

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

КРУПИЧ РОМАН ОЛЕГОВИЧ

УДК 631.358:634.51

ДИСЕРТАЦІЯ
**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ
РУЧНОГО ВІБРОУДАРНОГО СТРУШУВАЧА
ВОЛОСЬКИХ ГОРІХІВ**

05.05.11 „Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва“
(технічні науки)

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата наук

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

Науковий керівник:
Шевчук Роман Степанович,
кандидат технічних наук,
доктор сільськогосподарських наук,
доцент

ЛЬВІВ – 2018

АНОТАЦІЯ

Крупич Р. О. Обґрунтування параметрів ручного віброударного струшувача волоських горіхів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 „Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва“ (Технічні науки). – Львівський національний аграрний університет, Львів, 2018.

Розроблено модель системи “ручний віброударний струшувач – плодова гілка”, що відображає теоретичні залежності взаємодії ручного струшувача волоських горіхів зі скелетною гілкою. Теоретично обґрунтовано параметри ручного віброударного струшувача волоських горіхів. Встановлено залежності переміщення, швидкості та прискорення гілки в місці захвату від частоти струшування, відстані захвату, зазору між ковзними чашками в ударному механізмі, кута направленості коливань та діаметра гілки в основі. Розраховано потужність струшування волоських горіхів зі скелетних гілок ручним віброударним струшувачем. Доведено ефективність віброударного режиму струшування порівняно з вібраційним.

Досліджено механіко-технологічні властивості скелетних гілок дерев волоського горіха стосовно механізації плодознімальних робіт.

Розроблено конструкцію і виготовлено експериментально-дослідні зразки ударного механізму і вилчастого захвата, що введені до складу ручного віброударного струшувача. Встановлено закономірності зміни прискорення плодових гілок, продуктивності й повноти знімання горіхів, пошкодження кори в місці захвату, зламування гілок, а також оцінено коливання на рукоятках струшувача з точки зору безпечних умов праці збирача урожаю.

Збурювач коливань струшувача у віброударному режимі генерує широкий спектр частот струшування, який охоплює діапазон необхідних частот струшування всіх гілок, що забезпечує агротехнічно необхідну повноту зні-

мання. Модернізований ручний віброударний струшувач, який додатково оснащений ударним механізмом та вилчастим захватом, забезпечує агротехнічно необхідну повноту знімання горіхів 95 – 98 % з гілок діаметром D_z в основі 50, 60, 70, 80, 90 мм, якщо агротехнічно необхідні прискорення \ddot{y}_{za} в місці захвату гілок відповідно становлять: 285,8 – 301,7 м/с², 293,8 – 309,7 м/с², 309,4 – 325,5 м/с², 332,5 – 349,1 м/с²; 371,7 – 389,9 м/с².

Агротехнічно необхідна повнота знімання волоських горіхів 95 – 98 % із скелетних гілок різних розмірів у випадку початкового зазору Δ_0 в ударному механізмі 7,5 мм досягається за таких режимів й умов роботи: для гілок діаметром в основі $D_z = 50$ мм агротехнічно необхідні частота струшування $\omega_{ca} = 40 - 100$ рад/с і відстань захвату $\ell_{za} = 1,48 - 1,28$ м; $D_z = 60$ мм – $\omega_{ca} = 40 - 100$ рад/с, $\ell_{za} = 1,68 - 1,52$ м; $D_z = 70$ мм – $\omega_{ca} = 40 - 100$ рад/с, $\ell_{za} = 2,04 - 1,7$ м; $D_z = 80$ мм – $\omega_{ca} = 40 - 100$ рад/с, $\ell_{za} = 2,15 - 1,96$ м; $D_z = 90$ мм – $\omega_{ca} = 80 - 100$ рад/с, $\ell_{za} = 2,25 - 2,22$ м. Основні режими та умови роботи струшувача підтверджено господарськими випробуваннями.

Модернізований ручний віброударний струшувач може ефективно використовуватись в насадженнях волоського горіха, в тому числі не підготованих до механізованих плодозбиральних робіт, а також на схилах, терасах, лісосмугах і ділянках індивідуальних господарств. Внаслідок використання даного засобу підвищується продуктивність ручного збирання, збільшується повнота знімання горіхів та зменшуються затрати праці. Продуктивність ручного віброударного струшувача волоських горіхів за годину становить 8,57 дерев/год, за семигодинну зміну – 60 дерев/зм, а в разі схеми посадки дерев 10 × 10 м – 0,6 га/зм.

В діапазоні робочих частот знімання горіхів механізм утримання і управління ручного віброударного струшувача забезпечує ефективне гасіння коливань, що передаються на руки працівника-збирача. Коректовані за частотою середні квадратичні прискорення на рукоятках механізму утримання і управління струшувачем становлять 0,63 – 2,47 м/с² (66,4 – 78,3 дБ), що не перевищує допустимого нормативу 4,23 м/с² (83 дБ).

У роботі вперше: розроблено математичну модель системи „ручний віброударний струшувач – плодова гілка“ у вигляді системи шести диференціальних рівнянь, які описують взаємодію струшувача зі скелетною гілкою волоського горіха; отримано теоретичні залежності переміщення, швидкості й прискорення скелетних гілок в місці захвату від параметрів роботи ручного віброударного струшувача з урахуванням механіко-технологічних властивостей гілок; отримано закономірності зміни повноти знімання волоських горіхів від максимального прискорення гілок і за цими закономірностями визначено агротехнічно необхідні прискорення для забезпечення повноти знімання не менше 95%. Отримали подальший розвиток дослідження показників механіко-технологічних властивостей скелетних гілок волоського горіха (зведеного коефіцієнта жорсткості, зведеної маси, частоти власних коливань і коефіцієнта їх згасання, коефіцієнта в'язкого опору).

Новизна технічного рішення модернізованого ручного віброударного струшувача захищена патентом України на корисну модель № 95453.

Експериментальний зразок ручного віброударного струшувача випробувано під час збирального сезону 2015 року на базі Придністровської дослідної станції садівництва Інституту садівництва Національної академії аграрних наук України.

Матеріали завершених наукових досліджень впроваджено у ПАТ „Ковельсільмаш“ та Придністровській дослідній станції садівництва Інституту садівництва Національної академії аграрних наук України.

Ключові слова: волоські горіхи, ручні струшувачі, віброударний процес, скелетні гілки, повнота знімання, збурювачі коливань, механіко-технологічні властивості, збирання.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Ручний віброударний струшувач плодів. *Збірник наукових статей. Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2011. Вип. 21. Том II. С. 238–243.
2. Шевчук Р. С., Крупич О. М., Крупич Р. О. Засоби механізації для збирання горіхоплідних культур: колективна монографія. *Науково-технічні та енергетичні засади агропромислового виробництва*: колективна монографія / за ред.: В. М. Боярчука, С. В. Мягкоти, О. С. Калахана, С. Й. Ковалишина, Д. В. Кузенка, В. Т. Дмитріва. Львів: Львівський нац. аграр. ун-т, 2012. С. 4–15.
3. Крупич Р. О. Розширення технологічних можливостей ручних струшувачів плодів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. Львів, 2014. №18. С. 61–68.
4. Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Модернізований ручний струшувач плодів. *Техніка і технології АПК*. 2015. № 3(66). С. 24–26.
5. Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Ручной виброударный стряхиватель плодов. *MOTROL: comission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin, 2015. Vol. 17, No. 4. P. 101–107.
6. Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Ручной виброударный стряхиватель плодов. *Тракторы и сельхозмашины*. 2016. № 1. С. 21–25.
7. Shevchuk R., Krupych R. Calculation scheme of the oscillatory system „manual vibro-shock shaker – the fruit spur“. *MOTROL: comission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin, 2017. Vol. 19, No. 4. P. 9–12.
8. Крупич Р. О. Комплект обладнання для вимірювання прискорень. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. Львів, 2017. № 21. С. 131–135.

9. Крупич Р. О., Шевчук Р. С., Черевко Г. В. Економічна ефективність ручного віброударного струшувача волоських горіхів. *Аграрна економіка*. Львівський НАУ, 2018. Т.1, № 1–2. С. 63–68.

10. Крупич Р. О. Дослідження фрикційних властивостей кори скелетних гілок волоського горіха. *Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка*. Кам'янець-Подільський, 2017. Вип. 27. С. 25–29.

Опубліковані праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

11. Крупич Р. О., Шевчук Р. С., Крупич О. М. Методика вибору способу збирання плодів. *Теоретичні основи і практичні аспекти використання ресурсоощадних технологій для підвищення ефективності агропромислового виробництва і розвитку сільських територій*: матеріали міжнар. наук.-практ. форуму (Дубляни, 18–21 вересня 2012 р.). Львів: ПП „Арал“, 2012. С. 483–487.

12. Крупич Р. О., Шевчук Р. С. Технологічні особливості збирання горіхоплідних культур з використанням ручних струшувачів плодів. *Технічний прогрес у сільськогосподарському виробництві*: матеріали XXII міжн. наук.-техн. конф. Глеваха: Національний науковий центр „ІМЕСГ“, 2014. С. 119–121.

13. Крупич Р. О., Шевчук Р. С., Крупич О. М. Математична модель ручного віброударного струшувача плодів. *Інноваційні технології в АПК*: тези VI Всеукраїнської наук.-практ. конф. (Луцьк, травень 2017 р.). Луцьк: Луцький нац. техн. універ., 2017. С. 31–33.

14. Крупич Р. О., Шевчук Р. С., Крупич О. М. Господарські випробування ручного віброударного струшувача горіхів. *Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь*: збірник тез IV Всеукраїнської наук.-практ. конф. (Житомир, 29 березня 2018 р.). Житомир: Житомирський агротехнічний коледж, 2018. С. 204–206.

Публікації, які додатково відображають наукові результати дисертації:

15. Ручний віброударний струшувач плодів: пат. 95453 Україна: МПК А01D 46/26. №u201407346; заявл. 01.07.14; опубл. 25.12.14, Бюл. № 24. 6 с.

16. Крупич Р. О., Шевчук Р. С. Ручний віброударний струшувач плодів. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництва*: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В.В. Снітинського. Вип. 13. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2013. С. 53.

17. Крупич Р. О., Здобицький А. Я., Крупич О. М. Тарувальний стенд із комплексом вимірювальних приладів. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництва*: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В.В. Снітинського. Вип. 14. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2014. С. 62.

18. Крупич Р. О., Шевчук Р. С., Крупич О. М., Левко С. І. Пристрій для визначення зведеного коефіцієнта жорсткості гілок плодових дерев. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництва*: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В.В. Снітинського. Вип. 17. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2017. С. 61.

ANNOTATION

Krupych R. O. Substantiation of parameters of manual vibro shock shaker of walnuts. – Qualifying scientific work on the rights of manuscripts.

Dissertation for obtaining the scientific degree of the candidate of technical sciences (PhD) in the specialty 05.05.11 „Machines and means of mechanization of agricultural production“ (Technical sciences). – Lviv National Agrarian University, Lviv, 2018.

The model of the system „manual vibration shock shaker – fruit branch“ was developed, which reflects the theoretical dependences of the interaction of manual shaker of walnuts with the skeletal branch. The parameters of the manual vibration shaker of walnuts are theoretically substantiated. The dependences of displace-

ment, speed and acceleration of the branch in the place of capture from the frequency of shaking, the distance of capture, the gap between the sliding cups in the shock mechanism, the direction of the oscillation and the diameter of the branch at the base are established. The power of shaking walnuts from skeletal branches with a manual vibration shaker is calculated. The effectiveness of the vibration shock mode versus vibration is proved.

The mechanical and technological properties of skeletal branches of walnut trees in relation to the mechanization of fruit-bearing works have been investigated.

The design and experimental research samples of the shock mechanism have been developed and the fork tool introduced into the manual vibration shock shaker. The regularities of the changes in the acceleration of the fruit branches, the productivity and completeness of nuts removal, the damage of the crust at the site of grabbing, the breaking of the branches, and also the estimation of oscillations on the handles of the shaker from the point of view of safe working conditions of the harvester were determined.

The vibration shaker oscillator in the vibro-shock mode generates a wide range of shaking frequencies, which covers the range of required shaking frequencies for all branches, providing agro-technically necessary completeness of harvesting. Upgraded hand vibro-shock shakers, further equipped with a shock mechanism and a fork grip provides agronomic necessary completeness of removing nuts 95 – 98% of the branches with a diameter D_b in 50, 60, 70, 80, 90 mm if agronomic required acceleration \ddot{y}_{ha} in place of the branches' capture respectively, are: 285,8 – 301,7 m/s², 293,8 – 309,7 m/s², 309,4 – 325,5 m/s², 332,5 – 349,1 m/s²; 371,7 – 389,9 m/s².

The agro-technical need for completeness of walnut removal 95 – 98% of skeletal branches of different sizes in the case of initial gap Δ_0 in the shock mechanism of 7.5 mm is achieved under the following modes and working conditions: for branches with a diameter in the basis of $D_b = 50$ mm, the agro-technically required shaking frequency $\omega_{sf} = 40 - 100$ rad/s and the capture distance $\ell_{cd} = 1,48 - 1,28$ m;

$D_b = 60$ mm – $\omega_{sf} = 40–100$ rad/s, $\ell_{cd} = 1,68–1,52$ m; $D_b = 70$ mm – $\omega_{sf} = 40–100$ rad/s, $\ell_{cd} = 2,04–1,7$ m; $D_b = 80$ mm – $\omega_{sf} = 40–100$ rad/s, $\ell_{cd} = 2,15–1,96$ m; $D_b = 90$ mm – $\omega_{sf} = 80–100$ rad/s, $\ell_{cd} = 2,25–2,22$ m. The main modes and operating conditions of the shaker are confirmed by economic tests.

The modernized manual vibration shaker can be effectively used in walnut plantations, including those not prepared for mechanized harvesting, as well as on slopes, terraces, forest strips and areas of individual farms. As a result of the use of this product, manual harvesting improves the nuts harvesting completeness and reduced labor costs. Productivity of hand-made vibration shaker of walnuts per hour is 8,57 trees/h, for seven-hour shift – 60 trees/shift, and in the case of tree planting scheme 10×10 m – 0,6 ha/shift.

In the range of operating frequencies of nuts removal, the mechanism of retention and control of the manual vibration shock shaker provides effective quenching of vibrations transmitted to the hands of the worker-collector. Frequency-adjusted mean square accelerations on the handle of the mechanism of holding and controlling the shaker are $0,63–2,47$ m/s² (66,4 – 78,3 dB), which does not exceed the permissible norm of $4,23$ m/s² (83 dB).

In the work for the first time: is developed the mathematical model of the system "manual vibration shock shaker – fruit branch" in the form of a system of six differential equations that describe the interaction of a shaker with a skeletal branch of a walnut; the theoretical dependences of displacement, speed and acceleration of skeletal branches in the place of capture from the parameters of the work of the manual vibrating shaker were worked out taking into account the mechanical and technological properties of the branches; the regularities of the change in the completeness of removal of walnuts from the maximum acceleration of branches are obtained and according to these laws the agrotechnically necessary accelerations are determined for ensuring the completeness of the removal of not less than 95%. The further development of the study of the mechanical and technological properties of the skeletal branches of walnut (the aggregate coefficient of rigidity,

the consolidated mass, the frequency of internal oscillations and the coefficient of its extinction, the coefficient of viscous resistance) was got.

The novelty of the technical solution of the modernized manual vibration shock shaker is protected by the Ukrainian patent on the utility model No. 95453.

An experimental sample of a manual vibration shaker was tested during the 2015 harvest season on the basis of the Trans-Dnistrrian experimental horticulture research station at the Institute of Horticulture of the National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine.

The materials of the completed scientific researches were implemented at PJSC "Kovelsilmash" and the Transnistrian horticulture research station of the Horticulture Institute of the National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine.

Key words: walnuts, hand shaker, vibration shaft process, skeletal branches, fullness of removals, oscillator, mechanical and technological properties, assembly.

LIST OF THE EXTERNAL PhD STUDENT'S PUBLICATIONS

Scientific works, in which the main scientific results of the dissertation are published:

1. Shevchuk R. S., Krupych R. O. Manual vibration shock shaker of fruit. *Collection of scientific articles. Agricultural machinery*. Lutsk, 2011. Ed. 21. Volume II. P. 238 – 243.
2. Shevchuk R. S., Krupych O. M., Krupych R. O. Means of mechanization for the harvesting of grasses: a collective monograph. *Scientific, Technical and Energy Fundamentals of Agricultural Production: Collective Monograph* / edited by V. M. Boyarchuk, S. V. Myagkota, O. S. Kalahan, S. Y. Kovalyshyn, D. V. Kuzenko, V. T. Dmytriv, Lviv: Lviv National agrar. Unt., 2012. P. 4 – 15.
3. Krupych R. O. Expansion of technological possibilities of manual fruit shakers. *Visnyk of Lviv National Agrarian University: agro-engineering research*. Lviv, 2014. No. 18. P. 61 – 68.
4. Shevchuk R. S., Krupych R. O. Modernized manual shaker of fruits. *Machinery and technology of agroindustrial complex*. 2015. No. 3 (66). P. 24 – 26.

5. Shevchuk R. S., Krupych R. O. Manual vibro-impact shaker of fruits. *MOTROL: a commission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin, 2015. Vol. 17, No. 4. P. 101 – 107.
6. Shevchuk R. S., Krupych R. O. Manual vibro-impact shaker of fruits. *Tractors and agricultural machinery*. 2016. № 1. P. 21 – 25.
7. Shevchuk R., Krupych R. Calculation scheme of the oscillatory system „manual vibro-shock shaker – the fruit spur“. *MOTROL: commission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin, 2017. Vol. 19, No. 4. P. 9 – 12.
8. Krupych R. O. A set of equipment for measuring accelerations. *Visnyk of Lviv National Agrarian University: agroengineering research*. Lviv, 2017. No. 21. P. 131 - 135.
9. Krupych R. O., Shevchuk R. S., Cherevko G. V. The economic efficiency of manual vibration shaker of walnuts. *Agrarian economy*. Lviv NAU, 2018. T.1, No. 1–2. 63 – 67.
10. Krupych R. O. Investigation of frictional properties of bark of the branches of walnut. *Podilsk visnyk: agriculture, technology, economics*. Kamyanets-Podilsky, 2018. Ed. 27. p. 25 – 29.

**Published works certifying the testing of materials
of the dissertation:**

11. Krupych R. O., Shevchuk R. S., Krupych A. M. Methodology of choosing a method of harvesting fruits. *Theoretical bases and practical aspects of using resourcesaving technologies for increasing the efficiency of agroindustrial production and development of rural territories: materials intern. science-practice Forum* (Dubliany, September 18-21, 2012). Lviv: PE "Aral", 2012. H. 4 – 15.
12. Krupych R.O., Shevchuk R.S. Technological peculiarities of harvesting of grasses with use of manual shakers of fruits. *Technical progress in agricultural production: materials XXII International. sci.-tech. conf. Glevakha: National Research Center "IMESG"*, 2014. P. 119 – 121.
13. Krupych R. O., Shevchuk R. S., Krupych O. M. The mathematical model of the manual vibrating shaker of the fruit. *Innovative Technologies in the Agro-*

industrial Complex: Theses of the VI All-Ukrainian Sciences. conf. (Lutsk, May 2017). Lutsk: Lutsk National Park tech. University, 2017. P. 31 – 33.

14. Krupych R. O., Shevchuk R. S., Krupych O. M. Household tests of manual vibration shock shaker of nuts. *Prospects and tendencies of the development of structures and technical service of agricultural machines and tools*: a collection of theses of the IV All-Ukrainian scientific.-practical. conf. (Zhytomyr, March 29, 2018). Zhytomyr: Zhytomyr Agro-technical College, 2018. P. 204 – 206.

**Publications that further reflect scientific results
of the dissertation:**

15. Hand vibro shock shaker of fruit: pat. 95453 Ukraine: IPC A01D 46/26. №201407346; stated. 07/01/14; has published 12/25/14, Bull. No. 24. 6 p.

16. Krupych R. O., Shevchuk R. S. The scientific vibro-shock shaker of fruit. *Scientists of the Lviv National Agrarian University of Production*: catalogue of innovations / for colleagues. Ed. V.V.SnitynskyEd. 13. Lviv: Lviv National Agrarian University, 2013. P. 53.

17. Krupych R. O., Zdobytsky A. Ya., Krupych O. M. Calibrating stand with a complex of measuring devices. *Scientists of the Lviv National Agrarian University for production*: catalogue of innovations / general. Ed. V.V.Snitynsky, Ed. 14. Lviv: Lviv National Agrarian University, 2014. P. 62.

18. Krupych R. O., Shevchuk R. S., Krupych O. M., Levko S. I. The device for determination of the combined coefficient of stiffness of branches of fruit trees. *Scientists of the Lviv National Agrarian University of Production*: catalog of innovations / general. Ed. V.V.Snitynsky,Ed. 17. Lviv: Lviv National Agrarian University, 2017. P. 61.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	16
РОЗДІЛ 1	
СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	22
1.1. Біологічні особливості волоських горіхів і характеристика горіхових насаджень	22
1.2. Аналіз способів, технологічних схем і засобів для збирання волоських горіхів.....	30
1.3. Ручні струшувачі плодів	43
1.4. Короткий огляд теоретичних досліджень взаємодії струшувачів з плодовими деревами	49
Висновки	56
1.5. Мета і завдання досліджень	57
РОЗДІЛ 2	
ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РУЧНОГО ВІБРОУДАРНОГО СТРУШУВАЧА ВОЛОСЬКИХ ГОРІХІВ.....	59
2.1. Структурна і принципова схеми ручного віброударного струшувача плодів.....	59
2.2. Аналіз коливної системи „ручний віброударний струшувач – плодова гілка“	65
2.2.1. Рівняння повздовжнього руху механізму утримання і управління струшувачем	67
2.2.2. Рівняння повздовжнього руху збурювача коливань і частини віброударного механізму.	70
2.2.3. Рівняння повздовжнього руху частини віброударного механізму зі штангою і захватом	75
2.2.4. Умова постійного контакту захвата з плодовою гілкою	77
2.2.5. Рівняння повздовжнього руху плодової гілки.....	78
2.2.6. Рівняння поперечного і обертального руху системи „ручний віброударний струшувач – плодова гілка“	80

2.3. Параметри коливань плодової гілки в місці захвату	82
2.4. Потужність струшування скелетної гілки.....	95
Висновки	97
РОЗДІЛ 3	
ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ	
ДОСЛІДЖЕНЬ.....	
3.1. Програма, загальна методика досліджень і опрацювання експериментальних даних	99
3.2. Методика досліджень механіко-технологічних властивостей дерев волоського горіха	104
3.2.1. Методика дослідження розмірних характеристик надземної частини дерев.....	104
3.2.2. Методика дослідження зведеного коефіцієнта жорсткості плодових гілок	108
3.2.3. Методика дослідження частоти коливань, коефіцієнта згасання коливань, зведеної маси і коефіцієнта в'язкого опору плодових гілок	111
3.2.4. Методика дослідження фрикційних властивостей кори плодових гілок	115
3.3. Методика досліджень ручного віброударного струшувача волоських горіхів.....	117
3.3.1. Методика досліджень коефіцієнтів жорсткості та в'язкого опору деформуванню складових ручного віброударного струшувача	120
3.3.2. Методика дослідження прискорення плодових гілок в місці захвату.....	125
3.3.3. Методика досліджень повноти знімання горіхів та режимів роботи ручного віброударного струшувача	128
3.3.4. Методика досліджень параметрів коливань рукояток ручного віброударного струшувача.....	132

3.4. Методика господарських випробувань ручного віброударного струшувача волоських горіхів	134
Висновки	136
РОЗДІЛ 4	
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	138
4.1. Результати досліджень механіко-технологічних властивостей дерев волоського горіха	138
4.1.1. Розмірні показники надземної частини дерев	138
4.1.2. Зведений коефіцієнт жорсткості плодкових гілок	144
4.1.3. Частота вільних коливань, коефіцієнт згасання коливань, зведена маса і коефіцієнт в'язкого опору відхиленню плодкових гілок	147
4.1.4. Фрикційні властивості кори плодкових гілок	151
4.2. Результати досліджень ручного віброударного струшувача волоських горіхів.....	152
4.2.1. Коефіцієнти жорсткості та в'язкого опору відхиленню складових ручного віброударного струшувача	152
4.2.2. Прискорення скелетних гілок в місці захвату	153
4.2.3. Повнота знімання горіхів та режими роботи ручного віброударного струшувача.....	162
4.2.4. Параметри коливань рукояток віброударного струшувача.....	165
4.3. Результати господарських випробувань ручного віброударного струшувача волоських горіхів.....	166
Висновки	167
РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РУЧНОГО ВІБРОУДАРНОГО СТРУШУВАЧА ВОЛОСЬКИХ ГОРІХІВ.....	
Висновки	176
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	178
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	181
ДОДАТКИ.....	195

ВСТУП

Актуальність теми та її зв'язок з планами наукових робіт установи.

Волоський горіх – це довговічне дерево заввишки до 35 м, яке вирощується, здебільшого, для отримання цінних їстівних плодів – горіхів. Агрокліматичні умови України сприяють вирощуванню цієї культури, основні насадження якої зосереджені у західному регіоні України, особливо у Чернівецькій області [19, 81, 83, 87].

Горіхи містять жири, білки, вуглеводи, а також вітаміни, дубильні й ароматичні речовини. Тому плоди мають багатоцільове використання, зокрема в харчовій, олійній, лікарській і косметичній галузях. Щорічно в Україні вирощується до 27 тис. тонн горіхів, проте їх дефіцит на європейському ринку становить 100 тис. тонн [16, 29, 43, 81].

Відчутний стримуючий фактор збільшення вирощування волоських горіхів – це недостатній рівень механізації технологічних процесів, які першочергово потребують підвищення продуктивності.

Горіхові насадження в Україні часто не відповідають вимогам підготовки до використання плодозбиральних машин і урожай збирається вручну. Іноді застосовуються допоміжні засоби для полегшення умов праці, але продуктивність і повнота збирання доволі низькі [15, 87, 115].

У світі все ширше плоди збирають машинами та іншими засобами механізації, оснащеними струшувачами, які здійснюють захват і збурення коливань штаблів, центральних провідників крон або скелетних гілок дерев [1, 5, 7, 14].

Використання штабових струшувачів стримується недостатньою висотою штаблів і значним їх діаметром – понад 200 мм. За таких умов зусилля, необхідне для збурення коливань, зумовлює надмірне відхилення штаблів і відповідно – пошкодження кореневих систем. Внаслідок цього спадає урожайність, а то і продуктивний період дерев [5, 8, 22, 42].

В насадженнях, де висота штаблів недостатня, але міжряддя доступні для роботи мобільних засобів, використовуються турельні, тросові та інер-

ційні дебалансні струшувачі, що базуються на тракторах чи спеціальних шасі. Такі струшувачі збуджують коливання центральних провідників крон або скелетних гілок [5, 58, 120, 130, 134].

В загущених насадженнях і на схилах використовуються ручні струшувачі, які захоплюють скелетні гілки дерев [5, 39, 41, 138].

Вібраційні плодозбиральні засоби не завжди забезпечують високу, агротехнічно регламентовану повноту знімання плодів (не менше 95%). Гілки мають різні діаметри і довжини, а від цих розмірів залежить діапазон необхідних частот струшування, за якого досягається висока повнота знімання. Для її досягнення повинен генеруватися широкий спектр частот струшування, що охоплює діапазон необхідних частот.

Крім потреби генерувати широкий спектр частот, ручні струшувачі не повинні пошкоджувати кору в місці захвату, а також – мають відповідати вимогам безпечних умов праці збирача урожаю.

Робота виконувалась за науково-дослідними програмами „Розробка технічних засобів і ресурсоощадних технологій в землеробстві, рослинництві й тваринництві“ (ДР №0106U002075) та „Розробка проектно-керованих інноваційних систем, ресурсоощадних технологій і технічних засобів у агропромисловому виробництві та його енергозбереженні“ (ДР №0111U001251, ДР №0116U003179) факультету механіки та енергетики Львівського національного аграрного університету.

Мета і завдання досліджень. Мета роботи – підвищення ефективності знімання волоських горіхів шляхом обґрунтування параметрів ручного віброударного струшувача.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання.

1. Проаналізувати способи, технологічні схеми й засоби збирання волоських горіхів і на цій основі обґрунтувати вимоги та створити схему ручного віброударного струшувача.

2. Розробити математичну модель системи „ручний віброударний струшувач – плодова гілка“.

3. Теоретично обґрунтувати параметри ручного віброударного струшувача волоських горіхів.

4. Дослідити механіко-технологічні властивості дерев волоського горіха стосовно механізації плодознімальних робіт.

5. Розробити конструкцію і виготовити експериментально-дослідні зразки ударного механізму і вилчастого захвата, які введені до складу ручного вібро-ударного струшувача волоських горіхів.

6. Експериментально встановити закономірності зміни прискорення плодових гілок, продуктивності й повноти знімання горіхів, пошкодження кори в місці захвату, зламування гілок, а також оцінити коливання на рукоятках струшувача з точки зору безпечних умов праці збирача урожаю.

7. Провести виробничі випробування і оцінити економічну ефективність ручного віброударного струшувача волоських горіхів.

Об'єкти досліджень – дерева волоського горіха сортів Буковинський 1, Чернівецький 1 і Яблунівський, ручний віброударний струшувач та технологічний процес знімання плодів.

Предмет досліджень – залежності показників ефективності знімання волоських горіхів від параметрів ручного віброударного струшувача з урахуванням механіко-технологічних властивостей скелетних гілок як об'єктів коливань.

Методи досліджень. Процес знімання волоських горіхів ручним віброударним струшувачем зі скелетних гілок досліджували способом теоретичного аналізу й експериментів, виконаних у лабораторних і польових умовах з використанням існуючого та розробленого обладнання. Під час виконання роботи використовували положення теоретичної механіки, диференціального числення і математичного моделювання. Використано методи математичного планування експериментів, результати досліджень обробляли на основі теорії ймовірності й математичної статистики.

Обробку експериментальних даних і теоретичні розрахунки проводили з використанням розроблених та існуючих прикладних програм.

Наукова новизна отриманих результатів.

Вперше:

- розроблено математичну модель системи „ручний віброударний струшувач – плодова гілка“ у вигляді системи шести диференціальних рівнянь, які описують взаємодію струшувача зі скелетною гілкою волоського горіха;

- отримано теоретичні залежності переміщення, швидкості й прискорення скелетних гілок в місці захвату від параметрів роботи ручного віброударного струшувача з урахуванням механіко-технологічних властивостей гілок;

- отримано закономірності зміни повноти знімання волоських горіхів від максимального прискорення гілок і за цими закономірностями визначено агро-технічно необхідні прискорення для забезпечення повноти знімання не менше 95%.

Отримали подальший розвиток:

- дослідження показників механіко-технологічних властивостей скелетних гілок волоського горіха (зведеного коефіцієнта жорсткості, зведеної маси, частоти власних коливань і коефіцієнта їх згасання, коефіцієнта в'язкого опору).

Новизна технічного рішення створеного ручного віброударного струшувача захищена патентом України на корисну модель № 95453.

Практичне значення отриманих результатів. Модернізовано італійський ручний вібраційний струшувач плодів SC105 внаслідок розробки і виготовлення ударного механізму та вилчастого захвата. Створений таким чином ручний віброударний струшувач підвищує ефективність механізованого знімання, і його можна використовувати в насадженнях волоського горіха, не підготованих до механізованого збирання.

Експериментальний зразок ручного віброударного струшувача випробувано під час збирального сезону 2015 року на базі Придністровської дослідної станції садівництва Інституту садівництва Національної академії

аграрних наук України. Матеріали завершених наукових досліджень впроваджено у ПАТ „Ковельсільмаш“ та Придністровській дослідній станції садівництва Інституту садівництва Національної академії аграрних наук України.

Особистий внесок здобувача. Основний обсяг дисертаційних досліджень автор виконав самостійно: проведено теоретичні й експериментальні дослідження і запропоновано математичну модель взаємодії ручного віброударного струшувача зі скелетною гілкою, а також виконано плановані експерименти, проаналізовано і узагальнено їх результати. У наукових працях у співавторстві здобувачем особисто: проведено аналіз технологічних схем та запропоновано потокову технологію збирання волоських горіхів з використанням ручних віброударних струшувачів [51, 54, 109]; сформовано перелік визначальних особливостей ручного віброударного струшувача волоських горіхів, запропоновано його конструктивну схему з ударним механізмом і вилчастим захватом [50, 112, 114]; обґрунтовано мету модернізації італійського вібраційного струшувача SC105, здійснено аналіз роботи створеного ручного віброударного струшувача волоських горіхів і обґрунтовано ефективність його використання [52, 111, 115]; запропоновано розрахункову схему п'ятимасової механічної системи „ручний віброударний струшувач – плодова гілка“ та проведено її аналіз [53, 139]; удосконалено методику використання механічної машини розтягу для дослідження еластичних властивостей елементів ручного віброударного струшувача [49]; розроблено пристрій для визначення зведеного коефіцієнта жорсткості гілок плодових дерев [55]; запропоновано методику і розраховано економічний ефект від використання ручного віброударного струшувача [56]. В опублікованих у співавторстві працях частка автора складає 53 %.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідались, обговорювались і були схвалені на: звітних конференціях викладачів та аспірантів Львівського НАУ (Львів, 2010 – 2012 рр.); Міжнародному науково-практичному форумі „Теоретичні основи і практичні аспекти використання ресурсощадних технологій для підвищення ефективно-

сті агропромислового виробництва і розвитку сільських територій“ (Львівський НАУ, Львів, 2012 р.); XXII Міжнародній науково-технічній конференції „Технічний прогрес у сільськогосподарському виробництві“ (ННЦ ІМЕСГ, Глеваха, 2014 р.); VI Всеукраїнській науково-практичній конференції „Інноваційні технології в АПК“ (Луцький НТУ, Луцьк, 2017 р.); XVIII Міжнародній науковій конференції „Сучасні проблеми землеробської механіки“, присвяченій 117-й річниці від дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка (Подільський ДАТУ, Кам'янець-Подільський, 2017 р.); IV Всеукраїнській науково-практичній конференції „Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь“ (Житомирський агротехнічний коледж, Житомир, 2018 р.).

У повному обсязі дисертаційна робота доповідалась і отримала позитивний відзив на розширеному засіданні кафедри автомобілів та тракторів Львівського НАУ, науковому семінарі Луцького національного технічного університету і на XVIII Міжнародній науковій конференції „Сучасні проблеми землеробської механіки“, присвяченій 117-й річниці від дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка й проведеній на базі Подільського ДАТУ.

Публікації. За результатами дисертаційної роботи опубліковано 18 наукових праць, із них 7 – у фахових виданнях, 2 – міжнародному науково-метричному виданні; 4 – матеріалах і тезах науково-практичних конференцій та форумів, 1 – патент України на корисну модель, 4 – інші видання. Загальний обсяг опублікованих праць становить 84 сторінки або 5,25 друк. арк.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаної літератури із 146 найменувань та 30 додатків. Основна частина викладена на 165 сторінках, містить 14 таблиць, 51 рисунок. Загальний обсяг дисертації – 241 сторінка.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Біологічні особливості волоських горіхів і характеристика горіхових насаджень

Волоський горіх (*Juglans regia* L. *Walnut* – жолудь Юпітера царський) одна з найцінніших та найдавніших порід дерев, що завезені на землі України греками через Валахію (Волощину, яка на території сучасної Румунії). Першими осередками вирощування волоських горіхів в Україні були Видубицький і Межигірський монастирі, засновані тисячу років тому. Сьогодні в Україні нараховується декілька мільйонів плодоносних дерев, серед яких в західних і південно-західних областях можна зустріти дерева віком понад 300 років врожайністю до 300 кг плодів на рік [81].

За даними Державної статистичної служби України в 2015 році під основними видами горіхоплідних культур, враховуючи усі сільськогосподарські підприємства, в тому числі індивідуальні присадибні господарства, було зайнято 16,6 тис. га, зокрема у плодоносному віці – 13,5 тис. га, з яких волоський горіх становить 16,2 тис. га або 97,6%. Найбільше насаджень зареєстровано у Чернівецькій області (10,2%), а також у Вінницькій (7,8%), Львівській (6,6%), Закарпатській (6,6%), Донецькій (6,6%), Дніпропетровській (6,6%) і Черкаській (6,0%) областях [43].

Волоський горіх широко застосовується у різних сферах людської діяльності. Використовуються всі частини дерев: зелені й стиглі плоди та їхня шкаралупа, листя, кора, стовбур, коріння. У корі містяться стероїди, триперпеноїди, алкалоїди, вітамін С і дубильні речовини; у листі – ефірна олія, сільдегіди, алкалоїди, вітаміни РР і С, фенол карбонові кислоти, каротин, хінони, кумарини та високі ароматичні вуглеводи; у зелених горіхах – вітаміни В1, В2, С, РР і каротин; стиглі горіхи – вітаміни А, В1, В2, В3, В12, К, С, Е, РР, стерини, ситостерони, дубильні речовини, галотаніни, хінони, фітонциди і ефірна олія [43, 80, 81, 87].

На теперішній час волоський горіх широко застосовується у харчовій промисловості, ядра горіхів відзначаються винятковими смаковими властивостями – 1 кг горіхів дає більше 8500 калорій. Плоди волоського горіха використовують у багатьох галузях промисловості: в кондитерській (начинки, цукерки, торти, печиво), у консервному, плодово-овочевому, маслобійному виробництвах. Особливо високі смакові властивості має горіхова олія, яку використовують у харчовій промисловості для видобування цінних ароматичних сполук – трояндової, фіалкової, цитринової ефірної олії. З недостиглих горіхів отримують варення [16, 36, 103].

Ядра волоських горіхів містять багато різноманітних мінеральних й органічних сполук: білків 10 – 22%, жирів 59 – 77% і вуглеводів до 16%. За калорійністю однакова з іншими продуктами маса волоських горіхів прирівнюється до вершкового масла (734 кал в 100 г), жирну свинину перевищує в 1,5 рази, яловичину – 7 разів, м'ясо курки – 4–5, рибу – 7–8, мед – 2,5, хліб – 3 рази. Виходячи з потреби людини в їжі, достатньо 400 г ядер волоських горіхів на рік, хоча даним продуктом не треба зловживати. Добова потреба людини у волоських горіхах становить 10 г, тобто 1 – 2 горіхи в день [16, 87].

Листки й оплодні волоського горіха широко застосовують у науковій медицині, як протизолотушний, протирахітний та ранозагоювальний засіб. У зеленій оболонці плодів вміст вітаміну С становить 3 – 5 тис. мг%, що в 5 – 6 разів перевищує ягоди чорної смородини, в 3 – 4 – шипшину, та в 100 разів більше, ніж у плодах лимона. Також зелений оплодень містить цукри, яблучну і лимонну кислоти, дубильні й фарбувальні речовини, фосфор та щавлевокислий кальцій. В свіжих листках вміст аскорбінової кислоти перевищує 1300 мг%, каротину – 33 мг%, ефірної олії – 0,005 – 0,2 мг%, а також міститься незначна кількість дубильних речовин, органічних кислот, вітамінів Р і В, елагової й галусової кислот, барвника юглон, флавоноїдів та кофейної кислоти. Олія волоських горіхів, крім харчової промисловості, застосовується для виробництва високоякісних поліграфічних фарб, а продукти переробки олії використовуються у парфумерній промисловості [16, 17, 87].

Тільки 7 % земної поверхні сприятливі для вирощування горіхоплідних насаджень. Україна має значні природні переваги порівняно з державами-сусідами для високоефективного вирощування волоського горіха, на її території 424 тис. га вільних земель придатні для вирощування цієї культури. Водночас рівень внутрішнього виробництва не досягає третини фізіологічних потреб людини, зокрема середнє річне споживання людиною горіхів становить в Україні 1,2 кг, а у розвинутих державах світу – 6 – 8 кг. Основною причиною такого стану є недостатній розвиток промислового вирощування та переробки горіхів за низького рівня механізації технологічних процесів, особливо збирання [62, 81, 83, 90].

Збільшення вирощування волоського горіха перспективне й дозволяє отримувати довготривалі прибутки, оскільки тривалість життя дерев становить понад 300 років. Основна частка горіхів, яка експортується Україною чи реалізується на внутрішньому ринку, скуповується в домашніх господарств. Водночас упродовж останніх 10 – 15 років в Україні інтенсивно закладаються промислові сади, площа яких вже перевищує 5 тис. га. Попит на горіхи у світі високий, а це забезпечує безпроблемний збут виробленої продукції. На 2015 рік нестача волоських горіхів на європейському ринку становить 100 тис. т. За даними економічних експертів [62] у вказаному році з нашої держави до Туреччини було вивезено 30 тис. т горіхів, які в подальшому перепродані на міжнародному ринку за значно вищими цінами.

На сьогоднішній день Україна входить до п'ятірки найбільших держав-виробників горіхів. У Європі частка виробництва нашої держави становить майже 24%, а у світі – перевищує 5%. Обсяги експорту горіхів Україною в останні роки зменшуються, зокрема в 2015 році було експортовано біля 13,5 тис. т, а в 2013 і 2014 роках – відповідно 30,5 тис. т і 22 тис. т. Для задоволення європейського й внутрішнього ринку волоських горіхів до 2025 року необхідно закласти 15 тис. га промислових садів української селекції, що дозволить щорічно отримувати 60 тис. т продукції та значні прибутки [30].

Волоський горіх вирощується в регіонах України з теплим вологим кліматом і не надмірно низькими зимовими температурами. Запилення відбувається вітром, пилок від чоловічих суцвіть переноситься до 100 м на жіночі квіти. Спочатку цвітуть чоловічі суцвіття, а через 5 – 14 діб жіночі, що залежить від погодних умов. Термін запилення складає 5 – 6 діб, а за сухої спекотної погоди – не більше доби. Сучасні сорти, переважно, самозапильні, на одному дереві розвиваються як чоловічі, так і жіночі квіти; такі сорти придатні для промислових садів [76, 87, 116, 117].

Після запилення спостерігається інтенсивний ріст плодів, які упродовж перших 15 – 20 діб активно дихають і використовують значну кількість поживних речовин для забезпечення процесу біосинтезу в середині насінини. За весь період вегетації плоди збільшують суху масу і зменшують вологість, яка в технічній стиглості складає 20 – 25 % [87, 117].

Плід волоського горіха – несправжня велика кістянка, його зовнішня зелена частина (оплодень) розвивається разом з центральною частиною (кістянкою). У процесі дозрівання зменшується зв'язок оплодня зі шкаралупою горіха, а в момент остаточної стиглості – оплодень підсихає і розтріскується на дереві, горіх легко відокремлюється та опадає на землю. Якщо стиглі плоди струсити разом з оплоднем, то він розтріскується під час падіння і вивільняє горіх (кістянку) [87, 117].

Для більшості горіхів період збору і повної стиглості настає у другій половині вересня. Горіхи з ранніми термінами дозрівання починають збирати в кінці серпня, а пізньої – кінці жовтня. Тривалість збору залежить від погодних умов і може становити 15 – 30 днів.

Коренева система дерев волоського горіха комбінована з розвинутим центральним стрижневим й бічними коренями. Стрижневий корінь інтенсивно розвивається до 20 років і його довжина не перевищує 1,5 метри. Бічні корені розташовуються на глибині 20 – 50 см в найбільш родючому шарі ґрунту, де добрий водний і повітряний обмін з навколишнім середовищем [87, 116, 117].

Волоський горіх вирощується на різних структурованих та родючих ґрунтах: карбонатних і вапняних чорноземах, суглинках й супісках, а також на інших ґрунтах, що мають багато пор для акумулювання вологи і повітря. Погано дерева ростуть на кислих, опідзолених і холодних ґрунтах з високим заляганням підґрунтових вод. Непридатні для вирощування тяжкі, заболочені, глинисті та сильно засолені ґрунти, для яких характерне ущільнення і підтоплення під час опадів. в результаті чого коренева система дерев не отримує повітря й відмирає [116, 117].

Горіх вимагає великої кількості вологи, особливо в першу половину вегетаційного періоду за інтенсивного росту плодів і закладки молодих плодкових гілок, але не переносить надмірного перезволоження та засухи. Рослина відноситься до мезофітів, задовільний ріст яких забезпечується за достатнього зволоження. Для промислового виробництва волоських горіхів річна сума опадів має становити 600 – 700 мм, а за її відсутності необхідно передбачати зрошування [116, 117].

Горіх помірковано світлолюбний і може рости за незначного затінення. В молодому віці дерева вимагають невеликої кількості світла, а з ростом його потреба зростає. Досягаються високі врожаї і прирости гілок, якщо освітленість крони на відкритій місцевості не менша 13 – 15 %, дерево в цьому випадку отримує від 6 до 8 тис. люксів. Допускається затінення лише нижніх частин стовбура і крони, а середня й верхня частини мають освітлюватися сонцем зі всіх сторін, що досягається вибором схеми посадки та обрізкою [87, 117].

Волоський горіх вимогливий до тепла, але пристосовується до різноманітних природно-кліматичних умов. Перспективні форми і сорти виводяться для конкретних регіонів вирощування відповідно до зимових низьких температур. Так, сорти Придністровської селекції характеризуються стійкістю до вимерзання і відновленням крони, переносять зниження температури повітря до -30°C [33, 35, 44].

За результатами досліджень лабораторії економіки Інституту садівництва Національної академії аграрних наук України (НААНУ), найперспективнішими зонами для промислової культури волоського горіха є Придністровсько-Прикарпатський регіон, Закарпаття та територія південного передгір'я Криму. Горіхи також вирощують і в Західній Україні.

Для природно-кліматичних умов України доцільно використовувати волоський горіх чотирьох селекцій: Французької, Молдавської, Придністровської (Буковинської) та скороплідний – наприклад „Ідеал“ [80, 86, 136, 144].

Волоський горіх французької селекції підходить для теплих південних регіонів України і Криму. Горіх даної селекції в інших регіонах через низьку морозостійкість вимерзає без відновлення крони. Відповідно, горіх Молдавської селекції підходить регіонам із спорідненими природно-кліматичними умовами, і ризики вирощування становлять біля 50 %. Скороплідний горіх „Ідеал“ дуже розрекламований, але його саджанці отримують із сіянців, які тільки на 70 % зберігають сортові характеристики, а в разі вирощування поряд з іншими сортами горіха – то на 30 – 40 %. Сорт також має низьку морозостійкість і не може бути рекомендований для промислового виробництва.

Найбільш пристосовані до умов Західної України сорти Придністровської (Буковинської) селекції, які стійкі до вимерзання, витримують низькі зимові температури і придатні для закладання промислових садів. В окремі роки спостерігається незначне підмерзання крони дерев, але вона повністю відновлюється за один вегетаційний період. Селекціонерами Придністровської дослідної станції садівництва Інституту садівництва НААНУ створено 12 сортів волоського горіха, більшість яких введена до держаного реєстру сортів рослин, придатних для поширення в Україні: Ярівський, Клішківський, Чернівецький 1, Чернівецький 2, Буковинська бомба, Буковинський 1, Буковинський 2, Придністровський, Топорівський, Рудківський, Яблунівський [23, 31–34, 44, 144]. Якісні показники перерахованих сортів відповідають сортам європейської селекції, зокрема маса горіхів становить 10 – 18 г; ядро світле і легко відокремлюється від шкаралупи цілим або половинками (мете-

ликами), а його маса складає 46,7 – 53,4 % від загальної маси горіхів. Вміст жирів в горіхах становить 69,7 – 70,6 %, білків – 15,6 – 16,5 %, вуглеводів – 7,9 – 8,2 %, шкаралупа гладка і легко роздавлюється [87, 100, 117, 122].

Для досліджень вибрано три найпоширеніших сорти волоського горіха придністровської селекції – Буковинський 1, Чернівецький 1 і Яблунівський, основні характеристики яких наведені в табл. 1.1 [31, 85, 86].

Технологічний процес вирощування горіхів включає: вибір сорту, місця і схеми посадки, підготовку ґрунту і внесення добрив, посадку, догляд за насадженнями, збір урожаю його зберігання та переробку [19, 87].

Схема посадки має забезпечувати освітленість крони дерев та достатню площу живлення. Ріст і продуктивність дерев залежать від освітленості крон, що доведено 30-ти річними експериментами на польовій базі Інституту ботаніки ім. Н.Г. Холодного АН України. У закладених загущених посадках 4×2 м, 6×2 м значна кількість дерев не витримала конкуренції і загинула. Інші дерева у віці 25 років мали висоту 3 – 4 м, середній діаметр штампів становив 5 – 6 см, рідко 7 – 9 см, а плодоношення – незначне. Після цього було проведено розчистку площі з доведенням схеми посадки до 8×6 м і 10×8 м. Вже через 3 роки дерева почали розростатися, збільшуючи плодоношення, а через 6 – 7 років урожайність збільшилась в 5 – 7 разів [15, 87].

Волоські горіхи можна висаджувати окремими посадками або закладати промислові сади (рис. 1.1).

Промислові насадження волоського горіха розташовують кварталами площею 10 га з утворенням вільних міжквартальних провітрюваних смуг. У зв'язку з інтенсифікацією садівництва пропонуються загущені посадки, однак в разі закладки горіхових садів і визначення схеми посадки необхідно врахувати, що дерева волоського горіха довговічні і стабільно плодоносять понад 100 років, а діаметр крони може перевищувати 20 м. Деревя швидко ростуть, особливо в перші роки, освоюючи площу саду. Тому, для промислових садів рекомендуються такі схеми посадки: сильнорослі дерева – 17×15, 14×12, 13×11, 12×12, 10×10 м; середньорослі – 10×8, 10×7, 10×6, 9×7 м і

Таблиця 1.1 – Сорти волоського горіха української селекції

Характеристики		Чернівецький 1	Буковинський 1	Яблунівський
Особливості		Скоростиглість, висока товарна якість плодів і урожайність	Висока стабільна урожайність	Ранні строки досягання, висока стабільна урожайність і товарна якість плодів
Дерева		З великою кроною	З помірною кроною	Сильнорослі
Чутливість до хвороб		Малочутливий	Відносно стійкий	Малочутливий
Цвітіння		Середина травня	Кінець травня	Кінець травня
Середня урожайність з дерева		44 кг	75 кг	125 кг
Плоди		Круглі, середня маса 10,6 – 12,8 г. Збір урожаю в середині вересня	Округлі, середня маса 10,1 – 14,1 г. Збір урожаю в середині вересня	Округлі, середня маса 11,4 – 13,8 г; Збір урожаю на початку вересня
Шкаралупа		Тонка 0,9 мм, майже гладка, легко роздавлюється	Тонка 0,9 – 1 мм, легко роздавлюється	Тонка 0,8 – 1,1 мм, легко роздавлюється
Ядро		Світле, гарного смаку; виймається легко цілим або половинками		
Частка ядра від маси плода, %		50,7 – 54,6	51,9 – 52,4	51,1 – 54,0
Вміст у плодах, %	жирів	68,4 – 70,8	70,12 – 73,13	68,67 – 74,85
	білків	15,9 – 16,9	14,04 – 15,93	16,57 – 16,95
	вуглеводів	7,10 – 9,40	7,15 – 8,84	7,66 – 13,22



а)



б)

Рисунок 1.1 – Посадки волоського горіха: а – окреме дерево; б – промисловий сад

слаборослі – 8×6 , 8×5 , 7×6 , 7×5 м. Якщо площа живлення одного дерева $100 - 255 \text{ м}^2$ на 1 га висаджується 40 – 100 дерев, $60 - 80 \text{ м}^2 - 125 - 170$ дерев, $35 - 48 \text{ м}^2 - 200 - 300$ дерев [15, 36, 64, 82].

В оптимально загущених посадках крони належно освітлюються і продуваються вітрами, тому дерева менше вражаються хворобами, а достатня кількість поживних речовин забезпечує високу врожайність. Встановлено, що в садах у вигляді суцільних насаджень горіх росте гірше, ніж в окремих посадках [15, 36, 82].

1.2. Аналіз способів, технологічних схем і засобів для збирання волоських горіхів

На теперішній час волоські горіхи збираються за технологіями й технічними засобами, призначеними першочергово для плодкових культур. Тобто, збирання здійснюється трьома способами: ручним з використанням допоміжних засобів; частково механізованим, що передбачає механізацію окремих операцій; механізованим з використанням комбайнів та плодозбиральних машин із завершеним технологічним циклом [1, 5, 7, 14].

Міцна оболонка запобігає пошкодженню волоських горіхів під час збирання, що сприяє запровадженню механізованих технологій. Волоські горіхи можна збирати прямим комбайнуванням або ж здійснюється роздільне збирання, коли плоди знімаються на підготоване міжряддя чи уловлювальне полотно. На першому етапі роздільного збирання використовуються струшувачі плодів, а в подальшому можливе використання підбирачів, зокрема пневматичних [70, 109, 128, 142].

Найпоширеніша в Україні технологія ручного збирання передбачає підбирання вручну горіхів, що самовільно опали з дерева у міжряддя, потім здійснюється затарювання і транспортування урожаю з саду на пункти зберігання. Зібрані горіхи доцільно транспортувати контейнеровозами, наприклад ВУК-3А, оснащеним завантажувальним краном. Контейнеровоз ВУК-3А заводить і розставляє в міжряддях саду порожні контейнери, які після запов-

нення завантажуються краном на платформу контейнеровоза і вивозяться з саду [3, 6, 26]. Схеми посадки волоського горіха сприяють ефективному використанню контейнеровозів.

Підвищеною продуктивністю відзначається частково механізоване збирання з використанням ручних струшувачів, що забезпечують механізоване знімання горіхів на розстелені у міжряддях уловлювачі. Для цього формується ланка з працівника-збирача, оснащеного ручним струшувачем, та двох допоміжних працівників з двома переносними уловлювачами. Обслуговує таку ланку контейнеровоз ВУК–3А (рис. 1.2).

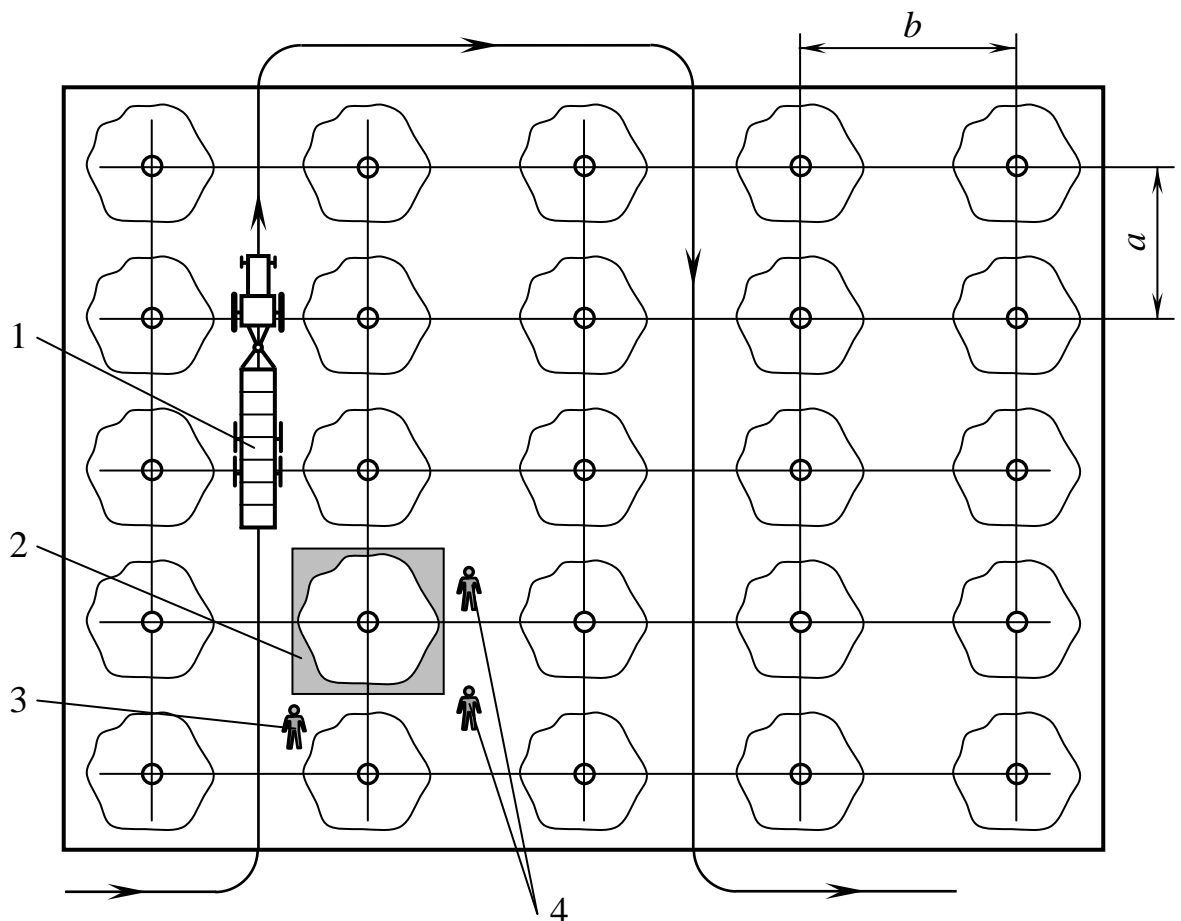


Рисунок 1.2 – Технологічна схема збирання горіхів (a – відстань між деревами в ряду; b – ширина міжряддя; $b \times a$ – схема посадки): 1 – контейнеровоз; 2 – переносний уловлювач; 3 – працівник-збирач, оснащений ручним струшувачем плодів; 4 – допоміжні працівники

Під час збирання допоміжні працівники встановлюють один уловлювач під кроною дерева, після чого працівник-збирач послідовно накладає захват ручного струшувача на одну за одну скелетні гілки, струшуванням яких забезпечує механізоване знімання горіхів, що опадають на встановлений під кроною уловлювач, а в цей час допоміжні працівники встановлюють інший уловлювач під наступним деревом. Зняті на перший уловлювач горіхи перевантажуються допоміжними працівниками в тару контейнеровоза, зупиненого поруч у міжрядді, а працівник-збирач із струшувачем підходить до наступного дерева. Така технологічна схема (рис. 1.2) найбільш ефективна в насадженнях, не підготованих до механізованого збирання [51, 54, 109].

В садах підготованих до механізованого збирання, доцільно використовувати плодозбиральну техніку – струшувачі, машини і комбайни, призначені для прямого чи роздільного збирання [3, 5, 26].

Відомі плодозбиральні машини і комбайни МПУ-1, МПУ-1А, ВУМ-15, ВУМ-15А, КПУ-2, КПУ-2А мають завершений технологічний цикл – від струшування до затарювання плодів і в основному відрізняються типом збурювачів коливань. Для збирання плодів кісточкових, зерняткових і горіхоплідних культур використовуються плодозбиральні машини МПУ-1 і МПУ-1А, вишні і черешні – ВУМ-15, ВУМ-15А, переважно зерняткових культур – плодозбиральні комбайни [5, 8, 22].

Збурювачі коливань поділяються на чотири основні типи: постійного зміщення з кривошипно-шатунним механізмом; інерційні з генеруванням коливань за допомогою кривошипно-шатунного механізму чи незрівноважених мас (дебалансів); кулачкові; імпульсні [5, 22]. Привід збурювачів коливань може бути механічний або гідравлічний.

Особливість крон волоського горіха порівняно з іншими плодовими деревами полягає в набагато більших розмірах і жорсткості штампів, центральних провідників й гілок різних порядків, а також у значній тривалості періоду плодоношення. Для знімання горіхів доцільно використовувати інерційні струшувачі, що не мають жорсткого зв'язку з остовом плодозбирально-

го засобу, а коливання дерев під дією сил інерції генерується кривошипно-шатунними чи дебалансними механізмами.

На базі самохідного шасі Т-16М була сконструйована плодозбиральна самохідна машина МПУ-1 (рис. 1.3) [5, 42], призначена для збирання кісточкових та зерняткових плодів з дерев, діаметр крони яких не перевищує 6 м, а діаметр штабів – 200 мм. Машина МПУ-1 позиційної дії із завершеним технологічним циклом, тобто забезпечує знімання, уловлювання, транспортування і затарювання плодів; оснащена інерційним струшувачем і може використовуватися для збирання волоських горіхів.

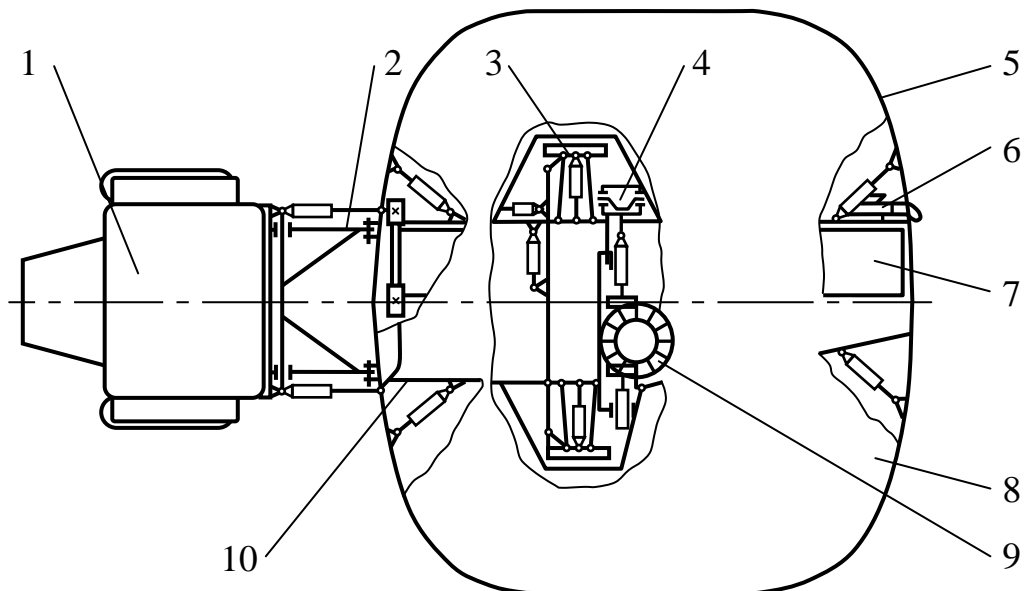


Рисунок 1.3 – Схема плодозбиральної машини МПУ-1:

1 – самохідне шасі Т-16М; 2 – паралелограмні механізми; 3 – передній міст; 4 – інерційний струшувач; 5 – розтяжки; 6 – вентилятор; 7 – повздовжній вивантажувальний транспортер; 8 – уловлювач; 9 – ущільнювач штабів; 10 – рама

Тракторист заїжджає в міжряддя саду і зупиняється навпроти штамба дерева, за допомогою гідроциліндра висуває основну раму під крону до моменту, коли штаб не опиниться між затискними подушками струшувача. Разом зі струшувачем під крону переміщуються уловлювач та повздовжній вивантажувальний транспортер. Після позиціювання машини тракторист затискає штаб дерева, розкриває другу половину уловлювача та приводить в

дію збурювач коливань. Струшені плоди опадають на уловлювальну поверхню і скочуються на поздовжній транспортер.

Під час сходження з транспортера, перед попадання в тару, плоди повітряним потоком очищаються від легких домішок (листя). Після збирання плодів послідовно вимикаються струшувач і транспортер, звільняється штабб дерева, закривається уловлювач, а висувна рама струшувача переводиться у вихідне положення. Тракторист переїжджає до наступного дерева і робочий цикл машини повторюється [5].

Удосконаленням плодозбиральної машини МПУ-1 є модель МПУ-1А, яка оснащена насосною гідравлічною станцією і забезпечує затарювання зібраного врожаю в контейнери [1, 14, 22].

Недолік цих плодозбиральних машин – використання штаббових струшувачів, що потребують формування штаббів висотою не менше 70 см. Для розширення технологічних можливостей машин запропоновано використовувати турельні струшувачі інерційного типу у вигляді віброуючої штанги, яка монтується на рамі замість штаббових струшувачів.

Нідерландська фірма Munckhof випускає плодозбиральний комбайн (рис. 1.4), що складається з двох секцій, які під час збирання рухаються паралельно. На одній секції встановлено турельний струшувач у вигляді стріли із захватом та інерційним збурювачем коливань, який дозволяє коливати штабб, центральний провідник чи скелетні гілки дерев [129].



Рисунок 1.4 – Плодозбиральний комбайн нідерландської фірми Munckhof

Комбайн характеризується високою продуктивністю, може працювати у напів- чи повністю автоматизованому режимах, забезпечуючи завершений цикл збиральних робіт від знімання до затарювання плодів. Потужний збурювач коливань дозволяє використовувати плодозбиральний комбайн у вишневих садах, а також під час збирання інших плодових культур, в тому числі й волоських горіхів з дерев віком до 20 років, висота яких не перевищує 4 м, а діаметр крони – 5 м [129].

Волоські горіхи можуть збиратися роздільно, тобто – струшуються у міжряддя, а потім підбираються. В цьому випадку доцільно використовувати турельні струшувачі, що монтуються на окремих енергетичних засобах [5, 60, 140].

Так, американський самохідний турельний струшувач (рис. 1.5) складається зі стріли 2, що з'єднана за допомогою шарніра 3 і пружних П-подібних рамок 12, 13, 14 з колоною 4, висота якої змінюється гідроциліндром 6. Колонна 4 та гідроциліндр 6 монтуються на поворотній плиті 8 разом з радіально рухомою площадкою 7, що переміщається відносно шасі 11 шарнірно-важільним механізмом 9, 10. На одному кінці стріли 2 монтується інерційний кривошипно-повзунний збурювач коливань 5, а на іншому – захват 1 [60, 140].

Аналогічним турельним струшувачем ТФГ (рис. 1.6) разом із уловлювальним пристосуванням КГЕ, що переноситься вручну, оснащена плодозбиральна машина угорського виробництва [5]. Машина призначена для збирання плодових та горіхоплідних культур з невеликих дерев, діаметр крони яких не перевищує 4,5 м.

Турельний струшувач агрегатується з трактором чи самохідним масі. Корпус 3 струшувача кріпиться до похилої балки 10, яка за допомогою упорного підшипника 11 шарнірно монтується на стійці 12. Таке кріплення похилої баки 10 дозволяє повертати струшувач в горизонтальній площині на кут понад 270° , й у вибраному положенні струшувач фіксується штирем.

Рама 16 струшувача з'єднується з триточковою навіскою трактора. На рамі 16 змонтована насосна стація 13 з масляним баком місткістю 35 л, що

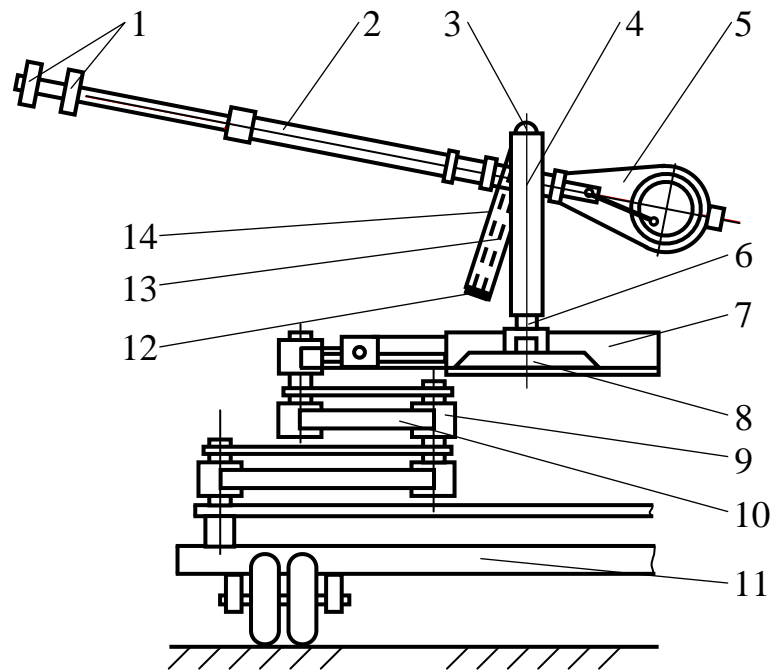


Рисунок 1.5 – Схема турельного струшувача плодів (США): 1 – захват; 2 – стріла; 3 – шарнір; 4 – колона; 5 – інерційний кривошипно-повзунний збурювач коливань; 6 – гідроциліндр; 7 – радіально рухома площадка; 8 – поворотна плита; 9, 10 – шарнірно-важільний механізм; 11 – шасі; 12, 13, 14 – пружні П-подібні рамки

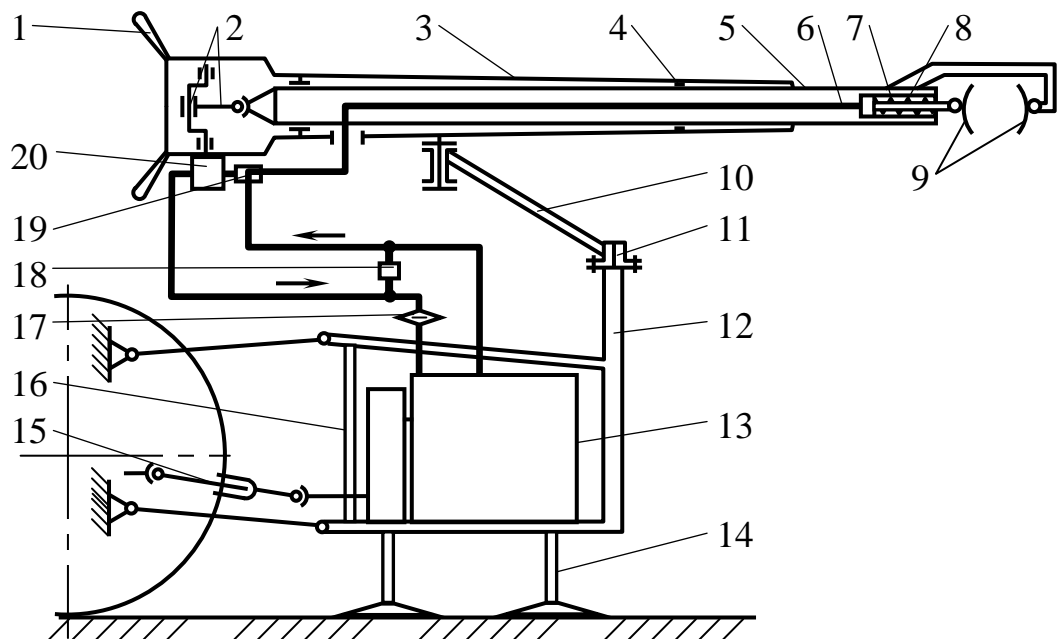


Рисунок 1.6 – Схема турельного струшувача ТФГ плодозбиральної машини (Угорщина): 1 – рукоятки; 2 – кривошипно-повзунний механізм; 3 – корпус струшувача; 4 – підшипники ковзання; 5 – вібруючий шток; 6 – маслопровід; 7 – гідроциліндр; 8 – пружина; 9 – затискні губки; 10 – похила балка; 11 – упорний підшипник; 12 – стійка; 13 – насосна станція; 14 – башмаки; 15 – карданний вал; 16 – рама; 17 – масляний фільтр; 18 – запобіжний клапан; 19 – клапан тиску; 20 – гідродвигун

забезпечує живлення гідродвигуна 20 кривошипно-повзунного механізму 2 та гідроциліндра 7 переміщення затискних губок 9 захвата. Загальна довжина струшувача становить 6,5 м. В корпусі струшувача 3 на підшипниках ковзання 4 встановлено вібруючий шток 5, який приводиться в дію кривошипно-повзунним механізмом 2. На вібруючому штоці 5 змонтований захват, що у свою чергу складається з гідроциліндра 7, пружини 8 та затискних губок 9. Захват – струбцинного типу з осьовим затискання гілок діаметром 60 – 150 мм. Для запобігання пошкодженням кори гілок в місці захвату робочі поверхні затискних губок 9 покриті двома шарами войлочних прокладок товщиною 10 та 15 мм. Струшувачем керує оператор за допомогою рукояток 1, прикріплених до корпусу 3 [5].

Турельні струшувачі (рис. 1.5, 1.6) забезпечують знімання плодів в результаті передачі збурювальних зусиль скелетним гілкам або центральному провіднику дерева через захват і стрілу, яка приводиться в дію кривошипно-повзунним механізмом. Захоплення скелетних гілок чи центрального провідника крони забезпечує спеціальне (турельне) кріплення стріли до рами струшувача.

Широко використовуються плодозбиральні агрегати з вільною підвіскою на стрілі інерційних дебаласних збурювачів коливань струшувачів, що можуть захоплювати дерева, в тому числі волоського горіха, за штамп, центральний провідник та скелетні гілки [57–59, 65, 93].

На рис. 1.7 наведена схема агрегату для знімання волоських горіхів з великих дерев. Базується агрегат на тракторі, на задній начіпці якого монтується насосна станція 1. За допомогою рами 3 і стійки 4 до трактора кріпиться основна стріла 5, на якій на ланцюгах підвішений інерційний дебаласний струшувач, що приводиться в дію гідродвигунами. Стріла 5 має два ступені вільності у вертикальній площині, які забезпечуються гідроциліндрами 6. Струшувач передає збурювальні зусилля центральному провіднику чи скелетним гілкам. Агрегат обслуговують тракторист і чотири допоміжні працівники, що переносять уловлювальні полотна від дерева до дерева й затарюють струшені горіхи [57–59].

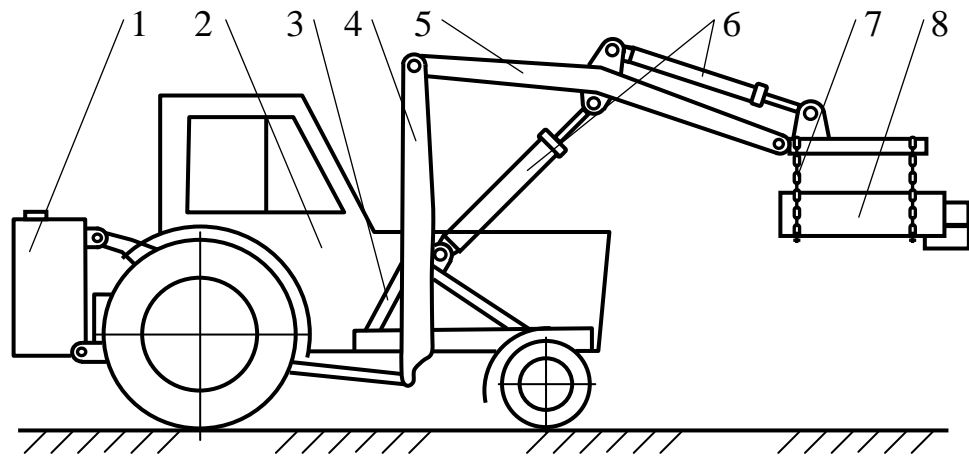


Рисунок 1.7. – Схема плодознімального агрегату з інерційним дебалансним струшувачем: 1 – насосна станція; 2 – трактор; 3 – рама; 4 – стійка; 5 – стріла; 6 – гідроциліндр; 7 – ланцюги; 8 – інерційний дебалансний струшувач

Агрегат з розкритим захватом струшувача, встановленого на заданій висоті, під'їжджає до дерева. Переміщенням стріли 5 захоплюється центральний провідник чи одна із скелетних гілок, і вмикається привід струшувача. Горіхи опадають на уловлювальну поверхню, розташовану під кроною. Знімання горіхів проводиться дво- чи трикратним струшуванням упродовж 5–10 с з частотою 10 Гц та амплітудою в місці захвату до 15 мм. Повнота знімання горіхів становить 95 % [58].

Відома французька фірма AMB ROUSSET виготовляє інерційні дебалансні струшувачі для збирання плодових і горіхоплідних культур (рис. 1.8) [128, 135, 142].

Струшувачі моделей VNB-D-E, VNP, VNF в агрегатах з тракторами підвішуються на ланцюгах, причому їх привід здійснюється гідродвигунами, що живляться від автономних гідросистем [124].

Продуктивність моделі VNB становить 55 дер/год, а моделей VND, VNE та VNF – 75 дер/год. Струшувачі VNB, VND, VNE захоплюють штамп чи центральний провідник дерева на висоті від 0,5 до 2,2 м, а модель VNF з фронтальним розміщення стріли захоплює дерево на максимальній висоті підйому до 3,5 м. Інерційні дебалансні струшувачі характеризуються незнач-



а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.8 – Моделі інерційних струшувачів французької фірми AMB ROUSSET: а – VHB-D-E; б – VHP; в – VHF; г – VHT

ною амплітудою коливань, що запобігає пошкодженню дерев та їх кореневих систем, а діаметр штамба чи центрального провідника в місці захвату може досягати 0,6 м. Управління струшувачем моделі VHB здійснюється органами керування трактора, моделі VHD – гідравлічним двосекційним розподільником, моделей VHE та VHF – джойстиком, встановленим в кабіні трактора. Дані органи управління забезпечують затискання захвата і вмикання гідродвигунів приводу збурювача коливань [124].

Для підвищення продуктивності знімання плодів фірмою розроблений струшувач моделі VHP, рама якого виконана у вигляді паралелограмного механізму (рис. 1.8, б) [132]. Дебалансний збурювач коливань кріпиться до рами двома ланцюгами. Полегшення підведення струшувача до дерева під час руху в міжрядді та висока його маневреність дозволяють підвищити продуктивність до 400 дерев/год. Основні технічні характеристики струшувача: необхідна мінімальна потужність двигуна трактора 60 к.с.; управління здійс-

нюється електричним джойстиком, встановленим в кабіні трактора; штаб (центральный провідник) охоплюється на висотах 0,30 – 1,30 м; діаметр дерев в місці захвату змінюється оператором залежно від характеристик плодкових насаджень від 50 до 250 мм або ж в межах 250 – 400 мм [132].

Найефективніша модель струшувача VHT з телескопічною стрілою (рис. 1.8, з) оснащується інерційним дебалансним збудовачем коливань, підвішеним на чотирьох ланцюгах до телескопічної стріли. Штаби та центральні провідники дерев діаметром до 0,5 м охоплюються на висоті від 0,5 до 3,5 м, що особливо важливо для високорослих дерев волоського горіха. За рахунок високої маневреності продуктивність струшувача VHT становить 180 – 300 дерев/год. Монтується струшувач на трактори з мінімальною потужністю двигуна 75 к.с. [133].

Використання плодозбиральних машин, комбайнів і струшувачів можливе в садах, підготованих до механізованого збирання. Для промислових горіхових садів важливе формування прорідженої крони й штабів висотою не менше 1,5 м, що дозволяє струшувати горіхи в результаті передачі збудовальних зусиль штабу, центральному провіднику чи скелетним гілкам дерева.

В горіхових насадженнях, не підготованих до механізованого збирання, можуть використовуватися тросові та ручні струшувачі, що діють на центральні провідники чи скелетні гілки дерев.

Простою конструкцією відзначається тросовий струшувач моделі SEC французької фірми AMB ROUSSET (рис. 1.9) [121].



Рисунок 1.9 – Тросовий вібраційний струшувач плодів моделі SEC французької фірми AMB ROUSSET

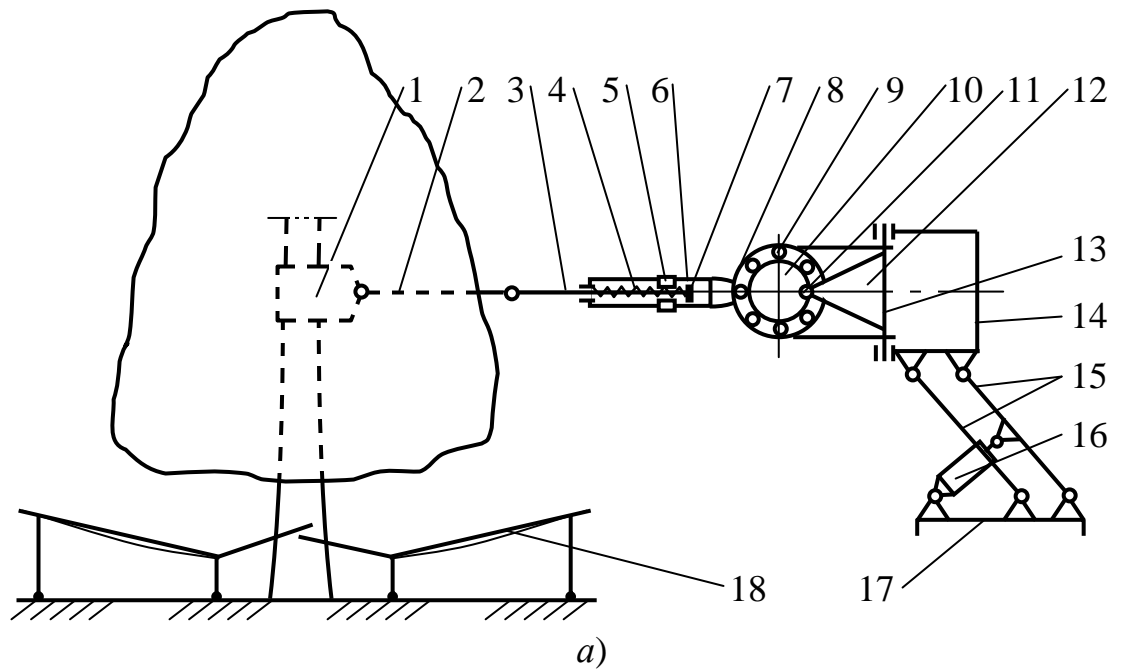
Такий тросовий струшувач складається із збурювача коливань вібраційної дії, що навіщується за триточковою схемою ззаду трактора з мінімальною потужністю двигуна 40 к.с. і приводиться в дію від вала відбору потужності. Віброзбурювач за допомогою троса та петлі-захвата з'єднується з центральним провідником чи скелетною гілкою дерева (рис. 1.9); продуктивність тросового струшувача 20 дерев/год.

Під час збирання волоських горіхів доцільно застосовувати тросовий віброударний струшувач, що генерує широкий спектр частот збурювальних зусиль [18, 88, 108, 110]. Даний струшувач (рис. 1.10) складається з еластичної петлі-захвата 1, з'єднаної тросом 2 із штоком 3, поршень 7 якого переміщається в циліндрі 6. Пружина 4 створює жорсткий опір переміщенню поршня, що обмежується регульованими упорами 5, встановленими в отвори циліндра 6, який жорстко з'єднаний з обоймою 8 ексцентрика 10 з підшипником 9. Вал 11 ексцентрика змонтований в опорах поворотної платформи 12.

Привід вала 11 здійснюється гідродвигуном через муфту. Платформа 12 може повертатися на осі 13 відносно скоби 14, з'єднаної з остовом 17 струшувача за допомогою чотириланкового паралелограмного механізму 15. Гідроциліндр 16 плоскопаралельно переміщає скобу 14 разом з поворотною платформою 12 відносно остова 17, з'єднаного з механізмом навіски трактора [88, 110].

У процесі збору горіхів трактор з навішеним на нього струшувачем зупиняється біля дерева таким чином, щоб поворотна платформа 12 розташовувалась напроти центрального провідника крони. Механізмом навіски трактора і паралелограмним механізмом 15 скоба 14 встановлюється на висоту передбачуваного охоплення дерева. На центральний провідник чи скелетну гілку накидається петля-захват 1, а гідроциліндром 16 забезпечується попередній натяг троса 2.

Включається гідродвигун, починає обертатися ексцентрик 10, забезпечуючи зворотно-поступальне переміщення обойми 8 з циліндром 6. Під час зміщення циліндра 6 до скоби 14 одночасно із стисканням пружини 4 дерево



б)

Рисунок 1.10 – Тросовий віброударний струшувач плодів (а – схема; б – загальний вигляд):

1 – петля-захват; 2 – трос; 3 – шток; 4 – пружина; 5 – упори; 6 – циліндр; 7 – поршень; 8 – обойма; 9 – підшипник; 10 – ексцентрик; 11 – вал; 12 – платформа; 13 – вісь; 14 – скоба; 15 – паралелограмний механізм; 16 – гідроциліндр; 17 – остов; 18 – уловлювач

відхиляється від вихідного положення, яке відповідає моменту попереднього натягу троса 2. Внаслідок контакту поршня 7 з упором 5 дереву надається ударний імпульс, а у процесі подальшого обертання ексцентрика 10 відхилення дерева досягає максимального значення, пропорційного ексцентриситету приводного ексцентрика.

У вихідне положення дерево повертається за рахунок сил пружності, після чого його коливання продовжуються. Плоди опадають на уловлювальні полотна, розстелені під кронами, або на переносний двосекційний уловлювач 18, виконаний за аналогією із приставним уловлювачем машини ВУМ-15 у вигляді обтягнутих полотном каркасів.

Збільшення прискорень плодоносних гілок та генерування широкого спектру частот під час віброударного струшування дозволяє реалізувати режими коливань, що забезпечують агротехнічну необхідну повноту знімання за умов зниження амплітуди коливань і пошкоджень гілок.

До основних переваг механізованого способу збирання з використанням технічних засобів належать: висока повнота знімання плодів; низька трудомісткість; висока продуктивність, яка дозволяє витримати агротехнічні строки збирання. Недоліки цього способу: пошкодження крони, кореневої системи та кори у місці прикладання збурювальної сили; складність реалізації на схилах, в загущених насадженнях без формування крони; великі енергозатрати.

1.3. Ручні струшувачі плодів

Найбільш поширений в Україні ручний спосіб збирання волоських горіхів з використанням допоміжних засобів, що полегшують ручну працю (драбини, плодозбиральні сумки, столи, підставки, відра) [5, 22]. Основні недоліки цього способу – висока трудомісткість, низька продуктивність і потреба великої кількості сезонних працівників під час збирального сезону. Вказані недоліки залежать від типу насаджень, величини плодів, продуктивності працівників та технології й організації процесу збирання. Волоські горіхи не пошкоджуються під час опадання на землю, оскільки ядро знаходиться в твердій оболонці, тому працівники спочатку вручну струшують горіхи, а потім підбирають [15, 87]. Зібрані горіхи засипають в контейнери, що перевозяться контейнеровозами ВУК-3А. У збиральний сезон формуються ланки по 15 – 30 чоловік залежно від урожайності й типу насаджень.

Для підвищення продуктивності збиральних робіт доцільно використати ручні струшувачі у вигляді збурювача коливань із штангою, на якій закріплений захват. Залежно від приводу струшувачі бувають механічні, пневматичні, гідравлічні та електричні [4, 5, 40].

Технологічний процес роботи ручних струшувачів полягає в наступному. Працівник-збирач, утримуючи струшувач, підходить до дерева, охоплює скелетну гілку і приводить в дію збурювач коливань. Плоди опадають на завчасно встановлений під кроною уловлювач, а потім пересипаються в тару. Ручні струшувачі в поєднанні з різними типами уловлювачів забезпечують знімання 95 % плодів, підвищують продуктивність порівняно з ручним збиранням в 3 – 5 разів, зменшують затрати праці в 2 – 3 рази та собівартість продукції [5, 39].

Бонським інститутом садівництва (Німеччина) розроблений і випробуваний агрегат OEG-8 для збирання дрібних плодів [40, 127]. Агрегат містить шасі на пневматичних колесах, на якому змонтований двигун внутрішнього згоряння з електрогенератором для живлення електродвигунів приводу двох ручних струшувачів. Кожен струшувач OEG-8 і OEG-12 (рис. 1.11) утримується працівником-збирачем в руках та перекинута через плече лямкою. На довгій штанзі 2 встановлений гак-захват 1, внутрішня поверхня якого вистелена гумовим покриттям. Гак-захват 1 коливається з частотою 17 Гц й амплітудою 45 – 50 мм, а приводиться в дію електродвигуном 7 через зубчасту 6 і пасову 5 передачі, кривошипно-шатунний механізм 4; маса ручного струшувача 10 кг.

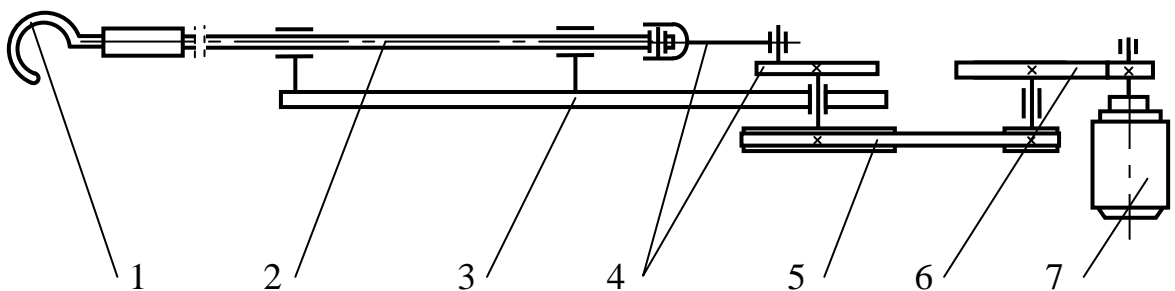


Рисунок 1.11. – Схема ручних струшувачів OEG-8 і OEG-12 (Німеччина): 1 – гак-захват; 2 – штанга; 3 – остов; 4 – кривошипно-шатунний механізм; 5, 6 – пасова і зубчаста передачі; 7 – електродвигун

Основні недоліки такого агрегату полягають у використанні електро-двигунів та електрогенератора з двигуном внутрішнього згоряння, що створює додаткові труднощі стосовно безпеки праці й загазованості середовища під час збирання плодів. Також спостерігається пошкодження плодкових гілок, особливо кори в місці охоплення й передачі збурювальних зусиль. Значні коливні навантаження передаються працівнику-збирачу під час утримання і управління ручним струшувачем.

Нова модель ручного струшувача OEG-12 [40, 134] є удосконаленим варіантом OEG-8. Щоб полегшити утримання нової моделі, на працівника-збирача кріпився металевий каркас через м'яку прокладку на спині зі зігнутою трубою, до якої на пружині підвішувався ручний струшувач, що зменшує коливні навантаження на працівника-збирача. Також змінені параметри генерованих коливань: частота 20 Гц, амплітуда 40 мм. Маса ручного струшувача зросла до 12 кг, внаслідок чого підвищилась втомлюваність збирача, а отже його продуктивність.

Ручний струшувач плодів з електричним приводом (рис. 1.12) [126] оснащений вилчастим захватом 1 для охоплення гілок різних діаметрів, кривошипно-повзунним механізмом 7 у вигляді конічної зубчастої передачі 8, 9, до веденої шестерні 8 якої прикріплений шатун 6. Також струшувач містить демпфер 12 для зменшення шкідливого впливу вібрації на руки працівника-збирача. Використання вилчастого захвата, демпфера і зменшення маси струшувача підвищують ефективність його використання.

Ручні струшувачі плодів можуть оснащуватися пневматичними збурювачами коливань. Зокрема, струшувач [41, 78] складається з телескопічної штанги 1 (рис. 1.13) з рукоятками 2, що кріпляться до патрубку 3 з клапаном управління 4. На штанзі 1 змонтований пневматичний віброциліндр 5, шток 9 якого з'єднаний з гаком 6, покритим еластичним матеріалом. Гак 6 з підтискним важелем 7 охоплюють гілку в місці передачі збурювальних зусиль. Пневматичний віброциліндр 5 складається з корпусу 8, в якому розташований поршень 10 зі штоком 9. В задній частині корпусу 8 встановлений золот-

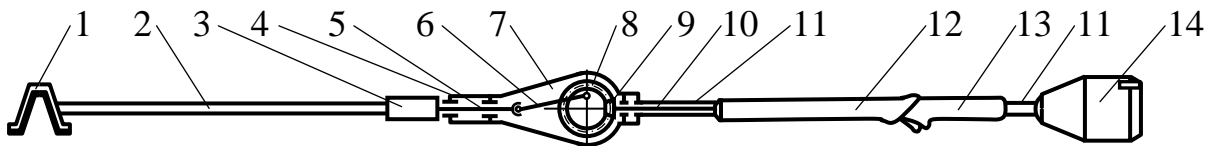


Рисунок 1.12 – Схема ручного струшувача плодів (патент ЕР 0933015 А1): 1 – захват; 2 – штанга; 3 – з'єднувальна муфта; 4 – корпус збурювача коливань; 5 – повзун; 6 – шатун; 7 – кривошипно-повзунний механізм; 8, 9 – ведена і ведуча конічні шестерні; 10 – вал; 11 – опорна труба; 12 – демпфер; 13 – ручка; 14 – електродвигун

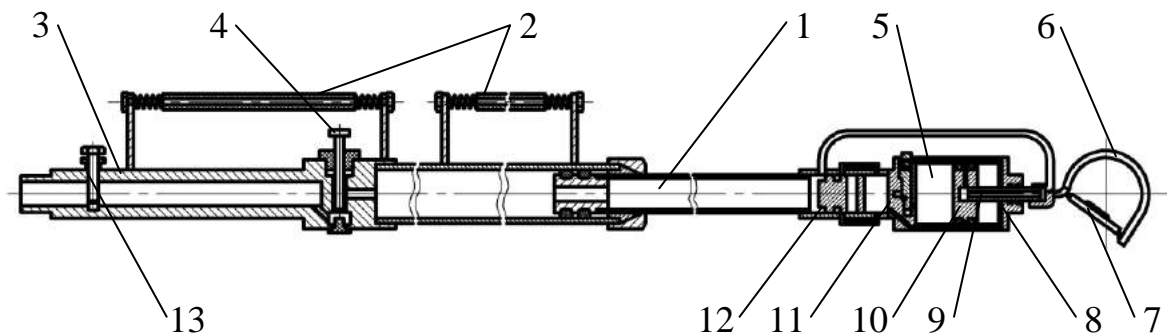


Рисунок 1.13 – Схема ручного пневматичного струшувача плодів (а.с. № 1380663): 1 – телескопічна штанга; 2 – рукоятки; 3 – вхідний патрубков; 4 – клапан управління; 5 – пневматичний віброциліндр; 6 – гак; 7 – підтискний важіль; 8 – корпус віброциліндра; 9 – шток; 10 – поршень; 11 – золотник; 12 – клапан; 13 – регулятор швидкості (дросель)

ник 11 з клапаном 12, які перерозподіляють повітряні потоки і генерують вібрацію гака 6. Частота вібрації змінюється регулятором 13 швидкості подачі повітря від компресора, з'єданого з валом відбору потужності мотоблока потужністю 4,16 кВт. Компресор забезпечує тиск до 0,7 МПа, а витрата – 0,5–0,6 м³/хв [40, 78].

Якщо частота вібрації 15–18 Гц й амплітуда 30–35 мм, повнота знімання слив, лісових горіхів та мигдалю перевищує 95 %. Продуктивність працівника-збирача, оснащеного таким струшувачем плодів, становила 6–8 дерев/год, що в 3–5 раз більше від ручного збирання [40, 41].

Основний недолік ручного струшувача з пневматичним віброзбурювачем зумовлений використанням мотоблока з компресором, що знижує маневреність, а значить продуктивність працівника-збирача.

Широко використовуються ручні вібраційні струшувачі плодів з двигунами внутрішнього згоряння потужністю 2–3,5 кВт [119, 141]. Такі струшувачі (рис. 1.14) містять кривошипно-повзунні збудовачі коливань 2, які через штангу 4 і захват 5 передають збудовальні зусилля скелетним гілкам чи центральним провідникам дерев. Утримує і маневрує струшувачем працівник-збирач за допомогою лямки й тримача 3 з важільцем регулювання паливоподачі.

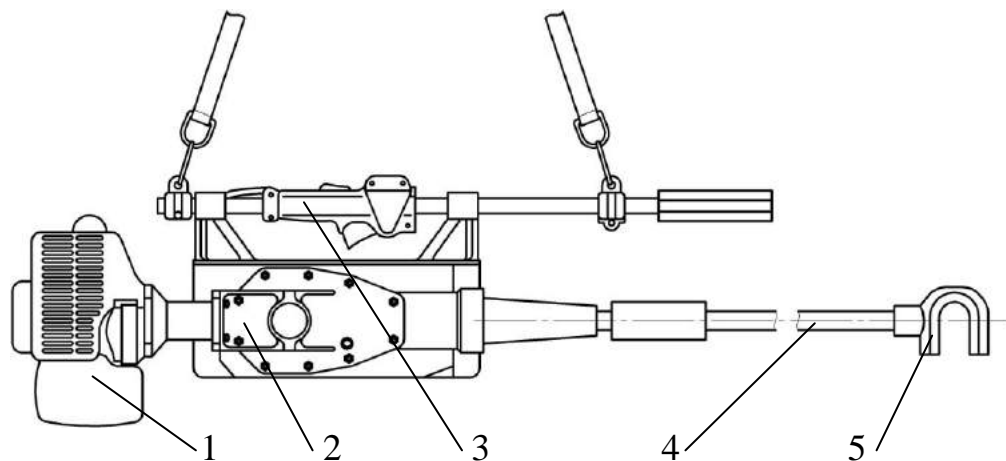


Рисунок 1.14 – Загальний вигляд ручного вібраційного струшувача плодів (патент 1523875): 1 – двигун внутрішнього згоряння з відцентровою муфтою; 2 – збудовач коливань кривошипно-повзунного типу; 3 – тримач з важільцем регулювання паливоподачі; 4 – штанга; 5 – захват

Італійська фірма „Cifarelli“ розробила свої двигуни внутрішнього згоряння марок С5 і С7, на основі яких виготовляє ручні знаряддя для садівництва – обприскувачі, повітродувки, вакуумні підбирачі плодів з землі, а також вібраційні струшувачі для збирання оливок, що можуть використовуватися і для горіхоплідних культур [123].

Фірма „Cifarelli” виготовляє ручні струшувачі SC800 та SC105 (рис. 1.15) [137, 138], призначенні для збирання оливок шляхом передачі скелетним гілкам дерев гармонічних коливань (вібрації) із заданою частотою та амплітудою. Привід струшувачів забезпечують одноциліндрові бензинові двотактні двигуни 1 внутрішнього згоряння Cifarelli C5 та C7 з повітряним

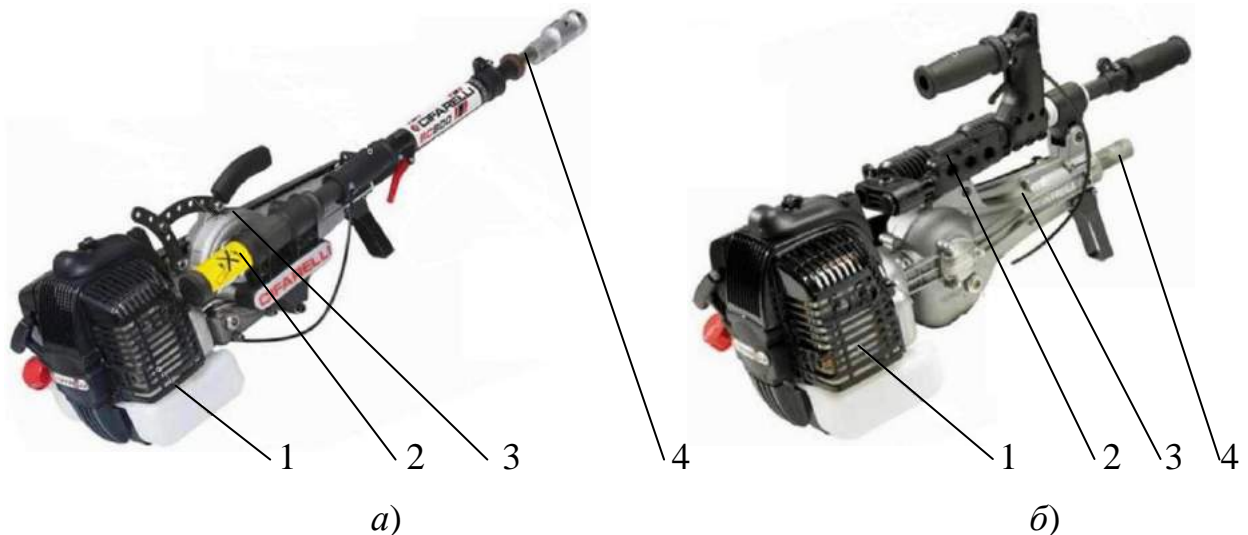


Рисунок 1.15 – Італійські ручні струшувачі плодів „Cifarelli” (а – SC800; б – SC105): 1 – двигун внутрішнього згоряння з відцентровою муфтою; 2 - механізм утримання та управління; 3 - збурювач коливань кривошипно-повзунного типу; 4 - коливний повзун (приєднувана до повзуна штанга із захватом не показані)

охолодженням [123, 137, 138]. Коливання кривошипно-повзунного збурювача 3 через штангу і захват, що приєднуються до коливного повзуна 4, передаються гілці або центральному провіднику дерева.

Основні технічні характеристики ручного вібраційного струшувача SC800 [138]: маса 14,9 кг; частота струшування 33 Гц; хід повзуна 62 мм. Струшувач оснащений антивібраційною системою, яка зменшує передачу вібрації працівнику-збирачу в 4 рази порівняно зі струшувачами без цієї системи, в результаті чого створюються безпечні умови праці. В період повної стиглості повнота знімання оливок струшувачем становить 90 – 95% [123].

На базі SC800 розроблено удосконалений струшувач SC105 з новою антивібраційною системою, зменшеною до 11 кг масою та зміненими режимами роботи збурювача коливань: частота – 30 Гц; хід повзуна 55 мм [137].

У ручних струшувачах SC800, SC105 частота струшування гілок змінюється частотою обертання приводу – колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння. Проте, змінюючи частоту обертання колінчастого вала двигуна, спектр частот струшування гілок не охоплює діапазон необхідних частот струшування, тому повнота знімання плодів низька.

Ручні вібраційні струшувачі, зокрема італійські моделі SC105, не завжди забезпечують високу, агротехнічно регламентовану повноту знімання плодів без пошкодження крони та кори в місці захвату скелетних гілок, особливо під час збирання волоських горіхів.

Для забезпечення високої повноти знімання плодів спектр частот струшування гілок повинен охоплювати діапазон необхідних частот струшування, а це можна досягти віброударним режимом роботи збудювача коливань [18, 45, 89, 106, 110].

1.4. Короткий огляд теоретичних досліджень взаємодії струшувачів з плодовими деревами

Обґрунтуванням механізованих плодознімальних робіт, що включає дослідження багаторічних насаджень та вивчення взаємодії струшувальних засобів з плодовими деревами, займались Турбін Б. І., Варламов Г. П., Демидко М. О., Хайліс Г. А., Беренштейн І. Б., Хачатрян Х. А., Ульянов А. Ф., Зельцер В. Я., Утков Ю. А., Кульчієв Б. Х., Черніков В. А., Четвертаков А. В., Цимбал О. А., Кротов А. М., Бичков В. В., Какаулідзе А. А. та інші науковці.

Широкого розповсюдження набули інерційні лінійні струшувачі, що діють на штаб, центральний провідник чи скелетні гілки плодових дерев. Теоретичний опис процесу механізованого знімання плодів дозволяє визначити конструктивні параметри струшувачів та режими їх роботи. Для цього розроблені моделі взаємодії струшувачів з деревами [5, 40, 106, 125, 130, 131, 143, 145, 146].

Найпростіша коливна система взаємодії дерева та інерційного струшувача представлена на рис. 1.16 [5, 120].

Теоретичний опис цієї коливної системи враховує допущення: система має один ступінь вільності; сила пружності пропорційна відхиленню системи від положення рівноваги; сила в'язкого опору відхиленню залежить від

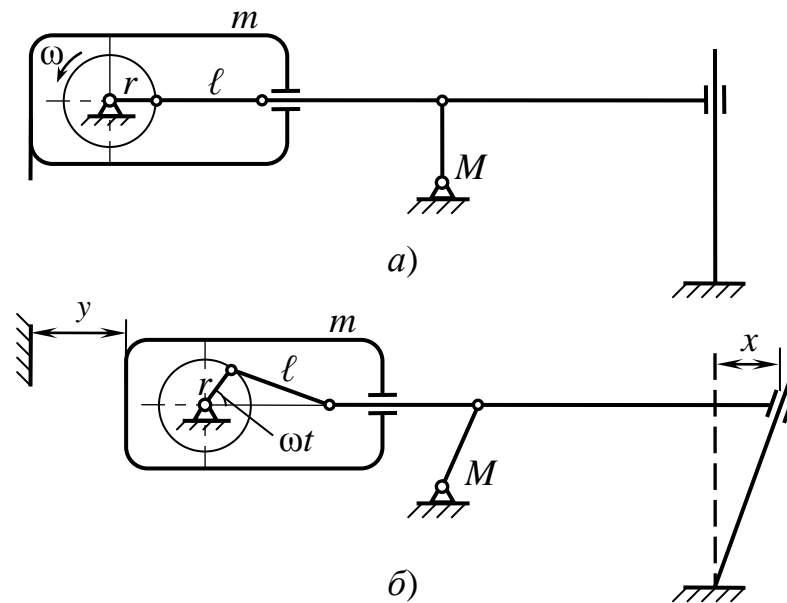


Рисунок 1.16 – Коливна система „дерево – інерційний струшувач кривошипно-шатунного типу“: *a* – положення рівноваги; *б* – відхилення дерева

швидкості; генеровані коливання знаходяться в стабільній фазі; збудувач коливань здатний акумулювати енергію.

Рівняння руху корпусу збудувача коливань записується у вигляді переміщення мас:

$$y = x + l + r - r \cos \omega t - \sqrt{\ell^2 - r^2 \sin^2 \omega t}, \quad (1.1)$$

де y, x – миттєве переміщення з положення рівноваги відповідно корпусу збудувача коливань і дерева в місці охоплення;

ℓ, r – довжина шатуна та радіус кривошипа;

ω – кутова швидкість обертання кривошипа.

Враховуючи, що довжина ℓ шатуна набагато більша від радіуса r кривошипа, диференціюванням рівняння (1.1) отримуємо:

$$\ddot{y} = \ddot{x} + r\omega^2 \cos \omega t, \quad (1.2)$$

де \ddot{y}, \ddot{x} – прискорення корпусу збудувача коливань й дерева.

Рівняння руху стовбура (гілки) в місці охоплення:

$$M \ddot{x} + K \dot{x} + Cx + m\omega^2 r \cos \omega t = 0, \quad (1.3)$$

де M – загальна маса системи – струшувача і дерева;

\dot{x} – швидкість відхилення дерева в місці охоплення;

K – коефіцієнт в'язкого опору відхиленню;

C – коефіцієнт пружності дерева;

m – маса струшувача.

Рішення диференціального рівняння другого порядку (1.3) може бути отримано у вигляді

$$x = \frac{a}{2} \cos(\omega t - \varphi), \quad (1.4)$$

де a – амплітуда коливань;

φ – фазовий кут.

Амплітуда коливань становить

$$a = \frac{2m\omega^2 r}{\sqrt{(C - M\omega^2)^2 + (K\omega)^2}}. \quad (1.5)$$

Отримана математична модель у вигляді рівнянь 1.1 – 1.5 дозволяє обґрунтувати параметри інерційних струшувачів кривошипно-шатунного типу, встановлених на енергетичних засобах, що розглядаються як нерухомі опори. Така математична модель не може використовуватися для теоретичного аналізу ручних струшувачів, які утримуються працівником-збирачем (оператором) в руках.

У вібромоделі системи „людина-оператор – ручний збурювач вібрації – гілка“ (рис. 1.17) скелетна гілка розглядається як консольна циліндрична балка постійної жорсткості з розподіленими масами плодів та плодоносних гілок. Сумарна маса розподіляється вздовж скелетної гілки в наступних пропорціях: маса m_3 – 50 – 55 % на зовнішній третині; маса m_2 – 35 – 40 % на середині; маса m_1 – 8 – 10 % біля стовбура. Тому в запропонованій коливній системі гілка розглядається пружною консольною балкою із зосередженими параметрами [40].

Людина-оператор зі зведеними масами рук m_5 , m_6 і ручний збурювач вібрації (струшувач) масою m_4 є елементами єдиної коливної системи, які впливають одні на одну. Вибір вібраційних характеристик збурювача прове-

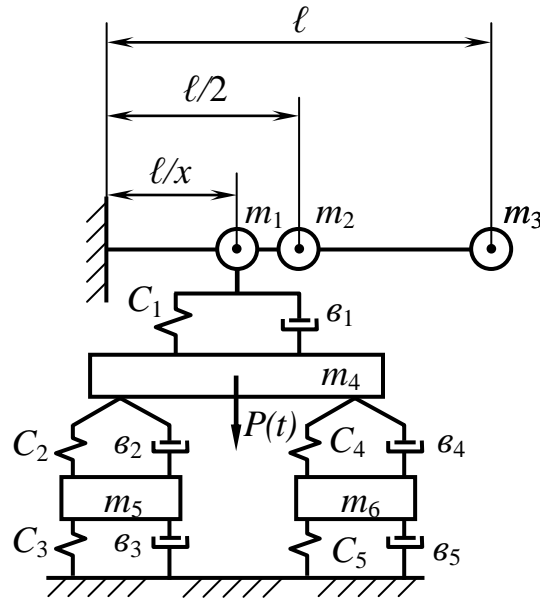


Рисунок 1.17 – Вібромодель системи „людина-оператор – ручний збудувач вібрації – гілка“

дений з урахуванням біомеханічних характеристик тіла людини-оператора. За частоти 100 Гц і амплітуди до 40 мм тіло поводить себе як механічна лінійна система [12], тому модель людина-оператор прийнята у вигляді лінійної системи із зосередженими параметрами без зворотних зв'язків з в'язкопружними в'язями (рис. 1.17).

Отже, в коливній системі „людина-оператор – ручний збудувач вібрації – гілка“ взаємодія робочих органів вібратора з гілкою розглядається як в'язко-пружна, і описується наступною системою диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 + B_1 \dot{x}_1 + r_{11} x_1 + r_{12} x_2 + r_{13} x_3 &= 0; \\
 m_2 \ddot{x}_2 + B_2 \dot{x}_2 + r_{21} x_1 + r_{22} x_2 + r_{23} x_3 &= 0; \\
 m_3 \ddot{x}_3 + B_3 \dot{x}_3 + v_1 (\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + r_{31} x_1 + r_{32} x_2 + r_{33} x_3 + C_1 (x_3 - x_4) &= 0; \\
 m_4 \ddot{x}_4 + v_2 (\dot{x}_4 - \dot{x}_5) + v_4 (\dot{x}_4 - \dot{x}_6) - v_1 (\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + C_2 (x_4 - x_5) + \\
 + C_4 (x_4 - x_6) - C_1 (x_3 - x_4) &= P(t); \\
 m_5 \ddot{x}_5 + v_2 (\dot{x}_5 - \dot{x}_4) + v_3 \dot{x}_5 + C_2 (x_5 - x_4) + C_3 x_5 &= 0; \\
 m_6 \ddot{x}_6 + v_4 (\dot{x}_6 - \dot{x}_4) + v_5 \dot{x}_6 + C_4 (x_6 - x_4) + C_5 x_6 &= 0,
 \end{aligned} \right\} \quad (1.6)$$

де C_2, C_4, v_2, v_4 – коефіцієнти жорсткості й демпфірування кисті відповідно правої і лівої рук оператора;

C_3, C_5, v_3, v_5 – коефіцієнти жорсткості й демпфірування відповідно правої

і лівої рук оператора;

x_i – вертикальне переміщення мас m_i ($i = 1, 2, \dots, 6$)

m_i – зосереджені маси гілки і плодів ($i = 1, 2, 3$);

r_{ij} – коефіцієнти впливу, аналогічні коефіцієнтам впливу за методом переміщення в будівельній механіці (i та $j = 1, 2, 3$);

B_i – коефіцієнти демпфірування гілки в місці зосередження мас ($i = 1, 2, 3$);

C_1, ν_1 – коефіцієнти жорсткості й демпфірування гілки в місці охоплення;

$P(t)$ – збурювальна сила.

Рішенням системи диференціальних рівнянь (1.6) визначаються параметри вібрації (прискорення, швидкість, переміщення) зосередження мас, тобто режими роботи ручного збурювача вібрації для забезпечення знімання плодів.

Описані моделі не відповідають віброударним режимам роботи струшувачів, зокрема тросовому віброударному струшувачу плодів [88, 110].

Тросовий струшувач (рис. 1.18) містить трос 2, з'єднаний у точці D з петлею-захватом 1, а у точці C – із штоком 3, поршень 7 якого переміщається у циліндрі 6, деформуючи пружину 4; переміщення поршня 7 обмежується упорами 5 [98, 104, 106]. Циліндр жорстко закріплений на обоймі 8, що за допомогою підшипника 9 повертається на приводному ексцентрику 10 з центром A , який обертається навколо осі O_1 . Через петлю-захват струшувач взаємодіє на висоті z_k від поверхні міжряддя із стовбуром дерева, представленого у вигляді пружного невагомий стержня, один кінець якого затиснений у точці O , а на вільному кінці у точці K перетину осей троса і стовбура зосереджена маса m . За умови відсутності збурювальної сили повздовжня вісь стовбура перебуває у вертикальному положенні рівноваги OK_0 .

Після накидання петлі-захвата на стовбур і надання тросу попереднього натягу центр A приводного ексцентрика розташовується у вихідному положенні A_0 ; попередньо стискається пружина внаслідок переміщення поршня з

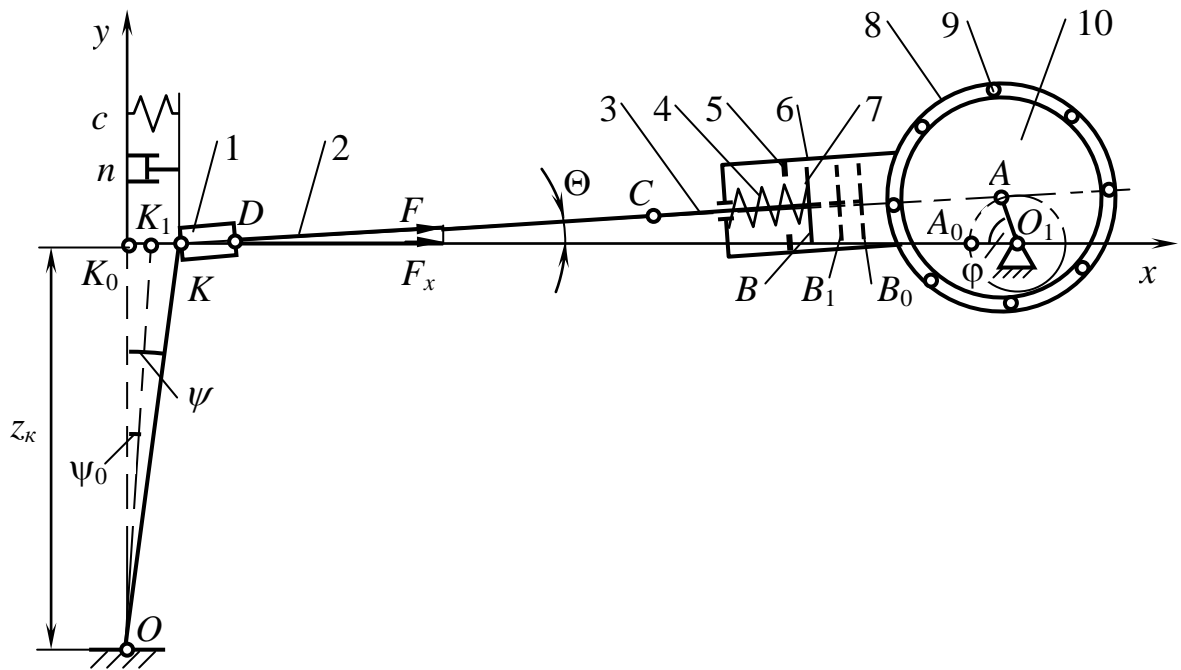


Рисунок 1.18 – Розрахункова схема тросового віброударного струшувача: 1 – петля-захват; 2 – трос; 3 – шток; 4 – пружина; 5 – упори; 6 – циліндр; 7 – поршень; 8 – обойма; 9 – підшипник; 10 – приводний ексцентрик

початкового положення B_0 у B_1 . Вісь стовбура відхиляється від вертикалі OK_0 на кут ψ_0 , а точка перетину осей троса і стовбура переміщається в горизонтальному напрямі з положення K_0 в K_1 . Відхиленню стовбура від вертикального положення рівноваги перешкоджають відновлювальна сила P_c та сила P_e опору середовища, що залежать від коефіцієнтів жорсткості c , демпфірування n дерева.

В результаті повороту ексцентрика з постійною кутовою швидкістю ω_c через деякий час t відрізок O_1A , що дорівнює ексцентриситету r , повертається з положення O_1A_0 на кут $\varphi = \omega_c t$. Разом з обоймою переміщається циліндр, пружина додатково стискається поршнем, який займає положення B . Через шток, трос і петлю-захват стовбур відхиляється від вертикалі на кут ψ , займаючи положення OK . Якщо поршень входить в контакт з упорами, дереву передається ударний імпульс і подальший рух ланок струшувача відбувається без стиску пружини; за умови $\varphi = \omega_c t > \pi$, в певний момент поршень починає відходити від упорів.

Коливання стовбура описується неоднорідним диференціальним рівнянням другого порядку з постійними коефіцієнтами:

$$\ddot{\psi} + 2n\dot{\psi} + \omega^2 \psi = \frac{F(t)}{mz_k}, \quad (1.7)$$

де ψ , $\dot{\psi}$, $\ddot{\psi}$ – кутові переміщення, швидкість і прискорення стовбура;

$n = c_g/2m$ – коефіцієнт демпфірування, що характеризує опір середовища;

$\omega = \sqrt{c/m}$ – частота вільних коливань дерева;

$F(t)$ – збурювальна сила, прикладена в точці охоплення стовбура на висоті z_k ;

m – зведена до місця охоплення маса стовбура;

z_k – висота охоплення стовбура;

c_g – коефіцієнт опору відхиленню дерева зі швидкістю $z_k \dot{\psi}$;

c – зведений коефіцієнт жорсткості стовбура.

На кожному циклі взаємодії струшувача із стовбуром дерева можна виділити три етапи, на яких збурювальна сила F як функція $F(t)$ набуває наступних значень: перший – до удару; другий – під час удару; третій – після удару, де:

$$\begin{aligned} \text{а) перший етап} & \left(\frac{2\pi}{\omega_c}(i-1) \leq t \leq t_{n1i} \right) \\ & F(t) = a_1(b_1 + r(1 - \cos \omega_c t) - z_k \psi); \end{aligned} \quad (1.8)$$

$$\begin{aligned} \text{б) другий} & - (t_{n1i} \leq t \leq t_{n2i}) \\ & F(t) = c_1(b_1 - x_{2n} + r(1 - \cos \omega_c t) - z_k \psi) + c_{g1}(r\omega_c \sin \omega_c t - z_k \dot{\psi}); \end{aligned} \quad (1.9)$$

$$\begin{aligned} \text{в) третій} & - \left(t_{n2i} \leq t \leq \frac{2\pi}{\omega_c} i \right) \\ & F(t) = a_1(b_1 + r(1 - \cos \omega_c t) - z_k \psi). \end{aligned} \quad (1.10)$$

З диференціального рівняння (1.7), враховуючи залежності (1.8) – (1.10) збурювальної сили $F(t)$, за методикою числового аналізу [92] визнача-

ються кутові переміщення ψ , швидкість $\dot{\psi}$ і прискорення $\ddot{\psi}$ стовбура під дією тросового віброударного струшувача.

Розрахувавши параметри $x_k, \dot{x}_k, \ddot{x}_k$ лінійних коливань стовбура в місці прикладання збурювальної сили і порівнявши їх з параметрами $x_0, \dot{x}_0, \ddot{x}_0$ точок підвісу плодів, аналізуються умови їх відокремлення від гілки. Таким чином визначалась частота коливань стовбура під час знімання плодів тросовим струшувачем, яка залежить від умов роботи і конструктивно-технічних показників плодознімального засобу [106].

На підставі теоретичного аналізу систем „струшувач – дерево“ та „людина – струшувач – гілка“ визначаються параметри складових цих систем: кінематичні – амплітуда і частота коливань; динамічні – збурювальне зусилля.

Дослідження плодознімальних засобів струшувального типу свідчать, що роботи спрямовані як на удосконалення вібраційних засобів, так і створення віброударних струшувачів, базованих на тракторах, шасі чи спеціальних самохідних енергетичних установках. Результати досліджень вагомі, теоретично і практично значущі, проте потребують розширення в напрямі створення ручних віброударних струшувачів плодів.

Висновки

1. Волоський горіх розповсюджений на всій території України, є перспективною культурою для аграрного сектора виробництва і приносить значні прибутки за рахунок експорту. Плоди волоського горіха корисні для людини, використовуються в кондитерській промисловості, а також у консервному, плодово-овочевому та маслоробному виробництві.

2. Відчутний стримуючий фактор збільшення вирощування волоських горіхів – це недостатній рівень механізації технологічних процесів. Існуючі в Україні насадження не відповідають вимогам підготовки до використання

плодозбиральних машин і комбайнів. Урожай збирається вручну, іноді застосовуються допоміжні засоби для полегшення й підвищення безпеки праці.

3. В садах волоського горіха, що підготовані до механізованого збирання, використовуються плодозбиральні агрегати, оснащені інерційними збудувачами коливань кривошипно-повзунного чи дебалансного типу.

4. За різних технологічних схем ручного збирання в насадженнях, не підготованих до механізованих збиральних робіт, можуть ефективно використовуватись ручні струшувачі з приводом від двигуна внутрішнього згоряння у вигляді збудувача коливань із штангою та закріпленим на ній захватом, які до десяти разів підвищують продуктивність праці.

5. Для забезпечення високої повноти знімання волоських горіхів спектр частот струшування гілок в місці їх захвату повинен охоплювати діапазон необхідних частот струшування, а це досягається віброударним режимом роботи збудувача коливань.

6. Дослідження плодознімальних засобів струшувального типу свідчать, що роботи спрямовані як на удосконалення вібраційних засобів, так і створення віброударних струшувачів, базованих на тракторах, шасі чи спеціальних самохідних енергетичних установках. Результати досліджень вагомі, теоретично і практично значущі, проте потребують розширення в напрямі створення ручних віброударних струшувачів плодів.

7. Створення ручних віброударних струшувачів для збирання волоських горіхів вимагає проведення теоретичних та експериментальних досліджень з обґрунтування основних параметрів та режимів роботи, що забезпечують агротехнічно необхідну повноту знімання, без пошкодження скелетних гілок та негативного впливу на працівника-збирача.

1.5. Мета і завдання досліджень

Мета роботи – підвищення ефективності знімання волоських горіхів шляхом обґрунтування параметрів ручного віброударного струшувача.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання.

1. Проаналізувати способи, технологічні схеми й засоби збирання волоських горіхів і на цій основі обґрунтувати вимоги та створити схему ручного віброударного струшувача.
2. Розробити математичну модель системи „ручний віброударний струшувач – плодова гілка“.
3. Теоретично обґрунтувати параметри ручного віброударного струшувача волоських горіхів.
4. Дослідити механіко-технологічні властивості дерев волоського горіха стосовно механізації плодознімальних робіт.
5. Розробити конструкцію і виготовити експериментально-дослідні зразки ударного механізму і вилчастого захвата, які введені до складу ручного віброударного струшувача волоських горіхів.
6. Експериментально встановити закономірності зміни прискорення плодових гілок, продуктивності й повноти знімання горіхів, пошкодження кори в місці захвату, зламування гілок, а також оцінити коливання на рукоятках струшувача з точки зору безпечних умов праці збирача урожаю.
7. Провести виробничі випробування і оцінити економічну ефективність ручного віброударного струшувача волоських горіхів.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РУЧНОГО ВІБРОУДАРНОГО СТРУШУВАЧА ВОЛОСЬКИХ ГОРІХІВ

2.1. Структурна і принципова схеми ручного віброударного струшувача плодів

Для механізованого збирання плодів волоського горіха все частіше застосовують вібраційні струшувачі плодів, хоча вібраційні засоби не завжди забезпечують високу, агротехнічно необхідну повноту знімання плодів, яка залежить від частоти струшування дерев і, зокрема, гілок в місці їх захвату. Плодоносні гілки мають різні діаметри й довжину, а від цих розмірів залежить необхідна частота струшування гілок, за якої досягається висока повнота знімання плодів, тобто діапазон необхідних частот струшування гілок крони доволі широкий. Для забезпечення високої повноти знімання плодів спектр частот струшування гілок в місці їх захвату повинен охоплювати діапазон необхідних частот струшування. Тому доцільно використовувати не вібраційні, а віброударні ручні струшувачі плодів, які відповідають такій вимозі й забезпечують підвищення повноти знімання плодів.

Структурна схема ручного віброударного струшувача плодів (рис. 2.1) представлена віброударним збурювачем коливань 1, що містить кривошипно-повзунний механізм 2 із закріпленим на його повзуні ударним механізмом 3, який за допомогою штанги 4 сполучений із захватом 5. Привід струшувача забезпечує двигун внутрішнього згоряння 6 через відцентрову муфту 7, а утримується даний засіб працівником-збирачем за допомогою механізму утримання і управління 8 [114].

Ручний віброударний струшувач [50, 77, 111–113], що створений шляхом модернізації вібраційного струшувача SC-105 [123, 137], містить (рис. 2.2) збурювач коливань 1 кривошипно-повзунного типу, виконаний у вигляді корпусу 2, в опорах обертання якого на валах змонтовані ведуча 3 та ведена 4 конічні шестерні. На веденій конічній шестерні 4 встановлений

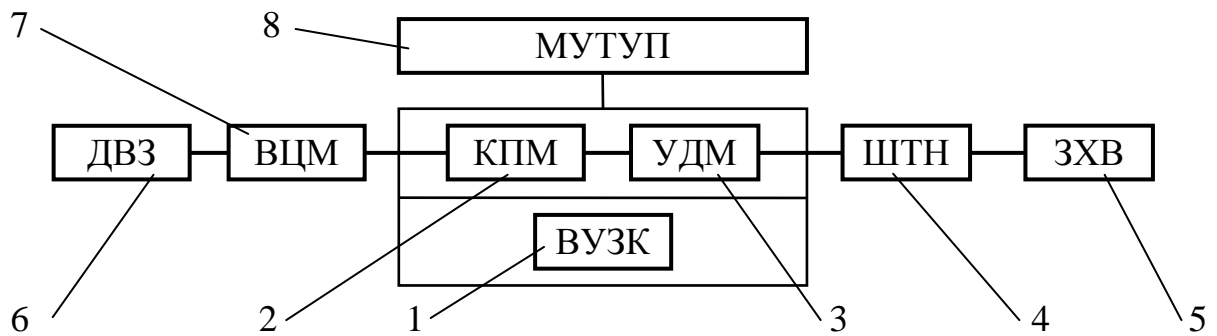


Рисунок 2.1 – Структурна схема віброударного струшувача плодів:
 1 – віброударний збудювач коливань; 2 – кривошипно-повзунний механізм; 3 – ударний механізм; 4 – штанга; 5 – вилчастий захват;
 6 – двигун внутрішнього згоряння; 7 – відцентрова муфта;
 8 – механізм утримання і управління струшувачем;

кривошип 5, шарнірно з'єднаний із шатуном 6, що шарнірно сполучений з повзуном 7, змонтованим у напрямній корпуса 2 збудювача коливань 1. До корпуса 2 прикріплений корпус 8 відцентрової муфти 9 у вигляді ведучої 10 та веденої 11 частин. Ведуча частина 10, що виконана як маточина з шарнірно встановленими на ній тягарцями, з'єднана з двигуном внутрішнього згоряння 12, прикріпленим до корпуса 8 відцентрової муфти 9. Ведена частина 11 відцентрової муфти 9 змонтована на валу ведучої конічної шестерні 3.

Струшувач оснащений ударним механізмом 13 з регульованим ударним імпульсом. Виконаний ударний механізм 13 у вигляді циліндра 14 та прикріплених до його торців кришок-упорів 15 і 16. Одна кришка-упор 15 з'єднана з повзуном 7 збудювача коливань 1, а у циліндрі 14 встановлені ковзні чашки 17 й 18, між якими розташована пружина 19 та шайби 20 регулювання її попереднього натягу. В ковзних чашках 17 й 18 встановлений ковзний шток 21 з упорами 22 та 23 і шайбами 24 регулювання зазору між цими чашками. До ковзного штока 21 прикріплена штанга 25 з важелем 26 її повертання, й на штанзі 25 встановлений вилчастий захват 27, оснащений еластичними подушками 28 і 29. Названі подушки розташовані під певним кутом одна до одної, формучи клиновий розхил, в який входять гілки.

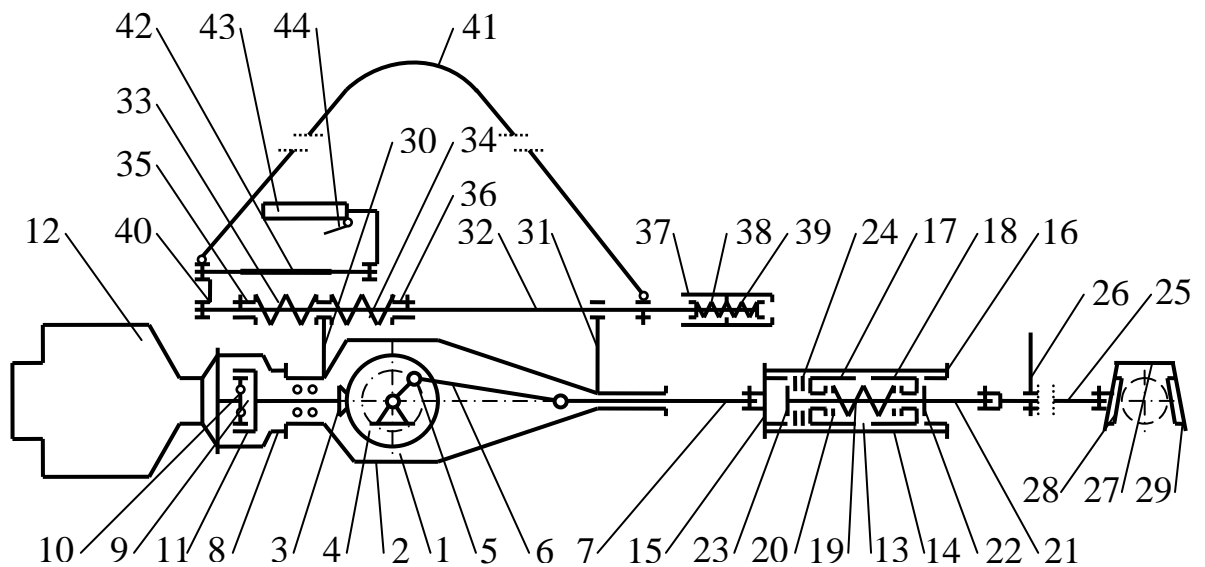


Рисунок 2.2 – Принципова схема ручного віброударного струшувача плодів: 1 – збурювач коливань; 2 – корпус збурювача; 3, 4 – ведуча і ведена конічні шестерні; 5 – кривошип; 6 – шатун; 7 – повзун; 8 – корпус муфти; 9 – відцентрова муфта; 10, 11 – ведуча та ведена частини муфти; 12 – двигун внутрішнього згоряння; 13 – ударний механізм; 14 – циліндр; 15, 16 – кришки-упори; 17, 18 – ковзні чашки; 19 – пружина; 20, 24 – регулювальні шайби; 21 – ковзний шток; 22, 23 – упори; 25 – штанга; 26 – важіль повертання штанги; 27 – вилчастий захват; 28, 29 – еластичні подушки; 30, 31 – кронштейни; 32 – напрямна штанга; 33, 34, 38, 39 – демпферні пружини; 35, 36 – упори; 37, 43 – рукоятки; 40 – поперечний важіль; 41 – утримувальна лямка; 42 – еластична вставка; 44 – важілець управління системою подачі палива двигуна внутрішнього згоряння

До корпусу 2 збурювача коливань 1 прикріплені кронштейни 30 й 31, в отворах яких змонтована напрямна штанга 32 механізму утримання і управління струшувачем. На напрямній штанзі 32 встановлені демпферні пружини 33 та 34 і упори 35 й 36 регулювання попереднього натягу цих пружин. На передній частині напрямної штанги 32 встановлена рукоятка 37 з демпферними пружинами 38 і 39, а на задній частині напрямної штанги 32 змонтований поперечний важіль 40. Одним кінцем до важеля 40 прикріплена утримувальна лямка 41, з'єднана іншим кінцем з напрямною штангою 32. До поперечного важеля 40 також приєднана еластична вставка 42, на якій закріплена

рукоятка 43 з важільцем 44 управління системою подачі палива двигуна внутрішнього згорання 12 струшувача.

Перед початком роботи ручного віброударного струшувача плодів регулюється ударний імпульс ударного механізму 13 відповідно до механіко-технологічних властивостей скелетних гілок горіха волоського, плоди з яких підлягають збиранню. Імпульс регулюється зміною зазору між ковзними чашками 17 й 18, зокрема, для зменшення зазору встановлюються додаткові шайби 24 між упором 23 і чашкою 17. Пропорційно збільшенню кількості шайб 24 зменшується кількість шайб 20, що забезпечують натяг пружини 19 й постійне притискання ковзних чашок 17 і 18 до упорів 22 та 23 під час вимкнення збурювача коливань 1. Для збільшення зазору між ковзними чашками 17 і 18 кількість шайб 24 зменшується, й відповідно збільшується кількість шайб 20.

Відрегулювавши ударний імпульс, працівник-збирач плодів, що обслуговує ручний віброударний струшувач, запускає двигун внутрішнього згорання 12 струшувача і важільцем 44 встановлює подачу палива, за якої двигун 12 розвиває мінімально стійкі оберти. У такому випадку разом з колінчастим валом двигуна 12 обертається ведуча частина 10 відцентрової муфти 9, змонтованої в корпусі 8. Відцентрова сила, що діє на шарнірно встановлені тягарці ведучої частини 10, недостатня для притискання вказаних тягарців до веденої частини 11 муфти 9 та забезпечення приводу збурювача коливань 1.

Працівник-збирач плодів, утримуючи струшувач однією рукою за рукоятку 43, іншою рукою накидає утримувальну лямку 41 на плече і береться цією ж рукою за рукоятку 37. Сила тяжіння струшувача через кронштейни 30 й 31, що прикріплені до корпусу 2 збурювача коливань 1, напрямну штангу 32, поперечний важіль 40 і лямку 41 передається на плече працівника-збирача плодів. Також сила тяжіння струшувача через напрямну штангу 32, поперечний важіль 40, еластичну вставку 42 й рукоятки 37 і 43 передається на руки працівника-збирача. Еластична вставка 42 прогинається, демпфіруючи навантаження, під час маневрування та роботи струшувача.

Працівник-збирач плодів, утримуючи струшувач, маневрує ним за допомогою рукояток 37 й 43 і вводить штангу 25 із захватом 27 в крону дерева. Вибравши місце захвату плодоносної гілки, працівник-збирач переміщається біля дерева і зупиняється в місці, коли штанга 25 займає перпендикулярне положення до повздовжньої осі гілки в місці її захвату. Повертаючи важіль 26 разом зі штангою 25, вилчастий захват 27 накладають на гілку і притискають до неї еластичними подушки 28 та 29, які деформуються й завдяки їх клиновому розхилу щільно охоплюють кору гілок різних діаметрів. За умови щільного контакту відсутні удари без попереднього формування зони контакту, відсутнє ковзання захвата і зменшуються пошкодження кори.

Після захвату гілки працівник-збирач плодів натискає на важілець 44, збільшується подача палива й, відповідно, частота обертання двигуна 12. Зростає відцентрова сила, яка притискає шарнірно встановлені тягарці ведучої частини 10 муфти 9 до її веденої частини 11. Починають обертатися ведуча 3 і ведена 4 конічні шестерні разом з кривошипом 5. Через шатун 6 забезпечується зворотно-поступальний, коливний рух повзуна 7, разом з яким рухаються кришка-упор 15, циліндр 14 та кришка-упор 16. Кришка-упор 15 через шайби 24 передає гармонічно змінювану збурювальну силу ковзній чашці 17, яка разом з шайбами 24 відходить від упора 23, і, стискаючи пружину 19, діє на ковзну чашку 18. Далі через упор 22, ковзний шток 21, штангу 25 й вилчастий захват 27 гармонічно змінювана збурювальна сила передається плодоносній гілці, забезпечуючи її струшування з частотою, що відповідає частоті зміни збурювальної сили. Такий вібраційний режим струшування гілки продовжується до тих пір, поки є зазор між ковзними чашками 17 і 18. У момент, коли ковзна чашка 17 наносить удар по ковзній чашці 18, гармонічно змінювана збурювальна сила доповнюється силою удару, забезпечуючи віброударний режим струшування плодоносної гілки.

Із зміною напрямку коливного руху повзуна 7 разом з ним продовжують рухатися кришка-упор 15, циліндр 14 та кришка-упор 16. Ковзна чашка 17 відтискається пружиною 19 і в певний момент через шайби 24 входить у кон-

такт з упором 23. Кришка-упор 16 передає гармонічно змінювану збурювальну силу ковзній чашці 18, яка відходить від упора 22, й, стискаючи пружину 19, діє на ковзну чашку 17. У подальшому через шайби 24, упор 23, ковзний шток 21, штангу 25 і вилчастий захват 27 гармонічно змінювана збурювальна сила передається плодоносній гілці, струшуючи її у вібраційному режимі. Коли ковзна чашка 18 наносить удар по ковзній чашці 17, гармонічно змінювана збурювальна сила доповнюється силою удару, знову ж таки забезпечуючи віброударний режим струшування плодоносної гілки.

Під час струшування також коливаються збурювач коливань 1 з двигуном 12, енергія коливного процесу яких поглинається демпферними пружинами 33 і 34 та 38 й 39, зменшуючи інтенсивність коливань на рукоятках 37 та 43 й утримувальній лямці 41. Переміщенням упорів 35 і 36 можна змінювати попередній натяг демпферних пружин 33 та 34 й забезпечувати, відповідно до індивідуальних особливостей працівника-збирача плодів, допустимі параметри коливань, що йому передаються.

Упродовж всього проміжку струшування гармонійно змінювана збурювальна сила, що відповідає вібраційному режиму, доповнюється силою послідовних ударів, забезпечуючи віброударний режим струшування. Ударний імпульс як закономірність зміни сили удару – це сума гармонічно змінюваних збурювальних сил з широким спектром частот, тобто віброударний режим забезпечує широкий спектр частот струшування гілок в місці їх захвату. Оскільки такий спектр охоплює діапазон необхідних частот струшування різних гілок, то й підвищується повнота знімання плодів, які опадають на поверхню міжряддя.

Працівник-збирач звільняє гілку, плоди з якої зняті, обходить біля дерева і зупиняється в місці, найбільш зручному для захвату наступної гілки, на яку накладається вилчастий захват 27. Робочий цикл знімання плодів продовжується до завершення знімання урожаю з усього дерева, а в подальшому – працівник-збирач переходить до наступного плодового дерева.

Ручний віброударний струшувач плодів завдяки широкому спектру частот струшування гілок в місці їх захвату забезпечує підвищення повноти знімання плодів.

Досліджуючи ручний віброударний струшувач для збирання плодів волоського горіха, теоретичному обґрунтуванню підлягають такі параметри: частота обертання кривошипа збурювача коливань, тобто частота струшування; зазор між ковзними чашками в ударному механізмі, що забезпечує генерування ударного імпульсу під час зворотно-поступального руху повзуна збурювача коливань; переміщення, швидкість та прискорення коливань плодової гілки в місці захвату; потужність ручного віброударного струшувача, яка затрачається на коливання скелетної гілки. Такі дослідження дозволять підвищити ефективність застосування ручних віброударних струшувачів під час збирання плодів волоського горіха, а також сприятимуть зменшенню пошкодження кори плодових гілок і втрати продуктивності саду в наступні роки.

2.2. Аналіз коливної системи „ручний віброударний струшувач – плодова гілка“

Вказана система складається з гілки, зведена маса якої m_2 (рис. 2.3) [139], і ручного віброударного струшувача, що має чотири ланки із зосередженими масами m_1 , m_2 , m_3 й m_4 . Зокрема, m_1 – це маса штанги 25 (рис. 2.2) разом з елементами її кріплення, вилчастим захватом 27, еластичними подушками 28 і 29, а також з частиною ударного механізму 13 – ковзним штоком 21, регулювальною шайбою 24, однією з ковзних чашок 17 чи 18. Маса m_2 – сума мас веденої частини збурювача коливань 1 струшувача та ведучої частини ударного механізму 13, а саме: частини шатуна 6, повзуна 7, циліндра 14, кришок-упорів 15 і 16, однієї з ковзних чашок 17 чи 18. Маса m_3 основної частини струшувача формують двигун внутрішнього згоряння 12, відцентрова муфта 9, частина збурювача коливань 1, не враховуючи частини шатуна 6 та повзуна 7, але з урахуванням кронштейнів 30 й 31 кріплення механізму утримання і управління струшувачем. Цей механізм має масу m_4 , що скла-

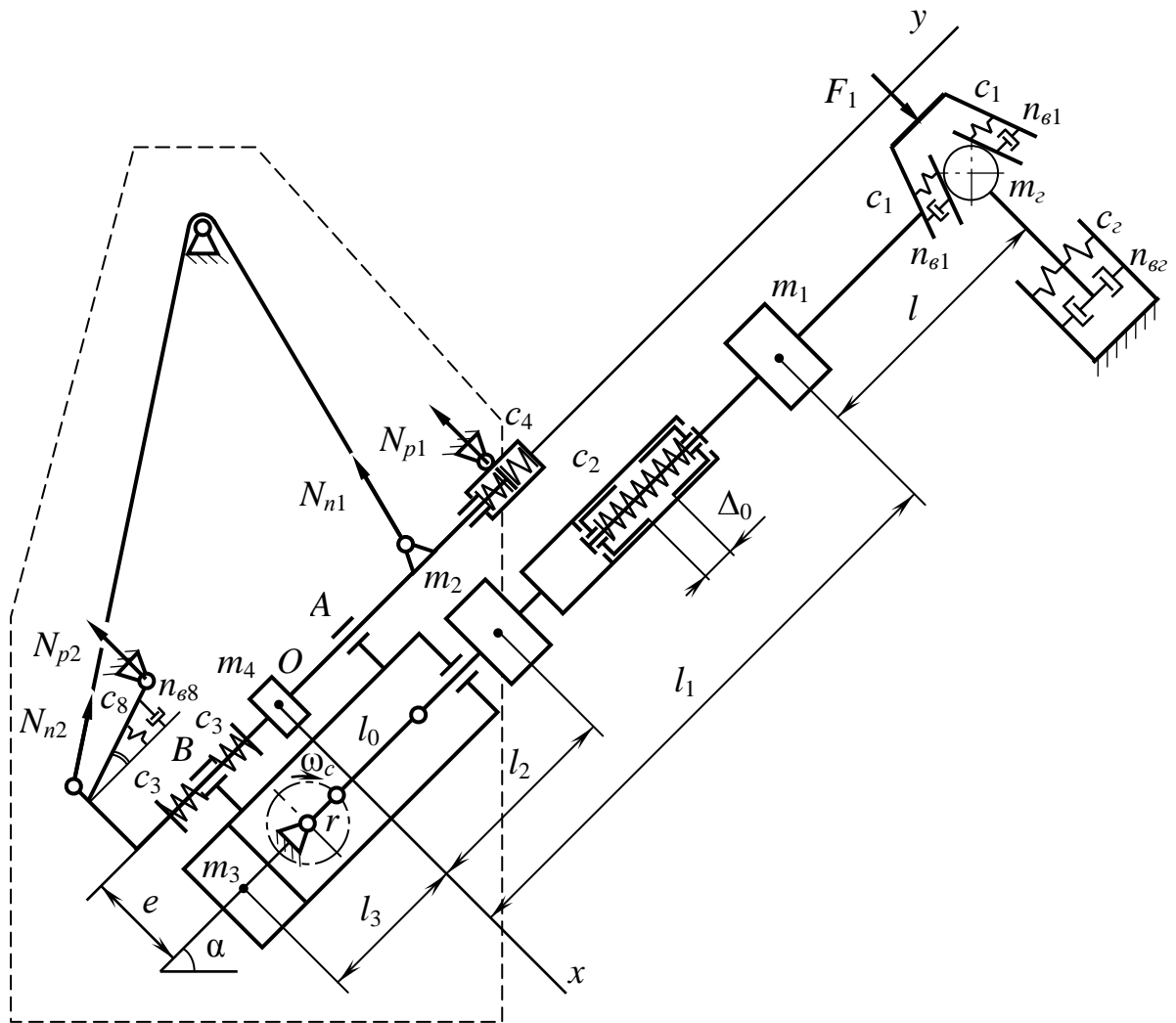


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема коливної системи “ручний віброударний струшувач – плодова гілка”

дається з мас прямої штанги 32, демпферних пружин 33 і 34, упорів 35 й 36, рукоятки 37 з демпферними пружинами 38 і 39, поперечного важеля 40, еластичної вставки 42, рукоятки 43 з важільцем 44.

Ланки масою m_2 і m_3 (рис. 2.3) зв’язані між собою за допомогою кривошипно-повзунного механізму, кривошип якого радіусом r обертається з постійною кутовою швидкістю ω_c , а шатун має довжину l_0 . Вказана кутова швидкість рівна кутовій частоті струшування ω_c (рад/с), яка надалі іменується частотою струшування. Вважаємо, що ланка масою m_4 з’єднана ланкою масою m_3 в точках A і B за допомогою ідеальних циліндричних шарнірів. Всі інші внутрішні та зовнішні в’язі, накладені на коливну систему „ручний віб-

роударний струшувач – плодова гілка“, будемо вважати пружними або в’язко-пружними з певними коефіцієнтами жорсткості або ж жорсткості й в’язкого опору. Виберемо початок нерухомої системи координат xOy в точці O , яка співпадає з центром маси m_4 , коли відсутня дія будь-яких сил на вказану коливну систему. Оскільки зовнішні в’язі, накладені на ланку масою m_4 , є пружними, то ця ланка може здійснювати плоскопаралельний рух – переміщатись в напрямі координатних осей та повертатись на деякий кут φ навколо центра мас m_4 . Ланки масою m_1 , m_2 і m_3 перебувають у складному русі, переносна складова якого визначається рухом ланки масою m_4 , а відносний рух вказаних ланок може здійснюватись відносно ланки m_4 у напрямі осі Oy . Рух гілки масою m_2 в напрямі осі Oy незалежний, а рух у напрямі осі Ox визначається ланками механізму струшувача.

Крім цього, на рис. 2.3. відзначено: $c_2, c_1, c_2, c_3, c_4, c_8$ – коефіцієнти жорсткості гілки та складових струшувача; n_{e2}, n_{e1}, n_{e8} – коефіцієнти в’язкого опору гілки, подушок захвата і еластичної вставки; l – відстань від центра поперечного перерізу гілки в місці захвату до центра мас m_1 ; l_1, l_2, l_3 – відстані до координатної осі Ox від центрів мас ланок струшувача; Δ_0 – початковий зазор між ковзними чашками ударного механізму; e – відстань між поздовжніми осями напрямної штанги механізму утримання і управління та всього струшувача; α – кут направленості коливань або кут нахилу штанги до горизонталі; $N_{p1}, N_{p2}, N_{n1}, N_{n2}, F_1$ – реакції в’язей.

Отже, коливна система має шість ступенів вільності, а саме: маса m_4 має три ступені вільності, а маси m_3, m_1 і m_2 ще по одному ступеню, тому розглянемо рух окремих ланок з певною масою.

2.2.1. Рівняння повздовжнього руху механізму утримання і управління струшувачем

Розглянемо окремо механізм утримання і управління струшувачем – ланку масою m_4 і прикладемо до цієї ланки силу тяжіння $Q_4 = m_4 g$ (g – прискорення вільного падіння) та реакції відкинутих в’язей (рис. 2.4).

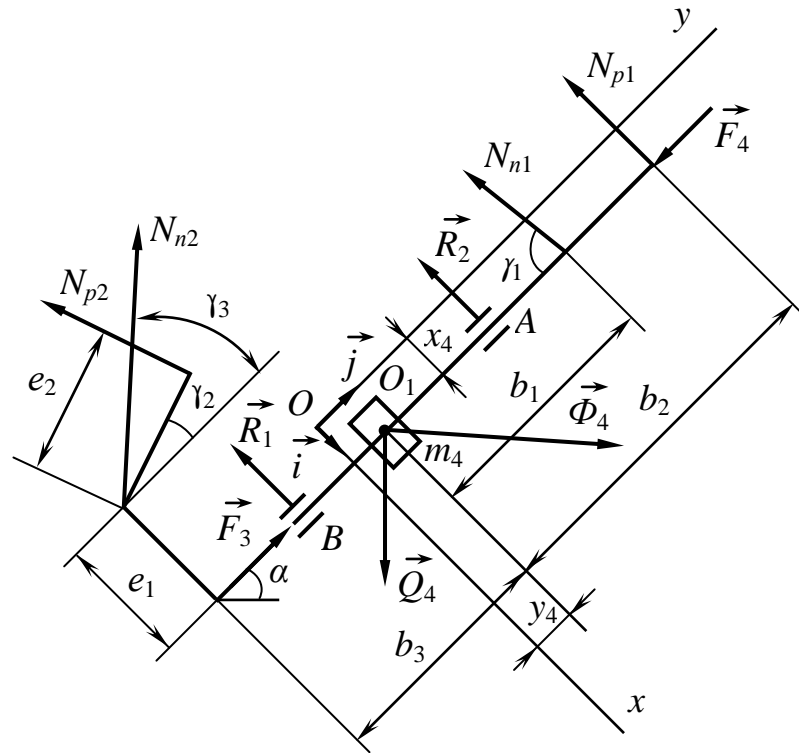


Рисунок 2.4 – Схема дії сил на механізм утримання і управління струшувачем (ланка масою m_4)

Під час руху положення маси m_4 визначають координати $x_4(t)$, $y_4(t)$, які змінюються з часом t . Відповідно вектори швидкості \vec{V}_4 та прискорення \vec{a}_4 маси m_4 будуть дорівнювати:

$$\left. \begin{aligned} \vec{V}_4 &= \frac{dx_4}{dt} \vec{i} + \frac{dy_4}{dt} \vec{j} = \dot{x}_4 \vec{i} + \dot{y}_4 \vec{j}; \\ \vec{a}_4 &= \frac{d^2x_4}{dt^2} \vec{i} + \frac{d^2y_4}{dt^2} \vec{j} = \ddot{x}_4 \vec{i} + \ddot{y}_4 \vec{j}, \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

де \vec{i}, \vec{j} – одиничні вектори, направлені вздовж координатних осей x, y ;

$x_4, y_4, \dot{x}_4, \dot{y}_4, \ddot{x}_4, \ddot{y}_4$ – відповідно, переміщення (м), швидкість (м/с), прискорення (м/с²) маси m_4 вздовж вказаних координатних осей.

Прикладемо ще до ланки масою m_4 силу інерції $\vec{\Phi}_4$ (рис. 2.4)

$$\vec{\Phi}_4 = -m_4 \vec{a}_4 = -m_4 (\ddot{x}_4 \vec{i} + \ddot{y}_4 \vec{j}). \quad (2.2)$$

Тоді згідно з принципом Д'Аламбера система сил, що діє на ланку m_4 , є

зрівноваженою і рівняння рівноваги записується у формі суми проекцій всіх сил $\sum_{k=1}^n F_{ky}$ на вісь Oy

$$\sum_{k=1}^n F_{ky} = \Phi_{4y} + F_3 - F_4 - N_{n1} \cos \gamma_1 - Q_4 \sin \alpha + N_{n2} \cos \gamma_3 - N_{p1} \sin \gamma_2 = 0, \quad (2.3)$$

де k – індекс переліку сил ($1 \dots n$);

Φ_{4y} – сила інерції маси m_4 вздовж координатної осі y , Н;

F_3, F_4 – відповідно сили від дії демпферних пружин (рис. 2.2) 33, 34 та 38, 39, Н;

N_{n1}, N_{n2} – реакції від взаємодії утримуючої лямки 41 і напрямної штанги 32, Н;

N_{p2} – реакція на рукоятці 43, зумовлена дією руки працівника-збирача, Н;

γ_1, γ_3 – кути між реакціями N_{n1} і N_{n2} утримуючої лямки та повздовжньою віссю напрямної штанги;

γ_2 – кут між віссю еластичної вставки 42 рукоятки 43 і повздовжньою віссю напрямної штанги 32.

Сили від деформації пружин визначаються із залежностей

$$\left. \begin{aligned} F_3 &= 2c_3 y_3; \\ F_4 &= 2c_4 y_4; \end{aligned} \right\}$$

де c_3, c_4 – відповідно коефіцієнти жорсткості пружин 33, 34 та 38, 39, Н/м;

y_3 – відносне переміщення маси m_3 в напрямі осі Oy відносно ланки m_4 .

Підставивши з (2.2) проекцію Φ_{4y} і вирази сил F_3, F_4 , одержимо диференціальне рівняння руху маси m_4 в напрямі осі Oy :

$$m_4 \frac{d^2 y_4}{dt^2} = 2c_3 y_3 - 2c_4 y_4 - N_{n1} \cos \gamma_1 + N_{n2} \cos \gamma_3 - N_{p2} \sin \gamma_2 - Q_4 \sin \alpha. \quad (2.4)$$

Оскільки в'язі пружні, то реакції пропорційні проекціям на напрями дії в'язей переміщень точок їх прикладання. Також враховано, що напрямна штанга механізму утримання і управління струшувачем у процесі роботи повертається на малий кут φ навколо центра мас m_4 , тому реакції, зумовлені дією рук працівника-збирача і утримуючою ланкою, можна обчислити за формулами:

$$\left. \begin{aligned} N_{p1} &= c_5(x_4 - \varphi b_2) + n_{65}(\dot{x}_4 - \dot{\varphi} b_2); \\ N_{p2} &= c_8((x_4 + \varphi(b_3 - e_2 \cos \gamma_2)) \sin \gamma_2 + (y_4 + \varphi(e_1 + e_2 \sin \gamma_2)) \sin \gamma_2) + \\ &+ n_{68}((\dot{x}_4 - \dot{\varphi}(b_3 - e_2 \cos \gamma_2)) \cos \gamma_2 + (\dot{y}_4 - \dot{\varphi}(e_1 + e_2 \sin \gamma_2) \sin \gamma_2)); \\ N_{n1} &= c_6(x_4 \sin \gamma_1 + y_4 \cos \gamma_1 - \varphi b_1 \sin \gamma_1); \\ N_{n2} &= c_7((x_4 + \varphi b_3) \sin \gamma_3 + (\varphi e_1 - y_4) \cos \gamma_3), \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

де c_5, c_6, c_7, c_8 – жорсткості відповідних в'язей: рукоятки 37 (c_5), гумових вставок утримуючої лямки 41 (c_6, c_7), еластичної вставки 42 (c_8) (рис. 2.2), Н/м;

n_{65}, n_{68} – коефіцієнти в'язкого опору рукоятки 37 (n_{65}), еластичної вставки 42 (n_{68}), Нс/м;

b_1, b_2, b_3 – відстані (рис. 2.4) від центра мас m_4 відповідно до верхньої точки кріплення утримуючої лямки 41 (рис. 2.2), вертикальної осі рукоятки 37 та осі поперечного важеля 40, м;

e_1 – перпендикулярне зміщення (рис. 2.4) нижньої точки кріплення утримуючої лямки 41 від поздовжньої осі напрямної штанги 32 (рис. 2.2), м;

e_2 – довжина еластичної вставки 42 нижньої рукоятки 43, м.

Підставивши у диференціальне рівняння руху (2.4) значення реакцій (2.5), отримується повне диференціальне рівняння повздовжнього руху механізму утримання і управління струшувачем.

2.2.2. Рівняння повздовжнього руху збурювача коливань і частини віброударного механізму

Маси m_3 і m_2 (рис. 2.3) здійснюють складний рух, а тому їх прискорення \vec{a}_3 і \vec{a}_2 дорівнюють геометричній сумі трьох прискорень: переносного, відносного та прискорення Коріоліса. Переносний рух – це рух мас m_2 і m_3 разом з ланкою масою m_4 , яка здійснює плоскопаралельний рух.

Отже, переносні прискорення \vec{a}_{3nep} і \vec{a}_{2nep} становлять:

$$\left. \begin{aligned} \vec{a}_{3nep} &= \ddot{x}_4 \vec{i} + \ddot{y}_4 \vec{j} + \ddot{\varphi}((l_3 - y_3) \vec{i} + e \vec{j}) + \dot{\varphi}^2(-e \vec{i} + (l_3 - y_3) \vec{j}); \\ \vec{a}_{2nep} &= \ddot{x}_4 \vec{i} + \ddot{y}_4 \vec{j} + \ddot{\varphi}(e \vec{j} - (l_2 + y_2) \vec{i}) - \dot{\varphi}^2(e \vec{i} + (l_2 + y_2) \vec{j}), \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

де l_2, l_3 – відстані до координатної осі Ox від центрів мас m_2 і m_3 , м;
 y_2, y_3 – відносне переміщення мас m_2 і m_3 у напрямі осі Oy , м;
 e – відстань (рис. 2.3) між поздовжніми осями напрямної штанги механізму утримання і управління та всього струшувача, яка співпадає з віссю штанги, м.

Відносні прискорення цих мас та їх прискорення Кориоліса обчислюються за формулами:

$$\left. \begin{aligned} \vec{a}_{2\text{від}} &= \frac{d^2 y_2}{dt^2} \vec{j}; \\ \vec{a}_{3\text{від}} &= \frac{d^2 y_3}{dt^2} \vec{j}; \\ \vec{a}_{2\text{кор}} &= -2\dot{\phi} \dot{y}_2 \vec{i}; \\ \vec{a}_{3\text{кор}} &= -2\dot{\phi} \dot{y}_3 \vec{i}. \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

Отже повні прискорення мас m_3 і m_2 дорівнюють:

$$\left. \begin{aligned} \vec{a}_3 &= \vec{a}_{3x} \vec{i} + \vec{a}_{3y} \vec{j} = (\ddot{x}_4 - 2\dot{\phi} \dot{y}_3 + \ddot{\phi}(l_3 - y_3) - e\dot{\phi}^2) \vec{i} + (\ddot{y}_4 + \ddot{y}_3 + e\ddot{\phi} + \dot{\phi}^2(l_3 - y_3)) \vec{j}; \\ \vec{a}_2 &= \vec{a}_{2x} \vec{i} + \vec{a}_{2y} \vec{j} = (\ddot{x}_4 - 2\dot{\phi} \dot{y}_2 - \ddot{\phi}(l_2 + y_2) - e\dot{\phi}^2) \vec{i} + (\ddot{y}_4 + \ddot{y}_2 + e\ddot{\phi} - \dot{\phi}^2(l_2 + y_2)) \vec{j}. \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

Під час руху маси m_3 (рис. 2.5 а) на неї діють сили: $F_3 = 2c_3 y_3$; \vec{N}_5 взаємодії мас m_3 і m_2 ; тяжіння $Q_3 = m_3 g$; сумарна реакція в циліндричних шарнірах \vec{R} . На масу m_2 діють сили: тяжіння $Q_2 = m_2 g$, $-\vec{N}_5$ взаємодії мас m_2 і m_3 , \vec{N}_3 взаємодії мас m_2 і m_1 (рис. 2.5).

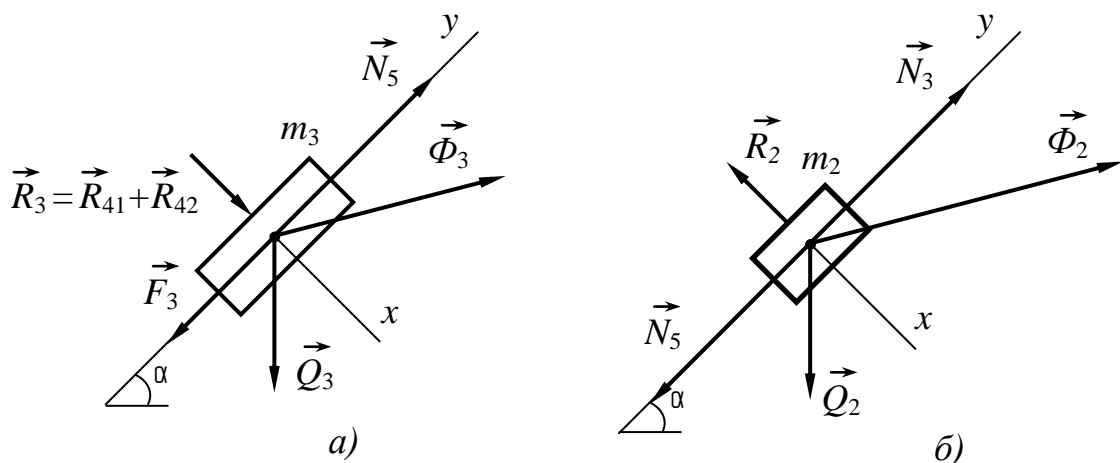


Рисунок 2.5 – Схеми дії сил на маси m_3 (а) і m_2 (б)

Прикладемо ще до цих мас їх сили інерції:

$$\left. \begin{aligned} \vec{\Phi}_2 &= -m_2 \vec{a}_2 = -m_2 (a_{2x} \vec{i} + a_{2y} \vec{j}); \\ \vec{\Phi}_3 &= -m_3 \vec{a}_3 = -m_3 (a_{3x} \vec{i} + a_{3y} \vec{j}). \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

На підставі принципу Д'Аламбера складаються рівняння рівноваги кожної маси в проекціях на вісь Oy :

$$\left. \begin{aligned} F_{ky2} &= \Phi_{2y} - Q_2 \sin \alpha + N_3 - N_5 = 0; \\ F_{ky3} &= \Phi_{3y} - Q_3 \sin \alpha - F_3 + N_5 = 0, \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

де α – кут направленості коливань (рис. 2.3, 2.5), тобто кут між поздовжньою віссю штанги (вісь Oy) і поверхнею міжряддя саду.

Додаємо ці два рівняння, щоб виключити силу N_5 , підставимо вирази проекцій сил інерції і сили F_3 . В результаті одержимо диференціальне рівняння

$$\begin{aligned} (m_2 + m_3)(\ddot{y}_4 + e\ddot{\phi}) + m_2 \ddot{y}_2 + m_3 \ddot{y}_3 = \\ = \dot{\phi}^2 (m_2(l_2 + y_2) - m_3(l_3 - y_3)) - Q_2 \sin \alpha - Q_3 \sin \alpha - 2c_3 y_3 + N_3. \end{aligned} \quad (2.11)$$

Сила N_3 залежить від того чи рухається маса m_2 з масою m_1 (рис. 2.3) до удару, чи після удару, причому удар вважаємо абсолютно непружним.

До удару виконуються умови:

$$\left. \begin{aligned} |y_1 - y_2| < \Delta_0; \\ N_3 > F_0, \end{aligned} \right\}$$

де y_1 – відносне переміщення маси m_1 в напрямі осі Oy , м;

Δ_0 – початковий зазор (рис. 2.3) між чашками ударного механізму, м;

F_0 – сила попереднього стиску (Н) пружини жорсткістю c_2 (Н/м) цього механізму.

За таких умов сила N_3 дорівнює

$$N_3 = c_2 (y_1 - y_2) + F_0 \text{sign} (y_1 - y_2). \quad (2.12)$$

Після удару протягом деякого часу має місце рівність $|y_1 - y_2| = \Delta_0$, тоді сила N_3 дорівнює

$$N_3 = c_2(y_1 - y_2) + (N_4 + F_0)\text{sign}(y_1 - y_2), \quad (2.13)$$

де N_4 – додаткова сила взаємодії мас m_1 і m_2 внаслідок удару, Н.

Функція $\text{sign}(y_1 - y_2)$ $\text{sign}(x)$ приймає значення

$$\text{sign}(y_1 - y_2) = \begin{cases} 1, & x > 0; \\ 0, & x = 0; \\ -1, & x < 0. \end{cases}$$

Упродовж всього часу руху відносні переміщення y_3 і y_2 мас m_3 і m_2 пов'язані співвідношеннями, характерними для кривошипно-повзунного механізму:

$$\left. \begin{aligned} y_2 &= y_3 - r(1 - \cos \omega_c t) - l_0(1 - \cos \psi); \\ \sin \psi &= \frac{r}{l_0} \sin \omega_c t; \\ \cos \psi &= \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l_0} \sin \omega_c t\right)^2}, \end{aligned} \right\} \quad (2.14)$$

де r – радіус кривошипа, м;

ω_c – кутова швидкість кривошипа, тобто частота струшування, рад/с;

l_0 – довжина шатуна, м;

ψ – кут між шатуном і лінією руху повзуна, тобто напрямом коливань.

Швидкості та прискорення мас m_2 і m_3 пов'язані між собою залежностями:

$$\left. \begin{aligned} \dot{y}_2 &= \dot{y}_3 - r\omega_c \sin \omega_c t - l_0 \dot{\psi} \sin \psi; \\ \ddot{y}_2 &= \ddot{y}_3 - r\omega_c^2 \cos \omega_c t - l_0 (\ddot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi), \end{aligned} \right\} \quad (2.15)$$

де

$$\left. \begin{aligned} \dot{\psi} &= \frac{r\omega_c \cdot \cos \omega_c t}{l_0 \cos \psi}; \\ \ddot{\psi} &= -\frac{r\omega_c \cdot \omega_c \sin \omega_c t \cdot \cos \psi - \dot{\psi} \sin \psi \cdot \cos \omega_c t}{l_0 (\cos \psi)^2}. \end{aligned} \right\}$$

Отже, можна виключити з рівняння (2.11) переміщення y_2 , враховуючи вирази (2.14), (2.15).

Тоді диференціальне рівняння (2.11) руху мас m_2 і m_3 до удару записується у вигляді

$$(m_2 + m_3)(\ddot{y}_4 + e\ddot{\phi} + \ddot{y}_3) = \dot{\phi}^2 (m_2(l_2 + y_3 - z_0) - m_3(l_3 - y_3)) - (Q_2 + Q_3)\sin\alpha - 2c_3 y_3 + c_2(y_1 - y_3 + z_0) + m_2 W_0 + F_0 \operatorname{sign}(y_1 - y_2), \quad (2.16)$$

де

$$\left. \begin{aligned} z_0 &= r(1 - \cos\omega_c t) + l_0(1 - \cos\psi); \\ W_0 &= r\omega_c^2 \cos\omega_c t + l_0(\ddot{\psi}\sin\psi + \dot{\psi}^2 \cos\psi). \end{aligned} \right\}$$

Після удару дещо змінюється права частина диференціального рівняння (2.16) і воно набуває вигляду

$$(m_2 + m_3)(\ddot{y}_4 + e\ddot{\phi} + \ddot{y}_3) = \dot{\phi}^2 (m_2(l_2 + y_3 - z_0) - m_3(l_3 - y_3)) - (Q_2 + Q_3)\sin\alpha - 2c_3 y_3 + c_2 \Delta_0 \operatorname{sign}(y_1 - y_2) + (N_4 + F_0)\operatorname{sign}(y_1 - y_2) + m_2 W_0. \quad (2.17)$$

Останнє рівняння має сенс тільки тоді, коли реакція $N_4 \geq 0$, тобто, коли маси m_2 і m_1 рухаються як одне ціле, у випадку $N_4 < 0$ рух знову описується рівнянням (2.16).

Під час удару миттєво змінюються швидкості мас m_1 , m_2 , m_3 . Якщо до удару швидкості цих мас були \dot{y}_1 , \dot{y}_3 , $\dot{y}_2 = \dot{y}_3 - u_0$ (де u_0 – швидкість повзуна збурювача коливань $u_0 = r\omega_c \sin\omega_c t + l_0\dot{\psi}\sin\psi$), то після удару швидкість маси m_3 позначимо через V_3 , а швидкості мас m_1 і m_2 будуть однакові $V_1 = V_2 = V_3 - u_0$.

Швидкість V_3 визначається з умови збереження сумарної кількості руху цих мас в проекції на вісь Oy , тобто

$$m_1 \dot{y}_1 + m_2 (\dot{y}_3 - u_0) + m_3 \dot{y}_3 = m_1 (V_3 - u_0) + m_2 (V_3 - u_0) + m_3 V_3. \quad (2.18)$$

Звідки швидкість V_3 після удару

$$V_3 = \frac{m_1 (\dot{y}_1 + u_0) + (m_2 + m_3) \dot{y}_3}{m_1 + m_2 + m_3}. \quad (2.19)$$

2.2.3. Рівняння повздовжнього руху частини віброударного механізму зі штангою і захватом

Маса m_1 аналогічно до мас m_2 і m_3 здійснює складний рух, тому її прискорення \vec{a}_1 (м/с^2) є геометричною сумою переносного і відносного прискорення, а також прискорення Коріоліса, тобто

$$\vec{a}_1 = (\ddot{x}_4 - 2\dot{\phi}\dot{y}_1 - e\dot{\phi}^2 - \ddot{\phi}(l_1 + y_1))\vec{i} + (\ddot{y}_4 + \ddot{y}_1 + e\ddot{\phi} - \dot{\phi}^2(l_1 + y_1))\vec{j}, \quad (2.20)$$

де y_1 – відносне переміщення маси m_1 в напрямі осі Oy , м;

l_1 – відстань від центра мас m_1 до координатної осі Ox , м.

Під час руху на масу m_1 діє сила тяжіння $Q_1 = m_1 g$ й сила N_3 взаємодії мас m_1 і m_2 , що визначається за формулою (2.12), якщо маса m_1 рухається до удару, та формулою (2.13) – після удару. Крім цього, ще діють сили взаємодії \vec{N}_1 , \vec{N}_2 , \vec{T}_1 , \vec{T}_2 захвата струшувача з гілкою й сила \vec{F}_1 , яка притискає захват (рис. 2.6).

Прикладемо також силу інерції маси m_1

$$\vec{\Phi}_1 = \Phi_{1x}\vec{i} + \Phi_{1y}\vec{j} = -m_1(a_{1x}\vec{i} + a_{1y}\vec{j}), \quad (2.21)$$

де Φ_{1x} , Φ_{1y} , a_{1x} , a_{1y} – сили інерції (Н) та прискорення (м/с^2) маси m_1 , вздовж координатних осей Ox і Oy .

Згідно принципу Д'Аламбера система сил (рис. 2.6) є зрівноваженою. Складаємо рівняння рівноваги у формі суми проекцій всіх сил на вісь Oy

$$(N_2 - N_1)\cos\beta - (T_2 - T_1)\sin\beta - Q_1\sin\alpha - N_3 + \Phi_{1y} = 0, \quad (2.22)$$

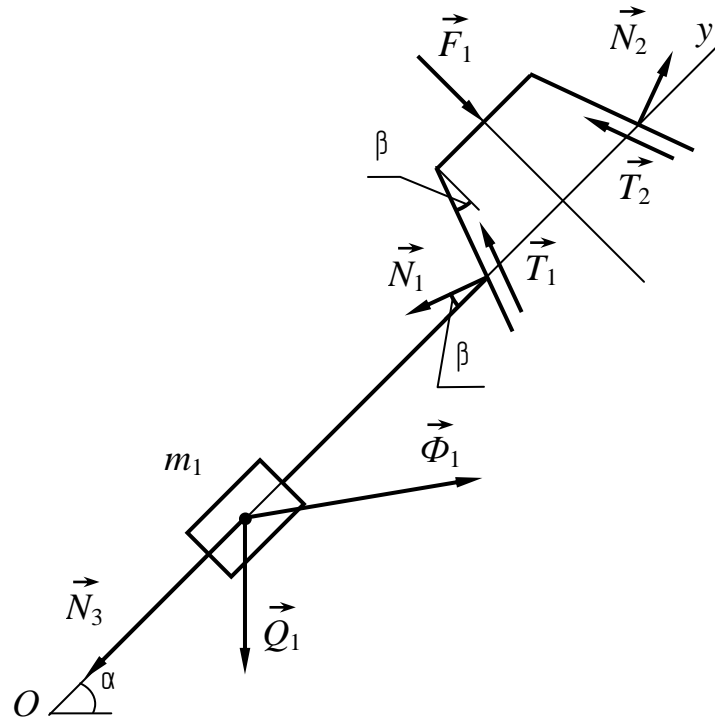
де N_1 , N_2 , T_1 , T_2 – реакції і сили тертя між подушками вилчастого захвата та гілкою, Н;

β – кут нахилу подушок захвату до осі штанги струшувача.

Сили N_1 , N_2 визначаються з виразів:

$$\begin{aligned} N_1 &= c_1(y_0 + y_4 + e\phi + y_1 - y_2) + n_{s1}(\dot{y}_4 + e\dot{\phi} + \dot{y}_1 - \dot{y}_2); \\ N_2 &= c_1(y_0 - (y_4 + e\phi + y_1 - y_2)) - n_{s1}(\dot{y}_4 + e\dot{\phi} + \dot{y}_1 - \dot{y}_2), \end{aligned} \quad (2.23)$$

де c_1 – коефіцієнт жорсткості подушок захвата, Н/м;

Рисунок 2.6 – Схема дії сил на масу m_1

y_0 – початкова лінійна деформація подушки, яке забезпечує постійний контакт подушки і гілки під час роботи струшувача, м;

y_2 – абсолютне переміщення місця захвату гілки в напрямі осі Oy , м;

n_{e1} – коефіцієнти в'язкого опору подушок захвата, Н·с/м;

\dot{y}_2 – швидкість гілки в місці захвату вздовж осі Oy , м/с.

Сили тертя T_1, T_2 становлять:

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= f N_1; \\ T_2 &= f N_2; \end{aligned} \right\} \quad (2.24)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання подушок по гілці.

Підставивши в (2.22) вирази $\Phi_{1y}, N_1, N_2, T_1, T_2$ одержимо диференціальне рівняння руху маси m_1 в напрямі осі Oy

$$\begin{aligned} m_1(\ddot{y}_1 + \ddot{y}_4 + e\ddot{\phi}) &= m_1\dot{\phi}^2(l_1 + y_1) - Q_1 \sin \alpha - N_3 - \\ &- (2c_1(y_4 + e\phi + y_1 - y_2) + 2n_{e1}(\dot{y}_4 + e\dot{\phi} + \dot{y}_1 - \dot{y}_2)) \cdot (\cos \beta - f \sin \beta). \end{aligned} \quad (2.25)$$

До удару диференціальне рівняння руху (2.25) маси m_1 матиме вигляд

$$\begin{aligned} m_1(\ddot{y}_1 + \ddot{y}_4 + e\ddot{\phi}) &= m_1\dot{\phi}^2(l_1 + y_1) - Q_1 \sin \alpha - c_2(y_1 - y_2) - F_0 - \\ &- 2(c_1(y_4 + e\phi + y_1 - y_2) + n_{e1}(\dot{y}_4 + e\dot{\phi} + \dot{y}_1 - \dot{y}_2)) \cdot (\cos \beta - f \sin \beta). \end{aligned} \quad (2.26)$$

Після удару це диференціальне рівняння руху буде дещо відрізнятись

$$\begin{aligned}
 m_1(\ddot{y}_1 + \ddot{y}_4 + e\ddot{\phi}) &= m_1\dot{\phi}^2(l_1 + y_1) - Q_1 \sin \alpha - c_2(y_1 - y_2) - \\
 &- (N_4 + F_0) \operatorname{sign}(y_1 - y_2) - 2(c_1(y_4 + e\phi + y_1 - y_2) + \\
 &+ n_{e1}(\dot{y}_4 + e\dot{\phi} + \dot{y}_1 - \dot{y}_2)) \cdot (\cos \beta - f \sin \beta).
 \end{aligned}
 \tag{2.27}$$

Додамо рівняння (2.27) і (2.17) для виключення реакції N_4 та врахуємо, що $\ddot{y}_1 = \ddot{y}_3 - W_0$. В результаті одержимо диференціальне рівняння

$$\begin{aligned}
 M_1(\ddot{y}_4 + e\ddot{\phi} + \ddot{y}_3) &= \dot{\phi}^2(m_1(l_1 + y_1) + m_2(l_2 + y_2) - m_3(l_3 - y_3)) - \\
 &- M_1 g \sin \alpha + (m_2 + m_1)W_0 - 2c_3 y_3 - 2(c_1(y_4 + e\phi + y_1 - y_2) + \\
 &+ n_{e1}(\dot{y}_4 + e\dot{\phi} + \dot{y}_1 - \dot{y}_2)) \cdot (\cos \beta - f \sin \beta).
 \end{aligned}
 \tag{2.28}$$

де

$$\left. \begin{aligned}
 M_1 &= m_1 + m_2 + m_3; \\
 y_1 &= y_2 + \Delta_0 \operatorname{sign}(y_1 - y_2); \\
 \dot{y}_1 &= \dot{y}_3 - u_0.
 \end{aligned} \right\}$$

Тоді рівняння (2.17) або (2.27) служать для знаходження реакції N_4 .

2.2.4. Умова постійного контакту захвата з плодовою гілкою

Сила F_{10} , що діє на захват, повинна забезпечити постійний контакт подушок захвату з гілкою дерева під час коливного руху. У стані спокою, тобто за умови відсутності коливань, на захват, крім сили F_{10} , діють ще нормальні реакції N_{10} і N_{20} та сили тертя T_{10} і T_{20} між подушками захвата й гілкою (рис. 2.7).

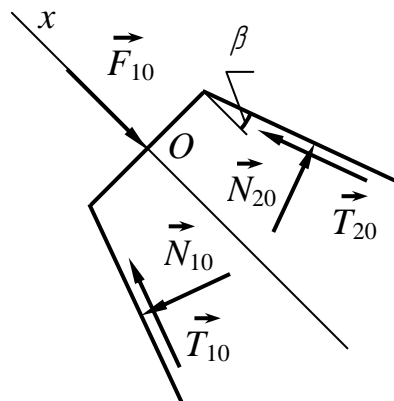


Рисунок 2.7 – Схема дії сил на захват за умови відсутності коливань

Складемо рівняння рівноваги в проекціях на вісь Ox

$$F_{10} - (N_{10} + N_{20})\sin\beta - (T_{10} + T_{20})\cos\beta = 0, \quad (2.29)$$

де N_{10}, N_{20} – сили пружності, зумовлені початковою деформацією подушок y_0 (м) для забезпечення контакту з гілкою перед роботою, Н;

T_{10}, T_{20} – сили тертя між захватом і гілкою від вказаної початкової деформації, Н.

Причому:

$$\left. \begin{aligned} N_{10} &= N_{20} = c_1 y_0; \\ T_{10} &= T_{20} = f c_1 y_0. \end{aligned} \right\} \quad (2.30)$$

Підставивши вирази (2.30) в рівняння (2.29), знаходимо силу F_{10} початкового підтискання подушок жорсткістю c_1

$$F_{10} = 2(\sin\beta + f \cos\beta) c_1 y_0. \quad (2.31)$$

Під час коливного руху реакції N_1 і N_2 обчислюються за формулами (2.23). Для постійного контакту подушок захвата з гілкою необхідне виконання умов $N_1 > 0, N_2 > 0$ у довільний момент часу.

Цього можна досягти, прийнявши

$$y_0 \geq |y_1 - y_2|_{\max}. \quad (2.32)$$

Якщо відхилення досягає максимального значення, то швидкість у цей момент часу дорівнює нулю. Отже, можна прийняти таке мінімальне значення сили F_{10}

$$F_{10} = 2(\sin\beta + f \cos\beta) \cdot c_1 |y_1 - y_2|_{\max}. \quad (2.33)$$

2.2.5. Рівняння повздовжнього руху плодової гілки

Маса m_2 гілки в місці захвату (рис. 2.8) може переміщатись у напрямі осі Oy довільним чином, а у напрямі осі Ox ця маса переміщається разом з захватом струшувача, й її прискорення \vec{a}_2 (м/с²) становить

$$\vec{a}_2 = (\ddot{x}_4 - e\dot{\phi}^2 - \ddot{\phi}(l_1 + y_1 + l))\vec{i} + \ddot{y}_2\vec{j}. \quad (2.34)$$

Під час руху на масу m_2 діють нормальні сили \vec{N}_1 , \vec{N}_2 і сили тертя \vec{T}_1 , \vec{T}_2 з боку подушок захвату, а також сили N_{cx} і N_{cy} взаємодії гілки як консольної балки з центральним провідником чи гілкою нижчого порядку дерева (рис. 2.8).

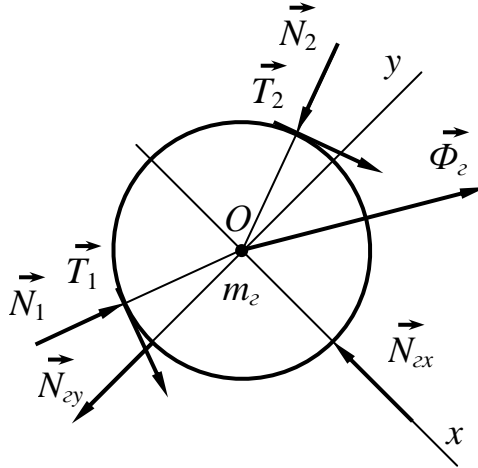


Рисунок 2.8 – Схема дії сил на масу m_2 гілки в місці захвату

Сили N_{cx} і N_{cy} залежать від переміщень гілки в місці захвату вздовж координатних осей Ox і Oy :

$$\left. \begin{aligned} N_{cx} &= c_2(x_4 - \varphi(l_1 + y_1 + l)) + n_{\theta 2}(\dot{x}_4 + \dot{\varphi}(l_1 + y_1 + l)); \\ N_{cy} &= c_2 y_2 + n_{\theta 2} \dot{y}_2. \end{aligned} \right\} \quad (2.35)$$

де c_2 – зведений коефіцієнт жорсткості гілки в місці захвату, Н/м;

$n_{\theta 2}$ – коефіцієнт в'язкого опору гілки, Н·с/м.

Прикладемо ще силу інерції

$$\vec{\Phi}_2 = -m\vec{a}_2 = -m(\ddot{x}_4 - e\ddot{\varphi}^2 - \ddot{\varphi}(l_1 + y_1 + l))\vec{i} - m\ddot{y}_2\vec{j}. \quad (2.36)$$

Складемо рівняння рівноваги сил, наведених на рис. 2.8, в проекціях на вісь Oy

$$(N_1 - N_2)\cos\beta - (T_1 - T_2)\sin\beta - N_{cy} + \Phi_{2y} = 0, \quad (2.37)$$

де N_1 і N_2 знаходимо за формулами (2.23).

Підставивши вирази для визначення Φ_{2y} і N_{cy} , одержимо диференціальне рівняння руху маси m_2 в напрямі осі Oy

$$m \frac{d^2 y_2}{dt^2} = -c_2 y_2 - n_{\theta 2} \dot{y}_2 + (\cos\beta - f \sin\beta)(N_1 - N_2). \quad (2.38)$$

2.2.6. Рівняння поперечного і обертального руху системи „ручний віброударний струшувач – плодова гілка“

Розглянемо вказану систему в цілому, відкинемо всі зовнішні в'язі, а їх дію замінимо відповідними реакціями (рис. 2.9).

Прикладемо також сили тяжіння $Q_i = m_i g$ та сили інерції $\vec{\Phi}_2, \vec{\Phi}_1 \dots \vec{\Phi}_n$ усіх мас. Згідно з принципом Д'Аламбера ця система сил зрівноважена, сума проєкцій всіх сил на вісь Ox повинна дорівнювати нулю й сума моментів всіх сил відносно довільної точки також дорівнює нулю:

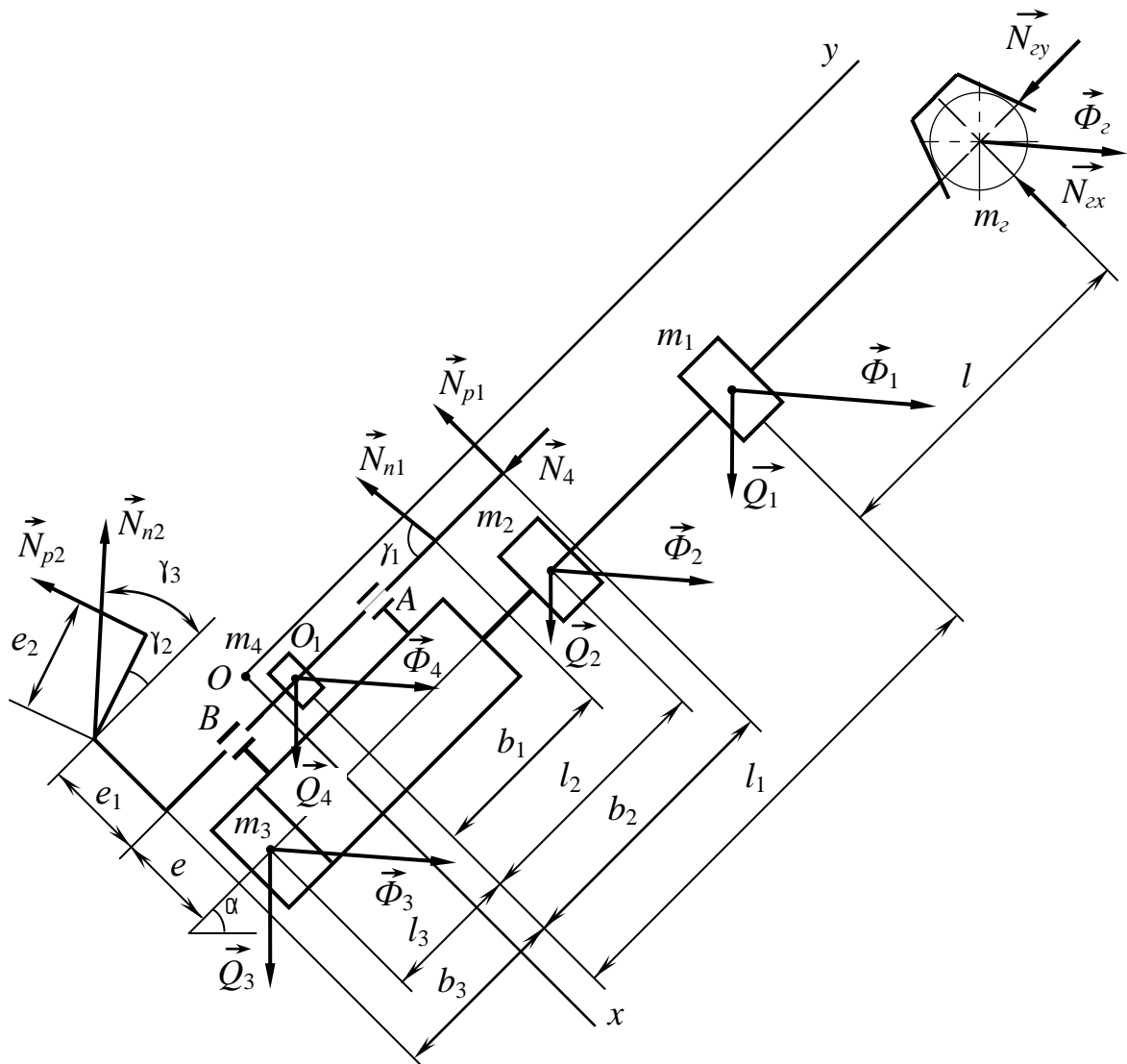


Рисунок 2.9 – Схема дії зовнішніх сил і сил інерції на систему
„ручний віброударний струшувач – плодова гілка“

$$\left. \begin{aligned}
\sum_{k=1}^n F_{kx} &= \Phi_{2x} + \Phi_{1x} + \Phi_{2x} + \Phi_{3x} + \Phi_{4x} + (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) \cos \alpha - \\
&\quad - N_{2x} - N_{p1} - N_{n1} \sin \gamma_1 - N_{p2} \cos \gamma_2 - N_{n2} \sin \gamma_3 = 0; \\
\sum_{k=1}^n M_{O1}(\vec{F}_k) &= (\Phi_{2y} + \Phi_{1y} + \Phi_{2y} + \Phi_{3y} + \Phi_{4y})e + (Q_3 \cos \alpha + \Phi_{3x}) \times \\
&\quad \times (l_3 - y_3) - (Q_2 \cos \alpha + \Phi_{2x})(l_2 + y_2) - (Q_1 \cos \alpha + \Phi_{1x}) \times \\
&\quad \times (l_1 + y_1) - \Phi_{0x}(l_1 + y_1 + l_2) - (Q_1 + Q_2 + Q_3) e \sin \alpha - \\
&\quad - N_{2y}e + N_{2x}(l_1 + y_1 + l) + N_{p1}b_2 + N_{n1}b_1 \sin \gamma_1 - \\
&\quad - N_{n2}(b_3 \sin \gamma_3 + e_1 \cos \gamma_3) - N_{p2} \cos \gamma_2 (b_3 - e_2 \cos \gamma_2) + \\
&\quad + N_{p2} \sin \gamma_2 (e_1 + e_2 \sin \gamma_2).
\end{aligned} \right\} (2.39)$$

Підставивши отримані раніше вирази для сил інерції, одержимо ще два диференціальні рівняння:

$$\left. \begin{aligned}
M \ddot{x}_4 + \dot{\phi}(m_3(l_3 - y_3) - m_2(l_2 + y_2) - m_1(l_1 + y_1) - m_2(l_1 + y_1 + l)) = \\
= M_1 e \dot{\phi}^2 + 2\dot{\phi}(m_2 \dot{y}_2 + m_3 \dot{y}_3 + m_1 \dot{y}_1) + (M - m_2)g \cos \alpha - \\
- N_{2x} - N_{p1} - N_{n1} \sin \gamma_1 - N_{p2} \cos \gamma_2 - N_{n2} \sin \gamma_3; \\
M_1 e \ddot{y}_4 - (m_2(l_1 + y_1 + l) + m_1(l_1 + y_1) + m_2(l_2 + y_2) - m_3(l_3 - y_3)) \ddot{x}_4 + \\
+ \dot{\phi}(M_1 e^2 + m_1(l_1 + y_1)^2 + m_2(l_2 + y_2)^2 + m_3(l_3 - y_3)^2) + m_2 e \ddot{y}_2 + \\
+ m_1 e \ddot{y}_1 + m_2 e \ddot{y}_2 + m_3 e \ddot{y}_3 = (Q_3(l_3 - y_3) - Q_2(l_2 + y_2) - Q_1(l_1 + y_1)) \cdot \\
\cdot \cos \alpha + 2\dot{\phi}(m_3 \dot{y}_3(l_3 - y_3) - m_2 \dot{y}_2(l_2 + y_2) - m_1 \dot{y}_1(l_1 + y_1)) - M_1 g e \sin \alpha - \\
- N_{2y} e + N_{2x}(l_1 + l + y_1) + N_{p1}b_2 + N_{n1}b_1 \sin \gamma_1 - N_{n2}(b_3 \sin \gamma_3 + e_1 \cos \gamma_3) + \\
+ N_{p2} \sin \gamma_2 (e_1 + e_2 \sin \gamma_2) - N_{p2} \cos \gamma_2 (b_3 - e_2 \cos \gamma_2),
\end{aligned} \right\} (2.40)$$

де

$$\left. \begin{aligned}
M &= m_1 + m_2 + m_3 + m_4; \\
M_1 &= m_1 + m_2 + m_3.
\end{aligned} \right\}$$

Якщо до двох рівнянь (2.40) приєднати ще отримані раніше диференціальні рівняння (2.4), (2.11), (2.25), (2.38), врахувати зв'язок між переміщеннями y_2 і y_3 й рух мас m_2 і m_3 як одного цілого, а також рух маси m_1 до удару і після удару, то одержимо замкнуту систему диференціальних рівнянь, яка дозволяє знаходити закон руху всіх мас, а також реакції в'язей. Крім цього, треба врахувати, що диференціальні рівняння (2.11) і (2.25) до удару, коли

виконуються умови $|y_1 - y_2| < \Delta_0$ і $N_3 > F_0$, перетворюються у рівняння (2.16) і (2.26), а після удару, коли $|y_1 - y_2| = \Delta_0$ – у рівняння (2.17) і (2.27). Звичайно, ця нелінійна система диференціальних рівнянь досить складна і розв'язати її аналітично неможливо, а тому доводиться використовувати числові методи. Складена програма у середовищі MATLAB (додаток А.1), у якій використано числовий метод Рунге-Кутта четвертого порядку точності [92].

Здійснивши підстановку в отриманих шести диференціальних рівняннях значень прискорення і швидкості, що рівні нулю, й підставивши вирази для внутрішніх та зовнішніх реакцій, то одержимо систему рівнянь рівноваги. З цієї системи алгебраїчних рівнянь можна знайти значення параметрів x_4 , y_4 , φ , u_3 , u_1 , y , коли система перебуває у рівновазі під дією тільки сил тяжіння Q_j . Надалі, отримані значення приймаються як початкові умови під час розв'язування системи диференціальних рівнянь.

2.3. Параметри коливань плодової гілки в місці захвату

Як зазначалось, розв'язок отриманої системи диференціальних рівнянь, здійснювався методом Рунге-Кутта за допомогою складеної програми (додаток А.1) для скелетних гілок, поділених залежно від діаметра гілки в основі на дві розмірні групи : перша – 50 – 70 мм та друга – 70 – 90 мм. Дані групи гілок характеризуються своїми розмірно-масовими та механіко-технологічними показниками, які впливають на вибір режимів роботи струшувача для забезпечення відокремлення горіхів від гілок.

Умови роботи ручного струшувача плодів в горіхових насадженнях відзначаються мінливістю відстані захвату ℓ_2 , тобто відстані прикладання збурювальних зусиль вздовж скелетних гілок відносно їх основи діаметром D_2 . Для гілок першої групи зі значеннями діаметра $D_2 = 50 - 70$ мм відстань захвату ℓ_2 змінювалась в діапазоні 1,25 – 1,75 м, при цьому коефіцієнт жорсткості c_2 , зведена маса гілки m_2 за першою частотою та коефіцієнт в'язкого опору n_{62} відповідали діапазонам 429,02 – 3210,68 Н/м, 5,991 – 40,872 кг та

97,415 – 724,505 Н·с/м. Значення вказаних показників для гілок другої групи ($D_2 = 70 - 90$ мм) становили: $\ell_2 = 1,75 - 2,25$ м; $c_2 = 474,61 - 2260,61$ Н/м; $m_2 = 6,042 - 25,589$ кг; $n_{62} = 107,102 - 481,03$ Н·с/м. Нижчі межі представлених діапазонів для кожної групи гілок відповідали мінімальним значенням діаметра гілки в основі та максимальним значенням відстані прикладання збурювальних зусиль.

Також вихідними даними для розрахунку ручного віброударного струшувача плодів служать його розмірні, масові та жорсткісно-демпфірувальні показники елементів конструкції, що створена на базі ручного вібраційного струшувача для збирання оливок моделі SC-105 італійської фірми CIFARELLI. Масові показники становили: рухомої штанги в зборі $m_1 = 2,09$ кг; веденої частини збурювача коливань струшувача та ведучих частин ударного механізму $m_2 = 2,375$ кг; основної частини струшувача $m_3 = 8,9$ кг; механізму утримання і управління струшувачем $m_4 = 1,1$ кг. Враховувались розмірні показники: радіус кривошипа $r = 27,5$ мм; довжина шатуна $l_0 = 0,1$ м; відстані (рис. 2.3) – $l = 1,025$ м; $l_1 = 1,102$ м; $l_2 = 0,195$ м; $l_3 = 0,233$ м; $e = 0,103$ м, $e_1 = 0$; $e_2 = 0,15$ м; $b_1 = 0,16$ м; $b_2 = 0,27$ м; $b_3 = 0,235$ м. До групи жорсткісно-демпфірувальних показників (рис. 2.3) входять: коефіцієнти жорсткості демпферних пружин $c_3 = 7460$ Н/м та $c_4 = 3050$ Н/м; коефіцієнти жорсткості $c_5 = 5800$ Н/м й в'язкого опору $n_{65} = 378,08$ Н·с/м еластичного покриття верхньої рукоятки; коефіцієнти жорсткості $c_6 = c_7 = 6000$ Н/м і в'язкого опору $n_{66} = n_{67} = 8,25$ Н·с/м гумових вставок утримуючої лямки; коефіцієнти жорсткості $c_8 = 4700$ Н/м та в'язкого опору $n_{68} = 11,687$ Н·с/м еластичної вставки нижньої рукоятки. Показники ударного механізму: коефіцієнт жорсткості робочої пружини $c_2 = 1510$ Н/м; довжина пружини у вільному стані 50 мм, а її попередній стиск 14 мм; початковий зазор Δ_0 між ковзними чашками ударного механізму змінюється дискретно і приймається рівним 5, 7,5 або 10 мм. Для зменшення пошкоджень кори гілок в місці передачі збурювальних зусиль вилчастий захват оснащено еластичними подушками фірми CIFARELLI, для яких експериментальним

шляхом встановлено коефіцієнти жорсткості $c_1 = 725 \cdot 10^3$ Н/м та в'язкого опору $n_{el} = 1096$ Нс/м.

Розв'язком системи диференціальних рівнянь (2.4), (2.11), (2.16), (2.17), (2.25), (2.26), (2.28), (2.38), (2.40) встановлено параметри коливань скелетної гілки в місці захвату, тобто переміщення, швидкість і прискорення у віброударному режимі роботи за умови зміни частоти струшування ω_c від 40 до 100 рад/с, а кут направленості коливань α (рис. 2.3) набував трьох значень 40, 60 й 80° для гілок двох вказаних розмірних груп. Враховано, що куту направленості коливань $\alpha=40^\circ$ відповідають кути $\gamma_1=55^\circ$ і $\gamma_3=139^\circ$, якщо $\alpha=60^\circ$ кути $\gamma_1=28^\circ$ та $\gamma_3=168^\circ$, у випадку $\alpha=80^\circ$ – $\gamma_1=12^\circ$ та $\gamma_3=170^\circ$.

Як свідчать розрахунки, зміна переміщення, швидкості й прискорення гілки (рис. 2.10) в місці передачі захватом збурювального зусилля має синусоїдальний характер і залежить від віброударного режиму роботи струшувача, а саме роботи кривошипно-повзунного та ударного механізмів. Коливання гілки можна розділити на три етапи: I, I' – до удару; II, II' – під час удару і після нього – III, III'. Ударний імпульс збурюється за один період двічі, причому етапи I, II, III відповідають відштовхувальному руху повзуна збурювача коливань, а I', II', III' – притягальному руху.

Під час обертання кривошипа й переміщення повзуна до удару передається гілці збурювальне зусилля за рахунок сили пружності стиснутої пружини ударного механізму, і коливний рух гілки відповідає вібраційному режиму. Повзун розганяється, зростають його переміщення та швидкість (рис. 2.10 а, б), але зменшується прискорення (рис. 2.10 в). З наближенням до максимального значення швидкості чи досягненням цього значення ковзні чашки входять в контакт. Генерується ударний імпульс, супроводжуваний стрімким зростанням прискорення (рис. 2.10 в), яке значно перевищує прискорення вібраційного режиму, а після удару гілка знову переходить у вібраційний режим. Під час зворотного руху повзуна вказаний цикл повторюється, лише у протилежному напрямі, тобто за один оберт кривошипа генеруються два ударні імпульси.

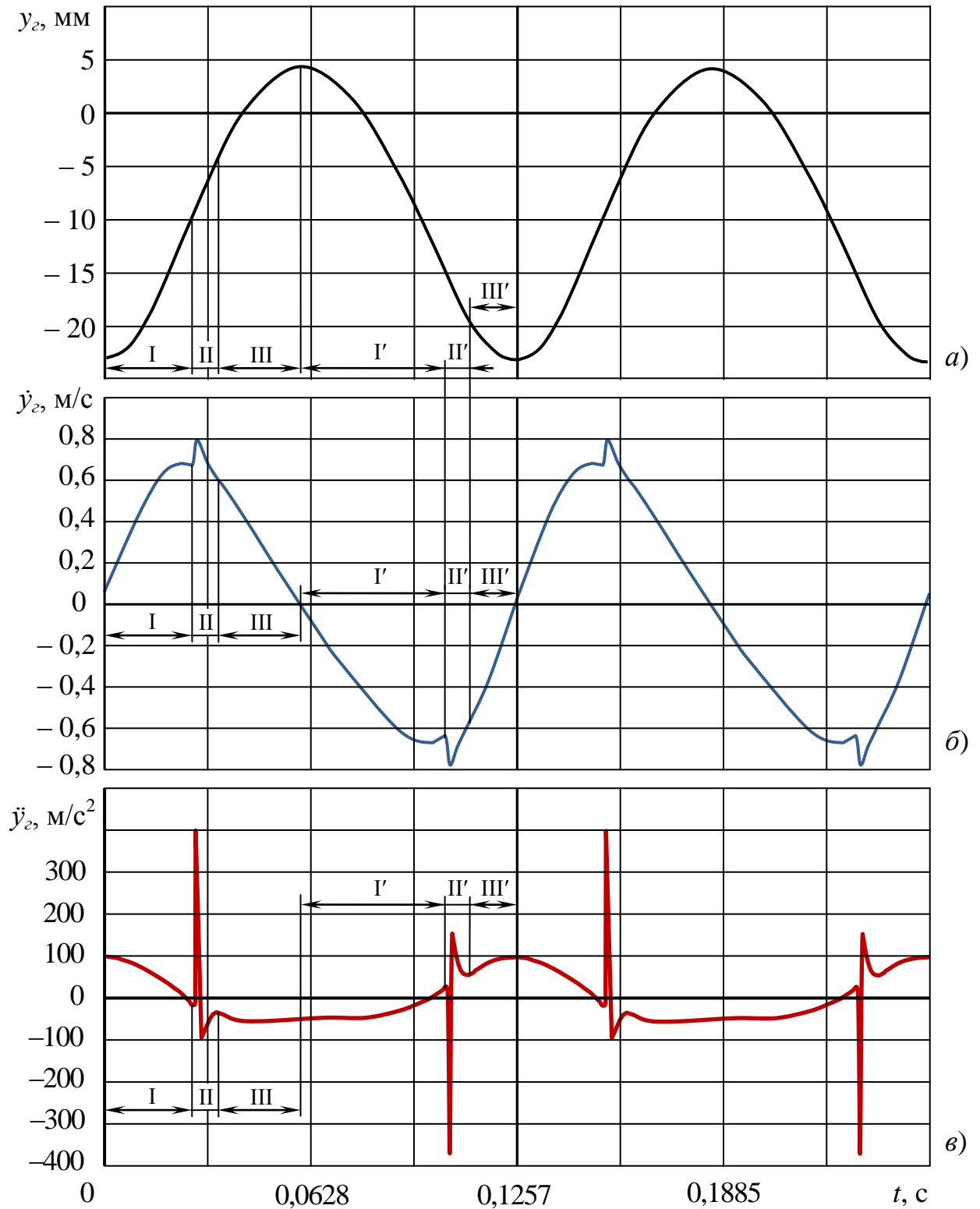


Рисунок 2.10 – Закономірності зміни в часі переміщення (а), швидкості (б) та прискорення (в) гілки в місці захвату, якщо діаметр гілки в основі $D_2 = 50$ мм; відстань захвату $\ell_2 = 1,75$ м; частота струшування $\omega_c = 50$ рад/с; початковий зазор між ковзними чашками ударного механізму $\Delta_0 = 5$ мм; кут направленості коливань $\alpha = 40^\circ$ (етапи коливання гілки: I, II, III – відштовхувальний рух; I', II', III' – притягальний рух)

Якщо штанга струшувача рухається вгору, то й удар наноситься знизу вгору, протидіючи силі тяжіння гілки, а за зворотного руху штанги удар наноситься зверху вниз за дією вказаної сили тяжіння, що впливає на характер коливання гілки та струшувача.

Розрахунки підтвердили, що під час віброударного режиму роботи струшувача забезпечується значне зростання прискорення гілки за незначних змін переміщення і швидкості (рис. 2.10). Досягається необхідне прискорення струшування за значно менших частот обертання кривошипа збурювача коливань, тобто на знижених швидкісних режимах привідного двигуна внутрішнього згоряння. Це дозволить підвищити повноту збирання волоських горіхів шляхом передачі збурювального зусилля скелетним гілкам, а також поліпшити умови праці збирача горіхів, підвищити його продуктивність, знизити витрату палива й уникнути пошкодження плодкових гілок і кори в місці захвату.

Розрахункові максимальні значення переміщення, швидкості та прискорення гілки в місці захвату під час віброударного режиму роботи струшувача плодів подано в додатках А.2 – А.7.

Дані показники розраховані за варіювання наступних параметрів: діаметра гілки в основі; відстані прикладання збурювального зусилля вздовж скелетної гілки (відстані захвату); кутової швидкості обертання кривошипа збурювача коливань; початкового зазору між ковзними чашками ударного механізму; кута направленості коливань.

Аналіз максимальних значень переміщення гілок u_2 в місці захвату свідчить (додатки А.2, А.3; табл. 2.1, 2.2; рис. 2.11, 2.12), що переміщення залежить від частоти струшування ω_c , жорсткісно-демпфірувальних і масових показників гілок, зведених до місця захвату, які, у свою чергу, залежать від відстані l_2 захвату та діаметра гілок в основі D_2 . На переміщення гілок незначно впливають початковий зазор в ударному механізмі між ковзними чашками та кут направленості коливань. В табл. 2.1 і 2.2 подано максимальні

Таблиця 2.1 – Розрахункові максимальні значення переміщення гілок першої розмірної групи в місці захвату ($\alpha = 60^\circ$, $\Delta_0 = 7,5$ мм)

Діаметр гілки в основі D_2 , мм	Відстань l_2 , м	Переміщення гілки $u_{z\max}$, (мм), якщо:						
		частота струшування ω_c , рад/с						
		40	50	60	70	80	90	100
50	1,25	10,9	13,0	14,7	15,9	16,8	17,4	17,5
	1,5	15,7	18,1	20,1	21,7	23,0	23,8	24,3
	1,75	18,8	21,3	23,3	24,9	26,7	27,0	27,4
60	1,25	7,8	9,5	10,9	12,0	12,9	13,4	13,6
	1,5	11,4	13,7	15,5	17,0	17,8	18,3	18,4
	1,75	15,1	17,5	19,5	21,0	22,1	22,8	23,1
70	1,25	5,6	7,0	8,2	9,2	9,9	10,4	10,7
	1,5	8,59	10,3	11,8	12,9	13,8	14,4	14,6
	1,75	12,3	14,5	16,3	17,8	18,8	19,4	19,6

Таблиця 2.2 – Розрахункові максимальні значення переміщення гілок другої розмірної групи в місці захвату ($\alpha = 60^\circ$, $\Delta_0 = 7,5$ мм)

Діаметр гілки в основі D_2 , мм	Відстань l_2 , м	Переміщення гілки $u_{z\max}$, (мм), якщо:						
		частота струшування ω_c , рад/с						
		40	50	60	70	80	90	100
70	1,75	12,3	14,5	16,3	17,8	18,8	19,4	19,6
	2	15,8	18,5	20,6	22,3	23,4	24,0	24,1
	2,25	17,9	20,6	22,8	24,5	25,7	26,4	26,6
80	1,75	9,5	11,6	13,3	14,6	15,5	16,0	16,1
	2	13,3	15,6	17,4	18,9	19,9	20,5	20,6
	2,25	16,2	18,9	21,1	22,8	24,0	24,6	24,8
90	1,75	7,9	9,6	11,0	12,2	13,1	13,8	14,2
	2	10,9	13,1	14,9	16,4	17,5	18,2	18,6
	2,25	14,6	17,1	19,1	20,7	21,9	22,7	23,0

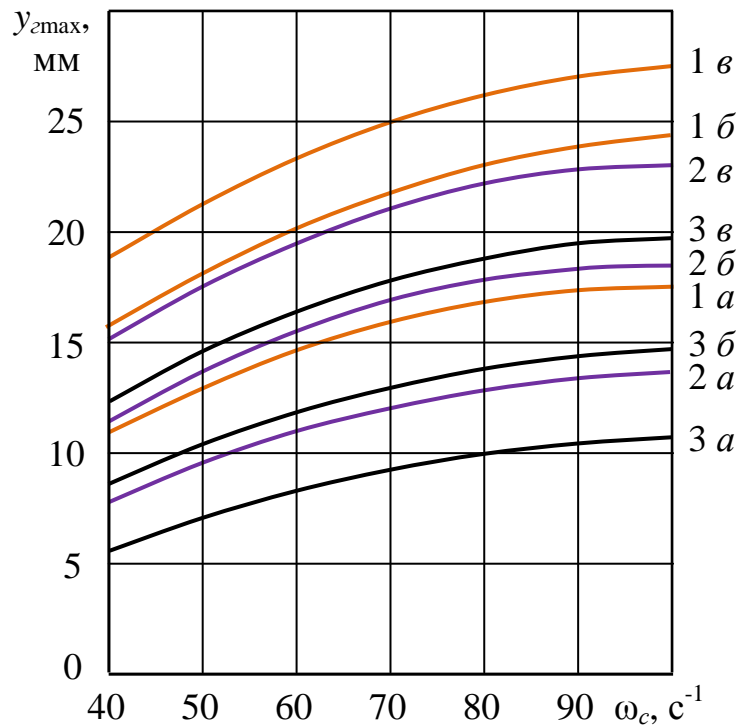


Рисунок 2.11 – Залежність максимального переміщення гілок y_{\max} в місці захвату від частоти струшування ω_c для гілок діаметром D_2 в основі: 1 – 50 мм (—); 2 – 60 мм (—); 3 – 70 мм (—); відстань ℓ_2 захвату: a – 1,25 м; b – 1,5 м; v – 1,75 м

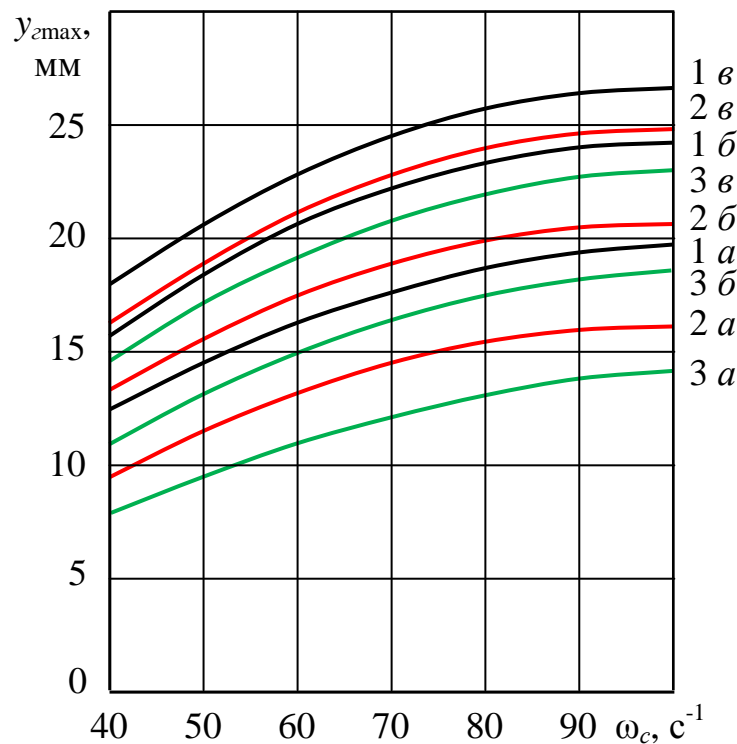


Рисунок 2.12 – Залежність максимального переміщення гілок y_{\max} в місці захвату від частоти струшування ω_c для гілок діаметром D_2 в основі: 1 – 70 мм (—); 2 – 80 мм (—); 3 – 90 мм (—); відстань ℓ_2 захвату: a – 1,75 м; b – 2,0 м; v – 2,25 м

значення переміщення гілок за віброударного режиму роботи у випадках середніх значень кута направленості коливань $\alpha = 60^0$ та початкового зазору $\Delta_0 = 7,5$ мм між ковзними чашками в ударному механізмі.

Переміщення гілок зростають із збільшенням кутової швидкості струшування ω_c від 40 до 100 рад/с, відстані ℓ_2 захвату та із зменшенням діаметра гілок в основі D_2 (рис. 2.11, 2.12).

Максимальні значення переміщення гілок першої групи (табл. 2.1, рис. 2.11) змінюються в діапазоні 5,6 – 27,4 мм, причому найменші переміщення характерні для випадку $\omega_c = 40$ рад/с, $D_2 = 70$ мм і $\ell_2 = 1,25$ м, а найбільші – $\omega_c = 100$ рад/с, $D_2 = 50$ мм й $\ell_2 = 1,75$ м. Для гілок другої групи (табл. 2.2, рис. 2.12) найменше переміщення в місці захвату становить 7,9 мм, якщо $\omega_c = 40$ рад/с, $D_2 = 90$ мм і $\ell_2 = 1,75$ м, а найбільше – 26,6 мм у випадку $\omega_c = 100$ рад/с, $D_2 = 70$ мм та $\ell_2 = 2,25$ м.

Отримані результати розрахунку максимальних значень швидкості $\dot{y}_{2\max}$ гілок в місці захвату (додатки А.4 – А.5) вказують, що характер їх зміни аналогічний переміщенню гілок. Тобто, із збільшенням частоти струшування ω_c , зменшенням діаметра гілок в основі D_2 та збільшенням відстані ℓ_2 захвату максимальна швидкість $\dot{y}_{2\max}$ зростає (табл. 2.3, 2.4 та рис. 2.13, 2.14). Кут направленості коливань α та початковий зазор Δ_0 в ударному механізмі на зміну швидкості впливають несуттєво.

Максимальна швидкість $\dot{y}_{2\max}$ гілок в місці захвату змінюється в діапазонах: для першої розмірної групи 0,1163 – 1,4122 м/с, якщо відповідно $\omega_c = 40$ рад/с, $D_2 = 70$ мм, $\ell_2 = 1,25$ м й $\omega_c = 100$ рад/с, $D_2 = 50$ мм, $\ell_2 = 1,75$ м; другої – 0,1758 – 1,3782 м/с, коли відповідно $\omega_c = 40$ рад/с, $D_2 = 90$ мм та $\ell_2 = 1,75$ м та $\omega_c = 100$ рад/с, $D_2 = 70$ мм, $\ell_2 = 2,25$ м.

Розрахункові максимальні значення прискорення гілок $\ddot{y}_{2\max}$ наведені в табл. 2.5, 2.6.

Незначний вплив на максимальні прискорення має кут направленості коливань, а найбільший – частота струшування ω_c , початковий зазор Δ_0 між ковзними чашками ударного механізму та відстань ℓ_2 захвату гілок.

Таблиця 2.3 – Розрахункові максимальні значення швидкості гілок першої розмірної групи в місці захвату

Діаметр гілок в основі D_2 , мм	Відстань l_T , м	Швидкість \dot{y}_{\max} , (м/с), якщо:						
		частота струшування ω_c , рад/с						
		40	50	60	70	80	90	100
50	1,25	0,2301	0,3504	0,4701	0,5892	0,7076	0,8254	0,9426
	1,5	0,3300	0,4862	0,6400	0,7915	0,9406	1,0873	1,2316
	1,75	0,3941	0,5713	0,7454	0,9166	1,0848	1,2500	1,4122
60	1,25	0,1624	0,2583	0,3519	0,4431	0,5320	0,6185	0,7026
	1,5	0,2456	0,3726	0,4977	0,6210	0,7425	0,8622	0,9800
	1,75	0,3450	0,5074	0,6670	0,8237	0,9776	1,1287	1,2770
70	1,25	0,1163	0,1872	0,2571	0,3259	0,3936	0,4603	0,5259
	1,5	0,1877	0,2874	0,3843	0,4784	0,5697	0,6581	0,7437
	1,75	0,2554	0,3925	0,5273	0,6597	0,7898	0,9175	1,0428

Таблиця 2.4 – Розрахункові максимальні значення швидкості гілок другої розмірної групи в місці захвату

Діаметр гілок в основі D_2 , мм	Відстань l_2 , м	Швидкість \dot{y}_{\max} , (м/с), якщо:						
		частота струшування ω_c , рад/с						
		40	50	60	70	80	90	100
70	1,75	0,2554	0,3925	0,5273	0,6597	0,7898	0,9175	1,0428
	2,0	0,3464	0,5046	0,6598	0,8119	0,9610	1,1070	1,2500
	2,25	0,3955	0,5632	0,7293	0,8939	1,0569	1,2183	1,3782
80	1,75	0,2244	0,3292	0,4336	0,5374	0,6407	0,7436	0,8459
	2	0,2991	0,4322	0,5648	0,6969	0,8287	0,9599	1,0908
	2,25	0,3571	0,5226	0,6837	0,8405	0,9930	1,1412	1,2851
90	1,75	0,1758	0,2774	0,3759	0,4715	0,5641	0,6538	0,7404
	2,0	0,2411	0,3584	0,4758	0,5934	0,7111	0,8290	0,9470
	2,25	0,3201	0,4723	0,6189	0,7596	0,8946	1,0239	1,1474

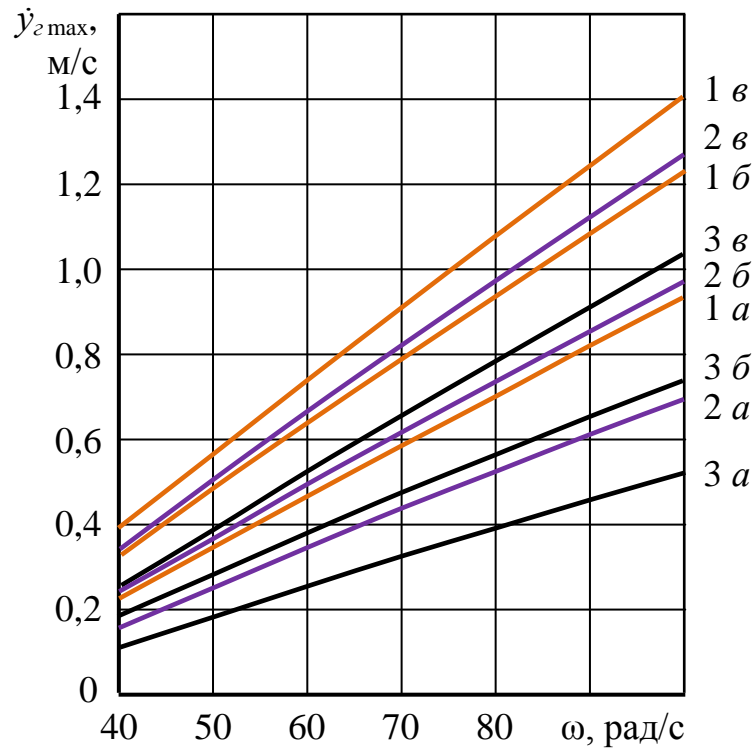


Рисунок 2.13 – Залежність максимальної швидкості гілок $y_{z\max}$ в місці захвату від частоти струшування ω_c для гілок діаметром D_z в основі: 1 – 50 мм (—); 2 – 60 мм (—); 3 – 70 мм (—); відстані ℓ_z захвату: *a* – 1,25 м; *b* – 1,5 м; *v* – 1,75 м

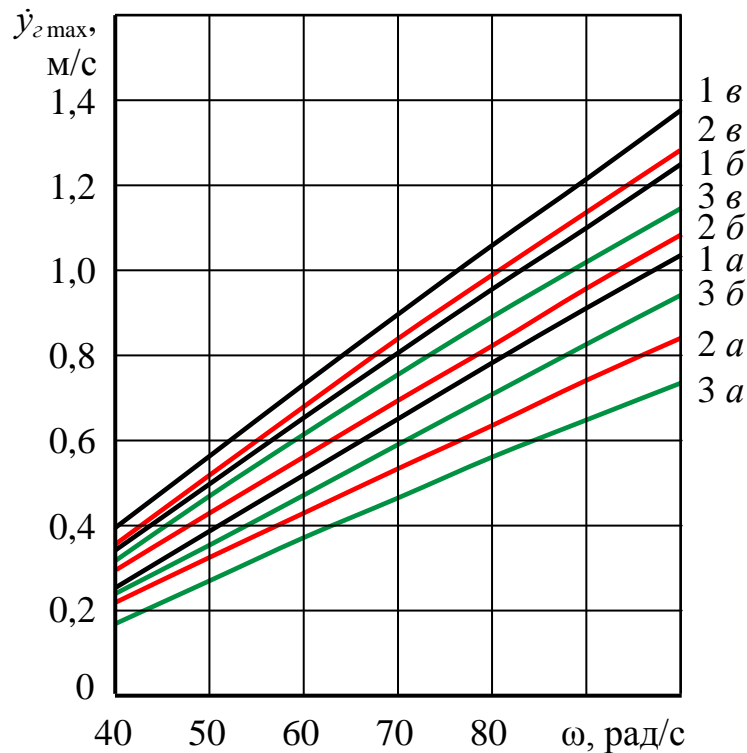


Рисунок 2.14 – Залежність максимальної швидкості гілок $y_{z\max}$ в місці захвату від частоти струшування ω_c для гілок діаметром D_z в основі: 1 – 70 мм (—); 2 – 80 мм (—); 3 – 90 мм (—); відстані ℓ_z захвату: *a* – 1,75 м; *b* – 2,0 м; *v* – 2,25 м

Таблиця 2.5 – Розрахункові максимальні значення прискорення гілок першої розмірної групи в місці захвату ($\alpha = 60^\circ$)

Діаметр гілок в основі D_2 , мм	Відстань ℓ_2 , м	Початковий зазор Δ_0 , мм	Прискорення $\ddot{y}_2^i \max$, (м/с ²), якщо:						
			частота струшування ω_c , рад/с						
			40	50	60	70	80	90	100
50	1,25	5	129,0	149,8	172,4	183,9	208,8	222,4	233,6
		7,5	184,8	216,8	236,9	243,3	268,1	279,2	280,5
		10	224,7	254,7	272,3	278,0	298,3	306,8	309,4
	1,5	5	216,6	241,9	270,0	310,8	317,1	336,2	361,3
		7,5	330,4	345,1	370,6	421,1	412,6	429,1	437,1
		10	403,3	419,1	442,1	471,3	479,0	492,9	525,3
	1,75	5	364,9	411,4	444,9	468,1	502,9	527,4	552,1
		7,5	492,6	550,7	581,7	597,5	634,5	656,5	669,1
		10	645,2	660,9	689,3	706,2	737,1	756,4	760,5
60	1,25	5	54,8	74,0	92,1	112,9	119,3	128,3	137,9
		7,5	103,8	122,2	137,8	143,8	159,8	166,3	172,3
		10	130,2	141,4	154,3	164,9	171,2	175,2	184,7
	1,5	5	116,6	137,8	161,4	186,0	199,4	213,9	234,4
		7,5	190,3	222,2	243,2	261,5	276,1	288,0	307,7
		10	253,4	277,5	295,9	307,1	323,7	333,0	347,1
	1,75	5	256,5	279,1	308,1	327,6	356,9	376,8	401,8
		7,5	381,5	399,7	426,0	460,3	469,8	487,1	508,8
		10	473,5	491,1	514,9	551,3	553,5	568,3	401,8
70	1,25	5	26,7	42,0	55,5	67,0	73,5	78,0	81,5
		7,5	59,0	71,4	82,4	92,2	95,3	97,2	92,9
		10	70,2	85,5	97,8	106,9	113,2	116,4	117,1
	1,5	5	57,6	77,6	96,5	117,1	125,4	135,3	141,0
		7,5	124,2	143,2	159,6	172,3	183,3	190,7	198,8
		10	166,8	179,7	193,5	208,6	212,1	216,9	220,9
	1,75	5	152,1	175,9	197,5	217,0	234,3	249,5	262,6
		7,5	210,5	234,0	255,3	274,4	291,4	306,3	319,0
		10	267,9	291,0	312,0	330,8	347,5	362,1	374,5

Таблиця 2.6 – Розрахункові максимальні значення прискорення гілок другої розмірної групи в місці захвату ($\alpha = 60^\circ$)

Діаметр гілок в основі D_2 , мм	Відстань ℓ_2 , м	Початковий зазор Δ_0 , мм	Прискорення $\ddot{y}_{z \max}$, (м/с ²), якщо:						
			частота струшування ω_c , рад/с						
			40	50	60	70	80	90	100
70	1,75	5	152,1	175,9	197,5	217,0	234,3	249,5	262,6
		7,5	210,5	234,0	255,3	274,4	291,4	306,3	319,0
		10	267,9	291,0	312,0	330,8	347,5	362,1	374,5
	2	5	208,8	235,3	259,7	281,9	301,9	319,9	335,6
		7,5	308,5	334,6	358,7	380,5	400,3	417,9	433,3
		10	407,1	432,9	456,6	478,2	497,6	514,9	530,0
	2,25	5	311,1	340,4	367,4	392,4	415,2	435,8	454,3
		7,5	452,0	480,9	507,6	532,3	554,7	575,0	593,2
		10	591,8	620,4	646,8	671,1	693,3	713,3	731,1
80	1,75	5	131,0	151,1	169,0	184,7	198,3	209,8	219,1
		7,5	168,1	187,8	205,4	220,8	234,1	245,3	254,3
		10	204,1	223,5	240,8	255,9	268,9	279,7	288,4
	2	5	188,9	211,6	232,2	250,7	267,1	281,3	293,3
		7,5	267,1	289,6	309,9	328,0	344,1	357,9	369,7
		10	344,4	366,5	386,5	404,3	420,0	433,6	445,0
	2,25	5	292,3	317,8	341,1	362,3	381,4	398,3	413,1
		7,5	411,8	437,0	460,0	480,9	499,6	516,2	530,6
		10	530,3	555,1	577,8	598,4	616,8	633,1	647,2
90	1,75	5	55,1	71,5	85,6	97,7	107,6	115,3	120,9
		7,5	70,9	86,9	100,7	112,4	122,0	129,4	134,7
		10	85,6	101,2	114,8	126,2	135,4	142,5	147,4
	2	5	114,1	133,1	150,0	164,8	177,4	187,8	196,2
		7,5	171,0	189,7	206,3	220,8	233,0	243,2	251,2
		10	227,0	245,3	261,6	275,7	287,7	297,5	305,2
	2,25	5	218,6	240,4	260,0	277,5	292,8	306,0	317,0
		7,5	316,8	338,2	357,5	374,7	389,7	402,5	413,3
		10	413,9	435,1	454,0	470,9	485,5	498,1	508,5

Підтверджено, що максимальні прискорення гілок в місці захвату (додавки А.2 – А.7) за віброударного режиму роботи набагато вищі, ніж за вібраційного, що зумовлено генеруванням ударного імпульсу. Необхідна повнота знімання волоських горіхів досягається на менших частотах ω_c віброударного струшувача.

Розрахунки показують, що максимальні прискорення змінюються в широкому діапазоні. Для гілок діаметром в основі 50 – 70 мм на відстані захвату 1,25 – 1,75 м максимальні прискорення змінюються в межах 26,7 – 760,5 м/с². Найбільші значення відповідають випадку $D_2 = 50$ мм, $\ell_2 = 1,75$ м, $\Delta_0 = 10$ мм, $\omega_c = 100$ рад/с, а найменші – $D_2 = 70$ мм, $\ell_2 = 1,25$ м, $\Delta_0 = 5$ мм, $\omega_c = 40$ рад/с. Для гілок другої розмірної групи діаметром в основі $D_2 = 70$ – 90 мм за відстані захвату $\ell_2 = 1,75$ – 2,25 м розрахункові максимальні прискорення перебувають в межах 55,1 – 731,1 м/с², причому нижня межа відповідає значенням $D_2 = 90$ мм, $\ell_2 = 1,75$ м, $\Delta_0 = 5$ мм, $\omega_c = 40$ рад/с, а верхня – $D_2 = 70$ мм, $\ell_2 = 2,25$ м, $\Delta_0 = 10$ мм, $\omega_c = 100$ рад/с.

В інтервали розрахункових значень максимальних прискорень гілок $\ddot{y}_{2 \max}$ в місці їх захвату попадають прискорення \ddot{y}_{2a} , за яких забезпечується агротехнічно необхідна повнота знімання P_a горіхів. Прискорення $\ddot{y}_{2 \max}$ генеруються віброударним збудовачем коливань, передаються від місця захвату до точок різноспрямованого звисання плодів, забезпечуючи їх відокремлення, якщо виконується умова струшування $\ddot{y}_{2 \max} \geq \ddot{y}_{2a}$. З такої умови визначаються початковий зазор в ударному механізмі Δ_0 , відстань захвату ℓ_2 та частота струшування ω_c гілок різних розмірів.

Для гілок з мінімальним діаметром в основі $D_2 = 50$ мм агротехнічна необхідна повнота знімання $P_a = 95$ % досягається (табл. 2.5) за: $\ell_{2a} = 1,25$ м, $\Delta_0 = 10$ мм, $\omega_{ca} = 80$ рад/с; $\ell_{2a} = 1,5$ м, $\Delta_0 = 5$ мм, $\omega_{ca} = 70$ рад/с або $\ell_{2a} = 1,75$ м, $\Delta_0 = 5$ мм, $\omega_{ca} = 40$ рад/с. Для гілок з максимальним діаметром $D_2 = 90$ мм (табл. 2.6) – $\ell_{2a} = 2,25$ м, $\Delta_0 = 7,5$ мм, $\omega_{ca} = 70$ рад/с або $\ell_{2a} = 2,25$ м, $\Delta_0 = 10$ мм та $\omega_{ca} = 40$ рад/с.

Відповідно для гілок першої розмірної групи $D_2 = 50$ – 70 мм виконується

ся умова струшування $\ddot{y}_z \max \geq \ddot{y}_{za}$, якщо початковий зазор в ударному механізмі $\Delta_0 = 7,5 - 10$ мм, відстань захвату $\ell_{za} = 1,5 - 1,75$ м і частота струшування $\omega_{ca} = 40 - 100$ рад/с, а для гілок другої розмірної групи $D_2 = 70 - 90$ мм у випадку $\Delta_0 = 7,5 - 10$ мм, $\ell_{za} = 2 - 2,5$ м та $\omega_{ca} = 40 - 100$ рад/с.

2.4. Потужність струшування скелетної гілки

Потужність двигуна приводу струшувача витрачається на подолання внутрішніх механічних і гідравлічних опорів у збурювачі коливань, подолання сил жорсткого і в'язкого опорів руху та зміну швидкості руху системи „ручний віброударний струшувач плодів – плодова гілка“.

Потужність струшування N_z (Вт) гілки становить

$$N_z = N_{c+n} + N_j, \quad (2.41)$$

де N_{c+n} , N_j – затрати потужності на подолання жорсткого і в'язкого опорів руху гілки, а також зміну швидкості руху, Вт.

Складові потужності струшування:

$$\left. \begin{aligned} N_{c+n} &= (c_z y_z + n_{\delta z} \dot{y}_z) \dot{y}_z ; \\ N_j &= m_z \ddot{y}_z \dot{y}_z , \end{aligned} \right\} \quad (2.42)$$

де c_z , $n_{\delta z}$ – зведені коефіцієнти жорсткого (Н/м) і в'язкого (Н·с/м) опорів руху гілки;

y_z , \dot{y}_z , \ddot{y}_z – переміщення (м), швидкість (м/с) і прискорення (м/с²) гілки.

Формули (2.41) та (2.42) занесені в програму розв'язку системи диференціальних рівнянь (додаток А1), що дозволило розрахувати потужність струшування гілки та її складові.

Як показали розрахунки, затрати потужності N_{c+n} на подолання жорсткого і в'язкого опорів руху гілки змінюються в часі гармонічно за синусоїдальним законом (рис. 2.15) і суттєво залежать від частоти струшування. Потужність N_j , що зумовлена зміною швидкості руху гілки (рис. 2.15), окрім частоти струшування залежить і від початкового зазору між ковзними чашками ударного механізму.

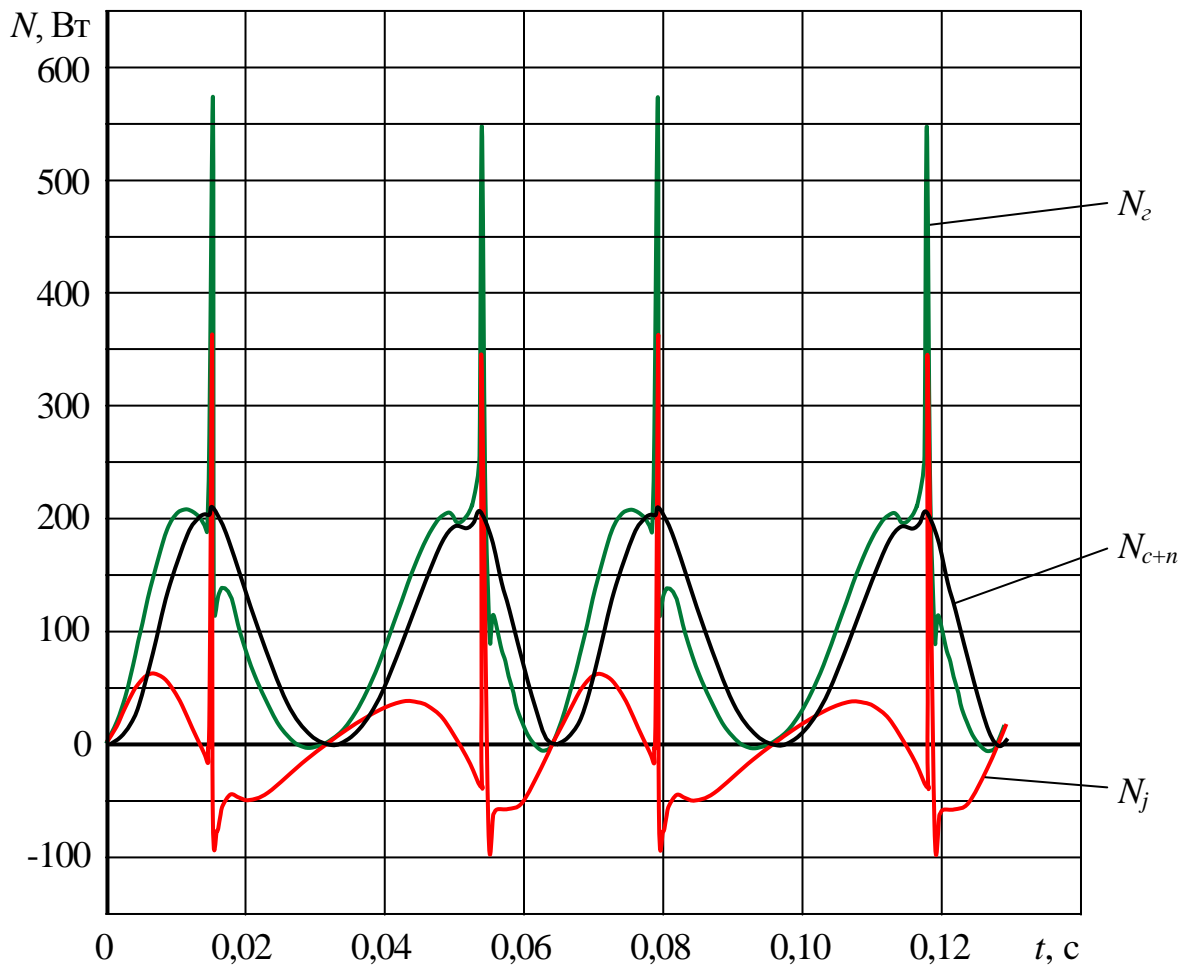


Рисунок 2.15 – Закономірності зміни в часі затрат потужності на: N_z – струшування гілки; N_{c+n} – подолання жорсткого і в'язкого опорів руху гілки; N_j – зміну швидкості руху (діаметр гілки $D_2 = 50$ мм; відстань захвату $\ell_2 = 1,5$ м; частота струшування $\omega_c = 100$ рад/с; початковий зазор в ударного механізмі $\Delta_0 = 5$ мм; кут направленості коливань $\alpha = 40^\circ$)

Найбільша потужність струшування досягається в момент ударного імпульсу за найбільшої швидкості гілки (рис. 2.14). Закономірності зміни в часі затрат потужності N_{c+n} на подолання жорсткого і в'язкого опорів руху відповідає зміні переміщення й швидкості гілки, а затрат N_j на зміну швидкості руху характеризується зміною як швидкості, так і прискорення.

Результати розрахунків для двох розмірних груп скелетних гілок наведено в додатках А.8 і А.9. Значення потужності струшування гілок двох розмірних груп відрізняються не значно, оскільки зведені до місця захвату масові та жорсткісно-демпфувальні показники гілок мають неістотну розбіжність.

Для гілок діаметром в основі 50 – 70 мм, якщо відстань захвату гілки 1,25 – 1,75 м, затрати потужності на подолання жорсткого і в'язкого опорів руху гілки N_{c+n} лежать в межах 12,5 – 263,4 Вт, зміну швидкості руху N_j – 11,4 – 435,7 Вт, струшування гілок N_z – 27,1 – 659,3 Вт (додаток А.8). Для гілок другої розмірної групи діаметром в основі 70 – 90 мм за відстані захвату 1,75 – 2,25 м діапазони зміни вказаних потужностей становлять: N_{c+n} – 16,6 – 305,9 Вт; N_j – 19,4 – 419,9 Вт; N_z – 36,3 – 667,1 Вт (додаток А.9).

Затрати потужності на струшування скелетної гілки у віброударному режимі збільшуються із зростанням переміщення, швидкості і прискорення гілки в місці захвату, тобто із збільшенням частоти струшування та початкового зазору між ковзними чашками ударного механізму. Ручні віброударні струшувачі волоських горіхів можна комплектувати двигунами внутрішнього згоряння з ефективною потужністю $N_e = 1$ кВт.

Висновки

1. Коливну систему „ручний віброударний струшувач – плодова гілка“ розглянуто як п'ятимасову зі зведеною масою гілки m_2 та чотирма зосередженими масами ручного віброударного струшувача: рухомої штанги в зборі m_1 ; частини збурювача коливань та ведучої частини ударного механізму m_2 ; основної частини струшувача m_3 ; механізму утримання і управління струшувачем m_4 .

2. Отримано динамічну модель роботи ручного віброударного струшувача плодів у вигляді шести диференціальних рівнянь (2.4), (2.11), (2.25), (2.38), (2.40) і залежностей, що описують рух мас m_2 й m_3 як одного цілого (2.16), (2.17), а також маси m_1 до удару (2.26) та після удару (2.27).

3. Запропонована нелінійна система диференціальних рівнянь, яка розв'язана числовим методом Рунге-Кутта четвертого порядку точності за допомогою складеної програми у середовищі MATLAB, дозволяє встановлювати закономірності руху всіх мас, в тому числі й гілки в місці захвату.

4. Встановлено, що параметри коливання скелетної гілки в місці захвату залежать від розмірно-масових та жорсткісно-демфірувальних показників гілок і режимів роботи віброударного збурювача коливань.

Для гілок першої розмірної групи діаметром в основі 50 – 70 мм за відстані захвату 1,25 – 1,75 м розраховані діапазони зміни максимальних значень переміщення $y_{z\max}$, швидкості $\dot{y}_{z\max}$ та прискорення $\ddot{y}_{z\max}$ становлять: 5,6 – 27,4 мм, 0,1163 – 1,4122 м/с, 26,7 – 760,5 м/с², а для другої – $D_z = 70 – 90$ мм за $\ell_z = 1,75 – 2,25$ м: $y_{z\max} = 7,9 – 26,6$ мм, $\dot{y}_{z\max} = 0,1758 – 1,3782$ м/с, $\ddot{y}_{z\max} = 55,1 – 731,1$ м/с².

5. Для забезпечення агротехнічно необхідної повноти знімання волоських горіхів віброударний режим роботи ефективніший порівняно з вібраційним внаслідок збільшення прискорень гілок в місці захвату.

6. Для гілок першої розмірної групи з діаметром в основі $D_z = 50 – 70$ мм досягається агротехнічно необхідна повнота знімання горіхів, якщо початковий зазор в ударному механізмі $\Delta_0 = 7,5 – 10$ мм, відстань захвату $\ell_{za} = 1,5 – 1,75$ м і частота струшування $\omega_{ca} = 40 – 100$ рад/с, у випадку $D_z = 70 – 90$ мм дані параметри становлять: $\Delta_0 = 7,5 – 10$ мм, $\ell_{za} = 2 – 2,5$ м та $\omega_{ca} = 40 – 100$ рад/с.

7. Сумарні затрати потужності на подолання жорсткого і в'язкого опорів та на зміну швидкості руху гілок знаходяться в діапазоні 27,1 – 659,3 Вт для гілок першої розмірної групи і 36,3 – 667,1 Вт – другої, причому зростають із збільшенням частоти струшування і початкового зазору між ковзними чашками ударного механізму. Ручні віброударні струшувачі волоських горіхів можна комплектувати двигунами внутрішнього згоряння з ефективною потужністю $N_e = 1$ кВт.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма, загальна методика досліджень і опрацювання експериментальних даних

Експериментальні дослідження з механізованого збирання плодів доволі обширні, але недостатні для встановлення параметрів, перевірки результатів теоретичних досліджень засобів механізованого знімання урожаю, особливо ручних віброударних струшувачів плодів. Основний обсяг цих досліджень відповідає машинам, які діють на штамби, а не на скелетні гілки крони дерев.

Для досягнення поставленої мети реалізовувалась така програма досліджень:

- розробка приладів, обладнання і методик та дослідження властивостей скелетних гілок горіха волоського, а саме: зведеного коефіцієнта жорсткості, частоти власних коливань, коефіцієнтів згасання та в'язкого опору коливань, зведеної маси;
- дослідження фрикційних властивостей кори скелетних гілок;
- розробка ручного віброударного струшувача плодів;
- розробка методик і дослідження коефіцієнтів жорсткості й в'язкого опору складових частин ручного віброударного струшувача;
- дослідження параметрів коливань плодових гілок в місці їх захвату, тобто прикладання збурювального зусилля, а також коливань ручок струшувача;
- дослідження повноти знімання плодів;
- виробничі випробування ручного віброударного струшувача волоських горіхів та обґрунтування його економічної ефективності.

Об'єкти досліджень – дерева високопродуктивних сортів горіха волоського Буковинський 1, Чернівецький 1 і Яблунівський Придністровської дослідної станції садівництва Інституту садівництва Національної академії

аграрних наук України (НААНУ). Ці сорти придатні для вирощування на всій території України, включаючи й Західні області, тому занесені до реєстру горіхових сортів України і рекомендовані для виробництва [23, 29, 35]. Горіхи сорту Буковинський 1 характеризуються високою товарною якістю та при-датні для промислової переробки.

Всі дослідження проводились під час збирального сезону (вересень, жовтень) на базі Придністровської дослідної станції садівництва, що у Сторожинецькому районі Чернівецької області, а також у Львівському національному аграрному університеті. Кліматичні умови даного періоду, які характеризуються помірними температурами і невеликою кількістю опадів, дозволяють використовувати засоби механізації, в тому числі й ручні струшувачі плодів.

В дослідженнях використовувались відомі [27, 71, 91, 96] та розроблені методики, прилади і допоміжне обладнання.

Кількість n об'єктів досліджень (вимірювань, спостережень) визначалась з виразу [11, 28, 97]

$$n = \frac{V^2}{p^2}, \quad (3.1)$$

де V – коефіцієнт варіації досліджуваного показника, що визначається на основі попередніх експериментів, %;

p – точність досліджу, яка не повинна перевищувати 5%.

Результати експериментальних досліджень опрацьовувались методами математичної статистики і теорії ймовірностей [11, 28, 97] із встановленням:

$$\bar{x} = \frac{\sum x_i}{n}; \quad (3.2)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}; \quad (3.3)$$

$$m = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}; \quad (3.4)$$

$$V = \frac{\sigma}{\bar{x}} 100; \quad (3.5)$$

$$p = \frac{m}{x} 100, \quad (3.6)$$

де \bar{x} – середнє арифметичне значення;

x_i – значення окремого спостереження під час експерименту;

σ – середнє квадратичне відхилення;

m – середня арифметична похибка;

V – коефіцієнт варіації, %;

p – точність одиничного досліду, %.

Для отримання графічних залежностей між результатами дослідів проводилось їх згладжування за методом найменших квадратів, а метод різницевого згладжування використовувався у випадку, якщо різниця двох послідовних значень функції не перевищувала 5% [97, 99, 115]. Підбір емпіричних формул, що відповідають експериментально отриманій закономірності, передбачав вибір типу формули та визначення її коефіцієнтів за методом найменших квадратів [63, 79, 97].

Вплив різних факторів на функцію відгуку оцінювався на підставі багатфакторного експерименту [67, 95], причому

$$y = f(X_1, X_2, \dots, X_n), \quad (3.7)$$

де X_1, X_2, \dots, X_n – фактори у кодованих значеннях;

y – функція відгуку досліджуваного процесу.

Математична модель об'єкта досліджень представлялась у вигляді рівняння регресії (полінома) другого порядку, що має загальний вигляд

$$y = b_0 + \sum_{k=i}^k b_i X_i + \sum_{k=i < j}^k b_{ij} X_i X_j + \sum_{k=i}^k b_{ii} X_i^2, \quad (3.8)$$

де b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} – коефіцієнти за відповідних значень факторів;

i, j – індекси поточних значень факторів;

k – число факторів.

Для аналізу впливу кожного фактора на функцію відгуку значення факторів переводять у кодовані значення $-1, 0, +1$, що відповідає інтервалу зміни фактора, де 0 – середина інтервалу (нульовий рівень), -1 і $+1$ – мінімальне й максимальне значення інтервалу (нижній та верхній рівні). Залежності між кодованими X_i й дійсними x_i значеннями факторів становлять:

$$X_{i\min} = \frac{x_{i\min} - x_{i0}}{\Delta x_i} = -1; \quad X_{i0} = \frac{x_{i0} - x_{i0}}{\Delta x_i} = 0; \quad X_{i\max} = \frac{x_{i\max} - x_{i0}}{\Delta x_i} = +1, \quad (3.9)$$

де $x_{i\min}, x_{i0}, x_{i\max}$ – дійсні значення факторів досліджуваного інтервалу, відповідно на мінімальному, нульовому й максимальному рівнях;

Δx_i – крок варіювання i -го фактора.

Під час проведення експериментів з метою опису поверхні відгуку поліномом другого порядку, опрацювання отриманих даних і визначення коефіцієнтів рівняння регресії реалізовувалася матриця D-оптимального плану Бокса [67, 95].

Перевірка отриманих даних планованого експерименту здійснювалася за критеріями Кохрена (G -критерій) та Фішера (F -критерій), що відповідно характеризують відтворюваність дослідів і адекватність математичної моделі [10, 67].

Розрахункове значення критерію Кохрена (G_p) рівне [10, 67]

$$G_p = \frac{S_{i\max}^2}{\sum_{i=1}^n S_i^2}, \quad (3.10)$$

де $S_{i\max}^2$ – максимальне значення дисперсії відтворюваності серед усіх дослідів;

S_i^2 – дисперсія відтворюваності i -го незалежного дослідів.

$$S_i^2 = \frac{\sum_{i=1}^m (y_{im} - \bar{y}_i)^2}{m-1}, \quad (3.11)$$

де m – кількість повторностей під час проведення i -го дослідів;

y_{im} – значення функції відгуку за i -го досліді m -ої повторності;

\bar{y}_i – середнє значення функції відгуку в i -му досліді.

Розрахункове значення критерію Фішера (F_p), за яким перевіряється адекватність математичної моделі визначається за формулою

$$F_p = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2}, \quad (3.12)$$

де S_{ad}^2 – дисперсія адекватності математичної моделі;

S_y^2 – дисперсія помилки дослідів в матриці плану.

Дисперсії адекватності математичної моделі та помилки дослідів в матриці плану становлять:

$$\left. \begin{aligned} S_{ad}^2 &= \frac{\sum_{i=1}^n (y - \bar{y}_i)^2}{n - k - 1}; \\ S_y^2 &= \frac{\sum_{i=1}^n S_i^2}{n} = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{m=1}^m (y_{im} - \bar{y}_i)^2}{n(m-1)}, \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

де y – розрахункове значення функції відгуку за отриманим рівнянням регресії;

n – кількість незалежних дослідів згідно матриці планованого експерименту.

Отримана математична модель у вигляді полінома другого порядку вважається відтворюваною та адекватною, якщо розрахункові значення критеріїв Кохрена G_p і Фішера F_p менші від табличних G_T й F_T , тобто:

$$\left. \begin{aligned} G_p &< G_T(0,05; n; f_i); \\ G_p &< G_T(0,05; f_{ad}; f_y), \end{aligned} \right\} \quad (3.14)$$

де 0,05 – коефіцієнт, що відповідає 5-ти відсотковому рівню значущості;

f_i, f_{ad}, f_y – число ступенів вільності відповідно незалежного досліді

($f_i = m - 1$), дисперсії адекватності ($f_{ad} = n - k - 1$), дисперсії відтворюваності ($f_y = n(m - 1)$).

На підставі результатів експериментальних досліджень обґрунтовува-

лись параметри, режими (частота струшування ω_c , зазор в ударному механізмі Δ_0) і умови (відстань захвату скелетної гілки ℓ_2) роботи ручного віброударного струшувача плодів.

3.2. Методика досліджень механіко-технологічних властивостей дерев волоського горіха

3.2.1. Методика дослідження розмірних характеристик надземної частини дерев

Дослідження розмірних характеристик надземної частини дерев проводились в насадженнях сортів Буковинський 1, Чернівецький 1 та Яблунівський різних вікових груп. Деревя сорту Буковинський 1 мають крону середніх розмірів, а плоди формуються на верхівках гілок і на бокових пагонах минулорічних приростів. Для дерев сорту Чернівецький 1 характерна велика крона з плодами на верхівках гілок та бокових пагонах. Крона сорту Яблунівський округлої форми і середньої сили росту, плоди переважно формуються на верхівках минулорічного приросту. Деревя вказаних сортів, вирощені на підщепах, починають плодоносити на третій-четвертий рік після садіння.

Збирання плодів проводилось запропонованим ручним віброударним струшувачем шляхом захвату і передачі збурювального зусилля центральному провіднику, скелетним гілкам першого і другого порядків залежно від віку дерева, розмірних і механіко-технологічних характеристик крони [47].

Для обґрунтування параметрів ручних струшувачів та організації їх роботи визначались розмірні характеристики надземної частини дерев, особливо розміри скелетних гілок, їх розташування відносно землі, штамба і центрального провідника.

За програмою досліджень визначались: кількість ярусів та скелетних гілок на дереві; діаметр скелетних гілок D_2 в основі (рис. 3.1) – місці з'єднання зі скелетною гілкою нижчого порядку чи центральним провідником; максимальна довжина гілок L_2 ; відстань захвату ℓ_2 , вимірювана як відстань від

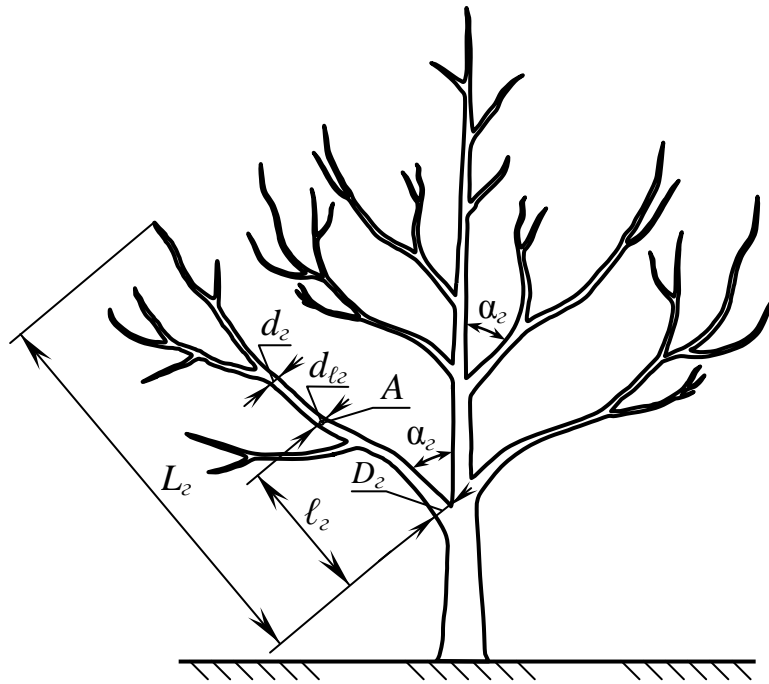


Рисунок. 3.1 – Схема крони горіха волоського:
 А – місце захвату (прикладання збурювального зусилля)

основи гілки до місця прикладання збурювального зусилля; кут сходження β_2 (рис. 3.2), що характеризує зміну діаметра гілки d_2 по довжині; d_{l_2} – діаметр гілки в місці захвату; кут відгалуження α_2 скелетної гілки від центрального провідника.

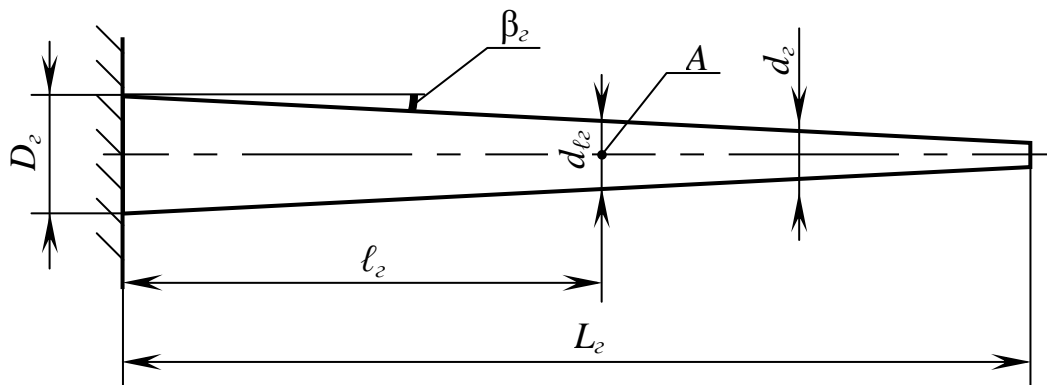


Рисунок 3.2 – Зведена схема скелетної гілки у вигляді консольної балки змінного перерізу

Скелетні гілки першого та другого порядків можна розглядати як консольну балку змінного перерізу діаметром d_2 (рис. 3.2) діаметром в основі D_2 та довжиною L_2 . На відстані захвату l_2 , що змінюється в певних межах, діаметр перерізу d_{l_2} .

Від розмірів кожної скелетної гілки залежать частота її власних коливань і коефіцієнт згасання коливань, а зведені маса і коефіцієнт жорсткості визначаються як розмірами, так і відстанню захвату ℓ_2 .

Діаметри гілок в основі D_2 та по довжині d_2 розраховувались як середнє арифметичне значення замірів цих показників в двох взаємно перпендикулярних площинах. Дослідження здійснювались за допомогою штангенциркуля SIGMA з точністю вимірювання 0,01 мм й електронною фіксацією показів (рис. 3.3 а).



а)



б)



в)

Рисунок 3.3 – Прилади для вимірювання розмірних показників крони горіха волоського: а – штангенциркуль SIGMA; б – лазерний вимірювач відстані (далекомір) DW040P; в – кутомір Skil0580AA

Для визначення максимальної довжини гілок L_2 та відстані захвату ℓ_2 використано лазерний вимірювач відстані (далекомір) DW040P фірми DeWALT (рис. 3.3 б) з такими характеристиками: клас лазера 2, діапазон вимірювань 0,3 – 40 м; похибка вимірювань 0,1 мм/м [61]. Технічна характеристика вимірювача дозволяє визначати показники крони горіха волоського з необхідною точністю.

Відстань між двома точками визначається світловим променем вимірювача, що кріпиться в основі досліджуваної гілки, впираючись в центральний провідник крони чи гілку нижчого порядку. Натисканням кнопки вмикається лазерний вимірювач і світловий промінь спрямовується на відбивну відмітку, яка монтується на відстані вимірювання. Якщо відмітка розташовується на завершені гілки то визначається її довжина L_2 , а за розташування в місці захвату – відстань захвату ℓ_2 . Натиснувши і відпустивши кнопку вми-

кання, на дисплеї вимірювача відображається шукана відстань. Досліджувались скелетні гілки першого та другого порядків нижніх ярусів крони горіха волоського.

Кут відгалуження α_2 скелетних гілок від центрального провідника крони визначався за допомогою кутоміра марки Skil0580AA (F0150580AA) (рис. 3.3 в), який виконує заміри від 0° до 220° з точність $\pm 0,5^\circ$ й фіксацією отриманих результатів на цифровому екрані [101, 102]. В базову рейку кутоміра вмонтовані рідинні рівні, що дозволяє цю рейку встановлювати у горизонтальне чи вертикальне положення.

Базова рейка кутоміра суміщається з поверхнею центрального провідника, від якої йде відгалуження скелетної гілки. Рухома рейка відхиляється до суміщення з поверхнею відгалуженої гілки й на цифровому екрані фіксується кут α_2 .

Кут сходження β_2 гілки (рис. 3.2) встановлювався як кут нахилу твірної кінчної поверхні, що охоплює поверхню гілки. Даний кут характеризує зміну діаметра перерізу гілки d_2 на відстані ℓ_2 від основи D_2

$$\beta_2 = \arctg \frac{D_2 - d_2}{2\ell_2}. \quad (3.15)$$

Кут сходження розраховувався в п'яти точках за різних значень відстані ℓ_2 в межах 1,25 – 2,25 м. Приймалось середнє арифметичне значення залежно від кількості проведених замірів.

Згідно з формулою (3.15) діаметр гілки в місці прикладання збурювального зусилля на відстані ℓ_2 дорівнює

$$d_2 = D_2 - 2\ell_2 \operatorname{tg} \beta_2. \quad (3.16)$$

Параметри крони горіха волоського та розмірні характеристики скелетних гілок діаметром в основі 50, 60, 70, 80 і 90 мм визначались на 30 деревах кожного досліджуваного сорту віком від 10 до 40 років у триразовій повторності.

3.2.2. Методика дослідження зведеного коефіцієнта жорсткості плодових гілок

Опір гілки зміщенню від природного початкового положення характеризується зведеним до місця прикладання збурювальної сили коефіцієнтом жорсткості, що залежить від багатьох факторів, визначальними серед яких є розміри гілок і механічні показники деревини, а узагальнюючими критеріями оцінки жорсткості виступають діаметр гілки в основі D_2 і відстань ℓ_2 від основи гілки до місця її захвату.

Зведений коефіцієнт жорсткості плодових гілок волоського горіха визначався на скелетних гілках першого порядку нижніх ярусів дерев різних вікових груп та сортів, діаметри яких в основі змінювались в межах від 50 до 90 мм. Для проведення замірів використовувався натяжний пристрій (рис. 3.4 а, 3.4 б), що забезпечував перпендикулярне прикладання сили до гілки із зміною місця прикладання, тобто зміною висоти над поверхнею міжряддя та відстані до центрального провідника [55].

Даний пристрій складається зі стійки 3 з опорою 2 та штирями 1 для встановлення і фіксації стійки біля гілки. На стійці 3 за допомогою затискного гвинта 6 кріпиться рухомий кронштейн з роликком 7, що дозволяє кріпити один кінець лінви 5 через проставку 8 перпендикулярно до гілки залежно від місця прикладання сили. Другий кінець лінви 5 через динамометр 4 кріпиться до опори 2.

Відхилення гілки від положення рівноваги (рис. 3.4) визначалось за допомогою лазерного далекоміра (рис. 3.3 б) фірми DeWALT як різниця значень відстані від опорної площини кронштейна 7 біля стійки 3 до нижньої частини перетину гілки, вимірюваної вздовж лінви 5 в початковому і відхиленому після прикладання сили положеннях гілки.

Під час дослідів стійка 3 встановлювалась під гілкою, на якій в місцях прикладання сили відхилення на заданій відстані від центрального провідника дерева наносились мітки, причому відстань вимірювалась лазерним далекоміром. Один кінець лінви 5 через проставку 8 кріпився до місця прикла-

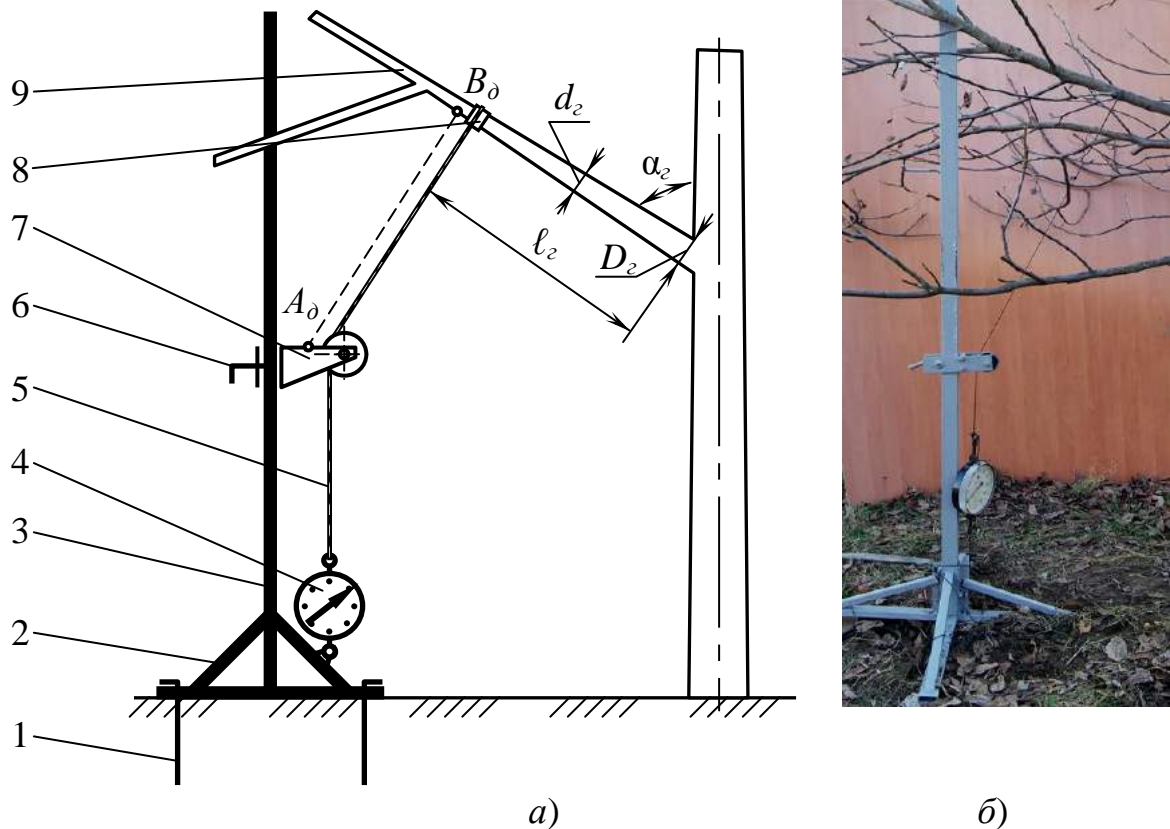


Рисунок 3.4 – Натяжний пристрій для дослідження зведеного коефіцієнта жорсткості скелетних гілок:

a – схема (A_δ , B_δ – точки базування і спрямування променя далекоміра; 1 – штирі; 2 – опора; 3 – стійка; 4 – динамометр; 5 – линва; 6 – затискний гвинт; 7 – рухомий кронштейн з роликом; 8 – проставка; 9 – скелетна гілка першого порядку);

б – загальний вигляд

дання сили відхилення, а другий кінець через блок кронштейна 7 і динамометр 4 з'єднувався з основою 2 стійки 3. Під час кріплення до гілки линви 5 переміщався кронштейн 7 і фіксувався затискним гвинтом 6 у положенні, що відповідало прямому куту між гілкою і линвою.

Гілка навантажувалась шляхом ступінчастого натягу линви, тобто, забезпечивши певний натяг фіксувалось її положення. Сила відхилення гілки реєструвалась динамометром, а лінійне відхилення – далекоміром. Потім послідовно реалізовувались подальші ступені натягу линви, на кожному з яких реєструвались сила та відхилення гілки. Із завершенням вимірювань гілка звільнялась і здійснювалась підготовка до експериментів на іншій гілці.

Закономірність зміни сили відхилення P_z (Н), що дорівнює натягу линви, має лінійний характер

$$P_z = c_z x_{\ell_z}, \quad (3.17)$$

де c_z – зведений коефіцієнт жорсткості гілки, Н/м;

x_{ℓ_z} – лінійне відхилення гілки від положення рівноваги на відстані захвату ℓ_z , м.

Зведений коефіцієнт жорсткості становить [97, 114]

$$c_z = \left(\sum_{i=1}^n P_{zi} x_{\ell_{zi}} \right) / \left(\sum_{i=1}^n x_{\ell_{zi}}^2 \right), \quad (3.18)$$

де i – індекс вимірювання у досліді, що відповідає ступеню натягу линви;

n – число ступенів вимірювань.

Пружна відновлювальна сила, яка виникає під час відхилення гілки від положення рівноваги, зумовлюється пружним деформуванням деревини.

Дослідження зведеного коефіцієнта жорсткості скелетних гілок першого порядку базувались на методиці планування двофакторного експерименту на трьох рівнях [66, 67, 74]. Незалежні змінні – діаметр гілок в основі D_z і відстань захвату ℓ_z ; кодовані значення змінних X_1, X_2 на трьох рівнях становили $-1, 0, +1$. Функція відгуку або вихідний параметр Y_c – зведений коефіцієнт c_z жорсткості скелетних гілок.

Жорсткість скелетних гілок досліджувалась на гілках першого порядку з діаметром в основі D_z , що відповідав двом розмірним групам: 50–70 мм та 70–90 мм. На всіх гілках у триразовій повторності проводились шість серій дослідів, у процесі яких відстань захвату ℓ_z гілок першої розмірної групи $D_z = 50–70$ мм становила 1,25, 1,5 та 1,75 м, а для другої розмірної групи $D_z = 70–90$ мм відстань ℓ_z – 1,75, 2,0 та 2,25 м.

3.2.3. Методика дослідження частоти коливань, коефіцієнта згасання коливань, зведеної маси і коефіцієнта в'язкого опору плодкових гілок

Коливання плодової гілки можна представити як згасаючі коливання дисипативної системи, що характеризується розсіюванням енергії внаслідок внутрішнього тертя волокон деревини під час згину та опором повітря відхиленню гілки.

Серед методів визначення коефіцієнта згасання коливань і частоти вільних коливань дисипативних систем найбільш простий метод реєстрації коливань [37, 118], згідно якого коефіцієнт згасання n_2 (рад/с) визначається з виразу

$$n_2 = -\frac{2\pi}{T_1} \ln \frac{a_{i+1}}{a_i}, \quad (3.19)$$

де a_i, a_{i+1} – послідовні значення амплітуди (мм) однаково спрямованих згасаючих коливань, період яких T_1 (с).

Частота вільних коливань ω_2 (рад/с) скелетних гілок становить

$$\omega_2 = \sqrt{\omega_{21}^2 + n_2^2}, \quad (3.20)$$

де ω_{21} – частота згасаючих коливань гілки, що дорівнює $\omega_{21} = 2\pi / T_1, \text{ с}^{-1}$.

Маса m (кг) скелетної гілки, зведена на відстань ℓ_2 від її основи, дорівнює

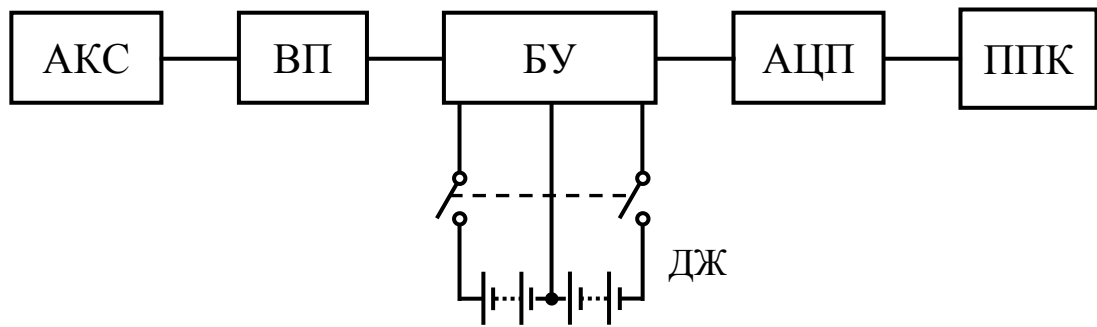
$$m_2 = \frac{c_2}{\omega_2^2}, \quad (3.21)$$

де c_2 – зведений на задану відстань коефіцієнт жорсткості гілки, Н/м.

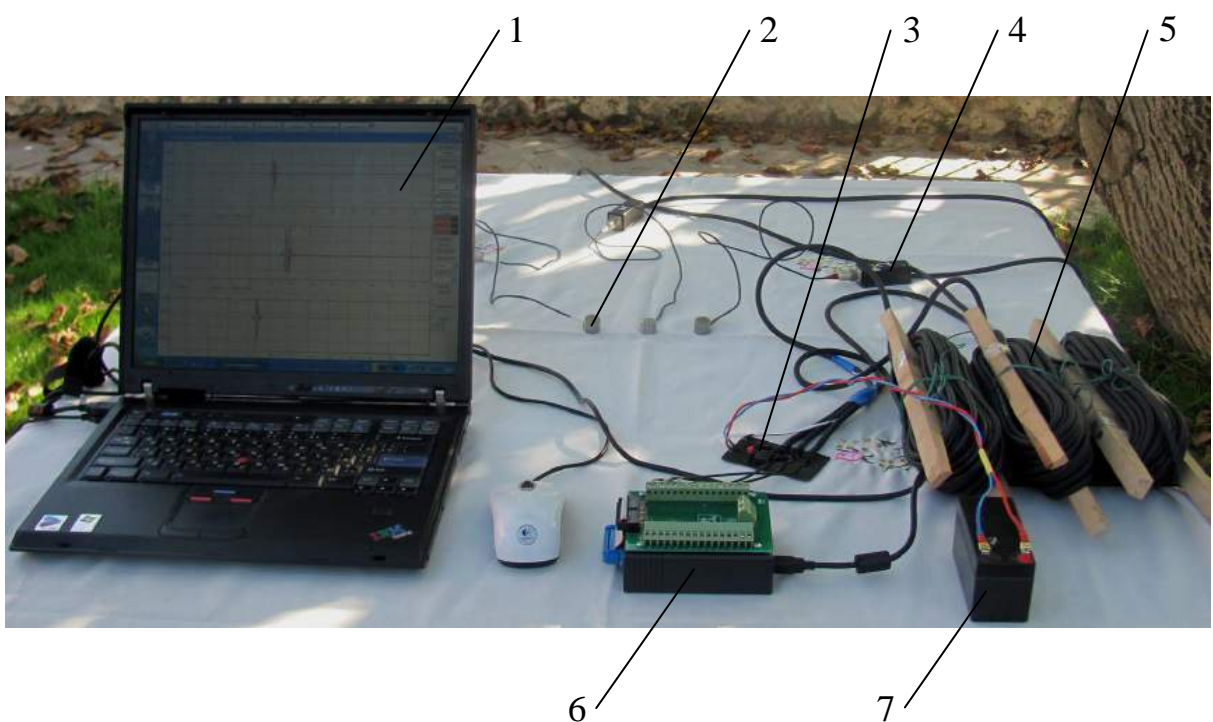
Коефіцієнт в'язкого опору гілки n_{62} (Н·с/м) розраховується за формулою

$$n_{62} = 2n_2 m_2. \quad (3.22)$$

Під час виконання дослідів з визначення T_1, a_i і a_{i+1} записувались осцилограми прискорень коливань гілки. Для цього використовувалось спеціальне вимірюване обладнання (рис. 3.5) [48].



а)



б)

Рисунок 3.5 – Обладнання для вимірювання прискорень:
 а – схема вмикання акселерометра (АКС – акселерометр АНС 114-02; ВП – вихідний повторювач; БУ – блок узгоджень; ДЖ – джерело живлення; АЦП – аналого-цифровий перетворювач ZET-210; ППК – портативний персональний комп’ютер);
 б – загальний вигляд обладнання (1 – портативний персональний комп’ютер; 2 – акселерометр; 3 – блок узгоджень; 4 – вихідний повторювач; 5 – кабель; 6 – аналого-цифровий перетворювач; 7 – блок живлення)

На гілці дерева в місці збурення коливань еластичною стрічкою кріпився акселерометр АКС (рис. 3.5 а), що підключався до портативного персонального комп'ютера ППК через вихідний повторювач ВП, блок узгоджень БУ та аналого-цифровий перетворювач АЦП.

Для проведення експериментів з дослідження фізико-механічних властивостей скелетних гілок, а також параметрів процесу віброударного знімання плодів використано акселерометри АНС 114-02 з верхньою межею вимірювань за вібраційного і ударного режимів роботи відповідно 600 й 1200 м/с². Акселерометри придбано та протаровано в лабораторії ТзОВ Науково-виробничого підприємства "Фізприлад" м. Львів, що підтверджують їх паспорти з технічними даними (додаток Б.1).

В комплект обладнання для вимірювання прискорень (рис. 3.5 б) входило три акселерометри 2, що дозволяло одночасно проводити заміри прискорень трьома каналами. Аналоговий сигнал через вихідний повторювач 4, з'єднувальний екранований кабель 5 надходив до модуля аналого-цифрового перетворювача 6 марки ZET-210 [69], де аналоговий сигнал трансформувався у цифровий і передавався до портативного персонального комп'ютера 1.

На комп'ютері встановлювалось програмне забезпечення ZetLab [13, 69], яке входило в комплект модуля ZET-210. Фіксація і обробка вхідного сигналу здійснювалась багатоканальним осцилографом вказаного програмного забезпечення. Дані одночасно записувались у вибрану папку названим файлом (розширенням "dtn") з можливістю відкриття стандартними текстовими редакторами WordPad або БЛОКНОТ і відображались на екрані ППК у вікні багатоканального осцилографа у вигляді графічного зображення – осцилограми. По осі абсцис осцилограми фіксувався поточний час в секундах, а по осі ординат – прискорення, оцінювані мілівольтами (мВ). Для переведення прискорень у розмірність м/с² використано тарувальні коефіцієнти, наведені в таблиці технічних даних акселерометрів (додаток Б.1).

Перед проведенням експериментів у налаштуваннях багатоканального осцилографа відповідно до параметрів досліджуваного процесу встановлю-

валась частота дискретизації замірів, тобто кількість замірів за одну секунду, що в запропонованому осцилографі можна змінювати від 0,533 Гц до 66,667 МГц, а також встановлювався максимальний час запису. Чим більша частотна характеристика фізичного процесу, наприклад, частота вібраційних коливань, тим більшу частоту дискретизації і менший час запису необхідно встановлювати.

Чистота передачі сигналу і можливість кріплення акселерометрів в кроні дерева на різних висотах забезпечуються мікрофонним кабелем KLOTZ MY250CH довжиною 10 – 20 м.

З метою використання обладнання в польових умовах передбачено автономне живлення блоку узгоджень 3 (рис. 3.5) акумуляторною батареєю на 12 В, а модуля 6 аналого-цифрового перетворювача – від портативного персонального комп'ютера (ППК) 1.

Після кріплення акселерометра на гілці і вмикання вимірювальної апаратури записувались згасаючі коливання на ППК у вікні багатоканального осцилографа як осцилограми зміни прискорення в часі. Перша частота вільних коливань зумовлювалась в результаті відведення гілки від положення рівноваги у вертикальному напрямі з подальшим її звільненням, а друга – ударним імпульсом.

Попередні дослідження показали, що максимальні значення першої частоти вільних коливань скелетних гілок горіха волоського діаметром в основі 50 – 90 мм не перевищують 2 Гц, а другої – 7 Гц, тому для запису достатньої кількості даних у налаштуваннях багатоканального осцилографа встановлювалась частота дискретизації замірів 5,3 КГц.

З осцилограм визначався період згасаючих коливань T_1 , що дозволяє за формулами (3.19), (3.20), (3.21) та (3.22) розрахувати послідовно коефіцієнт згасання n , частоту ω_2 вільних коливань, зведену масу m_2 та коефіцієнт $n_{вз}$ в'язкого опору гілки.

Дослідження проводились на деревах волоського горіха віком від 10 до 40 років, у кронах яких вибиралось по 10 скелетних гілок першого поряд-

ку з діаметром в основі 50, 55, 60, ... 90 мм; вимірювання у кожному досліді здійснювались у триразовій повторності.

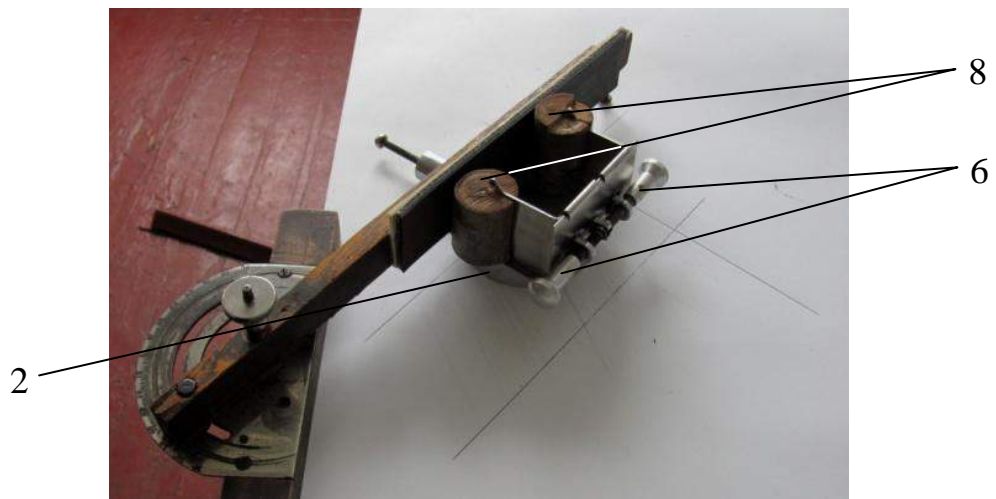
3.2.4. Методика дослідження фрикційних властивостей кори плодових гілок

У процесі знімання плодів ручним віброударним струшувачем дуже важливим чинником є контакт захвата струшувача з корою гілки дерева. Якщо захват не прилягає щільно до гілки і ковзає по ній, то кора може пошкоджуватись. Перешкоджає ковзанню сила тертя, яка залежить від матеріалу подушки захвата, фрикційних властивостей кори, й характеризується ця сила кутом та коефіцієнтом тертя [46].

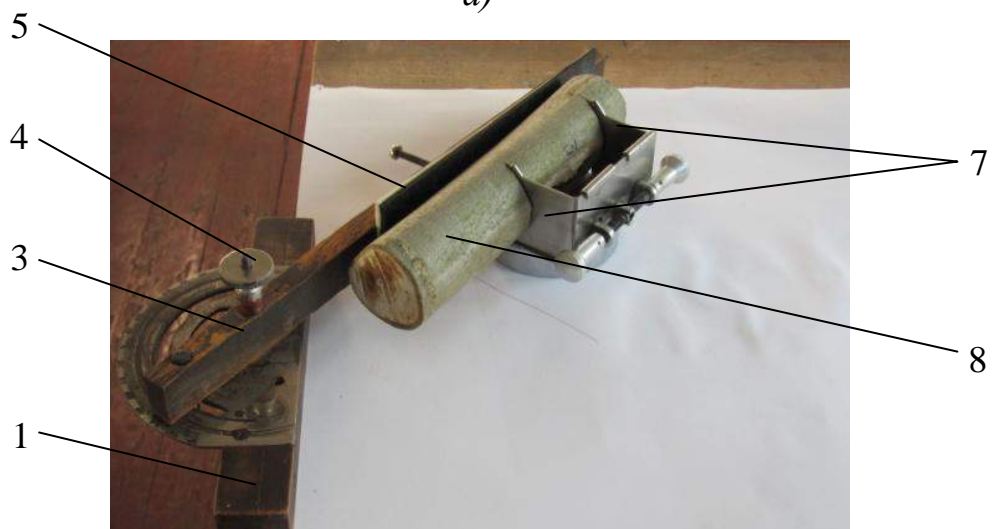
Для проведення досліджень використано прилад академіка В. О. Желіговського [75], що містить напрямну колодку 1 (рис. 3.6) із встановленою під певним кутом напрямною лінійкою, на якій закріплена дерев'яна дощечка з гумовою накладкою 5. За властивостями ця накладка відповідає гумі по ДСТУ 7338-90 [2] – I-го типу, 2-го класу, ступеня твердості Т, марки ТМКЩ, з якої виготовлені подушки захвата струшувача. Досліджувані зразки гілок 8 кріпились регулювальними гвинтами 6, що приводять в дію затискні губки 7 на каретці 2 із самописцем. Відбирались досліджувані зразки зі скелетних гілок волоського горіха діаметром 30, 50, 60, 70, 80, 90 і 120 мм.

Для визначення коефіцієнта й кута тертя між гумовою накладкою і гілкою поперек волокон кори вибирались два зразки однакового діаметра довжиною 5 – 7 см та виконувались пази вздовж волокон, щоб вертикально кріпити ці зразки на затискних губках каретки із самописцем (рис. 3.6 а). Під час дослідження коефіцієнта і кута тертя вздовж волокон кори зразок гілки довжиною 100 – 50 мм горизонтально кріпився на каретці (рис. 3.6 б) за допомогою двох пазів, виконаних поперек волокон.

Принцип дії приладу академіка В.О Желіговського полягає у визначенні напрямку рівнодійної сили R , що відповідає векторній сумі сили тертя F і нормальної реакції N (рис. 3.7) [75].



а)



б)

Рисунок 3.6 – Визначення коефіцієнта й кута тертя на приладі академіка В.О. Желіговського (а – поперек волокон; б – вздовж волокон): 1 – напрямна колодка; 2 – каретка із самописцем; 3 – напрямна лінійка; 4 – затискний гвинт; 5 – гумова накладка; 6 – регулювальні гвинти; 7 – затискні губки; 8 – досліджувані зразки плодкових гілок

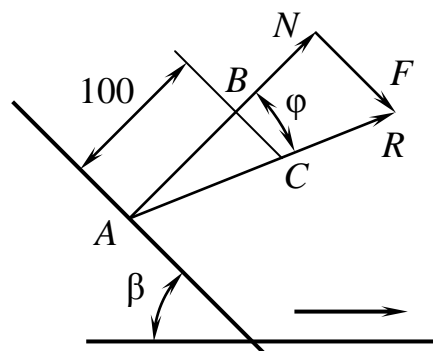


Рисунок 3.7 – Схема побудови силового трикутника

У процесі експериментів напрямна лінійка 3 (рис. 3.6) з дерев'яною дощечкою та гумовою накладкою 5 фіксується на напрямній колодці 1 під певним кутом нахилу β (рис. 3.7), що має бути меншим від $\pi/2 - \varphi$ (де φ – кут тертя) для забезпечення ковзання каретки 2 (рис. 3.6) вздовж напрямної лінійки 3. Напрямна колодка 1 приладу впирається в торець креслярської дошки, на якій закріплено аркуш паперу. До напрямної лінійки 3 підводиться каретка 2 із самописцем так, щоб досліджуваний зразок гілки 8 торкався до гумової накладки 5. Прилад приводиться в дію плавним поперечним рухом напрямної колодки 1 вздовж торця креслярської дошки. Самописець каретки 2 на аркуші паперу викреслює лінію рівнодійної сили R (рис. 3.7) що відхиляється від нормальної реакції N на кут тертя φ . Вздовж напрямної лінійки проводиться лінія ковзання, що перетинає напрям рівнодійної сили R в точці A . З цієї точки проводиться нормаль, на якій відкладається відрізок AB довжиною 100 мм, а до відрізка з точки B проводиться перпендикуляр BC . Силовий трикутник ANR подібний до трикутника ABC , з якого визначається коефіцієнт тертя f

$$f = BC/100 = \operatorname{tg}\varphi, \quad (3.23)$$

а кут тертя

$$\varphi = \operatorname{arctg} f. \quad (3.24)$$

Досліди проводились в п'ятиразовій повторюваності на зразках плодкових гілок різних діаметрів, причому визначались фрикційні властивості кори поперек та вздовж волокон.

3.3. Методика досліджень ручного віброударного струшувача волоських горіхів

Ручний віброударний струшувач (рис. 2.2, 3.8 а, б) створено на базі серійного вібраційного струшувача SC-105 італійської фірми Cifarelli [123, 137], який переважно використовується для збирання оливок.

До базових елементів серійного вібраційного струшувача (рис. 3.8) належать: двигун внутрішнього згоряння 1, збурювач кривошипно-повзунного

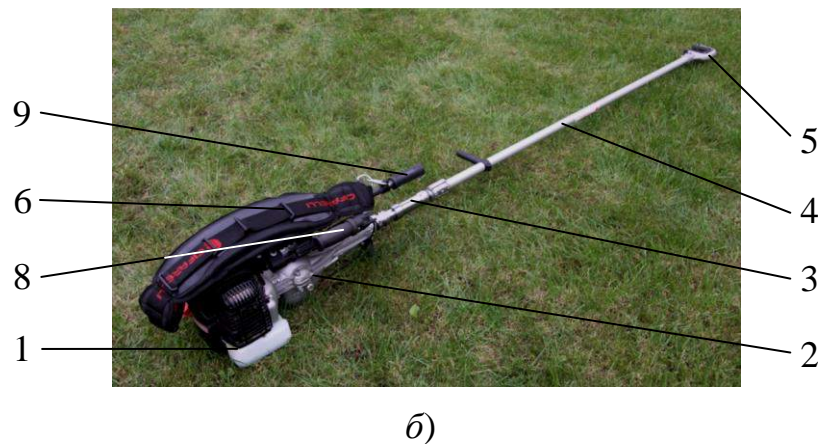
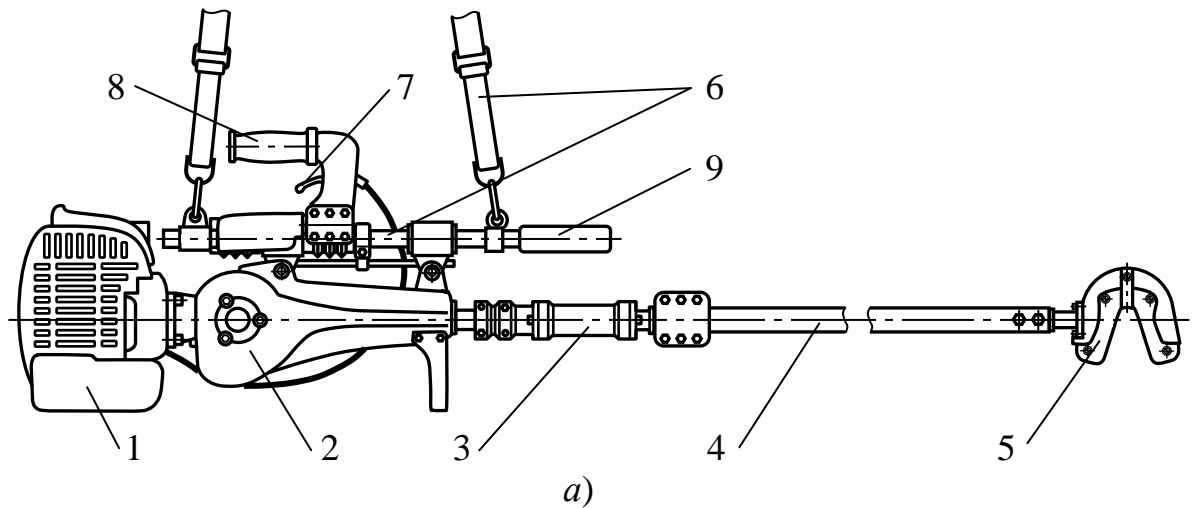


Рисунок 3.8. – Ручний віброударний струшувач волоських горіхів (*а* – схема; *б* – загальний вигляд): 1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – збудювач коливань кривошипно-повзунного типу; 3 – ударний механізм; 4 – штанга; 5 – вилчастий захват; 6 – механізм утримання і управління струшувачем; 7 – важілець управління системою подачі палива двигуна внутрішнього згоряння; 8, 9 – рукоятки

типу 2, штанга 4, механізм утримання і управління струшувачем 6. Цей серійний струшувач доповнено розробленими вилчастим захватом (рис. 3.9) та ударним механізмом (рис. 3.10) [50, 109, 114].

Кривошипно-повзунний збудювач коливань 2 та ударний механізм 3, що приводяться в дію двигуном внутрішнього згоряння 1, зумовлюють зусилля, які через штангу 4 і вилчастий захват 5 передаються скелетним гілкам першого чи другого порядків. Частота обертання колінчастого вала двигуна 1 змінюється важільцем управління 7 системою подачі палива. Працівник-збирач утримує струшувач за допомогою механізму утримання і управління струшувачем 6.

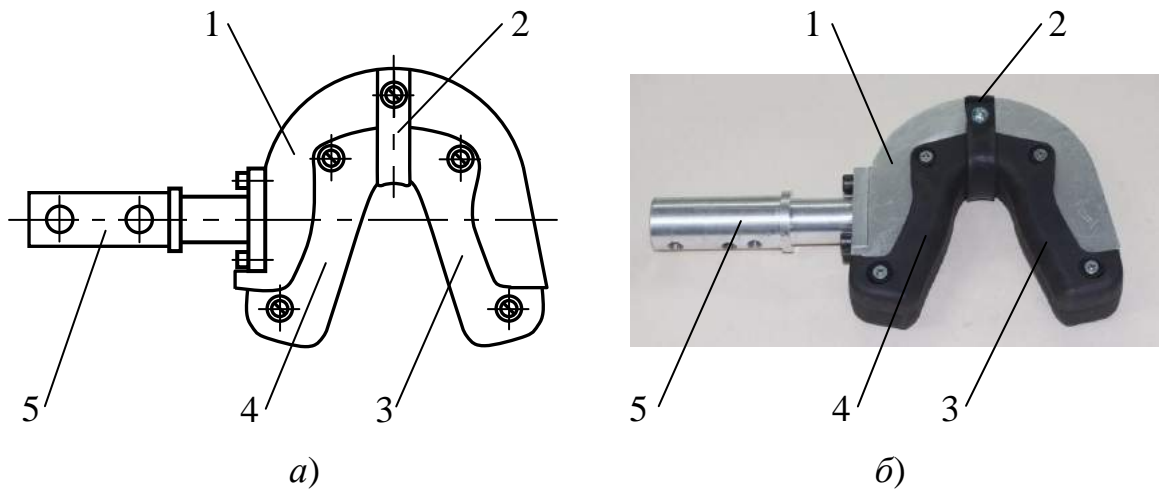


Рисунок 3.9 – Вилчастий захват (*a* – схема; *б* – загальний вигляд):
1 – вилка; 2 – стяжка; 3, 4 – еластичні подушки; 5 – хвостовик

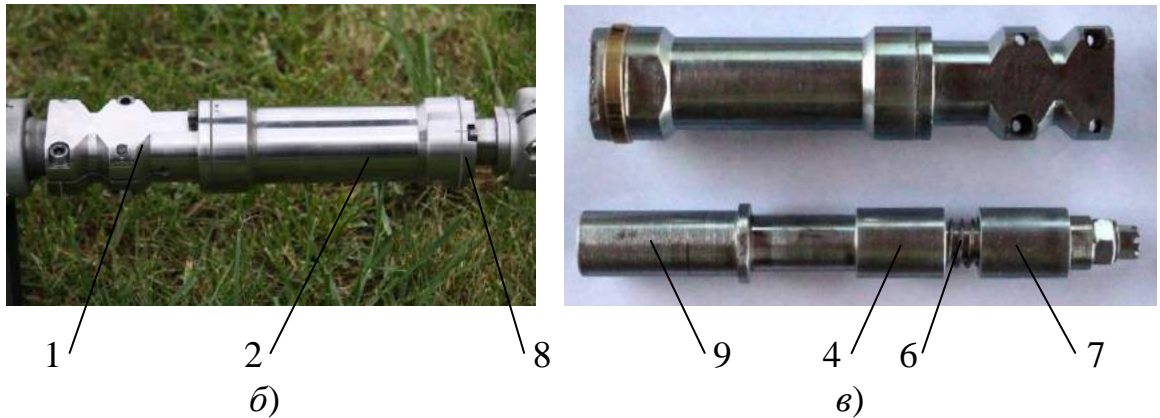
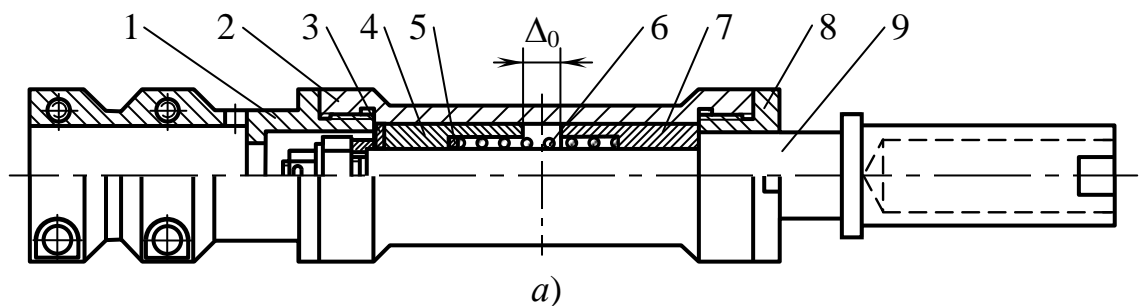


Рисунок 3.10 – Ударний механізм (*a* – схема; *б* – загальний вигляд;
в – складові елементи): 1, 8 – кришки-упори; 2 – циліндр; 3, 5 – регулювальні шайби; 4, 7 – ковзні чашки; 6 – пружина; 9 – ковзний шток

Для захисту кори гілок від пошкоджень розроблено вилчастий захват (рис. 3.9), що складається з вилки 1, до якої гвинтами і стяжкою 2 кріпляться з'єднані між собою еластичні подушки 3, 4. Вилка 1 за допомогою хвостовика 5 монтується на штанзі струшувача. Конструкція вилчастого захвата дозво-

ляє щільно охоплювати скелетні гілки першого та другого порядків діаметром від 25 до 60 мм.

Ударний механізм (рис. 3.10) генерує ударний імпульс під час гармонічних вібраційних коливань скелетних гілок. Накладання імпульсу на гармонічні коливання супроводжується значним зростанням прискорення гілок в місці їх захвату. Також забезпечується широкий спектр частот струшування гілок, який охоплює діапазон необхідних частот струшування, і досягається висока повнота знімання горіхів [112].

3.3.1. Методика дослідження коефіцієнтів жорсткості та в'язкого опору деформуванню складових ручного віброударного струшувача

Для теоретичного аналізу роботи ручного віброударного струшувача необхідно визначити жорсткісні та демпфірувальні показники складових частин струшувача. Отриманні значення показників заносяться в програму для розв'язку числовим методом Рунге-Кутта запропонованої системи диференціальних рівнянь, що описують процес знімання плодів.

Досліджувались такі складові частини ручного віброударного струшувача (рис. 2.2.): пружина 19 ударного механізму 13; вузли та деталі механізму утримання і управління струшувачем, зокрема демпферні пружини 33, 34 та 38, 39, еластична вставка 42 задньої рукоятки 43, передня демпферна рукоятка 37, еластичні вставки утримувальної лямки 41, через які лямка кріпиться до напрямної штанги 32; еластичні подушки 28, 29 вилчастого захвата 27.

Коефіцієнти жорсткості визначались за загальноприйнятою методикою. До досліджуваних елементів ступінчасто прикладались статичні навантаження стиску, розтягу або згину і одночасно вимірювались як навантаження, так і деформація. Значення коефіцієнтів жорсткості розраховувались за залежністю [99, 115]

$$c = \left(\sum_{i=1}^n P_i x_i \right) / \left(\sum_{i=1}^n x_i^2 \right), \quad (3.25)$$

де x – деформація досліджуваного елемента;

P – прикладена сила;

i – індекс вимірювання у досліді ;

n – число вимірювань, що відповідає числу ступенів навантаження.

Для проведення експериментів використано: серійний прилад КИ-40 для перевірки жорсткості пружин (рис. 3.11) [25, 73]; механічну машину розтягу з пресовим пристосуванням для перетворення зусилля розтягу в зусилля стиску (рис. 3.12) [49, 105].

На приладі КИ-40 досліджувалась жорсткість пружин ударного механізму та механізму утримання і управління струшувачем. Для цього на столик 2 (рис. 3.11) встановлювалась, а потім ступінчасто стискалась досліджувана пружина шляхом переміщення кронштейна 5 за допомогою поворотного важеля 7. На кожному послідовному ступені стиску фіксувалось гвинтом 4 положення кронштейна 5 на стійці 6 і реєструвалась сила стиску пружини за показами вагового механізму 8 та деформація – штангенциркулем. Реалізувались сім ступенів навантаження, після чого пружина повністю розвантажувалась й експерименти трикратно повторювались. Коефіцієнти жорсткості досліджуваних пружин розраховувались за виразом (3.25).

Значення жорсткості еластичних подушок вилчастого захвата та еластичних вставок утримувальної лямки струшувача досліджувались на механічній машині розтягу (рис. 3.12), що забезпечує прикладання значних зусиль для деформації вказаних елементів [49].

Подушки захвата стискались з використанням пресового пристосування (рис. 3.12 а, в), причому сила стиску збільшувалась ваговим механізмом вказаної машини від 0 до 5000 Н з кроком 250 Н. За кожного навантаження штангенциркулем реєструвалась деформація подушок і коефіцієнт жорсткості розраховувався за виразом (3.25).

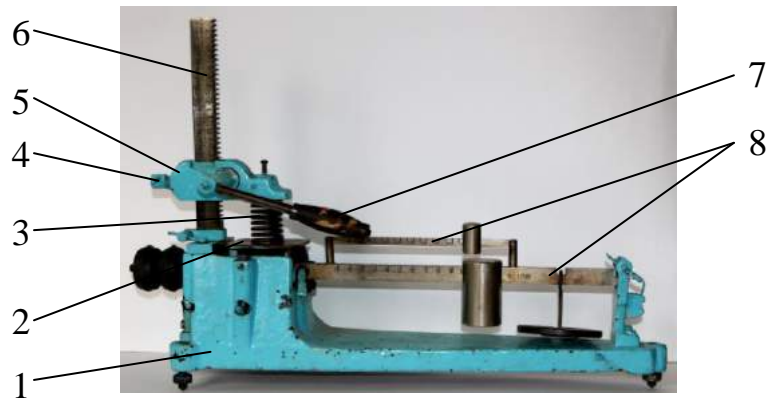


Рисунок 3.11 – Дослідження жорсткості пружин на приладі КИ-40: 1 – станина; 2 – столик; 3 – досліджувана пружина; 4 – затискний гвинт; 5 – рухомий кронштейн; 6 – зубчаста стійка; 7 – поворотний важіль; 8 – ваговий механізм

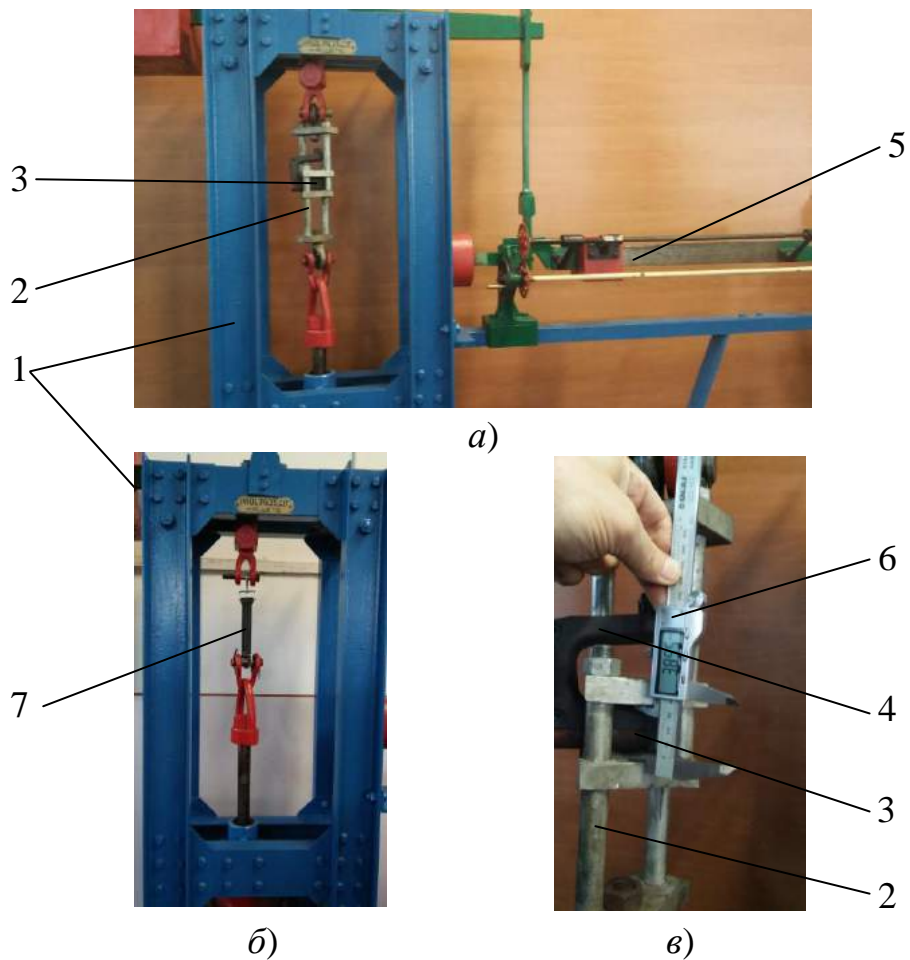


Рисунок 3.12 – Дослідження жорсткості утримувальної лямки і подушок захвата струшувача (*а* – загальний вигляд механічної машини розтягу з пресовим пристосуванням; *б* – розтяг еластичної вставки утримувальної лямки; *в* – стиск еластичної подушки захвата): 1 – машина розтягу; 2 – пресове пристосування; 3, 4 – еластичні подушки захвата; 5 – ваговий механізм; 6 – штангенциркуль; 7 – еластична вставка утримувальні лямки

В аналогічній послідовності визначалась жорсткість еластичної вставки утримувальної лямки струшувача. Вставка кріпилась до вух машини розтягу (рис. 3.12 б) і розтягувалась зусиллям від 0 до 150 Н з кроком 15 Н. Верхня межа зусилля розтягу вибиралась з урахуванням сили тяжіння ручного віброударного струшувача та ймовірних додаткових навантажень у процесі коливань.

Еластична вставка задньої рукоятки струшувача під час досліджень на згин розташовувалась горизонтально, і одна її сторона нерухомо затискала. До іншої вільної сторони вертикально прикладалась сила, під дією якої вставка згиналась, й одночасно реєструвались сила і лінійна деформація вставки.

Для дослідження жорсткості передньої рукоятки струшувача, змонтованої на напрямній штанзі, остання встановлювалась вертикально з рукояткою на вершині і нерухомо затискала. До рукоятки вертикально прикладалась сила, яка реєструвалась, й одночасно вимірювалось зміщення рукоятки, тобто деформація її пружин.

Експерименти із вставкою задньої рукоятки та передньою рукояткою струшувача проводились у п'ятикратній повторності зі збільшення сили, що зумовлює деформацію, від 0 до 250 Н. На підставі отриманих й відповідних одне одному значень сили і деформації розраховувався за виразом (3.25) коефіцієнт жорсткості досліджуваних елементів.

Коефіцієнти в'язкого опору n_e (Н·с/м) елементів ручного віброударного струшувача визначались на підставі запису згасаючих коливань за формулою [37, 118]

$$n_e = -2m_e \frac{2\pi}{T_1} \ln \frac{a_{i+1}}{a_i}, \quad (3.26)$$

де a_i , a_{i+1} – послідовні значення амплітуди однаково спрямованих згасаючих коливань, мм;

m_e – маса, що коливається, кг;

T_1 – період згасаючих коливань згідно із записаними осцилограмами, с.

Для дослідження еластичної вставки 2 утримувальної лямки струшувача використано лещата (рис. 3.13), що закріплені в Т-подібних пазах робочого стола фрезерного верстата та вимірювальна апаратура (рис. 3.5) запису осцилограм прискорень згасаючих коливань.

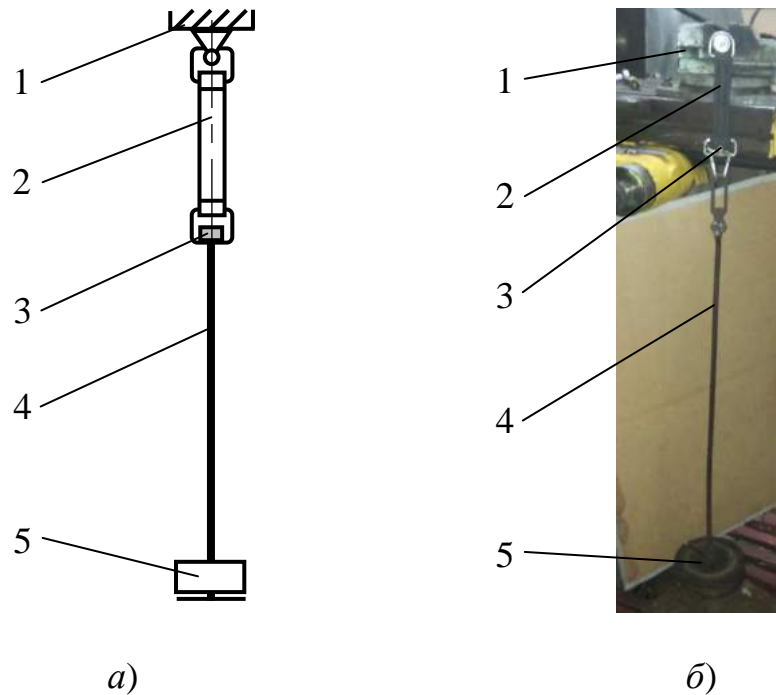


Рисунок 3.13 – Визначення згасаючих коливань еластичної вставки лямки струшувача (*a* – схема коливної системи; *б* – загальний вигляд вставки): 1 – лещата; 2 – еластична вставка утримувальної лямки; 3 – акселерометр; 4 – металевий стрижень; 5 – додаткова маса

Еластична вставка 2 утримувальної лямки вертикально верхнім кінцем кріпиться до лещат 1, а до вуха нижнього кінця кріпився акселерометр 3 та металевий стрижень 4 з додатковою масою 5 (рис. 3.13 *a, б*).

Еластична вставка задньої рукоятки струшувача в горизонтальному положенні кріпилася одним кінцем в лещатах 1 (рис. 3.14 *a, б*). Коливання реєструвались акселерометром, закріпленим на іншому кінці вставки. Маса m_e в коливній системі еластичної вставки 2 лямки (рис. 3.13 *a*) визначалась як сумарна маса вставки, акселерометра 3, стрижня 4 і додаткової маси 5, а для коливної системи еластичної вставки задньої рукоятки 2 (рис. 3.14 *a*) – мас самої вставки та акселерометра 3.

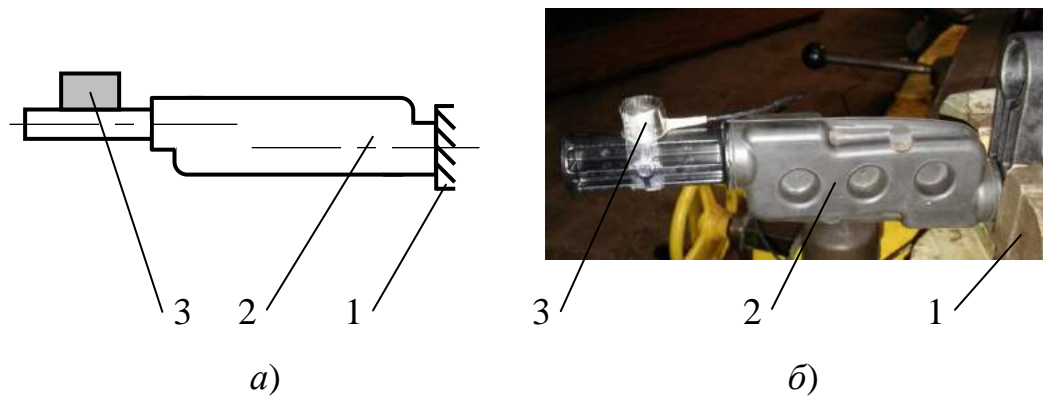


Рисунок 3.14. – Визначення згасаючих коливань еластичної вставки задньої рукоятки струшувача (*а* – схема коливної системи; *б* – загальний вигляд вставки): 1 – лещата; 2 – еластична вставка задньої рукоятки; 3 – акселерометр

До досліджуваних елементів миттєво прикладалося зусилля, що забезпечувало вільні згасаючі коливання, запис яких здійснювався за допомогою обладнання вимірювання прискорень (рис. 3.5). Обробка отриманих осцилограм дозволила визначити послідовні значення амплітуди та період однаково спрямованих згасаючих коливань, необхідні для встановлення значень коефіцієнтів в'язкого опору n_v , розраховуваних за залежністю (3.26).

3.3.2. Методика дослідження прискорень плодових гілок в місці захвату

Експерименти проводились з метою підтвердження теоретичних досліджень шляхом порівняння закономірностей зміни в часі прискорення гілок в місці захвату, зокрема максимальних значень прискорень за різних режимів роботи ручного віброударного струшувача волоських горіхів.

Вимірювання прискорень плодових гілок в місці захвату здійснювалась акселерометрами АНС-114-03 (рис. 3.5), що кріпилися еластичною стрічкою до гілок із спрямуванням осі чутливості акселерометрів за напрямом коливань. Результати фіксувались вимірювальною апаратурою з використанням прикладного програмного забезпечення ZetLab [13, 69].

Досліди виконувались методом некомпозиційного планування другого порядку на трьох рівнях для п'яти факторів за планом Бокса (додаток Б.11,

Б.12) [67, 74, 93].

До факторів, що мають найбільший вплив на максимальні прискорення гілок (табл. 3.1) належать: частота струшування ω_c ; початковий зазор Δ_0 між ковзними чашками ударного механізму; кут α направленості коливань; діаметр гілок в основі D_2 ; відстань захвату ℓ_2 гілок.

Таблиця 3.1 – Фактори впливу на максимальні значення прискорення гілок в місці захвату

Фактор, одиниця виміру	Позначення		Інтервал варіювання	Рівні варіювання значень					
	дійсне	кодоване		дійсних			кодованих		
				верхній	нульовий	нижній	верхній	нульовий	нижній
Частота струшування, рад/с	ω_c	X_1	30	100	70	40	+1	0	-1
Початковий зазор між ковзними чашками, мм	Δ_0	X_2	2,5	10	7,5	5	+1	0	-1
Кут направленості коливань, град	α	X_3	20	80	60	40	+1	0	-1
*Діаметр гілок в основі, мм	D_2	X_4	10	$\frac{50}{70}$	$\frac{60}{80}$	$\frac{70}{90}$	+1	0	-1
*Відстань захвату гілок, м	ℓ_2	X_5	0,25	$\frac{1,25}{1,75}$	$\frac{1,50}{2,00}$	$\frac{1,75}{2,25}$	+1	0	-1

*Примітка: чисельник – перша розмірна група гілок;
знаменник – друга розмірна група

На горіхових деревах відзначались скелетні гілки першого порядку двох розмірних груп. Для гілок першої розмірної групи діаметром D_2 в основі 50, 60 і 70 мм відстань захвату ℓ_2 становила 1,25, 1,5 і 1,75 м, а для другої розмірної групи діаметром в основі 70, 80 і 90 мм відстань захвату – 1,75, 2 і 2,25 м.

Частота струшування ω_c регулювалась подачею палива в двигун внутрішнього згоряння. Для цього на основі рукоятки 3 (рис. 3.15) кріпився дисковий обмежувач 2 переміщення важільця 1 управління системою подачі

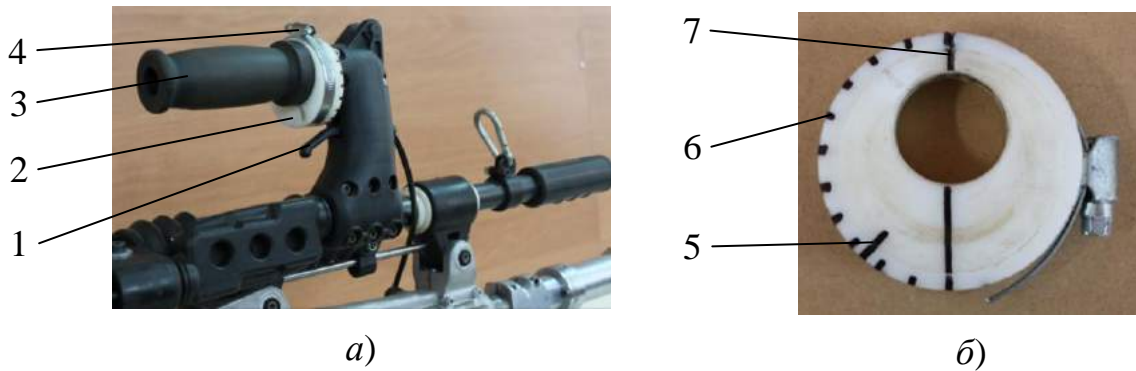


Рисунок 3.15 – Дисковий обмежувач подачі палива (*а* – кріплення на задній рукоятці струшувача; *б* – вигляд зверху): 1 – важілець управління системою подачі палива; 2 – дисковий обмежувач; 3 – рукоятка; 4 – затискний хомут; 5, 6 і 7 – поділки відповідно вступання в дію обгінної муфти збурювача коливань, проміжної і максимальної подачі палива

палива. На дисковому обмежувачі 2 нанесено поділки, за якими встановлюються різні значення частоти струшування, зокрема 40, 70 та 100 рад/с. Щоб забезпечити вибрану частоту обмежувач 2 повертається на рукоятці 3 до суміщення у вертикальній площині необхідної поділки з важільцем 1, після чого фіксується хомутом 4. Коректується частота струшування за осцилограмами, коливного процесу.

Початковий зазор Δ_0 між ковзними чашками ударного механізму забезпечується шайбою 3 необхідного розміру (рис. 3.10 *а*), а шайбою 5 встановлюється попередній натяг пружини 6. Використовуються шайби 3 і 5 товщиною 2,5 й 5 мм кожна. Початковий зазор $\Delta_0 = 10$ мм отримується, якщо в ударному механізмі шайба 3 відсутня, а попередній натяг пружини 6 зумовлюється шайбою 5 товщиною 5 мм. Зазор $\Delta_0 = 7,5$ мм відповідає випадку використання шайб 3 і 5 товщиною 2,5 мм; $\Delta_0 = 5$ мм – шайба 3 має товщину 5 мм, а шайба 5 не встановлюється в ковзній чашці.

Кут α направленості коливань 40° , 60° і 80° реєструвався кутоміром Skil0580AA (рис. 3.3 *в*) як кут нахилу штанги струшувача до горизонталі.

За матрицею п'ятифакторного планованого експерименту Бокса (додаток Б.11) проводились 42 досліди, що виконувались у трикратній повторності.

3.3.3. Методика дослідження повноти знімання горіхів та режимів роботи ручного віброударного струшувача

За повнотою знімання горіхів обґрунтовуються та оцінюються параметри ручного віброударного струшувача та умови його використання. Визначається повнота знімання Π (%), як відношення [5, 106]

$$\Pi = \frac{m_{zn}}{m_{zag}} 100, \quad (3.27)$$

де m_{zn} – маса горіхів, що струшені з гілки у випадку до заданого максимального прискорення гілки в місці захвату, кг;

m_{zag} – загальна маса горіхів на гілці, кг.

Під час збирального періоду спостерігається неодночасне досягання плодів як по площі насаджень, так і на окремому дереві (рис. 3.16 з) [47]. Механізоване збирання передбачає струшування всіх горіхів, що перебувають на різних стадіях досягання. Зібрані горіхи поділяються на дві групи (рис. 3.16): зібрані разом з оплоднем (рис. 3.16 а, б) та без нього (рис. 3.16 в).

Повнота знімання залежить від генерованих максимальних прискорень \ddot{y}_{\max} в місці захвату гілок і їх передачі до точок звисання плодів. Поширення



а)



б)



в)



з)

Рисунок 3.16 – Плоди волоського горіха: а, б – в оплодні; в – в розкритому оплодні; з – горіхи різної стиглості на дереві

коливань по скелетних гілках дерев залежить від багатьох факторів, зокрема: стадії досягання плодів; діаметра гілок в основі; відстані захвату гілок; відстані від місця прикладання збурювального зусилля до точок звисання плодів; різноспрямованості звисання плодів; довжини ламаної лінії, що з'єднує місце прикладання збурювального зусилля з точками звисання і збігається з віссю гілок різних порядків; діаметра гілок у точках звисання плодів, на середині вказаної ламаної лінії та в основі – у місцях з'єднання із гілками нижчих порядків.

Отже, враховуючи ступінь досягання плодів, різноспрямованість їх звисання та різні умови поширення коливань в кроні, повноту знімання доцільно оцінювати за максимальними прискорення гілок \ddot{y}_{2max}^i в місці захвату.

Залежність повноти P знімання горіхів від максимального прискорення гілок \ddot{y}_{2max} досліджувалась на скелетних гілках першого порядку діаметром D_2 в основі рівним 50, 60, 70, 80 і 90 мм.

На гілку в місці передбачуваного збурення коливань накладався захват ручного віброударного струшувача, і в цьому ж місці кріпився акселерометр комплекту обладнання для вимірювання прискорень (рис. 3.5). Вісь чутливості акселерометра спрямовувалась вздовж штанги струшувача, тобто за напрямом подальших коливань.

Під кроною горіха розстелялось уловлювальне полотно, досліджувана гілка із закріпленням на ній акселерометром на першому етапі досліджень піддавалась струшуванню з частотою ω_{c1} , її осцилограма прискорень записувалась вимірювальним обладнанням. Ручний віброударний струшувач зупинявся, зняті на уловлювальне полотно горіхи пересипались в тару і зважувались. Відзначались, як підсумок першого етапу досліджень, максимальне значення прискорення гілки в місці захвату \ddot{y}_{2max1}^i та маса знятих горіхів m_{zn1} .

На другому етапі досліджень ця ж гілка піддавалась струшуванню зі збільшеною частотою ω_{c2} , в результаті також відзначались максимальне прискорення \ddot{y}_{2max2}^i та маса знятих горіхів m_{zn2} .

Дослідження завершувались з досягненням 100 % повноти знімання за

максимального прискорення $\ddot{y}_{2\max}$.

На підставі отриманих значень за виразом (3.27) встановлювалась повнота знімання Π_i (%) на кожному етапі досліджень, де $i = 1, 2, 3, \dots, n$

$$\Pi_i = \frac{\sum_{zn1}^n m_{zni}}{m_{заг}} 100. \quad (3.28)$$

Звідки:

$$\left. \begin{aligned} \Pi_1 &= \frac{m_{zn1}}{m_{заг}} 100; \\ \Pi_2 &= \frac{m_{zn1} + m_{zn2}}{m_{заг}} 100; \\ \Pi_3 &= \frac{m_{zn1} + m_{zn2} + m_{zn3}}{m_{заг}} 100; \\ &\dots \\ \Pi_n &= \frac{m_{zn1} + m_{zn2} + m_{zn3} + \dots + m_{znn}}{m_{заг}} 100. \end{aligned} \right\} \quad (3.29)$$

Досліди виконувались у трикратній повторності й осереднювались отримані значення повноти знімання плодів та максимальних прискорень гілок в місці захвату. За цими осередненими показниками будувалась діаграма (рис. 3.17), що відображає залежність повноти знімання Π горіхів від максимального прискорення $\ddot{y}_{2\max}$ в місці захвату.

На осі ординат побудованої діаграми відкладалась точка $\Pi_{(95)}$, що відповідає зніманню 95 % горіхів, й через цю точку проводилась горизонтальна лінія до перетину із закономірністю зміни повноти знімання. З отриманої точки перетину опускалась вертикаль, точка перетину якої з віссю абсцис відзначалась як \ddot{y}_{2a} – це максимальне прискорення $\ddot{y}_{2\max}$ гілок в місці захвату, за якого забезпечується висока повнота знімання плодів – 95 %.

Дослідження проводились на гілках двох розмірних груп: першої – діаметром в основі $D_2 - 50 - 70$ мм, відстань захвату $\ell_2 - 1,25 - 1,75$ м; другої – $D_2 - 70 - 90$ мм і $\ell_2 - 1,75 - 2,25$ м.

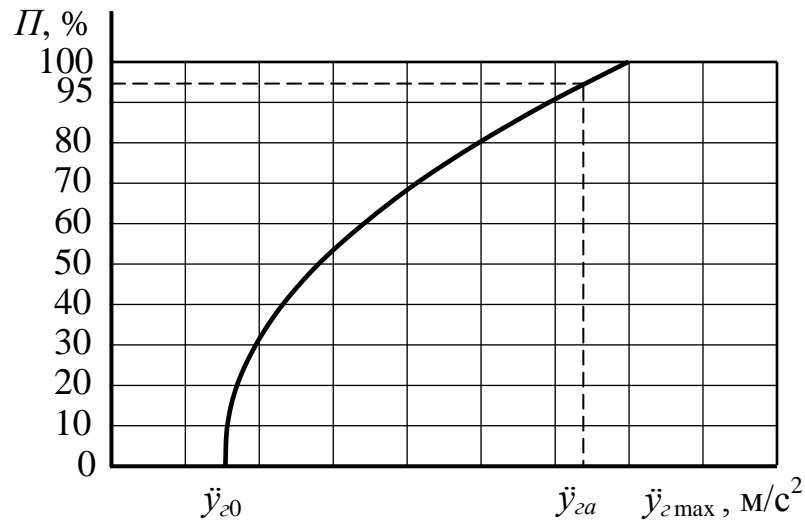


Рисунок 3.17 – Діаграма для визначення агротехнічно необхідного прискорення $\ddot{y}_{га}$ в місці захвату гілок

Отримані максимальні прискорення гілок в місці захвату, що забезпечують агротехнічно необхідну повноту знімання, використовуються для обґрунтування режимів та умов роботи модернізованого ручного віброударного струшувача волоських горіхів.

Отже, генеровані прискорення гілок в місці захвату залежать від діаметра гілок в основі $D_г$, відстані захвату $\ell_г$, частоти струшування $\omega_г$ та початкового зазору між ковзними чашками ударного механізму Δ_0 . Дані параметри під час досліджень становили: $D_г$ – 50, 60, 70 мм та $\ell_г$ – 1,25, 1,5, 1,75 м для гілок першої розмірної групи; $D_г$ – 70, 80, 90 мм і $\ell_г$ – 1,75, 2,0, 2,25 м – другої розмірної групи; частота струшування $\omega_г = 40$ –100 рад/с; початковий зазор між ковзними чашками ударного механізму Δ_0 – 5, 7,5 та 10 мм.

За вихідними параметрами розраховувались максимальні прискорення гілок в місці захвату, а частота струшування гілок визначалась за умовою досягнення прискорень гілок $\ddot{y}_{га}$, яким відповідає агротехнічно необхідна повнота знімання 95 – 98 %.

3.3.4. Методика дослідження параметрів коливань рукояток ручного віброударного струшувача

Струшувач утримується на плечі працівника-збирача за допомогою лямки 41 (рис. 2.2), яка через еластичні вставки кріпиться до напрямної штанги 32, змонтованої в ковзних кронштейнах 30 і 31 корпуса 2 збурювача коливань 1. Зменшують дію коливань на працівника-збирача демпферні пружини 33, 34 з регульовальними упорами 35, 36, що встановлені на напрямній штанзі 32. Також струшувач утримується за рукоятки 37 й 43, оснащені елементами гасіння коливань. Передня рукоятка 37 покрита пористим еластичним матеріалом і змонтована на напрямній штанзі 32 за допомогою пружин 38, 39. Аналогічне покриття має рукоятка 43, яка приєднана до напрямної штанги через поперечний важіль 40 з еластичною вставкою 42. В цілому механізм утримання і управління струшувачем забезпечує захист працівника-збирача від надмірних коливань, допустимий рівень яких визначається за стандартними методиками [24, 84, 106].

Локальні коливання на рукоятках струшувача відбуваються в двох взаємноперпендикулярних напрямках вздовж осей x та y ортогональної системи координат. Вісь y спрямована за напрямом коливань і збігається з повздовжньою віссю симетрії рукояток, а вісь x – вздовж передпліччя перпендикулярно до осі y . У вказаних напрямках прискорення коливань на рукоятках вимірювались акселерометрами АНС 114-02, що кріпились за допомогою клейкої стрічки (рис. 3.18) [84].

Оцінка допустимості загальної вібрації на рукоятках струшувача здійснювалась за методикою [24, 84, 106], що полягає у визначенні середніх квадратичних значень прискорень повздовжньо-вертикальних коливань у смугах частот до 31,5 Гц

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{\sum a_i^2}{n}} \quad (3.30)$$

де σ_i – та середнє квадратичне прискорення, м/с^2 ;

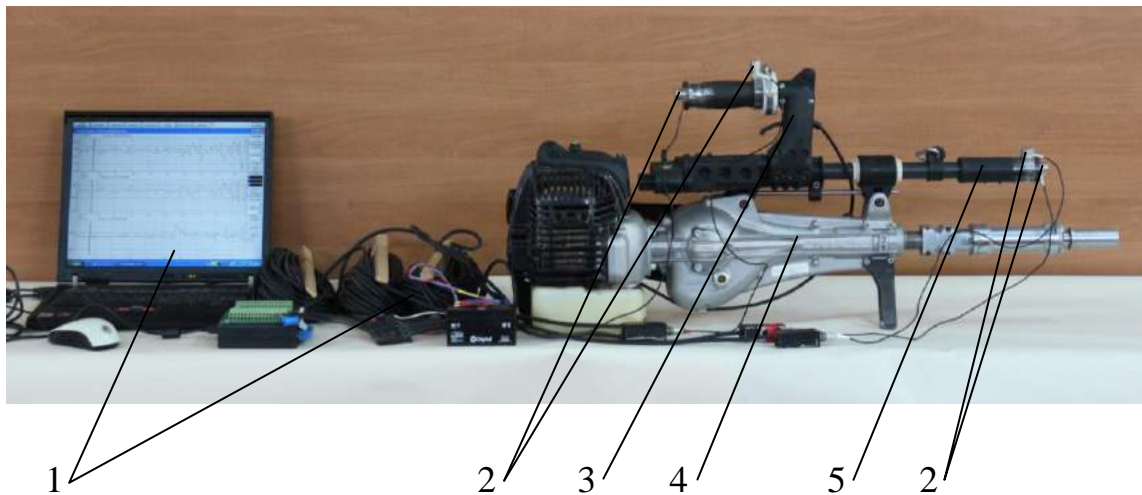


Рисунок 3.18 – Дослідження прискорень на рукоятках ручного віброударного струшувача плодів: 1 – обладнання для вимірювання прискорень; 2 – акселерометри АНС 114-02; 3, 5 – задня і передня рукоятки; 4 – струшувач

a_i – значення прискорення в i – му досліді, м/с^2 ;

n – число дослідів.

Наведена методика не враховує впливу на працівника-збирача діапазону коливань, середні геометричні частоти смуг яких досягають 31,5 Гц. Тому точніші результати дозволяє отримати стандартизована методика [84, 106], за якою встановлюється коректоване за частотою середнє квадратичне прискорення $\bar{\sigma}_a$ коливань

$$\bar{\sigma}_a = \sqrt{\sum_{i=1}^k (\sigma_i K_i)^2}, \quad (3.31)$$

де K_i – ваговий коефіцієнти або ж коефіцієнти відносної шкідливості i -ї частотної смуги коливань;

k – число частотних смуг в нормованому діапазоні.

Процес механізованого знімання горіхів ручним віброударним струшувачем має перервний характер, тобто за інтервалом коливань 3 – 5 с слідує перерва 27 – 30 с. У випадку перервних коливань розраховується допустиме коректоване за частотою середнє квадратичне прискорення $\bar{\sigma}_{at}$

$$\bar{\sigma}_{at} = \bar{\sigma}_{a3M} \sqrt{\frac{t_{3M}}{t_6}}, \quad (3.32)$$

де t_{3M} , t_6 – відповідно, тривалість зміни та сумарний час механізованого знімання горіхів, хв;

$\bar{\sigma}_{a3M}$ – допустиме значення коректованого за частотою середнього квадратичного прискорення, якщо коливання діють на працівника-збирача впродовж нормованого часу зміни, м/с²;

Локальні коливання на рукоятках струшувача оцінюються за коректованим середнім квадратичним прискоренням. Зумовлені коливаннями навантаження на працівника-збирача під час механізованого знімання горіхів допустимі, якщо $\bar{\sigma}_a \leq \bar{\sigma}_{at}$.

Дослідження коливних навантажень на рукоятках струшувача вздовж осей x та y проводились за найбільших збурювальних зусиль в діапазоні робочих частот струшування 40 – 100 рад/с (6,37 – 15,92 Гц) на скелетних гілках діаметром в основі 90 мм.

В трикратній повторюваності проводилось 20 замірів прискорень коливань на різних частотах в робочому діапазоні.

3.4. Методика господарських випробувань ручного віброударного струшувача волоських горіхів

Господарські випробування струшувача проводились на базі Придністровської дослідної станції садівництва Інституту садівництва Національної академії аграрних наук України (НААНУ) в насадженнях волоського горіха сортів Буковинський 1, Чернівецький 1 і Яблунівський (рис. 3.19).

В конструкції струшувача реалізовано всі результати теоретичних і експериментальних досліджень.

Збір урожаю проводився за двофазною технологією, тобто горіхи струшувалися на попередньо підготоване міжряддя саду чи на розстелену уловлювальну поверхню. Працівник-збирач спочатку крейдою відзначав



Рисунок 3.19 – Ручний віброударний струшувач під час знімання горіхів

місця захвату гілок, а потім здійснював налаштування струшувача: встановлювався початковий зазор між ковзними чашками ударного механізму; задавалась частота струшування шляхом повертання обмежувального регульованого диска, змонтованого на задній рукоятці. Після цього працівник-збирач накидав вилчастий захват на гілку у відзначеному місці, розташовуючи штангу струшувача перпендикулярно до повздовжньої осі гілки, і задавав паливоподачу й, відповідно, необхідну частоту струшування. Збурювались коливання, під дією яких горіхи опали, а в подальшому підбирались і затарювались в ящики чи контейнери [47, 54, 109].

Випробування проводились на деревах віком від 10 до 40 років і визначались: повнота знімання горіхів; продуктивність струшувача; пошкодження кори в місці захвату гілок та наявність обламаних плодівих гілочок вищих порядків [52].

Пошкодження гілок в місці захвату оцінювались за тріщинами, сколюванням і здиранням кори, а також за її вм'ятинами й потемнінням.

Хронометражем визначались затрати часу на знімання горіхів з однієї плодової гілки, тобто на вибір місця її захвату та захват; знімання горіхів, ви-

вільнення гілки і позиціювання біля наступної скелетної гілки.

Сумарний час на знімання урожаю з одного дерева розраховувався за формулою

$$t_{\text{деп}} = t_{\text{зн}} n + t_{\text{мо}} + t_{\text{відп}} , \quad (3.33)$$

де $t_{\text{зн}}$ – затрати часу на знімання горіхів з однієї скелетної гілки, хв;

n – кількість скелетних гілок на дереві, що струшуються;

$t_{\text{мо}}$ – затрати часу на технічне і технологічне обслуговування струшувача, хв;

$t_{\text{відп}}$ – перерви на короткочасний відпочинок та перехід до наступного дерева, хв.

Експерименти проводилися на режимах і за умов роботи струшувача, що визначені на основі теоретичних і експериментальних досліджень та забезпечують агротехнічно необхідну повноту знімання горіхів. Тобто, для скелетних гілок двох розмірних груп: перша – діаметр в основі $D_2 = 50 - 70$ мм, відстань захвату $\ell_2 = 1,25 - 1,75$ м; друга – $D_2 = 70 - 90$ мм, $\ell_2 = 1,75 - 2,25$ м. Початковий зазор Δ_0 між ковзними чашками ударного механізму встановлювався почергово 5, 7,5 та 10 мм, а частота струшування ω_c змінювалась в межах від 40 рад/с до 100 рад/с через кожні 15 рад/с.

Висновки

1. Механіко-технологічні властивості дерев волоського горіха визначались за загальноприйнятими й запропонованими методиками з використанням сучасних приладів, вимірювальних засобів та розробленого обладнання, що сприяє обґрунтуванню параметрів ручного віброударного струшувача плодів.

2. Запропонована методика досліджень модернізованого ручного віброударного струшувача волоських горіхів дозволяє отримати залежності агротехнічних необхідних прискорень гілок $\ddot{y}_{\text{га}}$ в місці передачі збурювальних зусиль від частоти струшування ω_c , початкового зазору Δ_0 між ковзними

чашками ударного механізму, кута направленості коливань α , діаметра гілок в основі D_2 та відстані їх захвату ℓ_2 . На основі цих залежностей визначаються частота струшування, початковий зазор в ударному механізмі та відстань захвату гілок для досягнення агротехнічно необхідної повноти знімання горіхів, що становить 95 %.

3. Запропонована методика дослідження прискорень коливань на рукоятках ручного віброударного струшувача дозволяє визначити коливні навантаження на руки працівника-збирача за найбільших збурювальних зусиль у процесі роботи струшувача, а також оцінити ефективність механізму утримання і управління струшувачем щодо захисту працівника-збирача від надмірних коливань.

4. Господарські випробування ручного віброударного струшувача волоських горіхів за запропонованою методикою уможливають перевірку і підтвердження основних теоретичних й експериментальних досліджень, а також оцінку ефективності роботи струшувача, зокрема визначення його продуктивності.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Результати досліджень механіко-технологічних властивостей дерев волоського горіха

4.1.1. Розмірні показники надземної частини дерев

Досліджувались скелетні гілки першого і другого порядків, яким доцільно передавати збурювальне зусилля для знімання горіхів з дерев віком від 10 до 40 років. Отримані результати показали, що розмірні показники таких гілок залежать від віку дерев, умов їх росту й обрізки, яка передбачає вкорочення плодкових гілок та прорідження крони. З віком, а плодоношення дерев волоського горіха може тривати до ста років і більше [15, 19, 87], необхідно видаляти непродуктивні гілки, в тому числі скелетні першого та другого порядків, для їх заміщення молодими й більш продуктивними.

У перші роки догляду за садом формуються крони дерев; як правило, волоському горіху характерні три типи крони: без'ярусна, покращена ярусна і чашоподібна [87]. В досліджуваних садах переважали дерева з покращеною ярусною кроною, де виражено три-чотири яруси, причому на двох нижніх – сформовано по три чи чотири скелетні гілки, а на верхніх ярусах по дві-три. Також окремі дерева мали без'ярусну й чашоподібну крони.

Для використання ручних струшувачів плодів важлива кількість скелетних гілок першого і другого порядків, яким можна передавати збурювальне зусилля. Ця кількість залежить від величини крони, що розростається з часом. Так, у дерев віком до 10 років можна передавати збурювальне зусилля й центральному провіднику, а у старших дерев – лише скелетним гілкам першого і другого порядків, кількість яких у дерев віком 10 – 40 років змінюється від 7 – 8 до 15 – 17 штук. Наявність гілок регулюється обрізкою, що передбачає прорідження крони і формування розгалужених скелетних гілок, тобто збільшення масиву гілок вищих порядків, на яких формуються плоди [87]. Продуктивність ручних струшувачів залежить від кількості скелетних

гілок, з яких збираються плоди. З урахуванням урожайності дерев розраховуються затрати коштів і праці на збирання та обґрунтовується економічна ефективність запропонованого струшувача.

Визначені діаметр скелетних гілок D_2 в основі і кут відгалуження α_2 гілок першого порядку від центрального провідника дерев волоського горіха наведено у табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Діаметр і кут відгалуження скелетних гілок першого та другого порядків

Показник	Статистичні характеристики		Вік дерев, роки			
			10	20	30	40
Діаметр гілок в основі D_2	значення, мм	мінімальне	39,4	48,7	54,9	58,4
		максимальне	53,4	71,8	85,7	92,1
		середнє	48,7	63,5	71,3	78,3
	середнє квадратичне відхилення, мм		5,087	9,659	11,58	13,591
	коефіцієнт варіації, %		10,45	15,21	16,24	17,36
Кут відгалуження гілок першого порядку α_2	значення, мм	мінімальне	42,4	46,6	49,3	51,7
		максимальне	49,3	57,1	63,7	68,3
		середнє	46,1	52,8	57,9	61,6
	середнє квадратичне відхилення, °		2,784	4,029	5,482	6,325
	коефіцієнт варіації, %		6,04	7,63	9,47	10,27

З віком діаметри гілок D_2 в основі та кути відгалуження α_2 зростають, причому більші значення відповідають гілкам нижніх ярусів, а менші – верхнім ярусам. Дослідження показали, що діаметр скелетних гілок першого і

другого порядків змінюються в межах 39,4 – 92,1 мм. У дерев віком 10 років середні значення діаметра становлять 48,7 мм, а в 40 років – 78,3 мм. Коливання цього показника в межах вікової групи незначне, на що вказує коефіцієнт варіації – 10,45 % для десятирічних дерев і 17,36 % – сорокарічних. З віком також зростає діапазон зміни діаметра скелетних гілок першого і другого порядків.

Куту відгалуження α_2 скелетних гілок від центрального провідника характерна закономірність зміни, що аналогічна діаметру D_2 . Значення цього кута закладаються під час формування крони молодого дерева і повинні становити не менше 45° для забезпечення доцільного розташування гілок відносно центрального провідника. З часом довжина і маса гілок зростають, що зумовлює їх прогинання і збільшення кута відгалуження. Окрім того, з ростом дерев і збільшенням крони скелетні гілки вищих ярусів відгалужуються від центральних провідників під меншим кутом. У дерев віком 10 років кут відгалуження змінюється від $42,4$ до $49,3^\circ$ за середнього значення $46,1^\circ$ й коефіцієнта варіації 6,04 %, а для сорокарічних дерев такі показники становлять: діапазон зміни $51,7 - 68,3^\circ$, середнє значення $61,6^\circ$, коефіцієнт варіації 10,27 %.

Довжина гілок L_2 (табл. 4.2) залежить від щорічного приросту і відповідає їх діаметру D_2 в основі, зі збільшенням якого зростає і довжина гілок. Враховуючи максимальне значення довжини та відстань ℓ_2 захвату гілок, на якій накладається захват й, відповідно, передається збурювальне зусилля, скелетні гілки першого і другого порядків доцільно розділити на дві групи. До першої – належать гілки діаметром в основі 50 – 70 мм, довжина L_2 яких змінюється в діапазоні 2,54 – 3,22 м за коефіцієнта варіації 5,21 – 5,63%, а відстань захвату ℓ_2 гілок становить 1,57 – 2,26 м, де вказаний коефіцієнт V дорівнює 5,32 – 8,67 %. Друга група – це гілки діаметром 70 – 90 мм, довжина яких перебуває в межах 2,86 – 3,94 м, V – 5,63 – 6,09%, відстань захвату – 1,99 – 2,78 м, V – 4,69 – 6,11%.

Таблиця 4.2 – Довжина скелетних гілок першого та другого порядків діаметром в основі 50 – 90 мм

Діаметр гілок в основі D_2 , мм	Статистичні характеристики				
	значення, м			середнє квадратичне відхилення, м	коефіцієнт варіації, %
	мінімальне	максимальне	середнє		
	довжина гілок L_2 , м				
50	2,54	2,83	2,69	0,14	5,21
60	2,69	3,03	2,84	0,153	5,37
70	2,86	3,22	3,03	0,171	5,63
80	3,09	3,48	3,28	0,191	5,81
90	3,41	3,94	3,61	0,221	6,09
	відстань захвату ℓ_2 , м				
50	1,57	1,91	1,76	0,153	8,67
60	1,79	2,02	1,92	0,102	5,32
70	1,99	2,26	2,13	0,13	6,11
80	2,24	2,47	2,35	0,11	4,69
90	2,47	2,78	2,62	0,15	5,73

Модель скелетних гілок першого і другого порядків можна представляти у вигляді зрізаного конуса (рис. 3.2), що характеризується кутом сходження β_2 . Як показали дослідження, вказаний кут (додаток Б.2, рис. 4.1) збільшується відповідно до приросту гілки і залежить від її діаметра D_2 (мм) в основі

$$\beta_2 = -953,546 \cdot 10^{-7} D_2^2 + 186,116 \cdot 10^{-4} D_2 - 268,574 \cdot 10^{-3}. \quad (4.1)$$

У гілок діаметром в основі 30 – 90 мм кут сходження β_2 збільшується від $0,21^\circ$ до $0,63^\circ$, якщо ж діапазон діаметра гілок 50 – 90 мм, то кут сходження перебуває в межах $0,41 - 0,63^\circ$. Мінімальне значення цього кута $0,21^\circ$ відповідає гілкам діаметром в основі 30 мм, а максимальне $0,63^\circ$ – діаметру 90 мм.

Враховуючі відомі значення кута сходження β_2 та діаметра гілок D_2 в основі, за формулою (3.16) визначено діаметри d_2 на відстані захвату ℓ_2 гілок, й отримані значення наведено в додатках Б.3 і Б.4.

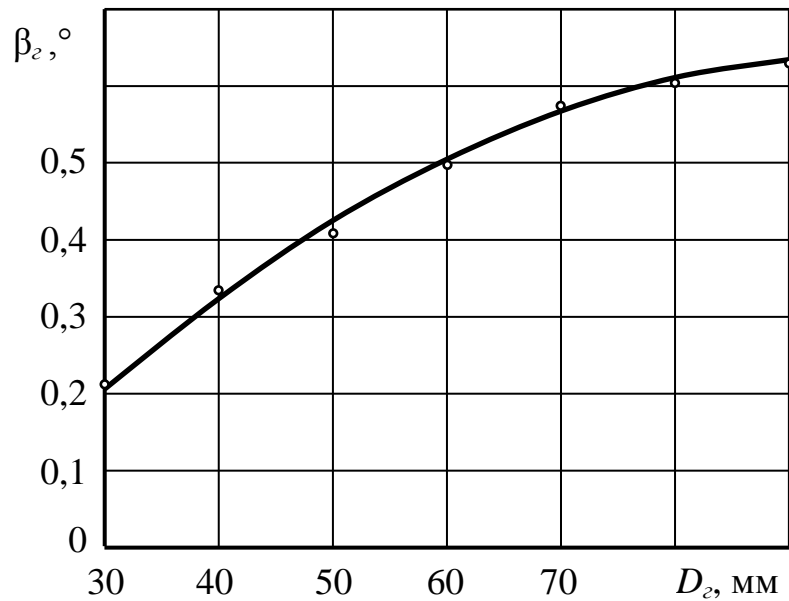


Рисунок 4.1 – Залежність кута сходження β_2 гілок волоського горіха від їх діаметра D_2 в основі

Для гілок першої розмірної групи діаметром D_2 в основі 50 – 70 мм відстань захвату ℓ_2 змінювалась від 1,25 до 1,75 м, а для другої розмірної групи ($D_2 = 70 - 90$ мм) відстань ℓ_2 дещо більша – 1,75 – 2,25 м

На основі отриманих даних побудовані поверхні відгуку діаметра гілок d_2 в місці захвату від їх діаметра в основі D_2 та відстані захвату ℓ_2 (рис. 4.2 а, б), причому ці поверхні відповідають залежностям d_2 (мм) за умови дійсних значень змінних для двох розмірних груп гілок:

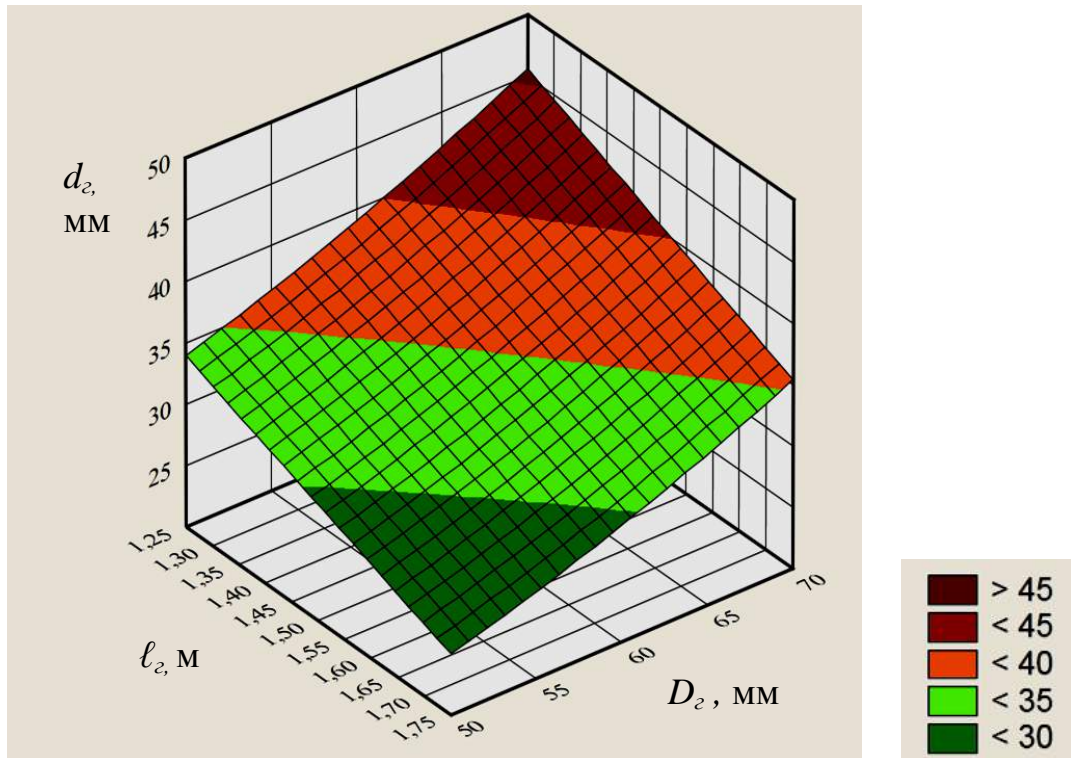
перша – ($D_2 = 50 - 70$ мм; $\ell_2 = 1,25 - 1,75$ м)

$$d_2 = 16,9889 + 0,4417 D_2 - 3,2 \ell_2 + 0,0047 D_2^2 + 0,2667 \ell_2^2 - 0,25 D_2 \ell_2; \quad (4.2)$$

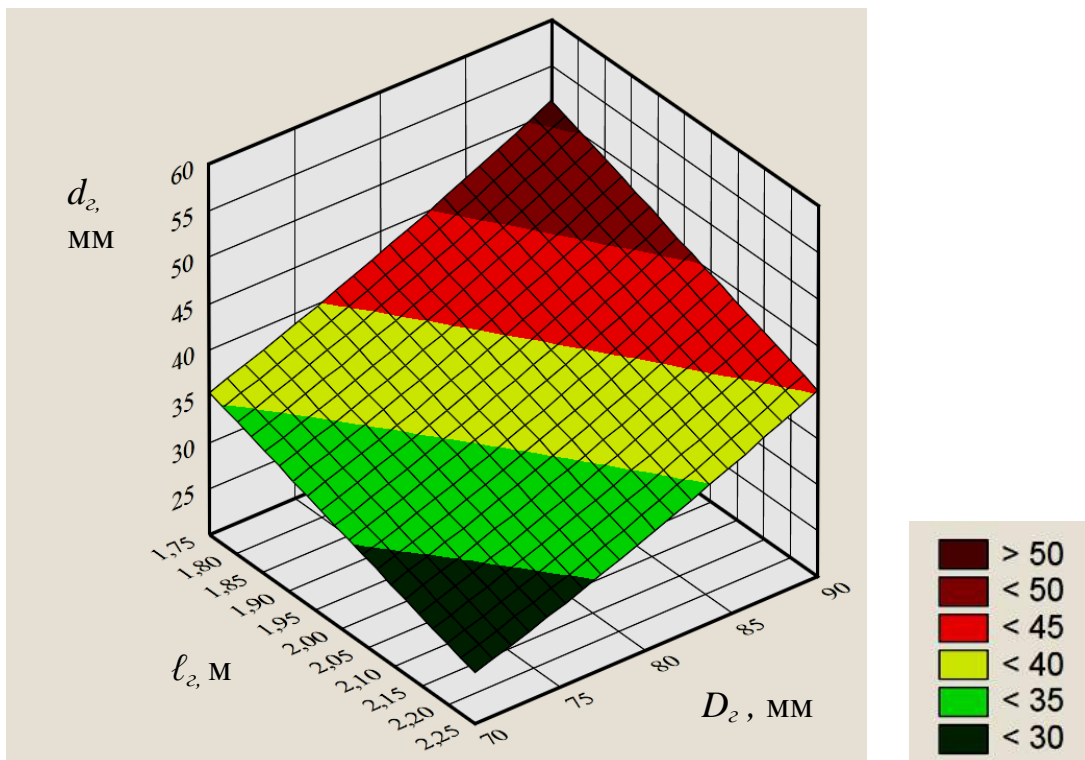
друга – ($D_2 = 70 - 90$ мм, $\ell_2 = 1,75 - 2,25$ м)

$$d_2 = 44,9778 - 0,0883 D_2 - 13,6 \ell_2 + 0,0068 D_2^2 + 0,5333 \ell_2^2 - 0,12 D_2 \ell_2. \quad (4.3)$$

Діаметр d_2 в місці захвату гілок зростає зі збільшенням їх діаметра D_2 в основі та зменшенням відстані захвату ℓ_2 . Для першої розмірної групи гілок діаметром в основі 50 – 70 мм, якщо відстань захвату 1,25 – 1,75 м, діаметр d_2 змінюється в діапазоні 24,1 – 45,3 мм. Найменше значення цього діапазону відповідає $D_2 = 50$ мм і $\ell_2 = 1,75$ м, а найбільше – $D_2 = 70$ мм і $\ell_2 = 1,25$ м.



a)



б)

Рисунок 4.2 – Поверхні відгуку діаметра d_2 в місці захвату гілок першої (а) і другої (б) розмірних груп від діаметра гілок D_2 в основі та відстані l_2 захвату

Аналогічна закономірність спостерігається і для гілок другої розмірної групи діаметром в основі 70 – 90 мм за умови відстані захвату 1,75 – 2,25 м. Відповідно діаметр d_2 зростає від 25,5 до 51,3 мм, причому більше значення відповідає $D_2 = 90$ мм й $\ell_2 = 1,75$ м, а менше – $D_2 = 70$ мм і $\ell_2 = 2,25$ м.

Отже, ручний віброударний струшувач доцільно оснащувати вилчастим захватом, що забезпечує захват гілок діаметром 20 – 55 мм.

4.1.2. Зведений коефіцієнт жорсткості плодкових гілок

Точки матриць планованих експериментів з визначення зведеного коефіцієнта жорсткості (додатки Б.5, Б.6) для гілок двох розмірних груп відповідали різним рівням кодованих змінних, тобто факторів X_1 (діаметр гілок D_2 в основі) та X_2 (відстань захвату ℓ_2).

Для гілок першої розмірної групи рівням $-1, 0, +1$ фактора X_1 відповідали значення діаметра гілок D_2 в основі – 50, 60 і 70 мм, а вказаним рівням фактора X_2 – значення відстані ℓ_2 захвату 1,25, 1,50, 1,75 мм. Відповідно для гілок другої розмірної групи X_1 (D_2): $-1 - 70$ мм; $0 - 80$ мм; $+1 - 90$ мм; X_2 (ℓ_2): $-1 - 1,75$ м; $0 - 2$ м; $+1 - 2,25$ мм.

Після обробки даних методом регресійного аналізу отримано для крон волоського горіха залежності зведеного коефіцієнта жорсткості скелетних гілок першого порядку. Залежності коефіцієнта жорсткості Y_{c_2} (c_2) в Н/м гілок першої розмірної групи (додаток Б.5) становлять у випадках:

а) кодованих значень змінних –

$$Y_{c_2} = 1095,79 + 682,5 X_1 - 708,33 X_2 + 167,03 X_1^2 + 174,53 X_2^2 - 382,5 X_1 X_2 ; \quad (4.4)$$

б) дійсних значень –

$$c_2 = -223,07 + 97,31 D_2 - 2030,76 \ell_2 + 1,67 D_2^2 + 2792,48 \ell_2^2 - 153 D_2 \ell_2 . \quad (4.5)$$

Для гілок другої розмірної групи (додаток Б.6) такі залежності Y_{c_2} (c_2) в Н/м складають за умов:

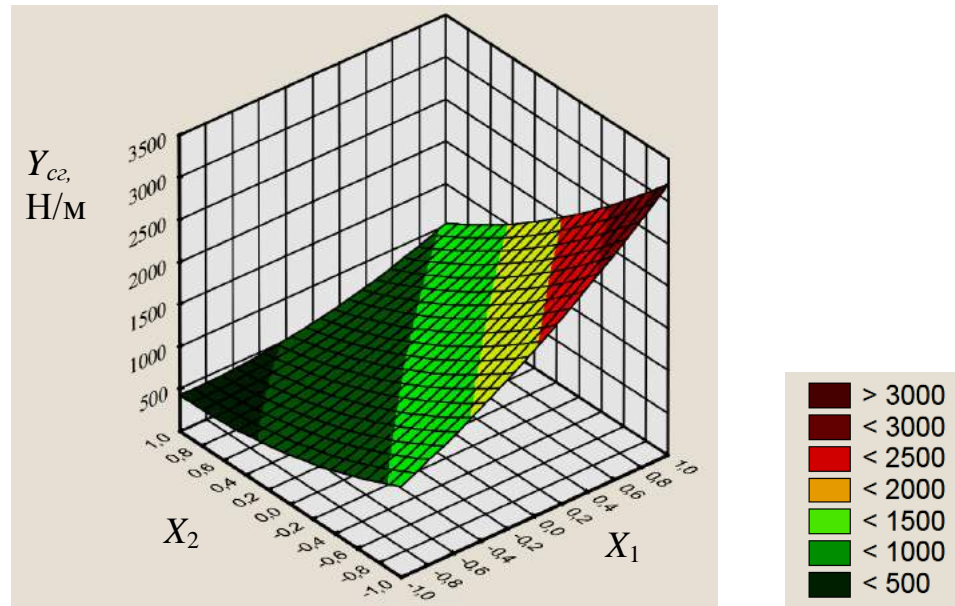
а) кодованих значень змінних –

$$Y_{c_2} = 975,47 + 392,17 X_1 - 500,83 X_2 + 44,82 X_1^2 + 147,82 X_2^2 - 199,5 X_1 X_2 ; \quad (4.6)$$

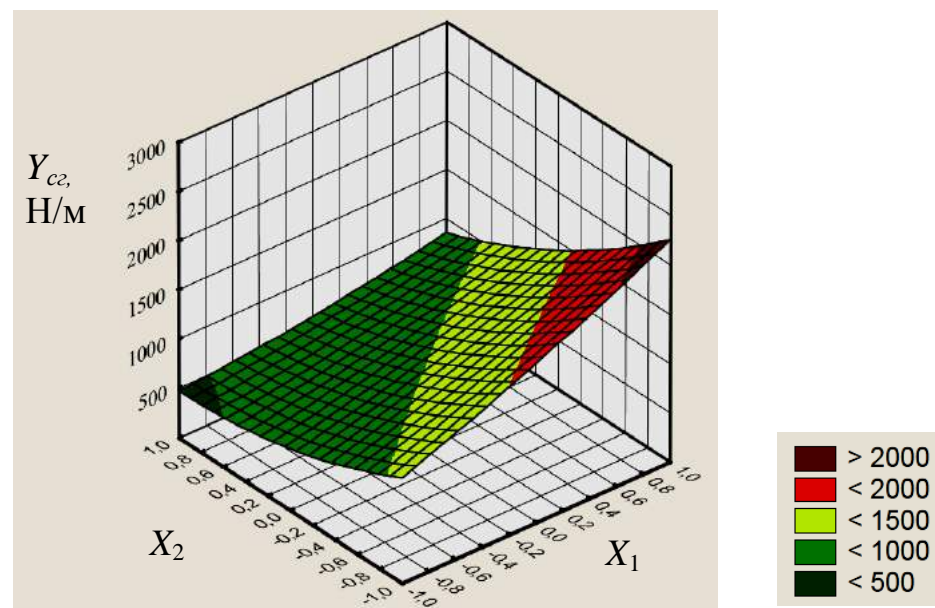
б) дійсних значень –

$$c_2 = 1405,71 + 127,105 D_2 - 5079,8 \ell_2 + 0,448 D_2^2 + 2365,12 \ell_2^2 - 79,8 D_2 \ell_2. \quad (4.7)$$

На основі отриманих рівнянь регресії (4.4), (4.6) побудовані поверхні відгуку (рис. 4.3), що відображають залежність зведеного коефіцієнта жорсткості Y_{c_2} гілок від відстані X_2 захвату ℓ_2 і діаметра X_1 в основі гілок першої (рис. 4.3 а) і другої (рис. 4.3 б) розмірних груп.



а)



б)

Рисунок 4.3 – Поверхні відгуку зведеного коефіцієнта жорсткості Y_{c_2} (c_2) гілок першої (а) і другої (б) розмірних груп від діаметра гілок X_1 (D_2) в основі та відстані X_2 (ℓ_2) захвату

Виходячи з рівнянь (4.5) і (4.7), встановлено залежності зведеного коефіцієнта жорсткості c_2 скелетних гілок першого порядку волоського горіха за умови дійсних значень змінних: перша розмірна група – $D_2 = 50 - 70$ мм, $\ell_2 = 1,25 - 1,75$ м (рис. 4.4 а); друга – $D_2 = 70 - 90$ мм, $\ell_2 = 1,75 - 2,25$ м (рис. 4.4 б).

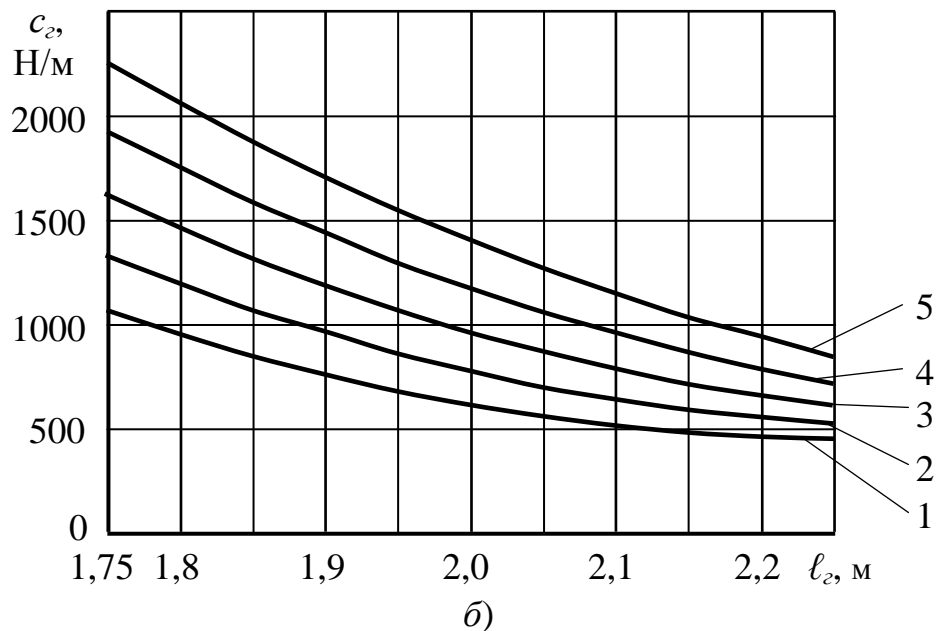
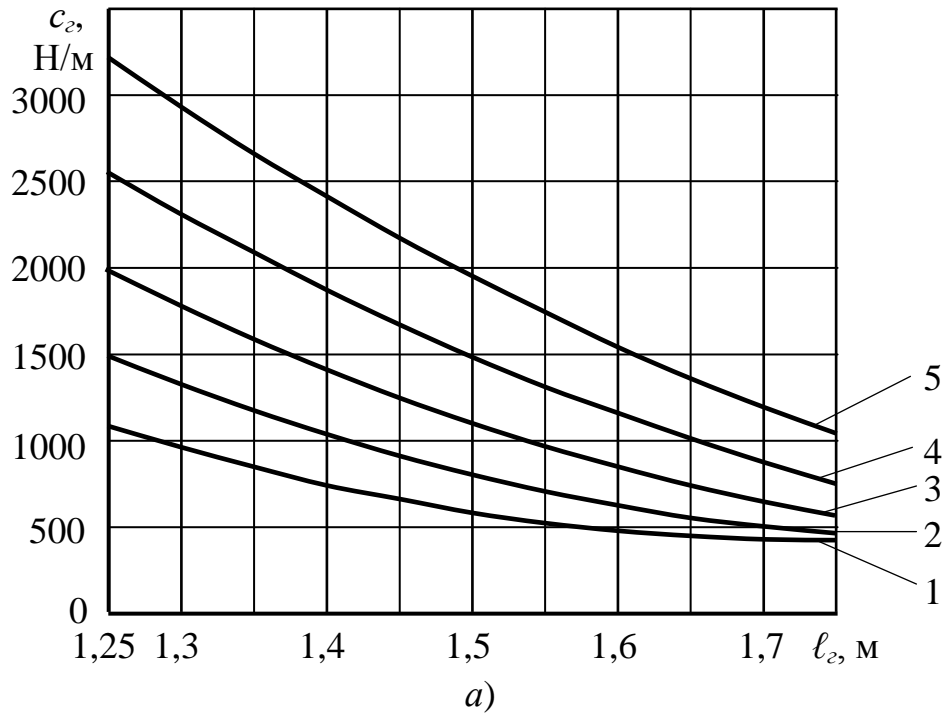


Рисунок 4.4 – Залежності зведеного коефіцієнта жорсткості c_2 гілок від відстані захвату ℓ_2 гілок розмірних груп: а – першої (діаметр D_2 в основі : 1, 2, 3, 4, 5 відповідно – 50, 55, 60, 65, 70 мм); б – другої (діаметр D_2 : 1, 2, 3, 4, 5 відповідно – 70, 75, 80, 85, 90 мм)

Порівняння розрахованих критеріїв Кохрена і Фішера з їх табличними значеннями (додатки Б.5, Б.6) підтверджує відтворюваність дослідів і адекватність отриманих математичних моделей.

Зведений коефіцієнт жорсткості c_2 скелетних гілок першого порядку дерев волоського горіха зростає зі збільшенням діаметра гілок D_2 в основі й зменшенням відстані їх захвату ℓ_2 . Для гілок першої розмірної групи діаметром в основі від 50 до 70 мм на відстані захвату 1,25 – 1,75 м зведений коефіцієнт жорсткості змінюється в інтервалі 429,0 – 3210,7 Н/м. Найменше значення цього інтервалу 429,0 Н/м відповідає $D_2 = 50$ мм і $\ell_2 = 1,75$ м, а найбільше – 3210,7 Н/м досягається, якщо $D_2 = 70$ мм, $\ell_2 = 1,25$ м. Для гілок другої розмірної групи ($D_2 = 70 - 90$ мм, $\ell_2 = 1,75 - 2,25$ м) коефіцієнт жорсткості гілок змінюється від 474,6 Н/м, якщо $D_2 = 70$ мм і $\ell_2 = 2,25$ м, до 2260,6 Н/м у випадку $D_2 = 90$ мм і $\ell_2 = 1,75$ м.

Від зведеного коефіцієнта жорсткості скелетних гілок залежить процес роботи ручного віброударного струшувача горіхів.

4.1.3. Частота вільних коливань, коефіцієнт згасання коливань, зведена маса і коефіцієнт в'язкого опору відхиленню плодкових гілок

Коефіцієнт згасання і частота вільних коливань скелетних гілок волоського горіха (додаток Б.7, рис. 4.5) залежать від діаметра гілок в основі.

У випадку першої частоти вільних коливань гілок закономірності зміни частоти $\omega_{z(1)}$ (с^{-1}) та коефіцієнта згасання $n_{z(1)}$ (с^{-1}) становлять:

$$\omega_{z(1)} = 5,4357 + 6,6199 \cdot 10^{-2} D_2 - 2,4623 \cdot 10^{-4} D_2^2; \quad (4.8)$$

$$n_{z(1)} = 0,11144 + 3,9621 \cdot 10^{-2} D_2 - 7,2773 \cdot 10^{-5} D_2^2, \quad (4.9)$$

де D_2 – діаметр гілок в основі, мм.

Перша частота $\omega_{z(1)}$ вільних коливань гілок діаметром в основі 50 – 90 мм збільшується в інтервалі 8,13 – 9,40 рад/с, а коефіцієнт згасання коливань $n_{z(1)}$ – 1,91 – 3,09 рад/с.

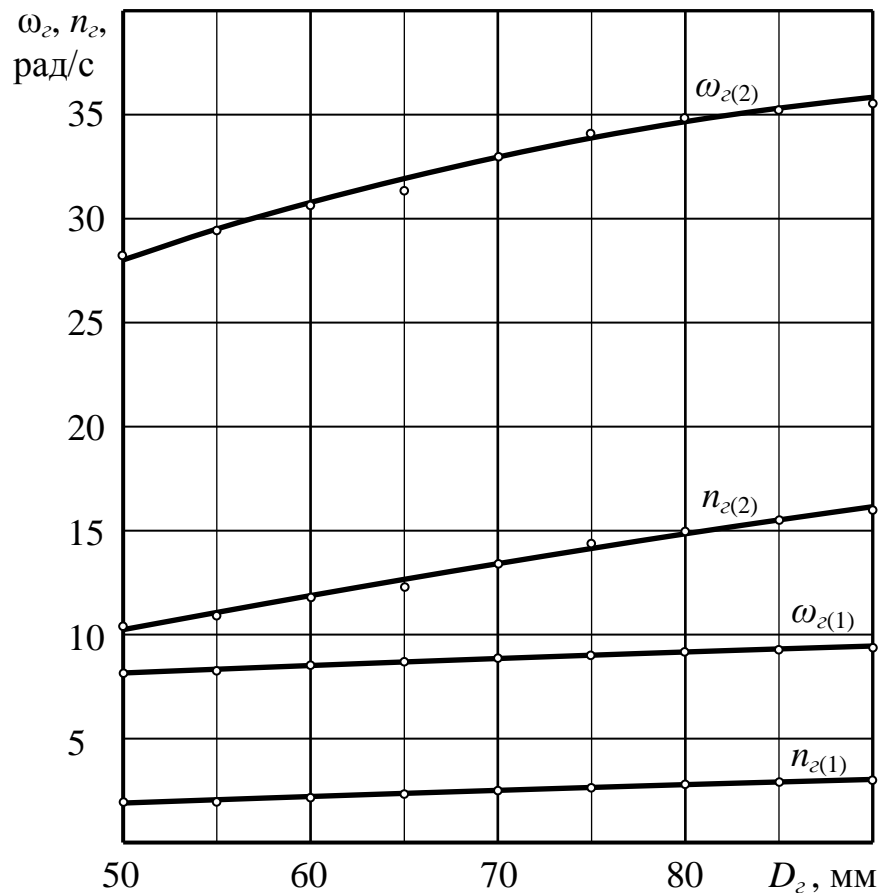


Рисунок 4.5 – Залежності частоти вільних коливань ω_z і коефіцієнта згасання коливань n_z від діаметра гілок в основі D_z (індекси (1), (2) відповідають першій та другій частотам)

Експериментальними дослідженнями встановлено, що під час виведення гілки зі стану рівноваги ударним імпульсом, фронт наростання якого менший 50 мс, збурюються коливання другої частоти $\omega_{z(2)}$. В цьому випадку частота $\omega_{z(2)}$ вільних коливань і коефіцієнт згасання $n_{z(2)}$ характеризуються залежностями:

$$\omega_{z(2)} = 7,286 + 0,53957 D_z - 2,475 \cdot 10^{-3} D_z^2; \quad (4.10)$$

$$n_{z(2)} = 0,64578 + 0,21667 D_z - 4,8976 \cdot 10^{-4} D_z^2. \quad (4.11)$$

Мінімальні значення другої частоти і коефіцієнта згасання коливань, що відповідають діаметру гілок в основі 50 мм, становлять 28,08 рад/с й 10,25 рад/с, а максимальні значення ($D_z = 90$ мм) – 35,8 рад/с і 16,18 рад/с.

Зведена маса скелетних гілок (додаток Б7, рис. 4.6, 4.7) збільшується пропорційно діаметру D_z гілок в основі і зменшуються у випадку зростання відстані захвату (зведення) ℓ_z .

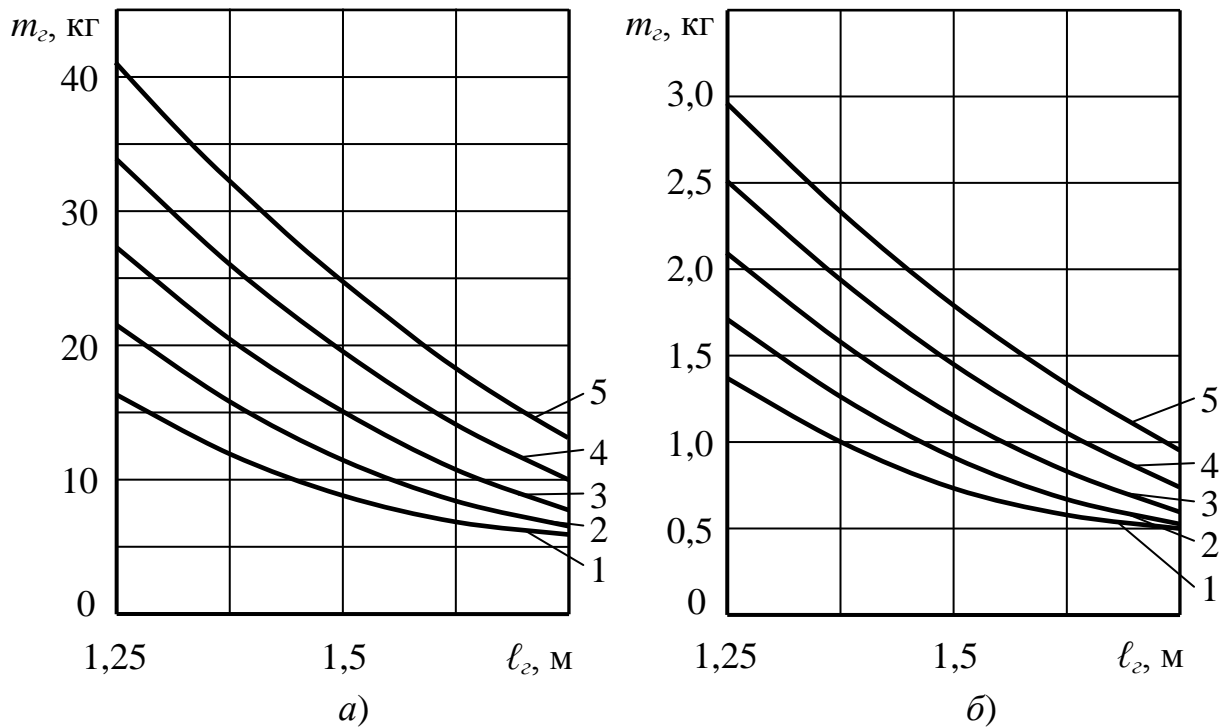


Рисунок 4.6 – Залежності зведеної маси m_2 гілок від відстані захвату (зведення) l_2 за умов першої (а) і другої (б) частот коливань гілок першої розмірної групи (діаметр D_2 в основі: 1, 2, 3, 4, 5 відповідно 50, 55, 60, 65, 70 мм)

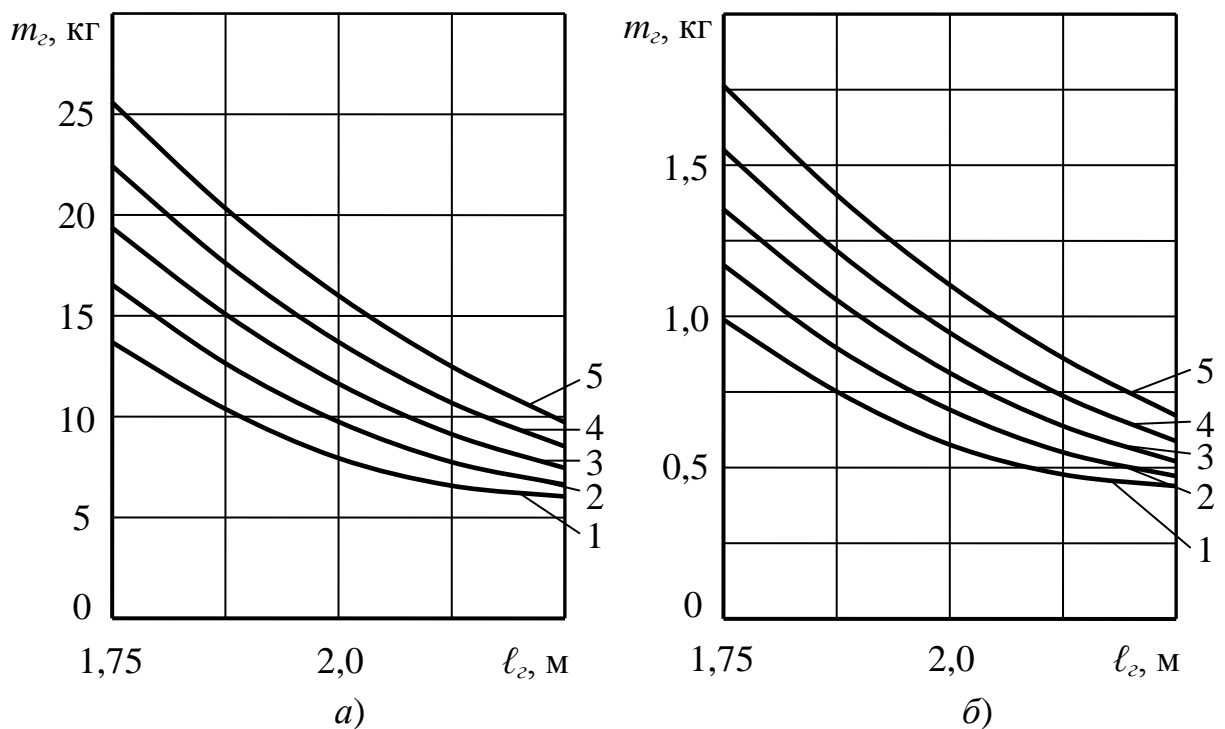


Рисунок 4.7 – Залежності зведеної маси гілок m_2 від відстані захвату (зведення) l_2 за умов першої (а) і другої (б) частот коливань гілок другої розмірної групи (діаметр D_2 в основі: 1, 2, 3, 4, 5 відповідно 70, 75, 80, 85, 90 мм)

Якщо відстань зведення 1,25, 1,5, 1,75 м й збурюється перша частота $\omega_{z(1)}$ вільних коливань, розрахована зведена маса скелетних гілок першої розмірної групи дорівнює: 16,35, 8,78, 5,99 кг ($D_z = 50$ мм); 27,25, 15,09, 7,74 кг ($D_z = 60$ мм); 40,87, 24,76, 13,10 кг ($D_z = 70$ мм). У випадку другої частоти $\omega_{z(2)}$ вільних коливань зведена маса скелетних гілок дерев істотно зменшується, адже відповідно до частоти зростає швидкість переміщення гілки. За тих самих відстані зведення і діаметра гілок в основі зведена маса становить: 1,37, 0,74, 0,5 кг; 2,09, 1,16, 0,59 кг; 2,96, 1,79, 0,95 кг.

Аналогічна закономірність зміни зведеної маси характерна скелетним гілкам другої розмірної групи. За першої частоти вільних коливань гілок діаметром в основі 70, 80, 90 мм, якщо довжина зведення 1,75, 2,0, 2,25 м, маса гілок відповідно становить: 13,71, 8,0, 6,04 кг; 19,37, 11,64, 7,43 кг; 25,59, 15,99, 9,73 кг, а за другої частоти – 0,99, 0,58, 0,44 кг; 1,36, 0,81, 0,52 кг; 1,76, 1,1, 0,67 кг.

Враховуючи значення частот вільних коливань і зведеної маси гілок, за формулою (3.22) розраховано коефіцієнти в'язкого опору $n_{\omega z}$ відхиленню (додаток Б8), що зростають зі збільшенням діаметра гілок в основі та зменшенням довжини зведення. Коефіцієнт в'язкого опору відхиленню гілок першої розмірної групи за першої частоти вільних коливань змінюється від 97,42 Н·с/м ($D_z = 50$ мм, $\ell_z = 1,75$ м) до 724,51 Н·с/м ($D_z = 70$ мм, $\ell_z = 1,25$ м), а на другій частоті – в інтервалі 10,34 – 79,43 Н·с/м за аналогічних діаметра гілок і відстані зведення. Для другої розмірної групи значення коефіцієнта в'язкого опору розраховувались за умов діаметра гілок в основі 70–90 мм, відстані зведення 1,75–2,25 м відповідно на першій та другій частотах вільних коливань гілок. За першої частоти коефіцієнт $n_{\omega z}$ перебуває в діапазоні 107,1–481,03 Н·с/м, а за другої – 11,75–57,08 Н·с/м. Мінімальні значення цих діапазонів відповідають $D_z = 70$ мм, $\ell_z = 2,25$ м, а максимальні – $D_z = 90$ мм, $\ell_z = 1,75$ м

Таким чином, коефіцієнти згасання коливань і частоти вільних коливань скелетних гілок залежать від їх діаметра в основі та відстані зведення.

Порівняно з процесом знімання плодів струшуванням, якому відповідає перша частота коливань, цей же процес, але характеризований другою частотою коливань, відзначається зниженням зведеної маси, коефіцієнта в'язкого опору відхиленню гілок, що впливає на ефективність знімання урожаю.

4.1.4. Фрикційні властивості кори плодкових гілок

Вивчення фрикційних властивостей кори гілок підтверджує (додаток Б.10), що коефіцієнт і кут тертя визначально залежать від шорсткості поверхонь контакту гілок з подушками захвата, а також від напрямку відносного зміщення цих поверхонь – поперек чи вздовж волокон.

Так, коефіцієнт і кут тертя гілок діаметром від 30 до 90 мм (табл. 4.3) дещо змінюються; для гілок діаметром 120 мм дані показники зростають, що зумовлено розвитком з віком коркового захисного шару й, відповідно, шорсткості поверхні кори. Для гілок діаметром 30 – 90 мм коефіцієнт та кут тертя поперек волокон змінюється в межах 0,476 – 0,484 й 25,45 – 25,83°, а з досяганням діаметра гілок 120 мм ці показники зростають і становлять: кое-

Таблиця 4.3 – Коефіцієнт і кут тертя між подушками захвата та корою скелетних гілок волоського горіха

Показники	Діаметр зразків гілок, мм						
	30	50	60	70	80	90	120
Напрямок зміщення поверхонь тертя	поперек волокон						
Коефіцієнт тертя	0,476	0,479	0,480	0,481	0,482	0,484	0,532
Кут тертя, °	25,45	25,59	25,67	25,69	25,73	25,83	28,01
Напрямок зміщення поверхонь тертя	вздовж волокон						
Коефіцієнт тертя	0,501	0,503	0,504	0,507	0,511	0,515	0,562
Кут тертя, °	26,61	26,70	26,75	26,94	27,07	27,25	29,34

цієнт тертя – 0,532, кут тертя – $28,01^\circ$. Показники тертя у випадку зміщення захвата вздовж волокон кори гілок діаметром 30–90 мм дорівнюють: коефіцієнт тертя – 0,501–0,515 й кут – $26,61–27,25^\circ$, а для гілок діаметром 120 мм коефіцієнт тертя – 0,562 і кут – $29,34^\circ$.

Кут тертя визначає нахил подушок вилчастого захвата у площині перерізу гілок, щоб під час роботи струшувача не проковзував захват по корі, адже може зумовити її здирання. Постійний контакт захвата з гілкою під час роботи досягається, якщо відхилення подушок від нормалі до осі штанги струшувача менше кута тертя $25,45^\circ$ між корою і подушками. Така умова гарантовано виконується за кута відхилення 20° , тобто кут розхилу подушок вилчастого захвата становить – 40° .

4.2. Результати досліджень ручного віброударного струшувача волоських горіхів

4.2.1. Коефіцієнти жорсткості та в'язкого опору відхиленню складових ручного віброударного струшувача

Експериментальні дослідження підтверджують залежність жорсткісно-демпфірувальних властивостей складових ручного віброударного струшувача від його конструктивного виконання, розмірних показників еластичних елементів та використовуваних матеріалів.

Отримані результати досліджень (табл. 4.4) використано для розв'язку диференціальних рівнянь, що описують роботу струшувача. Найбільші значення коефіцієнтів жорсткого і в'язкого опорів деформуванню мають еластичні подушки вилчастого захвата струшувача, які забезпечують передачу збурювальних зусиль скелетним гілкам волоського горіха без пошкодження кори. Еластичні елементи механізму утримання і управління струшувачем відповідають масі струшувача, динамічним навантаженням під час роботи і зменшують коливання, що передаються працівнику-збирачу. Гасіння коливань також забезпечують демпферні пружини, монтовані на напрямній

Таблиця 4.4 – Жорсткісно-демпфірувальні властивості складових ручного віброударного струшувача

Складові струшувача		Коефіцієнт жорсткості c_i , Н/м	Коефіцієнт в'язкого опору n_{ei} , Н·с/м
Еластичні подушки вилчастого захвата		$c_1 = 725000$	$n_{e1} = 1696$
Пружина ударного механізму		$c_2 = 1510$	–
Складові механізму утримання і управління струшувачем:	демпферні пружини напрямної штанги	$c_3 = 7460$	–
	пружина передньої ручки	$c_4 = 3050$	–
	еластичне покриття передньої ручки;	$c_5 = 5800$	$n_{e5} = 378,08$
	еластичні вставки утримувальної лямки	$c_6 = c_7 = 6000$	$n_{e6} = n_{e7} = 8,25$
	еластична вставка задньої рукоятки	$c_8 = 4700$	$n_{e8} = 11,69$

штанзі механізму утримання і управління як проміжна ланка між цими механізмом та корпусом збудувача коливань струшувача.

Пружина ударного механізму впливає на генерування удару під час коливань. За коефіцієнта жорсткості даної пружини $c_2 = 1510$ Н/м забезпечується дотримання зазору між ковзними чашками та подальша їх взаємодія.

4.2.2. Прискорення скелетних гілок в місці захвату

Експериментально отримані значення прискорення гілок (рис. 4.8, крива 2) під час віброударного струшування показують, що гармонічно змінюване прискорення доповнюється прискоренням ударного імпульсу, причому експериментальні дані практично збігаються з теоретичними. Теоретична зміна прискорення (рис. 4.8, крива 1) має чітко виражений синусоїдальний характер із стрімким зростанням в момент удару. В реальності гілки здійснюють складні коливання, які виникають від накладання коливань вищих гармонік, та все ж розбіжність максимальних експериментальних значень

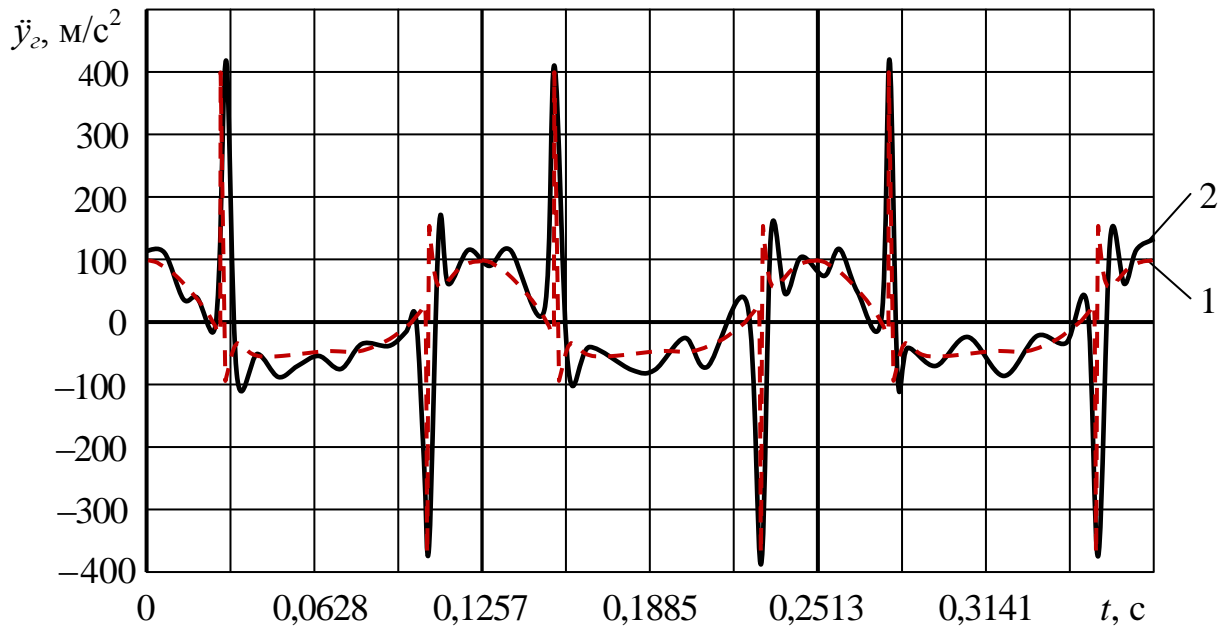


Рисунок 4.8 – Закономірності зміни в часі прискорення гілки \ddot{y}_2 в місці захвату (діаметр гілки в основі $D_2 = 50$ мм; відстань захвату $\ell_2 = 1,75$ м; частота струшування $\omega_c = 50$ рад/с; початковий зазор між ковзними чашками ударного механізму $\Delta_0 = 5$ мм; кут направленості коливань $\alpha = 40^\circ$): 1 – теоретична (---); 2 – експериментальна (—)

прискорення (додатки Б.11, Б.12) та теоретичних (додаток А.7) – не перевищує 7 %. Значить, математична модель коливної системи “ручний віброударний струшувач – плодова гілка” адекватна, а похибка допущень, прийнятих в теоретичних дослідженнях, знаходиться в межах допустимої похибки інженерних дослідів.

Для визначення режимів роботи ручного віброударного струшувача, за яких досягається агротехнічно необхідна повнота знімання горіхів, було проведено дослідження максимального прискорення гілки в місці захвату. Експерименти виконано за планом Бокса [67] для п'яти факторів (додаток Б.11): X_1 – частота струшування ω_c ; X_2 – початковий зазор між ковзними чашками Δ_0 ; X_3 – кут направленості коливань α (кут нахилу штанги до горизонталі); X_4 – діаметр гілок в основі D_2 ; X_5 – відстань захвату гілок ℓ_2 .

Після статистичної обробки результатів експериментів одержано математичні моделі у вигляді рівнянь регресії другого порядку для гілок першої (4.12), (4.13) та другої (4.14), (4.15) розмірних груп.

Рівняння регресії максимального прискорення в місці захвату для гілок

першої розмірної групи діаметром в основі $D_2 = 50-70$ мм, якщо відстань захвату $\ell_2 = 1,25-1,75$ м, становить у випадках:

– кодованих значень змінних

$$\begin{aligned}
 Y_{\ddot{y}_2 \max} = & 261,0737 + 49,3298 X_1 + 64,7062 X_2 - 4,6145 X_3 - 110,1011 X_4 + \\
 & + 149,5512 X_5 - 13,5704 X_1^2 - 14,5654 X_2^2 + 0,4662 X_3^2 + 21,8779 X_4^2 + \\
 & + 38,7162 X_5^2 - 7,7004 X_1 X_2 - 0,5065 X_1 X_3 - 13,7085 X_1 X_4 + \\
 & + 16,2733 X_1 X_5 + 0,056 X_2 X_3 - 18,7894 X_2 X_4 + \\
 & + 36,1538 X_2 X_5 + 0,5037 X_3 X_4 - 1,959 X_3 X_5 - 28,2502 X_4 X_5;
 \end{aligned} \tag{4.12}$$

– дійсних значень змінних

$$\begin{aligned}
 \ddot{y}_{2 \max} = & 957,926 + 4,063 \omega_c + 2628,472 \cdot 10^{-2} \Delta_0 + 11,67 \cdot 10^{-2} \alpha - 11,629 D_2 - \\
 & - 1144,39 \ell_2 - 15,078 \cdot 10^{-3} \omega_c^2 - 23,305 \cdot 10^{-1} \Delta_0^2 + 11,66 \cdot 10^{-4} \alpha^2 + \\
 & + 21,88 \cdot 10^{-2} D_2^2 + 619,459 \ell_2^2 - 10,267 \cdot 10^{-2} \omega_c \Delta_0 - 84,42 \cdot 10^{-5} \omega_c \alpha - \\
 & - 4,57 \cdot 10^{-2} \omega_c D_2 + 216,977 \cdot 10^{-2} \omega_c \ell_2 + 1,12 \cdot 10^{-3} \Delta_0 \alpha - \\
 & - 75,157 \cdot 10^{-2} \Delta_0 D_2 + 578,461 \cdot 10^{-1} \Delta_0 \ell_2 + 25,19 \cdot 10^{-4} \alpha D_2 - \\
 & - 39,18 \cdot 10^{-2} \alpha \ell_2 - 11,3 D_2 \ell_2.
 \end{aligned} \tag{4.13}$$

Такі ж рівняння регресії для гілок другої розмірної групи $D_2 = 70-90$ мм, відстань захвату $\ell_2 = 1,75-2,25$ м:

– кодовані значення змінних

$$\begin{aligned}
 Y_{\ddot{y}_2 \max} = & 328,0466 + 51,2547 X_1 + 76,8096 X_2 - 4,4144 X_3 - 79,896 X_4 + \\
 & + 130,0202 X_5 - 9,6483 X_1^2 - 0,515 X_2^2 + 6,02 X_3^2 - 27,4 X_4^2 + \\
 & + 22,7984 X_5^2 - 0,9678 X_1 X_2 - 0,0893 X_1 X_3 - 11,1809 X_1 X_4 + \\
 & + 8,1693 X_1 X_5 - 1,2391 X_2 X_3 - 21,3368 X_2 X_4 + 41,2276 X_2 X_5 + \\
 & + 1,6299 X_3 X_4 - 2,4811 X_3 X_5 + 1,1045 X_4 X_5;
 \end{aligned} \tag{4.14}$$

– дійсні значення змінних

$$\begin{aligned}
 \ddot{y}_{2 \max} = & -253,09 + 410,028 \cdot 10^{-2} \omega_c - 2930,052 \cdot 10^{-2} \Delta_0 - 15,108 \cdot 10^{-1} \alpha + \\
 & + 4348,775 \cdot 10^{-2} D_2 - 515,566 \ell_2 - 10,72 \cdot 10^{-2} \omega_c^2 - 8,24 \cdot 10^{-2} \Delta_0^2 + \\
 & + 15,05 \cdot 10^{-3} \alpha^2 - 0,274 D_2^2 + 364,774 \ell_2^2 - 1,29 \cdot 10^{-2} \omega_c \Delta_0 + \\
 & + 1,49 \cdot 10^{-4} \omega_c \alpha - 37,27 \cdot 10^{-3} \omega_c D_2 + 108,924 \cdot 10^{-2} \omega_c \ell_2 - \\
 & - 24,782 \cdot 10^{-3} \Delta_0 \alpha - 85,348 \cdot 10^{-2} \Delta_0 D_2 + 659,642 \cdot 10^{-1} \Delta_0 \ell_2 + \\
 & + 8,15 \cdot 10^{-3} \alpha D_2 - 49,622 \cdot 10^{-2} \alpha \ell_2 + 44,18 \cdot 10^{-2} D_2 \ell_2.
 \end{aligned} \tag{4.15}$$

Аналіз рівнянь показує, що кут направленості коливань α не суттєво впливає на максимальні прискорення гілок в місці захвату, тому в розрахунках доцільно приймати $\alpha = 60^\circ$.

На основі результатів, отриманих за рівняннями (4.12) – (4.15) за кута направленості коливань 60° , побудовано залежності (рис. 4.9 – 4.12) та верхні відгуку (рис. 4.13) максимального прискорення \ddot{y}_{\max} в місці захвату для гілок діаметром в основі D_2 від частоти струшування ω_c , початкового зазору Δ_0 між ковзними чашками ударного механізму, відстані захвату ℓ_2 .

Максимальні прискорення гілок в місці захвату зростають зі збільшення початкового зазору в ударному механізмі, частоти струшування, відстані захвату й зменшуються в разі збільшення діаметра гілок в основі.

Для гілок першої розмірної групи дані прискорення лежать в межах від 25,43 до 772,7 м/с². Мінімальні значення отримано, якщо $D_2 = 70$ мм, $\ell_2 = 1,25$ м, $\Delta_0 = 5$ мм і $\omega_c = 40$ рад/с, а максимальні – $D_2 = 50$ мм, $\ell_2 = 1,75$ м, $\Delta_0 = 10$ мм і $\omega_c = 100$ рад/с. Для другої розмірної групи $\ddot{y}_{\max} = 55,14 - 731,11$ м/с², причому нижня межа діапазону відповідає $D_2 = 90$ мм, $\ell_2 = 1,75$ м, $\Delta_0 = 5$ мм і $\omega_c = 40$ рад/с, а верхня – $D_2 = 70$ мм, $\ell_2 = 2,25$ м, $\Delta_0 = 10$ мм і $\omega_c = 100$ рад/с.

У випадках початкового зазору Δ_0 між ковзними чашками ударного механізму 5, 7,5 і 10 мм та частоти струшування ω_c від 40 до 100 рад/с діапазони зміни максимального прискорення в місці захвату становлять: для гілок першої розмірної групи (відстань захвату $\ell_2 = 1,25 - 1,75$ м) діаметром в основі $D_2 = 50$ мм – $\ddot{y}_{\max} = 124,1 - 772,7$ м/с², $D_2 = 60$ мм – $\ddot{y}_{\max} = 52,87 - 580,3$ м/с², $D_2 = 70$ мм – $\ddot{y}_{\max} = 25,43 - 431,08$ м/с²; для гілок другої розмірної групи (відстань захвату $\ell_2 = 1,75 - 2,25$ м) діаметром в основі $D_2 = 70$ мм – $\ddot{y}_{\max} = 152,11 - 731,11$ м/с², $D_2 = 80$ мм – $\ddot{y}_{\max} = 131,03 - 647,2$ м/с², $D_2 = 90$ мм – $\ddot{y}_{\max} = 55,14 - 508,49$ м/с².

Перевірка отриманих математичних моделей за критеріями Кохрена (G -критерій) та Фішера (F -критерій) показала, що моделі відтворювані та адекватні, оскільки розрахункові значення критеріїв менші від табличних.

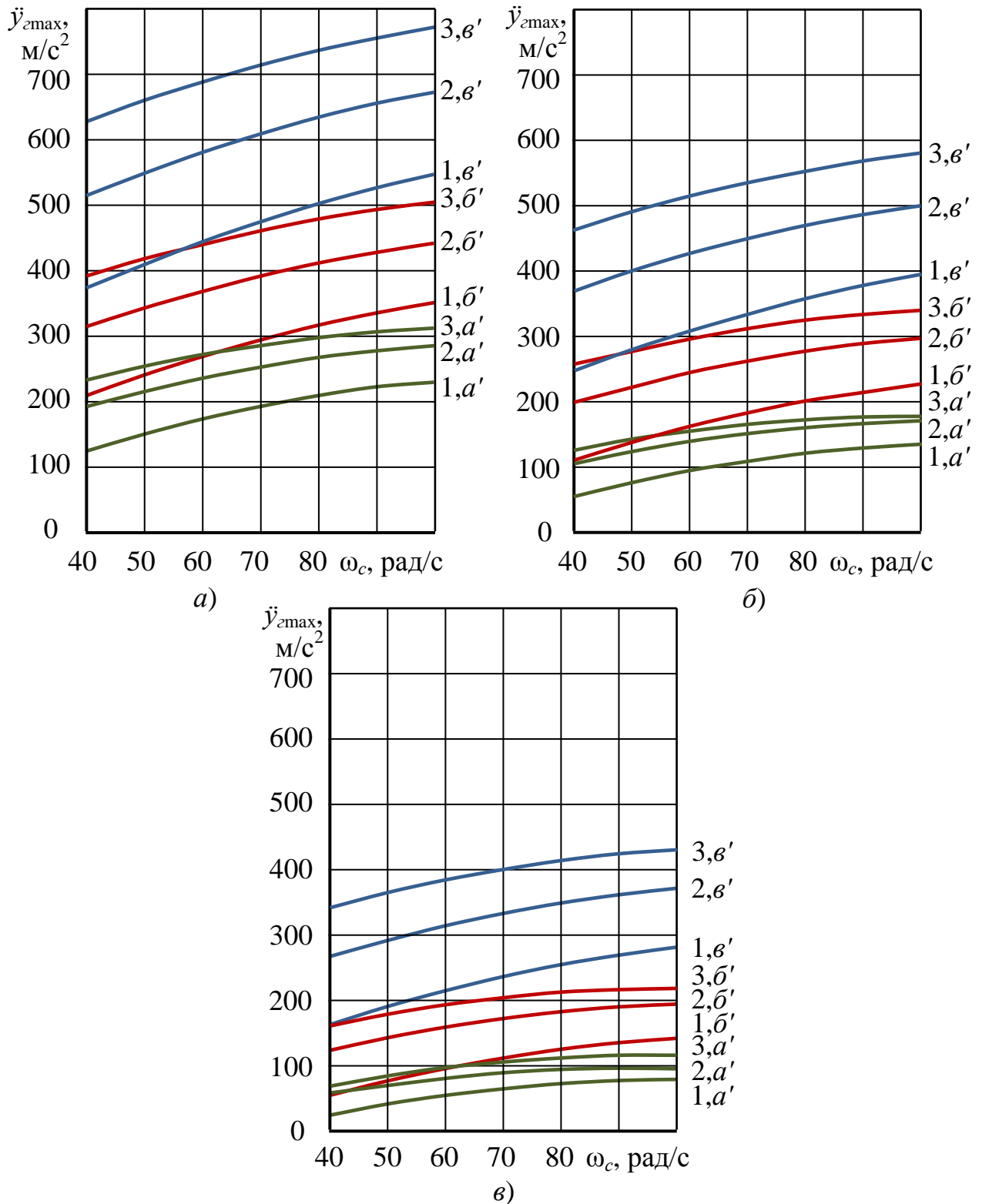


Рисунок 4.9 – Залежність максимального прискорення гілок $\ddot{y}_{2\max}$ в місці захвату від частоти струшування ω_c (діаметр гілок в основі D_2 : а – 50 мм, б – 60 мм, в – 70 мм; початковий зазор Δ_0 між ковзними чашками ударного механізму: 1 – 5 мм, 2 – 7,5 мм, 3 – 10 мм; відстань захвату гілок ℓ_2 : а' – 1,25 м (—), б' – 1,5 м (—), в' – 1,75 м (—))

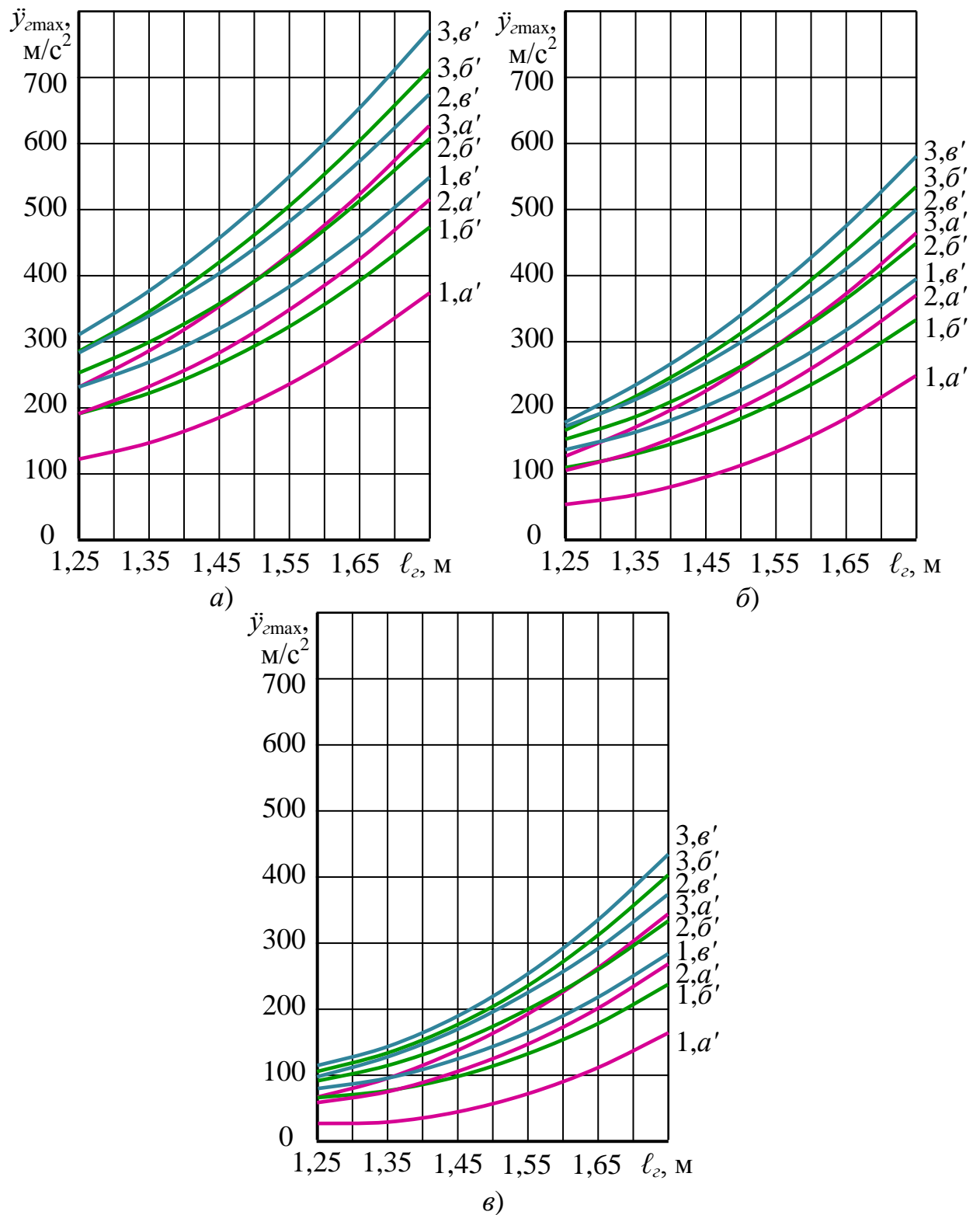


Рисунок 4.10 – Залежність максимального прискорення гілок \ddot{y}_{\max} в місці захвату від відстані захвату l_2 (діаметр гілок в основі D_2 : а – 50 мм, б – 60 мм, в – 70 мм; початковий зазор Δ_0 між ковзними чашками ударного механізму: 1 – 5 мм, 2 – 7,5 мм, 3 – 10 мм; частота струшування ω_c : а' – 40 рад/с (—); б' – 70 рад/с (—); в' – 100 рад/с (—))

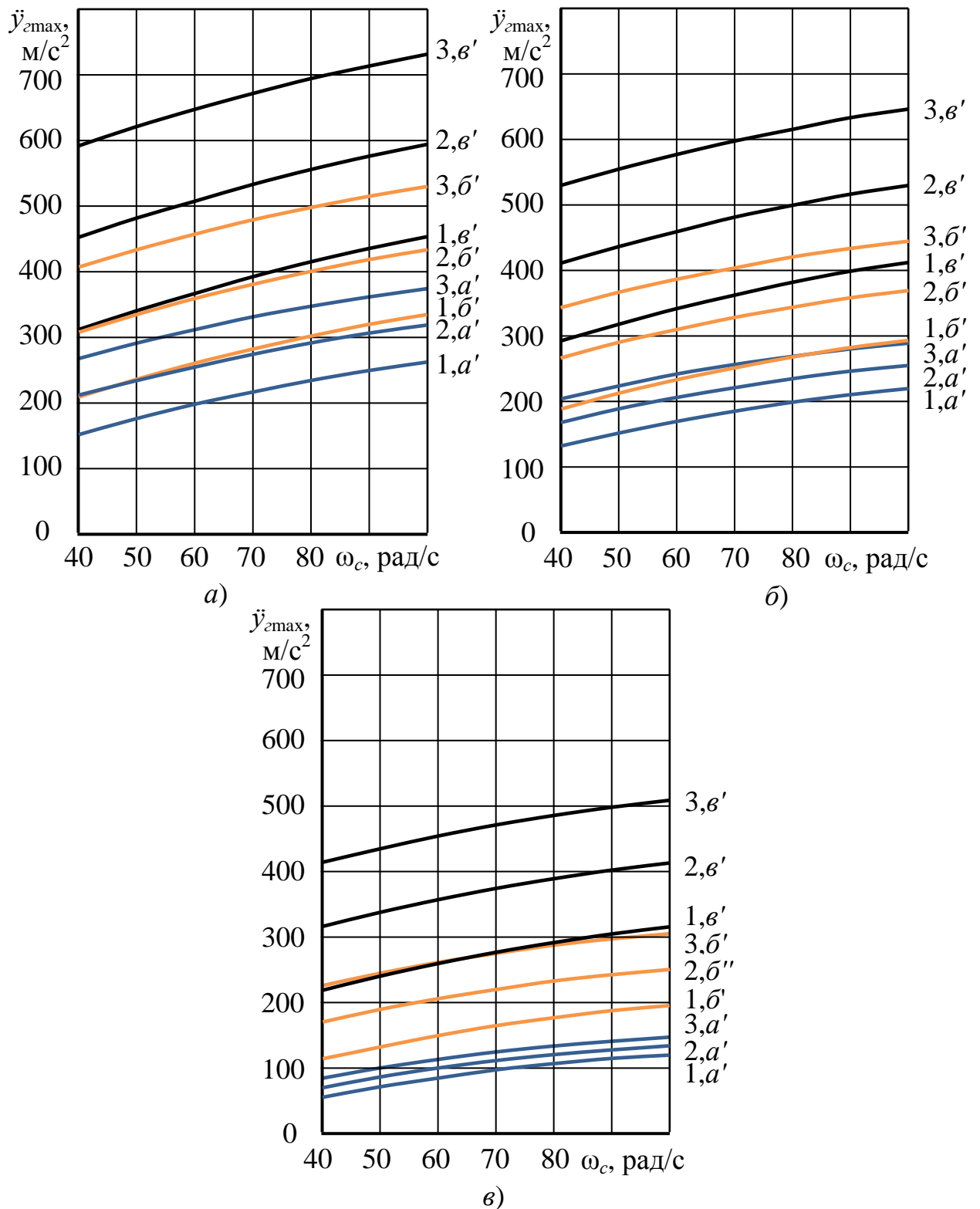


Рисунок 4.11 – Залежність максимального прискорення гілок $\ddot{y}_{2\max}$ В місці захвату від частоти струшування ω_c (діаметр гілок в основі D_2 : а – 70 мм, б – 80 мм, в – 90 мм; початковий зазор Δ_0 між ковзними чашками ударного механізму: 1 – 5 мм, 2 – 7,5 мм, 3 – 10 мм; відстань захвату гілок ℓ_2 : а' – 1,75 м (—), б' – 2,0 м (—), в' – 2,25 м (—))

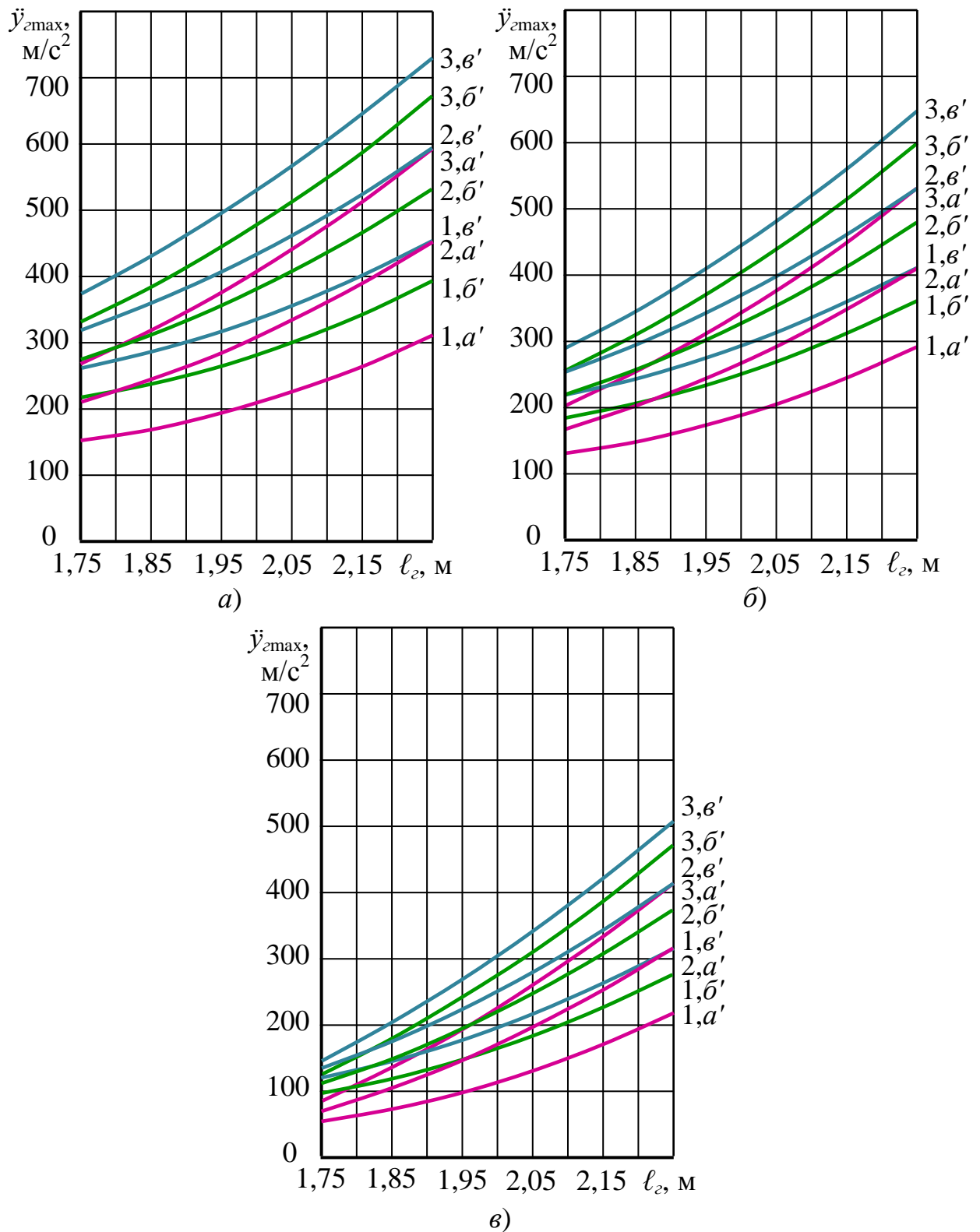
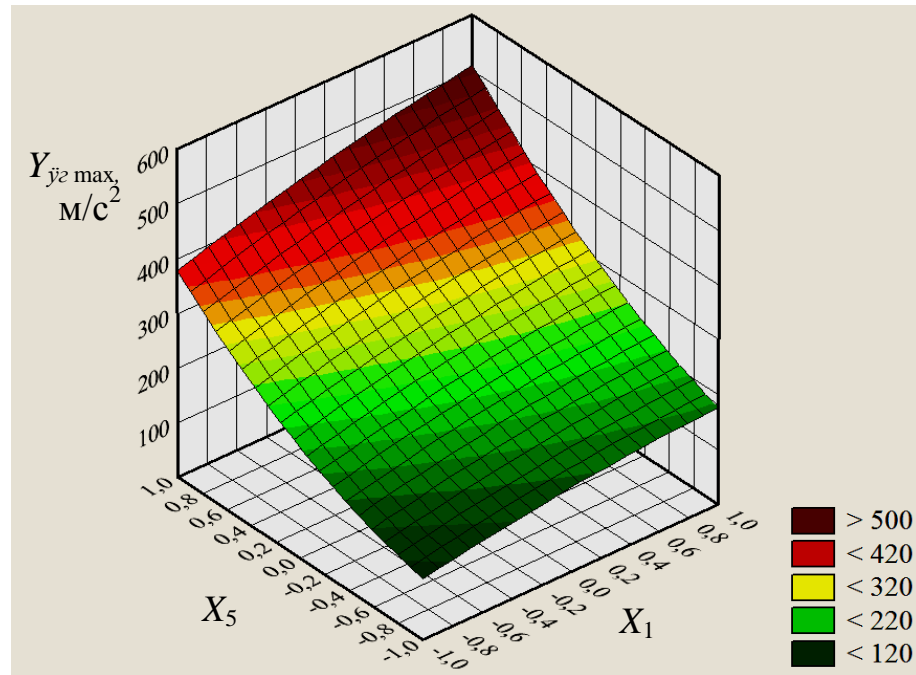
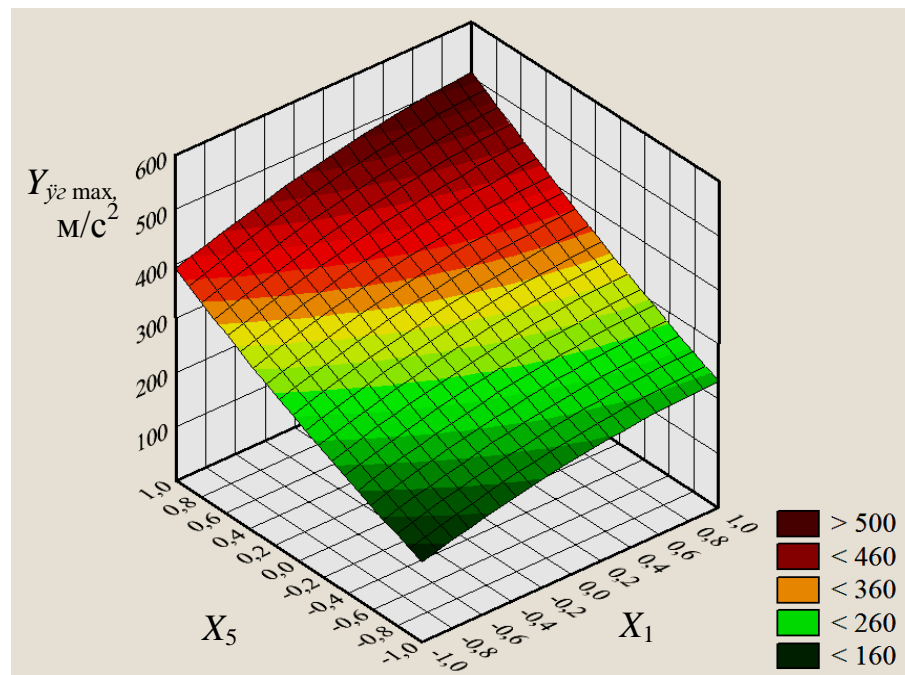


Рисунок 4.12 – Залежність максимального прискорення гілок $\ddot{y}_{z\max}$ в місці захвату від відстані захвату ℓ_2 (діаметр гілок в основі D_2 : а – 70 мм, б – 80 мм, в – 90 мм; початковий зазор Δ_0 між ковзними чашками ударного механізму: 1 – 5 мм, 2 – 7,5 мм, 3 – 10 мм; частота струшування ω_c : а' – 40 рад/с (—), б' – 70 рад/с (—), в' – 100 рад/с (—))



а)



б)

Рисунок 4.13 – Поверхні відгуку, які характеризують залежність максимального прискорення гілок $Y_{y2 \max}$ ($\ddot{y}_{2 \max}$) в місці захвату від частоти струшування X_1 (ω_c) та відстані захвату X_5 (ℓ_2): а – гілки першої розмірної групи, якщо $X_2=0$ ($\Delta_0=7,5$ мм), $X_3=0$ ($\alpha=60^\circ$), $X_4=0$ ($D_2=60$ мм); б – гілки другої розмірної групи, якщо $X_2=0$ ($\Delta_0=7,5$ мм), $X_3=0$ ($\alpha=60^\circ$), $X_4=0$ ($D_2=80$ мм)

Для гілок першої розмірної групи, рівняння регресії (4.12), розраховані значення критеріїв Кохрена і Фішера становлять $G_p = 0,0939$, $F_p = 1,225$ і менші від табличних – $G_T(0,05; 42; 2) = 0,5813$, $F_T(0,05; 36; 84) = 1,3$. Відповідно для гілок другої розмірної групи, рівняння регресії (4.14): $G_p = 0,1151 < G_T(0,05; 42; 2) = 0,5813$; $F_p = 0,71 < F_T(0,05; 36; 84) = 1,3$.

Необхідні для знімання плодів прискорення в місці захвату гілок досягаються збільшенням зазору між ковзними чашками ударного механізму, частоти струшування і відстані захвату відповідно до коефіцієнтів жорсткості та в'язкого опору відхиленню гілки, що у свою чергу залежать від діаметра в основі та відстані захвату гілок.

4.2.3. Повнота знімання горіхів та режими роботи ручного віброударного струшувача

На основі результатів експериментальних досліджень (додаток Б.13) побудована залежність (рис. 4.14) повноти знімання Π горіхів від максимального прискорення $\ddot{y}_{z\max}$ гілки в місці захвату гілок діаметром в основі від 50, 60, 70, 80 і 90 мм.

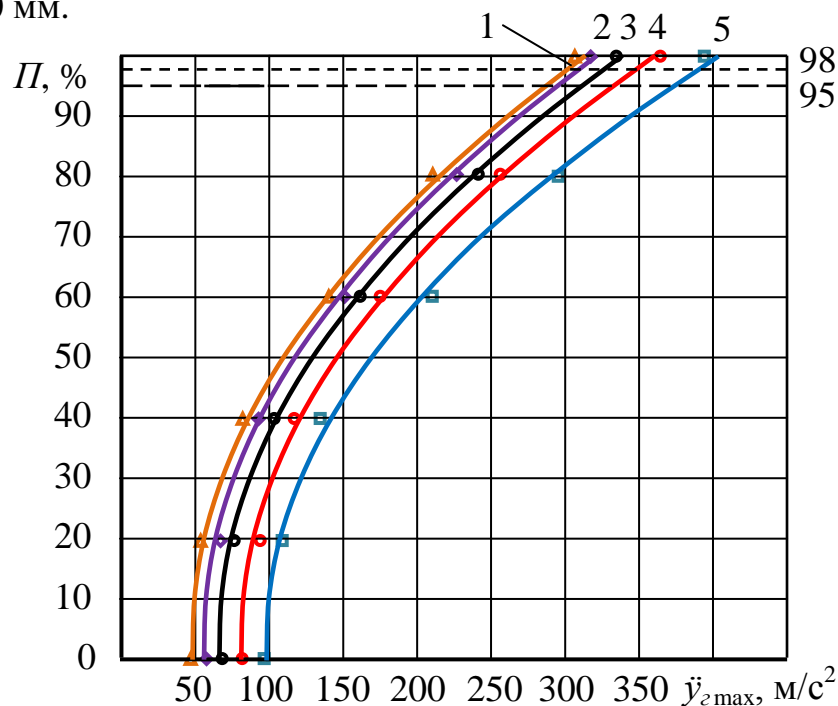


Рисунок 4.14 – Залежність повноти знімання Π горіхів від прискорення $\ddot{y}_{z\max}$ в місці захвату гілок діаметром в основі D_2 :
 1 – 50 мм (—); 2 – 60 мм (—); 3 – 70 мм (—);
 4 – 80 мм (—); 5 – 90 мм (—)

Прискорення початку опадання горіхів та агротехнічно необхідні прискорення \ddot{y}_{za} залежать від діаметра D_2 скелетних гілок в основі. Прискорення початку опадання для гілок діаметром в основі $D_2 = 50 - 90$ мм варіюють в межах $48,8 - 97,8$ м/с². Для знімання 95 % горіхів необхідно в місці захвату гілок генерувати значно більші прискорення, якщо $D_2 = 50$ мм – $\ddot{y}_{za} = 285,8$ м/с²; $D_2 = 60$ мм – $\ddot{y}_{za} = 293,8$ м/с²; $D_2 = 70$ мм – $\ddot{y}_{za} = 309,4$ м/с²; $D_2 = 80$ мм – $\ddot{y}_{za} = 332,5$ м/с²; $D_2 = 90$ мм – $\ddot{y}_{za} = 371,7$ м/с². Повнота знімання горіхів 98 % для гілок діаметром 50, 60, 70, 80 і 90 мм досягається за прискорень відповідно 301,7, 309,7, 325,5, 349,1 і 389,9 м/с².

Встановлені режими та умови роботи ручного віброударного струшувача горіхів для гілок першої розмірної групи наведені в додатку Б.14, а для другої розмірної групи – в додатку Б.15. На основі отриманих результатів встановлено значення агротехнічно необхідної частоти струшування ω_{ca} , якщо відстань захвату ℓ_2 гілок діаметром D_2 в основі 50, 60, 70, 80 і 90 мм, а початковий зазор Δ_0 між ковзними чашками 5, 7,5 та 10 мм. У цих випадках забезпечується висока, агротехнічно необхідна повнота знімання (табл. 4.5).

Таблиця 4.5 – Режимы та умови роботи ручного віброударного струшувача для забезпечення агротехнічно необхідної повноти знімання горіхів

Діаметр гілок в основі D_2 , мм	Початковий зазор Δ_0 , мм	Повнота знімання P_a , %			
		95		98	
		Частота струшування ω_{ca} , рад/с	Відстань захвату гілок ℓ_{za} , м	Частота струшування ω_{ca} , рад/с	Відстань захвату гілок ℓ_{za} , м
1	2	3	4	5	6
50	5	40	1,63	40	1,66
		100	1,39	100	1,42
	7,5	40	1,45	40	1,48
		100	1,25	100	1,28
	10	40	1,35	40	1,38
		70	1,25	70	1,25

Продовження табл. 4.5

1	2	3	4	5	6
60	5	55	1,75	61	1,75
		100	1,62	100	1,64
	7,5	40	1,66	40	1,68
		100	1,50	100	1,52
	10	40	1,56	40	1,58
		100	1,45	100	1,47
70	5	40	2,25	45	2,25
		100	1,93	100	1,98
	7,5	40	2,01	40	2,04
		100	1,68	100	1,7
	10	40	1,71	40	1,73
		100	1,62	100	1,64
80	5	57	2,25	64	2,25
		100	2,1	100	2,13
	7,5	40	2,13	40	2,15
		100	1,93	100	1,96
	10	40	1,99	40	2,01
		100	1,83	100	1,86
90	7,5	68	2,25	80	2,25
		100	2,2	100	2,22
	10	40	2,2	40	2,22
		100	2,09	100	2,11

Доцільно вибрати початковий зазор між ковзними чашками в ударно-механізмі $\Delta_0 = 7,5$ мм. В цьому випадку генеруються агротехнічно необхідні прискорення в місці захвату гілок, за яких повнота знімання становить 95 – 98% для гілок двох розмірних груп. Зазор $\Delta_0 = 5$ мм недостатній для ефективного струшування горіхів з великих гілок діаметром в основі 80 – 90 мм, якщо ж $\Delta_0 = 10$ мм, то на малих гілках діаметром в основі 50 – 60 мм спостерігається обламування продуктивних плодкових гілочок вищих порядків. Щоб забезпечити повноту знімання горіхів 95 – 98 % , режими та умови роботи ручного віброударного струшувача в разі зазору $\Delta_0 = 7,5$ мм становлять: для гілок діаметром в основі $D_z = 50$ мм – частота струшування $\omega_{ca} = 40 – 100$ рад/с і відповідно відстань захвату $\ell_{ca} = 1,48 – 1,28$ м; $D_z = 60$ мм –

$\omega_{ca} = 40 - 100$ рад/с, $\ell_{za} = 1,68 - 1,52$ м; $D_z = 70$ мм – $\omega_{ca} = 40 - 100$ рад/с, $\ell_{za} = 2,04 - 1,7$ м; $D_z = 80$ мм – $\omega_{ca} = 40 - 100$ рад/с, $\ell_{za} = 2,15 - 1,96$ м; $D_z = 90$ мм – $\omega_{ca} = 80 - 100$ рад/с і $\ell_{za} = 2,25 - 2,22$ м. Тобто, під час використання модернізованого ручного віброударного струшувача горіхів агротехнічно необхідна повнота знімання досягається зміною частоти струшування і відстані захвату гілок. Кожній відстані захвату відповідає своя частота струшування, що регулюється зміною подачі палива в двигуні внутрішнього згоряння, причому із збільшенням частоти струшування відстань захвату гілки зменшується (табл. 4.5).

4.2.4. Параметри коливань рукояток віброударного струшувача

Досліджено коливні навантаження на рукоятках ручного струшувача горіхів, що працює у віброударному режимі. При цьому на руки працівника-збирача впродовж робочого часу передаються локальні коливання непостійної дії.

Відповідно до державних санітарних норм виробничих загальної та локальної вібрацій [24], гранично допустимий рівень середніх квадратичних локальних віброприскорень становить $1,4$ м/с² (73 дБ) за частот коливань до 16 Гц, що відповідає робочим частотам ручного віброударного струшувача під час знімання горіхів зі скелетних гілок.

Враховуючи непостійну дію прискорень коливань на рукоятках струшувача, коректоване за частотою допустиме середнє квадратичне прискорення, що розраховується за формулою (3.32), становить

$$\bar{\sigma}_{at} = \bar{\sigma}_{азм} \sqrt{\frac{t_{зм}}{t_g}} = 1,4 \sqrt{\frac{480}{52,5}} = 4,23 \text{ м/с}^2. \quad (4.16)$$

Таким чином $\bar{\sigma}_{at} = 4,23$ м/с², тобто 83 дБ.

На рукоятках механізму утримання і управління струшувачем досліджені коректовані за частотою середні квадратичні прискорення локальних коливань вздовж осі у, що збігається з напрямом дії збурювальної си-

ли, а також перпендикулярної до даного напрямку осі x відповідно досягають $2,47 \text{ м/с}^2$ та $0,63 \text{ м/с}^2$ (78,3 дБ та 66,4 дБ). Тобто, механізм утримання і управління ручного віброударного струшувача забезпечує гасіння коливань, які передаються на рукоятки. Коливні навантаження на руки працівника-збирача, що забезпечує роботу струшувача, не перевищують допустимих короткочасних локальних коливань за коректованими значення середнього квадратичного прискорення.

4.3. Результати господарських випробувань ручного віброударного струшувача волоських горіхів

Господарські випробування модернізованого ручного віброударного струшувача підтвердили його ефективність під час збирання волоських горіхів [52].

Підтверджено, що зазор між ковзними чашками ударного механізму має становити 7,5 мм. За такого зазору забезпечується агротехнічно необхідна повнота знімання горіхів 95 – 98 % зі скелетних гілок двох розмірних груп діаметром D_2 в основі 50 – 70 мм і 70 – 90 мм, якщо витримуються рекомендовані режими і умови роботи струшувача (табл. 4.5). Так, для скелетних гілок діаметром в основі $D_2 = 50$ мм за частоти ω_{ca} струшування 40 й 100 рад/с відстань захвату ℓ_{za} відповідно становила 1,45 , 1,25 м, а повнота P_a знімання 95,4 – 98,1 %; $D_2 = 60$ мм, $\omega_{ca} = 40, 100$ рад/с, $\ell_{za} = 1,66 , 1,5$ м, $P_a = 96,3 – 97,5$ %; $D_2 = 70$ мм, $\omega_{ca} = 40, 100$ рад/с, $\ell_{za} = 2,01 , 1,68$ м, $P_a = 96,1 – 98,1$ %; $D_2 = 80$ мм, $\omega_{ca} = 40, 100$ рад/с, $\ell_{za} = 2,13 , 1,93$ м, $P_a = 95,3 – 97,8$ %; $D_2 = 90$ мм, $\omega_{ca} = 68, 100$ рад/с, $\ell_{za} = 2,25 , 2,09$ м, $P = 95,4 – 97,4$ %.

Проведений хронометраж затрат часу на знімання горіхів з однієї скелетної гілки показав, що тривалість пошуку місця захвату становить в середньому 5 с, захват гілки – 8 с, струшування – 4 с, вивільнення – 5 с, переміщення працівника-збирача до наступної гілки – 10 с, а сумарний середній час – 32 с (0,54 хв).

Для знімання горіхів з одного дерева з десятима скелетними гілками чистий робочий час становить 5,4 хв. Час на технічне і технологічне обслуговування струшувача t_{mo} складає 8 хв/дер, а час на короткочасний відпочинок та перехід працівника-збирача до наступного дерева $t_{відп} = 0,8$ хв/дерев. Тоді загальний середній час на знімання горіхів з одного дерева $t_{дер}$ становить 7 хв. Продуктивність ручного віброударного струшувача за годину дорівнює 8,57 дерев/год, за семигодинну зміну – 60 дерев/зм, а в разі схеми посадки дерев 10×10 м – 0,6 га/зм.

Встановлено, що із збільшення частоти струшування, спочатку опадають горіхи вільні від оплоднів, а потім – в оплодні; співвідношення таких горіхів залежить від ступеня їх стиглості.

Пошкоджень гілок у вигляді здирання і потемніння кори в місці передачі збурювальних зусиль під дією подушок захвата не виявлено. Незначні пошкодження спостерігались в разі взаємодії металевих частин вилчастого захвата з деревиною як наслідок необережного охоплення гілок. Різниці в плодоношенні гілок, з яких горіхи знімалися ручним віброударним струшувачем і вручну не спостерігалось упродовж шести років – з 2012 до 2017 року.

Висновки

1. Крони волоського горіха віком 10 – 40 років нараховують від 7 – 15 скелетних гілок першого та другого порядків, діаметри яких в основі D_2 коливаються в межах 39 – 92,1 мм, кут відгалуження α_2 гілок становить 42,4 – 68,3 %.

2. Враховуючи механіко-технологічні властивості, доцільно розділити скелетні гілки за діаметром в основі D_2 на дві розмірні групи: перша – 50 – 70 мм, друга – 70 – 90 мм. Довжина гілок L_2 першої розмірної групи варіює в діапазоні 2,54 – 3,22 м, а другої – $L_2 = 2,86 – 3,94$ м, причому кут β_2 сходження поперечного перерізу гілок – 0,42 – 0,63°.

3. Для струшування скелетних гілок першої розмірної групи доцільно вибрати відстань захвату ℓ_2 в межах 1,25 – 1,75 м, в цьому випадку: діаметр

гілок в місці захвату d_2 дорівнює 24,1 – 45,3 мм; зведений коефіцієнт жорсткості $c_2 = 429 – 3210,7$ Н/м; зведена маса гілок на першій власній частоті $m_{z(1)} = 5,99 – 40,87$ кг, а коефіцієнт в'язкого опору $n_{sz(1)} = 97,42 – 724,51$ Н·с/м. Відстань захвату скелетних гілок другої розмірної групи $\ell_2 = 1,75 – 2,25$ м й тоді: $d_2 = 25,5 – 51,3$ мм; $c_2 = 474,6 – 2260,6$ Н/м; $m_{z(1)} = 6,04 – 25,59$ кг; $n_{sz(1)} = 107,1 – 481,03$ Н·с/м.

4. Ручний віброударний струшувач доцільно оснащувати вилчастим захватом, що дозволяє охоплювати гілки діаметром 20 – 55 мм, і за кута розхилу еластичних подушок захвату 40° унеможливилює проковзування подушок по корі в місці передачі збурювальних зусиль.

5. Ручний віброударний струшувач, який додатково оснащений ударним механізмом та вилчастим захватом, забезпечує агротехнічно необхідну повноту знімання горіхів 95 – 98 % з гілок діаметром D_2 в основі 50, 60, 70, 80, 90 мм, якщо агротехнічно необхідні прискорення \ddot{y}_{za} в місці захвату гілок відповідно становлять: 285,8 – 301,7 м/с², 293,8 – 309,7 м/с²; 309,4 – 325,5 м/с²; 332,5 – 349,1 м/с²; 371,7 – 389,9 м/с².

6. Збурювач коливань струшувача у віброударному режимі генерує широкий спектр частот струшування, який охоплює діапазон необхідних частот струшування всіх гілок, що забезпечує агротехнічно необхідну повноту знімання.

7. Експериментальними дослідженнями отримано рівняння регресії (4.12) – (4.15), що відображають залежності максимального прискорення $\ddot{y}_{z\max}$ гілок в місці захвату від частоти струшування ω_c , початкового зазору Δ_0 між ковзними чашками ударного механізму, кута направленості коливань α , діаметра гілок в основі D_2 й відстані їх захвату ℓ_2 . Найменше впливає на дані прискорення кут направленості коливань. Отримані залежності дозволяють визначити основний конструктивний параметр – початковий зазор Δ_0 , кінематичний або ж параметр режиму роботи – частоту струшування ω_{ca} , та також параметр умов роботи струшувача – відстань захвату ℓ_{za} .

Максимальні прискорення $\ddot{y}_{z\max}$ гілок в місці захвату зростають зі збільшенням початкового зазору в ударному механізмі, частоти струшування, відстані захвату та зменшуються, якщо збільшується діаметр гілок в ос-

нові. В разі початкового зазору Δ_0 між ковзними чашками ударного механізму 5, 7,5, 10 мм та частоти струшування ω_c від 40 до 100 рад/с, зміна максимального прискорення \ddot{y}_{\max} в місці захвату на відстані $\ell_z = 1,25 - 1,75$ м гілок першої розмірної групи діаметром в основі $D_z = 50$ мм відповідає діапазону $124,1 - 772,7$ м/с²; $D_z = 60$ мм – $52,87 - 580,3$ м/с²; $D_z = 70$ мм – $25,43 - 431,08$ м/с². Для гілок другої розмірної групи, якщо відстань захвату $\ell_z = 1,75 - 2,25$ м, тоді: $D_z = 70$ мм – $152,11 - 731,11$ м/с²; $D_z = 80$ мм – $131,03 - 647,2$ м/с²; $D_z = 90$ мм – $55,14 - 508,49$ м/с².

8. Відхилення експериментальних значень максимального прискорення гілок від розрахованих теоретично не перевищувало 7 %, що підтверджує адекватність математичної моделі коливної системи „ручний віброударний струшувач – плодова гілка“, а похибка допущень, прийнятих в теоретичних дослідженнях, знаходиться в межах похибки інженерних дослідів.

9. Агротехнічно необхідна повнота знімання волоських горіхів 95 – 98 % із скелетних гілок різних розмірів у випадку початкового зазору Δ_0 в ударному механізмі 7,5 мм досягається за таких режимів й умов роботи модернізованого ручного віброударного струшувача: для гілок діаметром в основі $D_z = 50$ мм агротехнічно необхідні частота струшування $\omega_{ca} = 40 - 100$ рад/с і відстань захвату $\ell_{za} = 1,48 - 1,28$ м; $D_z = 60$ мм – $\omega_{ca} = 40 - 100$ рад/с, $\ell_{za} = 1,68 - 1,52$ м; $D_z = 70$ мм – $\omega_{ca} = 40 - 100$ рад/с, $\ell_{za} = 2,04 - 1,7$ м; $D_z = 80$ мм – $\omega_{ca} = 40 - 100$ рад/с, $\ell_{za} = 2,15 - 1,96$ м; $D_z = 90$ мм – $\omega_{ca} = 80 - 100$ рад/с, $\ell_{za} = 2,25 - 2,22$ м. Основні режими та умови роботи струшувача підтверджені господарськими випробуваннями.

10. Продуктивність ручного віброударного струшувача волоських горіхів за годину становить 8,57 дерев/год, за семигодинну зміну – 60 дерев/зм, а в разі посадки дерев 10×10 м – 0,6 га/зм.

11. В діапазоні робочих частот знімання горіхів механізм утримання і управління ручного віброударного струшувача забезпечує ефективне гасіння коливань, що передаються на руки працівника-збирача. Коректовані за частотою середні квадратичні прискорення на рукоятках механізму утримання і управління струшувачем становлять $0,63 - 2,47$ м/с² (66,4 – 78,3 дБ), що не перевищує допустимого нормативу $4,23$ м/с² (83дБ).

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РУЧНОГО ВІБРОУДАРНОГО СТРУШУВАЧА ВОЛОСЬКИХ ГОРІХІВ

Завдання економічного аналізу – розрахунок ефективності використання ручного віброударного струшувача волоських горіхів, конструкція якого, порівняно з базовим струшувачем фірми Cifarelli SC105, доповнена ударним механізмом та вилчастим захватом [111]. Експлуатаційні показники визначались на основі результатів господарських випробувань експериментального зразка ручного віброударного струшувача, що здійснював знімання горіхів зі скелетних гілок на уловлювану поверхню, розстелену в міжряддях під кронами дерев.

Розрахунки проводились за стандартизованою методикою визначення економічної ефективності спеціалізованої сільськогосподарської техніки [20, 21, 107]. Частково механізована технологія збирання волоських горіхів з використанням ручного струшувача порівнювалась з ручним збиранням. Працівник-збирач за ручної технології використовував плодозбиральну сумку і драбину, а в разі частково механізованої – модернізований віброударний струшувач та уловлювач у вигляді суцільного агроволокна. Уловлювач розстелявся під кронами дерев двома допоміжними працівниками, які також підбирали і завантажували зняті горіхи у тару, зокрема контейнери [56].

Враховуючи зміну цін на техніку, сільськогосподарську продукцію й паливо-мастильні матеріали, тарифи на погодинну оплату праці та інфляційні процеси в державі, економічний розрахунок проведено для збирального сезону 2017 року [9, 38] на підставі вихідних даних, наведених в додатку В.1.

Застосування частково механізованої технології з використанням ручних віброударних струшувачів підвищує продуктивність збиральних робіт, зменшує затрати праці, підвищує повноту знімання горіхів. Порівняно з типовим ручним збиранням з'являються значні додаткові капіталовкладення на придбання струшувача і вловлювача, та все ж частково механізована технологія забезпечує економічний ефект.

Річний економічний ефект E_p від використання віброударного струшувача порівняно з ручним збиранням відповідно до запропонованої методики [21, 106, 107] становить

$$E_p = (Z_{звс} - Z_{звт} + E_n) B_{рн} = (E_z + E_n) B_{рн}, \quad (5.1)$$

де $Z_{звс}$, $Z_{звт}$ – зведені затрати, що припадають на одне дерево віком сорок років з 10 скелетними гілками, відповідно для випадків використання віброударного струшувача та ручного збирання, грн/дерево;

E_n – економічний ефект від підвищення повноти знімання волоських горіхів, грн/дерево;

$B_{рн}$ – річне напрацювання працівника-збирача з ручним віброударним струшувачем горіхів, дерев/рік;

E_z – економічний ефект від зниження зведених затрат, грн/дерево.

Зведені затрати визначаються за формулами:

$$\left. \begin{aligned} Z_{звт} &= Z_{нт} + K_m e_k; \\ Z_{звс} &= Z_{нс} + K_c e_k, \end{aligned} \right\} \quad (5.2)$$

де $Z_{нт}$, $Z_{нс}$ – прямі експлуатаційні затрати за ручного збирання та використання ручного струшувача, грн/дерево;

K_m , K_c – питомі капітальні вкладення на придбання садових драбини й ручного віброударного струшувача і уловлювача, грн/дерево;

e_k – коефіцієнт ефективності капіталовкладень [68].

Прямі експлуатаційні затрати дорівнюють:

$$\left. \begin{aligned} Z_{нт} &= Z_{онт} + Z_{ат} + Z_{птот} + Z_{звт}; \\ Z_{нс} &= Z_{онс} + Z_{ас} + Z_{птос} + Z_{звс} + Z_{нмс}, \end{aligned} \right\} \quad (5.3)$$

де $Z_{онт}$, $Z_{онс}$ – затрати на оплату праці обслуговуючого персоналу за ручного збирання та в разі використання ручного струшувача, грн/дерево;

$Z_{ат}$, $Z_{птот}$, $Z_{звт}$ – затрати на амортизаційні відрахування, технічне обслуговування і поточний ремонт, зберігання допоміжного обладнання (садова драбина та сумка), грн/дер;

Z_{ac} , Z_{pmc} , Z_{zbc} – затрати на амортизаційні відрахування, технічне обслуговування і поточний ремонт, зберігання ручного струшувача та уловлювача, грн/дерево;

Z_{nmc} – затрати на паливо-мастильні матеріали, грн/дерево.

Затрати на оплату праці:

$$\left. \begin{aligned} Z_{ont} &= \frac{k_{zn} f_{zbt}}{W_{zmt}}; \\ Z_{onc} &= \frac{k_{zn} (f_{zbc} + m_{dc} f_{dc})}{W_{zmc}}, \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

де f_{zbt} , f_{zbc} , f_{dc} – годинні тарифні ставки для оплати працівників-збирачів без та зі струшувачем, допоміжних працівників з уловлювачами, грн/год;

k_{zn} – коефіцієнт, що враховує доплати до тарифної ставки;

m_{dc} – кількість допоміжних працівників;

W_{zmt} , W_{zmc} – продуктивність збирача за години змінного часу під час ручного збирання та з використанням струшувача, грн/год.

Амортизаційні відрахування:

$$\left. \begin{aligned} Z_{am} &= \frac{a_{ad} B_d}{T_{pm} W_{zmt}}; \\ Z_{ac} &= \frac{a_{act} B_{ct} + a_{avl} B_{vl}}{T_{pc} W_{zmc}}, \end{aligned} \right\} \quad (5.5)$$

де a_{ad} , a_{act} , a_{avl} – коефіцієнти відрахувань на реновацію допоміжного обладнання, струшувача та уловлювача [72, 94];

B_d , B_{ct} , B_{vl} – балансові ціни допоміжного обладнання, струшувача та уловлювача, грн [9, 38];

T_{pm} , T_{pc} – річне напрацювання працівника-збирача за ручного збирання та зі струшувачем, дер.

Річне напрацювання визначається на основі зональних технологічних карт

$$T_p = D t_{зм}, \quad (5.6)$$

де D – тривалість збирального сезону, днів;

$t_{зм}$ – час зміни, год.

Затрати на технічне обслуговування і поточний ремонт:

$$\left. \begin{aligned} Z_{ртом} &= \frac{a_{рд} B_{\delta}}{T_{рм} W_{змгт}}; \\ Z_{ас} &= \frac{a_{рст} B_{ст} + a_{рвл} B_{вл}}{T_{рс} W_{змгс}}, \end{aligned} \right\} \quad (5.7)$$

де $a_{рд}$, $a_{рст}$, $a_{рвл}$ – коефіцієнти відрахувань на технічне обслуговування і поточний ремонт допоміжного обладнання, струшувача та уловлювача [94].

Затрати на зберігання:

$$\left. \begin{aligned} Z_{збт} &= \frac{a_{зд} a_{рд} B_{\delta}}{T_{рм} W_{змгт}}; \\ Z_{збс} &= \frac{a_{зст} a_{рст} B_{ст} + a_{звл} a_{рвл} B_{вл}}{T_{рс} W_{змгс}}, \end{aligned} \right\} \quad (5.8)$$

де $a_{зд}$, $a_{зст}$, $a_{звл}$ – коефіцієнти затрат на зберігання допоміжного обладнання, струшувача та уловлювача від вартості технічного обслуговування і поточного ремонту.

Затрати на паливо-мастильні матеріали

$$Z_{нмс} = Q \Pi_{нм}, \quad (5.9)$$

де Q – витрата паливо-мастильних матеріалів, кг/дерево;

$\Pi_{нм}$ – комплексна ціна паливо-мастильних матеріалів, грн/кг.

Питомі капітальні вкладення:

$$\left. \begin{aligned} K_m &= \frac{B_{\delta}}{T_{рм} W_{змгт}}; \\ K_c &= \frac{B_{ст} + B_{вл}}{T_{рс} W_{змгс}}. \end{aligned} \right\} \quad (5.10)$$

Економічний ефект від підвищення повноти знімання горіхів

$$E_n = \frac{(P_c - P_m)Y}{100} C_{гор}, \quad (5.11)$$

де P_m, P_c – повнота знімання горіхів з дерева ручним способом та струшувачами, %;

Y – середня біологічна врожайність, кг/дерево [29];

$C_{гор}$ – ціна горіхів, грн/кг [38].

Затрати праці на збирання горіхів:

$$\left. \begin{aligned} Z_{нрт} &= \frac{1}{W_{змгт}}; \\ Z_{нрс} &= \frac{1+m_{дс}}{W_{змгс}}, \end{aligned} \right\} \quad (5.12)$$

де $Z_{нрт}, Z_{нрс}$ – затрати праці, відповідно за ручного збирання та з використанням струшувача, люд.-год/дерево.

Річна економія затрат праці:

$$E_{нрр} = (Z_{нрс} - Z_{нрт}) B_{рн}. \quad (5.13)$$

Лімітна ціна ручного віброударного струшувача горіхів становить [21, 107]:

$$C_{см} = \left(\frac{E_p}{a_{асм} + e_k} + B_{см} \right) e_{эф}, \quad (5.14)$$

де $e_{эф}$ – коефіцієнт гарантії споживачу економічного ефекту.

Ступінь зміни затрат $C_{см}$ (%) від використання ручного віброударного струшувача горіхів порівняно з ручним збиранням дорівнює

$$C_{см} = \frac{(Z_c - Z_m)}{Z_{см}} 100, \quad (5.15)$$

де Z_m, Z_c – питомі затрати на одне дерево (праці (люд.-год), прями експлуатаційні затрати, зведені затрати, капіталовкладення) відповідно за ручного збирання та з використанням струшувача, грн.

За формулою (5.1), враховуючи вирази (5.2) – (5.11), визначається річний економічний ефект від використання ручного віброударного струшувача волоських горіхів порівняно з ручним збиранням. Розрахунки проведено за допомогою програми Microsoft Excel; вихідні дані отримано за результатами господарських випробувань, експериментальних досліджень на підставі Податкового кодексу України, даних нормативних документів та сайтів електронного ресурсу (додаток В.1). Результати розрахунків наведено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Показники економічної ефективності збирання горіхів ручним віброударним струшувачем

Показники	Збирання	
	ручне	з використанням струшувача
1	2	3
Річне напрацювання, дерев	225	1800
Прямі затрати (грн/дерево) на:		
– оплату праці	23,08	7,98
– паливо-мастильні матеріали	–	0,9
– технічне обслуговування і поточний ремонт	1,18	2,72
– реновацію	2,36	3,51
– зберігання	0,08	0,18
– всього прямих затрат	26,70	15,29
Капітальні вкладення, грн/дерево	11,79	34,45
Зведені затрати, грн/дерево	28,47	20,46
Економічний ефект від підвищення повноти збирання, грн/дерево	–	90
Річний економічний ефект від використання ручного струшувача, грн	–	176420
Лімітна ціна ручного струшувача, грн	–	689111
Затрати праці, люд.-год/дерево	0,93	0,35
Річна економія праці, люд.-год	–	1044

Продовження табл. 5.1

1	2	3
Ступінь зменшення, %:		
– затрат праці	–	62,37
– прямих затрат	–	42,73
– зведених затрат	–	28,14
– капіталовкладень	–	–192,2

Отримані результати розрахунку свідчать про економічну доцільність використання ручних віброударних струшувачів волоських горіхів порівняно з ручним збиранням за рахунок підвищення продуктивності праці, підвищення повноти знімання та зменшення затрат праці, але при цьому необхідні додаткові капіталовкладень на придбання струшувача.

Спостерігається зменшення (на одне дерево віком 40 років з 10 скелетними гілками) затрат праці на 62,37 % та зведених затрат – 28,14 % за зростання капіталовкладень на 192,2 %. Річний економічний ефект від використання ручного віброударного струшувача під час збирання волоських горіхів порівняно з ручним збиранням становить 176,42 тис. грн за умови річного напрацювання 1800 дерев в цінах збирального сезону 2017 року.

Висновки

1. Ручний віброударний струшувач може ефективно використовуватись в садах волоського горіха, в тому числі не підготованих до механізованих плодозбиральних робіт, а також на схилах, терасах, лісосмугах і ділянках індивідуальних господарств. Внаслідок використання струшувача підвищуються продуктивність і повнота збирання горіхів, зменшуються затрати праці.

2. Продуктивність збиральних робіт з використанням ручного струшувача порівняно з ручним збиранням збільшується у 8 раз, при цьому зведені затрати на одне дерево зменшуються з 28,47 до 20,46 грн.

3. Річний економічний ефект від використання ручного віброударного струшувача плодів складає 176,42 тис. грн (в ціна збирального сезону 2017 року) й досягається за рахунок зменшення зведених затрат та підвищення повноти знімання горіхів з дерева за річного напрацювання 1800 дерев.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

У дисертаційній роботі вирішено наукове завдання – підвищення ефективності збирання волоських горіхів внаслідок створення ручного віброударного струшувача та обґрунтування його параметрів. Збурювач коливань струшувача у віброударному режимі генерує широкий спектр частот струшування, який охоплює діапазон необхідних частот струшування всіх гілок, що забезпечує агротехнічно необхідну повноту знімання.

1. Стримувальний фактор збільшення вирощування волоських горіхів – це недостатній рівень механізації технологічних процесів. Існуючі в Україні насадження не відповідають вимогам підготовки до використання плодозбиральних машин і комбайнів. Урожай збирається вручну, іноді застосовують допоміжні засоби для полегшення й підвищення безпеки праці. Використання ручних віброударних струшувачів дозволяє підвищити продуктивність збиральних робіт, забезпечує агротехнічно необхідну повноту знімання без пошкодження скелетних гілок та негативного впливу на працівника-збирача.

2. Уперше змодельовано процес взаємодії ручного віброударного струшувача волоських горіхів зі скелетними гілками й отримано теоретичні залежності переміщення, швидкості і прискорення гілок в місці захвату від параметрів ручного віброударного струшувача з урахуванням механіко-технологічних властивостей гілок. Виходячи з отриманих залежностей, для гілок першої розмірної групи діаметром D_2 в основі 50–70 мм за відстані ℓ_2 захвату 1,25–1,75 м розраховані максимальні значення переміщення $y_{2\max}$, швидкості $\dot{y}_{2\max}$ та прискорення $\ddot{y}_{2\max}$ становлять відповідно: 5,6–27,4 мм, 0,1163–1,4122 м/с, 26,7–760,5 м/с². Для другої розмірної групи – $D_2 = 70$ –90 мм, якщо $\ell_2 = 1,75$ –2,25 м ці діапазони є рівними: $y_{2\max} = 7,9$ –26,6 мм; $\dot{y}_{2\max} = 0,1758$ –1,3782 м/с; $\ddot{y}_{2\max} = 55,1$ –731,1 м/с².

Потужність струшування гілок двох розмірних груп не перевищує 667,1 Вт, тому ручні віброударні струшувачі волоських горіхів можна комплектувати двигунами внутрішнього згоряння з ефективною потужністю $N_e = 1$ кВт.

3. Враховуючи діапазони зміни показників механіко-технологічних властивостей скелетних гілок, за діаметром в основі D_2 їх поділено на дві розмірні групи: перша – 50–70 мм, друга – 70–90 мм. Довжина гілок L_2 першої розмірної групи варіює в діапазоні 2,54–3,22 м, другої – $L_2 = 2,86–3,94$ м, а кут β_2 сходження поперечного перерізу гілок – $0,42–0,63^\circ$. Коефіцієнти та кути тертя кори скелетних гілок діаметром 30–90 мм з поверхнею еластичних подушок вилчастого захвату поперек волокон змінюються в межах $0,476–0,484$ й $25,45–25,83^\circ$, а вздовж волокон – $0,501–0,515$ і $26,61–27,25^\circ$. Для струшування скелетних гілок першої розмірної групи доцільно вибирати відстань захвату ℓ_2 в межах 1,25–1,75 м, у цьому разі: діаметр гілок в місці захвату d_2 дорівнює 24,1–45,3 мм; зведений коефіцієнт жорсткості $c_2 = 429–3210,7$ Н/м; зведена маса гілки на першій власній частоті $m_{z(1)} = 5,99–40,87$ кг, а коефіцієнт в'язкого опору $n_{6z(1)} = 97,42–724,51$ Н·с/м. Відстань захвату скелетних гілок другої розмірної групи $\ell_2 = 1,75–2,25$ м і тоді: $d_2 = 25,5–51,3$ мм; $c_2 = 474,6–2260,6$ Н/м; $m_{z(1)} = 6,04–25,59$ кг; $n_{6z(1)} = 107,1–481,03$ Н·с/м.

4. Створений ручний віброударний струшувач додатково оснащено ударним механізмом та вилчастим захватом. Вилчастий захват охоплює гілки діаметром 20–55 мм, і за кута розхилу еластичних подушок захвату 40° унеможлиблюється проковзування подушок по корі в місці передачі збурювальних зусиль. Завдяки ударному механізму, тобто у віброударному режимі, забезпечується агротехнічно необхідна повнота знімання горіхів 95–98% з гілок діаметром D_2 в основі 50, 60, 70, 80, 90 мм, якщо агротехнічно необхідні прискорення \ddot{y}_{2a} гілок в місці захвату відповідно становлять: 285,8–301,7 м/с²; 293,8–309,7 м/с²; 309,4–325,5 м/с²; 332,5–349,1 м/с²; 371,7–389,9 м/с².

5. В результаті експериментальних досліджень отримано рівняння регресії, що відображають залежності максимального прискорення $\ddot{y}_{2\max}$ гілок в місці захвату від частоти струшування ω_c , початкового зазору Δ_0 між ковзними чашками ударного механізму, кута направленості коливань α , діаметра

гілок в основі D_2 й відстані захвату ℓ_2 . У разі початкового зазору Δ_0 між ковзними чашками ударного механізму 5, 7,5, 10 мм та частоти струшування ω_c від 40 до 100 рад/с за кута α направленості коливань 60° зміна максимального прискорення \ddot{y}_{\max} в місці захвату на відстані $\ell_2 = 1,25 - 1,75$ м гілок першої розмірної групи діаметром в основі $D_2 = 50$ мм відповідає діапазону $124,1 - 772,7$ м/с²; $D_2 = 60$ мм – $52,87 - 580,3$ м/с²; $D_2 = 70$ мм – $25,43 - 431,08$ м/с². Для гілок другої розмірної групи, якщо відстань захвату $\ell_2 = 1,75 - 2,25$ м, тоді: $D_2 = 70$ мм – $152,11 - 731,11$ м/с²; $D_2 = 80$ мм – $131,03 - 647,2$ м/с²; $D_2 = 90$ мм – $55,14 - 508,49$ м/с².

6. Агротехнічно необхідна повнота знімання волоських горіхів 95 – 98 % зі скелетних гілок різних розмірів у разі початкового зазору Δ_0 в ударному механізмі 7,5 мм досягається за таких режимів й умов роботи ручного віброударного струшувача: для гілок діаметром в основі $D_2 = 50$ мм агротехнічно необхідні частота струшування $\omega_{ca} = 40 - 100$ рад/с і відстань захвату $\ell_{2a} = 1,48 - 1,28$ м; $D_2 = 60$ мм – $\omega_{ca} = 40 - 100$ рад/с, $\ell_{2a} = 1,68 - 1,52$ м; $D_2 = 70$ мм – $\omega_{ca} = 40 - 100$ рад/с, $\ell_{2a} = 2,04 - 1,7$ м; $D_2 = 80$ мм – $\omega_{ca} = 40 - 100$ рад/с, $\ell_{2a} = 2,15 - 1,96$ м; $D_2 = 90$ мм – $\omega_{ca} = 80 - 100$ рад/с, $\ell_{2a} = 2,25 - 2,22$ м.

7. Продуктивність ручного віброударного струшувача волоських горіхів становить 8,57 дерев/год, за семигодинну зміну – 60 дерев/зм, а в разі схеми посадки дерев 10×10 м – 0,6 га/зм. У діапазоні робочих частот знімання горіхів механізм утримання і управління ручного віброударного струшувача забезпечує ефективне гасіння коливань, які передаються на руки працівника-збирача, тобто, коректовані за частотою середні квадратичні прискорення на рукоятках становлять $0,63 - 2,47$ м/с² (66,4 – 78,3 дБ), що не перевищує допустимого нормативу $4,23$ м/с² (83 дБ).

8. Річний економічний ефект від використання створеного ручного віброударного струшувача плодів складає 176,4 тис. грн і досягається за рахунок зростання продуктивності праці, підвищення повноти знімання та зменшення затрат праці. Матеріали завершених наукових досліджень впроваджені у ПАТ „Ковельсільмаш“ та Придністровській дослідній станції садівництва Інституту садівництва Національної академії аграрних наук України.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аниферов Ф. Е., Ерошенко Л. И., Теплинский И. З. Машины для садоводства. 2-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Агропромиздат. Ленингр. отделение, 1990. 304 с.
2. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / под ред.: И. Н. Жестковой. 8-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 2001. 920 с.
3. Бабій П. Т. Механізація виробництва плодів і ягід. 2-е вид., допов. і перероб. Київ: Урожай, 1980. 160 с.
4. Борисова Г. В. Применение ручных вибраторов на тракторонедоступных участках. *Плодоовощное хозяйство*. 1987. № 6. С. 60–61.
5. Варламов Г. П. Машины для уборки фруктов. Москва: Машиностроение, 1978. 216 с.
6. Варламов Г. П., Четвертак А. В., Рейтбурд М. Ш. Состояние и тенденции развития конструкций машин для погрузки и транспортировки плодовой тары, применяемой в садоводстве и виноградарстве: сельскохозяйственные машины, агрегаты и узлы. Москва: ЦНИИТЭИтракторсельхозмаш, 1979. 28 с.
7. Варламов Г. П., Четвертаков А. В. Механизация уборки и товарной обработки плодов и ягод винограда. Материалы всесоюзной научно-технической конференции (Москва, 26–28 октября 1976 г.). Москва, 1978. С. 3–9.
8. Варламов Г. П., Четвертаков А. В. Механизация уборки и товарной обработки фруктов. Москва: Колос, 1984. 287 с.
9. Вартості струшувачів. URL: <https://www.skrouz.gr/s/10676052/Cifarelli-SC-605.html?from=recommendations> (дата звернення: 10.02.2018).
10. Василенко П. М. Элементы методики математической обработки экспериментальных исследований. Москва: Наука, 1985. 163 с.
11. Веденяпин Г. В. Общая методика экспериментальных исследований и обработка опытных данных. Москва: Колос, 1974. 286 с.

12. Вибрации в технике / под ред. К. В. Флорова. Москва: Машиностроение, 1981. Т. 6. 457 с.
13. Виртуальные приборы ZETLAB. URL: <https://zetlab.com/shop/programmnoe-obespechenie/programmnoe-obespechenie-zetlab/zetlab/> (дата звернення: 09.04.2018).
14. Войтюк Д. Г., Дубровін В. О., Іщенко Т. Д. та ін. Сільськогосподарські та меліоративні машини: підручник / за ред. Д. Г. Войтюка. Київ: Вища освіта, 2004. 544 с.
15. Волоський горіх. URL: <http://gorihvovod.blogspot.com/2012/11/80-90.html> (дата звернення 20.03.2018).
16. Вся правда о пользе и вреде грецких орехов – священная еда древнегреческих богов. URL: <http://orehi-zerna.ru/POLZA-I-VRED-GRETSKIИ-OREHOV/#I-5> (дата звернення 20.03.2018).
17. Горіх волоський. *Вікіпедія*. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Горіх_волоський (дата звернення 19.03.2018).
18. Гошко З. О. Дослідження технологічного процесу збирання плодів тросовим струшувачем віброударної дії: дис. ... канд. техн. Луцьк, 1995. 263 с.
19. Грецкий орех: пособие / и др.; Национальная общественная организация „Украинская ореховая асоциация“; под. общ. ред. А. В. Чернякова, С. Ю. Хохлова. Киев: ООО „Тимирязевское“, 2014. 96 с.
20. ГСТУ 3-37-4-94 Трактори та машини сільськогосподарські. Методи економічної оцінки. [Чинний від 1995-07-01]. URL: <http://www.leonorm.com.ua/Default.php?Page=stlist&ObjId=895&CatId=4> (дата звернення: 10.02.2018).
21. Данильченко М. Г., Гладич Б. Б., Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г. Експертно-аналітична оцінка технологічних і економічних показників сільськогосподарської техніки: Навчально-методичний посібник для студентів економічних спеціальностей. – Тернопіль: Економічна думка, 2001. – 61 с. URL: <http://dspace.tneu.edu.ua/bitstream/316497/477/1/expert.pdf> (дата звернення: 10.04.2018).

22. Демидко М. Е., Беренштейн И. Б. Механізація інтенсивного садівництва. Київ: Урожай, 1970. 144 с.

23. Державний реєстр сортів рослин, придатних для поширення в Україні на 2018 рік. Міністерство аграрної політики та продовольства України. Київ, 2018. С. 402–403. URL: [http://www.minagro.gov.ua/system/files/Реєстр сортів рослин України станом на 06.03.2018.pdf](http://www.minagro.gov.ua/system/files/Реєстр_сортів_рослин_України_станом_на_06.03.2018.pdf) (дата звернення 19.03.2018).

24. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації. ДСН 3.3.6.0.39-99. Київ: Міністерство охорони здоров'я України. Головне санітарно-епідеміологічне управління, 1999. 39 с.

25. Дефектування, комплектування деталей та вузлів ДВЗ. Ремонт кривошипно-шатунного, газорозподільного механізмів. URL: <http://studyes.com.ua/technicheskie/defektuvannya-komplektuvannya-detaley-ta-vuzl-v-dvz.html> (дата звернення: 04.01.2018).

26. Довідник з механізації садівництва / М. О. Демидко, А. Є Бабенко, В. П. Бабій та ін.; за заг. ред. М. О. Демидка. Київ: Урожай, 1988. 233 с.

27. Доспехов Б. А. Методика полевого опыта. Москва: Колос, 1973. 416 с.

28. Доспехов Б. А. Планирование полевого опыта и статистическая обработка его данных. Москва: Колос, 1972. 207 с.

29. Дроньк Н. И., Ружицкая И. В., Олексюк Л. И. Орех грецкий – высокопродуктивная плодовая культура. *Овощи и фрукты*. 2016. № 12(85). С. 52–56.

30. За два роки Україна скоротила експорт волоського горіха удвічі URL: <http://agravery.com/uk/posts/show/za-dva-roki-ukraina-skorotila-eksport-voloskogo-goriha-udvici> (дата звернення 19.03.2018).

31. Затоковий Ф. Т., Сайко В. І., Сатіна Л. Ф. Сорт грецького горіха Яблунівський. *Аграрна наука – виробництву. Науково-інформаційний бюлетень завершений наукових розробок. НААНУ*. 2013. №4(66). С.22. URL: http://www.naas.gov.ua/content/literatura/04_2013.pdf (дата звернення: 07.04.2018).

32. Затоковий Ф. Т., Сатіна Л. Ф. Генетичні ресурси та селекція буковинських сортів і форм горіха грецького. Київ: Фірма «Серж», 2005. Вип. 57. С. 151–153.
33. Затоковий Ф. Т., Сатіна Л. Ф. Нові буковинські сорти горіха грецького (*Juglans regia* L.). *Садівництво: міжвідомчий тематичний науковий збірник*. Київ: СПД «Жителєв С.І.», 2008. Вип.61. С. 116–121.
34. Затоковий Ф. Т., Сатіна Л. Ф., Сайко В. І. Основні підсумки досліджень генофонду горіха грецького Буковини. *Садівництво: міжвідомчий тематичний науковий збірник*. Чернівці, 2006. Вип. 58. С.46–51.
35. Затоковський Ф. Т. Сатіна Л. Ф. Нові буковинські сорти і форми горіха. *Садівництво*. 2008. № 61. С. 116–121.
36. Затоковський Ф. Т., Сатіна Л. Ф., Сатіна Г. М. Стан і перспективи розвитку горіха грецького в регіоні Карпат. *Проблеми агропромислового комплексу Карпат: міжвідомчий тематичний збірник*. В. Бакта, 2004–2005. Вип. 13–14. С. 119–123.
37. Иориш Ю. И. Виброметрия. Москва: Машгиз, 1963. 569 с.
38. Інтернет-магазин OLX. URL: <https://www.olx.ua> (дата звернення: 10.02.2018).
39. Какауридзе А. А. К вопросу создания устройств для уборки плодов на тракторонедоступных участках. *Актуальные проблемы повышение технологического уровня сельскохозяйственных машин: материалы Всесоюзной научно-техн. конф.* Москва: ВИСХОМ, 1986. С.121.
40. Какауридзе А. А. Разработка и обоснование устройств для уборки плодов на тракторонедоступных участках: дисс. ... канд. техн. наук. Москва. 1988. 241 с.
41. Какауридзе А. А. Ручной стряхиватель плодов. *Садоводство*. 1987. № 5. С 17–18.
42. Калоев А. В., Кульчиев Б. Х. Анализ работы фруктоуборочной машины. *Труды Горского сельскохозяйственного института*. 1972. Т. 174. С. 27–31.

43. Кернасюк Ю. В. Горіхові перспективи. URL: <http://agro-business.com.ua/agro/ekonomichnyi-hektar/item/7946-horikhovi-perspektyvy.html> (дата звернення: 18.03.2018).

44. Кожокар З. М., Дроник Н. І., Микинчук О. І. Каталог сортів груші та горіха грецького селекції Придністровської ДСС ІС НААН. Чернівці: Прут, 2012. 43 с.

45. Котысько В. И. Виброударный штамбовый стряхиватель плодов: дисс. ... канд. с.-х. наук. Москва, 1998. 152 с.

46. Крупич Р. О. Дослідження фрикційних властивостей кори скелетних гілок волоського горіха. *Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка*. Кам'янець-Подільський, 2018. Вип. 27. С. 25–29.

47. Крупич Р. О. Розширення технологічних можливостей ручних струшувачів плодів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. Львів, 2014. №18. С. 61–68.

48. Крупич Р. О. Комплект обладнання для вимірювання прискорень. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. Львів, 2017. № 21. С. 131–135.

49. Крупич Р. О., Здобицький А. Я., Крупич О. М. Тарувальний стенд із комплексом вимірювальних приладів. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництва: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В.В. Снітинського*. Вип. 14. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2014. С. 62.

50. Крупич Р. О., Шевчук Р. С. Ручний віброударний струшувач плодів. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництва: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В.В. Снітинського*. Вип. 13. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2013. С. 53.

51. Крупич Р. О., Шевчук Р. С. Технологічні особливості збирання горіхоплідних культур з використанням ручних струшувачів плодів. *Технічний прогрес у сільськогосподарському виробництві: матеріали XXII міжн. наук.-техн. конф.* Глеваха: Національний науковий центр „ІМЕСГ“, 2014. С. 119–121.

52. Крупич Р. О., Шевчук Р. С., Крупич О. М. Господарські випробування ручного віброударного струшувача горіхів. *Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь*: збірник тез IV Всеукраїнської наук.-практ. конф. (Житомир, 29 бер. 2018 р.). Житомир: Житомирський агротехнічний коледж, 2018. С. 204–206.

53. Крупич Р. О., Шевчук Р. С., Крупич О. М. Математична модель ручного віброударного струшувача плодів. *Інноваційні технології в АПК*: тези VI Всеукраїнської наук.-практ. конф. (травень 2017 р). Луцьк: Луцький нац. техн. ун-т, 2017. С. 31–33.

54. Крупич Р. О., Шевчук Р. С., Крупич О. М. Методика вибору способу збирання плодів. *Теоретичні основи і практичні аспекти використання ресурсощадних технологій для підвищення ефективності агропромислового виробництва і розвитку сільських територій*: матеріали міжнар. наук.-практ. форуму (Дубляни, 18-21 вересня 2012 р.). Львів: ПП „Арал“, 2012. С. 4–15.

55. Крупич Р. О., Шевчук Р. С., Крупич О. М., Левко С. І. Пристрій для визначення зведеного коефіцієнта жорсткості гілок плодкових дерев. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництва*: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В.В. Снітинського. Вип. 17. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2017. С. 61.

56. Крупич Р. О., Шевчук Р. С., Черевко Г. В. Економічна ефективність ручного віброударного струшувача волоських горіхів. *Аграрна економіка*. Львівський НАУ, 2018. Т.1, № 1–2. С 63 – 68.

57. Кулибеков Г. М. Машина для уборки плодів ореха грецького. Матеріали науч. конф. Закавказських республік по механізації і електрифікації сільськогосподарського виробництва. Тбілісі, 193. С. 67–69.

58. Кулибеков Г. М. Машина для уборки плодів с крупноштамбовых деревьев. Информационный листок. Азербайджанский НИИНТИ. Баку, 1982.

59. Кулибеков Г. М. Механизованная уборка ореха грецького. Матеріали второй республиканской науч.-практ. конф. молодых ученых. Баку, 1983. С. 114–116.

60. Кулибеков Г. М. Уборка грецких орехов с крупноштабных деревьев машиной с импульсным вибровозбудителем. дис. ... канд. техн. наук. Кировобад, 1984. 234 с.

61. Лазерний вимірювач відстаней DW040. Технічна характеристика. Інструкція по експлуатації. URL: <http://www.dewalt.ua/siteequipment/productdetails/catno/DW040/info/specifications/> (дата звернення: 10.05.2017).

62. Лановенко В. М. Золотий горішок: як вигідно інвестувати у волоський горіх URL: <http://agravery.com/uk/posts/show/zolotij-gorisok-ak-vigidno-investuvati-u-voloskij-gorih> (дата звернення 19.03.2018).

63. Львовский Е. Н. Статистические методы построения эмпирических формул: учебное пособие для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Высшая школа, 1988. 239 с.

64. Малиновський Б. Принципи посадки саду волоських горіхів. Пропозиція – головний журнал з питань агробізнесу. URL: <http://propozitsiya.com/ua/principy-posadki-orehovogo-sada> (дата звернення 20.03.2018).

65. Мамедов Р. М., Кулибеков Г. М. Анализ работы инерционного встряхивателя плодов на уборке грецких орехов. *Труды Азербайджанского НИМЭСХ*. Баку, 1978. Т. 9. С. 110–114.

66. Математическая теория планирования эксперимента / под. ред. С. М. Ермакова. Москва: Наука, 1983. 392 с.

67. Мельников С. В., Алешкин В. Р., Роцин П. М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Ленинград: Колос, 1980. 168 с.

68. Методика визначення ефективності капітальних вкладень. URL: http://pidruchniki.com/1541010436255/ekonomika/metodika_viznachennya_efektivnosti_kapitalnih_vkladen (дата звернення: 10.04.2018).

69. Модуль аналогово-цифрового преобразователя ZET-210 фирмы ZETLAB. URL: <https://zetlab.com/shop/izmeritelnoe-oborudovanie/moduli-atsp-tsap/atsp-tsap-zet-210/> (дата звернення: 09.04.2018).

70. Неговський А. Н., Пахно В. Г. Переробка грецьких орехов. URL: <http://www.nutexim.com/pererabotka-hretskyh-orehov> (дата звернення 26.03.2018).

71. Пирс С. Полевые опыты с плодовыми деревьями и другими многолетними растениями / пер. с англ. А. Г. Кругликова ; под ред. Б. А. Доспехова. Москва : Колос, 1969. 224 с.

72. Податковий кодекс України (ПКУ) 2017 – 2018. URL: https://urist-ua.net/кодекси/податковий_кодекс_україни/ (дата звернення:10.01.2018).

73. Практикум з ремонту машин / О. І. Сідашенко та ін.; за ред. О. І. Сідашенка, О. А. Науменка. Київ: Урожай, 1995. 224 с.

74. Рекомендации по применению методов математического планирования эксперимента в механизации уборочных работ в садоводстве. Москва: НИЗИСНП, 1987. 92 с.

75. Рибарук В. Я., Ріпка І. І. Сільськогосподарські машини: практикум з розрахунку і досліджень робочих процесів. Львів: За вільну Україну. 1998. 264 с.

76. Рихтер А. А., Ядров А. А. Грецкий орех. Москва: Агропромиздат, 1985. 215 с.

77. Ручний віброударний струшувач плодів: пат. 95453 Україна: МПК А01D 46/26. №u201407346; заявл. 01.07.14; опубл. 25.12.14, Бюл. № 24. 6 с.

78. Ручной стряхиватель плодов: а.с. 1380663 СССР: А01D46/26. № 4067983; заявл. 15.05.86; опубл. 15.03.88, Бюл. № 10. 4 с.

79. Рыбасенко В. Д., Рыбасенко И. Д. Элементарные функции: формулы, таблицы, графики. Москва: Наука, 1987. 416 с.

80. Самаріна І. Горіхове дерево – шлях до достатку і довголіття. URL: <http://www.agro-business.com.ua/regionalnyi-vymir/1624-gorikhove-derevo-shliakh-do-dostatku-i-dovgolittia.html> (дата звернення 19.03.2018).

81. Самойленко О. Грецький горіх: ваш бізнес сьогодні, завтра і в майбутньому. URL: <http://propozitsiya.com/ua/greckiy-gorih-vash-biznes-sogodni-zavtra-i-v-maybutnomu> (дата звернення: 18.03.2018).

82. Сатіна Г. М. Врахування досвіду Угорщини у вирішенні проблеми промислового вирощування горіха грецького. *Вісник Харківського держ. техн. університету сільського господарства*. Харків, 2004. Вип. 25. С. 126–132.

83. Сатіна Г. М. Грецький горіх в Україні: економічний огляд і перспективи. Київ: видавничий центр НАУ. 2006. 22 с.

84. Система стандартів безпеки праці. Засоби захисту рук від вібрації. Технічні вимоги і методи випробування. ДСТУ 12.4.002-97. Київ: Міждержавна Рада зі стандартизації, метрології і сертифікації, 1997. 14 с.

85. Сорти волоського (грецького) горіха Буковинської селекції. Стаття з журналу „Садівництво“, № 1, 2015 р. URL: http://vodospad.com/sorti_gretskogo_gorikhu.html (дата звернення 16.03.2018).

86. Сорти грецького горіха, помилки при виборі. URL: http://nutsblogaddress.blogspot.com/2015/03/blog-post_17.html (дата звернення 19.03.2018).

87. Стрела Т. Е. Орех грецкий / отв. ред. К. М. Сытник. Киев: Наукова думка, 1990. 192 с.

88. Стряхиватель плодов: пат. 2081550 Российская Федерация: МКИ А01D46/26. № 930055702/13; заявл. 14.12.93; опубл. 20.06.97; Бюл. №17. 3с.

89. Стряхиватель плодуборочной машины: а.с. 1690602 СССР: А01D46/26. № 4608751/15; заявл. 21.11.88; опубл. 15.11.91, Бюл. № 42. 3 с.

90. Титаренко Л. Н. З мішком горіхів на світовий ринок ніхто не іде. URL: <http://linard.com.ua/uk/resursy/pro-nas-pyshut/21-z-mishkom-gorixiv-na-svitovuj-rynok-nixto-ne-jide%3C> (дата звернення 19.03.2018).

91. Тищенко А. И. Физико-механические свойства древесины ветвей плодово-ягодных растений . *Тр. ВИСХОМ*. Москва, 1963. Вып.32. С. 54 – 66.

92. Турчак Л. И. Основы численных методов: учебное пособие. Москва: наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. 320 с.

93. Устройство для встряхивания деревьев: пат. 677717 СССР: А01D46/24. № 2576765; заявл. 09.02.78; опубл. 05.08.79, Бюл. № 29. 2 с.

94. Фере Н. Э., Бубнов В. З., Егенов А. В., Пильщиков Л. М. Пособие по эксплуатации машино-тракторного парка / 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Колос, 1978. 256 с.
95. Фёрстэр Э. Ф., Рёнц Б. Методы корреляционного и регрессионного анализа / пер. с нем. В. М. Ивановой. Москва: Финансы и статистика, 1983. 203 с.
96. Физико-механические свойства древесины, почв и удобрений. Методы исследований, приборы, характеристика. Москва: Колос, 1970. С. 2–185.
97. Хайлис Г. А., Ковалев М. М. Исследования сельскохозяйственной техники и обработка опытных данных. Москва: Колос, 1994. 169 с.
98. Хайліс Г. А., Гошко З. О., Шевчук Р. С. Визначення закономірностей коливання штамба дерева під дією віброструшувального механізму. *Сільськогосподарські машини*: зб. наук. ст. Волинського обласного відділення ІАУ, вип.1. Луцьк. 1995. С.21–38.
99. Хайліс Г. А., Коновалюк Д. М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: навч. посіб. Київ: НМК ВО, 1992. 320 с.
100. Халин Г. А., Ревин А. А. Оценка сортов грецкого ореха на зимо-, засухо- и жароустойчивость. *Плодоовощное хозяйство*, 1987. №7. С. 39–40.
101. Цифровий кутомір SKIL 0580AA (F0150580AA). URL: <http://www.notus.com.ua/Cifrovoj-uglomer-Skil-0580AA-F0150580AA> (дата звернення: 10.05.2017).
102. Цифровий кутомір SKIL 0580AA. URL: <http://nivelir.kiev.ua/descriptions/tsifrovoy-uglomer-skil-0580-aa.html> (дата звернення: 10.05.2017).
103. Чопик В. И., Дудченко Л. Г., Краснова А. Н. Дикорастущие полезные растения Украины: справочник. Киев: Наукова думка, 1983. 432 с.
104. Шевчук Р. С. Взаимодействие тросового виброударного стряхивателя с деревом. *Сборник научн. тр. Всероссийского института механизации с.х.* Москва, 1999. С. 200–205.
105. Шевчук Р. С. Обоснование параметров и исследование процесса съема яблок штабмовым ударным стряхивателем: дисс. ... канд. техн. наук. Москва, 1988. 209 с.

106. Шевчук Р. С. Процессы и средства механизации съема плодов. дисс. ... д-ра. с.-х. наук. Москва, 2000. 532 с.
107. Шевчук Р. С., Крупич О. М. Економічна оцінка спеціалізованої сільськогосподарської техніки: методичні рекомендації Львівського ДСГП. Львів: Львівський ДСГП, 1994. 27 с.
108. Шевчук Р. С., Крупич О. М., Котысько В. И., Гошко З. О., Гошко М. О. Хозяйственные испытания стряхивателя плодов виброударного действия. *Плодоводство и ягодоводство России: сборник научных трудов ВСТИСП*. Москва, 1995. С. 256–262.
109. Шевчук Р. С., Крупич О. М., Крупич Р. О. Засоби механізації для збирання горіхоплідних культур: колективна монографія. *Науково-технічні та енергетичні засади агропромислового виробництва: колективна монографія / за ред.: В. М. Боярчука, С. В. Мягкоти, О. С. Калахана, С. Й. Ковалишина, Д. В. Кузенка, В. Т. Дмитріва*. Львів: Львівський нац. аграр. ун-т, 2012. С. 4–15.
110. Шевчук Р. С., Крупич О. М., Цымбал А. А. Тросовый виброударный стряхиватель плодов. *Техника в сельском хозяйстве*. 1995. № 2. С. 29–30.
111. Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Модернізований ручний струшувач плодів. *Техніка і технології АПК*. 2015. № 3(66). С. 24–26.
112. Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Ручной виброударный стряхиватель плодов. *MOTROL: comission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin, 2015. Vol. 17, No. 4. P. 101–107.
113. Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Ручной виброударный стряхиватель плодов. *Тракторы и сельхозмашины*. 2016. № 1. С. 21–25.
114. Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Ручний віброударний струшувач плодів. *Збірник наукових статей. Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2011. Вип. 21 Том II. С. 238–243.
115. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента / пер. с англ. Е. Г. Коваленко; под ред. Н. П. Бусленко. Москва: Мир, 1972. 382 с.

116. Щепотьев Ф. Л. Орех грецкий. Орехоплодные лесные культуры. Москва, 1978. С. 5–93.
117. Щепотьев Ф. Л., Павленко Ф. А., Рихтер О. А. Горіхи. 2-ге вид., перероб. і допов. Київ: Урожай, 1987. 184 с.
118. Яблонский А. А. Курс теоретической механики / ч.2. Москва: Высшая школа, 1977. 411 с.
119. A portable shaking device: pat. 1543875 European: A01D46/26. № 04425295.5; declared 29.04.04; published by 20.04.05, Bul. № 2005/16. 11 p.
120. Adrian P. A., Fridley R. B. Dynamics and design criteria of inertia type tree shakers. *Transactions of the ASAE*. 1965. Vol. 8 (1), P. 12–14.
121. Cable shaker SEC for fruit and nuts trees. AMB ROUSSET is a French company. URL: <https://www.amb-rousset.com/en/produit/cable-shaker/> (Last accessed: 27.03.2018).
122. Calcani G. Walnuts marketing and consume in relation to countries of origin. Proceeding of the 5th International Walnut Symposium. Sorrento, 2006. P. 55–64.
123. Cifarelli Spa manufacturing professional machines in Italy. URL: <https://www.cifarelli.it/index.php/GMenuProducts?l=2&main=11> (Last accessed: 30.03.2018).
124. Economical shaker VHB – D – E – F for fruit and nuts trees. AMB ROUSSET is a French company. URL: <https://www.amb-rousset.com/wp-content/uploads/2013/04/vhe-aud-105-009237-0c.pdf> (Last accessed: 27.03.2018).
125. Fridley R. B., Adrian P. A. Mechanical harvesting equipment for deciduous tree fruits. California Agricultural Experiment Station, Bulletin 825. 1966. 56 p.
126. Fruit harvesting machine: pat. 09333015 European: A01D46/26. № 99400203.8; declared 28.01.99; published by 04.08.99, Bul. № 1999/31. 18 p.
127. Hardenberg V. Stand und on Awicklungsmöglichkeiten der Erntemachnisirung von Steinund Beerenobst. *Landtechnik*. 1966. № 18. S 616–622.

128. HARVESTERS. URL: <https://www.amb-rousset.com/en/categorie-produit/harvesters/> (дата звернення 26.03.2018).
129. Harvesting machines. Tree shaker. URL: http://www.munckhof.org/Full-automatic_treeshaker (дата звернення: 26.03.2018).
130. Horvath E., Sitkei G. Damping properties of fruit trees shaking at their trunks. Symposium on Fruit and Nut production Engineering, Bornim, Proceedings. 2002. P. 83–88.
131. Horvath E., Sitkei G. Energy consumption of selected tree shakers under different operational conditions. J. Agric. Eng. Res. 2001. Vol. 80(2). P. 191–199.
132. Hydraulic parallelogram shaker VHP for fruit and nuts trees. AMB ROUSSET is a French company. URL: <https://www.amb-rousset.com/wp-content/uploads/2013/04/vhp-aud-105-009239-0c-1.pdf> (Last accessed: 27.03.2018).
133. Hydraulic telescopic shaker VHT for fruit and nuts trees. AMB ROUSSET is a French company. URL: <https://www.amb-rousset.com/en/produit/hydraulic-telescopic-shaker-vht/> (Last accessed: 27.03.2018).
134. Lantin B. Les possibilites de mecanisation de la recolte du Gassis. *La pomologie Francais*. 1976. № 7. P 18–22.
135. Manufacturer of agricultural machines for the harvest and the work of fruits. AMB ROUSSET is a French company. URL: <https://www.amb-rousset.com/en/> (Last accessed: 27.03.2018).
136. McGranahan G. The importance of genetic diversity to the world's walnut nut crop industry. Biodiversity and sustainable use of Kyrgyzstan's walnut-fruit forests. IUCN. Bern, 1998. P. 105-106.
137. Shaker SC105. Cifarelli SpA. https://www.cifarelli.it/documenti/depSC105_GB.pdf (Last accessed: 30.03.2018).
138. Shaker SC800. Cifarelli SpA. URL: https://www.cifarelli.it/documenti/SC800_SP-ING.pdf (Last accessed: 30.03.2018).

139. Shevchuk R., Krupych R. Calculation scheme of the oscillatory system „manual vibro-shock shaker – the fruit spur“. *MOTROL: comission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin, 2017. Vol. 19, No. 4. P. 9– 12.

140. Thee shaker: pat. 3796031 USA: A01D46/26, A01G19/00. № 19720306744; declared 15.11.72; published by 03.12.74. 11 p.

141. Tree shaking device: pat. 0906721 European: A01D46/26. № 97830708.0; declared 23.12.97; published by 07.04.99, Bul. № 1999/14. 10 p.

142. Walnuts-shakers. URL: / <https://www.amb-rousset.com/en/categorie-produit/shakers/walnuts-shakers/> (дата звернення 26.03.2018).

143. Whitney J. D., Smerage G. H., Block W. A. Dynamic analysis of a trunk shaker-post system. *Transactions of the ASAE*. 1990. Vol. 33(4). P. 1066 – 1068.

144. Zatokovyi F. T., Satina L. F., Satina G. M. Selection of walnut in Prydnistrovs'k-Prykarpathian region of Ukraine. 5th International walnut symposium (abstracts). Sant'Agnellio di Sorrento (Italy), 2004. P. 48.

145. Zoltan L. Dynamic Modelling of Fruit Tree – Inertia Shaker System. *Information and Technology for Sustainable Fruit and Vegetable Production FRUTIC 05*, 12–16 September 2005, Montpellier France. URL: <http://symposcience.lyon.cemagref.fr/exl-doc/colloque/ART-00001637.pdf> (Last accessed: 02.04.2018).

146. Zoltan L. Dynamic Modelling Structure of a Fruit Tree for Inertial Shaker System Design. *Biosystems engineering*. 2006. Vol. 93, Issue 1. P. 35–44. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1537511005002126> (Last accessed: 02.04.2018).

ДОДАТКИ

Додаток А.1

Програма для розв'язку системи диференціальних рівнянь (2.4), (2.11), (2.16), (2.17), (2.25), (2.26), (2.27), (2.38), (2.40), що описують процес роботи ручного віброударного струшувача плодів

```
function strus14
clc;
global m mD m1 m2 m3 m4 L1 L2 L3 L Lo r M M1 M2 g om c9
global c1 c c2 c3 c4 c5 c6 c7 c8 n n5 n1 Dta n8
global k1 k2 k3 s1 s2 s3 s4 alf bo b1 b3 a a1 a2
global Lr2 d1 d2 d3 Fo F1 n6 n7 h e2 e1

om=70; %кутова швидкість обертання кривошипа
N=360*8; NNN=N/360; %задання часового інтервалу для розрахунку
T=2*pi/om; h=T/N; %розрахункова кількість циклів
T1=10*T; %до якого значення рахувати, кратний періоду T
jj1=8; %з якого значення виводити на екран

Dta=0.005;%зазор в ударній парі
%Dta=0.0075;
%Dta=0.01;
%Dta=0.0;

%параметри гілки що заносяться в програму
c=1978.65; %жорсткість гілки
n=464.406; %коефіцієнт в'язкого опору
m=27.25; %приведена маса гілки на першій частоті
mD=0.671; %приведена маса гілки на другій частоті

m1=2.09; m2=2.375; m3=9.5 ; m4=1.1; f0=0.5;
g=9.81; r=0.0275; Lo=0.1;
L1=1.102; L3=0.233; L2=0.195; L=1.025;
b1=0.16; bo=0.27; b3=0.235; a=0.103;
a1=0.0; a2=0.15;
M=m+m1+m2+m3+m4; M1=m1+m2+m3; M2=m1+m2;
bet=20*pi/180; g2=9*pi/180; %bet-нахил губки до осі, g2-кут
нахилу П-подібної ручки

alf=40*pi/180; g1=55*pi/180; g3=139*pi/180; %кут направленості
коливальних альфа та кути гамма1 та гамма3
%alf=60*pi/180; g1=28*pi/180; g3=168*pi/180;
%alf=80*pi/180; g1=12*pi/180; g3=170*pi/180;

cL=cos(alf); sL=sin(alf);
s4=cos(bet)-f0*sin(bet);
k1=cos(g1); s1=sin(g1); k2=cos(g2); s2=sin(g2);
k3=cos(g3); s3=sin(g3);

c1=725000; c2=1510;
c3=7460; c4=3050;
c5=5800; c6=6000;
c7=6000; c8=4700;
```

```

c9=1000;
n1=1696; n5=378.08;
n8=11.687;
n6=8.25; n7=8.25;

Fo=c2*0.014;

Lr2=(b3-a2*k2)*k2-(a1+a2*s2)*s2;
d1=b3*s3+a1*k3;
d2=s2*(a1+a2*s2);
d3=k2*(b3-a2*k2); Lp2=b3*k3+a1*s3;

A(1,1)=c6*s1*k1+c8*s2*k2-c7*s3*k3;
A(1,2)=-c6*k1^2-c8*s2^2-c7*k3^2-2*c3;
A(1,3)=2*c3; A(1,4)=0; B(1)=-m4*g*sL;

A(2,1)=c6*k1^2+c8*s2^2+c7*k3^2+c9+c5;
A(2,2)=-c6*s1*k1-c8*s2*k2+c7*s3*k3;
A(2,3)=0; A(2,4)=0;
B(2)=g*(m1+m2+m3+m4)*cL;
cc=2*c1*s4;
A(3,1)=0; A(3,2)=0; A(3,3)=cc;
A(3,4)=-cc-c; B(3)=0;

A(4,1)=0; A(4,2)=2*c3; A(4,3)=-2*c3-cc;
A(4,4)=cc; B(4)=-g*M1*sL;
X=(A\B)';
N11=cc*(X(3)-X(4))-m1*g*sL;
Fo=Fo-N11; F1=Fo+c2*Dta;
e1=X(1); e2=X(2); e4=X(3); e5=X(4);
u1=[0 e1 0 e2 0 0 0 e4 0 e4 0 e5];
t=0; i=0; x2=0; j=0;
zc=0; hx=1; t1(1)=0;

while x2<T1
    i=i+1; u(i,:)=u1; tt(i)=t; w=u1;
    [f,zx,hh,y2,dy2]=d(t,u1,zc,hx); hx=hh;
    zc=zx; v1=h*f;
    t=t+h/2; u1=w+v1/2;
    [f,zx,hh,y2,dy2]=d(t,u1,zc,hx); hx=hh;
    zc=zx; v2=h*f; u1=w+v2/2;
    [f,zx,hh,y2,dy2]=d(t,u1,zc,hx); hx=hh;
    zc=zx; v3=h*f;
    t=t+h/2; u1=w+v3;
    [f,zx,hh,y2,dy2]=d(t,u1,zc,hx); hx=hh;
    zc=zx; v4=h*f;
    u1=w+(v1+2*(v2+v3)+v4)/6;
x2=t;
end

i %виведення кількості точок, що розраховувались
q1=u(:,2); q2=u(:,4); q3=u(:,6); q4=u(:,8); q5=u(:,10);
q6=u(:,12);

```

```

q11=u(:,1);q12=u(:,3);q13=u(:,5);q14=u(:,7);
q15=u(:,9);q16=u(:,11);
z9=u;z8=tt;

Nr1=c5*(q1)+n5*q11;
Np1=c6*((q1-q3*b1)*s1-q2*k1);
Np1=Np1+n6*((q11-q13*b1)*s1-q12*k1);
Np2=c7*((q1+q3*b3)*s3+(q3*a1+q2)*k3);
Npp=n7*((q11+q13*b3)*s3+(q13*a1+q12)*k3);
Np2=Np2+Npp;
Nr2=c8*((q1)*k2-(q2)*s2);
Nr3=n8*(q11*k2-q12*s2);
Nr2=Nr2+Nr3;

nn=length(tt);

for j1=jj1*N:nn-1
    j=j1-jj1*N+1;
    t2(j)=tt(j1-jj1*N+1);
    aa3(j)=(q14(j1+1)-q14(j1-1))/2/h;
    aa4(j)=(q12(j1+1)-q12(j1-1))/2/h;
    aa1(j)=(q15(j1+1)-q15(j1-1))/2/h;
    aa0(j)=(q16(j1+1)-q16(j1-1))/2/h;
    q2y(j)=q2(j1-1);
    q6y(j)=q6(j1-1);
    %ad0(j)=ad(j1-1,5);
    q5y(j)=q5(j1-1);
    q16y(j)=q16(j1-1);
    q15y(j)=q15(j1-1);
    q11y(j)=q11(j1-1);
    Np1y(j)=Np1(j1-1);
    Np2y(j)=Np2(j1-1);
    Nr1y(j)=Nr1(j1-1);
end

Ny=c.*qby+n.*q16y; %сила дії захвата на гілку
Fpp=c.*qby.*q16y.*1+n.*q16y.^2; %потужність через жорсткість і
демфірування
Fpp22=mD.*aa0.*q16y.*1; %потужність через прискорення друга час-
тота

P2P=[Ny' Fpp' Fpp2'];

[Dta NNN om]
aa0Max=[max(aa0) min(aa0)] %прискорення гілки
q16yMax=[max(q16y) min(q16y)] %швидкість гілки
qbyMax=[max(qby) min(qby)] %переміщення гілки
aa4Max=[max(aa4) min(aa4)] %прискорення четвертої маси, тримача
q2yMax=[max(q2y) min(q2y)] %переміщення четвертої маси тримача
q5yMax=[max(q5y) min(q5y)]; %переміщення струшувача
Np1yMax=[max(Np1y) min(Np1y)] %реакція на передній шлеї
Np2yMax=[max(Np2y) min(Np2y)] %реакція на задній шлеї
Nr1yMax=[max(Nr1y) min(Nr1y)] %реакція на передній ручці

```

```

Pppmax=[max(Ppp) min(Ppp)] %потужність через жорсткість і
                                демфірування
Ppp2maxPpp22max=[max(Ppp22) min(Ppp22)] %потужність через
                                прискорення друга частота
Nymax=[max(Ny) min(Ny)] %сила дії захвата на гілку

figure %графік прискорення гілки
grid off
plot(t2,aa0', '-b');
grid on;
    figure %графік прискорення четвертої маси тримача
    grid off
    plot(t2,aa4', '-b');
    grid on;
figure %графік швидкості гілки
grid off
plot(t2,q16y', '-r');
grid on;
    figure %графік переміщення гілки
    grid off
    plot(t2,q6y', '-b');
    grid on;
figure %графік переміщення тримача
grid off
plot(t2,q2y', '-b');
grid on;
    figure %реакції на передній шлеї Np1 та задній Np2
    grid off
    plot(t2,Np1y', '-r', t2, Np2y', '-k');
    grid on;
figure %реакція на передній ручці Nr1
grid off
plot(t2,Nr1y', '-b');
grid on;
    figure %сила , що діє на гілку в місці захвату
    grid off
    plot(t2,Ny', '-r');
    grid on;
figure %графік переміщення гілки
grid off
plot(t2,q5y', '-b');
grid on;

cm=cos(om*t2);sm=sin(om*t2); sp=r*sm/Lo;
cp=sqrt(1-sp.^2);dps=r*om/Lo*cm./cp;
ddps=((r*om/Lo)./cp.^2).* (cm.*dps.*sp-om*cp.*sm);
wo=-r*om^2*cm+Lo*(ddps.*sp+(dps.^2).*cp);
yo=r*(cm-1)+Lo*(1-cp);
uo=-r*om*sm+Lo*sp.*dps;
aa2=aa3+wo;
Махаа2=max(abs(aa2));
MM=max(abs(q5'-y2));

```

```

%Виведення числових значень у вигляді таблиці
%z7=[tt' q2 q16 q6]; %переміщення всіх мас в часі
%NN=[tt' Nr1 Nr2 Np1 Np2]; %реакції на шляях і ручках
%zzz=[t2' aa0' aa4'];
zzz=[t2' aa0' q16y' q6y'];%прискорення, швидкість та переміщення
                                     гілки в місці захвату
%zzz=[tt' q16']

function [f,zx,hh,y2,dy2]=d(t,u1,zc,hx)
global m m1 m2 m4 L Lo r M M1 g om c9
global c1 c c2 c3 c4 c5 c6 c7 c8 n n5 n1 Dta n8
global k1 k2 k3 s1 s2 s3 s4 alf bo b1 b3 a a1 a2
global Lr2 Fo F1 n6 n7 M2 e2 e1

dx4=u1(1); x4=u1(2);dy4=u1(3); y4=u1(4); h2=hx;
dfi=0; fi=u1(6); dy3=u1(7); y3=u1(8);
dy1=u1(9); y1=u1(10); dy=u1(11); y=u1(12);
cm=cos(om*t);sm=sin(om*t); sp=r*sm/Lo;
cp=sqrt(1-sp^2);dps=r*om*cm/cp/Lo;
cL=cos(alf);sL=sin(alf);
ddps=r*om/Lo/cp^2*(dps*sp*cm-om*cp*sm);
wo=-r*om^2*cm+Lo*(ddps*sp+dps^2*cp);
yo=r*(cm-1)+Lo*(1-cp); y2=y3+yo;
Z=abs(zc); h1=sign(zc);
uo=-r*om*sm+Lo*sp*dps; dy2=dy3+uo;
h3=abs(y2-y1); h4=dy2-dy1;
Nr1=c5*((x4)-fi*bo)+n5*(dx4-dfi*bo);
Np1=c6*((x4-fi*b1)*s1-y4*k1);
Np1=Np1+n6*((dx4-dfi*b1)*s1-dy4*k1);
Np2=c7*((x4+fi*b3)*s3+(fi*a1+y4)*k3);
Npp=n7*((dx4+dfi*b3)*s3+(dfi*a1+dy4)*k3);
Np2=Np2+Npp;
Nr2=c8*((x4)*k2+fi*Lr2-(y4)*s2);
Nr3=n8*(dx4*k2+dfi*Lr2-dy4*s2);
Nr2=Nr2+Nr3;
f3=(2*c3*(y3-y4)-2*c4*(y4-e2)+Np1*k1-Np2*k3+Nr2*s2+g*m4*sL)/m4;
B1=(M-m)*g*cL-Nr1-Np1*s1-Np2*s3-Nr2*k2-c9*x4)/M;
f1=B1; f5=0; f6=0;

if Z<=Fo
    dy2=dy3+uo; dy1=dy3+uo; y1=y2;
N6=2*c1*(y1-y);
N7=2*n1*(dy1-dy);
f11=((N6+N7)*s4-c*y-n*dy)/m;
B3=m1*g*sL-(N6+N7)*s4-m1*wo;
B4=-m2*wo+M2*g*sL-2*c3*(y3-y4);
B2=(B4+B3)/M1;
f7=B2; f9=f7+wo;
NN=-m1*g*sL+(N6+N7)*s4+m1*f9;
ZZ=NN;
f2=dx4; f4=dy4; f8=dy3; f10=dy1;
f12=dy; h2=1;
end

```



```

if and(Z>Fo,Z<=F1)
N8=Fo*h1+c2*(y2-y1);
N6=2*c1*(fi*a+y1-y);
N7=2*n1*(dfi*a+dy1-dy);
f11=((N6+N7)*s4-c*y-n*dy)/m;
B3=m1*g*sL-(N6+N7)*s4+N8;
B4=-m2*wo+M2*g*sL-2*c3*(y3-y4)-N8;
h1=y1-y2;
f7=B4/M2;    f9=B3/m1;
ZZ=N8;
f2=dx4; f4=dy4; f8=dy3; f10=dy1;
f12=dy; h2=1; s1=sign(y2-y1);
end
if Z>F1
    dy33=dy3; dy11=dy1;
    if and(h2==1,Dta>0)
        dy3=(M2*dy3+m1*(dy1+uo)+m*(dy))/(M1+m);
        h2=0;
        dy2=dy3+uo;dy1=dy2;
    end
    y1=y2-Dta*s1;          dy1=dy2;
    N6=2*c1*(y1-y);      N7=2*n1*(dy1-dy);
f11=((N6+N7)*s4-c*y-n*dy)/m;
B3=m1*g*sL-(N6+N7)*s4-m1*wo;
B4=-m2*wo+M2*g*sL-2*c3*(y3-y4);
B2=(B4+B3)/M1;
f7=B2; f9=f7+wo;
NN=-m1*g*sL+(N6+N7)*s4+m1*f9;
ZZ=NN;
f2=dx4; f4=dy4; f6=dfi; f8=dy3; f10=dy1;
f12=dy; h1=sign(y2-y1);
end
f2=dx4; f4=dy4; f8=dy3; f10=dy1;
f12=dy; zx=ZZ; hh=h2;
f=[f1 f2 f3 f4 f5 f6 f7 f8 f9 f10 f11 f12];

```

Додаток А.2

Розрахункові максимальні значення переміщення $y_{z\max}$ в місці захвату гілок
першої розмірної групи

Відстань захвату l_z , м	Кут напрямленості коливань α , °	Початковий зазор Δ_0 , мм	Переміщення $y_{z\max}$, мм								
			діаметр гілок в основі D_z , мм								
			50			60			70		
			частота струшування ω_c , рад/с								
			40	70	100	40	70	100	40	70	100
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1,25	40	0	12,1	17,2	20,0	8,5	12,3	14,1	6,2	9,1	10,8
		5	12,2	15,9	19,0	8,9	12,9	13,9	6,2	9,9	10,4
		7,5	12,4	16,4	16,6	9,0	13,7	13,8	5,9	9,3	10,8
		10	12,1	16,8	17,6	8,9	12,8	14,4	6,5	9,3	10,6
	60	0	10,5	16,5	19,3	7,3	11,8	13,9	5,3	8,8	10,4
		5	10,2	14,9	18,8	7,7	11,1	14,1	5,4	8,7	10,1
		7,5	10,9	15,9	17,5	7,8	12,0	13,6	5,6	9,2	10,7
		10	10,7	15,1	16,7	7,3	10,9	12,4	5,5	8,9	10,8
	80	0	10,1	16,4	19,1	7,1	11,7	13,9	5,2	8,8	10,3
		5	10,0	15,3	18,7	7,1	11,4	13,9	4,7	9,0	11,1
		7,5	10,2	15,9	16,3	6,9	11,3	13,5	5,4	8,9	10,2
		10	10,3	16,7	17,1	6,8	10,4	13,1	5,4	9,0	11,4
1,5	40	0	16,9	22,4	25,3	12,7	17,8	20,7	9,1	13,0	14,5
		5	17,4	22,5	25,3	12,5	17,1	19,9	9,4	13,3	14,7
		7,5	18,0	23,1	23,9	12,8	17,3	18,2	9,5	13,2	14,9
		10	16,4	22,2	24,0	12,9	17,5	17,8	9,5	13,2	14,7
	60	0	14,8	22,0	24,9	11,0	17,2	19,7	7,8	12,5	14,1
		5	15,1	22,2	24,4	10,7	15,3	19,5	8,0	11,8	14,9
		7,5	15,7	21,7	24,3	11,4	17,0	18,4	8,6	12,9	14,6
		10	16,3	22,5	26,0	10,8	17,6	17,5	9,6	12,6	13,3
	80	0	14,6	21,8	23,5	10,7	17,2	19,7	7,6	12,4	14,0
		5	14,7	26,5	25,0	10,5	16,0	19,2	8,0	11,6	14,9
		7,5	14,8	22,5	23,8	10,7	16,3	17,0	7,3	12,2	14,7
		10	14,4	21,4	23,7	10,6	17,4	18,6	7,6	11,8	13,9

Продовження додатку А.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1,75	40	0	20,2	27,5	32,7	17,9	23,3	25,0	13,7	18,6	20,4
		5	19,8	26,4	27,5	18,8	23,4	26,1	12,2	18,4	20,9
		7,5	19,4	27,1	27,8	19,9	23,5	23,9	13,7	18,7	19,6
		10	22,7	25,9	28,7	17,9	23,2	24,1	12,9	18,9	19,4
	60	0	17,8	26,8	31,3	15,8	22,6	24,4	12,0	18,6	21,2
		5	17,8	24,9	27,4	16,3	22,5	22,6	11,9	16,6	20,7
		7,5	18,8	25,4	26,7	15,1	21,0	23,1	12,3	17,8	19,6
		10	17,0	27,1	26,8	17,4	22,2	24,6	12,5	17,5	19,1
	80	0	17,7	27,2	33,9	15,5	24,2	28,7	11,7	18,5	21,2
		5	18,4	25,0	27,5	16,3	23,0	25,9	11,4	15,9	20,0
		7,5	17,4	25,0	26,9	16,0	22,9	24,0	12,5	18,1	18,6
		10	19,2	26,8	27,0	16,8	23,6	24,5	12,0	17,0	19,4

Додаток А.3

Розрахункові максимальні значення переміщення u_{zmax} в місці захвату гілок другої розмірної групи

Відстань захвату l_2 , м	Кут направленості коливань α , °	Початковий зазор Δ_0 , мм	Переміщення u_{zmax} , мм								
			діаметр гілок в основі D_2 , мм								
			70			80			90		
			частота струшування ω_c , рад/с								
			40	70	100	40	70	100	40	70	100
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1,75	40	0	13,7	18,6	20,4	10,8	15,1	16,8	8,9	12,8	14,6
		5	12,2	18,4	20,9	10,9	14,9	16,7	8,9	12,6	14,4
		7,5	13,7	18,7	19,6	10,6	14,6	15,8	8,7	12,1	14,4
		10	12,9	18,9	19,4	10,5	14,8	16,8	8,5	12,6	14,3
	60	0	12,0	18,6	21,2	9,3	14,6	16,3	7,7	12,4	14,3
		5	11,9	16,6	20,7	9,1	14,8	16,2	7,5	12,1	14,1
		7,5	12,3	17,8	19,6	9,5	14,6	16,1	7,9	12,2	14,2
		10	12,5	17,5	19,1	8,8	14,5	15,4	7,4	11,9	14,6

Продовження додатку А.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1,75	80	0	11,7	18,5	21,2	9,0	14,5	16,2	7,5	12,2	14,1	
		5	11,4	15,9	20,0	8,9	14,4	16,1	7,4	12,1	14,1	
		7,5	12,5	18,1	18,6	9,2	14,1	15,7	7,4	12,4	14,0	
		10	12,0	17,0	19,4	8,6	14,4	16,1	7,5	12,3	14,0	
2,0	40	0	17,7	23,0	25,0	14,7	19,7	21,6	12,2	17,0	19,6	
		5	17,4	22,8	24,7	14,5	19,5	21,4	11,8	16,8	19,4	
		7,5	17,4	22,6	24,1	15,0	19,6	20,1	12,0	16,9	18,8	
		10	17,2	22,3	24,0	14,3	19,1	21,0	12,2	16,2	18,5	
	60	0	15,6	23,3	24,3	12,8	19,0	21,0	10,6	16,5	18,8	
		5	15,7	22,7	24,2	12,6	18,9	21,1	10,5	16,8	18,5	
		7,5	15,8	22,3	24,1	13,3	18,9	20,6	10,9	16,4	18,6	
		10	15,4	22,4	23,4	12,5	18,8	19,1	10,3	15,9	18,6	
	80	0	15,2	22,1	24,3	12,5	19,0	21,0	10,3	16,4	18,7	
		5	15,1	21,7	23,9	12,4	18,7	21,0	10,7	15,9	18,8	
		7,5	15,0	21,5	23,6	12,8	19,5	21,3	9,9	15,8	18,4	
		10	14,9	21,9	24,0	12,8	18,4	19,6	10,4	16,6	18,5	
	2,25	40	0	19,8	25,4	27,5	18,2	23,7	25,4	16,1	22,0	24,7
			5	19,4	25,2	27,1	18,0	24,1	24,9	16,5	21,6	24,5
			7,5	19,5	24,9	26,7	17,8	22,8	25,3	16,4	21,3	22,7
			10	20,4	24,9	26,3	17,1	23,1	25,0	16,2	21,2	23,9
60		0	17,6	24,7	27,0	16,2	23,0	25,2	14,2	21,2	23,8	
		5	17,5	24,8	26,9	15,7	22,7	25,2	14,1	20,4	23,5	
		7,5	17,9	24,5	26,6	16,2	22,8	24,8	14,6	20,7	23,0	
		10	17,0	24,1	25,9	16,0	21,9	24,6	13,9	20,6	21,7	
80		0	17,2	24,6	26,8	15,7	22,8	25,0	13,8	21,1	23,7	
		5	17,0	24,5	26,5	15,4	22,6	24,5	13,5	20,3	23,2	
		7,5	16,8	23,5	26,7	15,1	22,1	24,3	13,5	20,8	22,1	
		10	16,4	23,7	26,9	15,3	23,0	24,1	13,8	19,9	22,5	

Додаток А.4

Розрахункові максимальні значення швидкості \dot{y}_{\max} в місці захвату гілок
першої розмірної групи

Відстань захвату l_2 , м	Кут нахилу гілки напрявленості коливань α , °	Початковий зазор Δ_0 , мм	Швидкість \dot{y}_{\max} , м/с								
			діаметр гілок в основі D_2 , мм								
			50			60			70		
			частота струшування ω_c , рад/с								
			40	70	100	40	70	100	40	70	100
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1,25	40	0	0,2565	0,6183	1,0356	0,1909	0,4822	0,7407	0,1399	0,3395	0,5454
		5	0,2523	0,6128	0,9658	0,1873	0,4802	0,7398	0,1329	0,3392	0,5409
		7,5	0,2542	0,6117	0,9646	0,1866	0,4784	0,7387	0,1325	0,3275	0,5381
		10	0,2553	0,6149	0,9608	0,1851	0,4745	0,7322	0,1295	0,3271	0,5369
	60	0	0,2252	0,5945	0,9462	0,1574	0,4328	0,6969	0,1141	0,3294	0,5277
		5	0,2205	0,5802	0,9459	0,1566	0,4284	0,6896	0,1135	0,3278	0,5238
		7,5	0,2203	0,5781	0,9336	0,1513	0,4248	0,6883	0,1123	0,3255	0,5214
		10	0,2224	0,5792	0,9373	0,1504	0,4211	0,6833	0,1099	0,3218	0,5203
	80	0	0,2192	0,5898	0,9432	0,1529	0,4296	0,6934	0,1108	0,3285	0,5251
		5	0,2172	0,5811	0,9285	0,1489	0,4287	0,6842	0,1069	0,3243	0,5194
		7,5	0,2155	0,5739	0,9267	0,1477	0,4259	0,6863	0,1057	0,3227	0,5192
		10	0,2134	0,5712	0,9198	0,1475	0,4258	0,6814	0,1031	0,3172	0,5131
1,5	40	0	0,3588	0,8209	1,2605	0,2789	0,6448	1,0091	0,2236	0,5005	0,7976
		5	0,3562	0,8196	1,2565	0,2718	0,6364	1,0077	0,2173	0,5157	0,7825
		7,5	0,3554	0,8151	1,2554	0,2715	0,6335	0,9935	0,2169	0,5148	0,7822
		10	0,3576	0,8064	1,2548	0,2705	0,6294	0,9865	0,2154	0,5125	0,7762
	60	0	0,3292	0,7936	1,2326	0,2564	0,6191	0,9845	0,1885	0,4699	0,7357
		5	0,3238	0,7754	1,2297	0,2463	0,6059	0,9831	0,1777	0,4679	0,7297
		7,5	0,3227	0,7747	1,2264	0,2422	0,6025	0,9789	0,1763	0,4645	0,7271
		10	0,3225	0,7736	1,2221	0,2408	0,6009	0,9667	0,1737	0,4638	0,7238
	80	0	0,3122	0,7899	1,2201	0,2493	0,6149	0,9806	0,1838	0,4565	0,7321
		5	0,3118	0,7876	1,2183	0,2397	0,6004	0,9737	0,1721	0,4558	0,7258
		7,5	0,3103	0,7866	1,2117	0,2388	0,5963	0,9673	0,1703	0,4699	0,7236
		10	0,3094	0,7845	1,2092	0,2305	0,5934	0,9625	0,1696	0,4407	0,7224

Продовження додатку А.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1,75	40	0	0,4249	0,9599	1,4495	0,3793	0,8557	1,3135	0,2918	0,6875	1,0627
		5	0,4208	0,9485	1,4249	0,3746	0,8495	1,3068	0,2824	0,6754	1,0594
		7,5	0,4185	0,9433	1,4175	0,3721	0,8451	1,2934	0,2767	0,6742	1,0587
		10	0,4168	0,9362	1,4126	0,3695	0,8418	1,2925	0,2717	0,6796	1,0582
	60	0	0,3894	0,9175	1,4214	0,3482	0,8285	1,2715	0,2573	0,6676	1,0489
		5	0,3844	0,9025	1,4123	0,3398	0,8129	1,2592	0,2494	0,6597	1,0392
		7,5	0,3756	0,8984	1,4158	0,3367	0,8098	1,2519	0,2479	0,6523	1,0383
		10	0,3711	0,8915	1,4098	0,3355	0,7989	1,2458	0,2422	0,6501	1,0299
	80	0	0,3942	0,9288	1,4385	0,3313	0,8379	1,3085	0,2567	0,6623	1,0486
		5	0,3903	0,9179	1,4123	0,3292	0,8217	1,2828	0,2457	0,6532	1,0382
		7,5	0,3878	0,9071	1,4044	0,3275	0,8195	1,2811	0,2426	0,6487	1,0356
		10	0,3813	0,9038	1,4005	0,3198	0,8145	1,2791	0,2396	0,6438	1,0278

Додаток А.5

Розрахункові максимальні значення швидкості \dot{y}_{\max} в місці захвату гілок другої розмірної групи

1	2	3	Швидкість \dot{y}_{\max} , м/с								
			діаметр гілок в основі D_e , мм								
			70			80			90		
			частота струшування ω_c , рад/с								
			40	70	100	40	70	100	40	70	100
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1,75	40	0	0,2918	0,6875	1,0627	0,2321	0,5625	0,8735	0,2285	0,5103	0,7669
		5	0,2824	0,6754	1,0594	0,2291	0,5585	0,8671	0,2247	0,5088	0,7623
		7,5	0,2767	0,6742	1,0587	0,2261	0,5568	0,8642	0,2202	0,5061	0,7601
		10	0,2717	0,6796	1,0582	0,2227	0,5546	0,8619	0,2185	0,5019	0,7584
	60	0	0,2573	0,6676	1,0489	0,2653	0,5353	0,8496	0,1712	0,4704	0,7331
		5	0,2494	0,6597	1,0392	0,2548	0,5331	0,8388	0,1663	0,4684	0,7297
		7,5	0,2479	0,6523	1,0383	0,2501	0,5301	0,8324	0,1614	0,4646	0,7255
		10	0,2422	0,6501	1,0299	0,2487	0,5287	0,8311	0,1562	0,4602	0,7221
	80	0	0,2567	0,6623	1,0486	0,2067	0,5315	0,8455	0,1599	0,4552	0,7443
		5	0,2457	0,6532	1,0382	0,2023	0,5278	0,8417	0,1535	0,4505	0,7398
		7,5	0,2426	0,6487	1,0356	0,1947	0,5256	0,8391	0,1433	0,4461	0,7349
		10	0,2396	0,6438	1,0278	0,1908	0,5215	0,8369	0,1382	0,4372	0,7311

Продовження додатку А.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2,0	40	0	0,3939	0,8468	1,2905	0,3312	0,7264	1,1139	0,2749	0,6233	0,9742
		5	0,3858	0,8397	1,2873	0,3274	0,7185	1,1095	0,2699	0,6177	0,9703
		7,5	0,3808	0,8365	1,2856	0,3242	0,7146	1,1073	0,2652	0,6089	0,9675
		10	0,3765	0,8302	1,2827	0,3209	0,7209	1,1018	0,2601	0,6063	0,9625
	60	0	0,3431	0,8188	1,2249	0,2901	0,7009	1,0923	0,2372	0,5988	0,9511
		5	0,3397	0,8109	1,2189	0,2882	0,6969	1,0904	0,2305	0,5932	0,9457
		7,5	0,3368	0,8071	1,2153	0,2878	0,6897	1,0873	0,2271	0,5879	0,9415
		10	0,3351	0,8055	1,2122	0,2851	0,6821	1,0858	0,2267	0,5822	0,9375
	80	0	0,3351	0,8144	1,2599	0,2919	0,6926	1,0881	0,2311	0,5944	0,9423
		5	0,3278	0,8015	1,2552	0,2891	0,6876	1,0802	0,2291	0,5854	0,9385
		7,5	0,3201	0,7905	1,2487	0,2865	0,6827	1,0779	0,2264	0,5809	0,9318
		10	0,3153	0,7853	1,2441	0,2827	0,6795	1,0766	0,2349	0,5782	0,9274
2,25	40	0	0,4586	0,9279	1,4113	0,4109	0,8697	1,3194	0,3615	0,7814	1,1823
		5	0,4508	0,9194	1,4084	0,4091	0,8648	1,3161	0,3573	0,7762	1,1782
		7,5	0,4457	0,9166	1,4061	0,4079	0,8573	1,3105	0,3546	0,7715	1,1743
		10	0,4413	0,9115	1,4023	0,4032	0,8511	1,3089	0,3504	0,7682	1,1702
	60	0	0,3912	0,9015	1,3725	0,3444	0,8411	1,2908	0,3128	0,7656	1,1415
		5	0,3874	0,8954	1,3687	0,3409	0,8397	1,2867	0,3092	0,7591	1,1371
		7,5	0,3855	0,8916	1,3662	0,3385	0,8369	1,2805	0,3076	0,7545	1,1324
		10	0,3809	0,8874	1,3615	0,3364	0,8329	1,2582	0,3041	0,7499	1,1287
	80	0	0,3628	0,8811	1,3721	0,3323	0,8361	1,2824	0,3052	0,7605	1,1432
		5	0,3595	0,8776	1,3696	0,3287	0,8304	1,2781	0,3036	0,7568	1,1384
		7,5	0,3562	0,8749	1,3623	0,3266	0,8268	1,2659	0,2982	0,7522	1,1353
		10	0,3521	0,8706	1,3588	0,3227	0,8246	1,2608	0,2958	0,7481	1,1316

Додаток А.6

Розрахункові максимальні значення прискорення $\ddot{y}_{\text{зmax}}$ в місці захвату гілок
першої розмірної групи

1	Відстань захвату l_2 , м	Кут направленості коливань α , °	Початковий зазор Δ_0 , мм	Прискорення $\ddot{y}_{\text{зmax}}$, м/с ²								
				діаметр гілок в основі D_2 , мм								
				50			60			70		
				частота струшування ω_c , рад/с								
				40	70	100	40	70	100	40	70	100
2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
1,25	40	0	13,4	55,1	120,0	9,5	40,8	90,3	7,0	30,8	68,8	
		5	132,7	188,7	238,0	56,4	116,4	146,6	28,8	69,6	87,0	
		7,5	190,7	246,8	287,4	106,2	147,3	177,6	62,3	98,3	99,2	
		10	227,8	286,5	315,8	131,3	167,5	188,9	63,9	89,4	89,1	
	60	0	11,9	52,6	117,0	8,4	38,7	87,7	6,1	29,1	66,7	
		5	129,0	183,9	233,6	54,8	112,9	137,9	26,7	67,0	81,5	
		7,5	184,8	243,3	280,5	103,8	143,8	172,3	59,0	92,2	92,9	
		10	224,7	278,0	309,4	130,2	164,9	184,7	63,0	87,9	87,1	
	80	0	11,6	52,2	116,5	8,2	38,4	87,3	6,0	28,8	66,4	
		5	125,9	180,4	230,7	50,2	109,9	136,9	25,2	65,4	80,5	
		7,5	182,9	240,4	278,1	101,9	141,2	168,8	56,8	89,2	91,1	
		10	221,3	273,5	306,0	129,0	163,0	183,3	61,1	86,8	84,5	
1,5	40	0	18,5	72,6	155,4	14,0	57,4	124,7	10,1	43,3	95,3	
		5	220,4	315,4	364,5	119,3	187,2	238,3	61,2	120,0	142,7	
		7,5	334,6	423,5	450,8	194,3	264,8	312,7	127,4	176,1	205,1	
		10	406,9	478,3	531,1	259,1	311,8	351,3	169,6	215,3	225,7	
	60	0	16,7	69,9	152,3	12,5	54,8	121,6	9,0	41,1	92,9	
		5	216,6	310,8	361,3	116,6	186,0	234,4	57,6	117,1	141,0	
		7,5	330,4	421,1	437,1	190,3	261,5	307,7	124,2	172,3	198,8	
		10	403,3	471,3	525,3	253,4	307,1	347,1	166,8	208,6	220,9	
	80	0	16,4	69,5	151,8	12,2	54,5	121,1	8,8	40,8	92,4	
		5	214,2	304,1	360,1	113,2	185,0	229,8	54,3	115,8	139,9	
		7,5	317,4	405,6	435,8	187,2	258,3	302,9	120,6	169,6	194,9	
		10	403,4	463,0	521,0	251,2	302,6	340,7	166,4	204,9	218,6	

Продовження додатку А.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1,75	40	0	21,6	82,6	175,4	19,5	75,9	161,5	15,1	61,4	132,7
		5	372,4	475,4	557,8	262,6	332,3	408,7	174,3	251,8	294,4
		7,5	503,0	602,7	675,8	389,2	464,0	521,7	280,4	340,9	383,0
		10	652,4	708,1	767,5	483,1	556,8	604,3	340,5	418,3	441,9
	60	0	19,6	79,9	172,4	17,7	73,1	158,3	13,6	58,8	129,9
		5	364,9	468,1	552,1	256,5	327,6	401,8	171,4	237,4	288,8
		7,5	492,6	597,5	669,1	381,5	460,3	508,8	271,3	336,2	372,0
		10	645,2	706,2	760,5	473,5	551,3	590,0	337,7	404,6	421,3
	80	0	19,3	79,4	171,9	17,3	73,0	158,9	13,3	58,4	129,4
		5	358,1	454,7	546,6	251,6	322,1	397,1	165,8	231,6	281,7
		7,5	487,6	587,1	665,1	378,1	452,2	505,3	267,2	330,1	370,5
		10	642,7	702,6	755,3	470,3	548,1	587,7	334,3	398,7	417,3

Додаток А.7

Розрахункові максимальні значення прискорення $\ddot{y}_{2\max}$ в місці захвату гілок першої розмірної групи

Відстань захвату l_2 , м	Кут направленості коливань α , °	Початковий зазор Δ_0 , мм	Швидкість $\ddot{y}_{2\max}$, м/с								
			діаметр гілок в основі D_2 , мм								
			70			80			90		
			частота струшування ω_c , рад/с								
			40	70	100	40	70	100	40	70	100
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1,75	40	0	15,1	61,4	132,7	12,0	50,1	109,6	9,9	42,4	93,7
		5	174,3	251,8	294,4	140,6	199,2	234,1	62,4	107,5	132,3
		7,5	280,4	340,9	383,0	182,3	234,6	267,3	80,7	114,1	138,0
		10	340,5	418,3	441,9	218,2	269,8	301,5	98,1	133,6	153,8
	60	0	13,6	58,8	129,9	10,6	47,7	106,9	8,7	40,2	91,1
		5	171,4	237,4	288,8	136,0	189,6	221,1	57,1	101,0	125,2
		7,5	271,3	336,2	372,0	178,9	222,4	254,2	74,2	112,4	136,2
		10	337,7	404,6	421,3	210,4	262,8	289,7	90,4	131,0	151,7
	80	0	13,3	58,4	129,4	10,4	47,4	106,4	8,6	40,1	90,7
		5	165,8	231,6	281,7	131,8	190,2	226,6	60,8	106,4	131,0
		7,5	267,2	330,1	370,5	175,5	224,4	257,2	75,5	111,9	135,3
		10	334,3	398,7	417,3	210,5	268,1	296,1	95,3	133,3	153,4

Продовження додатку А.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2,0	40	0	19,3	75,1	160,1	16,1	64,7	139,4	13,5	55,6	121,2
		5	227,1	305,4	353,6	207,1	266,5	314,6	127,2	175,5	209,1
		7,5	324,5	408,3	455,1	285,5	336,7	392,4	186,7	234,3	257,6
		10	423,7	502,7	556,3	367,6	417,0	468,8	241,9	292,9	321,8
	60	0	17,4	72,2	157,2	14,5	62,1	136,5	12,0	53,1	118,1
		5	217,9	292,3	342,8	194,7	254,2	305,9	119,5	171,5	204,9
		7,5	319,0	393,4	445,3	265,1	333,7	371,7	174,2	227,9	258,0
		10	411,6	486,6	543,1	360,1	405,8	462,5	234,8	290,2	317,0
	80	0	17,1	71,8	156,6	14,2	61,7	135,9	11,7	52,8	117,7
		5	219,0	289,2	337,9	196,8	256,8	302,0	119,3	170,9	208,8
		7,5	317,5	386,1	436,0	263,6	331,4	379,8	178,2	232,8	251,9
		10	407,1	481,2	542,2	358,2	402,4	459,1	232,8	281,0	312,4
2,25	40	0	21,5	82,0	174,1	19,9	77,0	163,7	17,6	69,9	149,9
		5	324,2	421,3	476,8	296,2	371,1	435,7	231,5	294,2	336,1
		7,5	471,3	548,2	595,1	445,5	482,6	521,9	339,7	398,2	442,8
		10	602,1	705,2	746,3	549,2	593,9	654,7	430,7	491,9	545,9
	60	0	19,5	79,3	170,9	18,0	74,1	161,0	15,9	67,0	146,8
		5	316,7	396,1	469,8	289,7	352,4	423,1	221,9	287,3	329,5
		7,5	459,6	540,6	591,2	403,9	479,3	514,5	329,8	389,7	434,0
		10	596,6	697,4	740,9	532,6	599,9	643,5	432,5	493,9	532,5
	80	0	19,2	78,9	170,2	17,6	73,7	160,5	15,5	66,7	146,2
		5	307,2	407,2	459,7	289,3	346,3	419,0	224,0	290,3	330,9
		7,5	453,7	534,6	606,4	407,1	471,3	511,2	331,7	390,9	435,6
		10	593,8	694,1	729,1	529,9	593,5	659,1	431,3	491,7	533,1

Додаток А.8

Складові та потужність струшування гілок першої розмірної групи

Складові потужності, Вт	Відстань захвату l_2 , м	Початковий зазор Δ_0 , мм	Потужність, Вт								
			діаметр гілок в основі D_c , мм								
			50			60			70		
			частота струшування ω_c , рад/с								
			40	70	100	40	70	100	40	70	100
Складова N_{c+n}	1,25	5	15,3	86	251,9	12,5	88,6	244	15,7	88,2	214,6
		7,5	16,2	88,2	239	14,2	92,3	249,8	18,4	100,6	253,1
		10	17,3	85,1	223,2	13,9	88,2	206,5	19,9	106,2	255,2
	1,5	5	16,8	88,3	225,1	15,9	96,7	260,4	16,6	95,4	257,8
		7,5	16,6	90,9	208,8	16,8	99,5	244,9	15,5	99,8	244,8
		10	16	92	206,4	17,8	107	231	18,7	108,7	253,6
	1,75	5	15,3	82	191,2	17,8	88,2	208,3	16,9	97,7	263,4
		7,5	15,3	86,7	189,2	17,5	96,1	204,2	19,2	103,4	251,2
		10	16,6	88,6	186,3	20,6	94,3	210,1	20,1	105,7	240,2
Складова N_j	1,25	5	40,8	148,9	345,3	21,7	114,8	215,8	11,4	42,9	83,9
		7,5	59,4	185,6	370,7	25,5	112,1	240,5	12,1	44,7	104,4
		10	73,2	207,7	359	33,9	137,8	249	12,3	44,4	99
	1,5	5	52,5	176	313,3	39	138,8	273,9	23	106,1	211
		7,5	76,4	224,6	435,7	57,1	176,7	346,7	28,4	123,3	249,1
		10	104,2	294,4	417	71,3	210,9	380,7	34,1	124,2	265
	1,75	5	40,5	138,6	401,5	38,3	132,3	280,5	43,3	147,8	297,9
		7,5	50,3	138,3	322,4	56,5	186,8	398,4	50,8	179,3	347
		10	58	235,3	398,3	74,3	244	424,1	66,7	229,3	419
Потужність струшування N_c	1,25	5	56,1	234,9	567,2	34,2	203,4	459,8	27,1	131,1	298,5
		7,5	75,6	273,8	609,7	39,7	204,4	490,3	30,5	145,3	357,5
		10	90,5	292,8	582,2	47,8	226	455,5	32,2	150,6	354,2
	1,5	5	69,3	264,3	568,4	54,9	235,5	534,3	39,6	201,5	468,8
		7,5	93	315,5	644,5	73,9	276,2	591,6	43,9	223,1	493,9
		10	120,2	386,4	623,4	89,1	317,9	611,7	52,8	232,9	518,6
	1,75	5	55,8	220,6	592,7	56,1	220,5	488,8	60,2	245,5	561,3
		7,5	65,6	225	511,6	74	282,9	602,6	70	282,7	598,2
		10	74,6	323,9	584,6	94,9	338,3	634,2	86,8	335	659,2

Додаток А.9

Складові та потужність струшування гілок другої розмірної групи

Складові потужності, Вт	Відстань захвату ℓ_2 , м	Початковий зазор Δ_0 , мм	Потужність, Вт								
			діаметр гілок в основі D_c , мм								
			70			80			90		
			частота струшування ω_c , рад/с								
			40	70	100	40	70	100	40	70	100
Складова N_{c+n}	1,75	5	16,9	97,7	263,4	16,6	104,5	280,9	16,9	107,3	292,3
		7,5	19,2	103,4	251,2	17,7	111,6	257,4	25,2	129,3	303,4
		10	20,1	105,7	240,2	16,7	114,6	263	39,3	126,6	305,9
	2	5	20,4	93,6	251,1	17,4	102,2	258,4	17,8	102,6	276,3
		7,5	21	103,6	225,2	21,2	107,2	247,6	18,8	106,4	267,6
		10	19,4	100,8	243	20,3	109,6	247,2	18,2	106,3	260,3
	2,25	5	18,9	84,4	213,4	17,5	94,7	242,2	19,4	106,2	243,7
		7,5	17,9	91,4	198,4	20,5	96,1	221,3	18,8	106	243,9
		10	19,5	93,2	206,8	21,4	96,1	230	24,3	110,2	244
Складова N_j	1,75	5	43,3	147,8	297,9	30,8	105,9	229	19,4	94,2	232,9
		7,5	50,8	179,3	347	39,8	128,4	270,8	29,5	121,6	276,5
		10	66,7	229,3	419	49	164,6	308,9	37,6	142,2	308,6
	2	5	37,6	130,4	289,1	49,7	156,2	291,7	34,4	117,2	236,2
		7,5	63,1	175,8	366,7	64,7	191,3	352,8	48,2	157,8	303,1
		10	72,4	236,6	383,6	78,7	243,7	419,9	56,4	187	357,5
	2,25	5	36,1	103,8	240	41,1	120,8	257,8	51,4	149,2	291
		7,5	44,5	155,1	263,8	58,2	178,4	301,1	70	194,2	360,5
		10	70,6	208,5	304	73,2	226,5	352,8	82,4	244,7	407
Потужність струшування N_c	1,75	5	60,2	245,5	561,3	47,4	210,4	509,9	36,3	201,5	525,2
		7,5	70	282,7	598,2	57,5	240	528,2	54,7	250,9	579,9
		10	86,8	335	659,2	65,7	279,2	571,9	76,9	268,8	614,5
	2	5	58	224	540,2	67,1	258,4	550,1	52,2	219,8	512,5
		7,5	84,1	279,4	591,9	85,9	298,5	600,4	67	264,2	570,7
		10	91,8	337,4	626,6	99	353,3	667,1	74,6	293,3	617,8
	2,25	5	55	188,2	453,4	58,6	215,5	500	70,8	255,4	534,7
		7,5	62,4	246,5	462,2	78,7	274,5	522,4	88,8	300,2	604,4
		10	90,1	301,7	510,8	94,6	322,6	582,8	106,7	354,9	651,0

Додаток Б.1

Технічна характеристика акселерометрів АНС 114-02

№ 81134112

2. Технические данные

Наименование	Норма по ТУ, чертёжу	Действительное значение	Примечание
1. Сопротивление изоляции в нормальных условиях, МОм, не менее	300	Сооб.	Для АНС114-09, АНС114-10 и АНС114-11 60 000 ± 9 000
2. Емкость, пФ	3000 ± 450	3070	
3. Коэффициент преобразования в амплитудном значении по напряжению, мВс ² /м	5,0 ± 0,75	4,39	
4. Коэффициент преобразования в амплитудном значении по заряду, пКлс ² /м	15,0 ± 2,25	13,48	
5. Относительный коэффициент поперечного преобразования, %, не более	5	2,5	
6. Неравномерность амплитудно-частотной характеристики, дБ, не более	±1	0,41	
7. Основная погрешность, %, не более	±10	5,8	
8. Собственная частота, кГц, не менее	3,5	4,0	
9. Назначенный ресурс, ч, не менее	1000		

3. Драгоценные материалы, содержащиеся в изделии:
серебро - 0,062 г.

4. Комплект поставки
Вибропреобразователь, ПС.
ТО, ГЧ поставляются заказчику в 1 экз. с первой партией вибропреобразователей, далее по требованию заказчика.

5. Свидетельство о приемке и гарантийные обязательства
Вибропреобразователь АНС 114-02 Бы2.781.114-02 зав. № 81134112 соответствует Бы0.278-004ТУ и признан годным для эксплуатации. **Испытатель 0114-43**
Предприятие-изготовитель гарантирует работоспособность изделия в течение 12 лет с гарантийной наработкой 1000 час. в условиях эксплуатации и хранения при соблюдении требований эксплуатационной документации.
Гарантийный срок исчисляется с "12" сентября 2012 г.

Руководитель предприятия (подпись, фамилия) Гусев / Гусев

Начальник ОТК (подпись, фамилия) М.П. / Манжуров

5.1. Заключение представителя заказчика
Вибропреобразователь соответствует Бы0.278.004ТУ и признан годным для эксплуатации.

Представитель заказчика (подпись, фамилия) _____ г. _____ г.

М.П.

№ 811141269

Наименование	Норма по ТУ, чертежу	Действительное значение	Примечание
1. Сопротивление изоляции в нормальных условиях, МОм, не менее	300	Сход.	
2. Емкость, пФ	3000 ±450	2610	Для АНС114-09, АНС114-10 и АНС114-11
3. Коэффициент преобразования в амплитудном значении по напряжению, мВс ² /м	5,0 ± 0,75	4,86	60 000 ± 9 000
4. Коэффициент преобразования в амплитудном значении по заряду, пКлс ² /м	15,0 ± 2,25	12,99	
5. Относительный коэффициент поперечного преобразования, %, не более	5	1,9	
6. Неравномерность амплитудно-частотной характеристики, дБ, не более	±1	0,52	
7. Основная погрешность, %, не более	±10	5,6	
8. Собственная частота, кГц, не менее	3,5	3,9	
9. Назначенный ресурс, ч, не менее	1000		

2. Технические данные

4. Комплект поставки
Вибропреобразователь, ПС.
ТО, ГЧ поставляются заказчику в 1 экз. с первой партией вибропреобразователей, далее по требованию заказчика.

5. Свидетельство о приемке и гарантийные обязательства
Вибропреобразователь АНС 114-02 БЫ0.781.114-02 зав. № 81141269 соответствует БЫ0.278.004ТУ и признан годным для эксплуатации. **Контроль ОТК-43**

Предприятие-изготовитель гарантирует работоспособность изделия в течение 12 лет с гарантийной наработкой 1000 час. в условиях эксплуатации и хранения при соблюдении требований эксплуатационной документации.

Гарантийный срок нечислится с „12” сентября 2012 г.

Руководитель предприятия (подпись, фамилия) *[Подпись]* / *[Имя]*

Начальник ОТК (подпись, фамилия) *[Подпись]* / *[Имя]*

5.1. Заключение представителя заказчика
Вибропреобразователь соответствует БЫ0.278.004ТУ и признан годным для эксплуатации.

Представитель заказчика (подпись, фамилия) _____ г.

М.П.

3. Драгоценные материалы, содержащиеся в изделии:
серебро - 0,062 г.

№ 81144131

2. Технические данные

Наименование	Норма по ТУ, чертежу	Действительное значение	Примечание
1. Сопротивление изоляции в нормальных условиях, МОм, не менее	300	Сооб.	
2. Емкость, пФ	3000 ± 450	2860	Для АНС114-09, АНС114-10 и АНС114-11 60 000 ± 9 000
3. Коэффициент преобразования в амплитудном значении по напряжению, мВс ² /м	5,0 ± 0,75	4,48	
4. Коэффициент преобразования в амплитудном значении по заряду, пКлс ² /м	15,0 ± 2,25	12,81	
5. Относительный коэффициент поперечного преобразования, %, не более	5	1,4	
6. Неравномерность амплитудно-частотной характеристики, дБ, не более	±1	0,50	
7. Основная погрешность, %, не более	±10	5,7	
8. Собственная частота, кГц, не менее	3,5	4,1	
9. Назначенный ресурс, ч, не менее	1000		

3. Драгоценные материалы, содержащиеся в изделии:
серебро - 0,062 г.

4. Комплект поставки
Вибропреобразователь, ПС.
ТО, ГЧ поставляются заказчику в 1 экз. с первой партией вибропреобразователей, далее по требованию заказчика.

5. Свидетельство о приемке и гарантийные обязательства
Вибропреобразователь АНС 114-02 БЫ2.781.114-02 зав. № 81144131 соответствует БЫ0.278.004ТУ и признан годным для эксплуатации. Контроль ОТК-43

Предприятие-изготовитель гарантирует работоспособность изделия в течение 12 лет с гарантийной наработкой 1000 час. в условиях эксплуатации и хранения при соблюдении требований эксплуатационной документации.

Гарантийный срок исчисляется с 12 сентября 2012 г.

Руководитель предприятия (подпись, фамилия) М.П. М.П. Машуров

Начальник ОТК (подпись, фамилия) М.П. М.П. Машуров

5.1. Заключение представителя заказчика
Вибропреобразователь соответствует БЫ0.278.004ТУ и признан годным для эксплуатации.

Представитель заказчика (подпись, фамилия) _____ г.

М.П.

Додаток Б.2

Кут сходження β_2 скелетних гілок першого та другого порядків
волоського горіха

Показники		Діаметр гілок в основі D_2 , мм						
		30	40	50	60	70	80	90
Кут сходження β_2 , °	Експериментальні значення	0,20969	0,33458	0,41056	0,49915	0,57634	0,60613	0,63052
	Емпірична залежність $\beta_2 = f(D_2)$	$\beta_2 = -953,546 \cdot 10^{-7} D_2^2 + 186,116 \cdot 10^{-4} D_2 - 268,574 \cdot 10^{-3}$						
	Розрахункові значення	0,20395	0,32332	0,42362	0,50485	0,567	0,61008	0,6341

Додаток Б.3

Діаметр d_2 гілок першої розмірної групи

Показники		Діаметр d_2 , мм				
		діаметр гілок в основі D_2 , мм				
		50	55	60	65	70
Відстань захвату ℓ_2 , м	1,25	31,5	34,6	38,0	41,5	45,3
	1,3	30,8	33,8	37,1	40,6	44,3
	1,35	30,0	33,0	36,2	39,6	43,3
	1,4	29,3	32,2	35,3	38,7	42,3
	1,45	28,6	31,4	34,4	37,8	41,3
	1,5	27,8	30,6	33,6	36,8	40,3
	1,55	27,1	29,8	32,7	35,9	39,3
	1,6	26,3	28,9	31,8	34,9	38,3
	1,65	25,6	28,1	30,9	34,0	37,3
	1,7	24,9	27,3	30,0	33,1	36,4
	1,75	24,1	26,5	29,2	32,1	35,4

Додаток Б.4

Діаметр d_2 гілок другої розмірної групи

Показники		Діаметр d_2 , мм				
		діаметр гілок в основі D_2 , мм				
		70	75	80	85	90
Відстань захвату ℓ_2 , м	1,75	35,4	38,9	42,7	46,9	51,3
	1,8	34,4	37,9	41,7	45,8	50,2
	1,85	33,4	36,8	40,6	44,7	49,0
	1,9	32,4	35,8	39,5	43,6	47,9
	1,95	31,4	34,8	38,5	42,5	46,8
	2	30,4	33,7	37,4	41,4	45,7
	2,05	29,4	32,7	36,3	40,3	44,6
	2,1	28,4	31,7	35,3	39,2	43,5
	2,15	27,4	30,6	34,2	38,1	42,4
	2,2	26,5	29,6	33,1	37,0	41,3
	2,25	25,5	28,6	32,1	36,0	40,2

Додаток Б.5

Результати планованого експерименту з визначення зведеного коефіцієнта жорсткості Y_{c2} (c_2) гілок першої розмірної групи

Точка плану	Матриця планування		Вихідний параметр Y_{c2} , Н/м		
			Повторність		
	X_1	X_2	1	2	3
1	+1	+1	1017	1005	1016
2	+1	-1	3061	3188	3010
3	-1	+1	428	467	439
4	-1	-1	1061	1068	1086
5	+1	0	1905	1936	1924
6	-1	0	599	590	591
7	0	+1	541	552	572
8	0	-1	2188	2190	1883
9	0	0	1086	1297	1198
10	0	0	1107	1296	1028
11	0	0	1095	1245	1095

Примітки.

- X_1 – діаметр гілок в основі D_2 , мм: -1 – 50 мм; 0 – 60 мм; +1 – 70 мм;
 X_2 – відстань захвату (зведення) ℓ_2 : -1 – 1,25 м; 0 – 1,5 м; +1 – 1,75 м.

2. Рівняння регресії у випадках:

а) кодованих значень змінних

$$Y_{c2} = 1095,79 + 682,5 X_1 - 708,33 X_2 + 167,03 X_1^2 + 174,53 X_2^2 - 382,5 X_1 X_2;$$

б) дійсних значень змінних

$$c_2 = -223,07 + 97,31 D_2 - 2030,76 \ell_2 + 1,67 D_2^2 + 2792,48 \ell_2^2 - 153 D_2 \ell_2.$$

3. Значення критерію Кохрена: розраховане $G_p = 0,3984$, яке менше від табличного $G_T(0,05; 11; 2) = 0,7341$.

4. Значення критерію Фішера: розраховане $F_p = 1,505$, яке менше від табличного $F_T(0,05; 8; 22) = 2,4$.

Додаток Б.6

Результати планованого експерименту з визначення зведеного коефіцієнта жорсткості Y_{c_2} (c_2) гілок другої розмірної групи

Точка плану	Матриця планування		Вихідний параметр Y_{c_2} , Н/м		
			Повторність		
	X_1	X_2	1	2	3
1	+1	+1	874	868	880
2	+1	-1	2289	2273	2317
3	-1	+1	442	451	445
4	-1	-1	1058	1073	1070
5	+1	0	1365	1357	1376
6	-1	0	669	661	671
7	0	+1	629	637	645
8	0	-1	1652	1604	1550
9	0	0	886	962	1001
10	0	0	984	994	887
11	0	0	991	1065	981

Примітки.

- X_1 – діаметр гілок в основі D_2 : -1 – 70 мм; 0 – 80 мм; +1 – 90 мм;
 X_2 – відстань захвату (зведення) ℓ_2 : -1 – 1,75 м; 0 – 2 м; +1 – 2,25 м.

2. Рівняння регресії у випадках:

а) кодованих значень змінних

$$Y_{c_2} = 975,79 + 392,17 X_1 - 500,83 X_2 + 44,82 X_1^2 + 147,82 X_2^2 - 199,5 X_1 X_2;$$

б) дійсних значень змінних

$$c_2 = 1405,71 + 127,105 D_2 - 5079,8 \ell_2 + 0,448 D_2^2 + 2365,12 \ell_2^2 - 79,8 D_2 \ell_2.$$

3. Значення критерію Кохрена: розраховане $G_p = 0,2812$, яке менше від табличного $G_T(0,05; 11; 2) = 0,7341$.

4. Значення критерію Фішера: розраховане $F_p = 0,9946$, яке менше від табличного $F_T(0,05; 8; 22) = 2,4$.

Додаток Б.7

Частота вільних коливань ω_2 і коефіцієнт згасання коливань n_2
скелетних гілок

Показники			Діаметр гілок в основі D_2 , мм								
			50	55	60	65	70	75	80	85	90
Частота вільних коливань ω_2 , рад/с	перша $\omega_{2(1)}$	Експериментальні значення	8,16	8,29	8,52	8,71	8,83	9,03	9,18	9,29	9,38
		Емпірична залежність $\omega_{2(1)} = f(D_2)$	$\omega_{2(1)} = 5,4357 + 6,6199 \cdot 10^{-2} D_2 - 2,4623 \cdot 10^{-4} D_2^2$								
		Розрахункові значення	8,13	8,33	8,52	8,70	8,86	9,02	9,16	9,28	9,40
	друга $\omega_{2(2)}$	Експериментальні значення	28,24	29,50	30,65	31,39	33,02	34,11	34,88	35,26	35,60
		Емпірична залежність $\omega_{2(2)} = f(D_2)$	$\omega_{2(2)} = 7,286 + 0,53957 D_2 - 2,475 \cdot 10^{-3} D_2^2$								
		Розрахункові значення	28,08	29,48	30,75	31,90	32,93	33,83	34,61	35,27	35,80
Коефіцієнт згасання коливань n_2 , рад/с	перша частота $\omega_{2(1)}$	Експериментальні значення	1,96	2,02	2,20	2,36	2,51	2,72	2,86	2,96	3,05
		Емпірична залежність $n_{2(1)} = f(D_2)$	$n_{2(1)} = 0,11144 + 3,9621 \cdot 10^{-2} D_2 - 7,2773 \cdot 10^{-5} D_2^2$								
		Розрахункові значення	1,91	2,07	2,23	2,38	2,53	2,67	2,82	2,95	3,09
	друга частота $\omega_{2(1)}$	Експериментальні значення	10,44	11,00	11,81	12,30	13,45	14,40	15,05	15,50	16,03
		Емпірична залежність $n_{2(2)} = f(D_2)$	$n_{2(2)} = 0,64578 + 0,21667 D_2 - 4,8976 \cdot 10^{-4} D_2^2$								
		Розрахункові значення	10,25	11,08	11,88	12,66	13,41	14,14	14,81	15,52	16,18

Додаток Б.8

Зведена маса m_2 скелетних гілок

Показники			Маса m_2 , кг					
			діаметр гілок в основі D_2 , мм					
			50	55	60	65	70	
Частота коливань	перша $\omega_2(1)$	відстань захвату (зведення) l_2 , м	1,25	16,35	21,43	27,25	33,74	40,87
			1,35	12,69	16,85	21,81	27,51	33,90
			1,45	9,87	13,06	17,14	22,02	27,63
			1,5	8,78	11,47	15,09	19,55	24,76
			1,55	7,90	10,08	13,24	17,26	22,08
			1,65	6,57	7,91	10,10	13,24	17,23
	друга $\omega_2(2)$		1,25	1,37	1,71	2,09	2,51	2,96
			1,35	1,06	1,35	1,68	2,05	2,46
			1,45	0,83	1,04	1,32	1,64	2,00
			1,5	0,74	0,92	1,16	1,45	1,79
			1,55	0,66	0,81	1,02	1,28	1,60
			1,65	0,56	0,63	0,78	0,98	1,25
			1,75	0,50	0,52	0,59	0,74	0,95
Показники			діаметр гілок в основі D_2 , мм					
			70	75	80	85	90	
Частота коливань	перша $\omega_2(1)$	відстань захвату (зведення) l_2 , м	1,75	13,71	16,48	19,37	22,41	25,59
			1,85	10,98	13,34	15,86	18,52	21,35
			1,95	8,84	10,79	12,90	15,19	17,64
			2	8,00	9,73	11,64	13,72	15,99
			2,05	7,30	8,81	10,51	12,40	14,47
			2,15	6,37	7,42	8,69	10,16	11,83
	друга $\omega_2(2)$		1,75	0,99	1,17	1,36	1,55	1,76
			1,85	0,80	0,95	1,11	1,28	1,47
			1,95	0,64	0,77	0,90	1,05	1,22
			2	0,58	0,69	0,81	0,95	1,10
			2,05	0,53	0,63	0,74	0,86	1,00
			2,15	0,46	0,53	0,61	0,70	0,82
			2,25	0,44	0,47	0,52	0,59	0,67

Додаток Б.9

Коефіцієнт в'язкого опору n_{62} відхиленню скелетних гілок

Показники			Коефіцієнт n_{62} , Н·с/м					
			діаметр гілок в основі D_2 , мм					
			50	55	60	65	70	
Частота коливань	перша $\omega_2(1)$	відстань захвату (зведення) ℓ_2 , м	1,25	265,85	357,17	464,41	587,00	724,51
			1,35	206,31	280,70	371,70	478,56	600,85
			1,45	160,50	217,64	292,07	382,99	489,78
			1,5	142,76	191,15	257,19	340,02	438,97
			1,55	128,44	168,00	225,57	300,25	391,32
			1,65	106,88	131,76	172,18	230,37	305,46
	друга $\omega_2(2)$		1,25	28,12	37,96	49,74	63,53	79,43
			1,35	21,82	29,83	39,81	51,78	65,88
			1,45	16,98	23,14	31,28	41,45	53,71
			1,5	15,10	20,32	27,54	36,79	48,13
			1,55	13,58	17,86	24,15	32,49	42,89
			1,65	11,44	14,01	18,44	24,92	33,48
			1,75	10,34	11,57	14,12	18,76	25,46
			1,75	10,34	11,57	14,12	18,76	25,46
Показники			діаметр гілок в основі D_2 , мм					
			70	75	80	85	90	
Частота коливань	перша $\omega_2(1)$	відстань захвату (зведення) ℓ_2 , м	1,75	243,10	297,15	354,77	416,04	481,03
			1,85	194,55	240,57	290,35	343,90	401,29
			1,95	156,66	194,48	236,26	281,96	331,62
			2	141,74	175,39	213,09	254,80	300,55
			2,05	129,47	158,91	192,49	230,20	272,01
			2,15	112,95	133,81	159,07	188,64	222,46
	друга $\omega_2(2)$		1,75	26,67	33,09	40,26	48,22	57,08
			1,85	21,33	26,78	32,96	39,84	47,60
			1,95	17,17	21,66	26,81	32,66	39,35
			2	15,53	19,54	24,17	29,53	35,66
			2,05	14,19	17,71	21,85	26,67	32,26
			2,15	12,39	14,91	18,05	21,86	26,40
			2,25	11,75	13,26	15,44	18,23	21,71
			2,25	11,75	13,26	15,44	18,23	21,71

Додаток Б.10

Коефіцієнти та кути тертя між еластичними подушками захвата і
корою гілок

Номер досліджу	Напря́м зміщення	Поперек волокон						
	Діаметр зразка гілок, мм	30	50	60	70	80	90	120
1	Коефіцієнт тертя	0,466	0,484	0,476	0,469	0,483	0,490	0,521
	Кут тертя	24,96	25,80	25,45	25,12	25,77	26,12	27,52
2	Коефіцієнт тертя	0,477	0,490	0,489	0,489	0,483	0,487	0,539
	Кут тертя	25,49	26,1	26,09	26,08	25,79	25,95	28,32
3	Коефіцієнт тертя	0,489	0,477	0,483	0,482	0,487	0,482	0,540
	Кут тертя	26,03	25,47	25,79	25,75	25,96	25,75	28,36
4	Коефіцієнт тертя	0,479	0,475	0,480	0,491	0,480	0,481	0,536
	Кут тертя	25,55	25,41	25,66	26,16	25,66	25,68	28,21
5	Коефіцієнт тертя	0,471	0,470	0,473	0,474	0,476	0,480	0,523
	Кут тертя	25,21	25,18	25,33	25,35	25,45	25,64	27,62
Середнє значення	Коефіцієнт тертя	0,476	0,479	0,480	0,481	0,482	0,484	0,532
	Кут тертя	24,45	25,59	25,67	25,69	25,73	25,83	28,01
	Напря́м зміщення	Вздовж волокон						
1	Коефіцієнт тертя	0,504	0,492	0,507	0,508	0,509	0,510	0,55
	Кут тертя	26,71	26,18	26,86	26,94	26,95	27,00	28,8
2	Коефіцієнт тертя	0,502	0,498	0,502	0,503	0,502	0,514	0,571
	Кут тертя	26,67	26,45	26,65	26,73	26,71	27,17	29,73
3	Коефіцієнт тертя	0,496	0,505	0,502	0,506	0,51	0,512	0,535
	Кут тертя	26,35	26,81	26,64	26,87	27,14	27,19	28,16
4	Коефіцієнт тертя	0,506	0,519	0,495	0,506	0,512	0,520	0,566
	Кут тертя	26,82	27,41	26,34	26,84	27,13	27,46	29,54
5	Коефіцієнт тертя	0,499	0,502	0,516	0,516	0,519	0,520	0,588
	Кут тертя	26,51	26,64	27,26	27,32	27,42	27,42	30,45
Середнє значення	Коефіцієнт тертя	0,501	0,503	0,504	0,507	0,511	0,515	0,562
	Кут тертя	26,61	26,70	26,75	26,94	27,07	27,25	29,34

Додаток Б.11

Результати планового експерименту з визначення максимального прискорення $\ddot{y}_{z\max}$ в місці захвату гілок першої розмірної групи

Точки плану	Матриця планування					Функція відгуку: прискорення гілок в місці захвату $\ddot{y}_{z\max}$, м/с ²		
	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	Повторність		
						1	2	3
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	1	1	1	1	1	416,05	406,38	429,35
2	1	1	1	1	-1	92,49	99,85	97,24
3	1	1	1	-1	1	752,94	736,19	776,67
4	1	1	1	-1	-1	306,87	294,78	316,32
5	1	1	-1	1	1	439,26	437,30	449,15
6	1	1	-1	1	-1	98,98	95,59	102,61
7	1	1	-1	-1	1	763,95	772,52	766,06
8	1	1	-1	-1	-1	311,83	309,76	325,79
9	1	-1	1	1	1	278,23	275,60	291,19
10	1	-1	1	1	-1	64,64	70,59	61,28
11	1	-1	1	-1	1	535,71	556,43	547,53
12	1	-1	1	-1	-1	238,79	228,82	224,63
13	1	-1	-1	1	1	288,57	289,69	304,81
14	1	-1	-1	1	-1	68,38	73,32	63,71
15	1	-1	-1	-1	1	549,09	571,61	552,69
16	1	-1	-1	-1	-1	238,01	247,24	228,63
17	-1	1	1	1	1	332,35	353,03	317,66
18	-1	1	1	1	-1	62,47	55,70	65,14
19	-1	1	1	-1	1	635,49	633,79	658,81
20	-1	1	1	-1	-1	221,90	213,19	228,96
21	-1	1	-1	1	1	334,64	329,21	357,67
22	-1	1	-1	1	-1	63,82	59,80	68,12
23	-1	1	-1	-1	1	651,04	662,21	643,94
24	-1	1	-1	-1	-1	226,71	218,89	237,79
25	-1	-1	1	1	1	163,57	175,01	158,79
26	-1	-1	1	1	-1	29,41	33,45	25,42
27	-1	-1	1	-1	1	348,80	323,33	366,05
28	-1	-1	1	-1	-1	130,29	132,59	122,43
29	-1	-1	-1	1	1	168,79	183,86	170,32

Продовження додатку Б.11

1	2	3	4	5	6	7	8	9
30	-1	-1	-1	1	-1	36,84	39,69	32,25
31	-1	-1	-1	-1	1	364,00	358,85	379,42
32	-1	-1	-1	-1	-1	136,94	135,70	128,53
33	1	0	0	0	0	305,16	319,38	298,55
34	-1	0	0	0	0	183,67	179,55	198,71
35	0	1	0	0	0	301,68	291,64	327,86
36	0	-1	0	0	0	186,29	198,64	172,94
37	0	0	1	0	0	256,62	245,81	272,51
38	0	0	-1	0	0	266,28	252,68	275,33
39	0	0	0	1	0	145,54	156,11	132,65
40	0	0	0	-1	0	417,17	406,84	439,39
41	0	0	0	0	1	457,80	449,00	473,98
42	0	0	0	0	-1	137,39	148,71	131,86

Примітки.

1. X_1 – частота струшування ω_c : -1 – 40 рад/с, 0 – 70 рад/с,
+1 – 100 рад/с;

X_2 – початковий зазор Δ_0 між ковзними чашками ударного механізму:
-1 – 5 мм, 0 – 7,5 мм, +1 – 10 мм;

X_3 – кут α направленості коливань (нахилу штанги до горизонталі):
-1 – 40°, 0 – 60°, +1 – 80°;

X_4 – діаметр гілок в основі D_2 : -1 – 50 мм, 0 – 60 мм, +1 – 70 мм;

X_5 – відстань захвату гілок ℓ_2 : -1 – 1,25 м, 0 – 1,5 м, +1 – 1,75 м.

2. Рівняння регресії у випадках:

а) кодованих значень змінних

$$Y_{\ddot{y}_{2\max}} = 261,0737 + 49,3298 X_1 + 64,7062 X_2 - 4,6145 X_3 - 110,1011 X_4 + 149,5512 X_5 - \\ - 13,5704 X_1^2 - 14,5654 X_2^2 + 0,4662 X_3^2 + 21,8779 X_4^2 + 38,7162 X_5^2 - 7,7004 X_1 X_2 - \\ - 0,5065 X_1 X_3 - 13,7085 X_1 X_4 + 16,2733 X_1 X_5 + 0,056 X_2 X_3 - 18,7894 X_2 X_4 + \\ + 36,1538 X_2 X_5 + 0,5037 X_3 X_4 - 1,959 X_3 X_5 - 28,2502 X_4 X_5;$$

б) дійсних значень змінних

$$\ddot{y}_{2\max} = 957,926 + 4,063 \omega_c + 2628,472 \cdot 10^{-2} \Delta_0 + 11,67 \cdot 10^{-2} \alpha - 11,629 D_2 - 1144,39 \ell_2 - \\ - 15,078 \cdot 10^{-3} \omega_c^2 - 23,305 \cdot 10^{-1} \Delta_0^2 + 11,66 \cdot 10^{-4} \alpha^2 + 21,88 \cdot 10^{-2} D_2^2 + 619,459 \ell_2^2 + \\ - 10,267 \cdot 10^{-2} \omega_c \Delta_0 - 84,42 \cdot 10^{-5} \omega_c \alpha - 4,57 \cdot 10^{-2} \omega_c D_2 + 216,977 \cdot 10^{-2} \omega_c \ell_2 + \\ + 1,12 \cdot 10^{-3} \Delta_0 \alpha - 75,157 \cdot 10^{-2} \Delta_0 D_2 + 578,461 \cdot 10^{-1} \Delta_0 \ell_2 + 25,19 \cdot 10^{-4} \alpha D_2 - \\ - 39,18 \cdot 10^{-2} \alpha \ell_2 - 11,3 D_2 \ell_2.$$

3. Значення критерію Кохрена: розраховане $G_p = 0,0939$, яке менше від табличного $G_T(0,05; 42; 2) = 0,5813$.

4. Значення критерію Фішера : розраховане $F_p = 1,225$, яке менше від табличного $F_T(0,05; 36; 84) = 1,3$.

Додаток Б.12

Результати планового експерименту з визначення максимального прискорення \ddot{y}_{\max} в місці захвату гілок другої розмірної групи

Точки плану	Матриця планування					Функція відгуку: прискорення гілок в місці захвату \ddot{y}_{\max} , м/с ²		
	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	Повторність		
						1	2	3
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	1	1	1	1	1	512,68	504,58	514,35
2	1	1	1	1	-1	154,09	155,13	150,55
3	1	1	1	-1	1	727,24	729,70	721,93
4	1	1	1	-1	-1	375,48	368,84	373,71
5	1	1	-1	1	1	528,87	518,42	520,47
6	1	1	-1	1	-1	156,46	154,11	154,07
7	1	1	-1	-1	1	744,41	759,49	739,68
8	1	1	-1	-1	-1	386,47	384,81	380,19
9	1	-1	1	1	1	320,58	314,56	321,45
10	1	-1	1	1	-1	127,44	132,55	129,24
11	1	-1	1	-1	1	454,71	440,50	457,85
12	1	-1	1	-1	-1	266,50	270,55	259,65
13	1	-1	-1	1	1	325,69	330,19	320,48
14	1	-1	-1	1	-1	124,89	126,96	125,88
15	1	-1	-1	-1	1	464,87	465,39	471,13
16	1	-1	-1	-1	-1	269,52	279,99	264,25
17	-1	1	1	1	1	405,01	406,63	411,81
18	-1	1	1	1	-1	94,17	89,98	93,24
19	-1	1	1	-1	1	594,58	596,59	589,62
20	-1	1	1	-1	-1	265,72	267,77	270,24
21	-1	1	-1	1	1	438,06	425,94	428,16
22	-1	1	-1	1	-1	95,43	96,08	93,32
23	-1	1	-1	-1	1	604,37	592,21	609,49
24	-1	1	-1	-1	-1	277,57	280,79	281,37

Продовження додатку Б.12

1	2	3	4	5	6	7	8	9
25	-1	-1	1	1	1	223,06	220,61	228,39
26	-1	-1	1	1	-1	62,65	63,56	59,27
27	-1	-1	1	-1	1	302,61	306,26	312,74
28	-1	-1	1	-1	-1	156,66	151,63	152,74
29	-1	-1	-1	1	1	229,27	230,31	234,82
30	-1	-1	-1	1	-1	59,01	60,05	57,49
31	-1	-1	-1	-1	1	323,65	334,44	314,42
32	-1	-1	-1	-1	-1	159,44	157,40	163,82
33	1	0	0	0	0	369,28	371,49	374,37
34	-1	0	0	0	0	264,30	262,12	268,83
35	0	1	0	0	0	398,81	400,06	403,65
36	0	-1	0	0	0	253,88	253,94	254,85
37	0	0	1	0	0	331,70	328,01	334,47
38	0	0	-1	0	0	332,17	341,42	336,62
39	0	0	0	1	0	212,18	206,44	205,11
40	0	0	0	-1	0	388,93	401,41	389,81
41	0	0	0	0	1	477,31	483,86	476,62
42	0	0	0	0	-1	221,37	225,72	220,21

Примітки.

1. X_1 – частота струшування ω_c : -1 – 40 рад/с, 0 – 70 рад/с,
+1 – 100 рад/с;

X_2 – початковий зазор Δ_0 між ковзними чашками ударного механізму:
-1 – 5 мм, 0 – 7,5 мм, +1 – 10 мм;

X_3 – кут α направленості коливань (нахилу штанги до горизонту) :
-1 – 40°, 0 – 60°, +1 – 80°;

X_4 – діаметр гілок в основі D_2 : -1 – 70 мм, 0 – 80 мм, +1 – 90 мм;

X_5 – віддаль захвату гілки ℓ_2 : -1 – 1,75 м, 0 – 2 м, +1 – 2,25 м.

2. Рівняння регресії у випадках:

а) кодованих значень змінних

$$\begin{aligned}
 Y_{\ddot{y}_2 \max} = & 328,0466 + 51,2547 X_1 + 76,8096 X_2 - 4,4144 X_3 - 79,896 X_4 + 130,0202 X_5 - \\
 & - 9,6483 X_1^2 - 0,515 X_2^2 + 6,02 X_3^2 - 27,4 X_4^2 + 22,7984 X_5^2 - 0,9678 X_1 X_2 - \\
 & - 0,0893 X_1 X_3 - 11,1809 X_1 X_4 + 8,1693 X_1 X_5 - 1,2391 X_2 X_3 - 21,3368 X_2 X_4 + \\
 & + 41,2276 X_2 X_5 + 1,6299 X_3 X_4 - 2,4811 X_3 X_5 + 1,1045 X_4 X_5;
 \end{aligned}$$

б) дійсних значень змінних

$$\begin{aligned} \ddot{y}_{z\max} = & -253,09 + 410,028 \cdot 10^{-2} \omega_c - 2930,052 \cdot 10^{-2} \Delta_0 - 15,108 \cdot 10^{-1} \alpha + \\ & + 4348,775 \cdot 10^{-2} D_z - 1515,566 \ell_z - 10,72 \cdot 10^{-2} \omega_c^2 - 8,24 \cdot 10^{-2} \Delta_0^2 + \\ & + 15,05 \cdot 10^{-3} \alpha^2 - 0,274 D_z^2 + 364,774 \ell_z^2 - 1,29 \cdot 10^{-2} \omega_c \Delta_0 + 1,49 \cdot 10^{-4} \omega_c \alpha - \\ & - 37,27 \cdot 10^{-3} \omega_c D_z + 108,924 \cdot 10^{-2} \omega_c \ell_z - 24,782 \cdot 10^{-3} \Delta_0 \alpha - 85,348 \cdot 10^{-2} \Delta_0 D_z + \\ & + 659,642 \cdot 10^{-1} \Delta_0 \ell_z + 8,15 \cdot 10^{-3} \alpha D_z - 49,622 \cdot 10^{-2} \alpha \ell_z + 44,18 \cdot 10^{-2} D_z \ell_z. \end{aligned}$$

3. Значення критерію Кохрена: розраховане $G_p = 0,1151$, яке менше від табличного $G_T(0,05; 42; 2) = 0,5813$.

4. Значення критерію Фішера : розраховане $F_p = 0,71$, яке менше від табличного $F_T(0,05; 36; 84) = 1,3$.

Додаток Б.13

Повнота знімання горіхів та прискорення гілок в місці захвату

Повнота знімання Π , %	Прискорення гілок $\ddot{y}_{z\max}$, м/с ²				
	діаметр гілок в основі D_z , мм				
	50	60	70	80	90
0	48,8	56,0	66,6	80,5	97,8
10	49,4	56,8	67,6	81,9	98,8
20	55,8	63,3	74,4	89,2	106,4
30	67,9	75,5	87,0	102,4	120,5
40	85,7	93,4	105,4	121,6	141,2
50	109,2	117,0	129,5	146,6	168,4
60	138,4	146,3	159,4	177,6	202,1
70	173,4	181,3	195,0	214,4	242,4
80	214,1	222,1	236,4	257,2	289,2
90	260,5	268,5	283,6	305,9	342,6
95	285,8	293,8	309,4	332,5	371,7
98	301,7	309,7	325,5	349,1	389,9
100	312,6	320,6	336,6	360,5	402,4

Додаток Б.14

Показники роботи ручного віброударного струшувача

на зніманні плодів з гілок першої розмірної групи

 $(D_2 - 50, 60, 70 \text{ мм}; \ell_2 - 1,25 - 1,75 \text{ м}; \alpha = 60^\circ)$

Діаметр гілок в основі D_2 , мм	Початковий зазор Δ_0 , мм	Частота струшування ω_c , рад/с	Відстань захвату гілок ℓ_2 , м	Прискорення знімання $\ddot{y}_{2\max}$, м/с ²	Повнота знімання Π , %	
1	2	3	4	5	6	
50	5	40	1,75	374,8	100	
			1,63	286,4	95,1	
			1,66	306,8	98,9	
		100	1,25	233,0	84,2	
			1,39	290,2	95,8	
			1,42	305,6	98,7	
	7,5	40	1,75	513,7	100	
			1,45	285,7	94,9	
			1,48	303,8	98,4	
		100	1,25	287,2	95,1	
			1,28	301,8	98,0	
	10	40	1,75	629,5	100	
			1,35	288,5	95,5	
			1,38	307,2	99	
		100		312,3	100	
			70	1,25	286,8	95,1
			84		302,1	98,1
	60	5	40	1,75	247,1	86,0
			55		293,9	95
			61		310,8	98,2
			100	1,25	134,4	56,2
				1,62	296,5	95,5
				1,64	310,1	98,2
7,5		40	1,75	370,3	100	
			1,66	299,4	96,1	
			1,68	314,3	98,8	
		100	1,25	169,8	66,8	
			1,5	296,9	95,5	
			1,52	310,4	98,1	
10		40	1,75	464,2	100	
			1,56	299,0	95,9	
			1,58	314,3	98,8	

Продовження додатку Б.14

1	2	3	4	5	6	
60	10	100	1,25	176,1	68,6	
			1,45	300,5	96,2	
			1,47	315,7	99,1	
70	5	1,75	40	163,18	61,4	
			100	282,4	89,7	
	7,5	40	1,75	40	267,5	86,7
				58	310,0	95,1
				67	327,6	98,3
			100	1,25	93,1	35,3
				1,68	314,1	95,8
				1,7	329,8	98,7
	10	40	1,75	1,75	342,7	100
				1,71	308,7	94,8
				1,73	325,5	98,0
		100	1,25	1,25	123,6	47,7
				1,62	310,9	95,3
				1,64	328,1	98,4
				1,64	328,1	98,4

Додаток Б.15

Показники роботи ручного віброударного струшувача

на зніманих плодів з гілок другої розмірної групи

 $(D_2 - 50, 60, 70 \text{ мм}; \ell_2 - 1,75 - 2,25 \text{ м}; \alpha = 60^\circ)$

Діаметр гілок в основі D_2 , мм	Початковий зазор Δ_0 , мм	Частота струшування ω_c , рад/с	Відстань захвату гілок ℓ_2 , м	Прискорення знімання $\ddot{y}_{2\max}$, м/с ²	Повнота знімання Π , %
1	2	3	4	5	6
70	5	40	2,25	311,2	95,3
		45		326,0	98,1
		100	1,75	282,6	89,7
			1,93	310,6	95,2
			1,98	328,1	98,4
	7,5	40	2,25	452,0	100
			2,01	313,3	95,7
			2,04	328,4	98,5
		100	1,75	319,1	96,8
			92	309,0	95
			100	1,77	326,51

Продовження додатку Б.15

1	2	3	4	5	6	
70	10	40	2,25	591,8	100	
			1,84	312,7	95,6	
			1,87	329,0	98,6	
		100	1,75	374,5	100	
		59		310,0	95,1	
		68		327,2	98,3	
80	5	40	2,25	292,3	87,3	
		57		334,3	95,3	
		64		349,9	98,1	
		100	1,75	219,1	71,1	
			2,1	335,7	95,5	
			2,13	349,9	98,1	
	7,5	40	2,25	411,8	100	
			2,13	336,7	95,7	
			2,15	348,5	97,8	
		100	1,78	254,3	79,3	
			1,93	332,8	95,0	
			1,96	353,4	98,7	
	10	40	2,25	530,3	100	
			1,99	337,9	95,9	
			2,01	350,9	98,3	
		100	1,75	288,4	86,5	
			1,83	333,5	95,1	
			1,86	351,7	98,4	
	90	5	2,25	40	218,6	64,3
				100	317,0	85,3
		7,5	40	2,25	316,8	85,2
68					371,4	95,0
80					391,1	98,1
100			1,75	134,7	37,1	
			2,2	377,2	95,9	
			2,22	391,4	98,2	
10		40	2,25	413,9	100	
			2,2	372,9	95,2	
			2,22	389,1	97,8	
		100	1,75	147,4	42,5	
			2,09	373,1	95,2	
			2,11	389,0	97,8	

Додаток В.1

Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності

Показники	Збирання	
	ручне	з використанням струшувача
1	2	3
Продуктивність за години змінного часу, дерев/год	1,07	8,57
Балансова вартість, грн :		
струшувача	–	60000
допоміжного обладнання	2650	2000
Річне завантаження, год:		
струшувача	–	210
допоміжного обладнання	210	210
Чисельність виробничого персоналу, чол:		
основного	1	1
допоміжного	–	1
Годинні тарифні ставки персоналу, грн/год :		
основного	19	19
допоміжного	–	19
Коефіцієнт, що враховує доплати персоналу:		
основного	1,3	1,2
допоміжного	–	1,2
Коефіцієнт відрахувань на реновацію:		
струшувача	–	0,1
допоміжного обладнання	0,2	0,16
Коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування:		
струшувача	–	0,08
допоміжного обладнання	0,1	0,05
Витрата паливо-мастильних матеріалів, кг/га	–	0,028
Ціна 1 кг палива з врахуванням вартості мастильних матеріалів, що припадає на 1 кг палива	–	32
Коефіцієнти затрат на зберігання від вартості поточного ремонту та технічного обслуговування:		
струшувача	–	0,065
допоміжного обладнання	0,065	0,065

Продовження додатку В.1

1	2	3
Середня біологічна врожайність, кг/дерево	60	60
Повнота знімання горіхів, %	90	95
Ціна горіхів, грн/кг	30	30
Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	0,15	
Коефіцієнт гарантії споживачу економічного ефекту	0,9	

Додаток Г.1



Додаток Г.2

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор

Придністровської дослідної
Станції садівництва ІС.НААН

З.М. Кожокар

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор

Львівського НАУ к.т.н., професор



В.М. Боярчук

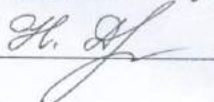
АКТ

**Про використання ручного віброударного струшувала плодів в
„Придністровській дослідній станції садівництва інституту садівництва
національної академії аграрних наук України” Сторожинецького району
Чернівецької області**

Ми, ті що підписали нижче, представники дослідної станції к. с.-г. наук Н.І. Дроник – заступник директора з наукової роботи, та представники Львівського національного аграрного університету: д-р с.-г. наук Р.С. Шевчук, асистент Р.О. Крупич склали даний акт про те, що у 2015 році під час збирання плодів грецьких горіхів в садах Придністровської дослідної станції садівництва інституту садівництва національної академії аграрних наук України були проведені випробування ручного віброударного струшувала плодів.

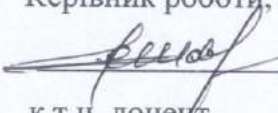
За результатами випробування експериментального зразка ручного віброударного струшувача плодів встановлено, що повнота знімання грецьких горіхів становила 93-95 %, а струшування листя не перевищувало 0,2 %. Пошкодженень кори гілок в місці передачі збурювальних зусиль не виявлено.

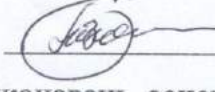
Представник

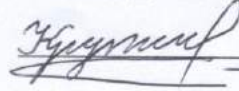
Придністровської ДСС ІС НААН
Заступник директора з наукової
роботи, к.с.-г. наук

Дроник Н.І.

Представники Львівського НАУ

Керівник роботи, д-р с.-г. наук

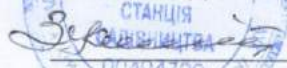

Шевчук Р.С.
к.т.н. доцент



В.В. Том'юк
Виконавець, асистент


Крупич Р.О.


Додаток Г.3


ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор
Придністровської дослідної
станції садівництва ІС НААН

З.М. Кожокар



ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор
Львівського НАУ к.т.н., професор

В.М. Боярчук



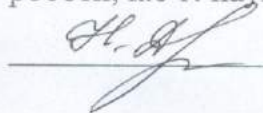
АКТ

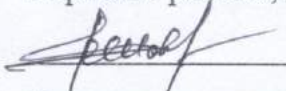
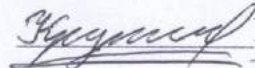
про впровадження результатів завершеної науково-дослідної роботи

Придністровська дослідна станція садівництва інституту садівництва національної академії аграрних наук України прийняла результати наукових досліджень асистента Р.О. Крупича, виконаних під керівництвом д-р с.-г. наук Р.С. Шевчука, що стосується модернізації ручного віброударного струшувача плодів.

Модернізація здійснена з метою підвищення повноти знімання плодів, зменшення пошкоджень кори, а також можливість проводити механізоване знімання плодів в тракторонедоступних місцях та малих фермерських господарствах. Вирішенням такого завдання стала розробка ручного віброударного струшувача плодів, в якому завдяки збурювачу віброударних коливань, що монтується між штоком кривошипно-шатунного механізму і штангою струшувача, забезпечуються відповідні параметри для підвищення повноти знімання плодів та зменшення енергозатрат. Крім цього, внаслідок щільного контакту еластичних подушок захвата з корою гілок досягається зменшення пошкоджень кори.

Застосування ручного віброударного струшувача плодів дозволило підвищити продуктивність механізованого знімання горіхів порівняно з ручним на 20% та зменшити затрати праці на 15% вивільненням трьох працівників.

Представник
Придністровської ДСС ІС НААН
Заступник директора з наукової
роботи, к.с.-г. наук

Дроник Н.І.

Представники Львівського НАУ
Керівник роботи, д-р с.-г. наук

Шевчук Р.С.
Виконавець, асистент

Крупич Р.О.

Додаток Г.4



**ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ
„ВИРОБНИЧЕ ОБ'ЄДНАННЯ
„КОВЕЛЬСІЛЬМАШ”**

45007, Україна, Волинська обл.,
м. Ковель, вул. Варшавська, 1;
телефакс (03352) 5-10-52
тел. для довідок: 6-10-02, 6-10-60
юридичний відділ: 6-10-76

Р/р 26004055504915
В ПАТ КБ „ПРИВАТБАНК”
МФО 303440
Код ЗКПО 31533318

e-mail: post@kovelselmash.com.


От 24.11.2015 № 50/01-2484

ДОВІДКА

Видана викладачу Львівського національного аграрного університету, магістру Крупичу Роману Олеговичу про те, що представлені ним матеріали теоретичних і практичних досліджень з розробки та обґрунтування параметрів ручного віброударного струшувача плодів отримано ТОВ “ВО “Ковельсільмаш”, схвалені й можуть бути використані під час розробки та удосконалення засобів для механізації знімання плодів.

Головний інженер
ТОВ “ВО “Ковельсільмаш”



 М.М. Заїкін

Додаток Д

Список публікацій здобувача за темою дисертації

Статті у наукових фахових виданнях:

1. Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Ручний віброударний струшувач плодів. *Збірник наукових статей. Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2011. Вип. 21. Т. II. С. 238–243 (здобувач запропонував конструктивну схему ручного віброударного струшувача).

2. Крупич Р. О. Розширення технологічних можливостей ручних струшувачів плодів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. Львів, 2014. №18. С. 61–68.

3. Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Модернізований ручний струшувач плодів. *Техніка і технології АПК*. 2015. № 3(66). С. 24–26 (здобувач здійснив аналіз роботи ручного віброударного струшувача волоських горіхів та обґрунтував ефективність його використання).

4. Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Ручной виброударный стряхиватель плодов. *Тракторы и сельхозмашины*. 2016. № 1. С. 21–25 (здобувач обґрунтував мету модернізації італійського вібраційного струшувача SC105 та визначив основні технологічні параметри під час господарських випробувань).

6. Крупич Р. О., Шевчук Р. С., Черевко Г.В. Економічна ефективність ручного віброударного струшувача волоських горіхів. *Аграрна економіка*. Львівський НАУ, 2018. Т.1, № 1–2. С. 63–68 (здобувач запропонував методіку та провів розрахунок економічного ефекту).

7. Крупич Р. О. Дослідження фрикційних властивостей кори скелетних гілок волоського горіха. *Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка*. Кам'янець-Подільський, 2018. Вип. 27. С. 25–29.

Статті у міжнародних виданнях:

8. Шевчук Р. С., Крупич Р. О. Ручной виброударный стряхиватель плодов. *MOTROL: comission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin, 2015. Vol. 17, No. 4. P. 101–107 (здобувач провів аналіз недоліків ручних віб-

раціних струшувачів і запропонував їх модернізацію доповненням ударним механізмом).

9. Shevchuk R., Krupych R. Calculation scheme of the oscillatory system „manual vibro-shock shaker – the fruit spur“. *MOTROL: comission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin, 2017. Vol. 19, No. 4. P. 9– 12 (здобувач провів аналіз п'ятимасової механічної системи „ручний віброударний струшувач – плодова гілка“).

Матеріали і тези конференцій:

10. Крупич Р. О., Шевчук Р. С., Крупич О. М. Методика вибору способу збирання плодів. *Теоретичні основи і практичні аспекти використання ресурсощадних технологій для підвищення ефективності агропромислового виробництва і розвитку сільських територій: матеріали міжнар. наук.-практ. форуму (Дубляни, 18-21 вересня 2012 р.)*. Львів: ПП „Арал“, 2012. С. 483 – 487 (здобувач здійснив аналіз існуючих способів збирання волоських горіхів та обґрунтував ефективність ручного способу з використанням ручних струшувачів).

11. Крупич Р. О., Шевчук Р. С. Технологічні особливості збирання горіхоплідних культур з використанням ручних струшувачів плодів. *Технічний прогрес у сільськогосподарському виробництві: матеріали ХХІІ міжн. наук.-техн. конф. Глеваха: Національний науковий центр „ІМЕСГ“*, 2014. С. 119 – 121 (здобувач запропонував потокову технологію збирання волоських горіхів та обґрунтував доцільність оснащення збиральної ланки ручними струшувачами плодів віброударної дії).

12. Крупич Р. О., Шевчук Р. С., Крупич О. М. Математична модель ручного віброударного струшувача плодів. *Інноваційні технології в АПК: тези VI Всеукраїнської наук.-практ. конф. (травень 2017 р.)*. Луцьк: Луцький нац. техн. універ, 2017. С. 31 – 33 (здобувач запропонував розрахункову схему механічної системи „ручний віброударний струшувач – плодова гілка“).

13. Крупич Р. О., Шевчук Р. С., Крупич О. М. Господарські випробування ручного віброударного струшувача горіхів. *Перспективи і тенденції*

розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь: збірник тез IV Всеукраїнської наук.-практ. конф. (Житомир, 29 бер. 2018 р.). Житомир: Житомирський агротехнічний коледж, 2018. С. 204–206 (здобувач запропонував методіку проведення господарських випробувань ручного віброударного струшувача волоських горіхів та визначив його продуктивність).

Публікації, які додатково відображають наукові результати дисертації:

колективна монографія

14. Шевчук Р. С., Крупич О. М., Крупич Р.О. Засоби механізації для збирання горіхоплідних культур: колективна монографія. *Науково-технічні та енергетичні засади агропромислового виробництва: колективна монографія / за ред.: В. М. Боярчука, С. В. Мягкоти, О. С. Калахана, С. Й. Ковалишина, Д. В. Кузенка, В. Т. Дмитріва. Львів: Львівський нац. аграр. ун-т, 2012. С. 4–15 (здобувач провів аналіз технологічних схем збирання волоських горіхів та запропонував використовувати ручні струшувачі).*

патент

15. Ручний віброударний струшувач плодів: пат. 95453 Україна: МПК А01D 46/26. №u201407346; заявл. 01.07.14; опубл. 25.12.14, Бюл. № 24. 6 с. (здобувач сформував перелік визначальних особливостей і запропонував схему засобу, обґрунтував його технологічну ефективність).

каталог наукових розробок

16. Крупич Р. О., Шевчук Р. С. Ручний віброударний струшувач плодів. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництва: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В.В. Снітинського. Вип. 13. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2013. С. 53 (здобувач запропонував загальну конструктивну схему та конструкцію ударного механізму).*

17. Крупич Р. О., Здобицький А. Я., Крупич О. М. Тарувальний стенд із комплексом вимірювальних приладів. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництва: каталог інноваційних розробок / за заг.*

ред. В.В. Снітинського. Вип. 14. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2014. С. 62 (*здобувач запропонував методика використання механічної машини розтягу для дослідження еластичних властивостей елементів ручного віброударного струшувача*).

18. Крупич Р. О., Шевчук Р. С., Крупич О. М., Левко С. І. Пристрій для визначення зведеного коефіцієнта жорсткості гілок плодкових дерев. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництву: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В.В. Снітинського. Вип. 17. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2017. С. 61 (здобувач запропонував конструкцію пристрою та методика його використання)*.