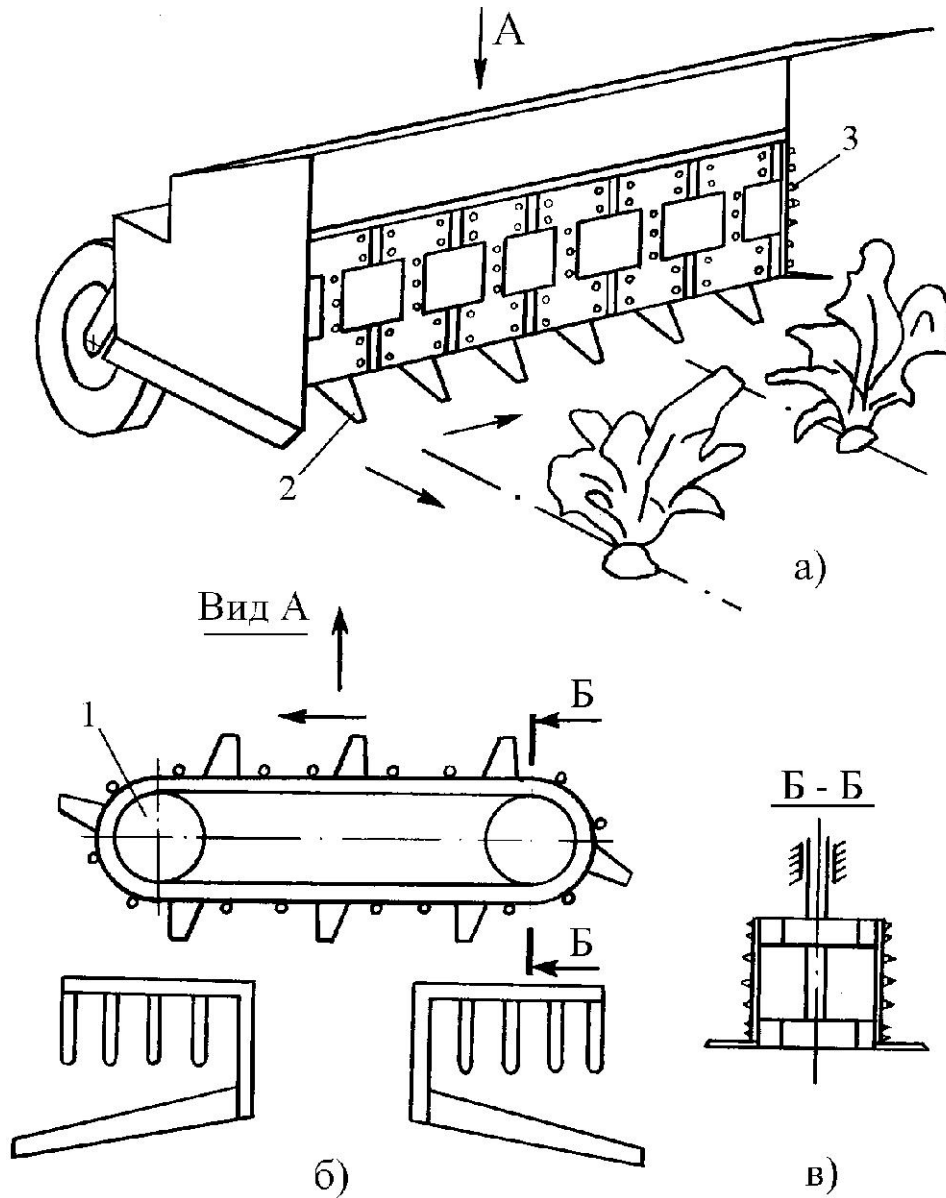


Рис. 1.7. Конструктивно-технологічна схема гичкозбиральної машини фірми «Thyregod»

На більшості бурякозбиральних машин західного виробництва це питання вирішується шляхом дообрізання головок коренеплодів на корені, іноді занадто низько (для гарантованого обрізання головки), і, як наслідок, відбувається втрачання головок, тобто сировини, яка містить, як було показано вище, близько 10% цукру.

У деяких країнах, зокрема у США, поширені гичкорізальні механізми,

робочі органи яких основну масу гички вибивають за допомогою еластичних, або пружних елементів. Характерною їх особливістю є розташування на горизонтальних валах еластичних елементів (ланцюгів, бичів і т.п.) [1, 25, 35], на периферії яких закріплені металеві пластинки різної конфігурації. Так, гичкозбиральна машина виробництва фірми "WIC" (рис. 1.8) спочатку видаляє гичку трьома послідовно розташованими роторами 1 з еластичними бичами 2, а потім пасивними масивними дообрізувачами 3 з копірами, які мають форму півкола, і ножами, встановленими під кутом 60° до напрямку руху гичкозбиральної машини.

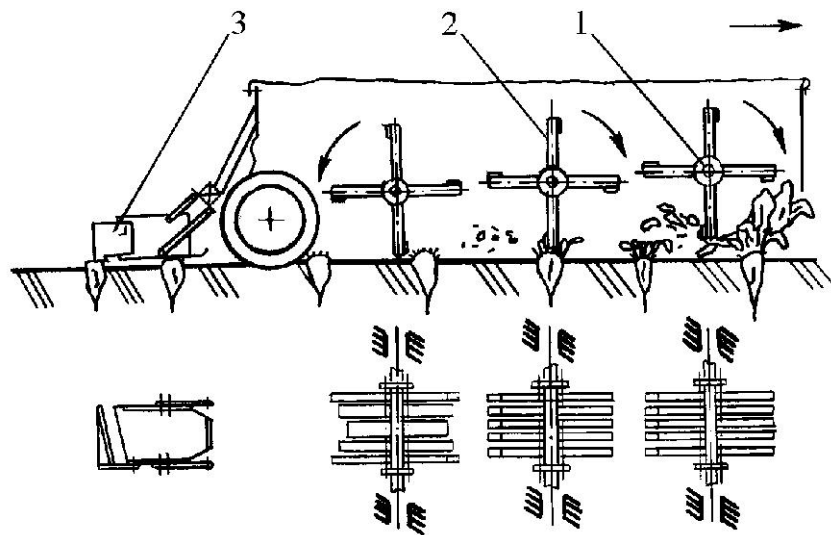


Рис. 1.8. Конструктивно-технологічна схема гичкозбиральної машини фірми "WIC"

Висота розташування роторів над рівнем поверхні ґрунту зменшується у напрямку, протилежному напрямку руху гичкозбиральної машини. У перших двох роторів всі бичі мають однакову довжину і містять металеві зубчики на кінцях, а у третього, який фактично виконує функцію доочисника, лише ті, які проходять по боках від умовної осьової лінії рядка коренеплодів буряків, що буде сприяти гарному очищенню бокових поверхонь головок коренеплодів. До недоліків таких конструкцій гичкорізальних механізмів відносять великі габаритні розміри. Вони більш метало- і енергоємні порівняно з іншими конструкціями, однак можуть ефективно працювати на ланках з високо розташованими над рівнем поверхні ґрунту коренеплодами буряків. При

високій врожайності гички та густоті насаджень коренеплодів цукрових буряків можливе забивання робочих органів, що погіршує показники якості даного технологічного процесу.

Слід зауважити, що в ході збирання кормових буряків досить часто для видалення гички використовується її оббивання еластичними робочими органами. У цьому випадку гичкорізальні механізми повинні забезпечити повне оббивання гички, не пошкоджуючи і не вивертаючи із ґрунту кормові буряки, в яких, як відомо, значна частина коренеплоду виступає над рівнем ґрунту. Тому еластичні робочі органи, виготовлені з прогумованої стрічки, не можуть бути застосовані для видалення гички кормових буряків, оскільки характеризуються високою ударною властивістю, що може призвести до вибивання коренеплодів з ґрунту. Для цього необхідно застосовувати еластичні бичі з гуми круглого поперечного перерізу. Крім того, кінематичні характеристики таких гичковидаляючих механізмів вибирають з урахуванням зв'язків коренеплодів кормових буряків з ґрунтом, їх розташування в ґрунті, фізико-механічних властивостей та ін. [35].

В УНДІСГОМі (м. Харків) розроблена і досліджена конструкція гичкорізального механізму для збирання гички з коренеплодів кормових буряків (рис. 1.9) [35].

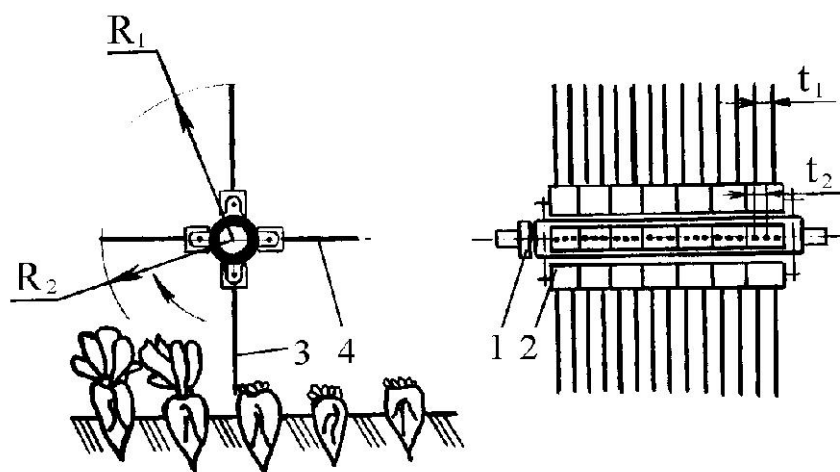


Рис. 1.9. Конструктивно-технологічна схема гичкорізального апарату роторного типу

Особливістю даної конструкції є те, що на горизонтальному валу 1 за

допомогою кронштейнів на осях вільно встановлені фіксуючі обойми 2, в яких у взаємно перпендикулярних площинах закріплені пруткові еластичні бичі 3 і 4 різної довжини. Очисні елементи 3 розташовані на більшому радіусі обертання R_1 з кроком t_1 . Еластичні бичі 4 меншої довжини встановлені на радіусі обертання R_2 з кроком t_2 , який у 1,4-1,6 рази менший від кроку t_1 розташування бичів 3.

Даний гичкорізальний механізм працює таким чином. Очисні елементи 4, кінці яких розташовані на меншому радіусі обертання, взаємодіють виключно з гичкою, а еластичні бичі 3 більшої довжини в основному контактують з головками коренеплодів. Таке розташування робочих органів забезпечує ефективне вибивання основної маси гички з густо встановленими та з меншим радіусом обертання еластичними прутами, а кінцеве доочищення головок коренеплодів – бичами 3, довжина і густота розташування яких більша, що забезпечує зменшення кількості вибитих із ґрунту коренеплодів кормових буряків. Але, як показали результати виробничих випробувань, така конструкція гичковидаляючих механізмів ще потребує подальшого доопрацювання та дослідження.

Як наслідок з аналізу існуючих технологій збирання гички та основних типів робочих органів гичкозбиральних машин і їх компоновальних схем можна зробити такі висновки:

- перспективним напрямком збирання гички цукрових буряків є видалення гички у 2 стадії: суцільний зріз основної маси роторним робочим органом, її збирання для подальшого використання (або розкидання по ґрунтовій поверхні) і подальше дообрізання головок коренеплодів;

- найбільш доцільним є використання простого за конструкцією роторного гичкорізального апарату з горизонтальною віссю обертання і пасивного дообрізувача з гребінчастим копіром, оскільки саме ці робочі органи відрізняються простотою конструкції, малою енерго- та металомісткістю. Теоретичне та експериментальне дослідження цих робочих органів дасть можливість вибрати такі раціональні конструктивні й кінематичні їх параметри,

які забезпечать їх перевагу порівняно з іншими гичкорізальними апаратами.

1.4. Аналіз наукових досліджень з агрегування фронтально- та задньо начеплених сільськогосподарських машин

Для сучасного розвитку сільського господарства і можливості забезпечення його конкурентоспроможності на світовому ринку необхідно вирішувати питання підвищення ефективності функціонування технічних засобів і технологій. Тому одним з першочергових заходів є впровадження в сільськогосподарське виробництво перспективних технологій і технічних засобів для обробітку ґрунту, посадки і збирання сільськогосподарських культур [36, 37].

Одним з перспективних напрямків у вирішенні цього питання є створення і застосування комбінованих машинно-тракторних агрегатів з передньою і задньою навісними системами, що дозволяють поєднувати технологічні процеси механічної обробки ґрунту [38, 39, 40].

Науковцями та виробничниками практично в повній мірі відпрацьовані технологічні, технічні та економічні аспекти цього напрямку. При цьому підкреслюється, що для досягнення позитивного ефекту від застосування комбінованих агрегатів необхідно дотримуватися таких вимог [41]:

- енергоємність технологічного процесу, що виконується комбінованим МТА, менша, ніж загальна енергоємність при його виконанні одноопераційними машинами;
- продуктивність не нижче, ніж у комплексу аналогічних одноопераційних машин;
- вартість робіт нижче або на рівні вартості робіт комплексу одноопераційних машин;
- комбіновані агрегати так само добре пристосовані для роботи при несприятливих погодних і ґрунтових умовах, як і одноопераційні машини;
- їх впровадження повинно сприяти підвищенню врожайності вирощуваних культур, підтримувати родючість ґрунту, забезпечувати роботу в

системі нових технологій.

За способом агрегування комбіновані МТА поділяються на три групи:

- серійні одноопераційні машини, послідовно з'єднані між собою за допомогою зчіпок;
- енергозасіб, що агрегуються з моноблочною машиною, на рамі якої можуть закріплюватися постійні або змінні робочі органи;
- кілька одноопераційних машин, одні з яких навішуються на передній, а інші – на задній навісний механізми енергозасобу.

Основна перевага першого способу складання комбінованих МТА – їх комплектують в послідовності, відповідно до технологічного процесу, з наявних в господарстві серійних одноопераційних машин без переробки або з незначними змінами. Але такі агрегати, як правило, громіздкі і металоємні та мають значну довжину (до 20 м), а це вимагає поворотної смуги іноді до 60 метрів [41].

Комбіновані МТА другої схеми більш компактні і менш металомісткі, що дозволяє частину машин робити начіпними або напівначіпними. До того ж є можливість використовувати робочі органи і секції серійних машин в необхідному технологічному поєднанні.

А до їх недоліків варто віднести більш складну конструкцію рами, нагромадження на ній робочих органів, що часто ускладнює обслуговування машини, збільшує ймовірність забивання робочих органів ґрунтом і рослинними залишками, знижує експлуатаційну надійність в порівнянні з одноопераційними машинами [41].

Третя схема складання комбінованих МТА, на нашу думку, є найбільш перспективною. Її переваги полягають в тому, що маса і тяговий опір фронтально навішених машин збільшують вертикальне навантаження на передні ведучі колеса енергозасобу, підвищують зчеплення їх з ґрунтом і зменшують буксування. В результаті поліпшуються умови використання потужності двигуна енергозасобу за рахунок перерозподілу навантажень по його мостах, підвищується продуктивність праці, зменшуються питомі витрати палива.

Обладнаний двома начіпними системами МТА дозволяє агрегувати дві

або три одноопераційні машини в комбінованому варіанті, агрегат виходить начіпним або напівначіпним, у багатьох випадках це знижує металоємність і кінематичну довжину агрегату, що забезпечує йому високу маневреність і малу ширину поворотної смуги [41].

Останнім часом як в Росії, так і за кордоном багато фірм (ВАТ «ЛТЗ», ВАТ «ВГТЗ», ВАТ «ХТЗ», Claas, John Deere, Valtra і ін.) Почали створювати комбіновані агрегати, складені саме з машин окремого призначення, одні з яких навішуються на передній, а інші – на задній навісний механізми трактора (рис. 1.10) [41].

Такі комбіновані агрегати, складені з існуючих машин, мають ряд переваг. Це, по-перше, дає можливість їх роздільного використання на одноопераційних роботах з тракторами меншого класу. Крім того, спільне використання дозволяє збільшити їх річне завантаження. По-друге, для складання комбінованих агрегатів не потрібно створювати нові машини, а досить виготовити лише пристрої для їх з'єднання (автозчеплення, зчіпки тощо) [42].

Поєднання технологічних операцій шляхом створення і широкого застосування високопродуктивних універсальних комбінованих машинно-тракторних агрегатів дозволяє скоротити число проходів техніки по полю, зокрема, при вирощуванні цукрових буряків їх кількість зменшується в 2 рази в порівнянні зі звичайною технологією [43]. Знижуються витрати праці на 30...50%, металоємність – на 20...25%, економиться до 40% палива, підвищується якість виконуваних робіт і врожайність [39, 41].

Застосування фронтально-начіпних машин, в складі комбінованих агрегатів, дозволяє більш повно завантажити потужні трактори без великого збільшення ширини захвату і робочих швидкостей. Це особливо важливо там, де використання широкозахватної і високошвидкісної техніки обмежується площею полів та значно пересіченою місцевістю. У підсумку цим можна знизити експлуатаційні витрати на проведення механізованих робіт, витрати праці, зменшити потребу в тракторах і металоємність процесу в розрахунку на гектар обробки, скоротити терміни виконання сільськогосподарських робіт [41].

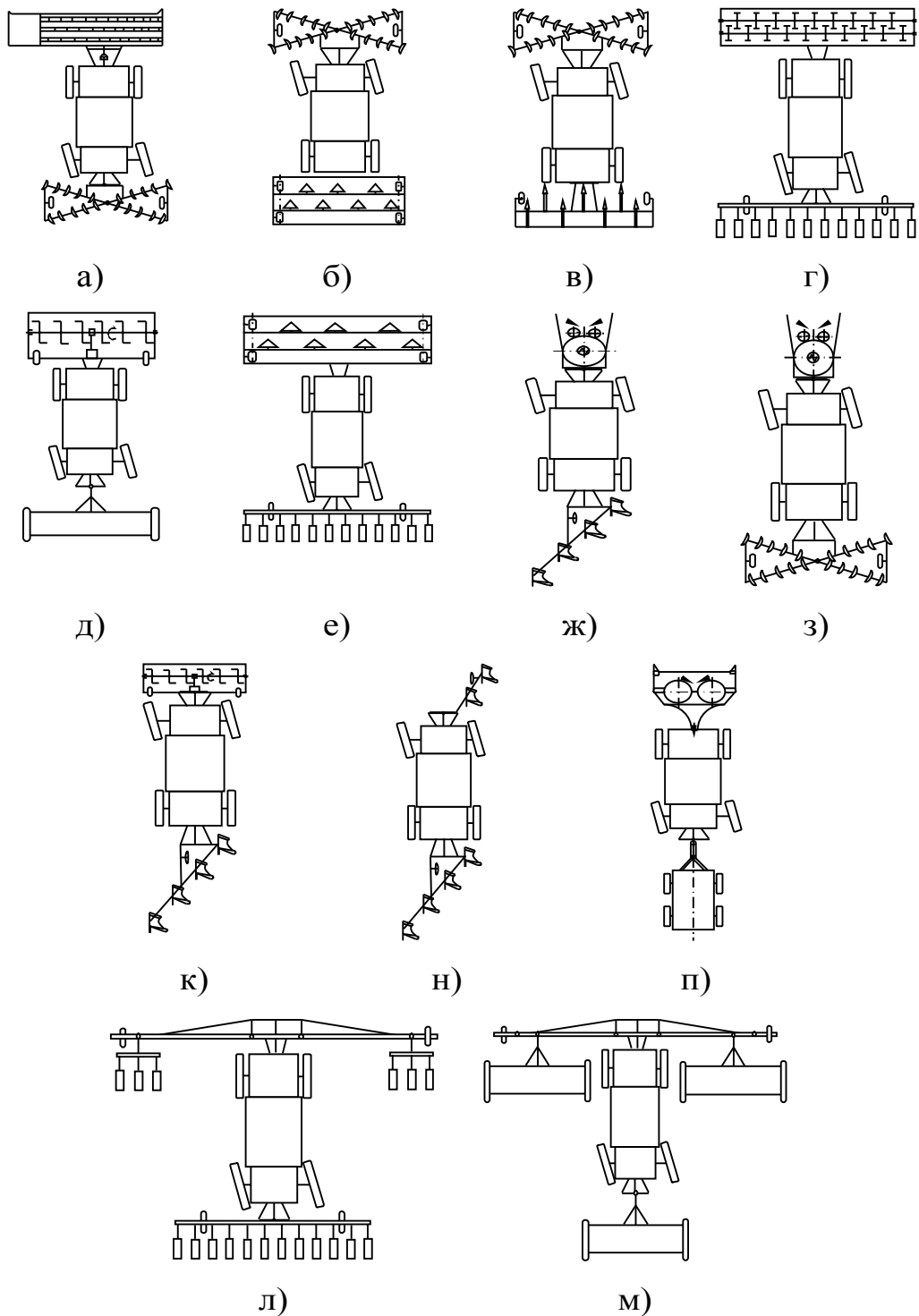


Рис. 1.10. Схеми комбінованих МТА на базі орно-просапних тракторів:

- а) – жниварно-луцильний; б) – дискувально-культиваторний; в) – дискувально-чизельний; г) – коткувально-посівний; д) – фрезерно-посівний; е) – культиваторно-посівний; ж) – орний з внесенням добрив; з) – дискувальний з внесенням добрив; к) – подрібнювальний-орний; л) – 18-ти рядний просапний (міжряддя – 70 см); м) – посівний (зчіпка + ЗСЗ-3,6); н) – орний за схемою „push - pull”; п) – кормозбиральний

При фронтальному агрегуванні значно поліпшуються умови спостереження за робочими органами сільськогосподарських знарядь, що дозволяє зменшити ширину захисних зон, зокрема, при обробці міжрядь цукрових буряків фронтально навішеним культиватором ширина захисної зони може бути зменшена з 10...12 см, прийнятих для задніх навісних знарядь, до 5...6 см при фронтально-навісному знарядді [44]. Така особливість пояснюється ще і кінематикою руху фронтально-начіпного знаряддя. Про необхідність застосування комбінованих агрегатів по вирощуванню просапних культур говорить і той факт, що тільки через переущільнення ґрунту ходовими системами МТА втрачається до 15% врожаю цукрових буряків [39]. Через переущільнення ґрунту, внаслідок неодноразового проходження рушіїв і опорних коліс МТА по полю, виникає явище просторової тісноти, зростає опір розвитку кореневих систем оброблюваних рослин, порушується оптимальний водо- і повітрообмін. Урожай зернових в слідах тракторів знижується на 10...15%, а коренеклубнеплодів – на 20..30%, а ущільнюючий вплив ходових систем на зниження врожайності проявляється наступні кілька років [45].

Одним із способів зниження такого негативного впливу на ґрунт є використання МТА з фронтальним навісною системою, яка, в сукупності з задньої, дозволяє, за рахунок поєднання операцій з обробітку ґрунту, скорочувати число проходів по полю.

Таким чином, аналізуючи все вище перелічене, можна зробити висновок про актуальність і необхідність застосування в сільському господарстві машинно-тракторних агрегатів, що використовують фронтально навісні знаряддя, які можуть входити до складу навісних комбінованих агрегатів.

Проблеми використання комбінованих агрегатів.

Як було зазначено раніше, застосування комбінованих агрегатів, що складаються з трактора, фронтально та задньоначеплених знарядь, досить перспективний напрямок розвитку сільськогосподарського машинобудування. Однак їх використання створює певні труднощі, пов'язані з особливістю агрегування цих знарядь. Основним з них є негативний вплив фронтально

навішеного знаряддя на стійкість і керованість машинно-тракторного агрегату в процесі руху. Це відбувається внаслідок того, що точка кріплення сільськогосподарського знаряддя до енергетичного засобу розташована позаду цієї машини. На стійкість керованого руху, головним чином, впливає спосіб прикладення рушійної сили. В даному випадку трактор штовхає сільськогосподарське знаряддя перед собою, а це, навіть при невеликому зміщенні лінії дії сумарної сили опору машини від середньої лінії ходу агрегату, викликає появу відхиляючого моменту, який прагне відвести агрегат від заданого напрямку руху [46].

Таким чином машинно-тракторний агрегат перетворюється в складну механічну коливальну систему, яка складається не тільки з самого трактора, а й може включати в себе як задню, так і фронтальну навіску зі своїми силовими факторами, що діють на агрегат в цілому, параметри якого вже не можна вибирати довільно, оскільки це може викликати погіршення якості руху і, відповідно, порушення всього технологічного процесу обробки ґрунту. Рух машинно-тракторного агрегату, при неправильному виборі його механічних геометричних параметрів, може стати нестійким, а це в свою чергу може привести до зниження або до повної нездатності агрегату до якісного виконання агротехнічних робіт.

При значних вертикальних коливаннях машинно-тракторного агрегату з фронтальним навішуванням часом просто неможливо досягти високих техніко-економічних та агротехнічних показників застосування МТА, що в свою чергу ускладнює їх використання або робить економічно недоцільним.

Розглядаючи рух МТА з фронтальним навішуванням у вертикальній площині, спиратися на висновки і рекомендації, які отримані в ході досліджень задньоначепних сільськогосподарських машин і знарядь на стійкість їх руху в складі агрегату, буде некоректно. Це пов'язано з тим, що при розміщенні заднього навісного обладнання спереду змінюється характер сил і моментів, що діють на агрегат, змінюються його динамічні характеристики.

На характеристики руху агрегату впливають і такі фактори, як: нормальні

реакції на колесах трактора; кути установки його керованих коліс; величина сходження коліс; розподіл навантаження по осях трактора; база трактора, а також налаштування самого механізму начіпки.

Варто зазначити, що багато питань, що стосуються руху комбінованих МТА, залишаються ще недостатньо вивченими, а деякі рекомендації, висновки та припущення зроблені з цієї тематики мають конкретну вузьку спрямованість і потребують узагальнення.

Рішення проблеми забезпечення бажаних показників руху машинно-тракторного агрегату з фронтальним навішуванням дозволило б значно підвищити ефективність використання в сільськогосподарському виробництві фронтально начіпних машин і знарядь, які можуть входити до складу комбінованих МТА. Причому завдання щодо поведінки машинно-тракторного агрегату в вертикальній площині вирішується не тільки як завдання про його рух як системи в цілому, але попередньо можуть бути розглянуті завдання про вертикальні рухи частин агрегату: фронтальноначіпної сільськогосподарської машини, задньої машини і самого трактора. Ці часткові завдання допоможуть у вирішенні задачі про плоскопаралельний рух агрегату в цілому.

Методи вирішення проблеми використання машинно-тракторного агрегату з фронтальним навішуванням.

Існує два основних способи приєднання сільськогосподарського знаряддя до трактора фронтально: жорстке або шарнірне.

Жорстке з'єднання трактора з знаряддям робить фактично неможливим поворот трактора, створюючи момент, що перешкоджає цьому повороту, що негативно позначається на керованості, тому шарнірна схема з'єднання фронтального знаряддя з трактором краще, особливо при міжрядній обробці просапних культур, де необхідно копіювати траєкторію рядків рослин. Крім того, на трактор, за шарнірної схеми з'єднання, передаються менші дестабілізуючі моменти, а знаряддя, при зустрічі з перешкодами, може відхилитися в сторону і уникнути поломки, на відміну від жорсткого з'єднання, або інколи виникає потреба у зміцненні вузлів ходової частини трактора [47].

Стійкість руху фронтальних знарядь забезпечується вже шляхом вибору конструктивних параметрів агрегату або введенням додаткових керуючих або ведучих сил, що впливають на знаряддя.

Один з найпростіших способів досягти стійкості руху МТА – це використання стабілізатора у вигляді кіля, який запобігає відхиленню при кожному випадковому повороті трактора і сприяє сталому руху знаряддя при обробці прямолінійних посівів [44], однак такий спосіб збільшує тягове опір.

В роботі [48] в якості фронтальноначіпного пристрою, що підвищує стійкість руху фронтально навішеного знаряддя, було запропоновано з'єднувати його з трактором через додаткову раму. При роботі трактора начіпна сільськогосподарська машина слідує за передньою балкою. Таким чином, точка кріплення сільськогосподарської машини розташована попереду неї. Якщо знаряддя, закріплене за допомогою зазначеного пристосування, при прямолінійній русі агрегату відхилилося від рівноважного положення, то миттєвий центр обертання рами знаряддя переміщується в сторону, протилежну відхиленню, викликаючи, таким чином, збільшення стабілізуючого моменту від рівнодіючої сил опору робочих органів, що прагне повернути знаряддя в попереднє положення.

Однак така конструкція не позбавлена і недоліків, головний з яких – це неможливість обмежити амплітуду відхилення робочого органу сільськогосподарського знаряддя. Амплітуда, в даному випадку, обмежена тільки кінематичними параметрами начіпного пристрою, а цього може бути недостатньо. Тому для підвищення стійкості руху сільськогосподарських машин було запропоновано при з'єднанні трактора і фронтальноначіпного знаряддя використовувати пристосування з пружними і демпфуючими елементами (рис. 1.11) [48].

Вказана конструкція відрізняється тим, що між тягами 3 і П-подібною рамою встановлені пружні 5 і демпфуючі 6 елементи, які одними кінцями кріпляться до рами, а інші – до тяг 3 (рис. 1.11). Завдяки цим додатковим елементам, збільшується швидкість повернення знаряддя до попередньої

траєкторії руху та зменшується амплітуда його коливань.

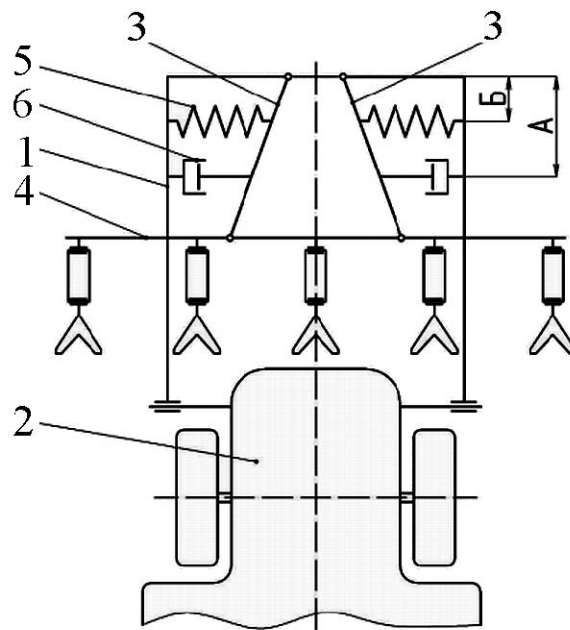


Рис. 1.11. Пристосування з пружними і дисипативними елементами для фронтального культиватора: 1 – П-подібна рама; 2 – рама трактора; 3 – нижні тяги; 4 – сільськогосподарська машина; 5 – пружні елементи; 6 – демпфуючі елементи

Поява у світовому сільськогосподарському машинобудуванні нових орно-просапних тракторів, що принципово відрізняються від традиційних, за своєю компоновальною схемою задовольняють основну пред'явлену до них вимогу – забезпечити складання комбінованих агрегатів з одноопераційних начіпних і причіпних машин для виконання різних сільськогосподарських робіт. Орно-просапні трактори можуть агрегатуватися як зі спеціальними, так і серійними сільськогосподарськими машинами. Причому в цілому ряді випадків комбінації агрегатів «орно-просапний трактор – серійна сільськогосподарська машина і знаряддя» дають більший економічний ефект у порівнянні зі спеціальними комбінованими машинами.

Орно-просапні трактори найбільш повно відповідають вимогам до третьої схеми агрегування. Вони мають більш високі тягово-зчіпні властивості, вантажопідйомність передньої начіпної системи, подовжню стійкість, а також мають вантажну площадку для розміщення технологічних ємностей та

розвинену систему відбору потужності. У результаті забезпечуються можливості використання цих тракторів у складі комбінованих МТА з різними сільськогосподарськими машинами [49].

У вирішені проблем покращення техніко-експлуатаційних показників роботи МТА на основі орно-просапних тракторів шляхом розробки і впровадження фундаментальних теоретичних основ їх агрегування, вагомий внесок внесли В.Т. Надикто, В.М. Кюрчев, В.Б. Мітков та ін. [50, 51, 52]. Проведені ними фундаментальні дослідження комбінованих агрегатів із фронтальним та заднім розміщенням одно операційних машин встановлено, що одним із шляхів подальшого розвитку тракторної енергетики України є впровадження орно-просапних тракторів, потенційні технологічні властивості яких дозволять ефективністю використовуватися їх, як при операціях основного і поверхневого обробітку ґрунту, так і при вирощуванні та збиранні зернових колосових і просапних сільськогосподарських культур.

За результатами проведених досліджень згаданих науковців отримані аналітичні залежності [51, 53, 54], які дозволяють здійснювати взаємообумовлений вибір основних конструктивних параметрів (ширина захвату, сила ваги, вертикальне навантаження на рушії і тиск повітря в їх шинах) і режиму роботи (швидкість руху, коефіцієнт кінематичної невідповідності в приводі ходової системи трактора) комбінованого МТА у складі фронтальної машини з активним приводом робочих органів і задньоагреатованого знаряддя.

Також в роботах [47, 50] досліджений характер вертикальних коливань комбінованих МТА. Встановлено, що вплив на цей процес здійснюють коефіцієнти жорсткості шин, які, з точки зору бажаного відпрацювання коливань профілю агрофону, для рушіїв трактора мають бути в межах 400...450 $\text{кН}\cdot\text{м}^{-1}$, для опорних коліс фронтальних знарядь масою на рівні 300 кг – в межах 100...150 $\text{кН}\cdot\text{м}^{-1}$, а для задньоагреатованих знарядь (плугів ПЛН-4(5)-35) – не менше 150 $\text{кН}\cdot\text{м}^{-1}$. Також встановлено, що для забезпечення оптимального значення коефіцієнта кінематичної невідповідності в приводі ходової системи

повнопривідного енергетичного засобу з однаковими колесами відношення тиску повітря в шинах задніх коліс до тиску повітря в передніх рушіях має бути таким же, як і відношення вертикального навантаження на задній міст до вертикального навантаження, яке припадає на передній міст енергетичного засобу. Для дискувально-чизельного МТА таке співвідношення між вказаними вертикальними навантаженнями рушіїв трактора, а отже і тисками повітря в їх шинах, становить 1:1,12.

В даний час усе більше поширення одержують комбіновані агрегати з активними робочими органами з вертикальною або горизонтальною віссю обертання і приводом від ВВП трактора [49]. У відмінності від знарядь з пасивними робочими органами подрібнювачі активного типу забезпечують високий ступінь подрібнювання, що досягається підбором необхідного співвідношення поступальної швидкості агрегату, частоти обертання барабана і кількості ножів на його дисках або валах.

Подрібнювачі з горизонтальною віссю обертання при взаємодії з грубостебловими рослинними залишками краще подрібнюють їх, чим подрібнювачі з вертикальною віссю обертання [49].

Простежуючи схеми подрібнювачів у хронологічному порядку, можна відзначити, що еволюція цих машин рухається по двох основних напрямках:

- тенденція до збільшення ступеня подрібнювання залишків;
- прагнення максимальне спростити конструкцію і знизити масу машини за рахунок удосконалення схеми різання.

Враховуючи останнє можна зазначити, що переважна більшість подрібнюючих апаратів мають горизонтальну вісь обертання, рідше – вертикальну і ще рідше – похилу. Практично всі машини мають опорні колеса для копіювання ґрунту.

Аналіз наявних подрібнюючих апаратів показав, що найбільш перспективним для виконання поставленої задачі є апарат, що складається з швидкообертового горизонтального вала із шарнірно прикріпленими до нього

молотками. Наприклад, із усіх силосозбиральних машин, що використовуються в Австрії 48% мають ріжучий роторний апарат [55].

Роторні подрібнювачі мають ротор із шарнірно закріпленими на ньому ножами. Вони надзвичайно прості по пристрою, мають саму низьку вартість і металоємність у порівнянні з іншими типами подрібнювачів та мають високу технологічну надійність (0,96...0,98) [56]. Енергоємність технологічного процесу в них або дорівнює, при однаковій продуктивності, енергоємності інших подрібнювачів, або незначно вище.

1.5. Розробка конструктивно-технологічної схеми агрегування комбінованого агрегату для збирання гички цукрового буряку на основі орно-просапного трактора

На підставі проведених попередніх досліджень та аналізу переваг і недоліків комбінованих агрегатів була розроблена нова конструктивно-технологічна схема збирання гички цукрового буряку з використанням орно-просапного колісного трактора, тягового класу 3. Агрегат складається з фронтально навішеної гичкозбиральної машини, яка здійснює суцільний безкопінний, безпідпінний зріз основного масиву гички, її збирання і завантаження в транспортний засіб, та задньонавішений очисник головок коренеплодів, з вертикальним приводним валом, що проводить остаточну підготовку коренеплодів до збирання (рис. 1.12).

Орієнтовна ергетична оцінка розробленої компоувальної схеми агрегату показала, що потужність на виконання технологічного процесу суцільного зрізання гички цукрового буряку гичкозбиральною машиною складе близько 8,5...14,5 кВт, причому тягова потужність не перевищуватиме 5 кВт.

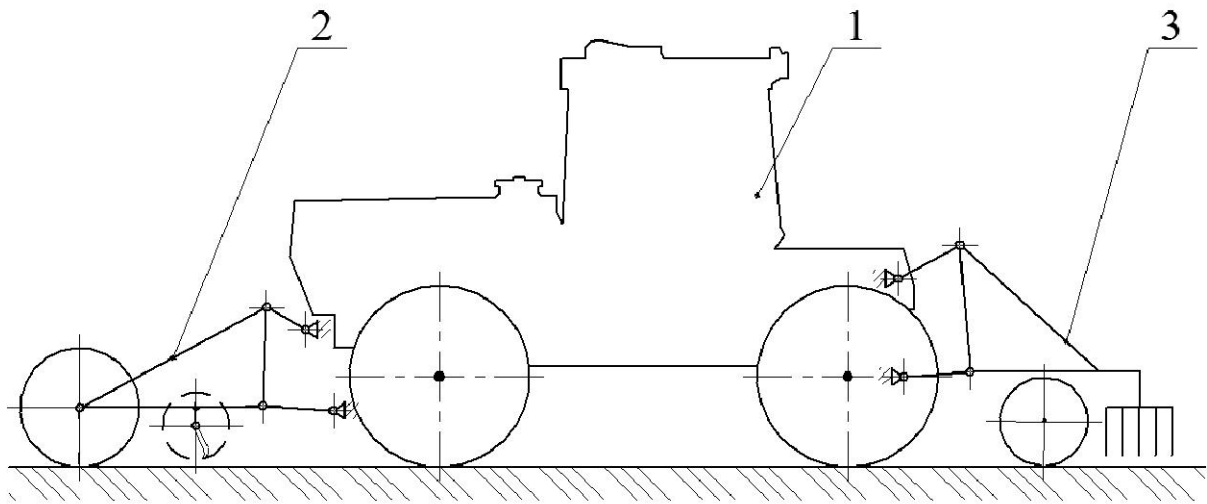


Рис. 1.12. Компонувальна схема комбінованого агрегату для збирання гички цукрового буряку: 1 – орно-просапний трактор; 2 – фронтально начеплена гичкозбиральна машина; 3 – задньоначіпний очисник головок коренеплодів

Найкращі якісні показники роботи гичкозбиральної машини даної конструкції (повнота суцільного зрізання гички – до 80,5...90,0%) можна буде отримати при частоті обертання роторного гичкорізального апарата $800...950 \text{ хв}^{-1}$, та висоті встановлення його над рівнем поверхні ґрунту – 0,04...0,06 м.

Таким чином створено передумови для розробки математичної моделі коливань робочих машин, обґрунтування його раціональних параметрів та їх вплив на якісні показники виконання робочого процесу.

1.6. Мета і задачі дослідження

Проведений аналіз способів збирання та сучасних гичкозбиральних машин, а також вивчення можливості застосування комбінованих агрегатів дозволило сформулювати наступну мету досліджень: підвищення техніко-економічних показників роботи комбінованого гичкозбирального машино-тракторного агрегату шляхом обґрунтування схеми, конструктивно-технологічних параметрів та режимів його роботи.

В основу досягнення поставленої мети покладено перевірку сформульованої нами робочої гіпотези, суть якої полягає в наступному:

застосування комбінованого агрегату для суцільного зрізу основного масиву гички та одночасної очистки головок коренеплодів на корені з обґрунтованими конструктивно-технологічними параметрами дозволить підвищити якісні та техніко-економічні показники його роботи

При цьому слід враховувати, що переваги запропонованого комбінованого агрегату для збирання гички можуть бути практично реалізовані лише за умови правильного вибору його схеми, конструктивних параметрів та режимів роботи. Для успішного вирішення цієї задачі необхідно:

- провести аналіз функціонування комбінованих машинно-тракторних агрегатів і способів збирання гички цукрового буряку та на їх основі розробити схему агрегату для збирання основного масиву гички та очистки головок коренеплодів від залишків гички на корені;

- розробити математичну модель фронтально начепленої на орно-просапний трактор гичкозбиральної машини та задньоначепленого очисника головок коренеплодів від залишків гички при русі по нерівностям поверхні ґрунту для визначення їх раціональних параметрів;

- розробити математичну модель визначення ефективності комплектування комбінованих гичкозбиральних агрегатів з метою досягнення максимальної продуктивності й мінімальних енергетичних витрат;

- провести числове моделювання на ПК отриманих систем диференціальних рівнянь руху комбінованого гичкозбирального машинно-тракторного агрегату для вибору раціональних конструктивно-кінематичних параметрів;

- визначити експлуатаційно-технологічні параметри гичкозбирального машинно-тракторного агрегату та порівняти його техніко-економічні показники з одно операційними агрегатами.

1.7. Висновки по розділу

1. Проведений аналіз способів збирання та використання гички цукрових буряків обґрунтував необхідність якісного її зрізу з мінімальним ступенем подрібнення, та якісним обрізанням головок коренеплодів з метою підвищення

ефективності виробництва.

2. Аналіз переваг та недоліків існуючих технологій та робочих органів для зрізання гички цукрового буряку дозволив встановити, що найбільш ефективним та економічним є комбінований зріз, коли здійснюється суцільний основний зріз і наступна очистка головок коренеплодів на корені.

3. Також відзначено, що важливі проблеми збирання гички буряків цукрових можна розв'язати розробкою та застосуванням комбінованих машинно-тракторних агрегатів, які побудовані за модульним принципом і дають істотні переваги щодо їх використання у виробничих умовах.

4. Важливим є те, що використання науково обґрунтованого комбінованого гичкозбирального агрегату для зрізання гички одночасно з очисткою головок коренеплодів забезпечує підвищення рівномірності руху в повздовжньо-вертикальній площині та відповідно якісне виконання технологічного процесу і економію експлуатаційних витрат.

5. Розроблена нова конструктивно-технологічна схема збирання гички буряків цукрових із використанням орно-просапного трактора дає змогу здійснити зазначений технологічний процес, за якого відбувається високоякісне зрізання основного масиву гички, її повне збирання та подальше використання для годівлі тварин або для виробництва біогазу. Це здійснює фронтальноначіпна на колісний агрегатуєчий орно-просапний трактор гичкозбиральна машина. Доочищення головок коренеплодів від залишків гички успішно здійснює задньоначіпний очисник головок коренеплодів.

6. Визначена мета дослідження та сформульовано задачі для її досягнення, які можливо реалізувати лише за умови правильного вибору схеми, конструктивних параметрів та режимів роботи комбінованого агрегату для збирання гички.

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ФРОНТАЛЬНО НАЧЕПЛЕНОЇ НА ОРНО-ПРОСАПНИЙ ТРАКТОР ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

2.1. Побудова розрахункової математичної моделі фронтально начепленої на орно-просапний трактор гичкозбиральної машини

Не дивлячись на велике поширення фронтально начеплених гичкозбиральних модулів бурякозбиральних машин західного виробництва, а також деяких конструкцій вітчизняних фронтально начеплених гичкозбиральних машин, це майже не обумовило аналітичних досліджень їхнього коливального руху. Однак, використовуючи методику, викладену в [57], можна побудувати розрахункову математичну модель цієї машини, що дасть можливість вивчити вплив її конструктивних параметрів на рух по рядах коренеплодів цукрового буряка й нерівностям поверхні ґрунту.

Розрахункова математична модель коливальних рухів фронтально начепленої, на колісний трактор тягового класу 1.4, гичкозбиральної машини була побудована Сипливцем О.О. [30]. Однак цю відому модель можна вважати початковою, спрощеною моделлю, оскільки автором розглядається рух гичкозбиральної машини, яка зв'язана з агрегатуючим трактором за допомогою лише одного умовного шарніра, тобто тут не враховані зусилля у верхніх та нижніх тягах начіпного механізму, не враховуються зусилля, які виникають у точці контакту копіювального колеса з поверхнею ґрунту, не врахована загальна сила опору, яка виникає при зрізуванні масиву гички.

Нами розроблена нова універсальна гичкозбиральна машина, що виконує технологічний процес за принципом косарки-подрібнювача, що фронтально навішується на колісний трактор [58]. У цій машині застосовується ротаційний гичкозрізаючий апарат, у якому ножі шарнірно встановлені на приводному барабані, мають дугоподібну форму й, обертаючись у повздовжньо-вертикальній площині, забезпечують безпідпирний, безкопирний зріз основного масиву гички по всій ширині захвату [59, 60, 61, 62]. На рис. 2.1 показана

конструктивно-технологічна схема цієї машини, яка успішно зрізує пучки й листя гички, а також інші рослини, що знаходяться на бурячній плантації, і транспортує зрізану масу в кузов транспортного засобу, що рухається поруч.

Технологічний процес збирання гички цукрового буряка відбувається в такий спосіб. При русі орно-просапного трактора (з шинами 9,5R42) по рядках коренеплодів цукрового буряка, копірувальні колеса 2, розташовані в передній частині рухомої рами 1, встановлюють ротор 3 з ножами на потрібну висоту зрізу. Ножі мають дугоподібну форму, причому шарнірно встановлені на циліндричній утворюючій по довжині ротора 3 таким чином, що забезпечують перекриття всієї ширини захвата. Ножі обертаються з великою частотою, завдяки чому забезпечується зріз усього масиву гичка. Абсолютна швидкість кінців лез дугоподібних ножів для зрізу гичка досягає $20...25 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$, а для скошування інших, зокрема товстостебельних культур – $40...50 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ [30, 61].

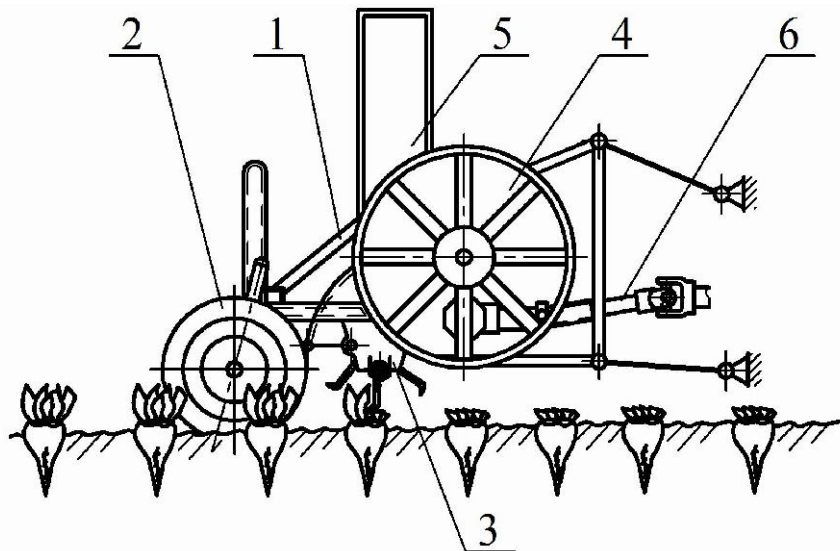


Рис. 2.1. Конструкційно-технологічна схема гичкозбиральної машини, фронтально начепленої на трактор з ротаційним ріжучим апаратом: 1 – рама; 2 – пневматичне копіювальне колесо; 3 – роторний гичкозрізаючий апарат; 4 – транспортер зрізаної гички; 5 – вивантажувальний патрубок; 6 – привід робочих органів

Зрізана дугоподібними ножами гичка рухається у верхню частину кожуха, де попадає на шнековий транспортер, що переміщає зрізану масу в

торцеву частину машини, після чого транспортер 4 через патрубок 5 вивантажує її в кузов транспортного засобу, що рухається поруч із гичкозбиральним агрегатом. Привід 6 гичкозбиральної машини здійснюється від переднього вала відбору потужності агрегуючого орно-просапного трактора. Остаточно технологічний процес збирання гички відбувається при доочищенні головок коренеплодів від залишків гички встановленим позаду агрегуючого трактора очисником з вертикальним приводним валом.

Основною перевагою гичкозбиральної машини ротаційного типу є те, що, маючи всього лише один робочий орган – ротор із шарнірно встановленими на ньому ножами, вона забезпечує якісний зріз основної маси гички й транспортування її в транспортний засіб, що рухається поруч, або може розкидати подрібнену гичку на вже прибрану частину бурячного поля [63]. Гичкозбиральна машина універсальна, має високу надійність і може бути використана як ротаційна косарка (тобто може якісно зрізати різний травостій висотою до 1 м) [61]. До недоліків гичкозбиральної машини ротаційного типу варто віднести надмірне подрібнювання гички у випадку її збору в кузов транспортного засобу, деяке забруднення зібраної маси гички ґрунтовими домішками, особливо при роботі на сухому ґрунті й при установці гичкозрізаючого апарата на знижену висоту зрізу, значні складності технічного обслуговування (демонтаж дугоподібних ножів для заточення, заміни тощо).

Для визначення впливу конструкційних і кінематичних параметрів гичкозбиральної машини, фронтально начепленої на агрегуючий колісний трактор, на величину амплітуди коливань у повздовжньо-вертикальній площині гичкозрізаючого апарата побудовано її математичну модель [64].

Для цього аналітично розглянуто рух гичкозбиральної машини тільки в повздовжньо-вертикальній площині, тобто побудовано математичну модель коливання гичкозбиральної машини при русі по нерівностях поверхні ґрунту тільки в одній площині. На підставі [57] складено еквівалентну схему руху фронтально навішеної на колісний агрегуючий трактор гичкозбиральної машини, розглядаючи її рух у повздовжньо-вертикальній площині (рис. 2.2).

Як видно з рис. 2.2, гичкозбиральна машина приєднується до трактора за

допомогою двох нижніх тяг OK і однієї верхньої тяги DM механізму навішення агрегуючого трактора, що має шарніри в точках O , D , M і K . Радіуси копіювальних коліс та гичкозрізаючого апарата позначимо відповідно через r і r_1 . Масу всієї гичкозбиральної машини позначено через M ; масу двох копіювальних коліс через $m = m_1 + m_2$, (де m_1 – маса першого копіювального колеса, m_2 – маса другого копіювального колеса). Маса m обох копіювальних коліс зосереджена в точці B . Силу ваги гичкозбиральної машини, що прикладена в її центрі мас (точка C) позначено через \bar{G} .

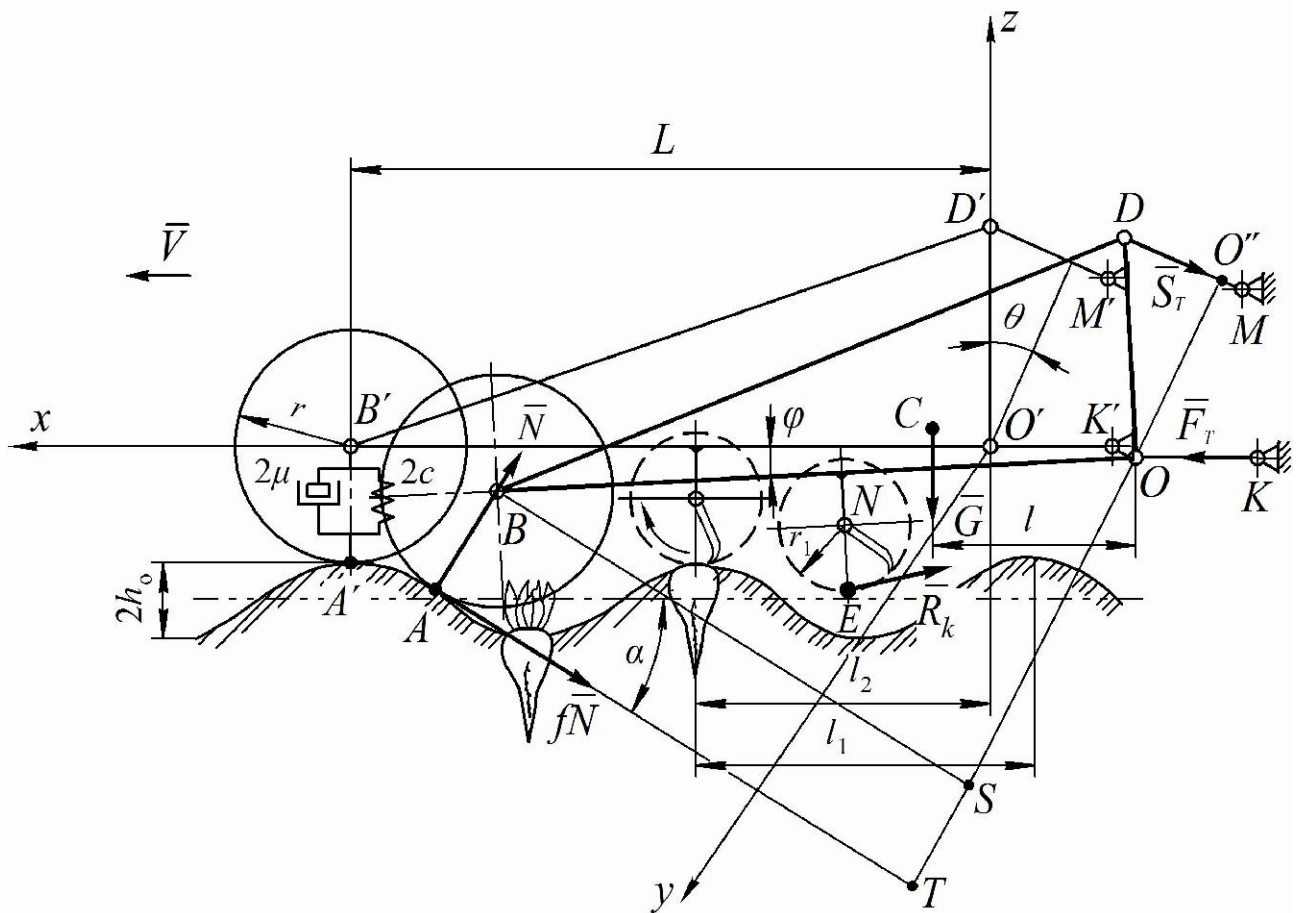


Рис. 2.2. Розрахункова схема фронтально начепленої на трактор гичкозбиральної машини

Далі динамічну систему віднесено до нерухомих декартових координат $xOyz$. При цьому площина xOz збігається з поздовжньою площиною гичкозбиральної машини і розміщена вертикально відносно площини поверхні поля.

Пневматичні копіювальні колеса представлено у вигляді

пружнодемпфуючих моделей, які мають сумарний коефіцієнт $2c$ жорсткості й сумарний коефіцієнт 2μ демпфірування.

Уважаємо, що копіювальні колеса при русі в міжряддях посівів цукрового буряка зминають верхній (більш пухкий) шар поверхні ґрунту, однак рухаються по нерівностях, які мають поздовжній профіль, близький до синусоїдального вигляду. У першому наближенні можемо вважати, що пневматичне копіювальне колесо рухаючись у міжряддях посівів цукрового буряка й зминаючи верхній пухкий шар ґрунту, контактує з нерівністю поверхні поля в точці A . При цьому нерівності поверхні ґрунту (у згладженому стані) задано у вигляді гармонійної функції, тобто аналітичним виразом такого виду [65]:

$$h = h_0 \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{l_1} \right), \quad (2.1)$$

де h – ордината висоти нерівності поверхні ґрунту, м, h_0 – половина висоти нерівності поверхні ґрунту, м, l_1 – крок нерівності поверхні ґрунту, м; $x = Vt$ – поточна координата, м; V – поступальна швидкість руху гичкозбиральної машини, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$.

Розглянемо більш докладно фізичний зміст агрегування фронтально начепленої на трактор гичкозбиральної машини і її коливань при русі по нерівностях поверхні ґрунту. Насамперед, слід зазначити, що завдяки своїй вазі, трактор, при русі по нерівностях поверхні ґрунту, ще більш істотно м'яє своїми ходовими колесами верхній шар ґрунту, згладжуючи тим самим існуючі нерівності, що сприяє зменшенню амплітуди вертикальних коливань центра мас самого трактора.

Очевидно, що по зазначених причинах вертикальні коливання колісного агрегуючого трактора значно слабшають, однак, варто думати, що вони зовсім не зникають [66]. Тому шарніри в точках K і M (рис. 2.2), як приналежні трактору, також здійснюють вертикальні коливання. Однак завдяки наявності шарнірів у точках O і D й значній масі гичкозбиральної машини, ці коливання на гичкозбиральну машину практично не передаються. Коливання агрегуючого трактора викликають лише кутові коливання тяг OK і DM , що

приєднують гичкозбиральну машину до трактора. При цьому практично можна вважати, що шарніри O й D не виконують вертикальних коливань, а тяги OK й DM повертаються навколо точок O і D відповідно, а інші кінці (шарніри K й M) коливаються самостійно разом із трактором. У силу сказаного вище, вважаємо, що точки підвісу гичкозбиральної машини (шарніри O й D) рухаються в першому наближенні прямолінійно й рівномірно.

Оскільки гичкозбиральна машина навішена спереду агрегатуючого орно-просапного трактора, то її копіювальні колеса у першу чергу сприймають існуючі нерівності профілю поверхні поля, що саме, і викликає вертикальні кутові коливання рами гичкозбиральної машини навколо точки O . Очевидно, що кут повороту φ рами гичкозбиральної машини навколо точки O істотно залежить від величини h нерівності в точці A , у якій у цей момент перебуває копіювальне колесо. Тому кут φ у деякому наближенні визначили з виразу:

$$h = L \cdot \varphi, \quad (2.2)$$

де L – відстань від точки B осі копіювального колеса до точки O підвісу рами до нижньої OK тяги механізму навішення (рис. 2.2).

Із виразу (2.2) знаходимо значення даного кута φ , який дорівнює:

$$\varphi = \frac{h}{L}, \quad (2.3)$$

або, з урахуванням виразу (2.1), можемо отримати остаточне значення кута φ :

$$\varphi = \frac{h_o}{L} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{l_1} \right). \quad (2.4)$$

Таким чином, нерівності поверхні поля є кінематичним збудником кутових коливань рами гичкозбиральної машини. Однак поворот рами машини навколо точки O може здійснювати тільки момент деякої сили, лінія дії якої не проходить через точку O .

Такими основними силами в цьому випадку є нормальна \bar{N} й дотична $f\bar{N}$ реакції ґрунту, прикладені в точці A контакту копіювального колеса із ґрунтом. Тут f – коефіцієнт опору перекочуванню копіювального колеса по

поверхні ґрунту. Ці сили є зовнішніми активними силами, які передаються на раму гичкозбиральної машини з боку поверхні ґрунту. Вони виконують роботу, пов'язану з деформацією ґрунту, і на подолання тертя, а тому є активними силами. Незважаючи на те, який використовується тип копіювальних коліс (пневматичне або з твердим ободом) воно здійснює деформацію ґрунту, при русі в міжряддях посівів цукрового буряка.

Істотну роль у створенні кутових коливань рами також відіграє сила \bar{G} ваги гичкозбиральної машини. Слід зазначити, що лінії дії сил \bar{N} і \bar{G} збігаються з напрямком переміщення точок прикладення, A і C відповідно.

Також у точці E діє реакція \bar{R}_k опору зрізанню гички роторним гичкозрізаючим апаратом. Крім цього, уздовж нижньої тяги OK механізму навішення діє сила \bar{F}_T тяги трактора, спрямована від точки K до точки O , а уздовж верхньої тяги DM механізму навішення діє сила \bar{S}_T натягу тяги DM , спрямована від точки D до точки M . Істотну роль у створенні вертикальних коливань гичкозбиральної машини також грають пружнодемпфуючі властивості пневматичних шин її копіювальних коліс. Для урахування пружнов'язких властивостей шин необхідно врахувати й визначити потенційну енергію й дисипативну функцію даної динамічної системи.

Тому для складання диференціальних рівнянь руху гичкозбиральної машини по нерівностях поверхні ґрунту доцільно скористатися диференціальними рівняннями руху у формі Лагранжа II-го роду. Згідно [57] такі рівняння в загальному випадку мають такий вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i}, \quad (2.5)$$

де T – кінетична енергія розглянутої динамічної системи; Q_i – узагальнена сила; Π – потенційна енергія системи; R – дисипативна функція (функція Релея); q_i – узагальнена координата; \dot{q}_i – узагальнена швидкість; $i = 1, 2, \dots, n$; n – число узагальнених координат (число ступенів свободи).

Насамперед, визначимо узагальнені координати даної динамічної

системи. Положення центра мас гичкозбиральної машини (точка C) у повздовжньо-вертикальній площині повністю визначається незалежною координатою φ . Оскільки центр мас пневматичних копіювальних коліс (точка B) здійснює незалежні коливальні рухи внаслідок пружнодемпфуючих властивостей копіювальних коліс і ординати висот нерівності поверхні h ґрунту значно менше довжини L , то можемо вважати, що ці коливання можуть визначатися незалежною координатою z . Таким чином, розглянута коливальна система приведена до двох узагальнених координат [67, 73]:

$$\begin{aligned} q_1 &= \varphi, \\ q_2 &= z. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Розглянута в даній роботі динамічна система має два ступені свободи й, отже, як указувалося вище, дві узагальнені координати $q_1 = \varphi$ й $q_2 = z$. Тому, у результаті цього, одержано систему двох диференціальних рівнянь у формі Лагранжа II-го роду [68]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= Q_\varphi - \frac{\partial P}{\partial \varphi} - \frac{\partial R}{\partial \dot{\varphi}}, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z} &= Q_z - \frac{\partial P}{\partial z} - \frac{\partial R}{\partial \dot{z}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

Далі, визначимо складові, які входять у систему рівнянь (2.7). Так, кінетична енергія T даної механічної системи складається з кінетичної енергії T_1 поступального руху гичкозбиральної машини, кінетичної енергії T_2 кутового переміщення рами машини навколо точки O , кінетичної енергії T_3 вертикальних коливань її копіювальних коліс і кінетичної T_4 енергії обертання пневматичних копіювальних коліс навколо осей, на яких вони встановлені. Тому вона дорівнює:

$$T = \sum_{i=1}^4 T_i = T_1 + T_2 + T_3 + T_4. \quad (2.8)$$

Визначимо значення складових, які входять у вираз (8):

$$T_1 = \frac{MV^2}{2}, \quad (2.9)$$

де M – маса гичкозбиральної машини, кг; V – швидкість поступального руху центра мас машини, $\text{м}\cdot\text{с}^{-1}$.

$$T_2 = \frac{I_{oy}\dot{\phi}^2}{2}, \quad (2.10)$$

де I_{oy} – момент інерції рами гичкозбиральної машини відносно осі OY , що перпендикулярна повздовжньо-вертикальній площині, яка проходить через точку O , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $\dot{\phi}$ – кутова швидкість повороту рами машини, с^{-1} .

$$T_3 = \frac{m\dot{z}^2}{2}, \quad (2.11)$$

де m – маса копіювальних коліс, кг; \dot{z} – швидкість вертикальних коливань копіювальних коліс, $\text{м}\cdot\text{с}^{-1}$.

$$T_4 = \frac{I_k\omega^2}{2}, \quad (2.12)$$

де I_k – момент інерції копіювальних коліс відносно осі обертання (сумарний для двох копіювальних коліс), $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; ω – кутова швидкість обертання копіювальних колеса, с^{-1} .

Далі визначено кутову швидкість ω копіювального колеса. Через величину S окружного переміщення копіювальне колесо його кутова швидкість виражатися в такий спосіб:

$$\omega = \frac{dS}{dt} \cdot \frac{1}{r}, \quad (2.13)$$

де r – радіус копіювального колеса, м.

Враховуючи, що копіювальне колесо переміщається по синусоїдальному профілю, то диференціал дуги переміщення колеса дорівнює:

$$dS = \sqrt{dx^2 + dh^2} = \sqrt{1 + \frac{4\pi^2 h_o^2}{l_1^2} \sin^2 \frac{2\pi x}{l_1}} dx, \quad (2.14)$$

або з огляду на, що $dx = Vdt$, одержуємо наступне його вираження:

$$dS = \sqrt{1 + \frac{4\pi^2 h_o^2}{l_1^2} \sin^2 \frac{2\pi Vt}{l_1}} Vdt. \quad (2.15)$$

Підставляючи вираження (2.15) в (2.13), одержуємо остаточне вираження

для визначення кутової швидкості ω обертання копіювального колеса:

$$\omega = \frac{V}{r} \sqrt{1 + \frac{4\pi^2 h_o^2}{l_1^2} \sin^2 \frac{2\pi Vt}{l_1}}. \quad (2.16)$$

Тоді кінетична енергія T_4 дорівнює:

$$T_4 = \frac{I_k V^2}{2r^2} \left(1 + \frac{4\pi^2 h_o^2}{l_1^2} \sin^2 \frac{2\pi Vt}{l_1} \right). \quad (2.17)$$

З огляду на вирази (2.8), (2.9), (2.10), (2.11) і (2.17), одержано остаточний вираз для визначення кінетичної енергії розглянутої динамічної системи:

$$\begin{aligned} T &= \frac{MV^2}{2} + \frac{I_{oy} \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m\dot{z}^2}{2} + \frac{I_k V^2}{2r^2} \left(1 + \frac{4\pi^2 h_o^2}{l_1^2} \sin^2 \frac{2\pi Vt}{l_1} \right) = \\ &= \frac{1}{2} (MV^2 + I_{oy} \dot{\varphi}^2 + m\dot{z}^2) + \frac{1}{2r^2} I_k V^2 \left(1 + \frac{4\pi^2 h_o^2}{l_1^2} \sin^2 \frac{2\pi Vt}{l_1} \right). \end{aligned} \quad (2.18)$$

Потенційна енергія P даної динамічної системи дорівнює роботі пружних сил деформації пневматичних шин обох копіювальних коліс, і тому визначається наступним виразом:

$$P = c(L\varphi - z)^2, \quad (2.19)$$

де c – коефіцієнт жорсткості пневматичних шин коліс копіювальної системи, $\text{Н}\cdot\text{м}^{-1}$; L – відстань від осі підвісу гичкозбиральної машини (точка O) до осі її копіювальних коліс (точка B), м.

Дисипативну функцію R даної динамічної системи визначаємо через сили в'язкого опору, що пропорційні швидкості переміщення, а тому вона дорівнює:

$$R = \mu(L\dot{\varphi} - \dot{z})^2, \quad (2.20)$$

де μ – коефіцієнт демпфірування копіювальних коліс, $\text{Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}^{-1}$.

Вказані сили опору також обумовлені пневматичними шинами копіювальних коліс, гичкозбиральної машини.

Виконаємо необхідні перетворення, обумовлені застосуванням рівнянь динаміки у формі Лагранжа II-го роду. Для цього спочатку знайдено необхідні похідні, які входять у вираз (2.7).

Це зроблено послідовно для кожної узагальненої координати.

Для першої узагальненої координати φ вони рівні:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = I_{oy} \dot{\varphi}, \quad (2.21)$$

тоді

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = I_{oy} \ddot{\varphi}. \quad (2.22)$$

Якщо врахувати, що:

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0, \quad (2.23)$$

тоді остаточно ліва частина першого рівняння системи (7) дорівнює:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = I_{oy} \ddot{\varphi}. \quad (2.24)$$

Аналогічно знайдемо частки похідні для потенційної енергії P й для дисипативної функції R . Маємо:

$$\frac{\partial P}{\partial \varphi} = 2cL(L\varphi - z), \quad (2.25)$$

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{\varphi}} = 2\mu L(L\dot{\varphi} - \dot{z}). \quad (2.26)$$

Для другої узагальненої координати z аналогічно знайдемо необхідні похідні, які також входять у вираз (2.7). Вони рівні:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} = m\dot{z}, \quad (2.27)$$

тоді

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) = m\ddot{z}. \quad (2.28)$$

З огляду на те, що:

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0, \quad (2.29)$$

ліва частина другого рівняння системи (2.7) визначається виразом (2.28).

Часткові похідні для потенційної енергії P й для дисипативної функції R для другої узагальненої координати z відповідно рівні:

$$\frac{\partial P}{\partial z} = 2c(z - L\varphi), \quad (2.30)$$

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{z}} = -2\mu(L\dot{\varphi} - \dot{z}). \quad (2.31)$$

Далі визначено узагальнені сили Q_φ й Q_z по узагальнених координатах φ і z відповідно.

Для визначення узагальненої сили Q_φ скористалися виразом для елементарної роботи активних сил на можливому переміщенні $\delta\varphi$, тоді маємо:

$$\begin{aligned} \delta A_\varphi = & -N \cdot BS \cdot \delta\varphi + fN \cdot TO \cdot \delta\varphi + R_k \cos \varphi \cdot EN \cdot \delta\varphi + \\ & + G \cdot l \cdot \cos \varphi \cdot \delta\varphi - S_T \cdot OO'' \cdot \delta\varphi, \end{aligned} \quad (2.32)$$

де BS , TO , $EN \cdot \cos \varphi$, $l \cdot \cos \varphi$ і OO'' – плечі сил \bar{N} , $f\bar{N}$, \bar{R}_k , \bar{G} і \bar{S}_T щодо точки O відповідно (рис. 2).

Тоді узагальнена сила Q_φ по кутовій координаті φ дорівнює:

$$\begin{aligned} Q_\varphi = \frac{\delta A_\varphi}{\delta\varphi} = & -N \cdot BS + fN \cdot TO + R_k \cos \varphi \cdot EN + \\ & + G \cdot l \cdot \cos \varphi - S_T \cdot OO''. \end{aligned} \quad (2.33)$$

Дана узагальнена сила Q_φ фактично являє собою алгебраїчну суму моментів всіх активних сил щодо точки O , що діють на дану динамічну систему.

Визначимо, відповідно до еквівалентної схеми, плечі сил, що входять у вираз (2.33). Як видно з рис. 2.2:

$$BS = L \cdot \cos(\alpha + \varphi), \quad (2.34)$$

де α – кут нахилу дотичної до косинусоїди, заданої виразом (2.1).

Як відомо, тангенс кута нахилу дотичної до кривої $h = f(x)$ в даній точці дорівнює похідній від рівняння цієї кривої по змінній x у цій точці, тобто $\operatorname{tg} \alpha = h'_x$.

Враховуючи вираз (1), отримаємо:

$$h'_x = \frac{2\pi h_o}{l_1} \cdot \sin \frac{2\pi x}{l_1}, \quad (2.35)$$

тому:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \left[\frac{2\pi h_o}{l_1} \cdot \sin \frac{2\pi x}{l_1} \right]. \quad (2.36)$$

Далі, з рис. 2.2 одержуємо значення інших плечей:

$$TO = r + L \sin(\alpha + \varphi), \quad (2.37)$$

$$OO'' = OD \cdot \cos(\theta + \varphi), \quad (2.38)$$

Підставляючи вирази (2.34), (2.37) і (2.38) у вираз (2.33), одержано значення узагальненої сили Q_φ , яка дорівнює:

$$\begin{aligned} Q_\varphi = & -N \cdot L \cdot \cos(\alpha + \varphi) + fN \cdot [r + L \sin(\alpha + \varphi)] + \\ & + R_k \cdot EN \cdot \cos \varphi + G \cdot l \cdot \cos \varphi - S_T \cdot OD \cdot \cos(\theta + \varphi), \end{aligned} \quad (2.39)$$

де EN, OD – задані конструкційні параметри.

Для визначення узагальненої сили Q_z використовували вираз для елементарної роботи активних сил на можливному переміщенні δZ :

$$\begin{aligned} \delta A_z = & N \cdot \cos \alpha \cdot \delta z - fN \cdot \sin \alpha \cdot \delta z + R_k \sin \varphi \cdot \delta z - \\ & - G \cdot \cos \varphi \cdot \delta z - S_T \cdot \sin(\theta + \varphi) \cdot \delta z + F_T \cdot \sin \varphi \cdot \delta z. \end{aligned} \quad (2.40)$$

Звідси бачимо, що узагальнена сила Q_z остаточно дорівнює:

$$\begin{aligned} Q_z = \frac{\delta A_z}{\delta z} = & N \cdot \cos \alpha - fN \cdot \sin \alpha + R_k \sin \varphi - \\ & - G \cdot \cos \varphi - S_T \cdot \sin(\theta + \varphi) + F_T \cdot \sin \varphi. \end{aligned} \quad (2.41)$$

Узагальнена сила Q_z являє собою фактично алгебраїчну суму проєкцій всіх активних сил на вісь Oz .

Підставляючи вирази (2.24), (2.25), (2.26), (2.28), (2.29), (2.30), (2.31), (2.39), (2.41) у систему рівнянь (2.7), одержано:

$$\left. \begin{aligned} I_{oy} \ddot{\varphi} + 2cL(L\varphi - z) + 2\mu L(L\dot{\varphi} - \dot{z}) = & -N \cdot L \cdot \cos(\alpha + \varphi) + \\ & + fN \cdot [r + L \sin(\alpha + \varphi)] + R_k \cdot EN \cdot \cos \varphi + G \cdot l \cdot \cos \varphi - \\ & - S_T \cdot OD \cdot \cos(\theta + \varphi), \\ m\ddot{z} + 2c(z - L\varphi) - 2\mu(L\dot{\varphi} - \dot{z}) = & N \cdot \cos \alpha - fN \cdot \sin \alpha + \\ & + R_k \sin \varphi - G \cdot \cos \varphi - S_T \cdot \sin(\theta + \varphi) + F_T \cdot \sin \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (2.42)$$

Отримана система (2.42), що складається із двох диференціальних рівнянь, моделює коливання центра мас гичкозбиральної машини (точка C) у повздовжньо-вертикальній площині й коливання центра копіювального колеса (точка B).

Далі систему привели (2.42) до наступного вигляду [69]:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi} + \frac{2}{I_{oy}}(cL^2\varphi - cLz + \mu L^2\dot{\varphi} - \mu L\dot{z}) &= \frac{1}{I_{oy}} \left\{ -N \cdot L \cdot \cos(\alpha + \varphi) + \right. \\ &+ fN \cdot [r + L \sin(\alpha + \varphi)] + R_k \cdot EN \cdot \cos \varphi + G \cdot l \cdot \cos \varphi - \\ &\left. - S_T \cdot OD \cdot \cos(\theta + \varphi) \right\}, \\ \ddot{z} + \frac{2}{m}(cz - cL\varphi - \mu L\dot{\varphi} + \mu\dot{z}) &= \frac{2}{m} [N \cdot \cos \alpha - fN \cdot \sin \alpha + \\ &+ R_k \sin \varphi - G \cdot \cos \varphi - S_T \cdot \sin(\theta + \varphi) + F_T \cdot \sin \varphi]. \end{aligned} \right\} \quad (2.43)$$

Таким чином, нами отримана система нелінійних диференціальних рівнянь (2.43) щодо невідомих узагальнених координат φ і z , що являє собою розрахункову математичну модель руху фронтально начепленої на колісний агрегатуючий трактор гичкозбиральної машини.

2.2. Числовий розв'язок системи диференціальних рівнянь коливань гичкозбиральної машини при русі по нерівностям поверхні ґрунту

Початкові умови для системи (2.43) мають такий вигляд:

при $t = 0$:

$$z = 0, \quad \dot{z} = 0, \quad \varphi = 0 \quad \text{і} \quad \dot{\varphi} = 0. \quad (2.44)$$

Система диференціальних рівнянь (2.43) з початковими умовами (2.44) може бути вирішена по складеній для цього програмі на ПК адаптованим методом Рунге-Кутта в системі MathCAD.

Однак в отриману систему диференціальних рівнянь (2.43) входить невідома нормальна реакція \bar{N} , що діє з боку ґрунту на копіювальні колеса, а також сила \bar{R}_k опору зрізання гички [70].

В першому наближенні нормальну реакцію \bar{N} визначали з умови рівноваги системи у фіксований момент часу, наприклад, рівності нулю алгебраїчної суми моментів всіх сил, що діють на систему, щодо точки O . Таке рівняння можна одержати з рівняння (2.39) за умови, що $Q_\varphi = 0$, маємо:

$$\begin{aligned} & -N \cdot L \cdot \cos(\alpha + \varphi) + fN \cdot [r + L \sin(\alpha + \varphi)] + \\ & + R_k \cdot EN \cdot \cos \varphi + G \cdot l \cdot \cos \varphi - S_T \cdot OD \cdot \cos(\theta + \varphi) = 0. \end{aligned} \quad (2.45)$$

Однак кути α й φ , що входять у рівняння (2.45), залежать від часу, тому зручно розглянути момент часу, коли кути α й φ дорівнюють нулю. Як видно з рис. 2.2, це момент часу коли копіювальне колесо, перебуває на горизонтальній поверхні, наприклад, у максимальній точці косинусоїди (2.1). Тоді при $\alpha = 0$ й $\varphi = 0$ з виразу (45) одержано:

$$-N \cdot L + fN \cdot r + R_k \cdot EN + G \cdot l - S_T \cdot OD \cdot \cos \theta = 0. \quad (2.46)$$

Таким чином, з рівняння (2.46) знайдено значення шуканої реакції \bar{N} :

$$N = \frac{G \cdot l + R_k \cdot EN - S_T \cdot OD \cdot \cos \theta}{L - fr}. \quad (2.47)$$

Отримане з виразу (2.47) значення нормальної реакції N з достатньою для практики точністю можна використати при рішенні системи диференціальних рівнянь (2.43).

Однак отримана математична модель є досить загальною. Вона придатна для опису вертикальних коливань фронтально начепленої на агрегатуючий трактор гичкозбиральної машини у випадку, коли закон зміни профілю нерівностей поверхні ґрунту заданий у вигляді довільної безперервної функції $h = f(x)$. У цьому випадку закон зміни профілю нерівностей поверхні ґрунту відомий і задається виразом (2.1). На підставі цього виразу вище було отримано вираз (2.4), що описує в деякому наближенні закон зміни кутової координати φ при поступальному переміщенні гичкозбиральної машини. Тому в цьому конкретному випадку вираз (2.4) є наближеним рішенням системи диференціальних рівнянь (2.43). Підставляючи цей вираз в одне їхній рівнянь системи (2.43), одержуємо диференціальне рівняння для визначення закону

зміни координати z .

Підставимо вираз (2.4) у друге диференціальне рівняння системи (2.43). Для цього запишемо вираз (2.4) у наступному вигляді:

$$\varphi = \frac{h_o}{L} \left(1 - \cos \frac{2\pi Vt}{l_1} \right). \quad (2.48)$$

Диференціюючи вираз (2.48) за часом t одержуємо:

$$\dot{\varphi} = \frac{2\pi h_o V}{L l_1} \sin \frac{2\pi Vt}{l_1}. \quad (2.49)$$

Підставляючи вирази (2.48) і (2.49) у друге рівняння системи (2.43), одержуємо наступне диференціальне рівняння щодо невідомої функції $z(t)$:

$$\ddot{z} + \frac{2\mu}{m} \dot{z} + \frac{2c}{m} z = \frac{4\pi\mu h_o V}{m l_1} \sin \frac{2\pi Vt}{l_1} - \frac{2ch_o}{m} \cos \frac{2\pi Vt}{l_1} + \frac{2ch_o}{m} + \frac{2}{m} [N \cos \alpha - fN \sin \alpha + (R_k + F_T) \sin \varphi - G \cdot \cos \varphi - S_T \cdot \sin(\theta + \varphi)]. \quad (2.50)$$

Рівняння (2.50) є лінійним диференціальним рівнянням другого порядку з постійними коефіцієнтами із правою частиною.

Його загальне рішення, як відомо, складається із загального рішення лінійного однорідного рівняння й часткового рішення неоднорідного рівняння, від якого визначається видом правої частини рівняння (2.50):

$$z = z_{одн.} + z^*. \quad (2.51)$$

Однак вид правої частини рівняння (2.50) не дозволяє знайти аналітичний вираз для рішення z^* . Тому зазначене рівняння також необхідно вирішувати числовими наближеними методами, наприклад Рунге-Кутта. При цьому слід зазначити, що вирішити диференціальне рівняння (2.50) числовими методами значно простіше, ніж систему диференціальних рівнянь (2.43). До того ж, для практичного використання рівняння (2.50) можна спростити. Вважаючи кути α й φ досить малими, можна прийняти, що $\sin \varphi \approx \varphi$, $\cos \varphi \approx 1$, $\sin \alpha \approx \alpha$, $\cos \alpha \approx 1$. З огляду на ці наближені рівності, рівняння (2.50) прийме наступний вигляд:

$$\ddot{z} + \frac{2\mu}{m}\dot{z} + \frac{2c}{m}z = \frac{4\pi\mu h_0 V}{ml_1} \sin \frac{2\pi Vt}{l_1} - \frac{2ch_0}{m} \cos \frac{2\pi Vt}{l_1} + \frac{2ch_0}{m} + \frac{2}{m} [N - fN \cdot \alpha + (R_k + F_T) \cdot \varphi - G - S_T \cdot \sin \theta]. \quad (2.52)$$

Підставивши замість α вираз (2.36), а замість φ – вираз (2.48), одержимо:

$$\ddot{z} + \frac{2\mu}{m}\dot{z} + \frac{2c}{m}z = \frac{4\pi\mu h_0 V}{ml_1} \sin \frac{2\pi Vt}{l_1} - \frac{2ch_0}{m} \cos \frac{2\pi Vt}{l_1} + \frac{2ch_0}{m} + \frac{2}{m} \left[N - fN \cdot \arctg \left[\frac{2\pi h_0}{l_1} \cdot \sin \frac{2\pi Vt}{l_1} \right] + (R_k + F_T) \cdot \frac{h_0}{L} \left(1 - \cos \frac{2\pi Vt}{l_1} \right) - G - S_T \cdot \sin \theta \right]. \quad (2.53)$$

Рівняння (2.52), а значить і рівняння (2.53) значно простіше рівняння (2.50) для рішення числовими методами.

Визначивши координату z вертикального переміщення центра мас копіювальних коліс, можемо визначити вертикальне переміщення ножа роторного гичкозрізаючого апарата гичкозбиральної машини (точка E , рис. 2.2) з наступного виразу:

$$S_E(t) = l_2 \varphi(t) - \frac{l_2}{L} z(t), \quad (2.54)$$

де l_2 – відстань від точки M кріплення ножа до рами до точки O підвісу гичкозбиральної машини до нижньої тяги OK ; $\varphi(t)$ – визначається згідно виразу (2.48).

Вертикальне переміщення центра мас гичкозбиральної машини (точка C) визначали з наступного виразу:

$$S_C(t) = l \varphi(t) - \frac{l}{L} z(t), \quad (2.55)$$

де l – відстань від вертикальної осі, що проходить через точку C , до точки O ; $\varphi(t)$ – визначається згідно виразу (2.28).

Більше того, вертикальне переміщення $S(t)$ довільної точки рами, що

перебуває на відстані x від точки O , можна визначити з виразу:

$$S(t) = x\varphi(t) - \frac{x}{L}z(t). \quad (2.56)$$

При числовому моделюванні на ПК змінювали значення швидкості руху трактора з яким агрегатується гичкозбиральна машина змінювалося. Значення швидкості руху агрегатуючого трактора змінюються від $V=5,4$ км/год до $V=12,6$ км/год, та моменти інерції гичкозбиральної машини I_{oy} , які залежать від M – маси гичкозбиральної машини та l_1 – відстані від осі копіювальних коліс, до точки O підвісу (рис. 2.2). При розрахунках треба використовувати декілька значень моменту інерції від $I_{oy} = 30,0$ кг·м² до $I_{oy} = 60,0$ кг·м².

Деякі конструкційні й кінематичні параметри трьохрядної гичкозбиральної машини фронтально начепленої на колісний трактор, представлено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1.

Параметри гичкозбиральної машини та нерівностей поверхні ґрунту, які використані при чисельному моделюванні на ПЕОМ математичної моделі руху фронтально начепленої на трактор гичкозбиральної машини

№ з/п	Параметри	Позначення	Одиниці вимірювання	Значення
1	2	3	4	5
1.	Вага машини та гички, що знаходиться в ній	G	Н	9300
2.	Маса машини разом з гичкою	M	кг	948
3.	Вага копіювального колеса ($G_k = G_{k1} + G_{k2}$)	G_k	Н	480
4.	Маса копіювального колеса ($m = m_1 + m_2$)	m	кг	48,90
5.	Момент інерції машини відносно осі обертання	I_{oy}	кг·м ²	30,0...60,0
6.	Відстань від осі підвісу машини до осі копіювальних коліс	L	м	1,80
7.	Відстань від осі підвісу машини до осі зрізувального апарата	l_2	м	1,10

1	2	3	4	5
8.	Коефіцієнт жорсткості копіювальних коліс	$2C$	$\text{H}\cdot\text{м}^{-1}$	4000
9.	Коефіцієнт демпфірування копіювальних коліс	2μ	$\text{H}\cdot\text{с}\cdot\text{м}^{-1}$	150
10.	Половина висоти нерівності поверхні ґрунту	h_o	м	0,04
11.	Крок нерівностей поверхні ґрунту	l_1	м	0,70
12.	Коефіцієнт опору перекочуванню	f	-	0,3
	Загальна сила зрізування гички (при трирядному варіанті, коли блок з 12 ножів зрізує одночасно 3 коренеплоди)	R_k	Н	300
13.	Нормальна сила в точці контакту копіювального колеса з ґрунтом	N	Н	4117
14.	Сила тертя в точці контакту копіювального колеса з ґрунтом	fN	Н	1235
15.	Радіус ротора гичкорізального апарата	r_1	м	0,30
16.	Радіус копіювального колеса	r	м	0,365
17.	Зусилля у верхній тязі начіпного механізму	S_T	Н	209
18.	Зусилля у нижній тязі начіпного механізму	F_T	Н	1750

2.3. Визначення раціональних параметрів фронтально начепленої гичкозбиральної машини

Результати числового моделювання відповідно до розробленої математичної моделі коливань гичкозбиральної машини, що фронтально встановлена на орно-просапний трактор представлені на рис. 2.3-2.4.

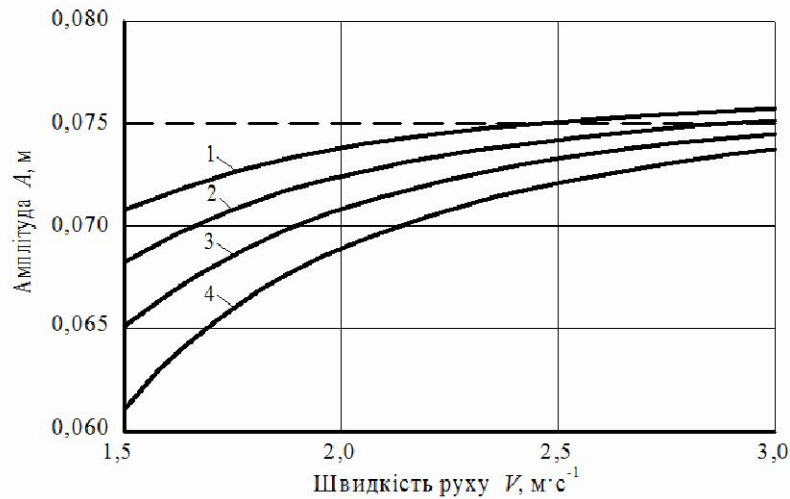


Рис. 2.3 – Залежність амплітуди A власних коливань ротора гичкозбиральної машини від швидкості V її руху при різному кроці нерівності поверхні ґрунту:

1 – $l_1 = 0,6$ м; 2 – $l_1 = 0,7$ м; 3 – $l_1 = 0,8$ м; 4 – $l_1 = 0,9$ м

Аналіз отриманої залежності дозволяє стверджувати, що збільшення ширини захвату агрегатів для основної обробки ґрунту, а також поліпшення якості підготовки поверхні поля значним чином зменшує коливання фронтальної гичкозбиральної машини, особливо на швидкостях руху до $2,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$.

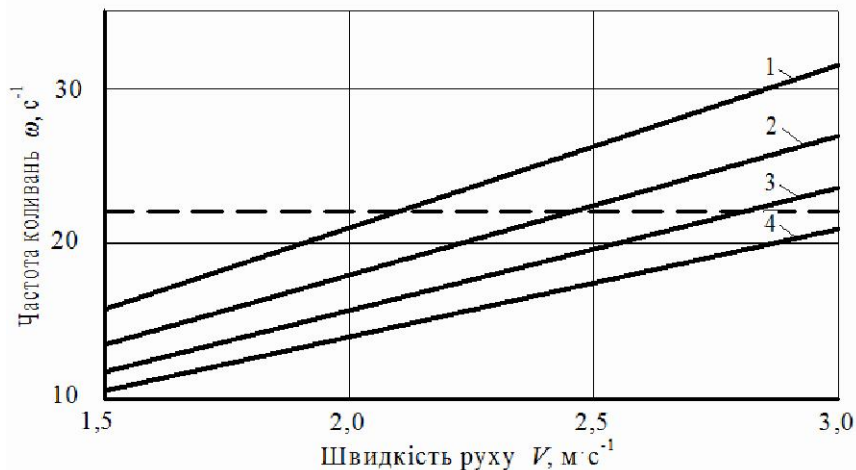


Рис. 2.4 – Залежність частоти ω змущених коливань ротора гичкозбиральної машини від швидкості її руху V при різному кроці нерівності поверхні ґрунту:

1 – $l_1 = 0,6$ м; 2 – $l_1 = 0,7$ м; 3 – $l_1 = 0,8$ м; 4 – $l_1 = 0,9$ м

З отриманої залежності (рис. 2.4) бачимо, що частота змущених коливань

ротора не буде перевищувати 22 с^{-1} у всьому діапазоні агротехнічних швидкостей при кроковій нерівності більше $0,9 \text{ м}$.

2.4. Висновки по розділу

1. Відзначено, що фронтально встановлена на агрегуючий трактор гичкозбиральна машина здійснює, у процесі роботи, кутові коливання в повздовжньо-вертикальній площині при русі по нерівностях поверхні ґрунту, які є кінематичними збудниками, а також незалежні коливальні руху внаслідок пружнодемпфуючих властивостей пневматичних копіювальних коліс, що рухаються в міжряддях посівів цукрового буряка й мають відповідні коефіцієнти жорсткості й демпфірування.

2. Для розглянутої динамічної системи побудована еквівалентна схема руху в повздовжньо-вертикальній площині з позначенням всіх діючих на неї сил, конструктивних розмірів та заданої системи координат, а також вибором узагальнених координат.

3. На підставі вихідних рівнянь динаміки у формі Лагранжа 2-го роду отримана система двох нелінійних диференціальних рівнянь коливань фронтально навішеної на агрегуючий колісний орно-просапний трактор гичкозбиральної машини, щодо невідомих узагальнених координат φ і Z , що являє собою розрахункову математичну модель її руху.

4. Проведені аналітичні перетворення дали можливість одержати загальне рішення диференціального рівняння, знайти закон поступальних вертикальних коливань центра мас копіювальних коліс при русі гичкозбиральної машини по нерівностях поверхні ґрунту, знайти кінцеві вирази амплітуди власних і змушених коливань центра мас копіювальних коліс, а також їхню кругову частоту власних і змушених коливань.

5. Числове моделювання коливальних характеристик фронтального навішеної гичкозбиральної машини на основі орно-просапного колісного трактора тягового класу 3 показало, що при прийнятих конструкційно-кінематичних параметрах дана коливальна система здатна гасити збудючий

вплив з боку поверхні поля. Так, наприклад, при швидкості руху агрегату $V = 3,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ амплітуда A власних коливань ротора гичкозбиральної машини зменшується в 1,2...1,5 рази в порівнянні з висотою нерівностей поверхні поля $h_0 = \pm 0,04 \text{ м}$.

6. Числове моделювання коливальних характеристик фронтального начіпного гичкозбирального агрегату на базі орно-просапного колісного трактора тягового класу 3 дозволяє визначити вплив швидкісного режиму на амплітуду коливань гичкозбиральної машини.

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ЗАДНЬОНАЧЕПЛЕНОГО НА ОРНО-ПРОСАПНИЙ ТРАКТОР ОЧИСНИКА ГОЛОВОК КОРЕНЕПЛОДІВ ВІД ЗАЛИШКІВ ГИЧКИ ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНОСТЯХ ПОВЕРХНІ ҐРУНТУ

3.1. Побудова розрахункової математичної моделі очисника головок коренеплодів від залишків гички при русі по нерівностям поверхні ґрунту

Сучасні технології збирання гички цукрового буряку передбачають після основної суцільної обрізки гички цукрового буряку з головок коренеплодів додатково здійснювати видалення залишків гички, які залишаються на головках у вигляді зелених та міцних коротких черешків (стебел) або сухих та полеглих окремих листів й стебел, що перебувають у міжряддях посівів. Це значно і неприпустимо забруднює коренеплоди цукрового буряку при їх наступному викопуванні з ґрунту [71]. Тому, з метою зменшення кількості рослинних домішок у купі коренеплодів використовують різноманітні конструкції очисників головок коренеплодів на корені, з яких найбільше поширення отримали лопатеві очисники, із приводними горизонтальними валами. Але вони мають ряд істотних недоліків, серед яких основними є: нерівномірне очищення головки з усіх боків, підвищена енергоємність процесу, вибивання тіл коренеплодів буряку із ґрунту та інтенсивне зношування еластичних очисних лопатей.

Значною мірою зменшити вплив цих недоліків на якість виконання технологічного процесу дозволить використання очисника головок коренеплодів з вертикальним приводним валом. Тому виникає необхідність у дослідженні процесу руху даного виду очисника головок коренеплодів та визначені впливу його коливань на якість видалення залишків гички.

Актуальним питанням в галузі механізації буряківництва є очищення (видалення залишків гички) з головок коренеплодів буряку цукрового після її основної обрізки на корені ріжучими апаратами гичкозбиральних машин очисниками головок, якому присвячена чисельна низка наукових праць [72, 73, 74, 75, 76] та ін. У них викладені результати теоретичних і експериментальних досліджень очисників головок коренеплодів цукрового буряку різних конструкцій:

лопатевих, кільцевого, секторного, барабанного типів, а також очисника виконаного у вигляді параболоїда. Також частково розглянуто питання впливу коливань лопатевих очисників з горизонтальними приводними валами на переміщення їх робочих органів, але й дотепер не знайшли відображення достатньо точні дослідження, які б дозволили оцінити вплив коливань, що виникають внаслідок руху очисника з вертикальним приводним валом по нерівностях поверхні поля на якість очистки головок коренеплодів від залишків гички. Деякі питання по побудуванню розрахункової математичної моделі руху задньоначіпленого очисника головок коренеплодів від залишків гички наведені в роботі [73]. Однак тут також не враховуються зусилля в тягах начіпного механізму, деякі реакції ґрунту та ін.

Однак, використовуючи методику, викладену в [57], побудуємо розрахункову математичну модель очисника, що дасть можливість вивчити вплив його конструкційних параметрів на рух по рядах коренеплодів буряка цукрового по нерівностям поверхні ґрунту [77].

Побудуємо насамперед еквівалентну схему руху задньоначіпленого на орно-просапний агрегуючий трактор очисника, копіюючі колеса якого рухаються по нерівностях поверхні ґрунту.

У процесі роботи задньонавішеного на трактор очисника він здійснює рухи в просторі, які визначаються поступальною швидкістю руху агрегуючого трактора, рельєфом поверхні поля, розміщенням копіювальних коліс, щодо системи підвісу й ін.

Використання пневматичних копіювальних коліс викликає коливання очисника у вертикальній площині, що значно впливає на якість виконання технологічного процесу. Тому розглянемо рух очисника тільки в повздовжньо-вертикальній площині, тобто побудуємо математичну модель коливань досліджуваного агрегату при його переміщенні по нерівностях поверхні ґрунту.

Використання при очищенні головок коренеплодів буряка цукрового очисника вдосконаленої конструкції [78, 79, 80], що навішений на колісний агрегуючий трактор позаду, приводить до вільних його рухів у просторі, які визначаються поступальною швидкістю трактора, рельєфом поверхні поля, розміщенням копіювальних коліс, щодо системи навішення й т.д.

Для цього складено еквівалентну схему руху задньонавішеного на орно-просапний трактор очисника, розглядаючи його рух тільки у повздовжньо-

вертикальній площині (рис. 3.1) [81].

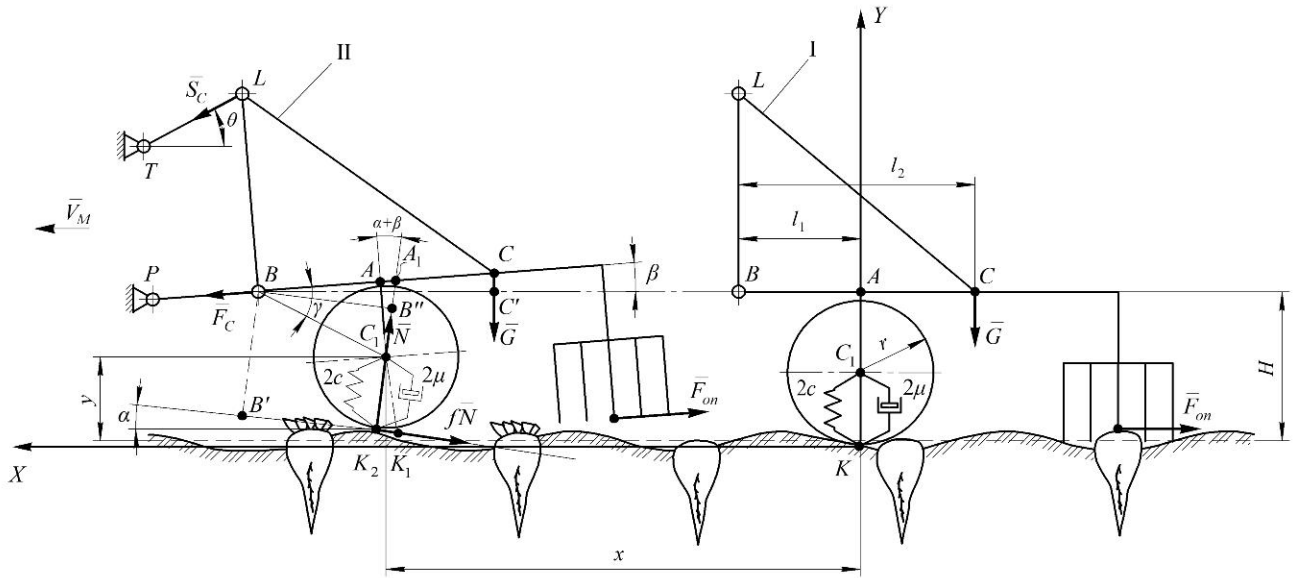


Рис. 3.1. Розрахункова схема руху задньоавішеного очисника головок коренеплодів

При цьому аналітично було розглянуто рух одного з копіювальних коліс, радіусом r , з огляду на те, що друге перебуває в тому ж положенні що й перше. Припустимо, що в процесі роботи копіювальне колесо рухаючись у міжряддях посівів буряка по поверхні ґрунту синусоїдального поперечного профілю [82], перемістилося з положення I в положення II . У площині обертання на копіювальне колесо діють: сила ваги машини \bar{G} та тягове зусилля \bar{F}_C напрямлене вздовж тяги BD від точки B до точки D . Крім того, вздовж тяги LM діє сила \bar{S}_C , що напрямлена від точки L до точки M . З боку очисника головок коренеплодів в точці E діє сила опору \bar{F}_{on} , що дорівнює по величині й протилежна по напрямку силі \bar{Q} зчісування гички з головок коренеплодів та визначена нижче.

Під дією зазначених сил у точці контакту K_1 колеса з нерівністю поверхні ґрунту виникають нормальна \bar{N} й дотична $f\bar{N}$ реакції (f – коефіцієнт опору перекошування) [83]. Напрямок дії нормальної \bar{N} й дотичної $f\bar{N}$ реакцій ґрунту визначається кутом α .

Кут між силою тяги \bar{F}_C й напрямком руху позначимо через β , що буде визначати характер вертикальних коливань очисника в повздовжньо-вертикальній

площині. Висоту підвісу рами позначено – через H . Швидкість поступального руху будемо вважали постійною та рівною V_M .

Приведемо зазначену динамічну систему до нерухомих декартових координат K_1XY [84], припускаючи, що всі її точки переміщуються тільки в цій площині. Центр координатних осей розташовуємо в точці K_1 контакту копіювального колеса з ґрунтом. Вісь K_1X напрямлена горизонтально за напрямком руху агрегату, вісь K_1Y – вертикально вгору. Тоді, як видно з рис. 3.1, розташування центра копіювального колеса визначається координатами x та y .

Вважалося в першому наближенні рух точки підвісу рами очисника до агрегуючого трактора (точки B і L) прямолінійним і рівномірним [65, 68]. При цьому центр ваги машини (точка C) перебуває на відстані l_2 від точки B підвісу. Відстань між віссю підвісу машини (точка B) і віссю кріплення копіювальних коліс (точка A) позначено через l_1 .

Масу всього очисника позначимо через M , масу копіювальних коліс через m , при чому $m = m_1 + m_2$ (m_1 – маса першого колеса, m_2 – маса другого колеса). Силу ваги \bar{G} досліджуваної машини будемо вважати прикладеною в її центрі мас (точка C). Маса копіювальних коліс зосереджена в точці C_1 .

Пневматичні копіювальні колеса представлено у вигляді пружно-демпфуючих моделей, які мають коефіцієнт пружності c й коефіцієнт демпфірування μ [85]. Оскільки копіювальних коліс два, то зазначені коефіцієнти у подальшому будуть подвоюватися. Вважаємо, що копіювальні колеса в загальному випадку під час руху зминають верхній шар поверхні ґрунту але в цілому продовжують рухатись по нерівностях поверхні ґрунту синусоїдального профілю, що змінюється за наступним законом [82]:

$$y = h \left(1 + \sin \left(kx - \frac{\pi}{2} \right) \right), \quad (3.1)$$

де y – ордината висоти нерівності поверхні ґрунту, м; h – половина висоти нерівності поверхні ґрунту, м; k – частота нерівності поверхні ґрунту, м^{-1} ; $x = V_M \cdot t$ – значення поточної координати, м; V_M – швидкість руху очисника, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$.

У першому наближенні будемо вважалося, що копіювальне колесо контактує з нерівністю поверхні поля в точці K_1 , положення якої належить

синусоїді (3.1). Оскільки центр мас пневматичних копіювальних коліс завдяки їхнім пружним властивостям, здійснює незалежні коливальні рухи (точка C_1) і ординати висот нерівності поверхні ґрунту y значно менші величини переміщення очисника x , то вважали, що ці коливання можуть визначатися незалежною координатою y .

До того ж положення центра мас очисника (точка C), у повздовжньо-вертикальній площині повністю визначаються незалежною координатою β , тобто кутом нахилу рами очисника до горизонту, таким чином, розглянута коливальна система має дві ступені вільності і її рух повністю визначається двома незалежними узагальненими координатами [67, 73]:

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= \beta, \\ q_2 &= y. \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

При цьому швидкість руху центра мас коліс у цьому випадку дорівнює:

$$V = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}.$$

З огляду на те, що $x = V_M \cdot t$, одержано наступний вираз:

$$V = \sqrt{V_M^2 + \dot{y}^2}. \quad (3.3)$$

Для визначення кінетичної енергії даної динамічної системи визначено кутову швидкість ω копіювального колеса і виражено її через відомі параметри. Вона визначається таким виразом:

$$\omega = \frac{dS}{dt} \cdot \frac{1}{r}, \quad (3.4)$$

де ω – кутова швидкість копіювального колеса, рад \cdot с $^{-1}$; S – величина кругового переміщення колеса по синусоїдальному профілю поверхні ґрунту, м; r – радіус колеса, м.

При цьому диференціал дуги переміщення копіювального колеса дорівнює:

$$dS = \sqrt{dx^2 + dy^2} = \sqrt{1 + h^2 k^2 \cos^2 \left(kx - \frac{\pi}{2} \right)} dx, \quad (3.5)$$

або:

$$dS = \sqrt{1 + h^2 k^2 \cos^2 \left(kV_M \cdot t - \frac{\pi}{2} \right)} \cdot V_M dt. \quad (3.6)$$

Підставляючи значення (3.6) в (3.4), отримано значення кутової швидкості:

$$\omega = \frac{\sqrt{1 + h^2 k^2 \cos^2 \left(kV_M \cdot t - \frac{\pi}{2} \right)} \cdot V_M}{r}. \quad (3.7)$$

Для складання диференціальних рівнянь руху розглянутої коливальної системи використано вихідні рівняння у формі Лагранжа II-го роду [82]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i}, \quad (3.8)$$

де T – кінетична енергія системи; Q_i – узагальнена сила; Π – потенційна енергія системи; R – дисипативна функція.

Визначено складові виразу (3.8), так кінетична енергія системи дорівнює:

$$T = \sum_{i=1}^4 T_i = T_1 + T_2 + T_3 + T_4, \quad (3.9)$$

де T_1 – кінетична енергія поступального руху машини (її центра мас); T_2 – кінетична енергія коливального руху рами машини навколо точки B ; T_3 – кінетична енергія обертового руху копірувальних коліс навколо своєї осі; T_4 – кінетична енергія вертикальних коливань пневматичних копірувальних коліс, за рахунок пружно-в'язкого опору шин.

Складові кінетичної енергії у свою чергу дорівнюють:

$$T_1 = \frac{MV_M^2}{2}, \quad (3.10)$$

де M – маса машини, кг; V_M – швидкість руху центра мас машини, м·с⁻¹.

$$T_2 = \frac{I_B \dot{\beta}^2}{2}, \quad (3.11)$$

де I_B – момент інерції рами машини щодо осі, що перпендикулярна до повздовжньо-вертикальної площини й проходить через точку B , кг·м²; $\dot{\beta}$ – кутова швидкість повороту рами машини, с⁻¹.

$$T_3 = \frac{I_k \omega^2}{2} = \frac{1}{2r^2} I_k V_M^2 \left[1 + h^2 k^2 \sin^2(kx) \right], \quad (3.12)$$

де I_k – момент інерції обох копіювальних коліс щодо осі обертання, кг·м²; ω – кутова швидкість обертання копіювального колеса, с⁻¹.

$$T_4 = \frac{m\dot{y}^2}{2}, \quad (3.13)$$

де m – маса обох копіювальних коліс, кг; \dot{y} – швидкість вертикальних коливань копіювальних коліс, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$.

Тоді вираз (3.8) прийме такий вигляд:

$$T = \frac{MV_M^2}{2} + \frac{I_B \dot{\beta}^2}{2} + \frac{1}{2r^2} I_k V_M^2 [1 + h^2 k^2 \sin^2(kx)] + \frac{m\dot{y}^2}{2}. \quad (3.14)$$

Визначено необхідні часткові похідні, які входять у рівняння (3.8), по кожній з узагальнених координат β і y .

По першій узагальненій координаті β частинна похідна від кінетичної енергії T системи має такий вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} = I_B \dot{\beta}, \quad \text{тоді} \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} \right) = I_B \ddot{\beta}. \quad (3.15)$$

Якщо врахувати, що

$$\frac{\partial T}{\partial \beta} = 0, \quad (3.16)$$

то отримано вираз лівої частини (3.8) по узагальненій координаті β :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \beta} = I_B \ddot{\beta}. \quad (3.17)$$

Потенційна енергія системи визначена за наступним виразом:

$$\Pi = c(l_1 \beta - y)^2, \quad (3.18)$$

де c – коефіцієнт жорсткості шин коліс ходової системи, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$; l_1 – відстань від осі підвісу (точка B) машини до осі копіювальних коліс, м.

Дисипативна функція системи має такий вигляд:

$$R = \mu(l_1 \dot{\beta} - \dot{y})^2, \quad (3.19)$$

де μ – коефіцієнт демпфірування пневматичних опорних коліс, $\text{Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}$;

$$\text{Аналогічно:} \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \beta} = 2cl_1(l_1 \beta - y), \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{\beta}} = 2\mu l_1(l_1 \dot{\beta} - \dot{y}). \quad (3.21)$$

Для другої узагальненої координати y знайдено аналогічні вирази для часткових похідних:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} = m\dot{y}. \quad (3.22)$$

Тоді:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) = m \cdot \ddot{y}, \quad (3.23)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0. \quad (3.24)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial y} = -2c(l_1\beta - y), \quad (3.25)$$

та

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{y}} = -2\mu(l_1\dot{\beta} - \dot{y}) \quad (3.26)$$

Далі знайдено узагальнені сили Q_β та Q_y по узагальнених координатах β та y , які входять у праву частину рівняння Лагранжа II-го роду (3.8). Для цього на рис. 3.2 покажемо положення очисника головок коренеплодів у довільній точці K_2 контакту його копірувального колеса із ґрунтом, що дозволяє показати зміну положення його рами при переміщенні колеса із точки K_1 , що є початком системи K_1XY координат, у точку K_2 .

Узагальнена сила Q_β по узагальненій кутовій координаті β має розмірність моменту й для її визначення використали вираз для елементарної роботи сил на можливому кутовому переміщенні $\delta\beta$ [68]:

$$\delta W_\beta = \delta W(M_{rot.} - M_{res.rot.}), \quad (3.27)$$

де $M_{rot.}$ – момент сил, що сприяють повороту рами очисника навколо осі, що проходить через точку B , Н·м; $M_{res.rot.}$ – момент сил опору повороту рами очисника навколо осі, що проходить через точку B , Н·м.

Як видно зі схеми рис. 3.2, момент повороту рами очисника навколо осі, що проходить через точку B , будуть створювати сили реакції поверхні ґрунту: \bar{N} і $f\bar{N}$, а також зусилля у верхній тязі механізму навішення \bar{S}_C й сила опору на очисному робочому органі – $\bar{F}_{on.}$

Тоді сумарний момент $M_{rot.}$ повороту очисника дорівнює:

$$M_{rot.} = N \cdot BB'' + fN \cdot BB' + F_{on.} \cdot H + S_C \cdot BT, \quad (3.28)$$

де BB'' , BB' , H і BT – плечі відповідних сил щодо точки B .

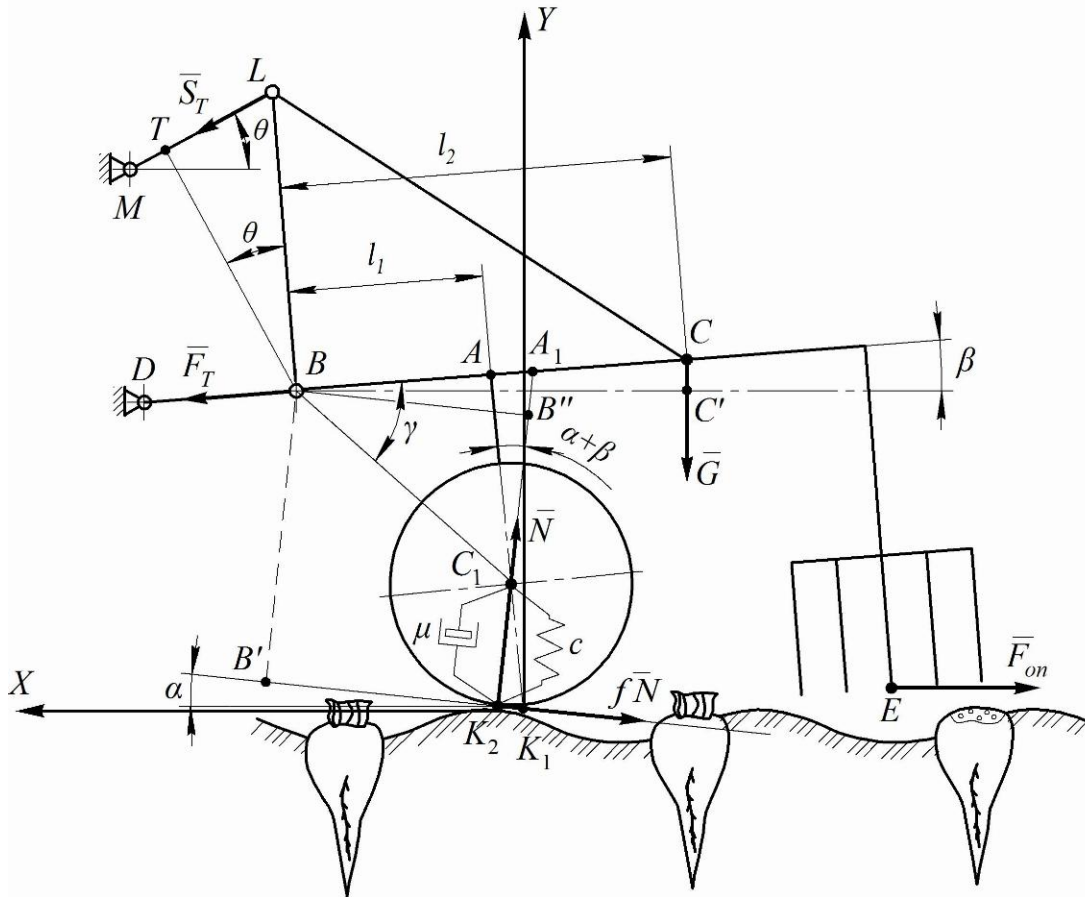


Рис. 3.2. Схема руху очисника в момент наїзду на нерівність для визначення конструкційних параметрів

Визначимо зазначені плечі сил, які входять у вираз (30), використовуючи схему рис. 3.2. Як видно з даної схеми:

$$BB'' = l_1 \cos(\alpha + \beta) + (H - r) \cdot \sin(\alpha + \beta), \quad (3.29)$$

де α – кут нахилу дотичної до синусоїди (3.1).

Як відомо, тангенс кута нахилу дотичної до кривої $y = f(x)$ в даній точці дорівнює похідній рівняння цієї кривої по змінній x у цій точці, тобто: $\operatorname{tg}\alpha = y'_x$. З огляду на вираз (3.1), отримуємо:

$$y'_x = hk \cos\left(kx - \frac{\pi}{2}\right). \text{ Звідки: } \alpha = \operatorname{arctg}\left[hk \cos\left(kx - \frac{\pi}{2}\right) \right].$$

Далі, з рис. 3.2 одержимо:

$$BB' = r + \cos(90^\circ + \alpha + \beta - \gamma) \sqrt{(H - r)^2 + l_1^2}. \quad (3.30)$$

При цьому:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{AC_1}{AB} = \frac{H-r}{l_1}, \text{ тоді } \gamma = \operatorname{arctg} \frac{H-r}{l_1}.$$

І в кінцевому вигляді отримано:

$$BT = BL \cdot \cos(\beta + \theta), \quad (3.31)$$

где BL – конструктивний параметр, м.

Підставляючи отримані значення плечей сил (3.29), (3.30) і (3.31) у вираз (3.28) і провівши необхідні перетворення отримуємо:

$$\begin{aligned} M_{rot.} = & N \left[l_1 \cos(\alpha + \beta) + (H-r) \sin(\alpha + \beta) \right] + \\ & + fN \left[r + \cos(90^\circ + \alpha + \beta - \gamma) \sqrt{(H-r)^2 + l_1^2} \right] + \\ & + F_{on} H + S_c BL \cos(\beta + \theta). \end{aligned} \quad (3.32)$$

Знайдено момент $M_{res.rot.}$ сил, які заважають повороту рами очисника навколо осі, що проходить через точку B . У цьому випадку такий момент створює одна сила \bar{G} . Момент цієї сили дорівнює:

$$M_{res.rot.} = G \cdot BC',$$

де BC' – плече сили \bar{G} щодо точки B .

Використовуючи схему рис. 3.2 знаходимо із трикутника BCC' величину плеча BC' , що дорівнює:

$$BC' = l_2 \cos \beta.$$

Таким чином, остаточно момент $M_{res.rot.}$ сили \bar{G} опору повороту рами очисника щодо осі, що проходить через точку B , дорівнює:

$$M_{res.rot.} = G \cdot l_2 \cos \beta. \quad (3.33)$$

Використавши отримані вирази (3.32) і (3.33) і підставляючи їхні значення у вираз (3.27) остаточно визначено, що δW_β дорівнює:

$$\begin{aligned} \delta W_\beta = & (M_{rot.} - M_{res.rot.}) \delta \beta = \left\{ N \left[l_1 \cos(\alpha + \beta) + (H-r) \sin(\alpha + \beta) \right] + \right. \\ & + fN \left[r + \cos(90^\circ + \alpha + \beta - \gamma) \sqrt{(H-r)^2 + l_1^2} \right] + \\ & \left. + F_{on} H - G l_2 \cos \beta \right\} \delta \beta. \end{aligned} \quad (3.34)$$

З виразу (3.34) знайдено, що узагальнена сила Q_β по кутовій координаті β

дорівнює:

$$Q_\beta = \frac{\delta W_\beta}{\delta \beta} = N \left[l_1 \cos(\alpha + \beta) + (H - r) \sin(\alpha + \beta) \right] + \\ + fN \left[r + \cos(90^\circ + \alpha + \beta - \gamma) \sqrt{(H - r)^2 + l_1^2} \right] + \\ + F_{on} H - G l_2 \cos \beta. \quad (3.35)$$

Таким чином, узагальненою силою Q_β в цьому випадку фактично є алгебраїчна сума моментів всіх активних сил, що діють на дану систему, щодо точки B .

Для визначення узагальненої сили Q_y по незалежній координаті y скористалися виразом елементарної роботи сил на можливому переміщенні δy :

$$\delta W_y = \sum_{i=1}^n Q_y \cdot \delta y = -G \cdot \delta y - fN \sin \alpha \cdot \delta y + F_{res} \sin \beta \cdot \delta y + \\ + N \cos \alpha \cdot \delta y - F_C \sin \beta \cdot \delta y - S_C \cdot \sin(\beta + \theta) \cdot \delta y.$$

Треба відмітити, що нормальна \bar{N} й дотична $f\bar{N}$ реакції ґрунту на копіювальних колесах, виконують елементарну роботу відповідно на деформацію ґрунту й подолання тертя, тобто умовно є активними силами.

Звідки маємо, що узагальнена сила Q_y дорівнює:

$$Q_y = \frac{\delta W_y}{\delta y} = -G - fN \sin \alpha + F_{on} \sin \beta + N \cos \alpha - F_C \sin \beta - S_C \sin(\beta + \theta). \quad (3.36)$$

Підставимо значення всіх складових у систему (3.8), дістанемо систему диференціальних рівнянь наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} I_B \ddot{\beta} &= N \left[l_1 \cos(\alpha + \beta) + (H - r) \cdot \sin(\alpha + \beta) \right] + \\ &+ fN \left[r + \cos(90^\circ + \alpha + \beta - \gamma) \sqrt{(H - r)^2 + l_1^2} \right] + F_{on} H - \\ &- G l_2 \cos \beta + S_C B L \cos(\beta + \theta) - 2c l_1 (l_1 \beta - y) - 2\mu l_1 (l_1 \dot{\beta} - \dot{y}), \\ m \ddot{y} &= -G - fN \sin \alpha + F_{on} \sin \beta + N \cos \alpha - F_C \sin \beta - \\ &- S_C \sin(\beta + \theta) + 2c (l_1 \beta - y) + 2\mu (l_1 \dot{\beta} - \dot{y}). \end{aligned} \right\} \quad (3.37)$$

Звідки маємо:

$$\left. \begin{aligned}
\ddot{\beta} &= \frac{N[l_1 \cos(\alpha + \beta) + (H - r) \sin(\alpha + \beta)]}{I_B} + \\
&+ \frac{fN[r + \cos(90^\circ + \alpha + \beta - \gamma) \sqrt{(H - r)^2 + l_1^2}]}{I_B} + \\
&+ \frac{F_{on}H - Gl_2 \cos \beta + S_C BL \cos(\beta + \theta) - 2cl_1(l_1\dot{\beta} - y) - 2\mu l_1(l_1\dot{\beta} - \dot{y})}{I_B}, \\
\ddot{y} &= \frac{-G - fN \sin \alpha + F_{on} \sin \beta + N \cos \alpha - F_C \sin \beta - S_C \sin(\beta + \theta)}{m} + \\
&+ \frac{2c(l_1\dot{\beta} - y) + 2\mu(l_1\dot{\beta} - \dot{y})}{m}.
\end{aligned} \right\} (3.38)$$

Отримано систему (3.38) двох диференціальних рівнянь, що є розрахунковою математичною моделлю руху задньонавішеного на трактор очисника головок коренеплодів від залишків гички.

3.2. Числове моделювання параметрів очисника головок коренеплодів

В отриману систему диференціальних рівнянь (3.38) входить невідома нормальна реакція \bar{N} , що діє з боку ґрунту на копіювальне колесо, а також сила опору \bar{F}_{on} переміщенню робочого органа по головці коренеплоду.

В першому наближенні невідому нормальну реакцію \bar{N} можна визначити з умови рівноваги системи у фіксований момент часу, тобто з рівняння статички. Для цього досить одного рівняння, а саме рівності нулю алгебраїчної суми моментів всіх сил, що діють на систему, щодо точки B . Очевидно, що таке рівняння можна отримати з рівняння (3.36) при $Q_\beta = 0$:

$$\begin{aligned}
&N[l_1 \cos(\alpha + \beta) + (H - r) \sin(\alpha + \beta)] + \\
&+ fN[r + \cos(90^\circ + \alpha + \beta - \gamma) \sqrt{(H - r)^2 + l_1^2}] + \\
&+ F_{on}H - Gl_2 \cos \beta + S_C BL \cos(\beta + \theta) = 0.
\end{aligned} \quad (3.39)$$

При визначенні реакції \bar{N} невідомий кут β у першому наближенні можна вважати досить малим і прийняти його рівним нулю.

Тоді вираз (3.39) набуде наступного вигляду:

$$\begin{aligned}
& N[l_1 \cos \alpha + (H - r) \sin \alpha] + \\
& + fN \left[r + \cos(90^\circ + \alpha - \gamma) \sqrt{(H - r)^2 + l_1^2} \right] + \\
& + F_{on}H - Gl_2 + S_c BL \cos \theta = 0.
\end{aligned} \tag{3.40}$$

З виразу (3.40) визначено вихідну реакцію N :

$$N = \frac{Gl_2 - F_{on}H - S_c BL \cos \theta}{l_1 \cos \alpha + (H - r) \sin \alpha + f \left[r + \cos(90^\circ + \alpha - \gamma) \sqrt{(H - r)^2 + l_1^2} \right]}. \tag{3.41}$$

Вираз (3.41) отримано для випадку, коли копіювальне колесо перебуває в довільній точці синусоїдального профілю нерівностей ґрунту (синусоїди (3.1)). У випадку коли копіювальне колесо перебуває на горизонтальній рівній поверхні (фактично на осі K_1X) вираз (3.41) ще більше спроститься ($\alpha = 0$):

$$N = \frac{Gl_2 - F_{on} \cdot H - S_c BL \cos \theta}{l_1 + f \left[r + \sin \gamma \sqrt{(H - r)^2 + l_1^2} \right]}. \tag{3.42}$$

Визначене за виразом (3.42) значення нормальної реакції N з достатньою для практики точністю можна використовувати при розв'язанні системи диференціальних рівнянь (3.38).

Силу F_{on} опору переміщенню робочого органа по головці коренеплоду визначимо з умови її рівності по величині силі зчісування Q залишків гички з головки коренеплоду [86, 87].

Визначимо далі силу зчісування Q з умови можливості здійснення технологічного процесу видалення черешків, з головки коренеплоду з огляду на фізико-механічні властивості гички цукрового буряка.

Як відзначено в [61], згідно даних інституту цукрового буряка НААН України й інших авторів черешок гичка цукрового буряка, у поперечному перерізі, у загальному виді, близька до трикутної форми, що має при основі западину також трикутної форми [88].

Така форма поперечного перерізу черешка згідно [61], близька до вигляду фігури зображеної на рис. 3.3. Таким чином, показані на рис. 3.3 розміри використаємо надалі для розрахунку площі поперечного перерізу черешка гички.

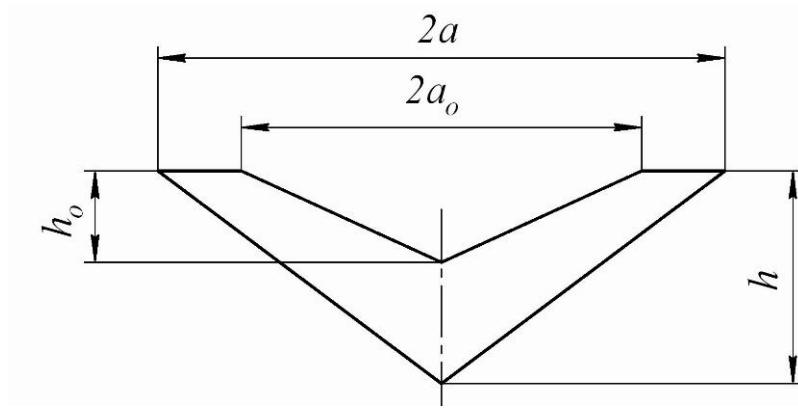


Рис. 3.3 – Схема поперечного перерізу черешка гички цукрового буряка

Будемо також уважати, що процес зчісування здійснюється безпосередньо на з головці коренеплоду в місці кріплення черешка й за рахунок деформації зсуву черешка гички. У такому випадку, мабуть, що процес зчісування буде можливий при такій умові:

$$\frac{Q}{nF} \geq [\tau], \quad (3.43)$$

де Q – сила зчісування, Н; $[\tau]$ – припустимі дотичні напруження зсуву для черешка гички, Н; F – площа поперечного перерізу одного черешка гички, мм²; n – число черешків, які одночасно зчісуються, шт.

Далі будемо вважати, що одночасно зчісуються черешки гички, розташовані на головці коренеплодів в один вузький ряд. Підставою для такого допущення є те, що зчісування залишків з головки коренеплоду відбувається відразу після зрізу центральної її частини гичкозрізаючим апаратом. Тому черешки, розташовані зверху й поперед ряду, що зчісується, вважаються вже зрізаними, а тому не створюють опору при подальшому зчісуванні лопатевим очисником.

Обчислимо тепер необхідну, для зчісування черешків гички з головки коренеплоду буряка силу Q зчісування. З умови (3.43) одержимо:

$$Q \geq nF[\tau]. \quad (3.44)$$

Як видно з рис. 3.3 площа поперечного перерізу черешка гички цукрового буряка дорівнює:

$$F = \frac{1}{2}2ah - \frac{1}{2}2a_0h_0,$$

або

$$F = ah - a_o h_o. \quad (3.45)$$

З огляду на вирази (44) і (45), знаходимо силу Q зчісування. Вона дорівнює:

$$Q \geq (ah - a_o h_o) n [\tau]. \quad (3.46)$$

Визначено силу Q необхідну для зчісування одного черешка гички, що згідно [61] має такі лінійні розміри: $a = 5$ мм; $a_o = 2$ мм; $h = 5$ мм; $h_o = 2$ мм. Середнє значення припустимого дотичного напруження $[\tau]$ для матеріалу черешка, також згідно [61] дорівнює: $[\tau] = 1,14 \cdot 10^6$ Па.

Підставляючи значення наведених вище величин у вираз (3.46) при $n = 1$ одержано:

$$Q \geq (5 \cdot 5 - 2 \cdot 2) \cdot 10^{-6} \cdot 1,14 \cdot 10^6 = 23,9 \text{ Н.}$$

З огляду на, що черешки гички можуть мати в поперечному перерізі розміри трохи більше середніх, приймаємо $Q = 25$ Н. Слід зазначити, що згідно експериментальних даним [74] для задовільного здійснення процесу зчісування залишків гички з поверхні головки коренеплоду на корені необхідні дотичні зусилля в межах $70 \dots 120$ Н·см⁻². Далі, з огляду на те, що площа поперечного переріза черешка становить у середньому $F = 0,25$ см², одержуємо, що для зчісування одного черешка гички необхідне дотичне зусилля яке перебуває в межах $17,5 \dots 30,0$ Н. Таким чином, отримане теоретичним шляхом значення сили зчісування Q для одного черешка попадає в зазначений інтервал. Будемо вважати, що за один прохід очисна лопать зчісує ряд гички, що складає із чотирьох черешків (тобто $n = 4$) з виразу (3.46) отримано: $Q \geq 95,6$ Н.

Для практичних розрахунків можемо застосувати $Q = 100$ Н. Тому значення $F_{on} = Q = 100$ Н можемо підставити в систему диференціальних рівнянь (3.38).

Для рішення системи диференціальних рівнянь (3.38) необхідно задатися конструкційними, кінематичними й силовими параметрами, що входять у зазначену систему диференціальних рівнянь. У першу чергу визначимо початкові умови, яким задовольняють вихідні змінні:

$$\text{при } t = 0: y = 0, \dot{y} = 0, \beta = 0, \dot{\beta} = 0. \quad (3.47)$$

Приведемо, далі, необхідні дані для розрахунку:

Конструкційні параметри машини:

$$l_1 = 0,6 \text{ м}; l_2 = 0,7 \text{ м}; r = 0,25 \text{ м}; H = 0,43 \text{ м}.$$

Кінематичні параметри:

$$V_M = 2,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

Інерційні характеристики:

$$M = 254 \text{ кг}; I_B = 45 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Характеристики пружних властивостей шин копіювального колеса:

$$c = 2000 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}; \mu = 70 \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}.$$

Силові характеристики:

$$G = Mg = 2540 \text{ Н}; F_{on} = 100 \text{ Н}; P = 1000 \text{ Н};$$

$$N = 957,7 \text{ Н (формула (42))}; fN = 191,5 \text{ Н (} f = 0,2 \text{)}.$$

Характеристики нерівності поверхні ґрунту: $h = 0,04 \text{ м}; k = 0,7 \text{ м}^{-1}$.

Кутові параметри: $\gamma = \arctg \frac{H-r}{l_1}$; $\alpha = \arctg \left[hk \cos \left(kV_M t - \frac{\pi}{2} \right) \right]$ – змінний

кут (підставляється в систему рівнянь (3.38) у вигляді зазначеної формули).

3.3. Визначення раціональних параметрів очисника головок коренеплодів від залишків гички на корені, який задньоначеплений на орно-просапний трактор

Змінюючи вище наведені параметри потрібно отримати як можна менше значення кута β й координати y , які характеризують коливання машини в повздожньо-вертикальній площині.

Далі було складено програму для ПК та у середовищі MathCad були проведені числові розрахунки значення кута β й координати y залежно від конструкційних параметрів самого очисника головок коренеплодів від залишків гички на корені.

Дані цих розрахунків представлені на рис. 3.4-3.6. Так, на рис. 3.4 представлений графік залежності вертикальних коливань y копіювальних

коліс задньонавішеного очисника з вертикальним приводним валом залежно від часу t при його русі по нерівностях поверхні ґрунту. Тонкою лінією позначена траєкторія самої нерівності поверхні ґрунту.

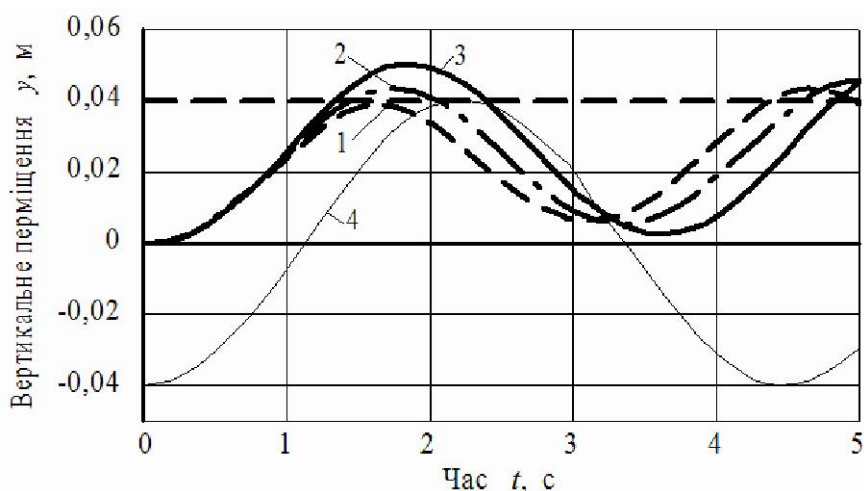


Рис. 3.4. Залежність вертикальних коливань y від часу t при різних значеннях радіуса r копіювальних коліс: 1 – $r = 0,25$ м; 2 – $r = 0,20$ м; 3 – $r = 0,15$ м

Таким чином копіювальні колеса очисника головок коренеплодів від залишків гички на корені повинні мати радіус r , що буде не менше ніж 0,20 м для забезпечення мінімальних вертикальних коливань y , тому що подальше зменшення радіуса приводить до збільшення величини коливань.

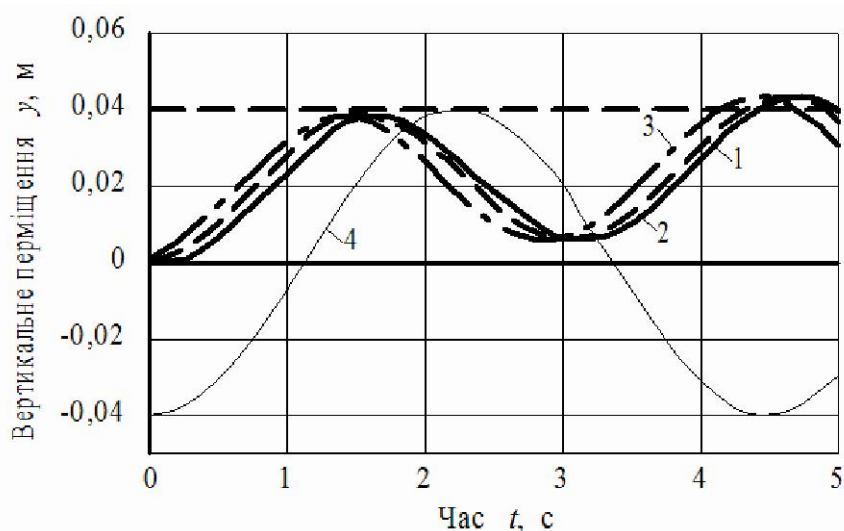


Рис. 3.5. Залежність вертикальних коливань y від часу t при різних значеннях коефіцієнта жорсткості c пневматичних шин системи копіювальних коліс:
1 – $c = 2500$ Н·м⁻¹; 2 – $c = 2200$ Н·м⁻¹; 3 – $c = 2000$ Н·м⁻¹

Що стосується залежностей вертикальних коливань y від часу t при різних значеннях коефіцієнта жорсткості c пневматичних шин копіювальних коліс, представлених на рис. 3.5, то зменшення значення зазначеного параметра в припустимих межах також забезпечить мінімальні значення вертикальних коливань y у випадку застосування визначеного раніше радіуса r копіювальних коліс.

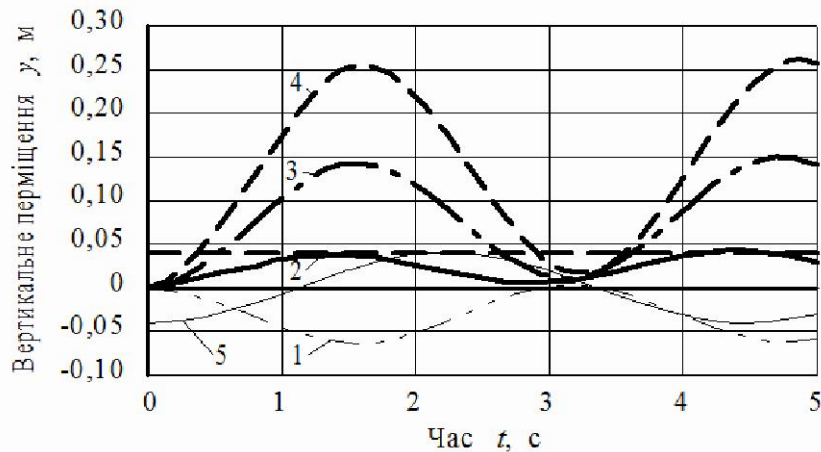


Рис. 3.6. Залежність вертикальних коливань y від часу t при різних значеннях відстані l_2 від точки навішення очисника до центра його мас:
 1 – $l_2 = 0,70$ м; 2 – $l_2 = 0,75$ м; 3 – $l_2 = 0,80$ м; 4 – $l_2 = 0,85$ м

На рис. 3.6 представлені залежності вертикальних коливань y від часу t при різних значеннях відстані l_2 від точки навішення очисника до центра його мас (точка C).

Як бачимо із представленою графіка, найбільш значним фактором, що впливає на величину вертикальних коливань y робочих органів очисника у повздовжньо-вертикальній площині, при заданих конструкційних параметрах є l_2 відстань від точки навішення очисника до центра його мас (точка C). У випадку, коли зазначена відстань дорівнює $0,75$ м, при інших конструкційних і силових параметрах очисника, які теж приймаються як раціональні, то коливання копіювальних коліс незначні й прагнуть до нуля. При збільшенні відстані l_2 коливання зростають відразу й значно, що негативно позначається на якості виконання технологічного процесу очисником головок коренеплідів від залишків гички на корені. Якщо ж відстань l_2 виявляється менше $0,75$ м, то

спостерігається зсув коливань убік від'ємних значень, що приводить до додаткового притиснення копіювальних коліс до поверхні агрофона й може бути використане для зменшення галопування очисника, у випадку якщо буде відсутня можливість привести до розрахункових інші конструкційні параметри

Таким чином, на підставі числового моделювання на ПК встановлено, що найбільш раціональними кінематичними й конструкційними параметрами очисника головок коренеплодів цукрового буряка на корені, які забезпечують високі показники якості очистки головок від залишків гички й при мінімальних коливаннях робочого органа в повздовжньо-вертикальній площині: радіус r копіювальних коліс не менше ніж 0,2 м, коефіцієнт жорсткості c пневматичних шин коліс копіювальної системи не більше ніж $2000 \text{ Н}\cdot\text{м}^{-1}$, а l_2 відстань від точки навішення очисника до центра його мас – 0,75 м.

3.4. Висновки по розділу

1. Для детального дослідження коливань очисника головок коренеплодів у повздовжньо-вертикальній площині при русі його пневматичних копіювальних коліс по нерівностях поверхні ґрунту визначено необхідність розробки еквівалентної схеми руху агрегату на основі якої отримана система двох нелінійних диференціальних рівнянь.

2. Розроблена розрахункова математична модель руху очисника з вертикальним приводним валом, на основі використання вихідних рівнянь динаміки у формі Лагранжа 2-го роду дозволяє встановити зв'язок між конструкційними та кінематичними параметрами очисника та характеристиками його коливань.

3. Знайдено вираз для визначення значення нормальної реакції N , що з достатньою для практики точністю можна використовувати при рішенні розробленої системи диференціальних рівнянь

4. Метою подальшого математичного числового моделювання параметрів задньонавішеного очисника головок коренеплодів, з вертикальним приводним валом, використовуючи розроблену модель є мінімізація значень кута β та координати y , які характеризують коливання машини у повздовжньо-вертикальній площині.

ОБҐРУНТУВАННЯ СКЛАДУ КОМБІНОВАНИХ ГИЧКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТИВ

4.1. Розробка математичної моделі визначення продуктивності комбінованих гичкозбиральних агрегатів

Висока ефективність функціонування збирального сільськогосподарського машинно-тракторного агрегату досягається завдяки тому, якщо буде мати місце правильне співвідношення між його технічними параметрами, режимами експлуатації й зовнішніми виробничими умовами, такими як фізико-механічні властивості ґрунту, нахил поверхні поля, характеристики матеріалу збирання якого проводиться, питомий опір технологічного процесу й іншими конкретними агротехнічними умовами. Тому питання агрегування гичкозбиральних машин й очисників головок коренеплодів від залишків гички з різними типами колісних тракторів є актуальними й вимагають відповідного наукового обґрунтування.

Теоретичне дослідження агрегування сільськогосподарських машин, пов'язано з обов'язковою побудовою розрахункових математичних моделей функціонування різних самохідних і причіпних машинних агрегатів. Ці питання досить докладно представлені в науковій літературі [57, 89, 90, 91, 92]. При цьому побудові розрахункових математичних моделей причіпних сільськогосподарських машин, у тому числі бурякозбиральних присвячені роботи [93, 94].

Фундаментальна теорія агрегування причіпних і задньонавісних сільськогосподарських машин широко представлена у працях [95, 96, 97].

Крім цього, ґрунтовні питання прогнозування ступеня підвищення продуктивності бурякозбиральних машин залежно від питомих капіталовкладень розглянуті в монографії [98]. Однак питання вибору оптимальних параметрів фронтально навішених гичкозбиральних машин та

задньоначеплених очисників головок коренеплодів від залишків гички за критеріями потужності агрегатуючого колісного трактора не розглядалися.

Способи отримання експлуатаційних характеристик різних машинно-тракторних агрегатів, складених з агрегатуючих тракторів і навішених попереду і позаду машин і знарядь широко представлені в роботах [99, 100, 101].

Тому, на підставі всього вищевикладеного бачимо, що ефективність використання агрегатованих бурякозбиральних машин необхідно насамперед оцінювати в складі агрегатуючого трактора й обґрунтовувати цю ефективність за допомогою кількісних критеріїв, які б відображали з достатнім ступенем точності їхні експлуатаційні властивості й технічну досконалість. До числа таких критеріїв варто віднести, у першу чергу, продуктивність такого агрегату, мінімум експлуатаційних витрат, питому продуктивність на 1 кВт потужності агрегатуючого трактора й інші показники ефективності.

Використання комбінованих гичкозбиральних агрегатів, як самостійних технологічних модулів при збиранні цукрового буряка, дозволяє здійснити їхнє агрегування з різними видами колісних тракторів, обладнаних для цього переднім начіпним пристроєм й переднім валом відбору потужності. Агрегатуючий трактор повинен бути просапним чи орно-просапним, тобто обладнаним вузькими шинами, встановленими на відповідну ширину колії, тобто відповідну рядність посівів коренеплодів цукрового буряка. Крім того гичкозбиральні машини обов'язково повинні бути фронтально навішеними на агрегатуючий енергетичний засіб, а очищувачі головок коренеплодів від залишків гички повинні бути задньоначепленими на трактор.

Розроблений комбінований агрегат, який складається з фронтально навішеної на колісний трактор гичкозбиральної машини і задньоначепленого очищувача головок коренеплодів від залишків гички (рис. 4.1) [104]. Даний комбінований гичкозбиральний агрегат може бути виготовлений в різному компоновальному виконанні, тобто різної рядності – від дворядного, до шестирядного варіантів.

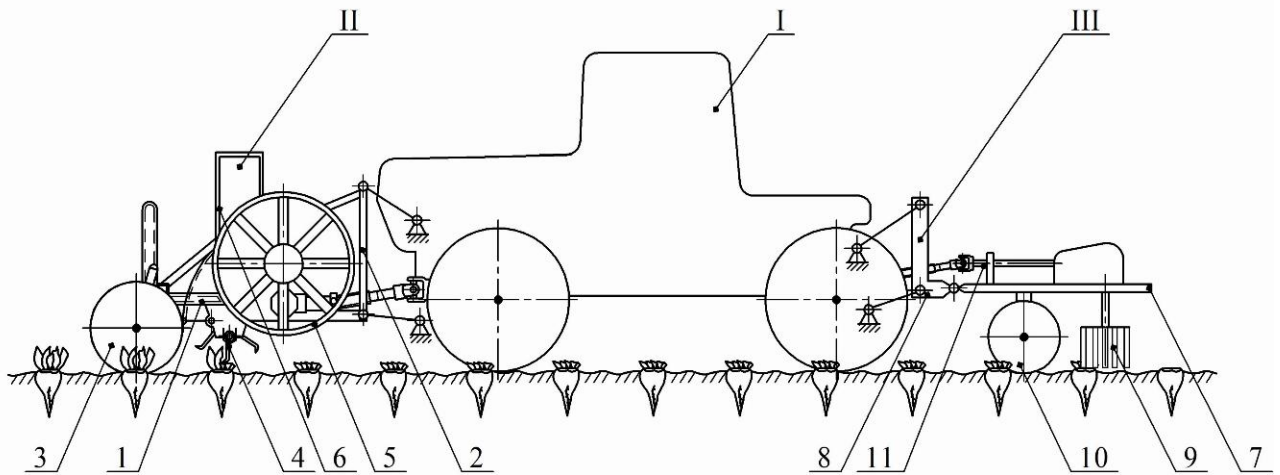


Рис. 4.1. Комбінований агрегат для збирання гички цукрового буряку:

I – трактор; II – фронтально навішена гичкозбиральна машина:

1 – рама; 2 – начіпний пристрій; 3 – копіювальне колесо; 4 – роторний гичкорізальний апарат; 5 – транспортує-подавальний робочий орган;

6 – завантажувальний пристрій; III – очисник головок коренеплодів від залишків гички: 7 – рама; 8 – начіпний пристрій; 9 – очищувальний вал; 10 – копіювальне колесо; 11 – привод

Для розроблення нової теорії ефективного агрегування фронтально навішеної на колісний трактор гичкозбиральної машини і задньоньоначепленого очисника головок коренеплодів від залишків гички скористаємося спочатку загальновідомими залежностями по визначенню продуктивності даного комбінованого машинно-тракторного агрегату. Оскільки гичкозбиральна машина і очисник головок коренеплодів є приводними (від переднього та заднього валів відбору потужності трактора), то для визначення їх продуктивності необхідно мати рівняння тягового балансу й рівняння балансу потужності даного гичкозбирального агрегату. У цьому випадку взаємозв'язок між шириною захвата гичкозбиральної машини і очисника й швидкістю руху даного машинно-тракторного агрегату описується таким відомим виразом [100]:

$$N_e \cdot \xi = \frac{R_a \cdot V_r}{3600 \cdot \eta_t (1 - \delta)} + \frac{N_p \cdot B \cdot V_r \cdot H}{360 \cdot \eta_v}, \text{ кВт}, \quad (4.1)$$

де: N_e – номінальна ефективна потужність двигуна, кВт; ξ – коефіцієнт завантаження двигуна; R_a – тяговий опір фронтально навішеної на трактор гичкозбиральної машини та очисника головок коренеплодів, Н; N_p – питомі загальні витрати (на скошування основного масиву гички та доочищення головок коренеплодів від залишків гички) енергії на виконання технологічного процесу збирання гички цукрового буряка, кВт·с·кг⁻¹; H – урожайність гички цукрового буряка, ц·га⁻¹; η_t – коефіцієнт корисної дії трансмісії колісного агрегатуючого трактора; η_v – коефіцієнт корисної дії переднього і заднього валів відбору потужності трактора; δ – буксування колісного трактора.

Визначимо далі складові, які входять у аналітичний вираз (4.1). Тяговий опір R_a фронтально навішеної на трактор гичкозбиральної машини та задньонавішеного очисника визначали за допомогою такого виразу:

$$R_a = R_i + R_f + R_{top}, \text{ Н}, \quad (4.2)$$

де: R_i, R_f – опір колісного агрегатуючого трактора на підйом і перекочування, Н; R_{top} – тяговий опір гичкозбиральної машини і очисника головок коренеплодів під час виконання технологічного процесу збирання гички цукрового буряка, Н.

Оскільки в рівнянні тягового балансу (4.1) добуток $N_e \cdot \xi$ чисельно дорівнює рушійній силі колісного агрегатуючого трактора, що забезпечує подолання ним всіх сил опору, які діють на даний комбінований гичкозбиральний агрегат, то складові, які входять у вираз (4.2) можна визначити за допомогою таких залежностей:

$$R_i = mg \cdot \sin \alpha, \quad (4.3)$$

$$R_f = mg \cdot f \cos \alpha, \quad (4.4)$$

$$R_{top} = k \cdot B, \quad (4.5)$$

де: α – кут підйому, рад.; m – маса колісного агрегатуючого трактора, кг; g – прискорення вільного падіння, м·(с²)⁻¹; f – коефіцієнт опору перекочуванню колісного агрегатуючого трактора; k – питомий опір

фронтально навішеної гичкозбиральної машини і очисника головок коренеплодів від залишків гички, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$.

Коефіцієнт f опору перекочуванню колісного агрегату чого трактора враховує як всі корисні технологічні деформації, що здійснюються під час збирання гички цукрового буряка, так і опір пересуванню фронтально навішеної гичкозбиральної машини і задньоначепленого очисника уздовж напрямку руху. При малих кутах α величина $\sin \alpha \cdot 100$ являє собою відсоток підйому i .

На підставі використання виразів (4.2) і (4.3), (4.4) і (4.5) рівняння (4.1) балансу потужності колісного агрегату чого трактора предстлено в такому вигляді:

$$N_e \cdot \xi = V_r \frac{(kB + mg \cdot \psi) \eta_v + 10N_p B \cdot H \eta_t (1 - \delta)}{3600 \cdot \eta_t \eta_v (1 - \delta)}, \quad (4.6)$$

де: ψ – коефіцієнт опору пересуванню колісного агрегату чого трактора.

У загальному вигляді коефіцієнт ψ опору пересуванню колісного трактора описується такою залежністю:

$$\psi = \sin \alpha + f \cos \alpha, \quad (4.7)$$

де α – кут підйому, рад.; f – коефіцієнт опору перекочуванню трактора.

Якщо вирішити рівняння (4.6) балансу потужності колісного агрегату чого трактора відносно V_r , то можна визначити значення швидкості пересування даного комбінованого гичкозбирального агрегату по полю:

$$V_r = \frac{3600 \cdot \xi \cdot N_e \eta_t \eta_v (1 - \delta)}{(kB + mg \psi) \eta_v + 10N_p B \cdot H \eta_t (1 - \delta)}, \text{ км} \cdot \text{год}^{-1}. \quad (4.8)$$

В аналітичному виразі (8) для визначення швидкості V_r пересування колісного агрегату чого трактора із фронтально навішеною на нього гичкозбиральною машиною і задньоначепленого очисника головок коренеплодів від залишків гички, що необхідна для визначення продуктивності даного збирального машинно-тракторного агрегату коефіцієнти ξ , η_t і η_v можна вважати заданими.

А буксування δ машинно-тракторного агрегату необхідно визначити на підставі використання різних емпіричних формул на підставі побудови кривої буксування колісного трактора. У цьому випадку для визначення буксування δ скористаємося відомою залежністю, що має такий вигляд [100]:

$$\varphi = \varphi_m - a e^{-b\delta}, \quad (4.9)$$

де: φ – коефіцієнт використання зчіпної ваги; φ_m – коефіцієнт зчеплення; a, b – постійні коефіцієнти, які залежать від типу колісного агрегатуючого трактора й агрофону, на якому здійснюється збирання гички цукрового буряка.

У вираженні (4.9) залежність буксування δ від коефіцієнта використання зчіпної ваги φ задана в неявній формі, що утруднює проведення числових розрахунків. Для приведення вираження (4.9) до більш зручного вигляду виконаємо деякі алгебраїчні перетворення, на підставі яких отримаємо вираз для визначення буксування δ в наступному виді:

$$\delta = -\frac{1}{b} \ln \frac{\varphi_m - \varphi}{a}. \quad (4.10)$$

Далі коефіцієнт φ зчіпної ваги агрегатуючого трактора, що входить у вираз (4.10) визначено за допомогою такого аналітичного виразу:

$$\varphi = (mg \cdot \psi + kB)(\lambda \cdot mg)^{-1}, \quad (4.11)$$

де: λ – коефіцієнт зчіпної ваги трактора.

Таким чином, є всі підстави вважати, що у виразі (4.8) всі вхідні в нього величини є заданими. Далі для визначення продуктивності даного комбінованого гичкозбирального агрегату необхідно скористатися відомою з курсу експлуатації машинно-тракторного парку залежністю [101]:

$$W = 0,1B \cdot V_r, \text{ га} \cdot \text{год}^{-1}, \quad (4.12)$$

де: B – робоча ширина захвату фронтально навішеної на колісний трактор гичкозбиральної машини і задньоначепленого очисника головок коренеплодів, м; V_r – поступальна швидкість руху комбінованого агрегату, км·год⁻¹.

Підставивши у вираз (4.12) всі визначені раніше залежності остаточно одержуємо значення продуктивності комбінованого збирального машинно-

тракторного агрегату, що складається з колісного агрегуючого трактора, фронтально навішеної гичкозбиральної машини і задньоначепленого очисника головок коренеплодів від залишків гички [102, 103]:

$$W = 0,1B \left\{ \frac{3600 \cdot \xi \cdot N_e \eta_t \eta_v \left[1 + \frac{1}{b} \ln \frac{\varphi_m - \left[(mg \cdot \psi + kB) \cdot (mg \cdot \lambda)^{-1} \right]}{a} \right]}{(kB + mg\psi) \eta_v + 10N_p B \cdot H \eta_t \left[1 + \frac{1}{b} \ln \frac{\varphi_m - \left[(mg \cdot \psi + kB) \cdot (mg \cdot \lambda)^{-1} \right]}{a} \right]} \right\} \quad (4.13)$$

Отриманий вираз (4.13) є математичною моделлю агрегування гичкозбиральної машини, фронтально навішеної на колісний трактор і задньоначепленого очисника головок коренеплодів від залишків гички. Використовуючи вираз (4.13) маємо можливість визначити продуктивність даного машинно-тракторного агрегату, залежно від вихідних параметрів того або іншого трактора й гичкозбиральних машин і очисників різної рядності й компонування.

4.2. Числове моделювання складу комбінованих гичкозбиральних машинно-тракторних агрегатів

На підставі розробленої програми числових розрахунків на ПК у системі Mathcad були проведені розрахунки даної математичної моделі й побудовані відповідні графіки (рис. 4.2-4.4).

При виконанні числових розрахунків були враховані агротехнічні вимоги, що стосуються обмеження на швидкість поступального руху гичкозбиральної машини і очисника головок коренеплодів від залишків гички, що повинна перебувати в такому інтервалі $1,5 \leq V_r \leq 4,0$, м·с⁻¹, а також обмеження, що стосуються зчеплення рушіїв агрегуючого колісного трактора з ґрунтом, при його русі по буряковому полю. У даному випадку це обмеження має такий вигляд:

$$\varphi < \varphi_m \cdot \quad (4.14)$$

Для заданого агротехнічного фону проведені розрахунки для декількох типів колісних агрегуючих просапних тракторів, з якими можлива ефективна експлуатація фронтально навішеної гичкозбиральної машини і задньоначепленого очисника головок коренеплодів від залишків гички. Варто також підкреслити, що при виконанні числових розрахунків нами враховувалася та обставина, що кожний тип колісного просапного агрегуючого трактора відповідного тягового класу має свою масу m , потужність двигуна N_e , коефіцієнт λ . Значення коефіцієнтів φ_m , a і b приймалися конкретно для агрофону на якому експлуатується гичкозбиральна машина і очисник головок коренеплодів. Крім цього, для кожного варіанту числових розрахунків були задані врожайність гички цукрового буряка H , питомі витрати на виконання усього технологічного процесу N_p , максимальний відсоток підйому i схилів бурякового поля, коефіцієнт опору пересування трактора f , коефіцієнт корисної дії валів відбору потужностей трактора η_v . Коефіцієнт корисної дії трансмісії трактора η_t був прийнятий для колісних тракторів, рівним $\eta_t = 0,92$. Питомий опір k фронтально навішеної гичкозбиральної машини і задньоначепленого очисника головок коренеплодів від залишків гички задавався для різних їх рядностей й змінювався для кожного типу колісного трактора в межах від 2100 до 3500 Н·м⁻¹. Зміна ширини B захвату фронтально навішеної на трактор гичкозбиральної машини і задньоначепленого очисника головок коренеплодів здійснюється в межах від 0,90 м до 2,7 м, із кроком 0,45 м, тобто від дворядного до шестирядного варіантів.

Для кожного варіанту числових розрахунків в якості результату визначався питомий опір для кожної гичкозбиральної машини і очисника головок коренеплодів відповідної ширини захвату й відповідну їм швидкість V_r руху даного комбінованого машинно-тракторного агрегату, його продуктивність W , тяговий опір агрегату R_a , коефіцієнт використання зчіпної ваги φ й буксування δ .

Проведення обчислень складеної математичної моделі здійснено з використанням заданих конкретних (усереднених) значень параметрів. Так при числових розрахунках було прийнято: урожайність гички цукрового буряка – $H = 150 \text{ ц} \cdot \text{га}^{-1}$; питомі витрати енергії на виконання технологічного процесу збирання гички цукрового буряка – $N_p = 2,7 \text{ кВт} \cdot \text{с} \cdot \text{кг}^{-1}$; коефіцієнти – $\xi = 0,90$; $\eta_v = 0,95$; $f = 0,07$; також припускається, що на буряковому полі зустрічаються підйоми не більше 5%; питомий опір фронтально навішеної гичкозбиральної машини і задньоначепленого очисника головок коренеплодів від залишків гички в складі колісного агрегуючого трактора (середнє його значення) $k = 2100 \dots 3500 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$ (крок зміни питомого опору $\Delta k = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$). Технічні характеристики, універсально-просапних та орно-просапних колісних тракторів, з якими можна агрегувати фронтально навішену гичкозбиральну машину і задньоначеплений очисник головок коренеплодів від залишків гички, наведені, згідно даних [100] у таблиці.

Таблиця 4.1.

Технічні характеристики тракторів

Тяговий клас трактора, призначення	m_g , кг	N_e , кВт	φ_m	a	b
0,9 універсально-просапний, колісний	3000	36,8	0,6	0,75	8,81
1,4 універсально-просапний, колісний	3810	58,9	0,6	0,75	8,81
3 орно-просапний, колісний	8200	117,7	0,65	0,753	9,52

4.3. Аналіз результатів та вибір складу комбінованих гичкозбиральних машинно-тракторних агрегатів

Для заданих вхідних параметрів розглянутої системи, що вирішувалася на ПК були виконані числові розрахунки, за результатами яких побудовані графіки, представлені на рис. 4.2-4.4.

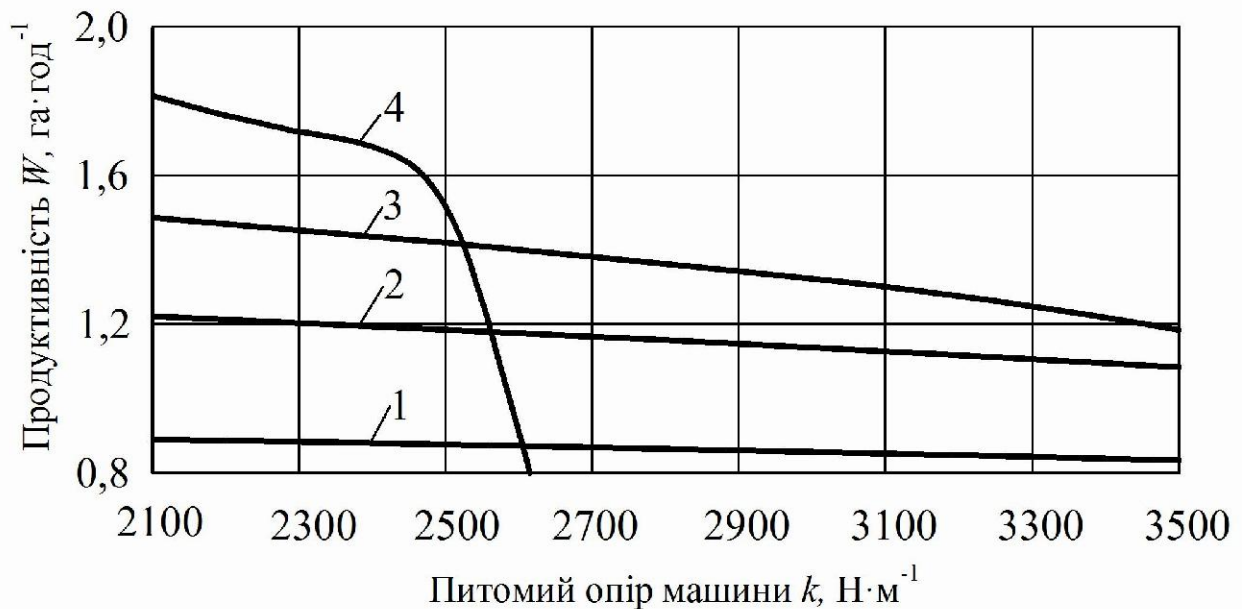


Рис. 4.2. – Залежність продуктивності W комбінованого гичкозбирального агрегату у складі колісного агрегатууючого трактора тягового класу 0,9 від питомого опору k при різній ширині захвату:

- 1 – $B = 0,9$ (дворядний варіант); 2 – $B = 1,35$ (трьохрядний варіант);
 3 – $B = 1,8$ м (чотирьохрядний варіант); 4 – $B = 2,7$ м (шестирядний варіант)

З отриманих залежностей (рис. 4.2) бачимо, що ефективна експлуатація гичкозбирального агрегату на базі колісного трактора тягового класу 0,9 можлива лише при використанні двох-, трьох- та чотирьохрядних машин знарядь. В разі комплектування шестирядного агрегату, його експлуатація буде можлива лише при низьких значеннях питомого опору, в діапазоні від 2100 до 2400 $\text{H}\cdot\text{m}^{-1}$.

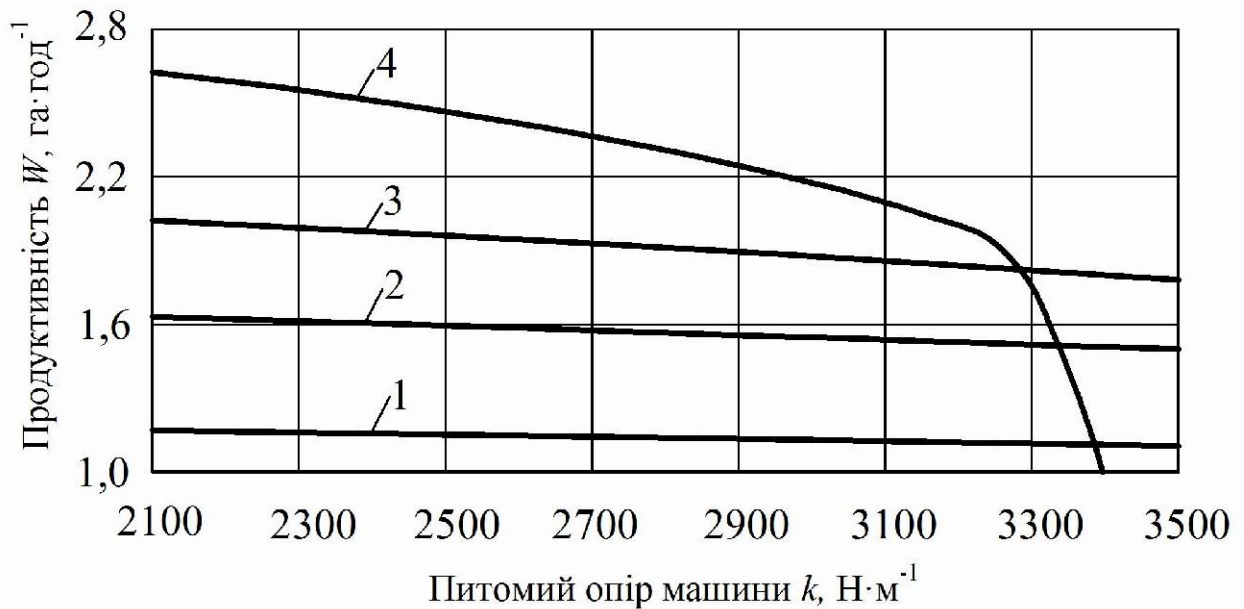


Рис. 4.3. – Залежність продуктивності W комбінованого гичкозбирального агрегату у складі колісного агрегатууючого трактора тягового класу 1,4 від питомого опору k при різній ширині захвату:

- 1 – $B = 0,9$ (дворядний варіант); 2 – $B = 1,35$ (трьохрядний варіант);
 3 – $B = 1,8$ м (чотирьохрядний варіант); 4 – $B = 2,7$ м (шестирядний варіант)

Як бачимо з отриманих залежностей (рис. 4.3), для трактора тягового класу 1,4 спостерігається більш висока продуктивність ніж у трактора тягового класу 0,9 в разі комплектування двох-, трьох- та чотирьохрядних гичкозбиральних агрегатів. При використанні шестирядних машин знарядь діапазон можливих для експлуатації значень питомого опору складає $k = 2100 \dots 3200 \text{ Н}\cdot\text{м}^{-1}$.

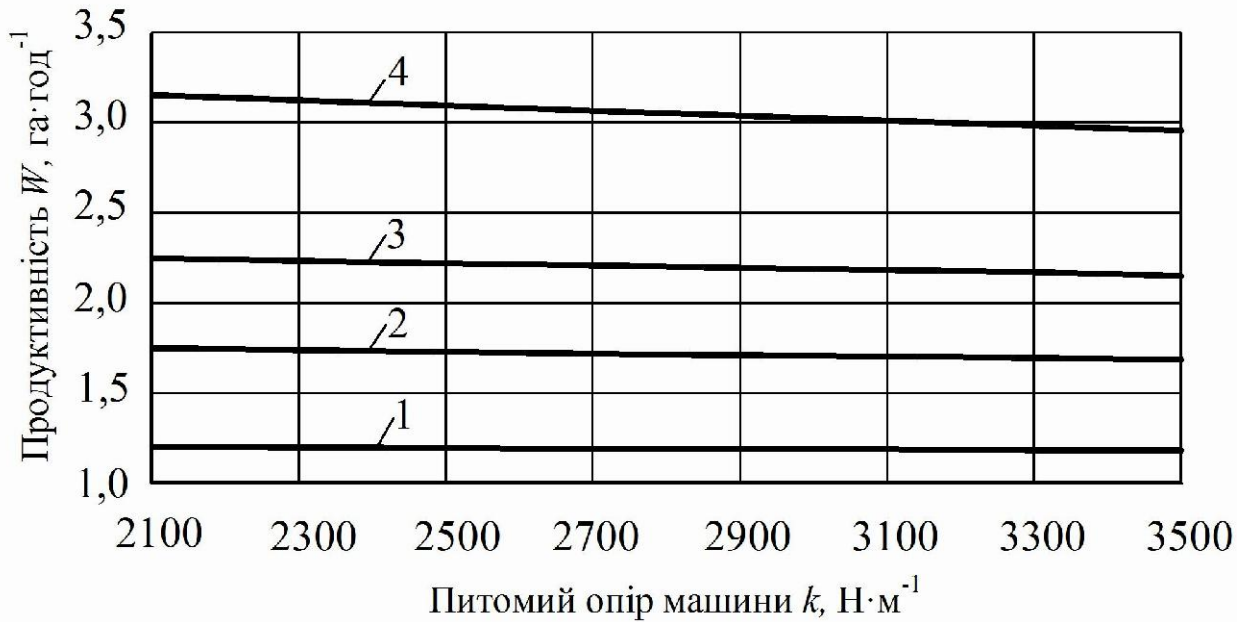


Рис. 4.4. – Залежність продуктивності W комбінованого гичкозбирального агрегату у складі колісного агрегатуючого трактора тягового класу 3 від питомого опору k при різній ширині захвату:

- 1 – $B = 0,9$ (дворядний варіант); 2 – $B = 1,35$ (трьохрядний варіант);
 3 – $B = 1,8$ м (чотирьохрядний варіант); 4 – $B = 2,7$ м (шестирядний варіант)

Числове моделювання (рис. 4.4) параметрів комбінованого гичкозбирального агрегату на базі колісного орно-просапного трактора тягового класу 3 показало, що він забезпечує найбільшу продуктивність при комплектуванні комбінованих гичкозбиральних агрегатів у всьому діапазоні змін питомого тягового опору та ширини захвату завдяки своїм тягово-зчіпним властивостям.

4.4. Висновки по розділу

1. На підставі проведених аналітичних досліджень побудована нова математична модель ефективного агрегування фронтально навішених на колісні агрегатуючі трактори гичкозбиральних машин та задньоначеплених очисників головок коренеплодів від залишків гички, що описує умови ефективного агрегування та дає можливість визначити робочу швидкість і

продуктивність різних комбінованих машинно-тракторних агрегатів.

2. В результаті числового моделювання на ПК встановлено, що орно-просапний колісний трактор класу 3 буде забезпечувати найбільшу продуктивність при використанні комбінованих гичкозбиральних агрегатів для всього діапазону ширини захвату та у всьому діапазоні змін питомого тягового опору, а завдяки запасу потужності залишається можливість застосування додаткових приводних пристроїв, наприклад коренезбиральних машин.

3. Моделювання продуктивності комбінованих агрегатів на базі колісних тракторів класу 0,9 та 1,4 показало, що вони здатні забезпечувати достатню й стійку продуктивність лише при агрегуванні трьох або чотирирядних машин, а використання шестирядного агрегату можливе лише для трактору класу 1,4 при малій врожайності та достатньо низьких значеннях питомого опору.

4. Результати проведеного аналітичного дослідження, а також розроблена програма числового моделювання на ПК дають можливість визначати оптимальні параметри не тільки даного комбінованого гичкозбирального агрегату, а й інших агрегатів за критеріями продуктивності й енергоємності.

ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1. Програма проведення лабораторно-польових експериментальних досліджень

Відповідно визначеній меті дисертаційної роботи і завданням досліджень, визначено програму експериментальних досліджень, яка включає:

-дослідження впливу режимів роботи гичкозбиральної машини, яка здійснює суцільний безкопирний зріз основної маси гички, завантаження гички у транспортний засіб і фронтально начеплена на колісний трактор, на якісні показники видалення гички;

-експериментальне визначення в польових умовах основних якісних показників роботи гичкозбиральної машини.

Для реалізації зазначеної програми досліджень необхідно:

-обґрунтувати методику визначення умов проведення досліджень;

-обґрунтувати методику дослідження впливу режимів роботи гичкозбиральної машини на якісні показники видалення гички;

-обґрунтувати методику визначення основних якісних показників роботи гичкозбиральної машини в польових умовах.

Об'єктом експериментальних досліджень є коренеплоди і гичка та робочий процес видалення гички запропонованою гичкозбиральною машиною.

Предметом експериментальних досліджень є взаємозв'язок між якісними показниками роботи гичкозбиральної машини і її режимам роботи.

В результаті обробки апріорної інформації, теоретичних досліджень та експертної оцінки встановлено, що основним вхідними параметрами при експериментальних дослідженнях (змінними факторами) є частота обертання ротора, швидкість руху агрегату та положення ротора над поверхнею ґрунту. Інші параметри, які характеризують роботу агрегату, а також характеристики

умов проведення досліджень, є незмінними, але контрольованими факторами.

Вихідним параметром для даного процесу приймається маса залишків гички з одиниці площі поля.

Експериментальні дослідження впливу режимів роботи гичкозбиральної машини із суцільним безкопирним зрізом гички, що фронтально начеплена на колісний трактор, на якісні показники видалення гички полягають у визначенні впливу кожного фактору окремо і їх взаємодії на вихідний параметр і встановлення регресійної залежності цього впливу, які характеризуватимуть зміну приведеної маси залишків гички на поверхні головки коренеплодів цукрових буряків, від зазначених параметрів у вигляді емпіричних математичних моделей процесу.

Математична модель (рівняння регресії) впливу змінних факторів на кількість не зрізаної гички з головок коренеплодів гичкозбиральною машиною матиме загальний вигляд

$$Y = f(X1, X2, X3), \quad (5.1)$$

$X1$ – частота обертання ротора;

$X2$ – швидкість руху агрегату;

$X3$ – положення ротора над поверхнею ґрунту.

Експериментальні дослідження фронтально навішеної на орно-просапний колісний трактор тягового класу 3,0 гичкозбиральної машини проводилися у 2016-2017 рр. у державному підприємстві дослідному господарстві “Оленівське” Фастівського району Київської області.

Експериментальні дослідження, які визначені в програмі, передбачають застосування як стандартних, так і часткових методик:

- методикау визначення умов проведення досліджень;
- методикау проведення лабораторно-польових досліджень по визначенню впливу параметрів і режимів роботи гичкозбиральної машини на якість видалення гички;
- методикау проведення польових досліджень по оцінці якості роботи гичкозбиральної машини в польових умовах.

Методика експериментальних досліджень передбачає також вибір необхідних приладів, устаткування, пристосування та методики, які будуть використані при проведенні дослідів.

5.2. Конструкція лабораторно-польової експериментальної установки

Для реалізації програми експериментальних досліджень технологічного процесу видалення гички із застосуванням гичкозбиральної машини була розроблена лабораторно-польова експериментальна установка (рис. 5.1), що фронтально навішена на орно-просапний колісний трактор тягового класу 3,0, а гичкозрізальний апарат виконано у вигляді горизонтального ротора [104]. Машина дозволяє реалізувати суцільне безкопірне зрізування основної маси гички із подальшим її завантаженням у транспортний засіб.

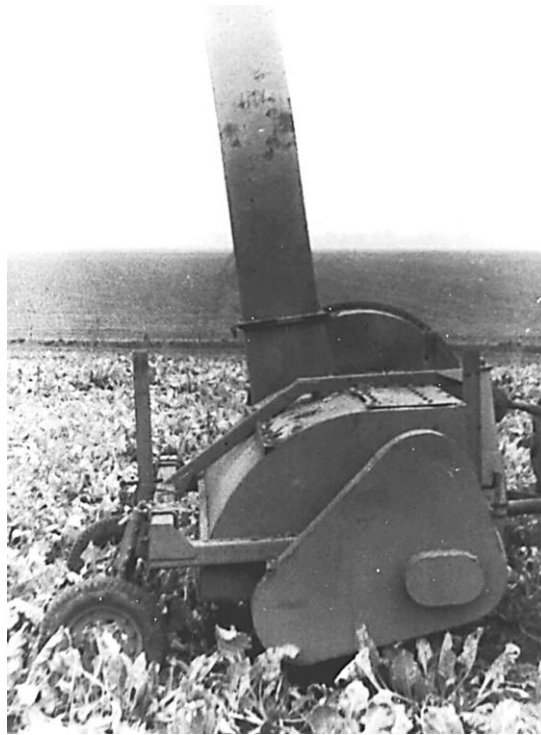


Рис. 5.1. Загальний вигляд лабораторно-польової експериментальної установки

Лабораторно-польова експериментальна установка (рис. 5.2) складається із колісного орно-просапного трактора І і фронтально начепленої

гичкозбиральної машини II, яка містить раму 1, начіпний пристрій 2, копіювальне колесо 3, роторний гичкозрізальний апарат 4, транспортувальний пристрій 5, завантажувальний пристрій 6, а також привод 7.

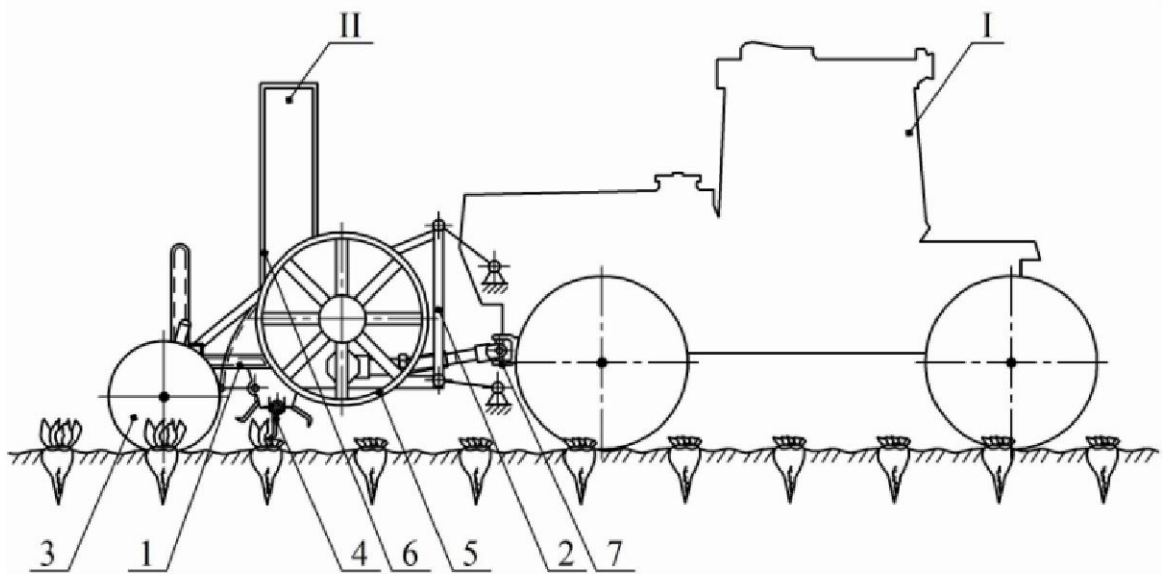


Рис. 5.2. Конструкційна схема лабораторно-польової експериментальної установки: I – колісний орно-просапний трактор; II – фронтально начеплена гичкозбиральна машина; 1 – рама; 2 – начіпний пристрій; 3 – копіювальне колесо; 4 – роторний гичкозрізальний апарат; 5 – транспортувальний пристрій; 6 – завантажувальний пристрій; 7 – привод

Енергетичний засіб (трактор) по своїм технічним характеристикам має забезпечувати роботу гичкозбиральної машини на необхідних робочих швидкостях і налаштуванні ходової частини на відповідну ширину колії. Від валу відбору потужності трактора через трансмісію здійснюється привід робочих органів гичкозбиральної машини (рис. 5.3).

Розроблена лабораторно-польова експериментальна установка [104] дозволяє в повному обсязі провести експериментальні дослідження дослідної гичкозбиральної машини відповідно до прийнятої програми і методики (рис. 5.4), а отже, із можливістю зміни факторів у встановлених межах: частоту обертання ротора за допомогою механізму привода і контролем тахометром; швидкість руху гичкозбиральної машини за допомогою коробки переключення передач трактора і контролем дійсної її величини шляховимірювальним

колесом; висоту встановлення ротора важільним механізмом із контролем за допомогою лінійки.

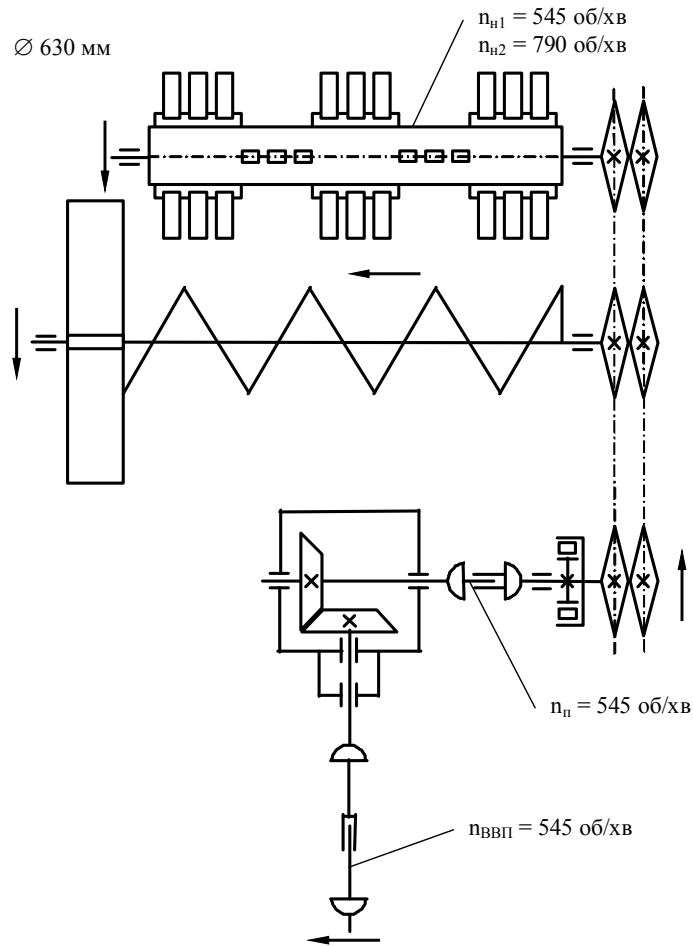


Рис. 5.3. Схема приводу робочих органів гичкозбиральної машини



Рис. 5.4. Лабораторно-польова експериментальна установка під час проведення досліджень

5.3. Методика визначення умов проведення досліджень

Методика визначення умов проведення досліджень гичкозбиральної машини передбачає встановлення сорту, врожайності та основних агробіологічних характеристик цукрових буряків, типу ґрунту, рельєфу і мікрорельєфу, вологості і твердості ґрунту та інших показників, які характеризують дослідну ділянку, згідно загальноприйнятої методики [105, 106, 107, 108]. З точки зору високої достовірності результатів і їх практичної цінності, дослідження проводяться в оптимальні агротехнічні терміни для збирання цукрових буряків.

Сорт та вид попереднього обробітку визначають за інформацією господарства.

Ґрунтово-кліматичні умови (вологість і твердість ґрунту, тип ґрунту, у тому ж числі за механічним складом, рельєф і мікронерівності, забур'яненість ділянки) визначаються згідно загальноприйнятої методики. Вологість і твердість ґрунту визначаються в рядах і міжряддях цукрового буряку по шарах: від 0 до 10 см, від 10 до 20 см, від 20 до 30 см.

Забур'яненість ділянки визначається ваговим способом шляхом збирання всієї маси бур'янів на п'яти ділянках площею 1 м^2 (із захватом двох рядків) рівномірно розташованими по діагоналі ділянки.

Засміченість ділянки камінням визначають на п'яти ділянках площею 1 м^2 із захватом двох рядків рівномірно розташованими по діагоналі поля шляхом перекопування шару ґрунту на глибину ходу викопуючих робочих органів і збиранням всього наявного каміння більшого 25 мм по найбільшому розміру та подальшим його зважуванням. Дані обробляються з визначенням середнього арифметичного значення. Значення отриманих в результаті розрахунків величин округлюються до десятих.

Відхилення положення коренеплодів від умовної осі рядка визначається на п'яти ділянках поля довжиною 2 м і шириною рівною ширині захвату гичкозбиральної машини, які розміщуються по полю згідно методу конверту.

Вимірювання проводиться від осі рядка до центру зрізу кожного коренеплоду. Похибка вимірювань ± 5 мм. Результати розрахунків округлюються до десятих.

Ширину міжряддя визначають в п'яти точках поля по діагоналі шляхом вимірювання відстані між центрами коренеплодів сусідніх рядків з точністю до 1 мм.

Розташування головок коренеплодів відносно рівня поверхні ґрунту визначають з одного боку рядка шляхом вимірювання відстані від поверхні ґрунту до вершини головки коренеплоду з похибкою вимірювань ± 5 мм. Залежно від розташування головок результати вимірювань можуть бути зі знаком «плюс» або «мінус»: знак «плюс», якщо корінь розташований вище рівня поверхні ґрунту; знак «мінус», якщо нижче рівня ґрунту.

Для визначення врожайності коренеплоди викопуються із гичкою, очищуються від ґрунту, відрізається хвостова частина діаметром менше 10 мм. Обрізують гичку і зважують на вагах масу коренеплодів та гички з кожної із ділянок з точністю до 50 г. За даними зважування визначається врожайність коренеплодів і гички.

Густоту насаджень в тисячах штук на гектар визначають як добуток кількості рослин на одному погонному метрі рядка на сумарну довжину рядка на одному гектарі.

Стан гички на поверхні головки коренеплодів по формі розміщення листків визначають на трьох залікових ділянках довжиною по 10 м на двох суміжних рядках. Листкову масу гички розподіляють візуальним оглядом кожної рослини по групам: конус, розетка, напіврозетка. Дані обробляють з отриманням відсотку кількісної долі кожної із груп від загальної кількості коренеплодів.

Лабораторно-польові дослідження робочого процесу агрегату проводилися при швидкостях руху $0,5 \dots 2,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$, які визначені згідно результатів теоретичних та пробних експериментальних досліджень.

Межі варіювання основних факторів – поступальна швидкість руху

трактора; частота обертання роторного гичкозрізального апарата; висота зрізу гички (тобто, висота встановлення гичкозрізального апарата над рівнем поверхні ґрунту), визначалися на основі обробки літературних джерел, попередніх теоретичних та експериментальних досліджень (табл. 5.1).

Таблиця 5.1

Фактори по дослідженню фронтально навішеної на орно-просапний колісний трактор гичкозбиральної машини

№ п/п	Фактор	Позначення	Одиниця вимірювання	Мінімальне значення фактора	Максимальне значення фактора
1.	Поступальна швидкість руху трактора	V	$\text{м}\cdot\text{с}^{-1}$	0,5	2,5
2.	Частота обертання гичкозрізального ротора	n	$\text{об}\cdot\text{хв}^{-1}$	500	1000
3.	Висота зрізу гички	h	м	0,02	0,15

На основі проведених розрахунків, попередніх досліджень та аналізу апріорної інформації встановлено рівні варіювання факторів:

- частота обертання ротора машини: 500, 750, 1000 $\text{об}\cdot\text{хв}^{-1}$;
- швидкість руху гичкозбиральної машини: 0,5, 1,5, 2,5 $\text{м}\cdot\text{с}^{-1}$;
- висота зрізу гички: 0,02, 0,06, 0,10, 0,15 м.

5.4. Загальна методика лабораторно-польових експериментальних досліджень

Для проведення експериментальних досліджень були використані як загальноприйнятні методики згідно галузевих стандартів, методики НДІ, МВС, а також часткові методики [108, 109, 110, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 117, 118].

Для кожної серії досліджень проводилася підготовка машини на спеціальному майданчику із обов'язковим контролем правильності проведення налаштування.

Якісним показником роботи, як зазначено вище, було прийнято залишки гички на головках коренеплодів, в $\text{г}\cdot\text{м}^{-2}$, які визначалися шляхом збирання всіх залишків (у тому числі і не зрізані з головок коренеплодів частини гички) із ділянки площею 1 м^2 після проходу експериментальної установки (рис. 5.5) і зважуванням на електронних вагах з точністю до $1,0\text{ г}$.



Рис. 5.5. Визначення якості видалення гички дослідною гичкозбиральною машиною

Для отримання високої точності і відтворюваності, експериментальні дослідження були реалізовані при кількості дослідів 36 і кількості повторювання дослідів 5, які визначалися згідно встановленої методики [108, 110, 111, 112, 113, 114, 115, 118, 119].

Регресійну модель процесу представлено у вигляді полінома II степені, що якісно відображує як вплив кожного із окремо взятих факторів, так і їх взаємодії на функцію відгуку. Рівняння регресії має загальний вигляд

$$- \text{ лінійне: } Y = a_0 + a_1V + a_2n + a_3h; \quad (5.2)$$

– поліноміальне II степені:

$$Y = b_0 + b_1V + b_{11}V^2 + b_2n + b_{22}n^2 + b_3h + b_{33}h^2 + b_{12}Vn + b_{23}nh + b_{13}Vh, (5.3)$$

де $a_0, a_1, a_2, a_3, b_0, b_1, b_2, b_3, b_{11}, b_{22}, b_{33}, b_{12}, b_{23}, b_{13}$ – коефіцієнти регресії, які визначалися за допомогою ПП для ПК – Microsoft Excel 2003, STATISTICA і MathCAD 15.

Рівняння регресії були отримані як для натуральних, так і для кодованих значень факторів. Рівняння для кодованих значень дозволили оцінити впливовість кожного окремо взятого фактора і їх взаємодії, а у натуральному – обґрунтувати раціональні значення параметрів гичкозбиральної машини.

При аналізі отриманих результатів досліджень використовуються кореляційні та регресійні статистичні методи [108, 110, 112, 113, 114, 115, 120, 121, 122, 123].

Для кожної серії дослідів визначали середнє арифметичне значення вимірюваної величини як добуток цих значень на їх частоти. Оцінка розсіювання дійсних значень вимірюваних величин щодо їх середнього значення характеризується середньоквадратичним відхиленням і дисперсією, а варіабельність величин – коефіцієнтом варіації, який визначається відношенням середньоквадратичного відхилення до математичного очікування (середнього арифметичного) відповідної випадкової величини [108, 110, 111, 112, 113, 114, 115, 118, 119].

Відтворюваність дослідних даних перевіряли за критерієм Кохрена, адекватність отриманої моделі – за критерієм Фішера, а значимість коефіцієнтів рівняння регресії – за допомогою критерію Стьюдента із використанням загальноприйнятих умов [110, 111, 112, 113, 114, 115, 118, 119, 121, 122].

При аналізі кореляції між X та Y для n незалежних парних спостережень розраховують коефіцієнт кореляції за формулою [108, 110, 111, 112, 113, 114, 115, 118, 119]

$$r = \frac{\sum XY - (\sum X \sum Y) / n}{\sqrt{(\sum X^2 - (\sum X)^2 / n)(\sum Y^2 - (\sum Y)^2 / n)}}. \quad (5.4)$$

Квадрат коефіцієнта кореляції (r^2) – коефіцієнт детермінації дозволяє оцінити відповідність зміни функції відгуку зміні значення фактора, як залежність однієї величини від іншої.

Умова значимості коефіцієнтів рівняння регресії за критерієм Стьюдента має вигляд

$$|b_i| \geq t_{табл}(P, f_y) \cdot \frac{S_y}{\sqrt{n}}, \quad (5.5)$$

де $t_{табл}(P, f_y)$ – табличне значення критерію Стьюдента при P -тому рівні значимості й числі ступенів свободи дисперсії відтворення $f_y = n(m-1)$ з кількістю повторювання m ; S_y – похибка дослідів.

Адекватність отриманих рівнянь регресії перевіримо за критерієм Фішера

$$F = \frac{S_{ад}^2}{S_y^2} < F_{табл}(P, n-k-1, n(m-1)), \quad (5.6)$$

де $S_{ад} = \sqrt{\frac{1}{n-k-1} \sum_{i=1}^n (y - \bar{y}_i)^2}$ – дисперсія адекватності; $F_{табл}(P, n-k-1, n(m-1))$

– табличне значення критерію Фішера для m – повторності і n – кількості дослідів при P – рівні значимості.

Але оскільки процес відбувається під впливом випадкових збурень, а дія деяких не врахованих факторів повністю не досліджена, то при обробці дослідних даних вважатимемо всі коефіцієнти рівняння регресії значимими.

Для встановлення зв'язку між вихідним параметром і факторами, а також між факторами, проводиться кореляційний аналіз на основі визначення

коефіцієнту кореляції між величинами. У випадку, якщо коефіцієнт кореляції рівний 0, то відсутня кореляція між величинами, якщо більший 0,7 – наявний сильний кореляційний зв'язок, при 0,3...0,7 – середній зв'язок, а якщо менше 0,3, то слабкий.

5.5. Методика польових досліджень гичкозбиральної машини

Згідно із встановленими агротехнічними вимогами гичкозбиральні машини при збиранні цукрового буряку мають забезпечувати зрізання гички не нижче від рівня зелених листків і не більше 2 см від вершини головки коренеплоду, кількість коренеплодів з необрізаною гичкою має не перевищувати 8 % загальної їх кількості, кількість коренеплодів з косим зрізом – до 10 %, вміст частин головок коренеплодів у гичці – до 5 %, а максимально допустиме забруднення зрізаної гички ґрунтом становить 0,5 % [106, 107, 124].

Для перевірки якості виконання процесу дослідною гичкозбиральною машиною були проведені польові експериментальні дослідження при раціональних значеннях швидкості руху машини, частоти обертання ротора та висоти зрізу, які були встановлені на основі аналізу отриманих результатів досліджень, згідно загальноприйнятих методик [106, 107, 108, 111, 115, 125].

Дослідження проводилися на виробничих ділянках державного підприємства дослідне господарство “Оленівське” Фастівського району Київської області, а характеристики умов проведення досліджень повністю відповідають умовам лабораторно-польових експериментальних досліджень.

Склад вороху гички визначають після проходу гичкозбиральної машини шляхом розбирання вороху на фракції: гичку, цілі коренеплоди і їх частини, зрізані головки коренеплодів, ґрунт і інші домішки. Кожну із фракцій зважують окремо з точністю до 1 г. Відношенням маси окремо взятої фракції до загальної маси вороха визначається масова доля різних фракцій у ньому.

Втрати гички визначають на залікових ділянках після проходу гичкозбиральної машини. Втрати вільної гички визначають збиранням її на

поверхні ґрунту із залікової ділянки, а також її виділенням із зібраного вороху коренеплодів.

Втрати гички, яка зв'язана з коренеплодами із залікової ділянки після проходу гичкозбиральної машини, визначають їх зрізанням вручну.

Кожен вид втрат гички зважують окремо з точністю до 1 г, а відношенням величини отриманої маси до загальної маси гички із залікової ділянки визначають відсоток масової долі втрат гички.

Для оцінки якості зрізування гички з головки коренеплодів із залікової ділянки використовують також висоту зрізу і характер поверхні зрізу.

По висоті зрізу коренеплоди поділяються на фракції:

- з нормальним зрізом;
- з низьким зрізом – площа зрізу нижче рівня основних нижніх вічок;
- з високим зрізом – площа зрізу вище 2 см над верхівкою головки, коренеплоди з необрізаною і частково обрізаною головкою.

Коренеплоди із дослідної ділянки викопують, розподіляють по фракціям і зважують кожну фракцію окремо. Відношенням маси коренеплодів окремо взятої фракції до загальної маси коренеплодів визначатиметься відсоток масової долі фракції.

По характеру поверхні зрізу коренеплоди з нормальним і низьким зрізом поділятимемо також на фракції:

- коренеплоди з гладкою прямою поверхнею зрізу;
- коренеплоди зі сколюванням, впадинами і ступінчастим зрізом з висотою до 1 см;
- коренеплоди зі сколюванням, похилою ступінчастою поверхнею і впадинами до 1 см.

Коренеплоди кожної фракції зважують окремо з точністю до 1 г, а відношення маси коренеплодів окремої фракції до загальної маси коренеплодів визначатиме відсоток масової долі цієї фракції.

5.6. Перелік вимірювальних приладів

Для вимірювання параметрів і режимів роботи експериментальної установки в процесі роботи та контролю якості виконання процесу застосовувалися засоби вимірювальної техніки, які були визначені в результаті планування експерименту [126, 127]:

1. Секундомір з точністю $\pm 1,0$ с
2. Ваги з точністю ± 20 мг
3. Медичні ваги з точність ± 40 г
4. Ваги платформні з точність ± 50 г
5. Металева лінійка 500 мм з точністю ± 1 мм
6. Рулетка 10 м з точністю ± 1 мм
7. Твердість ґрунту вимірювалася з точністю $\pm 5\%$
8. Штангенциркуль з точність $\pm 0,1$ мм

5.7. Висновки по розділу

1. Обґрунтовано програму експериментальних досліджень фронтально начепленої на орно-просапний трактор гичкозбиральної машини, яка здійснює суцільний безкопінний зріз основної маси гички та завантаження гички у транспортний засіб, що передбачає: дослідження впливу режимів роботи гичкозбиральної машини на якість видалення гички; експериментальне визначення в польових умовах основних якісних показників роботи гичкозбиральної машини.

2. Описано методикау визначення умов проведення досліджень і основних агротехнічних показників оцінки якості роботи гичкозбиральної машини та обробки дослідних даних.

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

6.1. Перевірка математичної моделі комбінованого гичкозбирального машинно-тракторного агрегату на адекватність

Розв'язання поставленої задачі здійснювали у відповідності з методикою, викладеною у п'ятому розділі дисертаційної роботи за допомогою критерію Кохрена. Як уже було там зазначено, дослідний машинно-тракторний гичкозбиральний агрегат у двохкратній повторності за допомогою отриманих теоретичних залежностей був налаштований на п'ять варіантів режиму роботи (табл. 6.1), шляхом підбору його конструкційних параметрів.

Таблиця 6.1

Параметри налаштувань агрегату

Показник	Значина
Висота встановлення робочого органу гичкозрізальної машини, м	0,06
Швидкість руху, м·с ⁻¹	2,5
Оберти барабана, с ⁻¹	12
Очікуване середньоквадратичне відхилення висоти зрізу від встановленої, мм	0,01...0,03
Крок зміни очікуваного середньоквадратичного відхилення висоти зрізу від встановленої, мм	0,005

Робота МТА з відхиленням від висоти зрізу меншим за 0,01 м через складність досягнення таких параметрів, а більшим за 0,04 м не практикували із-за отримуваної при цьому великої значини втрат гички. Отриманих результатів, на нашу думку, досить для прийняття достовірного рішення щодо адекватності математичної моделі досліджуваного гичкозбирального МТА.

Для перевірки адекватності математичної моделі розрахуємо критерій Кохрена:

$$G_{\max} = \frac{\sigma_{i \max}}{\sum_{i=1}^N \sigma_i}, \quad (6.1)$$

де $\sigma_{i \max}$ – максимальна з розрахованих вибірових дисперсій в п'яти дослідах;

$\sum_{i=1}^N \sigma_i$ – сума всіх дисперсій по N дослідам.

Таблиця 6.2

Результати експериментальних даних
перевірки математичної моделі гичкозбирального МТА на адекватність

№ варіанту налаштування МТА	Середні значини				Збільшення (+), зменшення (-) значини σ_δ по відношенню до значини σ_m , %
	Відстань відточки навішення до центру копіювального колеса (r), м	Радіус копіювального колеса (L), м	Теоретичне значення (σ_δ), м	Дійсне значення (σ_m), м	
1	1,5	0,25	0,010	0,0104	+3,5
2	1,3	0,25	0,015	0,0156	+3,9
3	1,5	0,20	0,020	0,0196	-2,2
4	1,5	0,15	0,025	0,0238	-4,7
5	1,3	0,15	0,030	0,0314	+4,8
Максимальне значення критерію Кохрена (G_{\max})				0,3115	
Табличне значення критерію Кохрена ($G_{\text{табл}}$)				0,3645	

З аналізу результатів табл. 6.2 бачимо, що максимальне значення критерію Кохрена $G_{\max}=0,3115$ є меншим, ніж табличний критерій для ступенів свободи $f_1 = m - 1 = 15$, $f_2 = n = 5$, $G_{\text{табл}}=0,3645$ за рівня значимості $q = 5\%$, тому дисперсія є однорідною.

Після аналізу теоретичних та експериментальних даних було встановлено, що у всіх п'яти варіантах налаштування дослідного МТА різниця між дійсною і розрахунковою величинами відхилення від встановленої висоти зрізу не перевищувала 5% (рис. 6.1).

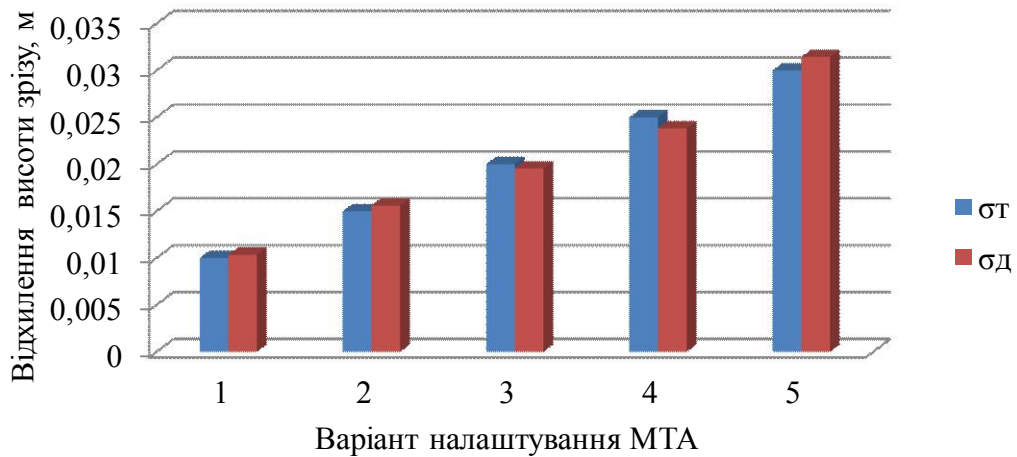


Рис. 6.1 – Теоретичне (σ_m) і дійсне (σ_d) значення середньоквадратичного відхилення від встановленої висоти зрізу для п'яти варіантів (табл. 6.2) його налаштування

Такий збіг натурних та розрахункових даних та виконання умови $G_{\max} < G_{\text{табл}}$ вказує на адекватність розробленої математичної моделі, що дає право використовувати її для достовірного обґрунтування схеми, режимів роботи і конструкційних параметрів комбінованого гичкозбирального МТА.

Похибка вимірювання лінійних конструкційних параметрів не перевищувала 0,7%, похибка вимірювання часу та вагових параметрів була меншою за 1,1%. Тому достовірність отриманих результатів досліджень при експериментальних дослідженнях є такою, що відхилення від установлених закономірностей може мати місце лише у менш ніж 5% всіх випадків.

6.2. Вивчення впливу параметрів гичкозбиральної машини на якість видалення гички

У відповідності з програмою і згідно з розробленою методикою були проведені в повному обсязі лабораторно-польові експериментальні дослідження впливу параметрів гичкозбиральної машини на показники якості видалення гички.

Умови проведення досліджень наведено в таблиці 6.3. Як випливає із даних таблиці ґрунтово-кліматичні умови при дослідженні гичкозбиральної машини були типовими для періоду збирання цукрових буряків в Київській області.

Оцінка якості виконуваного технологічного процесу гичкозбиральною машиною проводилася шляхом зрізування залишків гички з головки коренеплодів і їх зважування.

В цілому, в процесі досліджень встановлено, що експериментальна гичкозбиральна машина забезпечує досить якісне та стійке виконання технологічного процесу, без забивання робочих органів.

Результати досліджень оброблялися і подаються у табличному вигляді (табл. 6.4), а також у вигляді функціональних та графічних залежностей.

Для оцінки впливовості факторів та характеру їх впливу на якісний показник роботи отримано залежності у вигляді рівняння регресії:

- в натуральному вигляді:

$$y = 49,39992 - 0,19953n + 167,3833V + 5035,927h, \quad (6.2)$$

- в кодованому вигляді:

$$Y = 578,8905 - 49,8833 X1 + 167,3833 X2 + 327,3136 X3. \quad (6.3)$$

З рівняння (6.3) впливає, що найбільший вплив на масу залишків гички на поверхні головок коренеплодів при застосуванні роторної гичкозбиральної машини має висота зрізу, тобто висота встановлення роторного гичкозрізального апарату над рівнем поверхні ґрунту, а найменший – частота обертання ротора гичкозрізального апарату. При чому, збільшення швидкості руху машини і висоти зрізу призведе до збільшення маси залишків гички на головці коренеплодів, а частоти обертання ротора – навпаки, до зменшення, оскільки при факторах у рівняннях знак «плюс» (при швидкості руху машини і

висоти зрізу) означає, що із збільшенням цих параметрів збільшуватиметься і кількість залишків гички на головці коренеплодів, а знак «мінус» (при частоті обертання ротора) навпаки – із збільшенням фактора функція якості видалення гички зменшуватиметься.

Таблиця 6.3

Умови проведення лабораторно-польових експериментальних досліджень
гичкозбиральної машини

Показник	Значення
Тип ґрунту	чорнозем середньо гумусний, середньо суглинистий
Твердість ґрунту в зоні розміщення коренеплодів, МПа	0,94...2,3
Вологість ґрунту в зоні розміщення коренеплодів, %	18,0...21,6
Середня врожайність коренеплодів, т·га ⁻¹	46,4
Середня врожайність гички, т·га ⁻¹	44,8
Середня густина насаджень рослин цукрових буряків, тис.шт.:га ⁻¹	112
Максимальне відхилення положення коренеплодів цукрового буряку від умовної лінії рядка, мм	30...40
Положення головок коренеплодів цукрових буряків над рівнем поверхні ґрунту, мм	0...70
Форма пучків гички на головках коренеплодів: – конуси – напіврозетка	(спостерігається значна кількість сухих та полеглих стебел гички) більш ніж 90% 10%
Рельєф ґрунту	рівний
Максимальні ухили рельєфу, град	не більше ніж 2...4

Результати вимірювання якісних показників роботи фронтально навішеної на орно-просапний колісний трактор гичкозбиральної машини

Число обертів гичкозрізального апарату, об·хв ⁻¹ .	Швидкість руху агрегуючого трактора											
	0,5 м·с ⁻¹				1,5 м·с ⁻¹				2,5 м·с ⁻¹			
	Висота зрізу (висота встановлення роторного гичкозрізального апарату над рівнем поверхні ґрунту), м											
	0,02	0,06	0,10	0,15	0,02	0,06	0,10	0,15	0,02	0,06	0,10	0,15
	Залишки не зрізаної гички Г·м ⁻²				Залишки не зрізаної гички Г·м ⁻²				Залишки не зрізаної гички Г·м ⁻²			
500	198	276	620	878	179	569	905	991	476	591	921	994
	204	278	496	791	217	508	976	998	421	709	734	791
	197	236	474	793	201	566	906	1021	358	721	956	980
	198	219	475	801	276	594	998	1229	240	688	913	950
	218	207	380	774	301	703	976	1038	325	593	979	989
750	180	179	344	731	196	398	993	1012	381	603	984	997
	212	187	298	609	198	303	878	924	321	597	847	989
	165	210	401	723	200	494	903	998	379	521	895	993
	135	204	348	602	195	576	698	1014	321	629	887	997
	154	242	387	634	192	613	678	964	384	567	845	1021
1000	139	142	309	678	189	398	803	974	312	484	724	980
	158	171	351	679	177	409	786	908	378	467	869	1087
	118	189	304	609	296	504	790	924	420	527	725	970
	149	200	320	506	189	587	721	887	387	491	721	1075
	123	196	250	490	187	534	684	842	329	495	834	1063

Вимірювання коливань нерівностей профілю поля за допомогою профілографа показали, що вони мають високочастотний характер з періодом приблизно 0,7 м та середню амплітуду коливань 0,08 м. Аналогічні результати отримували і інші науковці при проведенні досліджень, коли ставилася мета визначити стан профілю поля [128].

Для більш повного опису процесу видалення гички роторною гичкозбиральною машиною, внаслідок обробки результатів багатofакторного експерименту отримано математичну модель у вигляді рівняння регресії II степені:

- в натуральному вигляді:

$$Q = -177,593 - 0,24224n + 530,8054V + 8680,805h + \\ + 0,000179nn - 109,767VV - 6795,18hh - \\ - 0,09602nV - 1159,51Vh - 4,22748nh + 2,158437nVh, \quad (6.4)$$

- в кодованому вигляді:

$$Y = 587,2724 - 50,5026X1 + 168,38335327X2 + 327,8374X3 + \\ + 11,18333X1X1 - 28,783X3X3 + 21,86292X1X2 + 29,85444X2X3 - \\ - 16,0845X1X3 + 35,07582X1X2X3. \quad (6.5)$$

Графічна інтерпретація зазначених рівнянь регресії (6.4) і (6.5) представлено у вигляді поверхонь відгуку (рис. 6.2, 6.4, 6.6), двомірних перерізів (рис. 6.3, 6.5, 6.7) та плоских графіків (рис. 6.8-6.20).

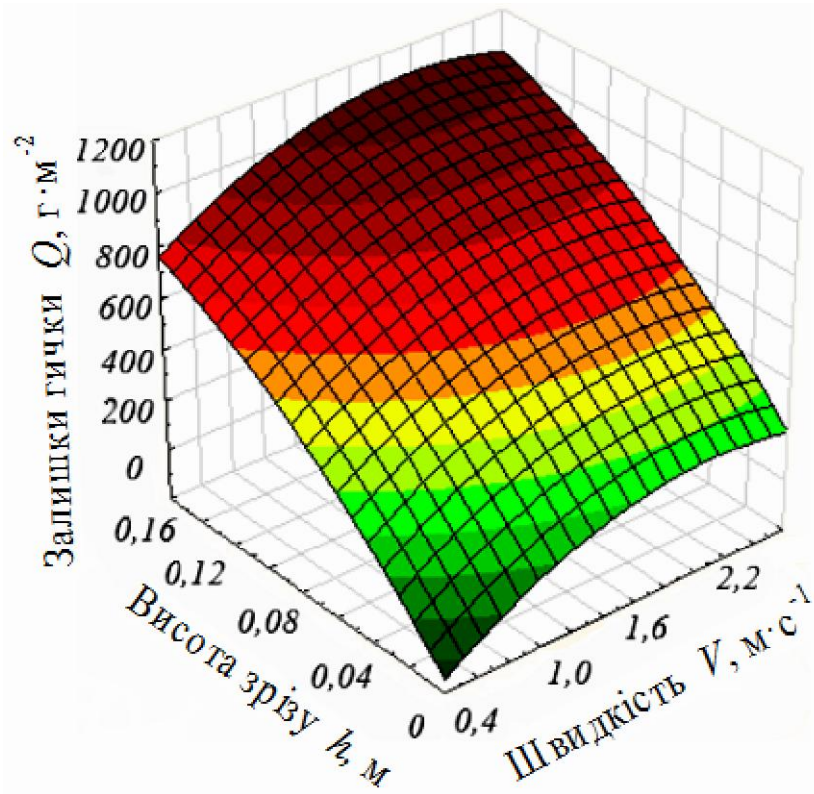


Рис. 6.2. Поверхня відгуку залежності залишків гички на поверхні головки коренеплодів від швидкості руху гичкозбиральної машини і висоти зрізу при частоті обертання ротора $500 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$

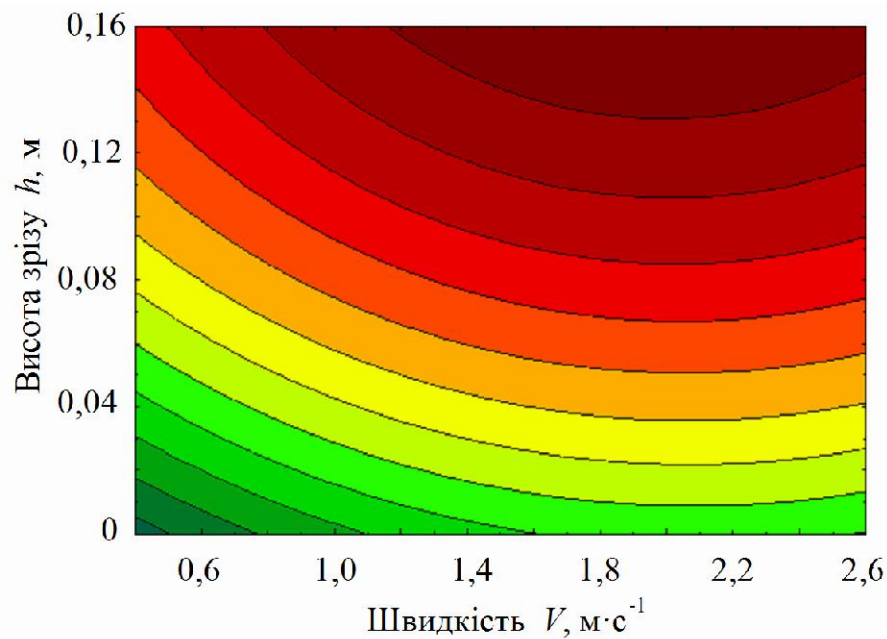


Рис. 6.3. Двомірний переріз поверхні відгуку залежності залишків гички на поверхні головки коренеплодів від швидкості руху гичкозбиральної машини і висоти зрізу при частоті обертання ротора $500 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$

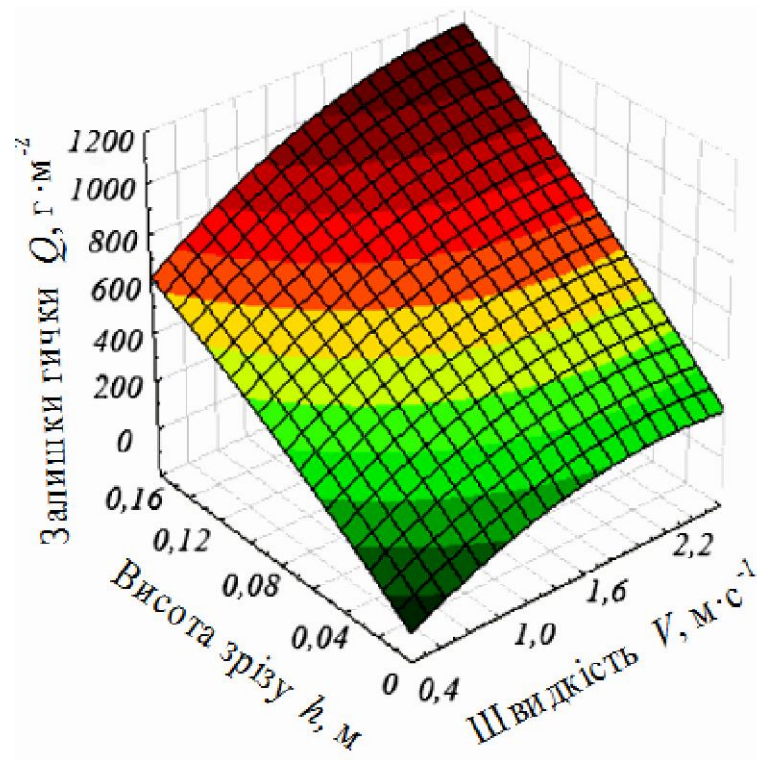


Рис. 6.4. Поверхня відгуку залежності залишків гички на поверхні головки коренеплодів від швидкості руху гичкозбиральної машини і висоти зрізу при частоті обертання ротора 750 об·хв⁻¹

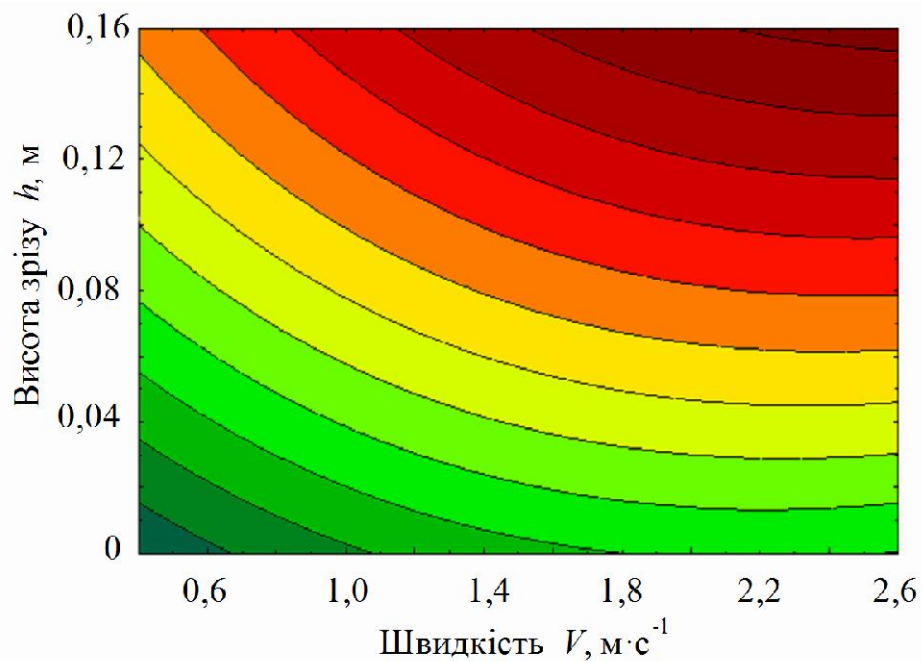


Рис. 6.5. Двомірний переріз поверхні відгуку залежності залишків гички на поверхні головки коренеплодів від швидкості руху гичкозбиральної машини і висоти зрізу при частоті обертання ротора 750 об·хв⁻¹

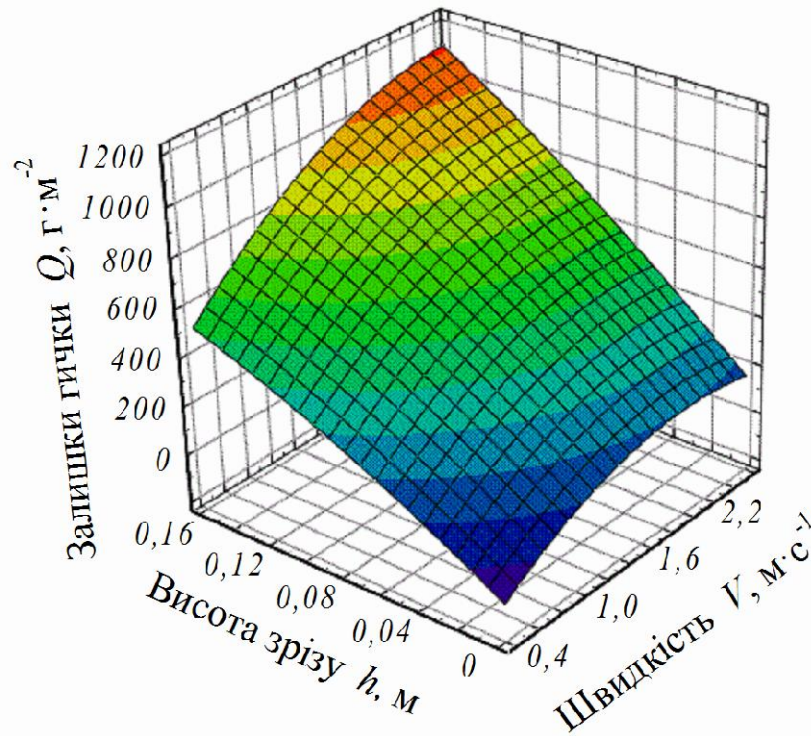


Рис. 6.6. Поверхня відгуку залежності залишків гички на поверхні головки коренеплодів від швидкості руху гичкозбиральної машини і висоти зрізу при частоті обертання ротора 1000 об·хв⁻¹

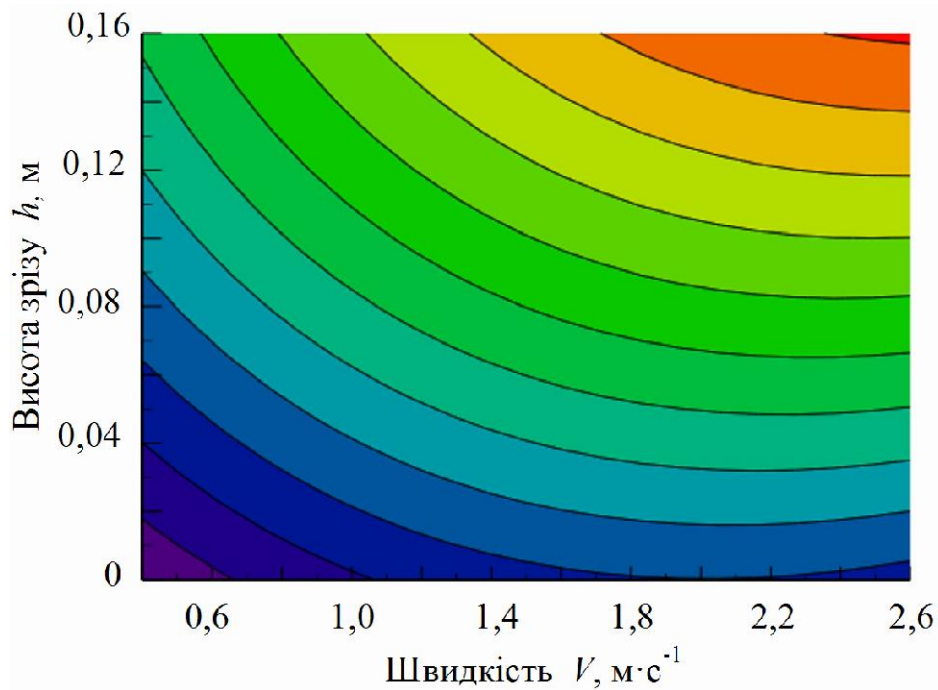


Рис. 6.7. Двомірний переріз поверхні відгуку залежності залишків гички на поверхні головки коренеплодів від швидкості руху гичкозбиральної машини і висоти зрізу при частоті обертання ротора 1000 об·хв⁻¹

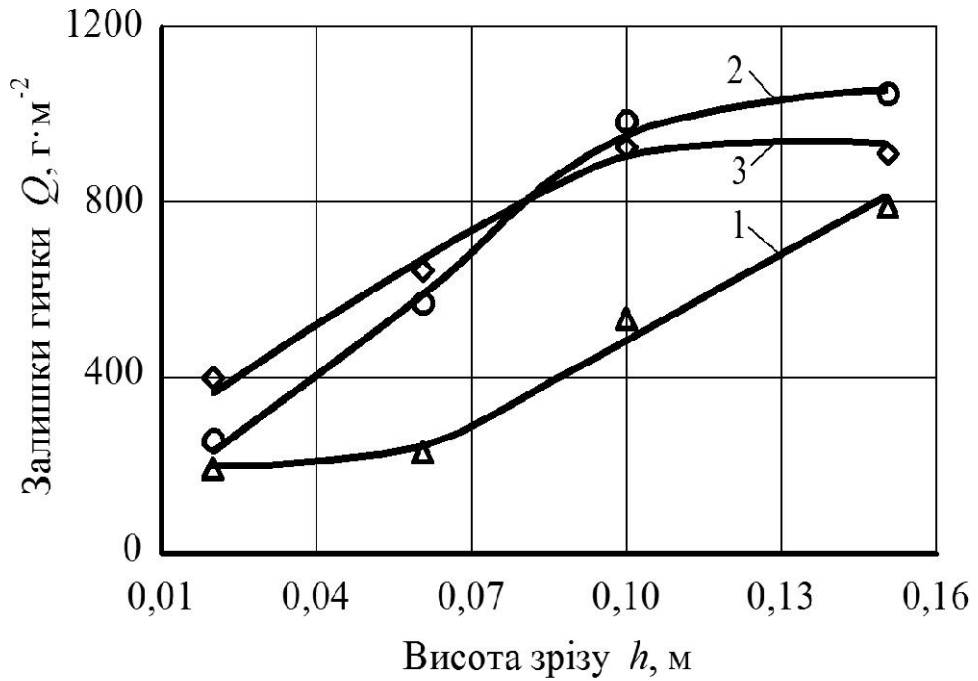


Рис. 6.8. Залежність залишків гички на головці коренеплодів від висоти зрізу при частоті обертання ротора $500 \text{ об}\cdot\text{хв}^{-1}$ і швидкості руху машини:

1 – $0,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$; 2 – $1,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$; 3 – $2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$

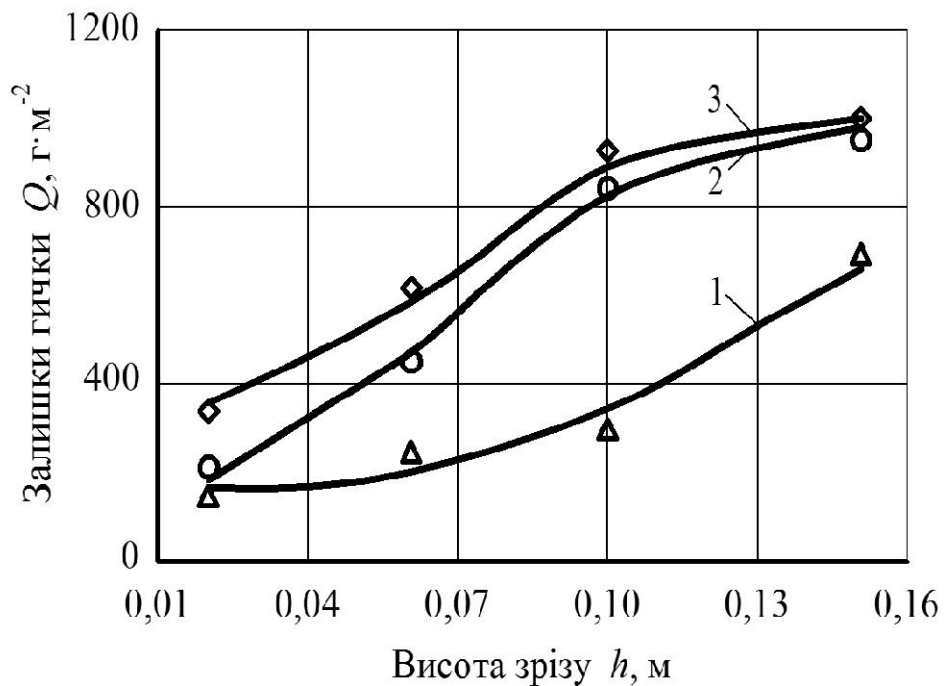


Рис. 6.9. Залежність залишків гички на головці коренеплодів від висоти зрізу при частоті обертання ротора $750 \text{ об}\cdot\text{хв}^{-1}$ і швидкості руху машини:

1 – $0,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$; 2 – $1,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$; 3 – $2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$

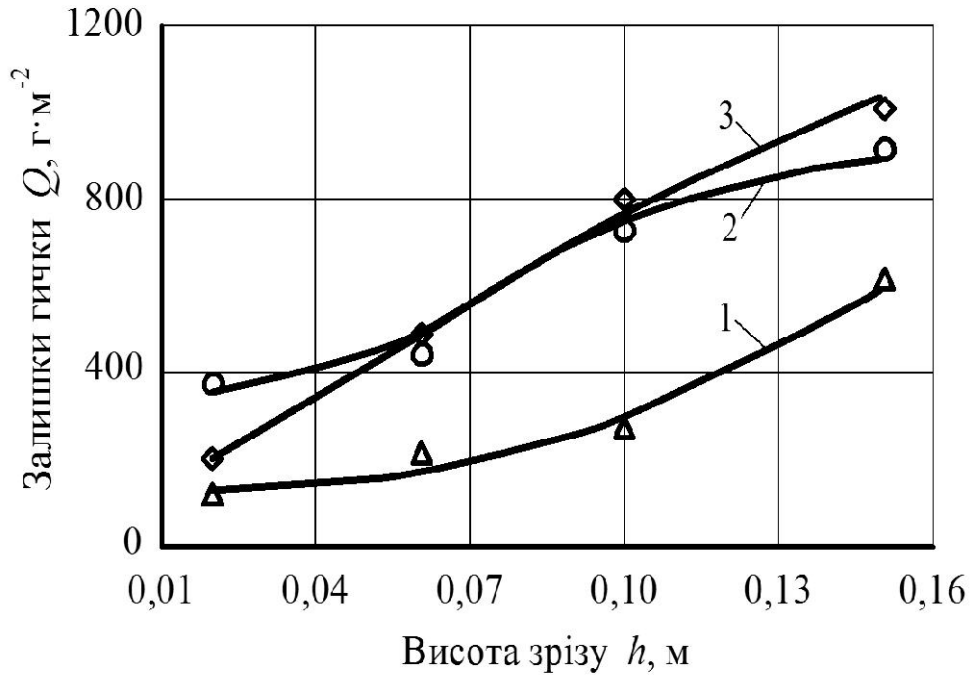


Рис. 6.10. Залежність залишків гички на головці коренеплодів від висоти зрізу при частоті обертання ротора $1000 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$ і швидкості руху машини:

1 – $0,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$; 2 – $1,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$; 3 – $2,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$

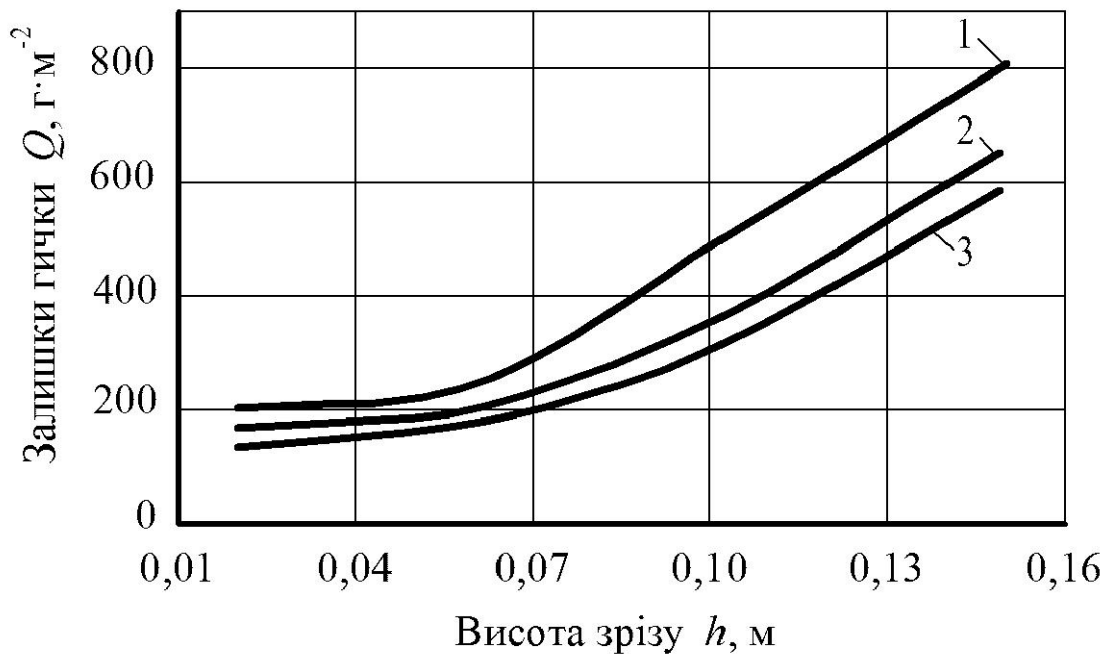


Рис. 6.11. Залежність залишків гички на головці коренеплодів від висоти зрізу при швидкості руху машини $0,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ і частоті обертання ротора:

1 – $500 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$; 2 – $750 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$; 3 – $1000 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$

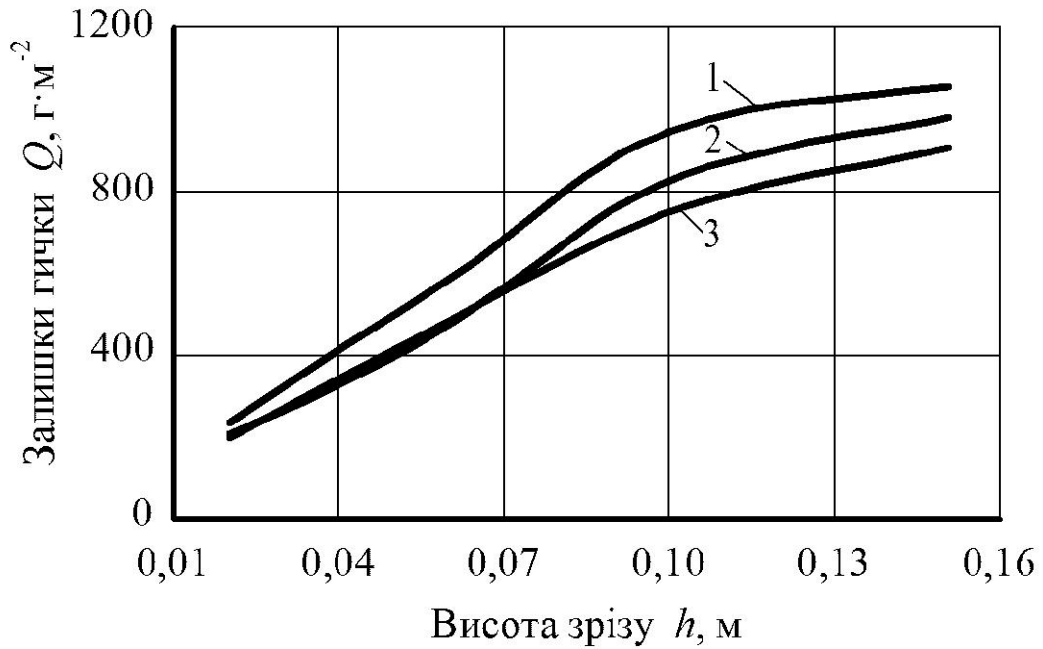


Рис. 6.12. Залежність залишків гички на головці коренеплодів від висоти зрізу при швидкості руху машини $1,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ і частоті обертання ротора:
1 – $500 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$; 2 – $750 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$; 3 – $1000 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$

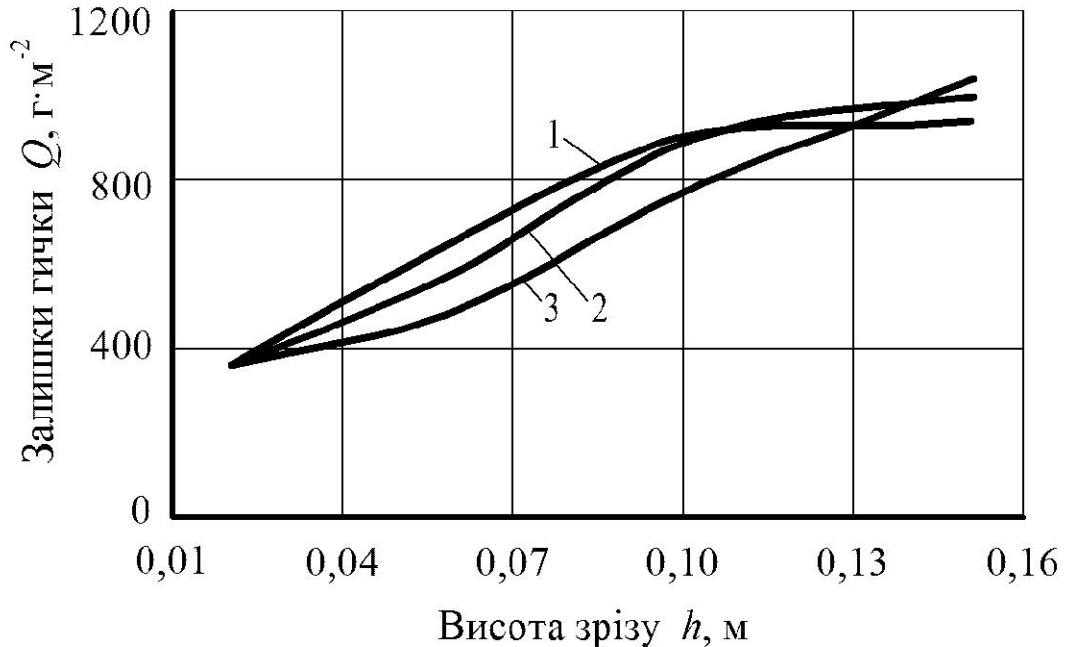


Рис. 6.13. Залежність залишків гички на головці коренеплодів від висоти зрізу при швидкості руху машини $2,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ і частоті обертання ротора:
1 – $500 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$; 2 – $750 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$; 3 – $1000 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$

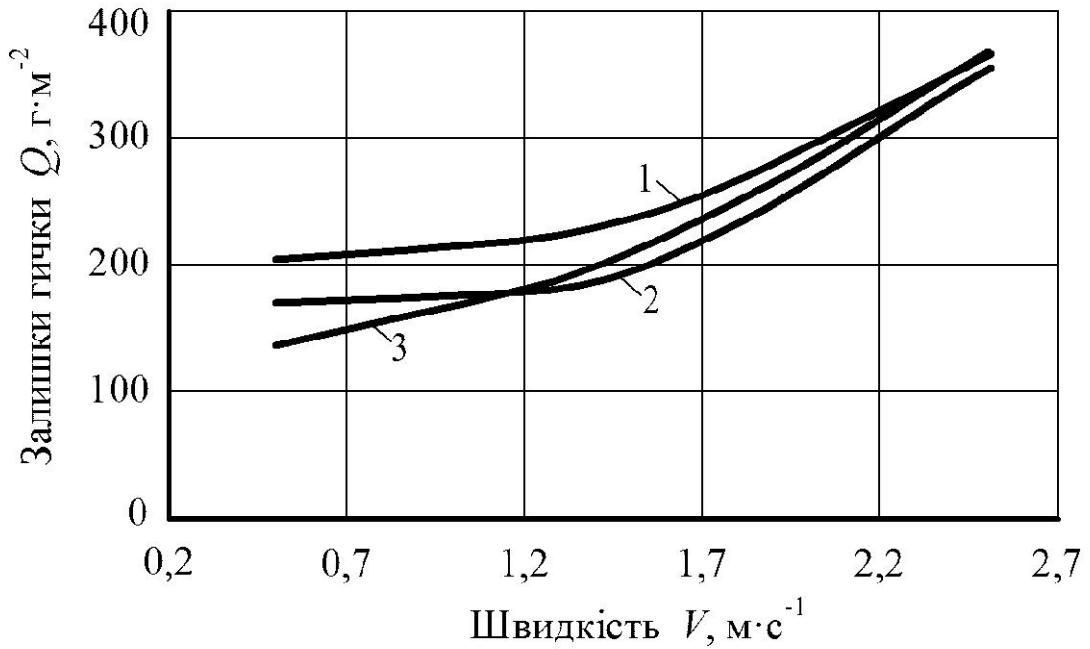


Рис. 6.14. Залежність залишків гички на головці коренеплодів від швидкості руху машини при висоті зрізу 0,02 м і частоті обертання ротора:
1 – 500 об·хв⁻¹; 2 – 750 об·хв⁻¹; 3 – 1000 об·хв⁻¹

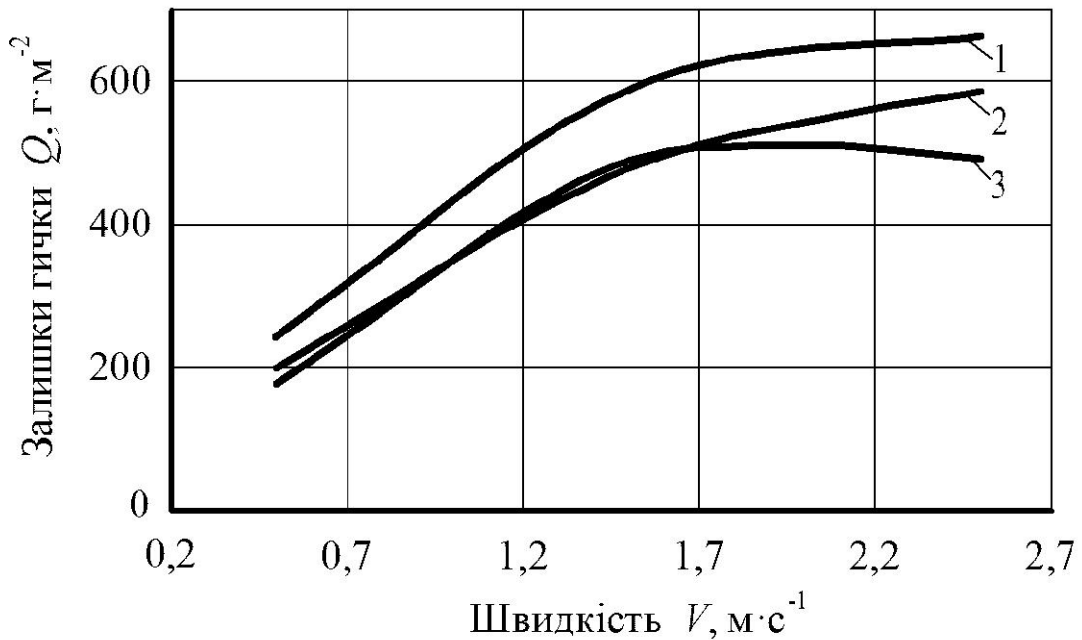


Рис. 6.15. Залежність залишків гички на головці коренеплодів від швидкості руху машини при висоті зрізу 0,06 м і частоті обертання ротора:
1 – 500 об·хв⁻¹; 2 – 750 об·хв⁻¹; 3 – 1000 об·хв⁻¹

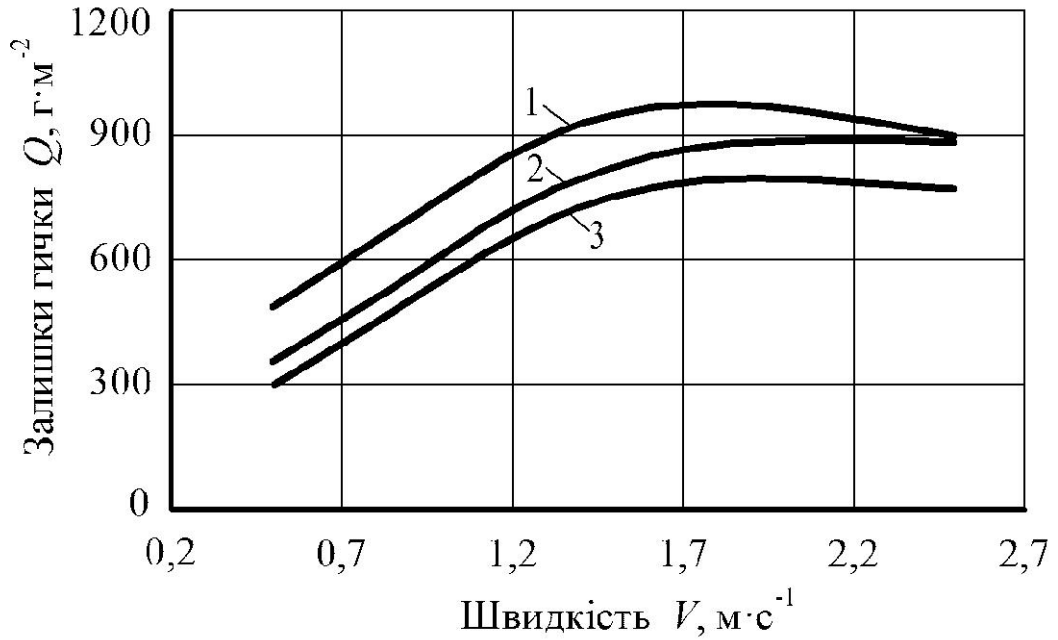


Рис. 6.16. Залежність залишків гички на головці коренеплодів від швидкості руху машини при висоті зрізу 0,1 м і частоті обертання ротора:
1 – 500 об·хв⁻¹; 2 – 750 об·хв⁻¹; 3 – 1000 об·хв⁻¹

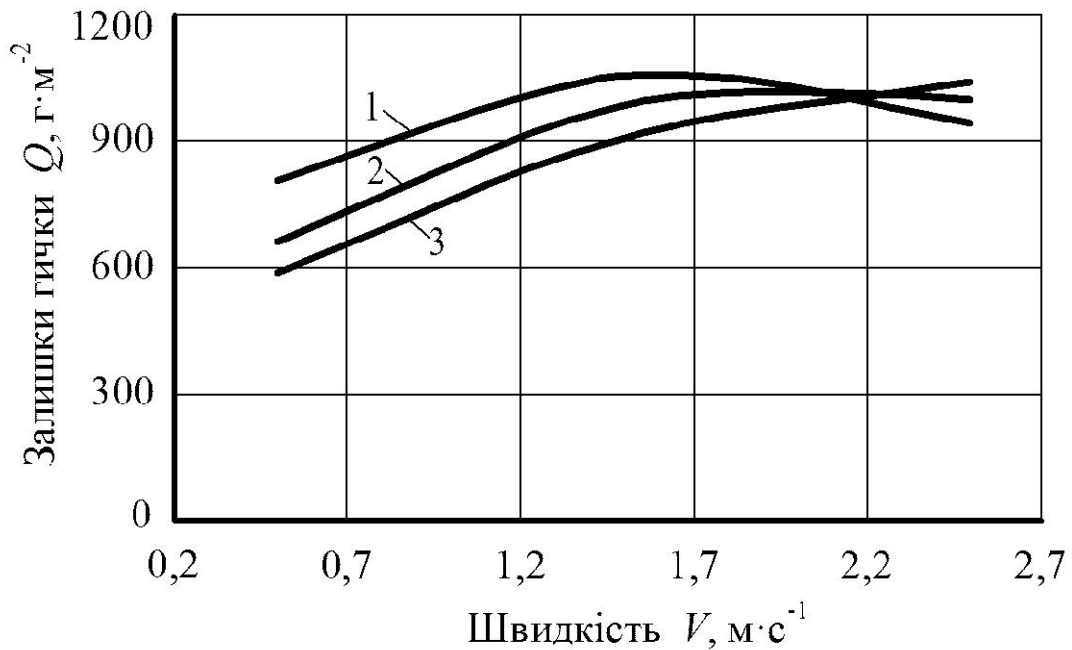


Рис. 6.17. Залежність залишків гички на головці коренеплодів від швидкості руху машини при висоті зрізу 0,15 м і частоті обертання ротора:
1 – 500 об·хв⁻¹; 2 – 750 об·хв⁻¹; 3 – 1000 об·хв⁻¹

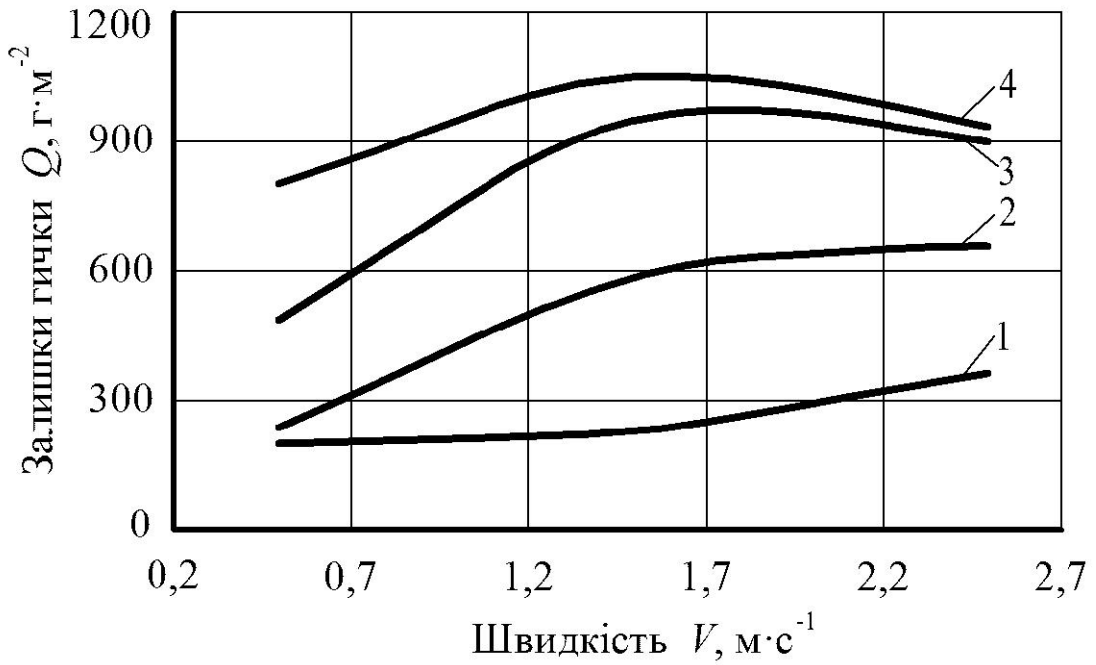


Рис. 6.18. Залежність залишків гички на головці коренеплодів від швидкості руху машини при частоті обертання ротора 500 об·хв⁻¹ і висоті зрізу:
1 – 0,02 м; 2 – 0,06 м; 3 – 0,1 м; 4 – 0,15 м

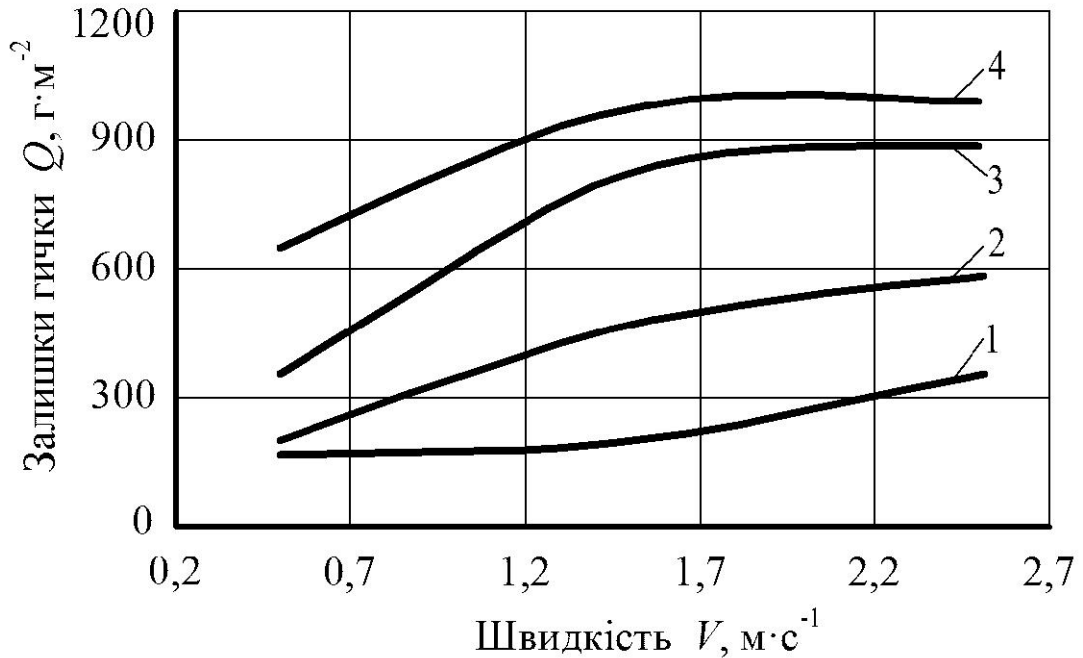


Рис. 6.19. Залежність залишків гички на головці коренеплодів від швидкості руху машини при частоті обертання ротора 750 об·хв⁻¹ і висоті зрізу:
1 – 0,02 м; 2 – 0,06 м; 3 – 0,1 м; 4 – 0,15 м

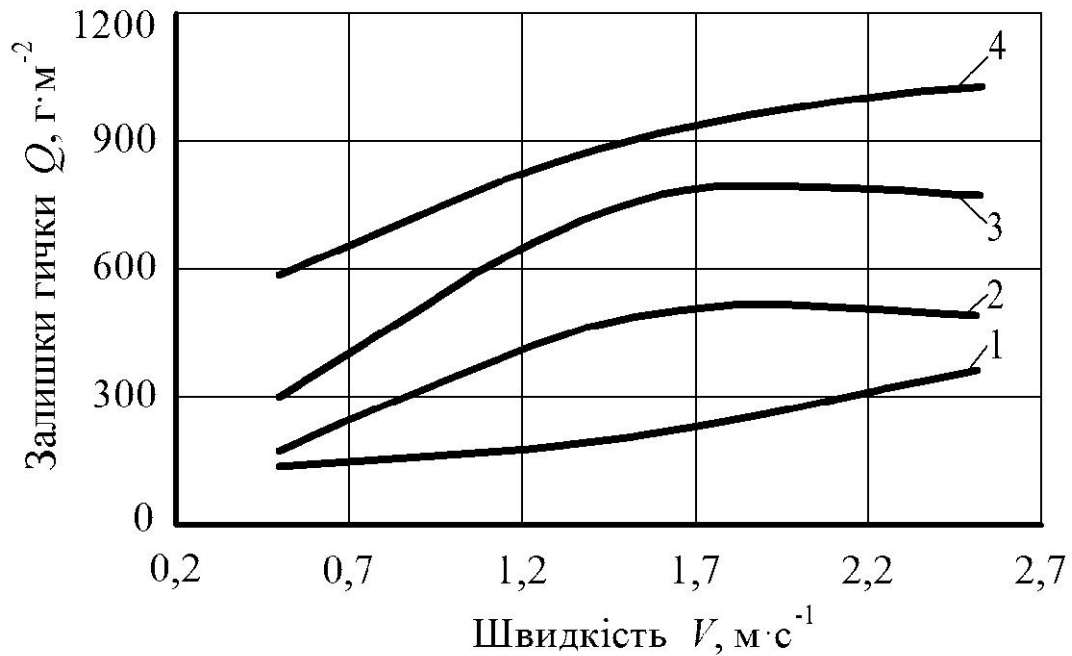


Рис. 6.20. Залежність залишків гички на головці коренеплодів від швидкості руху машини при частоті обертання ротора $1000 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$ і висоті зрізу: 1 – 0,02 м; 2 – 0,06 м; 3 – 0,1 м; 4 – 0,15 м

Зазначені емпіричні математичні моделі (6.2) і (6.4), які описують зміну показників якості видалення гички, адекватні в факторному просторі:

$$n \in 500 \dots 1000 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}, V \in 0,5 \dots 2,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}, h \in 0,02 \dots 0,15 \text{ м}$$

Отримані рівняння регресії, а також графічні залежності свідчать, що зменшення залишків гички на поверхні головок коренеплодів можна досягнути зменшенням висоти встановлення гичкозрізального апарату над поверхнею ґрунту і поступальної швидкості руху машини, а також збільшенням частоти обертання ротора. Але одночасно з цим накладаються обмеження на зазначені параметри рекомендаціями до виконання процесу збирання або умовами якісної роботи робочого органу і машини в цілому.

Оскільки при розв'язку задачі оптимальні значення встановити однозначно не вдалося, то було проведено додаткову серію експериментів при висоті зрізу 0,02 м і частоті обертання ротора $1000 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$ та зі зміною значення швидкості руху машини від $0,5$ до $3,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ з кроком $0,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$. Результати досліджень наведено на рис. 6.21. Згідно аналізу отриманих результатів

встановлено, що раціональними значеннями швидкості руху гичкозбиральної машини будуть $1,5 \dots 2,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$.

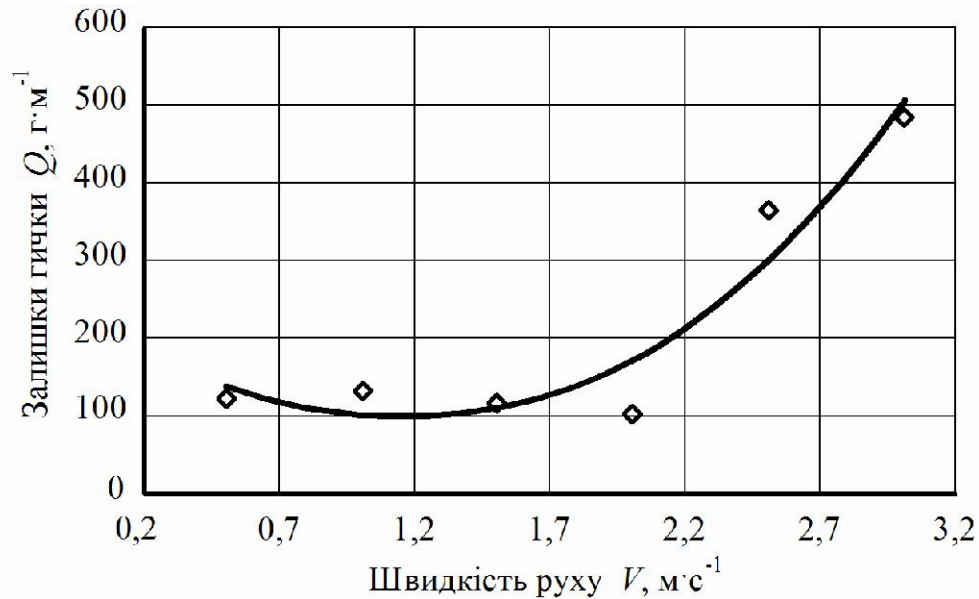


Рис. 6.21. Залежність залишків гички на головці коренеплодів від швидкості руху машини при частоті обертання ротора $1000 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$ і висоті зрізу $0,02 \text{ м}$

На основі отриманих результатів були проведені польові експериментальні дослідження гичкозбиральної машини по оцінці якості її роботи у виробничих умовах при раціональних значеннях параметрів процесу.

6.3. Оцінка якості роботи гичкозбиральної машини у виробничих умовах

Для оцінки якості роботи гичкозбиральної машини у виробничих умовах були проведені польові дослідження машини при раціональних параметрах процесу із визначенням кількості зв'язаної гички на коренеплодах, коренеплодів з нормально, високо і низько зрізаною гичкою, загальні та сильні механічні пошкодження коренеплодів, втрат цукроносної маси та вибивання коренеплодів із ґрунту.

За результатами польових експериментальних досліджень, які

проводилися в п'ятикратній повторності і дані наведено в таблиці 6.5, можна зробити висновок, що за зазначеними показникам якості роботи гичкозбиральна машина задовольняє агротехнічним вимогам, визначеними до процесу видалення гички. Особливо, це стосується сильного пошкодження і вибивання коренеплодів із ґрунту, оскільки на дослідних ділянках таких фактів не було виявлено.

Таким чином, за результатами польових експериментальних досліджень роботи гичкозбиральної машини в польових умовах, яка фронтально начеплена на орно-просапний трактор, при збиранні гички суцільним зрізуванням можна зробити висновок про відповідність якісних показників роботи агротехнічним вимогам [106, 107, 124], а отже, і доцільність застосування такої машини у виробничих умовах.

Таблиця 6.5

Якісні показники роботи гичкозбиральної машини

	Показник	Значення згідно агровимог	Експериментальні значення
1	Кількість зв'язаної гички на коренеплодах, %	не більше 1,5	0,6
2	Нормально зрізані коренеплоди, %	не менше 85	95,3
3	Низько зрізані коренеплоди, %	не більше 5	3,2
4	Високо зрізані коренеплоди, %	не більше 10	1,5
4	Сильні механічні пошкодження коренеплодів, %	не більше 5	відсутні
5	Загальні пошкодження коренеплодів, %	не більше 20	1,5
6	Втрати цукроносної маси, %	не більше 2	0,4
7.	Вибивання коренеплодів із ґрунту, %		відсутні
8.	Повнота збирання гички, %		96

6.4. Висновки до розділу

1. На основі аналізу емпіричної математичної моделі у вигляді рівняння регресії процесу видалення гички встановлено, що найбільший вплив на масу залишків гички на поверхні головок коренеплодів при застосуванні роторної гичкозбиральної машини має висота зрізу, а найменший – частота обертання ротора гичкозрізального апарату. При збільшенні швидкості руху машини і висоти зрізу збільшуватиметься і маса залишків гички на головці коренеплодів, а збільшення частоти обертання ротора – навпаки, до зменшення маси залишків гички.

2. Встановлено, що раціональними значеннями параметрів процесу, при яких досягатиметься якісне видалення гички роторним гичкозрізальним апаратом, є висота зрізу – 0,02 м, швидкість руху машини – $1,5 \dots 2,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$, частота обертання ротора – $1000 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$.

3. За результатами польових експериментальних досліджень роботи гичкозбиральної машини, яка фронтально начеплена на орно-просапний трактор, при збиранні гички суцільним зрізуванням можна зробити висновок, що показники якості роботи машини відповідають агротехнічним вимогам, а отже, доведено доцільність її застосування у виробничих умовах.

ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ І ЙОГО ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

Оцінку економічної ефективності розробки проведено за показниками, що характеризують застосування гичкозбиральної машини згідно стандартних методик [107, 129, 130, 131, 132, 133, 134] із урахуванням додаткового ефекту від зменшення сильного пошкодження коренеплодів при видаленні гички та зменшення втрат гички.

При розрахунку показників економічної ефективності за базовий варіант приймемо шестирядну гичкозбиральну машину БМ-6А, а для реалізації доочистки коренеплодів – очисник головок буряка ОГД-6М, що агрегатуються з трактором тягового класу 1,4 (прототип МТЗ-82.1), в порівнянні з комбінованим гичкозбиральним агрегатом на базі орно-просапного трактора тягового класу 3,0.

Вихідні дані для розрахунку наведено в таблиці 7.1.

Питомі інвестиційні вкладення визначатимуться за формулою

K – розмір питомих інвестиційних вкладень, грн·га⁻¹;

$$K = \frac{B_T}{W_3 T_{PT}} + \frac{B_M}{Q_M}, \text{ грн} \cdot \text{га}^{-1} \quad (7.1)$$

де B_T, B_M – балансова вартість трактора і машин, грн.;

W_3 – змінна продуктивність, га·год.⁻¹;

T_{PT} – річне навантаження трактора, год.;

Q_M – сезонне навантаження машин, га.

Для визначення приведених затрат розрахуємо прямі експлуатаційні затрати C (грн·га⁻¹) як суму: C_1 – затрати на оплату праці, C_2 – затрати на

паливо-мастильні матеріали, C_3 – затрати на реновацію технік, C_4 – затрати на ремонт і технічне обслуговування. Тобто

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4, \text{ грн.} \cdot \text{га}^{-1} \quad (7.2)$$

Таблиця 7.1

Вхідні дані для розрахунку показників економічної ефективності

Показник	Одноопераційні агрегати	Розроблений агрегат
Врожайність гички, т·га ⁻¹	44,8	44,8
Ширина захвату, м	2,7	2,7
Робоча швидкість, км·год ⁻¹	8,0	7,2
Кількість працівників, чол.	1	1
Повнота збирання гички, %	82	96
Сильно пошкоджені коренеплоди, %	10	1,5

Затрати на оплату праці

$$C_1 = \frac{\sum L_i CT_i}{W_3}, \text{ грн.} \cdot \text{га}^{-1} \quad (7.3)$$

де L_i – кількість працівників відповідного класу зайнятих на цій роботі, люд.;

CT_i – погодинна ставка працівника цього класу, грн./люд.-год.;

$$C_2 = NqnЦ_{II}, \text{ грн.} \cdot \text{га}^{-1} \quad (7.4)$$

де n – коефіцієнт використання потужності трактора;

$Ц_{II}$ – комплексна вартість пального, грн.·кг⁻¹;

$$C_3 = \frac{B_T a_T}{W_3 T_{PT}} + \frac{B_M a_M}{Q_M}, \text{ грн.} \cdot \text{га}^{-1} \quad (7.5)$$

де a_T, a_M – норма відрахувань на реновацію трактора і гичкозбиральної машини ($a_T = 10\%$ або 0,1; $a_M = 16,6\%$ або 0,166);

$$C_4 = \frac{B_T b_T}{W_3 T_{PT}} + \frac{B_M b_M}{Q_M}, \text{ грн.} \cdot \text{га}^{-1} \quad (7.6)$$

де b_T, b_M – норма відрахувань на ремонт та технічне обслуговування трактора і гичкозбиральних машин ($b_T = 13\%$ або 0,13; $b_M = 10\%$ або 0,1).

При відомій величині питомих інвестиційних і сумарних експлуатаційних затрат визначимо приведені експлуатаційні витрати

$$П = e \cdot K + C, \text{ грн.} \cdot \text{га}^{-1} \quad (7.7)$$

де e – коефіцієнт ефективності інвестиційних вкладення ($e = 0,15$).

Як зазначалося, при розрахунку загального економічного ефекту від застосування розробки до величини зменшення прямих експлуатаційних затрат модернізованого варіанту у порівнянні з базовим додаємо ефект від зменшення сильних пошкоджень коренеплодів при зрізанні гички та повноти збирання гички

$$E_{заг} = (П_{б} - П_{м}) - E_{доод}, \text{ грн.} \cdot \text{га}^{-1} \quad (7.8)$$

де $П_{б}, П_{м}$ – приведені експлуатаційні затрати базового і модернізованого варіантів, грн.·га⁻¹;

$E_{доод}$ – додатковий ефект, грн.·га⁻¹.

Оскільки величина сильних пошкоджень коренеплодів при видаленні гички знизилася на 8,5%, а ціна коренеплодів внаслідок зростання якості збільшилася з 634,00 грн.·т⁻¹ до 682,00 грн.·т⁻¹ (ціни актуальні на листопад 2017

р.) ефект при цьому складатиме 2227,20 грн.·га⁻¹. Внаслідок зменшення втрат гички на 14% при ціні 160 грн.·т⁻¹ ефект складатиме 1003,52 грн.·га⁻¹. Тоді загальне значення додаткового ефекту від підвищення якості видалення гички складатиме 3230,72 грн.·га⁻¹. Результати розрахунків показників економічної ефективності представлені в таблиці 7.2.

Таблиця 7.2

Результати розрахунку показників економічної ефективності

Показник	Одноопераційний агрегат		Комбінований агрегат
	– зрізання гички (БМ-6А)	– очистка головок (ОГД-6М)	
Продуктивність змінна, га·год. ⁻¹	1,73	2,15	1,75
Затрати на оплату праці, грн.·га ⁻¹	5,26	4,23	7,14
Затрати на ПММ, грн.·га ⁻¹	115,61	93,02	114,29
Затрати на реновацію, грн.·га ⁻¹	103,62	83,38	140,71
Затрати на ремонт і ТО, грн.·га ⁻¹	43,48	46,13	60,84
Сумарні прямі експлуатаційні затрати, грн.·га ⁻¹	43,73	45,26	63,30
Питомі інвестиційні вкладення, грн.·га ⁻¹	306,43	267,79	379,15
Приведені експлуатаційні витрати, грн.·га ⁻¹	306,44	313,73	442,21
Зменшення приведених експлуатаційних витрат, грн.·га ⁻¹	667,25		445,48
Зменшення приведених експлуатаційних витрат, грн.·га ⁻¹	221,77		
Економічний ефект від підвищення якості, грн.·га ⁻¹	3230,72		
Загальний економічний ефект, грн.·га ⁻¹	3452,49		

Отже, в результаті розрахунків встановлено, що загальний економічний ефект при застосуванні комбінованого гичкозбирального агрегату на базі орно-просапного трактору тягового класу 3,0 із суцільним зрізанням гички у порівнянні зі збиранням гички шестирядною гичкозбиральною машиною БМ-6А з індивідуальним копіюванням головок та очисником головок коренеплодів ОГД-6Мв агрегаті з трактором класу 1,4, із врахуванням ефекту від зростання якості зібраного врожаю складатиме 3452,49 грн.·га⁻¹.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі наведено рішення наукового завдання по підвищенню показників ефективності збирання гички цукрових буряків застосуванням фронтально начепленої на орно-просапний трактор гичкозбиральної машини, яка здійснює суцільний безкопірний зріз основної маси гички та завантаження гички у транспортний засіб, шляхом обґрунтування компоувальної схеми агрегату і його параметрів. На основі проведених досліджень було сформульовано такі основні висновки.

1. Використання науково обґрунтованого комбінованого гичкозбирального агрегату для зрізання гички одночасно з очисткою головок коренеплодів забезпечує підвищення рівномірності руху в повздовжньо-вертикальній площині та відповідно якісне виконання технологічного процесу і економію експлуатаційних витрат.

2. Розроблена математична модель фронтально начепленої на орно-просапний трактор гичкозбиральної машини дозволяє обґрунтувати її конструкційні і кінематичні параметри з позиції її стійкого руху у вертикальній площині.

3. Розроблена розрахункова математична модель руху очисника з вертикальним приводним валом, на основі використання вихідних рівнянь динаміки у формі Лагранжа II-го роду дозволяє встановити зв'язок між конструкційними та кінематичними параметрами очисника та характеристиками його коливань.

4. Числове моделювання коливальних характеристик фронтального начепеного гичкозбирального агрегату на основі орно-просапного колісного трактора тягового класу 3 показало, що при прийнятих конструкційно-кінематичних параметрах дана коливальна система здатна гасити збурювальний вплив з боку поверхні поля. За швидкості руху агрегату $V = 3,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ амплітуда A власних коливань центра мас копірувальних коліс гичкозбиральної машини зменшується в 1,2...1,5 рази порівняно з висотою нерівностей поверхні поля

$$h_o = \pm 0,04 \text{ м.}$$

5. Числове моделювання параметрів очисника головок коренеплодів цукрового буряка на корені показало, що найбільш раціональними кінематичними й конструкційними параметрами, які забезпечують високі показники якості очистки головок від залишків гички при мінімальних коливаннях робочого органа в повздовжньо-вертикальній площині: радіус r копіювальних коліс не менше ніж 0,2 м, коефіцієнт жорсткості c пневматичних шин коліс копіювальної системи до $2500 \text{ Н}\cdot\text{м}^{-1}$ більше впливає на період коливань, а l_2 відстань від точки начеплення очисника до центра його мас до 0,75 м, коефіцієнт демпфірування μ в діапазоні $73\dots 85 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}^{-1}$ більше впливає на період коливань, а не на амплітуду.

6. Моделювання продуктивності комбінованих агрегатів на основі колісних тракторів класу 0,9 та 1,4 показало, що вони здатні забезпечувати достатню й стійку продуктивність лише при агрегуванні трьох або чотирирядних машин, а використання шестирядного агрегату можливе лише для трактору класу 1,4 при малій врожайності та достатньо низьких значеннях питомого опору до $2100\dots 3200 \text{ Н}\cdot\text{м}^{-1}$.

7. Встановлено, що орно-просапний колісний трактор класу 3 забезпечує продуктивність до $3,2 \text{ га}\cdot\text{год}^{-1}$ при використанні 6-ти рядних комбінованих гичкозбиральних агрегатів у всьому діапазоні змін питомого тягового опору $2100\dots 3500 \text{ Н}\cdot\text{м}^{-1}$, а завдяки запасу потужності залишається можливість застосування додаткових приводних пристроїв, наприклад коренезбиральних машин.

8. На основі аналізу емпіричної математичної моделі у вигляді рівняння регресії процесу видалення гички, яка отримана в результаті проведення лабораторно-польових експериментальних досліджень на експериментальній установці згідно прийнятої методики, встановлено, що найбільший вплив на масу залишків гички на поверхні головок коренеплодів при застосуванні роторної гичкозбиральної машини має висота зрізу, а найменший – частота обертання ротора гичкозрізального апарату. При збільшенні швидкості руху

машини і висоти зрізу збільшуватиметься і маса залишків гички на головці коренеплодів, а збільшення частоти обертання ротора – навпаки, до зменшення маси залишків гички. Встановлено, що раціональними значеннями параметрів процесу, при яких досягатиметься якісне видалення гички роторним гичкозрізальним апаратом, є висота зрізу – 0,02 м, швидкість руху машини – $1,5 \dots 2,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$, частота обертання ротора – $1000 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$.

9. За результатами польових експериментальних досліджень роботи гичкозбиральної машини, яка фронтально начеплена на орно-просапний трактор при збиранні гички суцільним зрізуванням можна зробити висновок, що показники якості роботи машини відповідають агротехнічним вимогам, а отже, і доцільно її застосовувати у виробничих умовах

10. В результаті розрахунків показників економічної ефективності встановлено, що загальний економічний ефект при застосуванні комбінованого гичкозбирального агрегату на базі орно-просапного трактору тягового класу 3,0 із суцільним зрізанням гички у порівнянні зі збиранням гички шестирядною гичкозбиральною машиною БМ-6А з індивідуальним копіюванням головок та очисником головок коренеплодів ОГД-6М в агрегаті з трактором класу 1,4, із врахуванням ефекту від зростання якості зібраного врожаю складатиме $3452,49 \text{ грн} \cdot \text{га}^{-1}$.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аванесов Ю.Б. Свеклоуборочные машины / Ю.Б. Аванесов, В.И. Бессарабов, И.И. Русанов. – М.: Колос, 1979. – 351 с.
2. Глуховский В.С. Комплексная механизация производства сахарной свеклы / В.С. Глуховский. – К.: Урожай, 1976. – 220 с.
3. Зубенко В.Ф. Сахарная свекла / В.Ф. Зубенко. – К.: Урожай, 1979. – 416 с.
4. Маковецкий О.А. Индустриальная технология производства сахарной свеклы / О.А. Маковецкий, В.В. Брей, Л.В. Погорелый и др.: Под ред. Л.В. Погорелого. – К.: Урожай, 1983. – 136 с.
5. Цымбал А.Г. Машины для свекловодства / А.Г. Цымбал, Н.В. Татьянако, В.С. Басин и др.: Под ред. А.Г. Цымбала и Ю.И. Ковтуна. – М.: Машиностроение, 1976. – 368 с.
6. Погорілий Л.В. Бурякозбиральна техніка: концепція та напрямки сучасного розвитку і прогноз на перспективу / Л.В. Погорілий, Д.Л. Рева, Г.М. Смакоуз та ін. // Техніка АПК. – 1997, №3. – С. 14–18.
7. Глеваський І.В. Буряківництво: Навчальний посібник / І.В. Глеваський. – К.: Вища школа, 1991. – 320 с.
8. Губенко В.Ф. Довідник буряководи / В.Ф. Губенко, В.Т. Онопрієнко, В.В. Федчук та ін. За ред. В.Ф. Губенка. – 2-е вид., перероб. і доп. – К.: Урожай, 1986. – 232 с.
9. Механизация производства сахарной свеклы // Под ред. академика ВАСХНИЛ, д.т.н. Л.В. Погорелого, 2-е изд. перераб. и доп. – К.: Урожай, 1991. – 184 с.
10. Українська інтенсивна технологія вирощування цукрових буряків // За ред. О.М. Ткаченка, М.В. Роїка. – К.: Академпрес, 1998. – 240 с.
11. Karwowski T. Reine Landmaschinentechnik. Theorie und Konstruktion der Landmaschinen / T. Karwowski // Hackfrucht-erntemaschinen. – Berlin, 1974. – 287 p.

-
12. Karwowski T. Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. Tom 2, część II. Maszyny do zbiru ziemniaków i buraków cukrowych / T. Karwowski. – Wydanie II, Warszawa, 1982. – 428 S.
 13. Ігнат'єв Є. І. Аналіз сучасних способів збирання гички цукрового буряку / Ігнат'єв Є. І. / Матеріали міжнародної науково–практичної конференції «Проблеми та перспективи сталого розвитку АПК». – Мелітополь: ТДАТУ, 14–25 квітня 2016. – С. 95 – 96.
 14. Погорелый Л.В. Свеклоуборочные машины: (конструирование и расчет) / Л.В. Погорелый, Н.В. Татьянако, В.В. Брей и др.; Под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.
 15. Kesten E. Entwicklungstendenzen in der Zuckerrübenernte / E. Kesten // Landtechnik . – 1973. – Bd. 28, № 13. – pp. 353–354.
 16. Böhrnsen A. Landwirtschaftliches. Lehrbuch. Horst Eichhorn. Landtechnik. 7. Auflage // A. Böhrnsen, W. Brinkmann, K.–H. Kromer, und ... / Herausgegeben von Prof. Dr.Dr. h.c. Horst Eichhorn, Gießen. – Printed in Germany, 1999. – 348 p.
 17. Маковецкий О.А. Механизация производства сахарной свеклы / О.А. Маковецкий, В.В. Брей, Л.В. Погорелый и др.. – К.: Урожай, 1991. – 184 с.
 18. Ігнат'єв Є. І. Науково–технічне обґрунтування способів збирання гички цукрового буряку в сучасних умовах / Є. І. Ігнат'єв // Механізація та електрифікація сільського господарства: загальнодержавний збірник. ННЦ “ІМЕСГ”. – Глеваха, 2016. – Вип. 3 (102). – С. 82–90.
 19. Аванесов Ю.Б. Самоходная ботвоуборочная машина / Ю.Б. Аванесов // Сахарная свекла. – 1986, № 9. – С. 5–10.
 20. Гурченко О.П. Напрями підвищення ефективності бурякозбиральної техніки / О.П. Гурченко // Техніка АПК. – 1997, №3. – С. 18.
 21. Гурченко О.П. Обґрунтування основних параметрів лопатного очистителя головок буряків від залишків гички / О.П. Гурченко // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових праць. – Луцьк, 1997, Випуск 3. – С. 30–37.

-
22. Козиброда Я.И. Шнековые рабочие органы для уборки ботвы / Я.И. Козиброда // Сахарная свекла. – 1994, № 7–8. – С. 22–23.
 23. Мишин М.А. Анализ конструкций режущих аппаратов к свеклоуборочным машинам / М.А. Мишин, И.П. Бабко, Э.Б. Борщевская // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1992, №4. – С. 21–24.
 24. Погорілий М.Л. Підвищення технологічної ефективності бурякозбиральних машин / М.Л. Погорілий // Автореф. дис. канд. техн. наук. – К.: НАУ, 2001. – 21 с.
 25. Синій С.В. Розробка і дослідження технологічного процесу збирання гички цукрових буряків механізмом стрічкового типу / С.В. Синій // Дис. канд. техн. наук. – Луцьк, 1996. – 184 с.
 26. Топоровский С.А. Обоснование технологического процесса и основных параметров рабочего органа для уборки ботвы сахарной свеклы без копирования головок корнеплодов / С.А. Топоровский // Дисс. канд. техн. наук. – Киев, 1988. – 202 с.
 27. Хелемендик М.М. Підвищення механіко–технологічної ефективності трудомістких процесів у буряківництві / М.М. Хелемендик // Автореф. дис. ... докт. техн. наук. – Тернопіль.: ТПІ, 1996. – 48 с.
 28. Kromer K.–H. Entwicklungder Mechnisierung Vou 1950 bis 2000 / K.–H. Kromer, P. Schulze // Zuckerrübe.– 2001, №4. – S. 254–259.
 29. Паньків М. Аналіз процесу роботи доочисних пристроїв коренезбиральних машин / М. Паньків, В. Барановський, Н. Дубчак // Вісник Тернопільського держ. техн. ун–у. – Тернопіль : ТДТУ, 2007. – Т. 12. – № 1. – С. 76–81.
 30. Сипливець О. О. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів гичкозбиральної машини: дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / О. О. Сипливець ; НАУ. – Київ, 2005. – 175 с. : граф., рис., табл.
 31. Beyaz A. Determination of sugar beet topping slice thickness by using image analysis technique / A. Beyaz, A. Çolak // Journal of Agricultural Machinery Science. – 2010. – №3. – P. 185-189.

-
32. Борис А. Н. Моделирование технологического процесса отделения ботвы комбинированным способом / А. Н. Борис // Вестник аграрной науки. – 2011. – Вып. 7. – С. 66-68.
 33. Борис Н. М. Обоснование технологического процесса и параметров рабочего органа для отделения ботвы сахарной свеклы: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 / Н. М. Борис. – Вінниця: ВДАУ, 2009. – 20 с.
 34. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Г.А. Хайлис. – К.: УААН, 1994. – 332 с.
 35. Гевко Р.Б. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки / Р.Б. Гевко, І.Г. Ткаченко, С.В. Синій, В.М. Булгаков та ін.. – Луцьк, ЛДТУ, 1999. – 170 с.
 36. Яковлев П.Ю. Экологические аспекты использования машиннотракторных агрегатов / П.Ю. Яковлев, А.Н. Площаднов // Повышение экологической безопасности автотракторной техники: Сборник статей. – Барнаул АлтГТУ. – 2011. – С.114-116.
 37. Яковлев П.Ю. Ресурсосберегающие технологии при использовании комбинированных машинно-тракторных агрегатов / П.Ю. Яковлев // Труды Рубц. ндустр. ин-та: Вып. 21: / Под ред. А.А. Апполонова / Рубц. ндустр. ин-т. – Рубцовск. – 2013. – С. 109-111.
 38. Краснощеков Н.В. Повышение производительности машинных агрегатов – приоритетное направление технической политики в АПК / Н.В. Краснощеков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. – №1. – С.9-11.
 39. Михеев В.В. Концепция возделывания сахарной и кормовой свеклы / В.В. Михеев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – № 1. – С. 27-29.

-
40. Надикто В.Т. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві / В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев [та ін.]. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2005. – 337 с.
41. Надикто В.Т. Перспективное направление создания комбинированных и широкозахватных МТА / В.Т. Надикто // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – №3. – С.26-30.
42. Донцов И.Е. Устойчивость движения комбинированных МТА с фронтальными и задними навесными орудиями / И.Е. Донцов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2009. – № 12. – С.20-22.
43. Кабаков Н.С. Трактор ЛТЗ-155 для возделывания пропашных культур / Н.С. Кабаков, А.Г. Пономарев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – № 1. – С. 7-9.
44. Соловей Е.В. Эффективность применения передней навески машин для междурядной обработки пропашных культур / Е.В. Соловей // Сборник научных трудов. Т.99. – М., ВИМ. – 1983. – С.100-109.
45. Погодин Н.Н. Влияние уплотнения почвы на урожайность сельскохозяйственных культур / Н.Н. Погодин, В.В. Кучко // Агропанорама. – 2008. – № 4. – С. 28-31.
46. Воробьев Е.Л. Обоснование защитной зоны при междурядной обработке агрегатом с фронтальной навеской. Исследование новых комбинированных машин и рабочих органов для обработки почвы и посева / Е.Л. Воробьев / Горки, – 1986. – С. 32-40.
47. Надикто В.Т. Дослідження стійкості руху орного МТА за схемою «push-pull» /В.Т. Надикто, О.Д. Кістечок // Загальнодержавний збірник «Механізація та електрифікація сільського господарства». – Глеваха, 2015. – Випуск №2 (101). – С.273-280.

-
48. Пат. № 2244389 Российская Федерация, 7 А 01 В 59/041 Фронтальная навеска трактора / А.Н. Площаднов, И.В. Курсов, Э.С. Маршалов.; заявитель и патентообладатель ГОУВПО Алтайский гос. техн. ун-т. им. И.И. Ползунова. – №2002135503/11– заявл. 26.12.2002; опубл. 20.01.2005, бюл. № 2. – 4 с.: ил.
49. Надикто В.Т. Збирання зернових культур роздільним способом: монографія / В.Т. Надикто, В.М. Кюрчев [та ін.]. – Запоріжжя: Інтер-М, 2012. – 132 с.
50. Надикто В.Т. Аналіз плавності руху комбінованих МТА на базі трактора ХТЗ-120 / В.Т. Надикто, В.М. Кюрчев, А.М. Аюбов [та ін.] // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету / ВДАУ. – Вінниця, 2006. – Вип. 26. – С. 229–239.
51. Кюрчев В.М. Орний агрегат на основі трактора серії ХТЗ-160 / В.М. Кюрчев, В.Т. Надикто // Техніка і технології АПК. – 2010. – № 4. С. 5–7.
52. Кюрчев В. Перспективы использования комбинированных машинно-тракторных агрегатов / В. Кюрчев и др. // Научни известия. – Варна (Болгария), 2013. – Т. XXI, вып. 5 (142). – С. 104–108.
53. Панченко А.И. Исследование тягово-сцепных качеств колесных тракторов / А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев [и др.] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2008. – Вип. 8, т. 9. – С. 31–36.
54. Надикто В.Т. Результати пошукових досліджень щодо вирощування просапних культур: перспективи та проблеми / В.Т. Надикто, В.М. Кюрчев, В.В. Федоренко // Механізація та електрифікація сільського господарства: респ. міжвід. тематичний наук. зб. / УААН; ННЦ «ІМЕСГ». – Глеваха, 2008. – Вип. 92. – С. 191–196.
55. Kyurchev V. Technical change and financial efficiency: plowing-rotary tractors in Ukraine /V. Kyurchev // Journal of Finance and Accounting (USA). – 2014. – № 2(1). – P. 8–12.

-
56. Ветохин В.И. Тягово-приводные комбинированные почвообрабатывающие машины: Теория, расчет, результаты испытаний: монография / В.И. Ветохин, И.М. Панов, В.А. Шмонин, В.А. Юзбашев. – К.: Феникс, 2009. – 264 с.
57. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику / П.М. Василенко. – Киев: Сельхозобразование, 1996. – 252 с.
58. Ігнат'єв Є. І. Конструктивно-технологічна схема комбінованого агрегату для збирання гички та очистки головок коренеплодів цукрового буряка / Ігнат'єв Є. І. / Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Підготовка ґрунту в системі ресурсозберігаючих технологій». – Кіровоград: КНТУ, 2016. – С. 21 – 22.
59. Булгаков В.М. Создание нового универсального комплекса свеклоуборочных машин для фермерских хозяйств / В.М. Булгаков и др. // Проблемы конструирования, производства и эксплуатации сельскохозяйственной техники. Сборник научных трудов. Кировоград: КИСМ, 1997. – С. 14-19.
60. Булгаков В.М. Совершенствование технологического процесса и машин для уборки корнеплодов свеклы. / В.М. Булгаков // Автореф. дис. ... докт. техн. наук. – Москва: ВИСХОМ, 1993. – 61 с.
61. Булгаков В. М. Бурякозбиральні машини. Монографія / В. М. Булгаков. – Київ: Аграрна наука, 2011. – 351 с.
62. Ігнат'єв Є. І. Теоретичне моделювання коливального руху фронтально навішеної на інтегральний орно-просапний трактор ХТЗ-16131 гичкозбиральної машини / Є. І. Ігнат'єв // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. - Кропивницький : КНТУ, 2016. - Вип. 46. - С. 44-54.
63. Ihnatiev Ye. Theoretical research and development of new design of beet tops harvesting machinery / Ye. Ihnatiev // V International scientific Congress “Agricultural machinery”. – Varna. – Issue 19 (205). Vol. 1, 21-24 June 2017. – pp. 19 – 21.

-
64. Bulgakov V. Theoretical investigation of aggregation of top removal machine frontally mounted on wheeled tractor / V. Bulgakov, V. Adamchuk, S. Ivanovs, Y. Ihnatiev // *Engineering for rural development*. – Jelgava, 2017. – Vol. 16. – p.p. 273–280
65. Морозов Б. И. Расчет движения колесной машины по неровной дороге / Б. И. Морозов, Н. М. Грингауз // *Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства*. – 1969. – № 7. – С. 11-14.
66. Булгаков В. М. Теорія вертикальних коливань фронтально навішеної гичкозбиральної машини / В. М. Булгаков, В. В. Адамчук, Є. І. Ігнат'єв // *Вісник аграрної науки*. – 2017. – №2. – С. 36-42.
67. Булгаков В. М. Дослідження коливального руху фронтально навішеної на трактор гичкозбиральної машини / В. М. Булгаков, Є. І. Ігнат'єв // *Передові технології виробництва і переробки сільськогосподарської продукції, енергозбереження та забезпечення тепловою й електричною енергією. Перспективи та проблеми впровадження в сільське господарство Полісся: зб. доп. учасників шостої наукової конференції Інженерно-технічного факультету ЖНАЕУ (Україна, м. Житомир, 24 листопада 2016 р.) / Міністерство аграрної політики та продовольства України. – Житомир: Вид-во «Житомирський національний агроекологічний університет», 2016. – С. 54-59.*
68. Бутенин Н.В. Курс теоретической механики. Том 2. Динамика / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. – Москва: Наука, 1985. – 495 с.
69. Bulgakov V. Theory of vibrations of sugar beet leaf harvester front-mounted on universal tractor / V. Bulgakov, V. Adamchuk, L. Nozdrovicky, Ye. Ihnatiev // *Acta Technologica Agriculturae*. – 2017. – Issue 4. – pp. 96–103.
70. Bulgakov V. Theoretical determination of cutting force of the sugar beet tops from root crop head / V. Bulgakov, M. Boris, Ye. Ihnatiev, H. Beloev // *International scientific conference “Conserving soils and water”*. – Burgas. 31.08-3.09. 2016. p.p. 68-70.

-
71. Huijbregts T. Long-term storage of sugar beet in North-West Europe / T. Huijbregts, G. Legrand et al. // COBRI report. – 2013. – №1. – 54 p.
72. Bulgakov V. Theoretical investigations in cleaning sugar beet heads from remnants of leaves by cleaning blade / V. Bulgakov, S. Ivanovs, I. Golovach, Z. Ruzhylo. – 15 – th International scientific conference “Engineering for rural development”, Proceedings, Vol. 15. May 25-27, 2016. Jelgava. – P. 1090-1097.
73. Орехівський В. Д. Обґрунтування конструктивно–технологічних параметрів вертикального доочисника головок коренеплодів цукрових буряків : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / В. Д. Орехівський ; ННЦ ІМЕСГ. – Глеваха, 2003. – 158 с. : граф., рис., табл.
74. Погорелый Л. В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз / Л. В. Погорелый, Н. В. Татьянако. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
75. Хелемендик М. М. Напрями і методи розробки робочих органів сільськогосподарських машин / М. М. Хелемендик ; УААН. – К. : Аграрна наука, 2001. – 280 с.: іл. – Бібліогр.: с. 247-253.
76. Adamchuk V. Laboratory and field equipment workingout and the results of experimental studies of pre-harvesting sugar beet field conditions / V. Adamchuk, V. Bulgakov, M. Korenko, Ye. Ihnatiev et al. // Mechanization in agriculture. – Sofia, 2016. – Issue 1. – P. 3-5.
77. Ігнат'єв Є.І. Теоретичне моделювання коливального руху задньонавішеного на інтегральний орно-просапний трактор доочищувача головок коренеплодів / Є.І. Ігнат'єв // Механізація та електрифікація сільського господарства: загальнодержавний збірник. ННЦ “ІМЕСГ” УААН. – Глеваха, 2017. – Вип.4 (103). – С. 47-56.
78. Патент України №115407, МПК А01D 23/02. Очищувач головок коренеплодів / В. М. Булгаков, В. В. Адамчук, В. М. Кюрчев, В. Т. Надикто, Є. І. Ігнат'єв. – а201609329; заявл. 07.09.2016; опубл. 25.10.2017. – Бюл. № 20.

-
79. Патент України №115839, МПК А01D 23/02. Очисник головок коренеплодів / В. М. Булгаков, В. В. Адамчук, В. М. Кюрчев, В. Т. Надикто, Є. І. Ігнат'єв. – а20160924; заявл. 07.09.2016; опубл. 26.12.2017. – Бюл. № 24.
80. Патент України №115942, МПК А01D 23/02. Очисник головок коренеплодів / В. М. Булгаков, В. В. Адамчук, В. М. Кюрчев, В. Т. Надикто, Є. І. Ігнат'єв. – а201609325; заявл. 07.09.2016; опубл. 10.01.2018. – Бюл. № 1.
81. Bulgakov V. M. Mathematical model of the movement of a towed machine for cleaning beet tops residues from root crop heads / V. M. Bulgakov, V. V. Adamchuk, I. V. Holovach, Ye. I. Ihnatiev // *Agricultural Science and Practice*. – 2017. – Vol.1. – pp. 3-10.
82. Колычев Е.И. О выборе расчетного случая воздействия при исследовании плавности хода тракторов и сельхозмашин / Е. И. Колычев, И. М. Перельцвайг // *Тракторы и сельхозмашины*. – 1976. – №3. – С. 9.–11.
83. Чудаков Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д. А. Чудаков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1972. – 384 с.
84. Василенко П. М. Об уравнениях динамики систем с неголономными связями. – В кн.: *Земледельческая механика / сборник трудов / П. М. Василенко*. – М.: Машиностроение, 1968. – Т. II. – С. 26–34.
85. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1981. – 222 с.
86. Булгаков В. М. Теоретичне дослідження очищення головок коренеплодів буряків гнучкою очисною лопаттю, встановленою на привідному горизонтальному валу / В. М. Булгаков, Є. І. Ігнат'єв // *Науковий вісник ТДАТУ*. – Мелітополь, 2016. – Вип. 6., Т. 3. – С. 3-24.
87. Bulgakov V. Theoretical simulation of parameters of cleaning sugar beet heads from remnants of leaves by flexible blade / V. Bulgakov, I. Golovach, S. Ivanovs, Y. Ihnatiev / *Engineering for rural development*. – Jelgava, 2017. – Vol. 16. – p.p. 288–295.

-
88. Bulgakov V. M. Properties of the sugar beet tops during the harvest / V. M. Bulgakov, V. V. Adamchuk, L. Nozdrovicky, M. M. Boris, Ye. I. Ihnatiev // 6th International Conference on Trends in Agricultural Engineering 2016. – 7-9 September 2016. – Prague, Czech Republic. p.p. 102-108.
89. Василенко П.М. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем (машин и машинных агрегатов): Учебное пособие / П.М. Василенко, В.П. Василенко. – Киев: УСХА, 1980. – 137 с.
90. Василенко П.М. Об уравнениях движения мобильных машинных агрегатов / П.М. Василенко // Сборник трудов по земледельческой механике том II. – Москва: Сельхозгиз, 1952. – С. 76-84.
91. Василенко П.М. Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и орудий / П.М. Василенко // Сборник трудов по земледельческой механике т. II. – Москва: Сельхозгиз, 1954 – С. 202-211.
92. Василенко П.М. Уравнение движения самоходных машинных агрегатов при трогании с места и разгоне / П.М. Василенко, В.Г. Кузьминский // ВАСХНИЛ. Земледельческая механика. Том V, Сборник трудов под ред. В.А. Желиговского. – Москва: Машиностроение, 1965. – С. 28- 43.
93. Булгаков В.М. Методика построения расчетной модели функционирования самоходной корнеуборочной машины / В.М. Булгаков. – Москва, “Доклады ВАСХНИЛ”, 1980, № 7. – С. 27-29.
94. Гуськов В.В. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др. – Москва: Машиностроение, 1988. – 376 с.
95. Тимофеев А.И. Анализ энергетического режима работы тракторного агрегата при разгоне / А.И. Тимофеев // ВАСХНИЛ. Земледельческая механика. Том V. Сборник трудов / под ред. В.А. Желиговского. – Москва: Машиностроение, 1965. – С. 391-405.
96. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г.М. Кутьков . – Москва: КолоС, 2004. – 504 с.

-
97. Надыкто В.Т. Основы агрегатирования модульных энергетических средств. Монография / В.Т. Надыкто. – Мелитополь: КП “ММД”, 2003. – 240 с.
98. Киртбая Ю.К. Резервы использования машинно-тракторного парка / Ю.К. Киртбая. – Москва: Колос, 1982. – 319 с.
99. Пособие по эксплуатации машинно-тракторного парка./ Под ред. Н.Э. Фере. Изд. 2-е. – М.: Колос, 1978. – 256 с.
100. Довідник з машиновикористання в землеробстві / За ред. В.І. Пастухова. – Харків: Веста, 2001. – 347 с.
101. Бендера І.М. Експлуатація машин і обладнання / І.М. Бендера та ін. Поділ. держ. аграр.-техн. ун-т. – Кам'янець-Подільський : Сисин О.В.: Абетка, 2013. – 576 с.
102. Булгаков В. М. Теоретичне дослідження параметрів комбінованого гичкозбирального агрегату / В. М. Булгаков, В. В. Адамчук, Є. І. Ігнат'єв // Вісник аграрної науки. – 2017. – №3. – С. 47-53.
103. Ігнат'єв Є. І. Дослідження агрегування гичкозбиральної машини з колісним інтегральним просапним трактором тягового класу 3 / Ігнат'єв Є. І. // Збірник тез доповідей XVII Міжнародної конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн». – К., 2017. – С. 37 – 38.
104. Ігнат'єв Є. І. Розробка нової конструктивно-технологічної схеми збирання гички цукрового буряку з використанням орно-просапного трактора / Ігнат'єв Є. І. // Вісник аграрної науки. – 2016. – №8. – С. 67-71.
105. ГОСТ 20915–75. Сельскохозяйственная техника. Методы определения условий испытаний.
106. ОСТ 10.8.21–2001. Стандарт отрасли. Испытания сельскохозяйственной техники. Машины для уборки ботвы корнеплодов. Методы оценки функциональных показателей.

-
107. ОСТ 10.8.6–2001. Стандарт отрасли. Испытания сельскохозяйственной техники. Машины для уборки сахарной свеклы. Методы оценки функциональных показателей.
108. Хайліс Г.А. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: Навчальний посібник / Г. А. Хайліс, Д. М. Коновалюк. – К.: НМК ВО, 1992. – 320 с.
109. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
110. Белый И. В. Основы научных исследований и технического творчества / И. В. Белый, К. П. Власов, В. Б. Клепиков. – Х.: Вища школа. Изд. при Харьковском университете, 1989. – 200 с.
111. Булгаков В. М. Основы научных исследований / В. М. Булгаков, Д. Г. Войтюк, В. А. Костюченко. – К.: Видавництво НАУ, 1999. – 326 с.
112. Василенко П. М. Основы научных исследований / П.М. Василенко, Л. В. Погорелый. – К.: Вища школа, 1985, 266 с.
113. Веденяпин С. В. Общая методика экспериментальных исследований и обработки опытных данных / С. В.Веденяпин. – М., Колос, 1967, 159 с.
114. Доспехов Б. А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований) / Б. А. Доспехов. – М.: Агропромиздат, 1985. – 351 с.
115. Завалишин Ф. С. Методы исследований по механизации сельскохозяйственного производства / Ф. С. Завалишин, И. Г. Манцев. – М.: Колос, 1982. – 228 с.
- 116 Ковшов В. Н. Постановка инженерного эксперимента / В. Н. Ковшов. – К. – Донецк: Вища школа, 1982. – 120 с.
117. Красовский Г. И. Планирование эксперимента / Г. И. Красовский, Г. Ф. Филаретов. – Минск: Изд. БГУ им. Ленина, 1982. – 302 с.

-
118. Надикто В. Т. Основи наукових досліджень: підручник / В. Т. Надикто ; ТДАТУ. – Херсон, 2017. – 268 с.
119. Хайлис Г. А. О выборе числа повторностей при проведении опытов. / Г. А. Хайлис // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1980, №7, с. 52-53.
120. Вознесенский В. А. Статистические методы планирования эксперимента в технико–экономических исследованиях / В. А. Вознесенский. – М.: Финансы и статистика, 1981. – 520 с.
121. Зажигаяев Л. С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Л. С. Зажигаяев, А. А. Кишьян. – М.: Атомиздат, 1978. –154 с.
122. Калоша В. К. Математическая обработка результатов эксперимента / В. К. Калоша, С. И. Лобко, Т. С. Чикова. – Минск: Высшая школа, 1982. – 105 с.
123. Мельников С. В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С. В. Мельников, В. Р. Алешкин, П. М. Роцин. – Л.: Колос. Ленингр. отд-ние, 1980. – 168 с.
124. Босой Е. С. Теория, конструирование и расчет сельскохозяйственных машин / Е. С. Босой и др. – М.: Машиностроение, 1978. – 567 с.
125. Погорелый Л. В. Оценка технологических показателей работы ботвосре- зающих аппаратов / Л. В. Погорелый. Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1963. – №5. – 49-50.
126. Бохан В. И. Контрольно–измерительные приборы в сельском хозяйстве / Н. И. Бохан, В. А. Дайнеко, Н. Фурсенко. – Мн.: Урожай, 1989. – 160 с.
127. Иванов А. И. Контрольно-измерительные приборы в сельском хозяйстве / А. И. Иванов, А. А. Куликов, В. С. Третьяков. – М.: Колос, 1984. – 352 с.
128. Кістечок О. Д. Обґрунтування схеми та параметрів орного агрегату з переднім і заднім навісними плугами : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / О. Д. Кістечок ; ТДАТУ. – Мелітополь, 2017. – 144 с. : граф., рис., табл.

-
129. Методики економічного оцінювання техніки на етапі випробування: ДСТУ 4397:2005. – [Чинний від 2006–01–01]. – К. : Держспоживстандарт України, 2005.– 16 с. – (Міждержавний стандарт).
130. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки специализированных машин: ГОСТ 23728–88–ГОСТ 23730–88. – [Введ. 1989-01-01]. – М. : Госкомитет СССР по стандартам, 1988. – 26 с.
131. Эксплуатация машинно-тракторного парка: Учебное пособие для с.х.вузов. / Под ред. Ю. В. Будько. – Минск: Ураджай, 1991. – 336 с.
132. Эксплуатация машинно-тракторного парка: Учебное пособие. / Под общ. ред. Р. Ш. Хабатова. – М.: ИНФРА, 1999. – 208 с.
133. Адамчук В.В. Методичні рекомендації з експлуатаційно-технологічної оцінки сільськогосподарської техніки (Керівний документ) / В.В. Адамчук, М.І. Грицишин, В.М. Третьак, В.Т. Надикто, В.М. Кюрчев, О.Г. Караєв – Глеваха, 2017.
134. Шпилько А. В. Методы определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники / А. В. Шпилько. – М.: Минсельхозпрод РФ. Всероссийский научно–исследовательский институт экономики сельского хозяйства. 1998.

ДОДАТКИ

Додаток А.

Акти виробничої перевірки та впровадження комбінованого агрегату
для збирання гички

ЗАТВЕРДЖУЮ

директор Національного наукового
центру «Інститут механізації та
електрифікації сільського

Господарства»

А.Т.Н., академік НААН

В.В. Адамчук

2017 р.

**АКТ****впровадження комбінованого агрегату для збирання гички**

1. Найменування НДР, поставленої на виробничу перевірку: «Обґрунтування параметрів комбінованого агрегату для збирання гички на базі орно-просапного трактора».

2. Місце проведення перевірки: Київська область, Фастівський район, с. Оленівка, ДПДГ «Оленівське» Національного наукового центру «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства».

3. Відповідальні за проведення виробничої перевірки: директор ДПДГ «Оленівське» Національного наукового центру «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» – Грек В.Й., завідувач Відділу механізації обробітку ґрунту та сівби сільськогосподарських культур, к.т.н., ст. наук. спів. Насонов В.А., аспірант Таврійського державного агротехнологічного університету – Ігнат'єв Є.І.

4. Умови проведення перевірки:

- вид виконуваної роботи – суцільний зріз основного масиву гички та одночасна доочистка головок коренеплодів на корені;
- агротехнічний фон – масив цукрових буряків;
- тип ґрунту – темно-каштановий, залишково-солонцюватий;
- врожайність гички, т/га: 44,8.

5. Об'єм виробничої перевірки - 60 га.

6. Строки проведення перевірки: перша декада жовтня 2017 р.

7. Методика виробничої перевірки: визначення експлуатаційно-технологічних показників комбінованого агрегату для збирання гички цукрового буряку на базі інтегрального орно-просапного трактора на основі оброблення та аналізу даних хронометражних спостережень за його роботою.

8. З яким контролем проводили порівняння результатів перевірки: експлуатаційно-технологічні показники нового комбінованого агрегату для збирання гички порівнювали з аналогічними одно операційними агрегатами на базі трактора класу 1,4 із сільськогосподарськими машинами для зрізу гички та доочистки головок коренеплодів.

9. Результати обліку, які характеризують ефективність перевіреної НДР у порівнянні з контролем

Результати польових випробувань показали, що у порівнянні з одноопераційними агрегатами витрати праці на збирання гички новим комбінованим агрегатом склали 1,28 люд.-год., приведені експлуатаційні витрати зросли на – 236,64 грн.·га⁻¹, загальний економічний ефект за рахунок підвищення якості обрізки буряків та збільшення повноти збирання гички склав 2994,08 грн.·га⁻¹. Порушень безпеки праці при експлуатації нового комбінованого гичкозбирального агрегату не було. Якісні показники його роботи не виходили за межі агротехнічних вимог.

У цілому виробничі випробування підтвердили технічну здійсненність і техніко-економічну доцільність застосування нового комбінованого агрегату для збирання гички.



В.Й. Грек

В.А. Насонов

Є.І. Ігнат'єв

Додаток Б.
Копії патентів України



МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **115407** (13) **C2**

(51) МПК

A01D 23/02 (2006.01)**A01D 33/02** (2006.01)**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД**

<p>(21) Номер заявки: а 2016 09329</p> <p>(22) Дата подання заявки: 07.09.2016</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на винахід: 25.10.2017</p> <p>(41) Публікація відомостей про заявку: 12.06.2017, Бюл.№ 11</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.10.2017, Бюл.№ 20</p>	<p>(72) Винахідник(и): Булгаков Володимир Михайлович (UA), Адамчук Валерій Васильович (UA), Кюрчев Володимир Миколайович (UA), Надикто Володимир Трохимович (UA), Ігнат'єв Євген Ігоревич (UA)</p> <p>(73) Власник(и): НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ, вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ-41, 03041 (UA)</p> <p>(56) Перелік документів, взятих до уваги експертизою: UA 3828 U, 15.12.2004 UA 90958 C2, 10.06.2010 GB 851717 A, 19.10.1960 SU 405490 A1, 04.03.1974 SU 1662397 A1, 15.07.1991 FR 2818494 A1, 28.06.2002 SU 1727633 A1, 23.04.1992</p>
---	--

(54) ОЧИСНИК ГОЛОВОК КОРЕНЕПЛОДІВ**(57) Реферат:**

Винахід належить до сільськогосподарського машинобудування, зокрема до пристроїв для очищення головок коренеплодів від залишків гички, які застосовуються у бурякозбиральних машинах.

Очисник головок коренеплодів містить привідний вертикальний вал з закріпленим на торці диском, на якому встановлені еластичні консольні лопаті на радіальних відносно вала очисника осях, які закріплені на кінцях двоплечих важелів, приєднаних шарнірно до периферії диска очисника, при цьому другі кінці цих важелів зв'язані шарнірними ланками з повзуном, жорстко закріпленим на валу очисника над диском, з можливістю пересування та фіксації. На осях кожної з очисних лопатей, з зовнішніх і внутрішніх їх сторін, закріплені шарніри, в яких поворотно встановлені пружні обмежувачі згинів лопатей у вигляді двоплечих важелів, нижні кінці яких через два затискачі зв'язують з обох сторін торцеві боки лопатей. Зовнішні обмежувачі зв'язують середні частини лопатей, а внутрішні - їх нижні частини. Верхні кінці кожного обмежувача згинів лопатей зв'язані з кронштейнами, що закріплені на важелях осей лопатей через пружини, а кожний з зовнішніх і внутрішніх обмежувачів має, між двох затискачів, шарнір, вісь якого розташована у площині лопаті.

Застосування даного пристрою для очистки головок коренеплодів дозволить підвищити ефективність очищення головок коренеплодів від залишків гички на корені.

UA 115407 C2

еластичних очисних лопатей 7 в радіальному напрямі під дією значних сил інерції при обертанні привідного вала 1 з великою кутовою швидкістю.

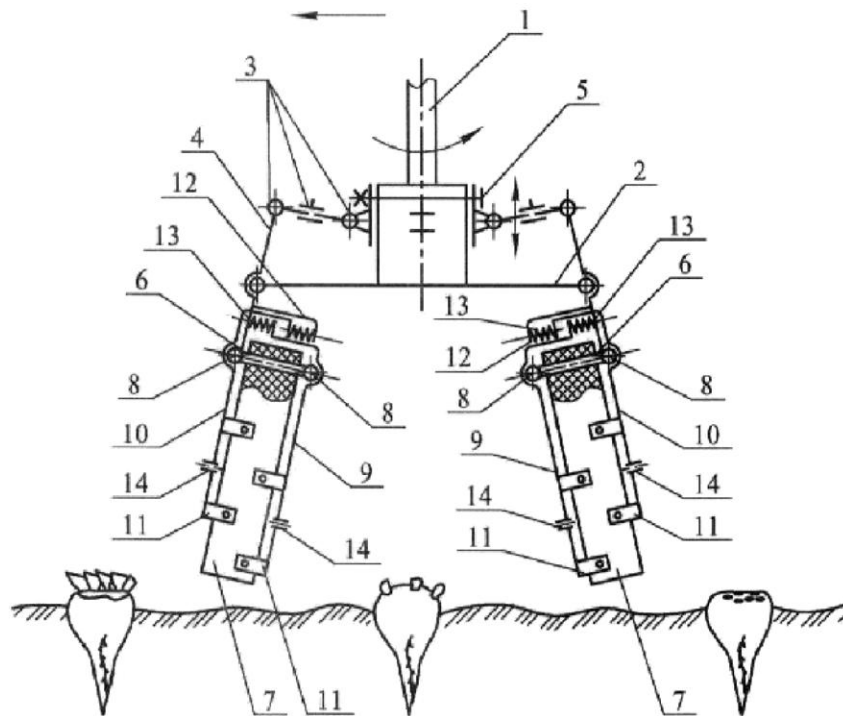
Застосування запропонованого очисника головок коренеплодів дозволить підвищити якість очистки головок коренеплодів від залишків гички на корені.

5

ФОРМУЛА ВИНАХОДУ

Очисник головок коренеплодів, що містить привідний вертикальний вал з закріпленим на торці диском, на якому встановлені еластичні консольні лопаті на радіальних відносно вала очисника осях, які закріплені на кінцях двоплечих важелів, приєднаних шарнірно до периферії диска очисника, при цьому другі кінці цих важелів зв'язані шарнірними ланками з повзуном, жорстко закріпленим на валу очисника над диском, з можливістю пересування та фіксації, який **відрізняється** тим, що на осях кожної з очисних лопатей, з зовнішніх і внутрішніх їх сторін, закріплені шарніри, в яких поворотно встановлені пружні обмежувачі згинів лопатей у вигляді двоплечих важелів, нижні кінці яких через два затискачі зв'язують з обох сторін торцеві боки лопатей, причому зовнішні обмежувачі зв'язують середні частини лопатей, а внутрішні - їх нижні частини, верхні кінці кожного обмежувача згинів лопатей зв'язані з кронштейнами, що закріплені на важелях осей лопатей через пружини, а кожний з зовнішніх і внутрішніх обмежувачів має, між двох затискачів, шарнір, вісь якого розташована у площині лопаті.

15



Комп'ютерна верстка О. Гергіль

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **115839** (13) **C2**
 (51) МПК
A01D 23/02 (2006.01)
A01D 33/02 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО
 ЕКОНОМІЧНОГО
 РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

<p>(21) Номер заявки: а 2016 09324</p> <p>(22) Дата подання заявки: 07.09.2016</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на винахід: 26.12.2017</p> <p>(41) Публікація відомостей про заявку: 12.06.2017, Бюл.№ 11</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 26.12.2017, Бюл.№ 24</p>	<p>(72) Винахідник(и): Булгаков Володимир Михайлович (UA), Адамчук Валерій Васильович (UA), Кюрчев Володимир Миколайович (UA), Надикто Володимир Трохимович (UA), Ігнат'єв Євген Ігорович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ, вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ-41, 03041 (UA)</p> <p>(56) Перелік документів, взятих до уваги експертизою: UA 3828 U, 15.12.2004 UA 90958 C2, 10.06.2010 UA 91280 C2, 12.10.2010 GB 851717 A, 19.10.1960 SU 1806523 A1, 07.04.1993 SU 405490 A1, 04.03.1974 SU 1662397 A1, 15.07.1991 CN 201860576 U, 15.06.2011, 10 стор. SU 1727633 A1, 23.04.1992 Механізація, електрифікація та автоматизація сільськогосподарського виробництва: підручник у 2 т: Т 1 / А.В. Рудь, І.М. Бендера, Д.Г. Войтюк та ін. - К.: Агроосвіта, 2012. - С. 474, 475</p>
---	--

UA 115839 C2

(54) ОЧИСНИК ГОЛОВОК КОРЕНЕПЛОДІВ**(57) Реферат:**

Винахід належить до сільськогосподарського машинобудування, зокрема до пристроїв для очищення головок коренеплодів від залишків гички, які застосовуються у бурякозбиральних машинах.

Очисник головок коренеплодів складається з привідного вертикального вала з закріпленням на торці диском, на якому за допомогою шарнірів і важелів встановлені на осях консольні поворотні еластичні очисні лопаті. В центрі плоского диска, який закріплений на кінці привідного вертикального вала, встановлена в напрямі донизу коротка вісь, на якій розміщені, накладені один на один, два поворотних диски різного діаметра, з яких диск з меншим діаметром розташований унизу, до яких закріплені одними кінцями пружини розтягу, які зв'язують другими своїми кінцями нижні частини кожної лопаті. При цьому коротка вісь встановлена на диску за допомогою механізму переміщення і фіксації її довжини.

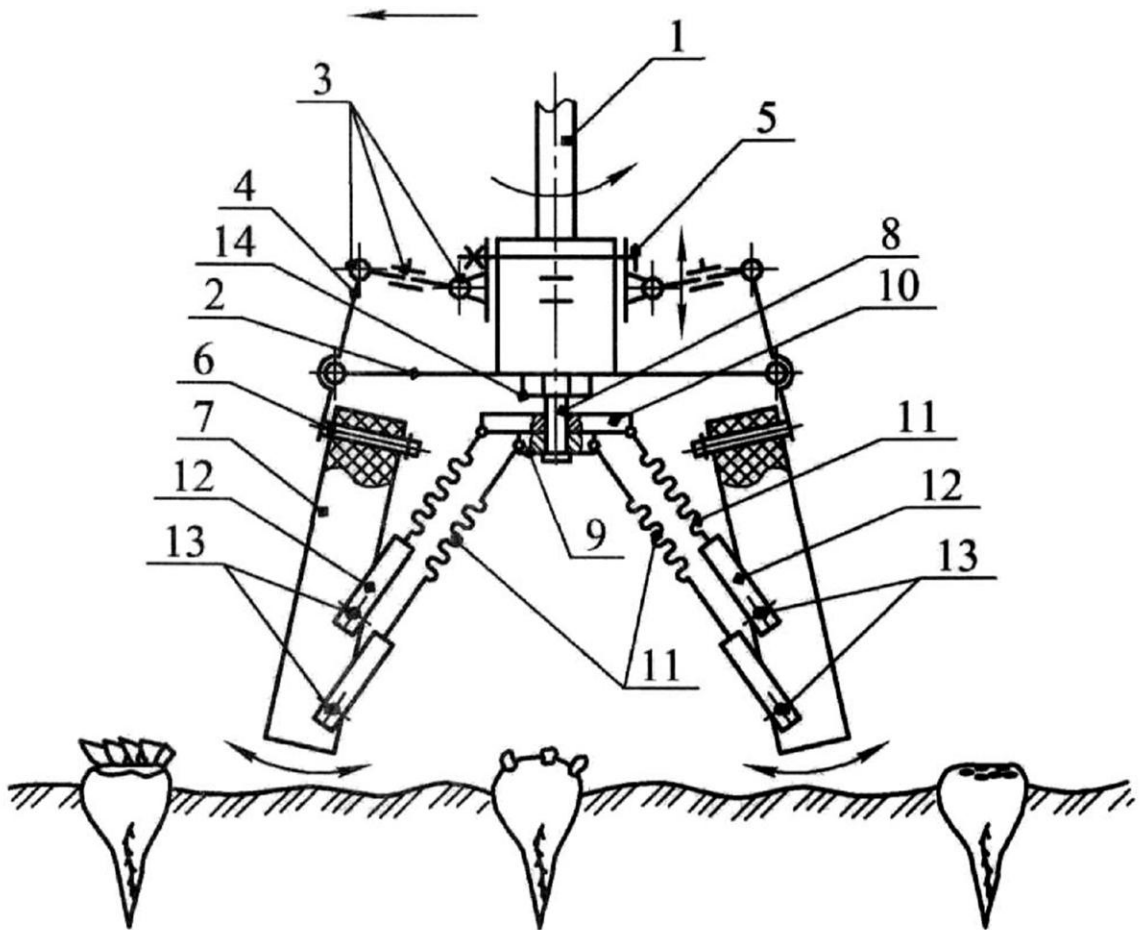
Застосування даного пристрою для очистки головок коренеплодів дозволить підвищити ефективність очищення головок коренеплодів від залишків гички на корені.

ФОРМУЛА ВИНАХОДУ

5

Очисник головок коренеплодів, який складається з привідного вертикального вала з закріпленим на торці диском, на якому за допомогою важелів і шарнірів встановлені на осях консольні поворотні еластичні очисні лопаті, який **відрізняється** тим, що в центрі плоского диска, який закріплений на кінці привідного вертикального вала, встановлена в напрямі донизу коротка вісь, на якій розміщені, накладені один на один, два поворотних диски різного діаметра, з яких диск з меншим діаметром розташований унизу, до яких закріплені одними кінцями пружини розтягу, які зв'язують другими своїми кінцями нижні частини кожної лопаті, при цьому коротка вісь встановлена на диску за допомогою механізму переміщення і фіксації її довжини.

10





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **115942** (13) **C2**
 (51) МПК
A01D 23/02 (2006.01)
A01D 33/02 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО
 ЕКОНОМІЧНОГО
 РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

<p>(21) Номер заявки: а 2016 09325</p> <p>(22) Дата подання заявки: 07.09.2016</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на винахід: 10.01.2018</p> <p>(41) Публікація відомостей про заявку: 12.06.2017, Бюл.№ 11</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.01.2018, Бюл.№ 1</p>	<p>(72) Винахідник(и): Булгаков Володимир Михайлович (UA), Адамчук Валерій Васильович (UA), Кюрчев Володимир Миколайович (UA), Надикто Володимир Трохимович (UA), Ігнат'єв Євген Ігоревич (UA)</p> <p>(73) Власник(и): НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ, вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ-41, 03041 (UA)</p> <p>(56) Перелік документів, взятих до уваги експертизою: UA 3828 U, 15.12.2004 UA 75531 C2, 17.04.2006 UA 59171 U, 10.05.2011 UA 60491 U, 25.06.2011 GB 851717 A, 19.10.1960 SU 1806523 A1, 07.04.1993 SU 405490 A1, 04.03.1974 SU 1662397 A1, 15.07.1991 CN 201860576 U, 15.06.2011 SU 1727633 A1, 23.04.1992 Механізація, електрифікація та автоматизація сільськогосподарського виробництва: підручник у 2 т: Т 1 / А.В. Рудь, І.М. Бендера, Д.Г. Войтюк та ін. - К.: Агроосвіта, 2012. - С. 474, 475</p>
--	---

UA 115942 C2

(54) ОЧИСНИК ГОЛОВОК КОРЕНЕПЛОДІВ

(57) Реферат:

Винахід належить до сільськогосподарського машинобудування, зокрема до пристроїв для очищення головок коренеплодів від залишків гички, які застосовуються у бурякозбиральних машинах.

Очисник головок коренеплодів складається з привідного вертикального вала з закріпленням на торці диском, на якому за допомогою важелів і шарнірів встановлені на осях консольні поворотні еластичні очисні лопаті. На осях кожної з лопатей, з зовнішніх їх сторін, закріплені шарніри, в яких встановлені пружні важелі Г-подібної форми, одні з кінців яких за допомогою зачепів встановлені на зовнішніх торцевих частинах очисних лопатей, а другі їх кінці встановлені рухомо на кронштейні, що закріплені консольно у центральній частині диска. При цьому між нижньою частиною кронштейна і кінцями важелів встановлена пружина стиску, а кронштейн має механізм зміни і фіксації довжини свого консольного кінця.

Застосування даного пристрою для очистки головок коренеплодів дозволить підвищити ефективність очищення головок коренеплодів від залишків гички на корені.

подібної форми не заважають цим поворотам і згинанню, оскільки завдяки власним пружним властивостям самі мають згинатись на деякі кути.

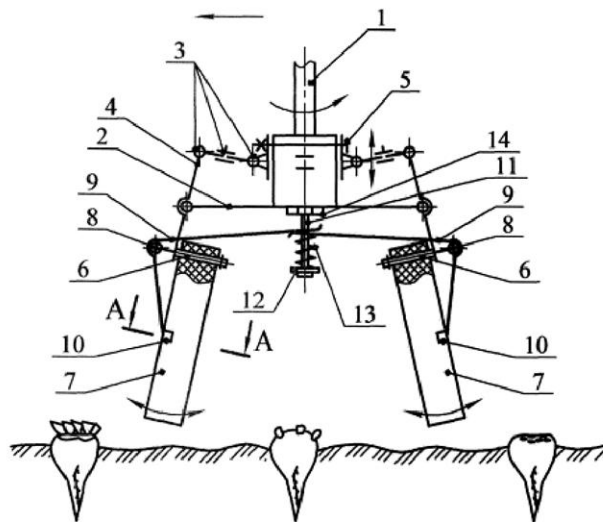
Застосування запропонованого очисника головок коренеплодів дозволить підвищити якість очистки головок коренеплодів від залишків гички на корені.

5

ФОРМУЛА ВІНАХОДУ

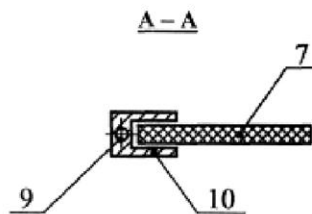
Очисник головок коренеплодів, який складається з привідного вертикального вала з закріпленим на торці диском, на якому за допомогою важелів і шарнірів встановлені на осях консольні поворотні еластичні очисні лопаті, який **відрізняється** тим, що на осях кожної з лопатей, з зовнішніх їх сторін, закріплені шарніри, в яких встановлені пружні важелі Г-подібної форми, одні з кінців яких за допомогою зачепів встановлені на зовнішніх торцевих частинах очисних лопатей, а другі їх кінці встановлені рухомо на кронштейні, що закріплений консольно у центральній частині диска, при цьому між нижньою частиною кронштейна і кінцями важелів встановлена пружина стиску, а кронштейн має механізм зміни і фіксації довжини свого консольного кінця.

15



Фіг. 1

(Загальний вид збоку)



Фіг. 2

Додаток В.

Список публікацій здобувача за темою дисертації

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Ігнат'єв Є. І. Науково-технічне обґрунтування способів збирання гички цукрового буряку в сучасних умовах / Є. І. Ігнат'єв // Механізація та електрифікація сільського господарства: загальнодержавний збірник. ННЦ "ІМЕСГ". – Глеваха, 2016. – Вип. 3 (102). – С. 82-90.

2. Ігнат'єв Є. І. Розробка нової конструктивно-технологічної схеми збирання гички цукрового буряку з використанням орно-просапного трактора / Є. І. Ігнат'єв // Вісник аграрної науки. – 2016. – №8. – С. 67-71.

3. Ігнат'єв Є. І. Теоретичне моделювання коливального руху задньонавішеного на інтегральний орно-просапний трактор доочищувача головок коренеплодів / Є. І. Ігнат'єв // Механізація та електрифікація сільського господарства: загальнодержавний збірник. ННЦ "ІМЕСГ". – Глеваха, 2016. – Вип.4 (103). – С. 47-56.

4. Булгаков В. М. Теорія вертикальних коливань фронтально навішеної гичкозбиральної машини / В. М. Булгаков, В. В. Адамчук, Є. І. Ігнат'єв // Вісник аграрної науки. – 2017. – №2. – С. 36-42. (Здобувачем складено рівняння руху гичкозбиральної машини).

5. Булгаков В. М. Теоретичне дослідження параметрів комбінованого гичкозбирального агрегату / В. М. Булгаков, В. В. Адамчук, Є. І. Ігнат'єв // Вісник аграрної науки. – 2017. – №3. – С. 47-53. (Здобувачем розроблено конструктивно-технологічну схему нового комбінованого агрегату).

6. Ігнат'єв Є. І. Математична модель експлуатаційних параметрів агрегату з фронтально навішеною гичкозбиральною машиною / Є. І. Ігнат'єв // Вісник Сумського національного аграрного університету. Науковий журнал. Випуск 10/1 (29). – 2016. – С. 58-64.

7. Ігнат'єв Є. І. Теоретичне моделювання коливального руху фронтально навішеної на інтегральний орно-просапний трактор ХТЗ-16131 гичкозбиральної машини / Є. І. Ігнат'єв // Конструювання, виробництво та експлуатація

сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. – Кропивницький: КНТУ, 2016. – Вип. 46. – С. 44-54.

8. Булгаков В. М. Теоретичне дослідження очищення головок коренеплодів буряків гнучкою очисною лопаттю, встановленою на привідному горизонтальному валу / В. М. Булгаков, Є. І. Ігнат'єв // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь, 2016. – Вип. 6., Т. 3. – С. 3-24. *(Здобувачем визначено узагальнені сили, що діють на гнучку очисну лопать).*

9. Bulgakov V. Theoretical investigation of aggregation of top removal machine frontally mounted on wheeled tractor / V. Bulgakov, V. Adamchuk, S. Ivanovs, Y. Ihnatiev // Engineering for rural development. – Jelgava, 2017. – Vol. 16. – p.p. 273–280. *(Здобувачем складено диференціальні рівняння повздожньо-вертикальних коливань гичкозбирального машинно-тракторного агрегату).*

10. Bulgakov V. Theoretical simulation of parameters of cleaning sugar beet heads from remnants of leaves by flexible blade / V. Bulgakov, I. Golovach, S. Ivanovs, Y. Ihnatiev / Engineering for rural development. – Jelgava, 2017. – Vol. 16. – p.p. 288–295. *(Здобувачем визначено кінетичну енергію очисної лопаті та визначено її раціональні параметри).*

11. Bulgakov V. Theory of vibrations of sugar beet leaf harvester front-mounted on universal tractor / V. Bulgakov, V. Adamchuk, L. Nozdrovicky, Ye. Ihnatiev // Acta Technologica Agriculturae. – 2017. – Issue 4. – pp. 96–103. *(Здобувачем розроблено технологічну схему та математичну модель коливань гичкозбиральної машини в повздожньо-вертикальній площині).*

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

12. Bulgakov V. M. Properties of the sugar beet tops during the harvest / V. M. Bulgakov, V. V. Adamchuk, L. Nozdrovicky, M. M. Boris, Ye. I. Ihnatiev // 6th International Conference on Trends in Agricultural Engineering 2016. – 7-9 September 2016. – Prague, Czech Republic. p.p. 102-108. *(Здобувачем проведено аналіз стану головок коренеплодів після очистки та визначення ефективного способу для його проведення).*

13. Bulgakov V. Theoretical determination of cutting force of the sugar beet tops from root crop head / V. Bulgakov, M. Boris, Ye., Ihnatiev H. Beloev // International scientific conference "Conserving soils and water". – Burgas. 31.08-3.09. 2016. p.p. 68-70. *(Здобувачем проведено математичне моделювання та визначення раціонального значення сили зчісування гички).*

14. Ihnatiev Ye. Theoretical research and development of new design of beet tops harvesting machinery / Ye. Ihnatiev // V International scientific Congress "Agricultural machinery". – Varna. – Issue 19 (205). Vol. 1, 21-24 June 2017. – pp. 19 – 21.

15. Ігнат'єв Є. І. Аналіз сучасних способів збирання гички цукрового буряку / Є. І. Ігнат'єв / Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи сталого розвитку АПК». – Мелітополь: ТДАТУ, 14-25 квітня 2016. – С. 95 – 96.

16. Ігнат'єв Є. І. Конструктивно-технологічна схема комбінованого агрегату для збирання гички та очистки головок коренеплодів цукрового буряку / Є. І. Ігнат'єв / Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Підготовка ґрунту в системі ресурсозберігаючих технологій». – Кіровоград: КНТУ, 2016. – С. 21 – 22.

17. Ігнат'єв Є. І. Дослідження агрегування гичкозбиральної машини з колісним інтегральним просапним трактором тягового класу 3 / Є. І. Ігнат'єв // Збірник тез доповідей XVII Міжнародної конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн». – К., 2017. – С. 37 – 38.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

18. Патент України №115407, МПК А01D 23/02. Очисник головок коренеплодів / В. М. Булгаков, В. В. Адамчук, В. М. Кюрчев, В. Т. Надикто, Є. І. Ігнат'єв. – а201609329; заявл. 07.09.2016; опубл. 25.10.2017. – Бюл. № 20. *(Здобувачем розроблений механізм, що забезпечує сталий рух очисної лопати).*

19. Патент України №115839, МПК А01D 23/02. Очисник головок коренеплодів / В. М. Булгаков, В. В. Адамчук, В. М. Кюрчев, В. Т. Надикто, Є. І. Ігнат'єв. – а20160924; заявл. 07.09.2016; опубл. 26.12.2017. – Бюл. № 24. *(Здобувачем розроблена конструктивна схема очисника).*

20. Патент України №115942, МПК А01D 23/02. Очисник головок коренеплодів / В. М. Булгаков, В. В. Адамчук, В. М. Кюрчев, В. Т. Надикто, Є. І. Ігнат'єв. – а201609325; заявл. 07.09.2016; опубл. 10.01.2018. – Бюл. № 1. *(Здобувачем вдосконалено привод та механізм зміни кута нахилу очисної лопаті).*