УДК 631.358.

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ РОБОТИ РОТОРНОГО УДАРНОГО СТРУШУВАЧА ВОЛОСЬКИХ ГОРІХІВ

С. Крупич, аспірант
Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»
О. Крупич, к. т. н., Д. Кузенко, к. т. н, С. Левко, асистент
Львівський національний аграрний університет

Постановка проблеми. Збирати горіхи розпочинають у стадії їх технічної стиглості. Ознаками стиглості є розтріскування оплодня, забарвлення шкаралупи в злегка брунатний або світло-жовтий колір та пожовтіння листя. Оплодень у цей час зелений, з достиганням стає жовто-зеленим чи трохи брунатним, на ньому з'являються тріщини, далі оплодень розкривається, а горіх легко струшується на землю. Починають збирати горіхи, як тільки почнуть падати здорові, стиглі горіхи, збираючи їх на землі і зриваючи плоди на периферії крони. Застосовують три- , а то й чотириразове збирання переважно опалих горіхів із землі. Щоб полегшити збирання горіхів із землі, площу навколо дерев очищають від бур'янів та опалого листя. Під дерево можна підстилати брезент або мішковину [4].

Найпримітивнішим методом збирання плодів є збивання їх на землю довгими жердинами і короткими палицями. Кінці жердин і палок повинні бути обмотані м'якою тканиною для зменшення різкості ударів. На збивання чи струшування недостиглих плодів затрачають більше часу, ніж на збивання достиглих [5; 6].

Продуктивним методом збирання горіхів є застосування механічних струшувачів різних конструкцій, які монтуються на тракторі [5; 6; 8].

Одними з найбільших виробників обладнання для механізації збирання горіхів в Європі є французькі фірми «AMB ROUSSET» і «Recolt – Concept», італійська фірма BERARDINUCCI, голландська фірма «Munckof». Техніка для механізованого збирання горіхів складається зі струшувачів дерев, вловлювачів плодів та затарювачів. Механізми для струшування дерев можуть бути виконані у вигляді автономних агрегатів або навісного обладнання на тракторне шасі [3; 7; 8].

Сучасні машини для струшування плодів, у тому числі волоського горіха, переважно позиційної дії, а тому мають невисоку продуктивність.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питаннями струшування плодів займалася низка дослідників: Г. П. Варламов, М. О. Демидка, Б. Х. Кульчієв, Г. А. Хайліс, В. П. Бабій, Х. А. Хачатрян, Р. С. Шевчук, О. М. Крупич та ін. У їхніх працях наведено аналіз способів і засобів збирання плодів, а також результати досліджень, присвячених вказаній проблемі.

Постановка завдання. Метою роботи є розробка методики розрахунку та визначення основних конструктивних і кінематичних параметрів запропонованого роторного ударного струшувача горіхів з механізмом захисту кори штамба від пошкоджень.

Виклад основного матеріалу. Запропонований струшувач (рис. 1) складається з роторного ударника і механізму захисту кори штаба дерева від пошкоджень. Роторний ударник містить ступицю 1, на якій кріпляться кривошипи 2, до яких шарнірно на осях 6 монтуються повідки 4 з роликами 5. Кутове переміщення повідка 4 обмежується упорами 3. Кожен із роликів являє собою обід із пустотілою гумовою оболонкою, повністю заповненою сипким матеріалом для зменшення коефіцієнта пружності удару.

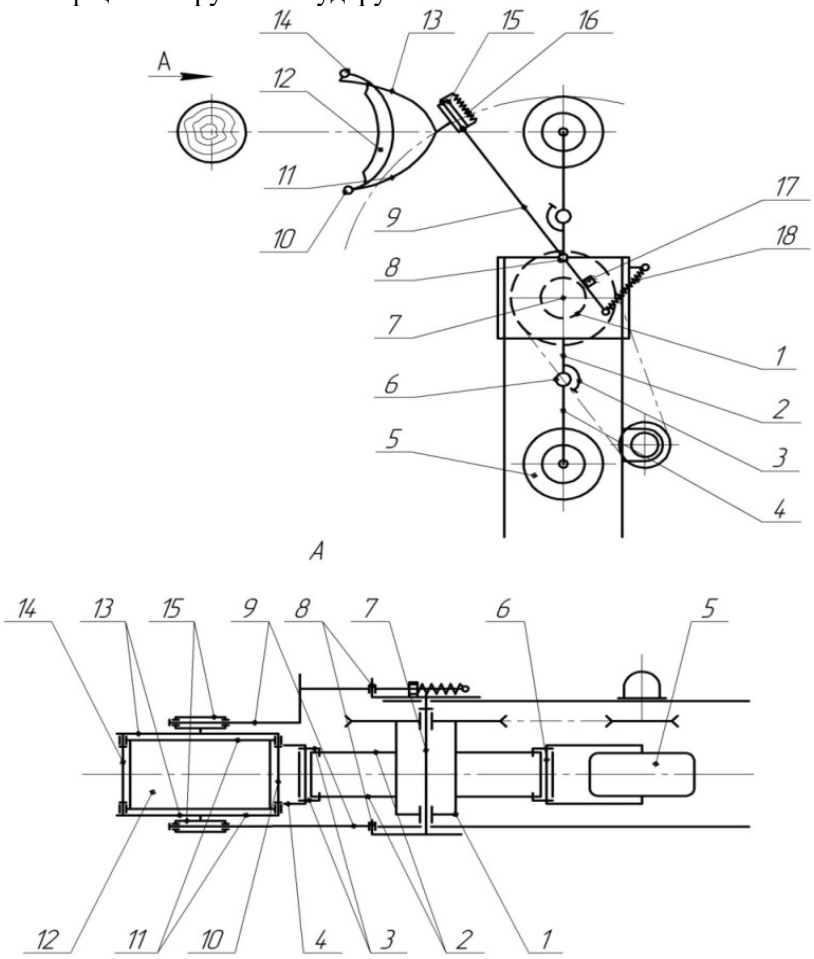

Рис. 1. Конструктивна схема роторного ударного струшувача:
1 – ступиця; 2 – кривошипи; 3 – опори; 4 – повідки; 5 – ролики; 6,7,10,14 – осі;
8 – піввісь; 9 – напрямні балки; 11,13 – балки утримувальні; 12 – фартух захисний;
15 – каретки; 16 і 18 – пружини; 17 – упор-фіксатор.

Ступиця 1 на підшипниках монтується на вісь 7, яка кріпиться до плити рами струшувача. Захисний фартух 12 являє собою еластичну пустотілу оболонку, частково заповнену сипким матеріалом, яка важільним механізмом кріпиться до

рами струшувача. Механізм забезпечує введення фартуха в зону нанесення ударів і складається з двох балок 9, виготовлених з труб круглого перерізу. Балки одним кінцем шарнірно кріпляться до півосей 8 плит рами струшувача, а другим з'єднані між собою віссю. На напрямних балках 9 розміщені каретки 15 із закріпленими на них утримувальними балками 11 і 13. Кінці балок з'єднані між собою осями 10 і 14, до яких чотирма шарнірами прикріплений захисний фартух.

У вихідному положенні каретки 15 тримаються пружинами 16, а напрямні балки притискаються до упора фіксатора 17 пружиною 18. Привід струшувача здійснюється через клинопасову передачу гідродвигуном, з'єднаним з гідросистемою трактора. Захисний фартух 12 щільно облягає штамб у результаті розтікання сипкого матеріалу в незаповненому об'ємі фартуха.

Для забезпечення ефективної роботи в садах грецького горіха необхідно провести дослідження взаємодії механізму захисту кори від пошкоджень і ударного ролика зі штамбом дерева.

Запропонована конструкція струшувача плодів (див. рис. 1) передбачає охоплення штамба захисним фартухом, після чого під час руху агрегату штамб входить у зону взаємодії з ударними роликами. Процес взаємодії штамба з важільним механізмом кріплення захисного фартуха до рами струшувача можна поділити на такі три етапи: підготовчий, робочий та завершальний.

На першому етапі штамб починає взаємодіяти із захисним фартухом та під дією сил попереднього натягу пружин 16 і 18 формується зона контакту за рахунок витіснення сипкого матеріалу в незаповнений об'єм оболонки фартуха. Після закінчення заповнення сипким матеріалом вільного об'єму оболонки фартуха закінчується охоплення штамба й утворення зони контакту штамба із захисним фартухом, що є початком другого етапу. При подальшому русі трактора під дією сил реакції штамба відбувається поворот напрямної балки 9 навколо осі 8 та переміщення каретки 15 по ній. У певний час по штамбу наноситься серія ударів із змінною за значенням та напрямом силою внаслідок прямолінійного переміщення струшувача із швидкістю V і обертанням ударних роликів з кутовою швидкістю ω відносно струшувача. Штамбу передається ударний імпульс, який спричинює струшування горіхів під дією прискорень плодоносних гілок.

Слід зазначити, що удари по штамбу можуть наноситися за різних взаємних розташувань осі обертання ударника, ролика, захисного механізму і штамба. За положення (рис. 2) δ=90°, штамбу передається ударний імпульс, який викликає відрив плодів швидше, ніж при положеннях δ>90° і δ<90°. Отже, робота роторного ударного струшувача найкраще відбувається в положенні δ=90° (див. рис. 2).

Початок взаємодії ролика зі штамбом відбувається за умови:

$$l_{O_3O_1} = r_{ш} + h_{ф} - \Delta h_{ф} + r_{р} + l_1 + l_2, \quad (1)$$

де $l_{O_3O_1}$ – відстань між центром перерізу штамба та віссю обертання ротора;

$r_{ш}$, $r_{р}$ – відповідно радіуси штамба та ролика;

$h_{ф}$, $\Delta h_{ф}$ – товщина та деформація фартуха;

l_1, l_2 – довжина кривошипа O_1A і повідка AB ротора.

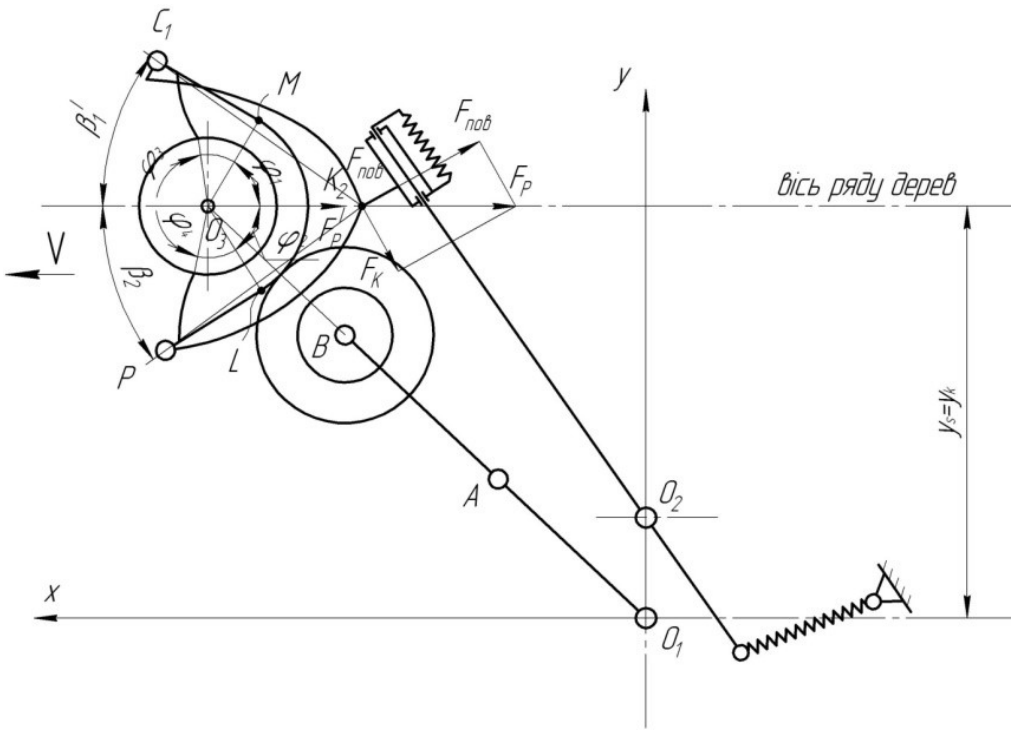

Рис. 2. Схема взаємодії штамба з механізмом захисту кори і ролика (коли кут взаємодії δ>90°).

На завершальному етапі важільний механізм кріплення захисного фартуха до рами струшувача виходить із взаємодії зі штамбом і займає вихідне положення, що обмежується упором фіксатора.

Вибирати конструкційну схему важільного механізму необхідно з урахуванням особливості взаємодії штамба та захисного фартуха. Поворот напрямної балки та переміщення каретки по ній здійснюється внаслідок сили реакції $F_р^I$ (див. рис. 2). Якщо сила $F_р^I$ напрямлена по осі ряду через точку $К_2$ кріплення утримувальних балок, то

$$\vec{F}'_р = \vec{F}_р,$$
$$\vec{F}'_р = \vec{F}_{пов} + \vec{F}_К, \qquad (2)$$

де $F_р$ – сила реакції штамба, що діє на важільний механізм;
$F_{пов}$ – сила, що сприяє повороту напрямної балки навколо осі O_2 (рис. 2);
$F_К$ – сила, що відповідає за переміщення каретки по напрямній балці.

Коли сила $F_р$ діє під кутом до осі ряду (рис. 3), тоді

$$\vec{F}'_р = \vec{F}_р + \vec{F}_{р1},$$
$$\vec{F}'_р = \vec{F}_{пов} + \vec{F}_К + \vec{F}_{р1}, \qquad (3)$$

де $F_{р1}$– сила, яка створює момент $M_{р1}$ відносно точки $К_2$.

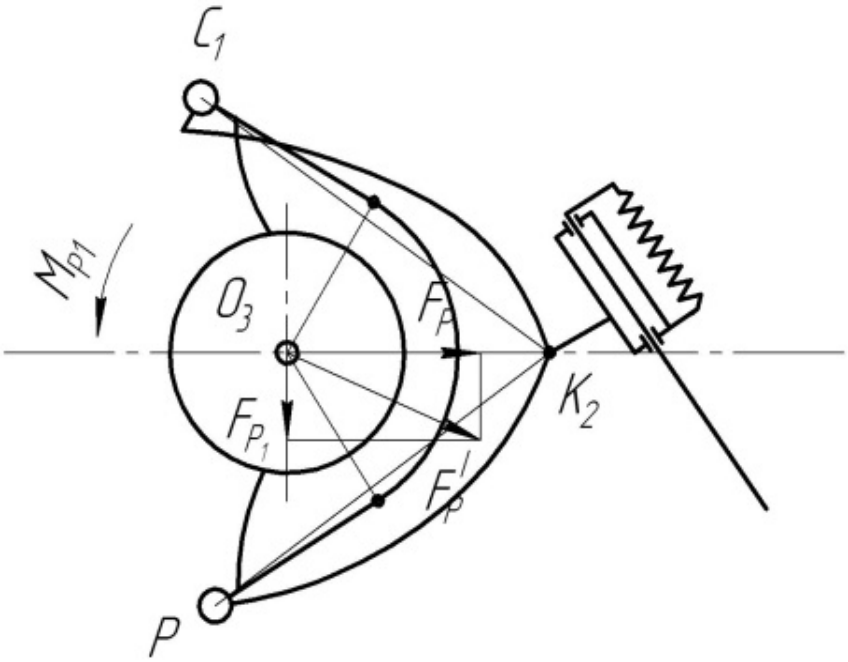

Рис. 3. Схема взаємодії штамба з механізмом захисту кори при виникненні моменту $M_{p1} = 0$ від сили реакції штамба.

Момент M_{p1} напрямлений на зміщення захисного фартуха відносно штамба, що практично неможливо через виникнення моменту тертя ковзання і моменту опору коченню за рахунок охоплення штамба та деформації оболонки захисного фартуха. Тому виникнення моменту M_{p1} внаслідок дії реакції F_p^I під кутом до осі ряду (рис. 4) викликає додаткове напруження в елементах конструкції важільного механізму та кори штамба дерева.

Момент M_{p1} дорівнює нулю, якщо реакція штамба F_p^I дерева напрямлена вздовж бісектриси кута охоплення, тобто активні кути охоплення φ_1 і φ_2 рівні.

Умова рівності кутів охоплення φ_1 і φ_2 виконується, коли точка K_2 лежить на осі ряду дерев, а $l_{C_1K_2} = l_{PK_2}$ і $\beta_1' = \beta_2$, де $l_{C_1K_2}$, l_{PK_2} – відповідно відстані від точок C_1 та P кріплення фартуха до утримувальних балок до точки K_2; β_1', β_2 – кути розташування утримувальних балок.

Коли $\beta_1' \neq \beta_2$, $l_{C_1K_2} \neq l_{PK_2}$ чи точка K_2 зміщена відносно ряду, тоді $\phi_1 \neq \phi_2$ і $M_{P1} \neq 0$, тому при розробці важільного механізму кріплення захисного фартуха необхідно, щоб точка K_2 лежала на осі ряду, а $l_{C_1K_2} = l_{PK_2}$ і $\beta_1' = \beta_2$.

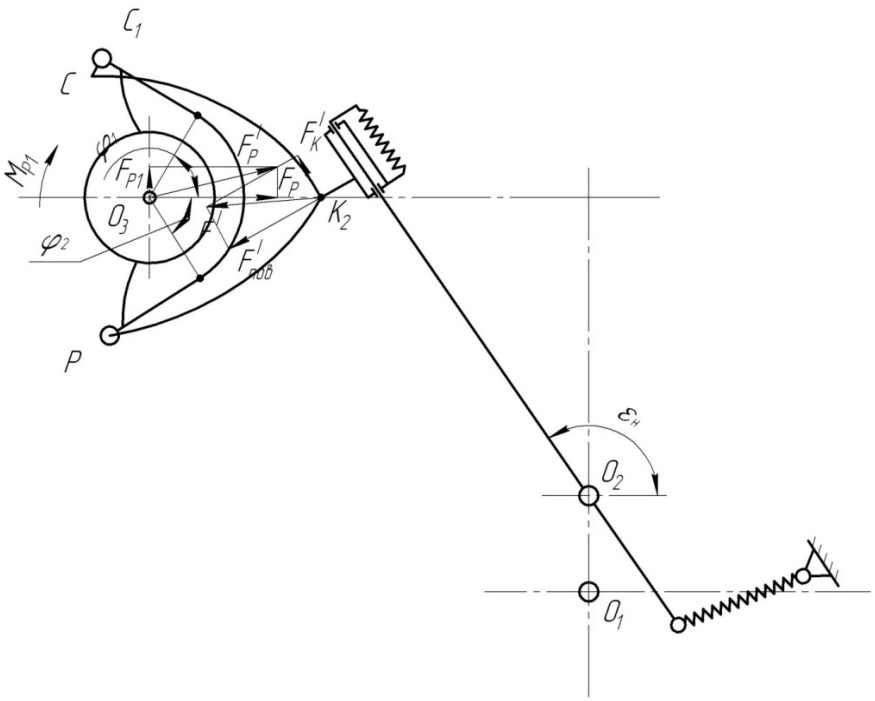

Рис. 4. Схема дії сил на механізм захисту кори від попереднього натягу пружин між собою.

Вибір жорсткості та місця розташування пружин 16 і 18 (див. рис. 1) (відповідно пружини переміщення каретки і повернення напрямної балки у вихідне положення) необхідно проводити виходячи з умови відношення сил, що створюються цими пружинами (див. рис. 3):

$$F'_K \le F'_{\text{пов}} \operatorname{tg}\left(\varepsilon_{\text{н}} - 90^\circ\right), \tag{4}$$

де $F_K{}^I$– сила, що створюється пружиною переміщення каретки;

$F_{\text{пов}}{}^I$ – сила, що створюється пружиною повороту напрямної балки;

$\varepsilon_{\text{н}}$ – початковий кут розташування напрямної балки, що контролюється упором-фіксатором.

За виконання умови (4) момент $M_{\text{р}1}$ дорівнює нулю чи напрямок його прикладання сприяє переміщенню каретки, тобто момент напрямлений за годинниковою стрілкою відносно точки K_2 (див. рис. 4).

Крім цього, початкова деформація пружин 16 і 18 (див. рис. 1) повинна створювати зусилля, достатнє для витіснення сипкого матеріалу в оболонці захисного фартуха і формування зони контакту зі штамбом. Також пружини повинні забезпечувати повернення каретки і напрямної балки у початкове положення.

Відстань y_s (рис. 5) від осі ряду до осі O_1 обертання ротора ударника струшувача також впливає на взаємодію ударного ролика зі штамбом і штамба з важільним механізмом, що впливає на роботу струшувача.

Умова зміни відстані y_s:

$$y_s = y_K + \Delta, \tag{5}$$

де y_s – відстань від осі обертання ротора до осі ряду;

y_K – відстань від осі обертання ротора до осі ряду, при якій можлива взаємодія ролика зі штамбом без виникнення тангенціальної складової сили удару,

$$y_K = \sqrt{\left(r_ш + h_ф - \Delta h_ф + r_p\right)^2} + \sqrt{\left(l_1 + l_2\right)^2}, \tag{6}$$

де Δ – зміщення агрегату відносно осі ряду при неточному його водінні.

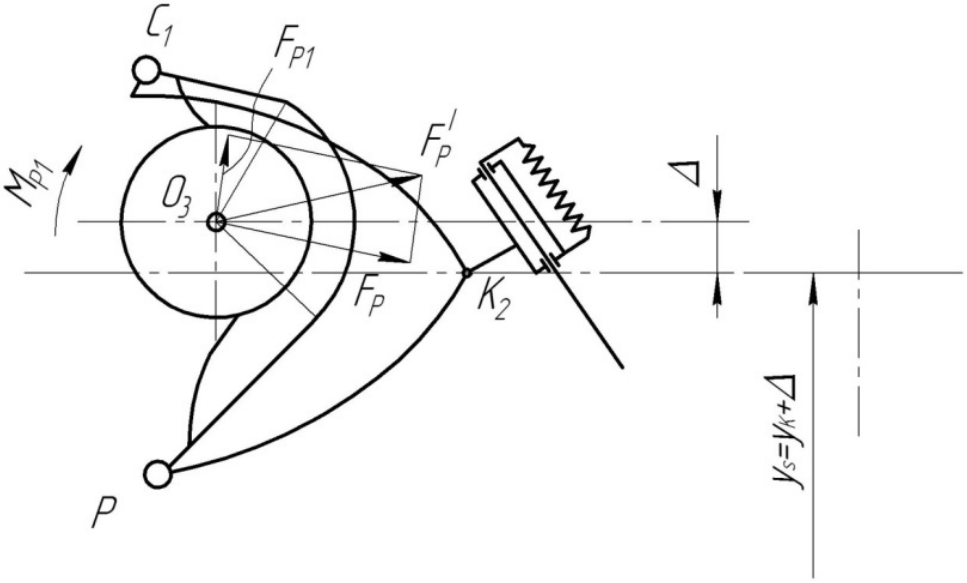

Рис. 5. Схема дії сил на механізм захисту кори при умові, що $y_s = y_K + \Delta$.

За виконання умови (5), у тому числі, коли Δ=0, отримуємо сприятливі умови роботи струшувача. По-перше, відсутні додаткові динамічні силові дії на вузли ротора і його привід [2]. По-друге, момент $M_{р1}$ дорівнює нулю при Δ=0 чи його напрямок дії (див. рис. 3) сприяє переміщенню гілки по напрямній балці, коли Δ>0. Якщо умова (5) не виконується, тобто $y_s < y_K$ (Δ<0), тоді під час взаємодії ролика зі штамбом зростає навантаження на привід ротора і порушується рівномірність його обертання, що негативно впливає на роботу струшувача [1].

У результаті проведених теоретичних досліджень згідно з виведеними залежностями проведено розрахунки за допомогою програми Microsoft Office Excel та побудовано відповідні графіки.

За залежністю (6) побудовано графіки зміни відстані $y_к$ від осі обертання ротора до осі ряду від діаметра штамба $r_ш$ за різних значень товщини фартуха $h_ф$ (рис. 6).

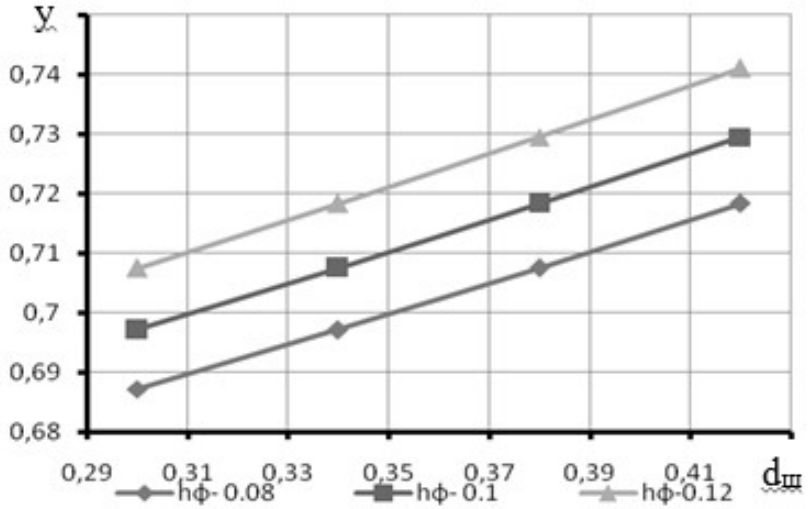

Рис. 6. Залежність відстані $y_к$ від осі обертання ротора до осі ряду від діаметра штамба $d_ш$ для різних значень товщини фартуха $h_ф$.

Графічні залежності на рис. 6 показують, що із зростанням діаметра штамба $d_ш$ збільшується відстань від осі обертання ротора до осі ряду. Так, за товщини фартуха від мінімального значення $h_ф$ = 0,08 до максимального значення $h_ф$= 0,12 м відстань $y_к$ збільшується від 0,687 м за $d_ш$ = 0,30 м до 0,817 м за $d_ш$ = 0,42 м.

За залежністю (6) побудовано графіки зміни відстані $y_к$ від осі обертання ротора до осі ряду від діаметра штамба $d_ш$ за різних значень деформації фартуха $\Delta h_ф$ (рис. 7).

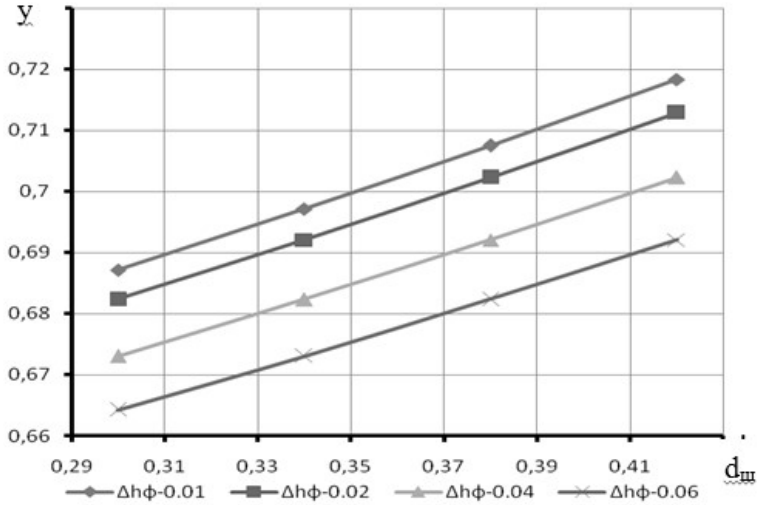

Рис. 7. Залежність відстані $y_к$ від осі обертання ротора до осі ряду від діаметра штамба $d_ш$ для різних значень деформації фартуха $\Delta h_ф$.

Графічні залежності на (див. рис. 7) показують, що із зростанням діаметра штамба $d_ш$ збільшується відстань від осі обертання ротора до осі ряду. Так для деформації фартуха від мінімального значення $\Delta h_ф = 0{,}01$ м до максимального $\Delta h_{фт} = 0{,}06$ м відстань $y_к$ збільшується від найменшого (0,665 м) за $d_ш = 0{,}30$ м до найбільшого (0,719 м) значення за $d_ш = 0{,}42$ м.

Висновки. Роторний ударний струшувач плодів забезпечує струшування горіхів передачею ударного імпульсу штамбу дерева. Для захисту кори штамба від нормальних і тангенціальних напружень запропоновано оснастити струшувач механізмом захисту, що містить захисний фартух. Ефективна взаємодія ролика зі штамбом через захисний фартух відбувається зміною відстані від осі обертання ротора до осі ряду $y_к$. За зміні товщини фартуха від 0,08 до 0,12 м відстань $y_к$ збільшується від 0,687 м за діаметра штамба $d_ш = 0{,}30$ м до 0,817 м за $d_ш = 0{,}42$ м. З урахуванням деформації фартуха $\Delta h_ф$ у діапазоні 0,01…0,06 м відстань $y_к$ становить 0,665…0,719 м за $d_ш$ = 0,30…0,42 м, що відповідає деревам горіха волоського віком близько 30 років.

Бібліографічний список

1. Плодоуборочная машина : а.с. 1565390 СССР. №198204021 ; заявл. 17.05.88 ; опубл. 21.12.90, Бюл. № 19.
2. Крупич О. М. Исследование процесса съема сливы роторным ударным стряхивателем с механизмом защиты коры от повреждений и обоснование его параметров: дис … канд. техн. наук: 05.20.01. Москва, 1991. 200 с.
3. Неговский А. Н., Пахно В. Г. Переработка грецких орехов. URL: http://www.nutexim.com/pererabotka-hretskyh-orehov#more-497.
4. Стрела Т. Е. Орех грецкий. Киев : Наук. думка, 1990. 192 с.
5. Щепотьев Ф. Л., Павленко Ф. А., Рихтер А. А. Орехи. Киев : Урожай, 1975. С. 118-122.
6. Крупич О. М., Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Засоби механізації для збирання горіхоплідних культур. *Науково-технічні та енергетичні засади агропромислового виробництва* : кол. монографія. Львів : ЛНАУ, 2012. 244 с.
7. Гошко М., Гошко З. Придатність плодових насаджень до механізованого збирання. *Вісник Львівського національного аграрного університету : агроінженерні дослідження*. 2009. № 13. С. 148-154.
8. Семен Я. В. Енергетичний аналіз процесу знімання плодів тросовим струшувачем. *Вісник Львівського національного аграрного університету : агроінженерні дослідження*. 2002. № 6. С. 131-135.

Крупич С., Крупич О., Кузенко Д., Левко С. Кінематичний аналіз роботи роторного ударного струшувача волоських горіхів

Проведено аналіз існуючих засобів для збирання волоських горіхів. Запропоновано використовувати для струшування волоських горіхів роторний ударний струшувач плодів із механізмом захисту кори від пошкоджень. Описано взаємодію ударного ролика зі штамбом дерева через захисний фартух. Подано розрахунок основних конструктивних параметрів механізму захисту кори. Подано

графічні залежності відстані між віссю обертання ротора та віссю ряду дерев від діаметра штамба і різних товщин та деформацій фартуха.

Ключові слова: волоський горіх, роторний ударний струшувач, штамб дерева, захисний фартух, конструктивні параметри.

Krupych S., Krupych O., Kuzenko D., Levko S. Kinematic analysis of rotary percussion shakers walnuts

An analysis of the existing tools for walnut harvesting has been carried out. It is suggested to use a shaft of shaking fruit with a mechanism of protection of the cortex from damage to shake walnuts. The interaction of a shock roller with a tree shaft through a protective headlamp is described. Posted calculation of the basic design parameters protection mechanism crust. Posted graphics depending of the distance between the axis of rotation of the rotor axis and the number of trees on the diameter of the trunk and different thicknesses and strain apron.

Key words: walnut, rotary percussion shaker, tree shaft, protective headlamp, design parameters.

Крупич С., Крупич А., Кузенко Д., Левко С. Кинематический анализ работы роторного ударного встряхивателя грецких орехов

Проведен анализ существующих средств для сбора грецких орехов. Предложено использовать для встряхивания грецких орехов роторный ударный встряхиватель плодов с механизмом защиты коры от повреждений. Описаны взаимодействие ударного ролика с штамбом дерева через защитный фартук. Представлен расчет основных конструктивных параметров механизма защиты коры. Представлены графические зависимости расстояния между осью вращения ротора и осью ряда деревьев от диаметра штамба и различных толщин и деформаций фартука.

Ключевые слова: грецкий орех, роторный ударный встряхиватель, штамб дерева, защитный фартук, конструктивные параметры.