

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**ВОЛКОВСЬКИЙ ОЛЕКСАНДР МИХАЙЛОВИЧ**

УДК 631.313.022.2

**ДИСЕРТАЦІЯ**


**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ  
ГРУНТООБРОБНОГО ЗНАРЯДДЯ ОБҐРУНТУВАННЯМ КОНСТРУКТИВНО-  
РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ**

Галузь знань 13 – Механічна інженерія

133 – Галузеве машинобудування

Подається на здобуття освітньо-наукового ступеня доктора філософії

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

 Олександр ВОЛКОВСЬКИЙ

Науковий керівник:

Козаченко Олексій Васильович,  
доктор технічних наук, професор

Харків – 2026

## АНОТАЦІЯ

*Волковський О. М.* Підвищення ефективності функціонування ґрунтообробного знаряддя обґрунтуванням конструктивно-режимних параметрів робочих органів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття освітньо-наукового ступеня доктора філософії (PhD) за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування (13 «Механічна інженерія») – Державний біотехнологічний університет, Міністерство освіти та науки України, Харків, 2025.

*Метою роботи* є підвищення ефективності функціонування дискових робочих органів шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стояками та регулятором жорсткості.

*Об'єкт дослідження* – процес поверхневого обробітку ґрунту дисковими робочими органами ґрунтообробних знарядь, зв'язок його з конструктивно-режимними параметрами.

*Предмет досліджень* – закономірності впливу дискових робочих органів на їх взаємодію з ґрунтовим середовищем та енергоємність процесу.

*Методи досліджень.* Теоретичні дослідження взаємодії дискових робочих органів на пружних стояках та регулятором жорсткості із ґрунтовим середовищем, властивості якого визначаються реологічними показниками проводилися із використанням механіко-математичного моделювання, положень теоретичної механіки і методів диференціального та інтегрального числення.

Експериментальні дослідження проводились в лабораторних умовах з використанням як загальноприйнятих, так і спеціально розроблених методик із застосуванням методу багатофакторних експериментів. В основу експериментальних досліджень покладені методи фізичного моделювання, тензометричних вимірювань, методи теорії ймовірності та математичної статистики.

Обробка результатів цих досліджень здійснювалась з використанням програмних пакетів STAR-CCM+, пакетів Mathematica, Panning Experiment і Solidworks.

На основі аналізу результатів відомих досліджень процесів дискування ґрунту, відповідних способів і конструкцій встановлено, що підвищення ефективності роботи досягається завдяки індивідуальному пружному кріпленню робочих органів, яке забезпечує коливний рух дисків, кращу адаптацію до рельєфу поля та стабільну якість обробітку. Запропоновано конструктивно-технологічну схему дискатора з індивідуальним кріпленням робочих органів з регулятором жорсткості, що дозволяють змінювати умови кріплення дисків і забезпечувати якісний поверхневий обробіток ґрунтів різних типів.

Для проведення чисельного моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості в програмному пакеті SOLIDWORKS Simulation складено відповідний фізико-математичний апарат, який оцінює пікову реакцію системи в стаціонарному стані на гармонійні навантаження. За результатами чисельного моделювання в програмному пакеті SOLIDWORKS Simulation отримано візуалізацію зміни розподілу абсолютної деформації і напруженості стояка дискатора з часом та його амплітудно-частотну характеристику коливання.

В результаті обробки одержаних даних отримано залежності зміни значень максимальної абсолютної деформації стояка в місці кріплення диска  $\Delta L_1$  і частини рами знаряддя  $\Delta L_2$  та максимальних напруженостей на вигинах стояка і регулятора жорсткості  $\sigma_{R2}$ ,  $\sigma_{R1}$  від геометричних розмірів стояка  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $L$ ,  $\psi$ ,  $b$ ,  $\delta$  (рис. 1), кутів атаки і укоса диска  $\alpha$ ,  $\gamma$ , кута регулювальної пластини жорсткості  $\theta$  та кута другого згину стояка  $\psi$ . Обґрунтуванні раціональні параметри геометричних розмірів стояка дискатора:  $R_1 = 107$  мм,  $R_2 = 152$  мм,  $L = 421$  мм,  $\psi = 125^\circ$ ,  $b = 109$  мм,  $\delta = 14$  мм та конструктивні параметри його розміщення у просторі:  $\alpha = 9,7^\circ$ ,  $\gamma = 15^\circ$ ,  $\beta = 48,8^\circ$ ,  $\theta = 5,2^\circ$ . Для кожного напрямку спостерігається максимальне значення амплітуди. Так для напрямку  $Ox$  відповідає перший режим із частотою  $\omega_x = 4,25 \pm 0,21$  Гц, для напрямку  $Oy$  відповідає другий режим ( $\omega_y = 61,29 \pm 2,57$  Гц), а для напрямку  $Oz$  відповідає третій режим ( $\omega_z = 6,66 \pm 0,11$  Гц). Змінюючи конструктивні параметри стояка дискатора для всіх напрямків режими і частоти зберігаються в межах статистичної похибки.

Проведено комплексне моделювання динамічної стійкості дискатора з пружним кріпленням та регулятором жорсткості, що включало розроблення просторової математичної моделі, формування системи рівнянь Лагранжа другого роду та подальшу верифікацію результатів засобами чисельного аналізу в SOLIDWORKS Simulation. Модель відтворює реальні умови роботи агрегату, ураховує взаємодію дисків і котка з ґрунтовим середовищем, масо-інерційні характеристики конструкції, а також вплив пружних стояків на характер коливань. Отримані результати показали, що коливання дискатора в експлуатаційних режимах залишаються малими ( $\varphi = 2,34^\circ$ ,  $\psi = 0,85^\circ$ ), що свідчить про достатню жорсткість робочих елементів і забезпечує стабільність проникнення дисків у ґрунт. Такий характер динамічної поведінки зменшує нерівномірність глибини обробітку, мінімізує вібрації рами та знижує енергетичні втрати через тяговий опір.

В результаті експериментальних досліджень отримано динаміки тягового зусилля рами  $P_1$ , тягових зусиль верхньої і крайньої точок стояка дискового робочого органу  $P_2$  і  $P_3$ , а також кутів орієнтації трьохосового акселерометра  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  для кожного досліді згідно плану Бокса-Бенкіна трьох факторів (кут клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибина входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкість руху  $v$ ) на трьох рівнях варіації. В результаті обробки експериментальних даних з використанням програми Wolfram Cloud отримано залежності у вигляді рівнянь регресії другого порядку середнього значення тягового зусилля рами  $P_1$ , його середньоквадратичного відхилення  $\sigma_1$ , частоти коливань робочого органу  $\omega$ , середнього значення зусилля у верхній ( $P_2$ ) і крайньої ( $P_3$ ) точок стояка дискового робочого органу від кута клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибини входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкості руху  $v$ .

У результаті експериментальних досліджень та математичного моделювання встановлено, що коефіцієнт ущільнення ґрунту  $K$  визначається переважно комбінацією глибини входження дискового робочого органу  $h$  та швидкості його руху  $v$ , тоді як кут клиноподібної вставки стояка  $\theta$  має другорядний вплив. Збільшення глибини і швидкості сприяє інтенсивнішому ущільненню через

зростання об'єму переміщуваного ґрунту та посилення процесів його зминання, що відповідає фізичним закономірностям взаємодії робочих органів із ґрунтовим середовищем. Оптимізація рівняння регресії дозволила визначити параметри, за яких мінімізується ущільнення:  $\theta = -6^\circ$ ,  $h = 0,06$  м,  $v = 1$  м/с, при цьому мінімальне значення коефіцієнта ущільнення становить  $K = 0,44$ .

У результаті оптимізації конструктивно-технологічних параметрів встановлено, що раціональні значення глибини входження дискового робочого органу  $h = 0,06$  м та швидкості руху  $v = 1$  м/с забезпечують узгодження енергетичних і агротехнічних показників, тоді як кут клиноподібної вставки стояка  $\theta$  потребує визначення компромісним шляхом. Використання методу ранжування дозволило обґрунтувати оптимальне значення кута  $\theta = 2,32^\circ$ , при якому досягається прийнятний рівень сили тягового опору ( $P_1 = 543$  Н), частоти коливань робочого органу ( $\omega = 51,6$  Гц) та коефіцієнта ущільнення ґрунту ( $K = 0,59$ ). Це свідчить про ефективність застосування багатокритеріальної оптимізації для підвищення якості та енергоощадності роботи дискових ґрунтообробних машин.

Дослідна експериментальна перевірка застосування експериментального дискового знаряддя на пружних стояках з регулятором жорсткості показала його ефективність на обробітку ґрунту, що зумовлює підвищення якості та зменшення енергоємності процесу. Аналіз результатів польових досліджень показав, що експериментальний агрегат забезпечує стабільне занурення дисків у ґрунт та ефективний розподіл навантажень завдяки пружним стоякам. Отримані параметри роботи свідчать про задовільну якість дискування: середня глибина обробітку становила 8,8 см, а ступінь знищення бур'янів – 93,1 %. Разом із тим, фіксувалася певна нерівномірність глибини, що зумовлена складністю агрофону та значною кількістю рослинних решток. Порівняльні випробування із серійною дисковою бороною ДМТ-4 підтвердили переваги експериментального знаряддя. ДЛМ-5,0 забезпечив роботу без забивання дисків та дозволив здійснювати обробіток на вищій швидкості, що свідчить про кращу прохідність та функціональну надійність. За структурою ґрунту після дискування встановлено, що агрегат формує більшу кількість крупніших фракцій та забезпечує менш ущільнений верхній горизонт

ґрунту порівняно з базовим знаряддям. Це свідчить про більш енергоощадне та делікатне впливання робочих органів на ґрунтове середовище.

Проведене економічне оцінювання підтверджує доцільність запровадження проєктного варіанта ґрунтообробного агрегату. Розрахунки, виконані за загально визнаними методиками, показали, що конструктивне удосконалення знаряддя забезпечує не лише зменшення питомих експлуатаційних витрат, але й істотне підвищення економічної віддачі завдяки приросту врожайності. Аналіз показав, що найвагомішими перевагами проєктного рішення є: зменшення витрати пального на 1 гектар на 3,8%; підвищення врожайності на 5,7%; зменшення прямих експлуатаційних витрат на 2,6%; швидка окупність інвестицій. За умов річного обсягу робіт у 420 га сумарний економічний ефект досягає близько 750 тис. грн, або приблизно 1786 грн з гектара. Показник тривалості окупності інвестицій становить лише 0,12 року (близько 1,4 місяця), що свідчить про високу економічну ефективність модернізації та швидке повернення вкладених коштів.

**Ключові слова:** обробіток ґрунту, ґрунтообробний агрегат, дискатор, агротехнічні вимоги, робочий орган, пружний стояк, регулятор жорсткості, геометричні параметри, сила тяги, витрати енергії, продуктивність, твердість, щільність ґрунту, параметр, моделювання, напруженість пружного стояка, кут атаки диска.

## ANNOTATION

*Volkovsky O. M.* Increasing the efficiency of soil tillage implement functioning by substantiating the design and operating parameters of working bodies. – Qualification scientific work in the form of a manuscript.

Dissertation for the educational and scientific degree of Doctor of Philosophy (PhD) in specialty 133 Industrial Mechanical Engineering (13 "Mechanical Engineering") - State Biotechnological University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2025.

*The aim of the work* is to increase the efficiency of the functioning of disk working bodies by substantiating the design and technological parameters of a disk with elastic risers and a stiffness regulator.

*The object of research* is the process of surface tillage of the soil by disk working bodies of tillage implements, its connection with structural and operating parameters.

*The subject of research* is the regularities of the influence of disk working bodies on their interaction with the soil environment and the energy intensity of the process.

*Research methods.* Theoretical studies of the interaction of disk working bodies on elastic risers and a stiffness regulator with the soil environment, the properties of which are determined by rheological indicators, were carried out using mechanical and mathematical modeling, the provisions of theoretical mechanics, and methods of differential and integral calculus.

Experimental studies were conducted in laboratory conditions using both conventional and specially developed methods using the multifactorial experiments method. The experimental studies were based on methods of physical modeling, strain gauge measurements, probability theory methods and mathematical statistics.

The results of these studies were processed using the STAR-CCM+ software packages, Mathematica, Panning Experiment and Solidworks.

Based on the analysis of the results of known studies of soil disking processes, relevant methods and designs, it was established that the increase in work efficiency is achieved due to the individual elastic fastening of the working elements, which provides oscillatory movement of the disks, better adaptation to the field relief and stable quality of

cultivation. A structural and technological scheme of a disk with individual fastening of the working elements with a stiffness regulator is proposed, which allows changing the conditions of disk fastening and ensuring high-quality surface cultivation of soils of different types.

To conduct numerical simulation of the stress-strain state of the elastic riser of the discator with a stiffness regulator in the SOLIDWORKS Simulation software package, an appropriate physical and mathematical apparatus was developed that evaluates the peak response of the system in a steady state to harmonic loads. According to the results of numerical simulation in the SOLIDWORKS Simulation software package, a visualization of the change in the distribution of absolute deformation and stress of the discator riser over time and its amplitude-frequency characteristic of oscillation was obtained.

As a result of processing the obtained data, the dependences of the change in the values of the maximum absolute deformation of the riser at the place of attachment of the disk  $\Delta L1$  and part of the tool frame  $\Delta L2$  and the maximum stresses on the bends of the riser and the stiffness regulator  $\sigma R2$ ,  $\sigma R1$  on the geometric dimensions of the riser  $R1$ ,  $R2$ ,  $L$ ,  $\psi$ ,  $b$ ,  $\delta$ , the angles of attack and slope of the disk  $\alpha$ ,  $\gamma$ , the angle of the stiffness adjustment plate  $\theta$  and the angle of the second bend of the riser  $\psi$  were obtained. The rational parameters of the geometric dimensions of the riser of the discator are justified:  $R1 = 107$  mm,  $R2 = 152$  mm,  $L = 421$  mm,  $\psi = 125^\circ$ ,  $b = 109$  mm,  $\delta = 14$  mm and the design parameters of its placement in space:  $\alpha = 9.7^\circ$ ,  $\gamma = 15^\circ$ ,  $\beta = 48.8^\circ$ ,  $\theta = 5.2^\circ$ . For each direction, the maximum amplitude value is observed. Thus, for the  $Ox$  direction, the first mode with a frequency of  $\omega_x = 4.25 \pm 0.21$  Hz corresponds, for the  $Oy$  direction, the second mode ( $\omega_y = 61.29 \pm 2.57$  Hz) corresponds, and for the  $Oz$  direction, the third mode ( $\omega_z = 6.66 \pm 0.11$  Hz) corresponds. By changing the design parameters of the diskator riser for all directions, the modes and frequencies are maintained within the statistical error.

A comprehensive simulation of the dynamic stability of a disc harrow with an elastic mount and a stiffness regulator was carried out, which included the development of a spatial mathematical model, the formation of a system of Lagrange equations of the second kind and further verification of the results using numerical analysis in SOLIDWORKS Simulation. The model reproduces the real operating conditions of the

unit, takes into account the interaction of the discs and the roller with the soil environment, the mass-inertial characteristics of the structure, as well as the influence of elastic struts on the nature of the vibrations. The results obtained showed that the oscillations of the disc harrow in operating modes remain small ( $\varphi = 2.34^\circ$ ,  $\psi = 0.85^\circ$ ), which indicates sufficient rigidity of the working elements and ensures the stability of the discs' penetration into the soil. This nature of the dynamic behavior reduces the unevenness of the cultivation depth, minimizes frame vibrations and reduces energy losses due to traction resistance.

As a result of experimental studies, the dynamics of the traction force of the frame P1, the traction forces of the upper and extreme points of the riser of the disk working body P2 and P3, as well as the orientation angles of the three-axis accelerometer  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  were obtained for each experiment according to the Box-Benkin plan of three factors (the angle of the wedge-shaped insert of the riser of the disk working body  $\theta$ , the depth of the disk working body entering the soil  $h$  and the speed of movement  $v$ ) at three levels of variation. As a result of processing the experimental data using the Wolfram Cloud program, the dependences in the form of second-order regression equations of the average value of the traction force of the frame P1, its standard deviation  $\sigma_1$ , the frequency of oscillations of the working body  $\omega$ , the average value of the force at the upper (P2) and extreme (P3) points of the riser of the disk working body on the angle of the wedge-shaped insert of the riser of the disk working body  $\theta$ , the depth of the disk working body entering the soil  $h$  and the speed of movement  $v$  were obtained.

As a result of experimental studies and mathematical modeling, it was established that the soil compaction coefficient  $K$  is determined mainly by the combination of the depth of entry of the disk working body  $h$  and the speed of its movement  $v$ , while the angle of the wedge-shaped insert of the riser  $\theta$  has a secondary effect. An increase in depth and speed contributes to more intensive compaction due to an increase in the volume of the moved soil and an increase in the processes of its compaction, which corresponds to the physical laws of the interaction of the working bodies with the soil environment. Optimization of the regression equation allowed us to determine the parameters at which compaction is minimized:  $\theta = -6^\circ$ ,  $h = 0.06$  m,  $v = 1$  m/s, while the minimum value of the compaction coefficient is  $K = 0.44$ .

As a result of optimization of design and technological parameters, it was found that rational values of the depth of entry of the disk working body  $h = 0.06$  m and the speed of movement  $v = 1$  m/s ensure the coordination of energy and agrotechnical indicators, while the angle of the wedge-shaped insert of the riser  $\theta$  requires determination by a compromise. The use of the ranking method made it possible to substantiate the optimal value of the angle  $\theta = 2.32^\circ$ , at which an acceptable level of traction resistance force ( $P_1 = 543$  N), frequency of oscillations of the working body ( $\omega = 51.6$  Hz) and soil compaction coefficient ( $K = 0.59$ ) is achieved. This indicates the effectiveness of the use of multi-criteria optimization to improve the quality and energy efficiency of the operation of disk tillage machines. Experimental verification of the use of an experimental disk tool on elastic risers with a stiffness regulator showed its effectiveness in soil cultivation, which leads to an increase in the quality and reduction in the energy intensity of the process. Analysis of the results of field research showed that the experimental unit provides stable immersion of disks in the soil and effective load distribution due to elastic risers. The obtained work parameters indicate a satisfactory quality of disking: the average depth of cultivation was 8.8 cm, and the degree of weed destruction was 93.1%. At the same time, a certain unevenness of the depth was recorded, which is due to the complexity of the agro-background and a significant amount of plant residues. Comparative tests with the serial disk harrow DMT-4 confirmed the advantages of the experimental tool. DLM-5.0 ensured work without clogging of the disks and allowed to carry out cultivation at a higher speed, which indicates better cross-country ability and functional reliability. According to the soil structure after disking, it was established that the unit forms a larger number of larger fractions and provides a less compacted upper soil horizon compared to the base tool. This indicates a more energy-saving and delicate effect of the working bodies on the soil environment.

The conducted economic assessment confirms the feasibility of implementing the design variant of the soil tillage unit. Calculations performed according to generally accepted methods showed that the constructive improvement of the tool provides not only a reduction in specific operating costs, but also a significant increase in economic returns due to an increase in yield. The analysis showed that the most significant advantages of the

design solution are: a reduction in fuel consumption per 1 hectare by 3.8%; an increase in yield by 5.7%; a reduction in direct operating costs by 2.6%; a quick return on investment. With an annual volume of work of 420 hectares, the total economic effect reaches about 750 thousand UAH, or approximately 1786 UAH per hectare. The investment payback period is only 0.12 years (about 1.4 months), which indicates high economic efficiency of modernization and a quick return on invested funds.

**Keywords:** soil cultivation, soil tillage unit, disc harrow, agrotechnical requirements, working body, elastic riser, stiffness regulator, geometric parameters, traction force, energy consumption, productivity, hardness, soil density, parameter, modeling, elastic riser tension, disc attack angle.

**СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА, У ЯКИХ ВИКЛАДЕНО  
ОСНОВНІ НАУКОВІ РЕЗУЛЬТАТИ ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ**

*Статті у наукових фахових виданнях України зі спеціальністю  
133 «Галузеве машинобудування»:*

1. Козаченко О.В., Сєдих К.В., **Волковський О.М.** Фізико-математична модель взаємодії диска з ґрунтом. *Інженерія природокористування*. 2020. № 2(16). С. 69–77. DOI: [https://doi.org/10.37700/enm.2020.2\(16\).69-77](https://doi.org/10.37700/enm.2020.2(16).69-77) (Здобувачу належить розробка фізико-математичної моделі взаємодії диска з ґрунтом).

2. Козаченко О., Сєдих К., **Волковський О.** Теоретичний аналіз силової взаємодії дискового робочого органу з ґрунтовим середовищем. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. 2023. № 13(1). С. 1–13. DOI: <https://doi.org/10.31388/sbtsatu.v13i1.357> (Здобувачу належить проведення теоретичного аналізу).

3. Козаченко О.В., **Волковський О.М.** Моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2024 № 1 (112). С. 11–22. DOI: <https://doi.org/10.37128/2306-8744-2024-1-2>. (Здобувачу належить проведення моделювання і аналіз отриманих даних).

4. Козаченко О.В., **Волковський О.М.**, Дьяконов С.О. Методика чисельного моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка з регулятором жорсткості. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2024. Вип. 54. С. 142–152. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2024.54.142-152> (Здобувачу належить розробка методики моделювання).

5. Козаченко О.В., **Волковський О.М.** Результати експериментальних досліджень пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2025. № 26. С. 163–176. DOI: <https://doi.org/10.64165/journal-ts.2025.26.163-176> (Здобувачу належить проведення експериментальних досліджень і обробка даних).

**Патенти України:**

6. Дискатор: пат. 153663 Україна: А01В23/00. Винах.: Козаченко О.В., Бакум М.В., **Волковський О.М.**, Крекот М.М. Заявник: Державний біотехнологічний університет. № и 2023 00183; заявл. 19.01.2023; опубл. 09.08.2023, Бюл. № 32. 5 с. *(Здобувачу належить ідея щодо використання пружних регулювальних пластин).*

7. Дискатор: пат. 157636 Україна: А01В23/00. Винах.: Козаченко О.В., Бакум М.В., **Волковський О.М.**, Крекот М.М., Дьяконов С.О. Заявник: Державний біотехнологічний університет. № и 2024 02568; заявл. 14.05.2024; опубл. 06.11.2024, Бюл. № 45. 5 с. *(Здобувачу належить ідея встановлення змінних клиноподібних прокладок з напрямом клину вздовж поперечного бруса рами).*

**Тези і матеріали конференцій:**

8. **Волковський О.М.**, Іванов Д.В. Дослідження взаємодії робочого органу дискатора з ґрунтом. *Матеріали XVII Міжнародного форуму молоді «Молодь і сільськогосподарська техніка у XXI сторіччі» (25–26 березня 2021 р.). Харків: ХНТУСГ, 2021. С. 5. (Здобувачу належить проведення досліджень взаємодії робочого органу дискатора з ґрунтом).*

9. Козаченко О.В., Сєдих К.В., Шкрегаль О.М., **Волковський О.М.** Результати експериментальних досліджень процесу поверхневого обробітку ґрунту удосконаленим дискатором. *Збірник тез за матеріалами 27-ої міжнародної науково-практичної конференції «Технології XXI сторіччя» (24–26 листопада 2021 р.). Ч.1. Суми: СНАУ, 2021. С. 89–91. (Здобувачу належить проведення експериментальних досліджень).*

10. Козаченко О.В., **Волковський О.М.** Результати експериментальних випробувань удосконаленого дискатора. *Матеріали МНПК «Сучасна інженерія агропромислових і харчових виробництв» (24–25 листопада 2022 року). Харків: ДБТУ, 2022. С. 184–186. (Здобувачу належить проведення експериментальних досліджень).*

11. Козаченко О.В., Сєдих К.В., **Волковський О.М.** Моделювання взаємодій дискового робочого органу з ґрунтовим середовищем. *Збірник тез доповідей XXIV*

*Міжнародної наукової конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (17–19 жовтня 2023 року). Київ: НУБіП. 2023. С. 29–31. (Здобувачу належить проведення моделювання і аналіз результатів).*

12. Козаченко О. В., **Волковський О. М.** Аналіз силової взаємодії диска з ґрунтом. *Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Молодь і технічний прогрес в АПВ» (23–24 листопада 2023 р.). Харків: ДБУ. 2023. С. 153–154. (Здобувачу належить проведення експериментальних досліджень).*

13. Козаченко О.В., **Волковський О.М.** Методика чисельного моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка з регулятором жорсткості. *Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Молодь і технічний прогрес в АПВ» (26–27 листопада 2024 р.). Харків: ДБТУ. 2023. С. 166–169. (Здобувачу належить розробка методики чисельного моделювання).*

14. Козаченко О.В., **Волковський О.М.** Моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості. *Збірка матеріалів XX-й Міжнародного форуму молоді «Молодь і індустрія 4.0 в XXI столітті» (4 квітня 2024 р.). Харків: ДБТУ. 2024. С. 47. (Здобувачу належить проведення моделювання).*

15. Козаченко О.В., **Волковський О.М.** Моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка з регулятором жорсткості. *Збірник тез доповідей XXV Міжнародної наукової конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (17–19 жовтня 2024 р.). Київ: НУБіП. 2024. С. 96–98. (Здобувачу належить проведення чисельного моделювання).*

16. Козаченко О.В., **Волковський О.М.** Методика лабораторних випробувань пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості. *Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Технічний прогрес в АПК» 21-22 травня 2025 р. – Харків: ДБТУ. 2025. С. 151-153. (Здобувачу належить розробка методики проведення лабораторних випробувань).*

17. Козаченко О.В., **Волковський О.М.** Результати експериментальних досліджень дискового робочого органу на пружному стояку та регулятором жорсткості. *Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Молодь і*

технічний прогрес в АПК» 26-27 листопада 2025 р. – Харків: ДБТУ. 2025. С. 174-178. *(Здобувачу належить проведення та аналіз даних експериментальних дослідів).*

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	18
1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ І ВИБІР НАПРЯМІВ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	23
1.1 Аналіз застосування дискових знарядь у сучасних системах обробітку грунту .....	23
1.2 Аналіз ґрунтообробних знарядь для поверхневого обробітку ґрунту з дисковими робочими органами .....	25
1.2.1 Аналіз конструкцій дисків .....	30
1.2.2 Аналіз конструкцій стояків .....	33
1.2.3 Попередні дослідження процесу поверхневого обробітку ґрунту дисковими робочими органами .....	39
1.3 Обґрунтування конструктивно-технологічних схем дискових знарядь з кріпленням робочих органів на пружному стояку .....	55
1.4 Висновки з розділу .....	59
1.5 Мета і задачі досліджень .....	59
2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ ДИСКАТОРА З ПРУЖНИМ СТОЯКОМ ТА РЕГУЛЯТОРОМ ЖОРСТКОСТІ .....	61
2.1 Постановка задачі теоретичних досліджень .....	61
2.2 Методика чисельного моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості .....	63
2.3 Результати чисельного моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості .....	73
2.4 Моделювання динамічної стійкості дискатора із пружним кріпленням та регулятором жорсткості .....	83
2.5 Висновки з розділу .....	97
3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ НА ПРУЖНОМУ СТОЯКУ З РЕГУЛЯТОРОМ ЖОРСТКОСТІ .....	99
3.1 Програма експериментальних досліджень .....	99

3.2	Опис обладнання для випробування робочих органів ґрунтообробних машин .....	99
3.3	Вимірювальна система .....	104
3.4	Методика проведення експериментальних досліджень пружного стояка з регулятором жорсткості .....	110
3.5	Методика статистичної обробки експериментальних даних .....	113
4	РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ НА ПРУЖНОМУ СТОЯКУ З РЕГУЛЯТОРОМ ЖОРСТКОСТІ .....	116
4.1	Результати експериментальних досліджень зусиль .....	116
4.2	Результати експериментальних досліджень коефіцієнта ущільнення ґрунту ...	129
4.3	Оптимізація конструктивно-технологічних параметрів .....	132
4.4	Висновки з розділу .....	133
5	РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	135
5.1	Впровадження результатів досліджень .....	135
5.2	Економічне оцінювання техніки на етапі випробування .....	141
5.3	Висновки з розділу .....	145
	ВИСНОВКИ .....	147
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	151
	ДОДАТКИ .....	167

## ВСТУП

**Актуальність.** Важливою задачею агропромислового виробництва залишається забезпечення сприятливих умов для нормального розвитку сільськогосподарських рослин, що пов'язане з якісним обробітком ґрунту.

Сучасні технології передбачають широке застосування дискових знарядь для забезпечення обертання, кришення оброблюваного шару ґрунту, подрібнення і зароблення рослинних залишків і бур'янів. При цьому на ці процеси суттєво впливають як механічні властивості ґрунту, так і параметри та режими роботи робочих органів ґрунтообробних машин.

Тому визначення раціональних параметрів і режимів руху дискових робочих органів з адаптацією до умов роботи та спрямованням на енергозбереження є актуальною темою досліджень.

**Зв'язок роботи з науковими програмами.** Дослідження, що складають основу дисертації, проведено в Державному біотехнологічному університеті (ДБТУ) згідно з планом науково-дослідної роботи: «Техніко-технологічне забезпечення енергозберігаючого екологічно безпечного виробництва сільськогосподарської продукції» (№ ДР 0123U100663, 2022–2026 рр.).

**Метою досліджень** є підвищення ефективності функціонування дискових робочих органів шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стояками та регулятором жорсткості.

Для досягнення поставленої мети було висунуто **наукову гіпотезу**, згідно з якою підвищення якості та зменшення енергоємності обробітку ґрунту може бути досягнуто за рахунок регулювання і оптимізації жорсткості пружного стояка дискового знаряддя з адаптацією до умов роботи.

### **Задачі дослідження:**

– провести оцінку і аналіз існуючих підходів до розв'язання проблеми підвищення якості та зменшення енергоємності поверхневого обробітку ґрунту;

– провести моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості і обґрунтувати діапазони її раціональних конструктивних параметрів;

– провести математичне моделювання стабільності механічної системи дискатора з пружним стояком та регулятором жорсткості;

– обґрунтувати оптимальні конструктивно-режимні параметри пружного стояка дискового ґрунтообробного знаряддя з регулятором жорсткості;

– визначити економічну ефективність результатів досліджень.

**Об'єкт дослідження:** процес поверхневого обробітку ґрунту дисковими робочими органами ґрунтообробних знарядь, зв'язок його з конструктивно-режимними параметрами.

**Предмет дослідження:** закономірності впливу дискових робочих органів на їх взаємодію з ґрунтовим середовищем та енергоємність процесу.

**Методи дослідження.** Аналіз взаємодії дискових робочих органів, закріплених на пружних стояках із регулятором жорсткості, з ґрунтом, механічні властивості якого описуються реологічними параметрами, здійснювався на основі механіко-математичного моделювання з використанням принципів теоретичної механіки та методів диференціального й інтегрального аналізу.

Лабораторні випробування проводились із застосуванням як загальноприйнятих методичних підходів, так і спеціально розроблених схем, зокрема із використанням багатофакторного експериментального планування. В основі експериментів лежали методи фізичного моделювання, тензометричних досліджень, а також інструментарій математичної статистики та теорії ймовірностей.

Обробку отриманих результатів виконували за допомогою програмного забезпечення SOLIDWORKS Simulation, Wolfram Cloud та системи планування експериментів Planning Experiment.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає в наступному.

*Вперше:*

– встановлено закономірності зміни напружено-деформованого стану

пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості під дією гармонійних навантажень та визначено його амплітудно-частотні характеристики за результатами чисельного моделювання в середовищі SOLIDWORKS Simulation;

– розроблено просторову математичну модель динамічної стійкості дискатора з індивідуальним пружним кріпленням дискових робочих органів і регулятором жорсткості, взаємодії дисків і котка з ґрунтовим середовищем та масо-інерційних характеристик конструкції, що дозволило оцінити амплітуди та частоти коливань робочих органів в експлуатаційних режимах;

– експериментально отримано регресійні залежності другого порядку, що описують вплив конструктивно-технологічних параметрів (кут клиноподібної вставки, глибина обробітку, швидкість руху) на тягові зусилля, частоту коливань робочого органу та коефіцієнт ущільнення ґрунту.

*Набуло подальшого розвитку:*

– методи чисельного аналізу напружено-деформованого стану та динамічних характеристик ґрунтообробних машин шляхом урахування просторової геометрії пружних стояків і регульованої жорсткості їх кріплення;

– уявлення про динамічну поведінку дискових ґрунтообробних знарядь, що дозволило уточнити умови забезпечення стабільної глибини обробітку та зниження енергетичних витрат;

– методи обґрунтування раціональних конструктивно-технологічних параметрів дискових ґрунтообробних машин на основі поєднання чисельного моделювання, експериментальних досліджень і регресійного аналізу.

**Практичне значення одержаних результатів.** На основі виконаних теоретичних та експериментальних досліджень вирішена науково-технічна задача підвищення якості поверхневого обробітку ґрунту дискатором з пружними стояками та регулятором жорсткості. Одержані результати досліджень передані ПФ «Хартехпром-97», що займається розробкою ґрунтообробної техніки, яка випускається під брендом «Слобода» для використання при проектуванні і виготовленні машин з пружним кріпленням робочих органів та впроваджено в

навчальний процес при викладанні дисциплін по кафедрі агроінженерії Державного біотехнологічного університету.

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати дисертаційної роботи здобувачем отримані самостійно. Постановка задач дослідження, розробка методології та підходів до їх вирішення здійснювались спільно з науковим керівником роботи. У наукових працях, виконаних у співавторстві, особистий вклад здобувача такий: [1] – розроблена фізико-математична модель взаємодії диска з ґрунтом, [2] – виконано аналіз силової взаємодії дискового робочого органу з ґрунтовим середовищем, [3] – виконано моделювання і аналіз напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості, [4] – розроблена методика чисельного моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка з регулятором жорсткості, [5] – розроблена методика та проведено експерименти силової взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з регулятором жорсткості з ґрунтом.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідались і обговорювались на міжнародних науково-практичних конференціях (МНПК): XVII Міжнародний форум молоді «Молодь і сільськогосподарська техніка у XXI сторіччі» (ДБТУ, Харків, 25–26 березня 2021 р.); МНПК «Технології XXI сторіччя» (СНАУ, Суми, 24–26 листопада 2021 р.); МНПК «Сучасна інженерія агропромислових і харчових виробництв» (ДБТУ, Харків, 24–25 листопада 2022 року); МНПК «Сучасні проблеми землеробської механіки» (НУБіП, Київ, 17–19 жовтня 2023 року); МНПК «Молодь і технічний прогрес в АПВ» (ДБТУ, Харків, 23–24 листопада 2023 р.); МНПК «Молодь і технічний прогрес в АПВ» (ДБТУ, Харків, 26–27 листопада 2024 р.); XX-й Міжнародний форум молоді «Молодь і індустрія 4.0 в XXI столітті» (ДБТУ, Харків, 4 квітня 2024 р.); МНПК «Сучасні проблеми землеробської механіки» (НУБіП, Київ, 17–19 жовтня 2024 р.). МНПК «Молодь і технічний прогрес в АПК» (ДБТУ, Харків, 26-27 листопада 2025 р.).

**Публікації.** За результатами досліджень опубліковано 17 наукових праць, з них 5 статей у фахових виданнях, 2 патенти на корисну модель, 10 публікації матеріалів і тез конференцій.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертація складається з вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 212 сторінки, у тому числі 7 додатків. Обсяг основного тексту дисертації становить 157 сторінок (8,21 друкарських аркушів), 58 рисунків, 19 таблиць. Список використаних джерел нараховує 147 найменувань.

# 1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ І ВИБІР НАПРЯМІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

## 1.1 Аналіз застосування дискових знарядь у сучасних системах обробітку ґрунту

Однією з актуальних проблем вирощування сільськогосподарських культур на сучасному етапі слід вважати швидку деградацію ґрунтів, що пов'язано із широким застосуванням інтенсивних традиційних технологій. Такий підхід зумовлює зниження родючості ґрунтів внаслідок поступового зниження вмісту гумусу, зміна запасів якого має суттєвий вплив на ґрунтові режими і, як наслідок, врожайність культурних рослин. Особливо актуально це в наш час, коли широко застосовуються високі дози добрив, ґрунтообробні агрегати з різноманітними робочими органами та прийняті для конкретних умов прийоми обробітку ґрунту [1, 2, 3].

Важливим фактором впливу на збереження і поступове відновлення запасів гумусу є обробка ґрунту при забезпеченні необхідних параметрів якості кришення, що визначається обраною технологією та використанням технічних засобів для забезпечення якісного виконання технологічного процесу. Ефективними, з точки зору утворення і поступового відновлення гумусу, збільшення його маси, є обробіток ґрунту робочими органами знарядь на невелику глибину та збереження на поверхні рослинних залишків, що сприяє також зменшенню ущільнення ґрунту [4, 5, 6].

Сучасні системи обробітку ґрунту, що використовуються та впроваджуються в рослинництві, передбачають застосування великої кількості технологічних операцій, які мають відмінності, з одного боку, вимогами щодо впливу на об'єкт обробітку, а з іншого – обґрунтуванням раціонального складу технічного забезпечення процесу. Це передбачає застосування певної класифікації технологічних операцій у відповідності до базових елементів основного обробітку ґрунту: традиційна з обертанням пласта, глибоке розпушування, поверхневе розпушування, пряма сівба сільськогосподарських культур [7, 8, 9, 10, 11, 12, 13].

Сучасні технології виробництва сільськогосподарських культур передбачають широке застосування різноманітних за призначенням та конструктивними особливостями ґрунтообробних знарядь з дисковими робочими органами. Зокрема, на сьогодні в Україні при використанні традиційної та мінімальної систем обробки ґрунту широко використовують ґрунтообробні агрегати на основі дискових робочих органів, їх навантаження становить до 70% поверхневої обробки (луцення стерні після комбайнового збирання зернових, загортання рослинних решток тощо) [14, 15].

Найбільшого поширення ґрунтообробні знаряддя отримали у традиційній та мінімальній системах обробки ґрунту внаслідок їх універсальності та здатності забезпечення структурного складу агрегатів по глибині ходу робочих органів знарядь. При цьому традиційна технологія з обертанням пласта є найбільш енергозатратною, зазвичай, вона використовується для переміщення шарів ґрунту, зароблення на дно борозни рослинних решток та органічних добрив. Тому пошук та впровадження альтернативних технологій обробки ґрунту є нагальною потребою при забезпеченні дотримання встановлених вимог до якості обробки ґрунту. Тому заміна традиційного обробки ґрунту на мінімальний є раціональним підходом. Перехід на мілкий обробіток з глибиною 10-16 см за допомогою ґрунтообробних знарядь з дисковими робочими органами дозволяє забезпечити виконання агротехнічних вимог до якості обробки ґрунту та зниження значень показників енергоємності виконання технологічного процесу [16, 17, 18, 19, 20, 21, 22].

Характерною особливістю мінімальної системи обробки ґрунту при вирощуванні сільськогосподарських культур є широке застосування ґрунтообробних знарядь з дисковими робочими органами, що забезпечує якісний обробіток поверхневого шару ґрунту на глибину 12–18 см та сприяє стабілізації та накопиченню гумуса, подрібнення рослинних решток для накопичення органічної компоненти структури ґрунту тощо, зменшення витрат енергії на виконання роботи. Крім того, ґрунтообробні агрегати з дисковими робочими органами забезпечують їх роботу на підвищених швидкостях [23, 24, 25, 26, 27].

За певних умов, зокрема, при необхідності заробляння в ґрунт основної дози органічних або мінеральних добрив є доцільним застосування важких борін батарейного

типу з вирізними сферичними дисками, які виконують обробіток ґрунту на глибину 18-20 см. Такий підхід до виконання технологічного процесу обробітку ґрунту передбачає часткову заміну основного обробітку ґрунту, що передбачає заміну застосування плугів з полицевими корпусами [28].

Використання знарядь з дисковими робочими органами у сучасних системах обробітку ґрунту передбачає дотримання певних вимог щодо термінів та якості виконання технологічного процесу. Наприклад, після комбайнового збирання врожаю зернових культур протягом наступних 2–3 днів є рекомендованим проведення операції луцення стерні. Це зумовлює розпушення верхнього шару ґрунту для збереження вологи, провокування проростання бур'янів та наступного їх зароблення проведенням повторного луцення або оранки [29, 30, 31].

Застосування дискових знарядь у сучасних системах обробітку ґрунту передбачає виконання низки агротехнічних вимог до виконання технологічного процесу луцення стерні, боронування, ступеня підрізання рослин бур'янів, гребністість поверхні після проходу агрегату, висота гребенів на дні борозни тощо. Крім того. Важливою умовою якості виконання технологічного процесу є ступінь загортання рослинних решток та якість розпушування обробленого шару ґрунту, зокрема ступінь загортання рослинних решток повинно складати не менше 65%, а якість розпушування – кількість грудок діаметром до 50 мм повинно становити не менше 75 % та 90–95 % повинно підрізатись рослин бур'янів [32]. Також до ґрунтообробних агрегатів на основі дискових робочих органів пред'являються вимоги щодо дотримання заданої глибини з відхиленням  $\pm 2$  см для легких та важких дискових знарядь та забезпечення робочої швидкості руху в межах 15–20 км/год, що може бути зумовлено конкретними умовами експлуатації техніки [33].

## **1.2 Аналіз ґрунтообробних знарядь для поверхневого обробітку ґрунту з дисковими робочими органами**

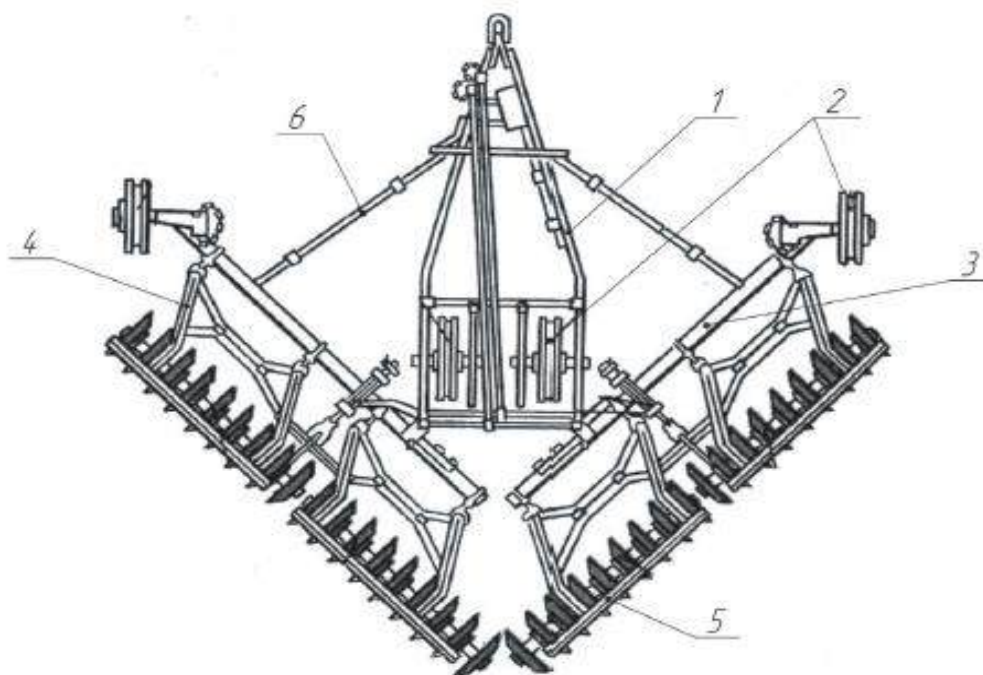
Серед ґрунтообробних знарядь для поверхневого обробітку ґрунту значну частку займають знаряддя різного конструктивного виконання, в тому числі й на основі дискових робочих органів: луцильники, борони, турбодискові культиватори,

дискатори. Застосування кожного типу ґрунтообробних знарядь у сучасних технологіях виробництва сільськогосподарської продукції зумовлюється встановленими вимогами до виконання технологічної операції дискування у відповідності до встановлених агротехнічних вимог вирощування різних сільськогосподарських культур [34, 35, 36].

Значну групу серед дискових ґрунтообробних знарядь складають луцильники, які за конструктивним виконання робочих органів можна поділити на лемішні та дискові, які забезпечують виконання луцення на глибину 8–15 см, залежно від конкретних умов використання та обраної системи обробітку ґрунту. Дискові луцильники забезпечують розпушування, часткове обертання і перемішування ґрунту, а також підрізання бур'янів. Зазвичай, операцію луцення, як зазначено вище, проводять після збирання врожаю сільськогосподарських культур суцільного способу сівби (пшениця, жито, овес тощо) [37, 38].

Найбільшого розповсюдження у сучасних технологіях обробітку ґрунту отримали луцильники типу ЛДГ з шириною захвату від 5 м до 20 м та батарейною компоновкою сферичних дисків та симетричною схемою розташування робочих секцій (рис. 1.1). Батарейі із 8–10 дисків навішуються на проміжні рамки 4, які шарнірно приєднані до брусів 3 основної рами луцильника. На таких конструкціях луцильників застосовуються сферичні гладкі диски з діаметром 450 мм, а відстань між суміжними дисками, зазвичай, становить 170 мм шляхом використання розпорних втулок. Механізмом 6 регулювання (рис. 1.1, а) можна встановлювати кут атаки дисків в межах 10–35°, що визначає задану глибину обробітку ґрунту. Зміною кута атаки між площиною обертання дисків та лінією напрямку руху агрегату встановлюється глибина обробітку. При цьому із збільшенням кута атаки дисків зростає ступінь кришення ґрунту, що визначається заданими умовами роботи.

Основними недоліками такого конструктивного виконання луцильників є утворення на поверхні оброблюваного поля звальних гребнів та розвальної борозни; незадовільне копіювання поверхні поля і, як наслідок, нерівномірна глибина обробітку, що зумовлено довжиною дискової батарейі знаряддя.



а



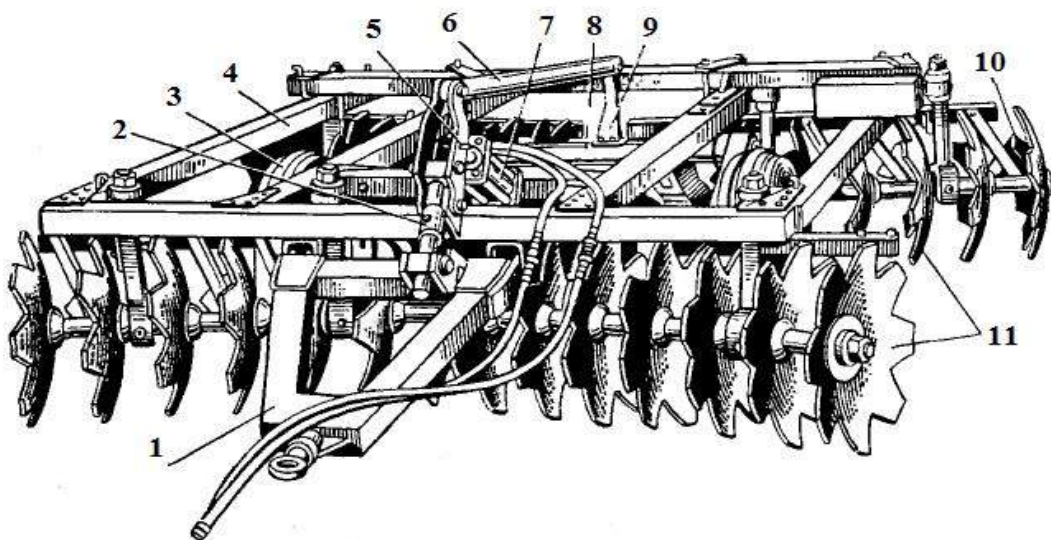
б

1 – візок; 2 – опорні колеса; 3 – брус основної рами; 4 – проміжна рамка; 5 – дискова батарея; 6 – механізм регулювання кута атаки

Рисунок 1.1 – Загальний вид луцильника ЛДГ-5 (а), ЛДГ-10 (б)

Дискові борони використовують для поверхневого обробітку ґрунту з вирівнюванням поверхні оброблюваного поля та знищення бур'янів. У технологічному процесі, зазвичай, вони застосовуються як одно операційні знаряддя але можуть бути використані як складова в комбінованих ґрунтообробних агрегатах.

Також розповсюдженими в сучасних системах обробітку ґрунту є борони з дисковими робочими органами. Виходячи з конструктивного виконання та особливостей застосування при поверхневому обробітку ґрунту їх поділяються на польові, садові і важкі борони. На рис. 1.2 представлена важка борона БДТ-3. Основним робочим елементом такої конструкції знаряддя є встановлені на загальному квадратному або круглому валу сферичні вирізні диски між якими встановлені розпірні втулки. Така конструкція являє собою дискову батарею 11 (рис. 1.2), яка кріпиться до рами 4 в певному положенні, що забезпечує певний кут атаки – кут між площиною обертання сферичний дисків та лінією напрямку руху ґрунтообробного агрегату. Кут атаки фактично визначає глибину обробітку, із збільшення значення кута атаки збільшується глибина обробітку, зростає ступінь кришення ґрунту. При роботі дискової боронирегулюють тиск дисків га ґрунт зміною жорсткості натискних пружин або використовуючи баластування машини.



1 – причеп; 2 – регулювальний механізм; 3 – колесо; 4 – рама знаряддя; 5 – важіль; 6 – балка; 7 – гідроциліндр; 8 – вісь; 9 – кулак; 10 – пластина; 11 – дискові батареї

Рисунок 1.2 – Важка дискова борона БДТ-3

Основними недоліками такого конструктивного виконання є неякісне копіювання поверхні поля, що зумовлено довжиною валу дисковою батареї, жорстке

кріплення дисків на валу при змінному значенні утворюваного опору на окремий диск при роботі машин сприяє збільшенню тягового опору. Крім того така конструкція досить жорстка і, як наслідок, працює в жорсткому, що має суттєвий вплив на надійність даного ґрунтообробного знаряддя [39, 40].

Аналіз конструктивного виконання розглянутих вище дискових луцильників і борін визначають характер їх взаємодії з ґрунтом з точки зору технологічної універсальності. Встановлення сферичного диска з кутом атаки до напрямку руху машини зумовлює підрізання, підйом по внутрішній поверхні диска, обертання ґрунта з перемішуванням. Як результат, забезпечується необхідна структура поверхневого шару ґрунту у відповідності до агротехнічних вимог [41].

Виконаний аналіз конструкцій серійних дискових ґрунтообробних знарядь батарейного типу, які застосовують у традиційних технологіях, дозволяє означити основні їх недоліки при виконанні процесу: установка сферичних дисків на одному жорсткому валу зумовлює їх обертання з однаковою кутовою швидкістю  $\omega$ , що сприяє пригальмовуванню одних дисків і активізацію обертання інших, що збільшує тяговий опір і погіршує якість функціонування; встановлення дисків на одній осі не дозволяє змінювати їх кут  $\beta$  нахилу у вертикальній площині; єдина вісь дискової батареї знаряддя зумовлює низьке розташування розпірних втулок, що сприяє їх забиванню ґрунтом і рослинними рештками; утворюється малий кліренс, що визначається різницею радіусів диска і втулки, а це, в свою чергу, є причиною забивання ґрунтом і рослинними рештками між дискового простору такого типу ґрунтообробних знарядь з дисковими робочими органами [42].

Подальший конструктивний розвиток дискових знарядь задля усунення вище наведених недоліків позначений створенням конструкції індивідуального кріплення робочих органів. На сьогодні провідні виробники ґрунтообробних машин цієї групи використовують два види індивідуальних стояків кріплення сферичних дисків до рами: жорсткі (підпружинені) та пружні стояки різного конструктивного виконання, які забезпечують низку переваг у порівнянні з батарейною конструкцією дискових борін та луцильників в напрямку якості та енергоємності роботи [43, 44, 45, 46, 47, 48].

Розробка та впровадження пружних стояків кріплення робочих органів значно розширило ефективність застосування дискових знарядь, зокрема, забезпечило можливість обробітку ґрунту підвищеної вологості завдяки коливному руху дисків. При роботі ґрунтообробних машин на пружному стояку вони виконують роль запобіжних пристроїв при наїзді на різні перепони, створюються умови для збільшення робочої швидкості агрегату, що дозволяє підвищити їх продуктивність. Це зумовлює виконання поверхневого обробітку ґрунту у встановлені агротехнічні строки [49, 50, 51, 52, 53].

Важливим конструктивним рішенням дискових знарядь з використанням незалежного диска на індивідуальному стояку забезпечило можливість його просторового положення при роботі. При цьому залишилась можливість встановлення необхідного до конкретних умов роботи кута атаки  $\alpha$  та вертикального кута нахилу сферичного диску  $\beta$ , який, зазвичай, має постійне значення і адаптований до заданих ґрунтових умов. Це забезпечило широке впровадження цих машин у сучасні прогресивні технології поверхневого обробітку ґрунту.

Висока адаптація дискових знарядь з індивідуальним кріпленням дисків до оброблюваної поверхні поля зумовила їх застосування у складі посівних комплексів, що реалізується багатьма провідними виробниками техніки.

Отже, сучасні технології обробітку ґрунту при вирощуванні сільськогосподарських культур передбачають широке застосування ґрунтообробних знарядь на основі дискових робочих органів. Найбільш ефективними з точки зору якості та енергоємності виконання технологічного процесу виявляються знаряддя з індивідуальним кріпленням дисків.

### **1.2.1 Аналіз конструкцій дисків**

Сучасні конструкції дискових знарядь, виходячи з функціонального призначення, обладнують сферичним дисками різного конструктивного виконання. Основними параметрами, за якими вибирають диски для якісного виконання функцій призначення, є форма та геометричні розміри дисків. Залежно від

грунтових умов важливим є якраз урахування цих характеристик робочих органів з точки зору ефективності виконання технологічного процесу та витрат енергії. Важливою характеристикою сферичних дисків, що визначає їх віднесення до категорії легких або важких знарядь, є питоме навантаження на один диск. Ці конструктивні показники доцільно враховувати при їх застосуванні, що визначається конкретними умовами та особливостями роботи знарядь [54, 55, 56].

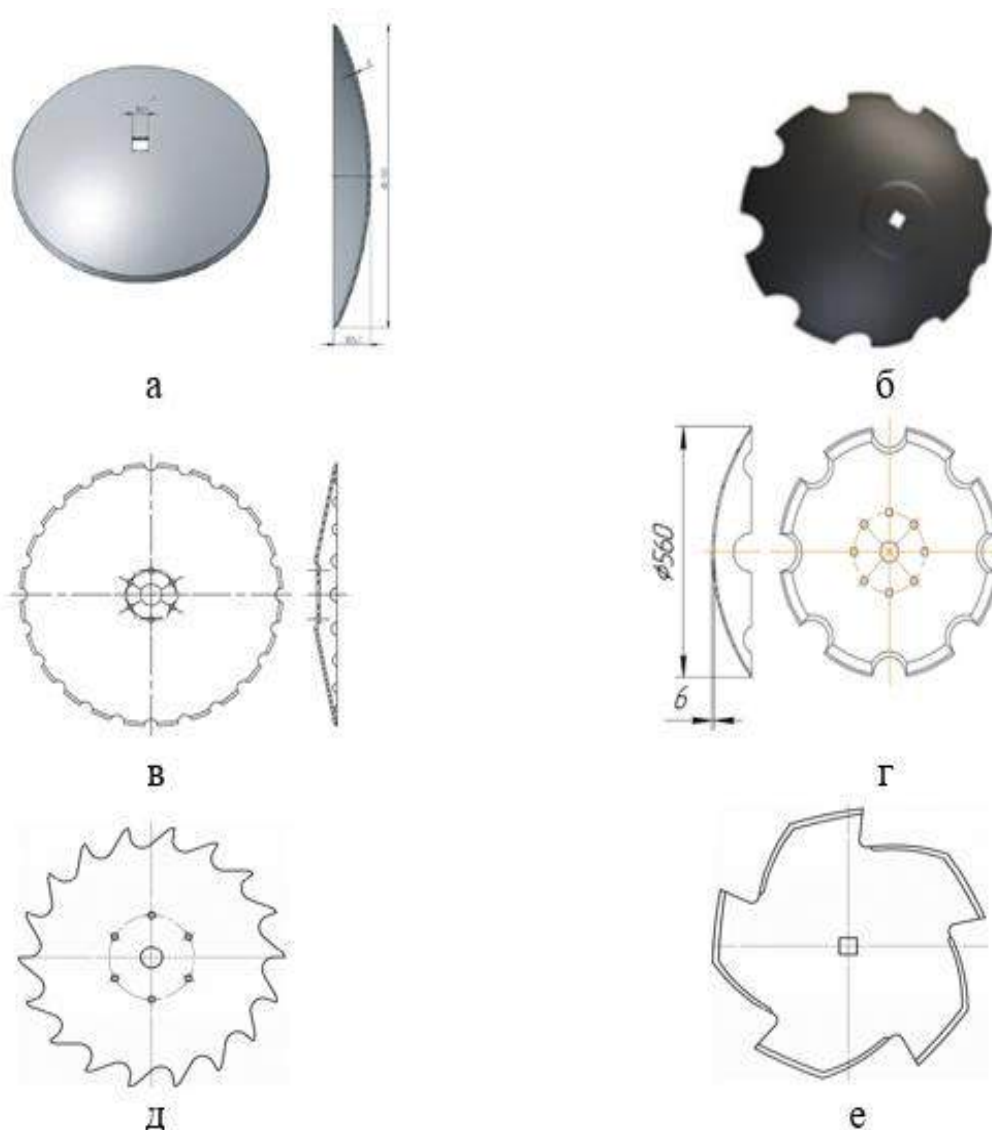
Найбільшого поширення серед провідних вітчизняних та зарубіжних виробників ґрунтообробної техніки на сьогодні отримали дискові робочі органи, основні з яких представлені на рисунку 1.3.

Доцільність застосування суцільних сферичних дисків (рис. 1.3, а) визначається заданою глибиною обробітку та наявністю на поверхні поля рослинних залишків. Така конструкція сферичних дисків більше застосування знайшла на луцильника та легких дискових боронах. Вони краще виконують операцію подрібнення решток, а диски більшого діаметра застосовують на сухих ґрунтах, можуть використовуватися в комбінованих агрегатах, зокрема з лапових культиваторами [57].

Ефективність роботи сферичних дисків зумовлена захопленням, підрізанням шару ґрунту, підйманням його внутрішньою поверхнею та кришення внаслідок деформації. Цьому сприяє збільшення кривизни сферичного диска, коли якість кришення збільшується. При зменшенні радіусу кривизни сферичного диска спостерігається погіршення його заглиблення в ґрунт. Такий недолік усувають змінюючи форму диска, наприклад, використовують диски більш складної форми та з різною формою вирізів, але такий підхід до зміни конструкції диска передбачає, в першу чергу, їх здатність до якісного підрізання шару ґрунту на задану глибину, перемішування та розрізання рослинних решток [58].

Широкого розповсюдження в дискових знаряддях, внаслідок їх ефективності, сферичні диски з виконаними по периферії вирізами різної, але обґрунтованої до ґрунтових умов формами (рис. 1.3, б), конічні диски (рис. 1.3, в), які легко заглиблюються у ґрунт або використовуються сферичні диски із асиметричними

вирізами (рис. 1.3, д, е), які в певних умовах сприяють підвищенню ефекту подрібнення післяжнивних решток, кришіння ґрунту і їхнього перемішування [59].



а – суцільний сферичний диск; б – диск з вирізами трапецоїдної форми («Ромашка»);  
в – диск конічної форми; г – сферичний диск з вирізами напівкруглої форми; д, е –  
диски з асиметричними вирізами

Рисунок 1.3 – Форми дисків ґрунтообробних знарядь

Сучасні дискові знаряддя можуть обладнуватися дисками з діаметром 570–620 мм для роботи на необроблених полях та навантаженням на один сферичний диск в межах від 80 до 130 кг. Такі дискові знаряддя є найбільш поширеними у

сучасних системах обробітку ґрунту. Диски більшого діаметру 610–810 мм використовують на надважких дискових ґрунтообробних знаряддях та дискових плугах.

Підсумовуючи результати виконаного аналізу конструктивного виконання дискових робочих органів ґрунтообробних знарядь, можна зазначити, що загальним недоліком усіх сферичних дисків є утворення потиличного тиску на лезі при зовнішньому заточуванні і опуклу зовнішню сферу, особливо при меншому куту атаки. Це є однією з причин порушення курсової стійкості дискового ґрунтообробного знаряддя при виконанні технологічного процесу [60, 61].

### **1.2.2 Аналіз конструкцій стояків**

З метою раціонального підходу для визначення напрямів досліджень щодо підвищення ефективності функціонування ґрунтообробних знарядь з дисковими робочими органами виконано аналіз конструктивного виконання стояків кріплення дисків до рами.

Сучасні дискові знаряддя вітчизняних і зарубіжних виробників ґрунтообробної техніки використовують різні конструктивні рішення для кріплення робочих органів до рами машини. Як було зазначено вище, перевага надається індивідуальному кріпленню, яке забезпечує низку переваг у порівнянні з батарейним варіантом. При цьому дискові знаряддя обладнують стояками двох типів: жорсткі і пружні стояки [62].

Дискові знаряддя з жорстким кріпленням робочих органів до рами (рис. 1.4) досить широко використовують вітчизняні і зарубіжні виробники. Знаряддя з таким кріпленням робочих органів за рівномірністю глибини їхнього ходу в ґрунті не дуже відрізняються від борін батарейного типу.

Жорсткі стояки доцільно застосовувати на легких дискових. Їх основним недоліком жорстких стояків є підвищене навантаження на маточину диска, що суттєво впливає на надійність конструкції. На важких та надважких дискових ґрунтообробних знаряддях жорсткі конструкції стояків не використовують.

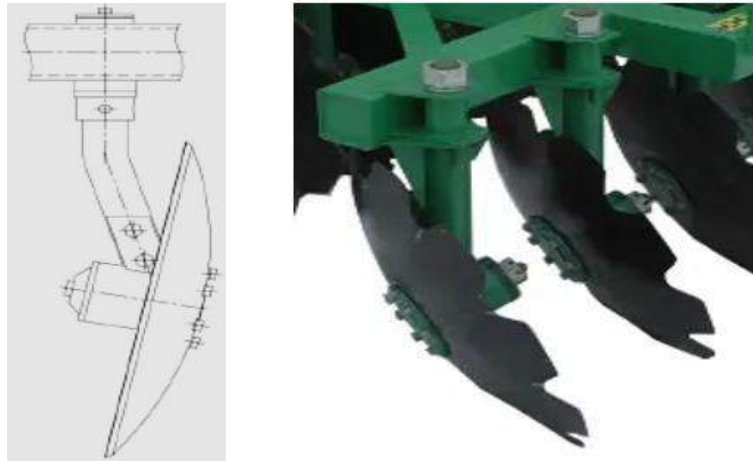


Рисунок 1.4 – Дисковий робочий орган на жорсткому стояку

Деякі виробники, зокрема, фірма Lemken (Німеччина) застосовують диски, що встановлюються на попередньо натягнутих пружинних підвісках, які забезпечують постійний оптимальний тиск на диски (рис. 1.5) [63]. Така конструкція краще виконує копіювання поверхні поля, забезпечуючи більш рівномірний по глибині обробіток ґрунту, виконує функцію запобіжника при зустрічі робочого органу з випадковими перешкодами у вигляді каменів та корневих залишків. Крім того, така конструкція кріплення підвищує і технологічну надійність самого знаряддя за рахунок відносного коливання сусідніх робочих органів у поздовжньо вертикальній площині.

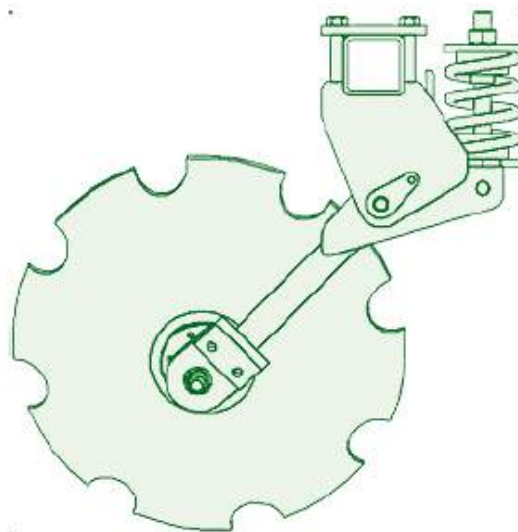
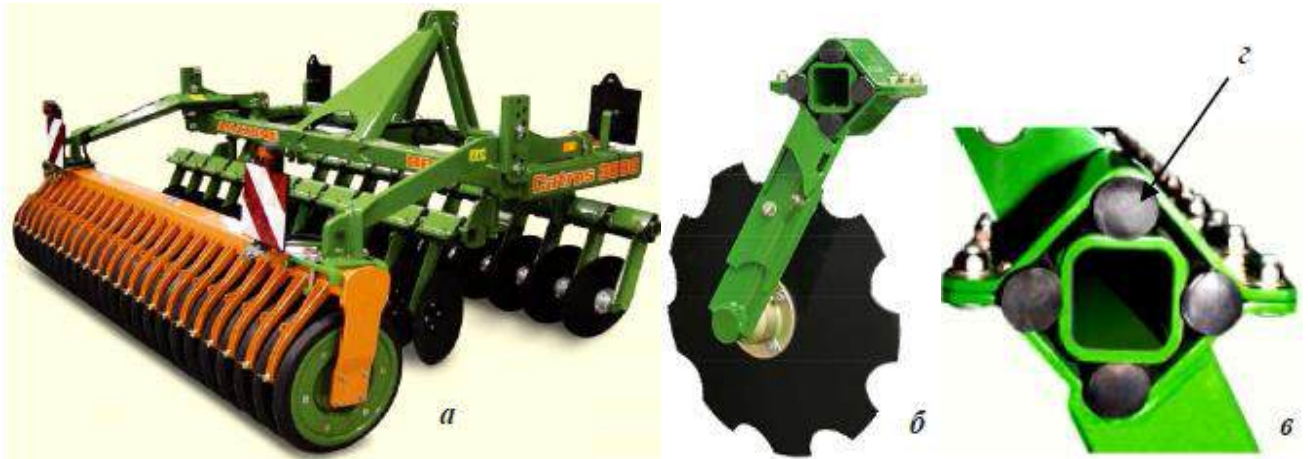


Рисунок 1.5 – Підпружинений індивідуальний стояк робочих органів дискового знаряддя

Як проміжний варіант використовуються стояки кріплення дисків з гумовими втулками, що зумовлює коливний рух робочого органу та використовується як запобіжник при перевантаженні (рис. 1.6) [64]. При налаштуванні такого знаряддя на необхідну глибину гумові амортизатори отримують попередній натяг, який використовується для копіювання рельєфу оброблюваного поля. Це сприяє підвищенню якості функціонування ґрунтообробного знаряддя.

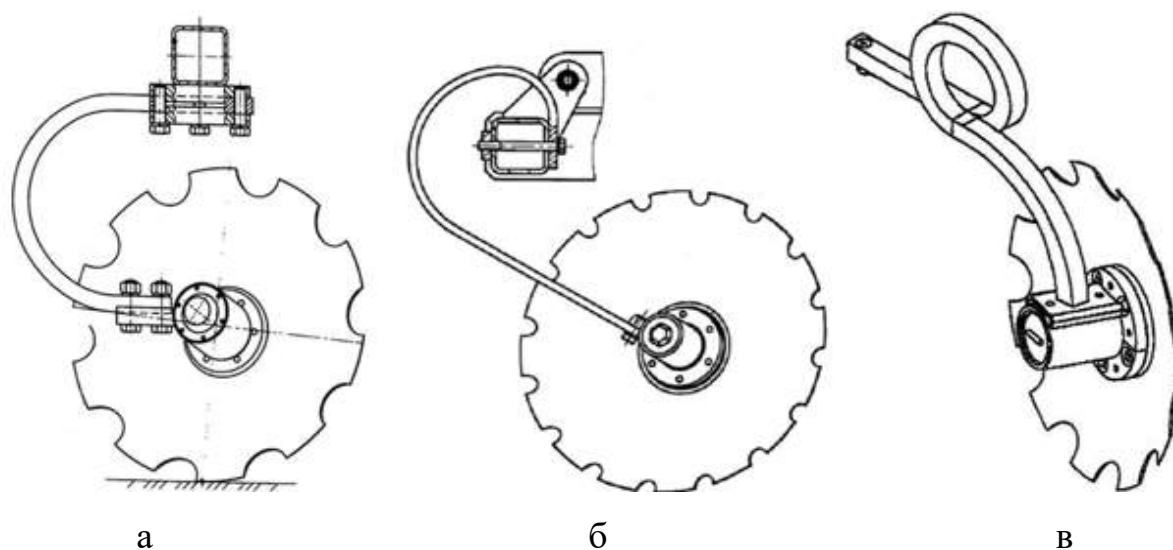


а – борони; б – індивідуальний стояк; в – механізм кріплення до рами;  
г – амортизатори гумові

Рисунок 1.6 – Борона з індивідуальним стояком бренду «Амазоне»

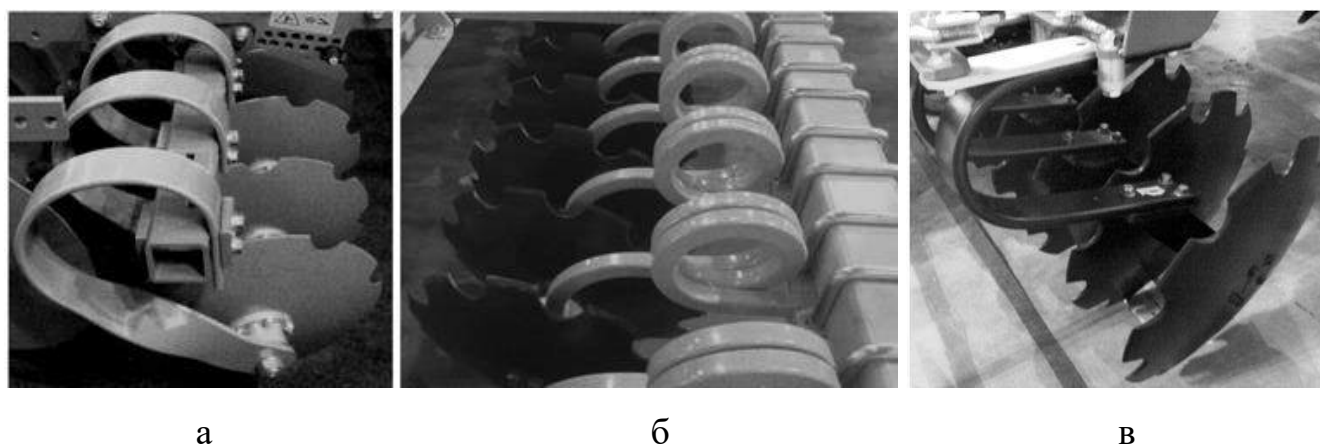
Найбільшого розповсюдження на дискаторах отримали пружні стояки (рис. 1.7), які компенсують ударне навантаження і поліпшують режим роботи підшипникового вузла. При виконанні технологічного процесу пружний стояк ґрунтообробного знаряддя перегинається у центральній частині, що зумовлює просторове колювання робочого органу та забезпечує зменшення налипання ґрунту при роботі.

Використання пружних стояків в конструкції дискових ґрунтообробних знарядь спрямоване на отримання максимально позитивного ефекту від вібрації робочого органу, який полягає у зменшенні тягового опору за рахунок адаптованого до оброблюваного середовища режиму різання шару ґрунту.



а – С-подібний; б – спіральний; в – гвинтоподібний

Рисунок 1.7 – Конструкції пружних стояків



а – Lemken [63]; б – Agrisem [65]; в – Great Plains [66]

Рисунок 1.8 – Зразки конструкцій пружних стояків різних брендів

Сучасна типова конструкція пружного стояка являє собою суцільну, полосу з пружної сталі, яка сформована у вигляді гнучого профілю, окремі ділянки якого сприймають відповідно повздовжню, поперечну і вертикальну складові тягового опору. Перетин профілю лишається незмінним і жорсткість ділянок визначається радіусом її кривизни і довжиною.

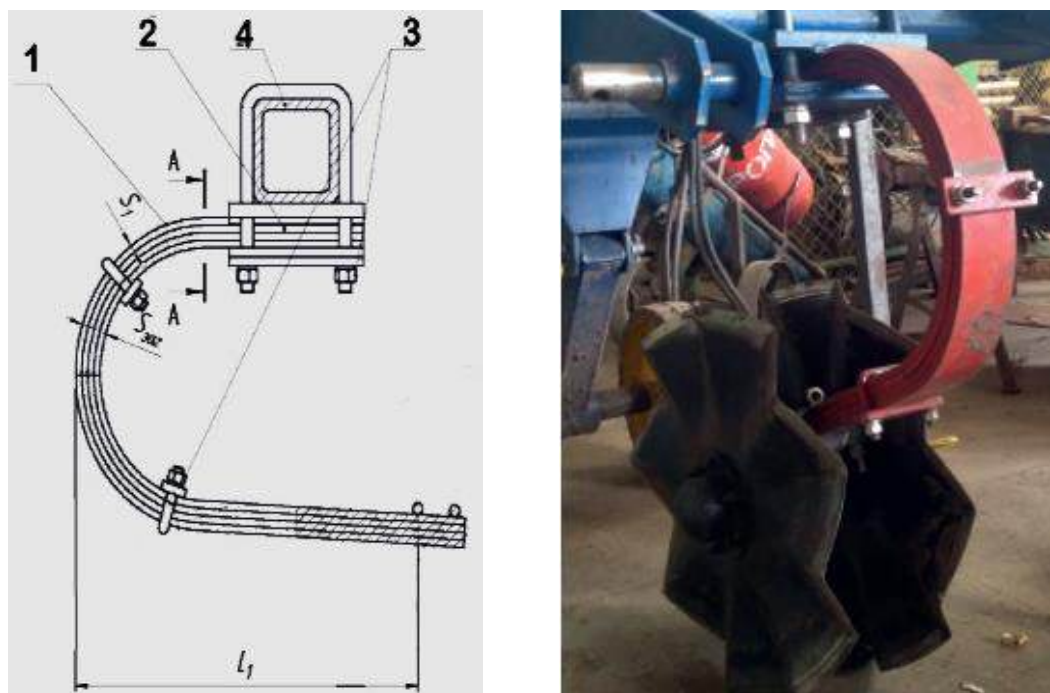
О.І. Гапоненко [67] пропонує класифікацію стояків дискових робочих органів ґрунтообробних знарядь, що представлена на рис.1.9.



Рисунок 1.9 – Класифікація стояків дискових робочих органів [67]

В роботі [68] з метою адаптації для різних умов та ґрунтово-кліматичних зон використання ґрунтообробного дискового знаряддя вертикального обробітку ґрунту запропоновано стійку з регульованою жорсткістю, що включає пружну криволінійну стійку 1; штабу стійки 2; 3 – швидкознімні кріплення штаби 3 до рами

знаряддя 4 (рис. 1.10). Така стійка дискового робочого органу забезпечує регульовану жорсткість, раціональні віброударні властивості та необхідний її прогин зміною кількості штаб. Проведені попередні випробування розробленої конструкції показали доцільність реалізації різних підходів до регулювання жорсткості стояків.



1 – пружна криволінійна стійка; 2 – штаба стійки; 3 – швидкознімні кріплення штаб;  
4 – рама;  $L$  – робоча довжина стійки

Рисунок 1.9 – Схема (а) та загальний вигляд (б) стійки дискового знаряддя з регульованою жорсткістю [68]

Виконаний аналіз конструкцій стояків ґрунтообробних знарядь вказує на доцільність застосування пружних варіантів їх виконання для реалізації ударно-коливного руху дискових робочих органів в ґрунтовому середовищі. При цьому, різноманітність ґрунтово-кліматичних зон в Україні та умов роботи дискових ґрунтообробних знарядь зумовлює пошук та реалізацію технічних рішень пружних стояків з можливістю регулювання їх жорсткістю. Це сприятиме покращенню технологічних та енергетичних характеристик процесу обробітку ґрунту та

підвищенню універсальності ґрунтообробних знарядь на основі дискових робочих органів у сучасних технологіях виробництва сільськогосподарських культур.

### **1.2.3 Попередні дослідження процесу поверхневого обробітку ґрунту дисковими робочими органами**

З метою підвищення ефективності обробітку ґрунту дисковими робочими органами вітчизняними і закордонними науковцями проведена велика кількість досліджень. При цьому проведення досліджень по обґрунтуванню раціональних параметрів ґрунтообробних знарядь на основі дискових робочих органів з метою забезпечення вимог щодо якісних та енергетичних показників передбачає, з одного боку, вивчення процесу взаємодії сферичного диска з ґрунтовим середовищем, а з іншого – обґрунтування параметрів пружних стояків робочих органів.

Загальні теоретичні і практичні основи функціонування дискових робочих органів викладено в наукових працях І. А. Шевченка [42, 69, 123], В. П. Ковбаси [70, 71, 72] та ін. Значний внесок в механізацію обробітку ґрунту в різний час внесли такі відомі вчені, як, П. М. Василенко [73], П. М. Заїка [61], Я. С. Гуков [5, 23, 122], В.В. Погорілий [8, 15, 17, 22, 25, 26, 30], В.В. Адамчук [5, 74], В.М. Булгаков [74, 75, 76], В. І. Кравчук [16, 22, 25, 27], В. М. Сало [9, 10, 11, 37, 52], В. Ф. Пащенко [50, 110], О. В. Козаченко [77, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 84, 85, 86], Е. Б. Алієв [87, 88, 89, 90, 91, 92, 93, 115, 116, 120], Мельник В.І. [25, 94, 95, 96, 97], Зубко В.М. [98, 99] О.І. Алфьоров [100, 101, 102], Г.В. Теслюк [53, 90, 91, 92, 93, 112], С.М. Лещенко [9, 10, 11, 118] та ін.

Відомі наукові праці за темою дисертаційного дослідження вказують на те, що сферичні диски за умов їхнього руху в ґрунті при виконанні технологічного процесу мають характер руху як чистого кочення, так і кочення з ковзанням і кочення з буксуванням. При цьому, на характер кочення сферичних дисків в ґрунтовому середовищі визначальний вплив має кут атаки [103]. Зокрема, автором визначено, що при малих значеннях кута атаки внаслідок недостатнього тиску на їхню бокову поверхню диски перекочуються в ґрунті з ковзанням.

В розвиток цього, в роботі авторів О.П. Гуцола і В.П. Ковбаси [41] виявлено, що збільшення кута атаки тиск на робочу поверхню диска збільшується і, як результат, спочатку відбувається зменшення ковзання дисків, а потім від кочення з ковзанням диски переходять до кочення з буксуванням. Нахилення дисків у вертикальній площині зумовлює збільшення ковзання при зменшенні величини нормального тиску на диск ґрунту.

Авторами [41] встановлено негативний вплив збільшення кута атаки сферичних дисків з точки зору забивання рослинними залишками. На думку авторів, граничне значення кута атаки  $\alpha$  сферичних дисків луцильників не повинно бути більшим  $35^\circ$  для забезпечення стабільної роботи ґрунтообробного знаряддя. Крім того, авторами дослідження встановлено вплив на якість та енергоємність процесу дискування ґрунту конструктивних параметрів. Найбільший вплив мають: діаметр диска  $D$ , радіус кривизни  $R$ , кут атаки  $\alpha$  та кут  $\beta$  нахилу у вертикальній площині. Раціональне обґрунтування цих параметрів з урахуванням заданих характеристик ґрунту зумовлюють якісне виконання технологічного процесу з дотриманням встановлених агротехнічних вимог. Авторами також доведено, що зменшення тягового опору дискових робочих органів до 20 % без погіршення показників якості виконання процесу можна досягти зменшенням радіуса кривизни до величини  $R = 1,0\text{--}1,5$  м для діаметра диска  $D = 0,4\text{--}0,6$  м, при інших сталих параметрах сферичного диска. Крім того, незначного зниження тягового опору (до 10 %) можна досягти шляхом збільшення кута нахилу осі обертання диска до  $25^\circ$ .

І.А. Шевченком в роботі [42] виконані теоретичні дослідження контактної взаємодії сферичних дисків ґрунтообробних знарядь з ґрунтом та вплив їх конструктивних параметрів на якісні та енергетичні показники процесу. В якості конструктивних параметрів дискових робочих органів обрано діаметр  $D$  і радіус  $R$  сфери диска, кут атаки  $\alpha$  та питомого навантаження на один диск.

При побудові математичної моделі взаємодії дискового робочого органу з ґрунтовим середовищем розглядався рух матеріальної точки, яка переміщається по сферичній поверхні з радіусом  $R$ , що здійснює рівномірний обертовий рух навколо однієї з осей. Розрахункова схема сил, що діють на матеріальну частинку, яка

рухається по сферичній поверхні, що обертається представлена на рис. 1.10. Автором також розглянуто рух частинки по сферичній поверхні, що здійснює обертний рух, в проекціях осі координат. Одержана система рівнянь у наступному вигляді:

$$\begin{cases} \ddot{x} = -\frac{N}{m} \left( \frac{x}{R} + f \frac{\dot{x}}{v_r} \right) + \frac{q}{\gamma} \left( 1 - \frac{v_r}{v_e} \right) \frac{\dot{x}}{v_r}; \\ \ddot{y} = -\frac{N}{m} \left( \frac{y}{R} + f \frac{\dot{y}}{v_r} \right) + \frac{q}{\gamma} \left( 1 - \frac{v_r}{v_e} \right) \frac{\dot{y}}{v_r} + y\omega_e^2 - 2\omega_e \dot{z}; \\ \ddot{z} = -g - \frac{N}{m} \left( \frac{z}{R} + f \frac{\dot{z}}{v_r} \right) + \frac{q}{\gamma} \left( 1 - \frac{v_r}{v_e} \right) \frac{\dot{z}}{v_r} + z\omega_e^2 + 2\omega_e \dot{y}; \end{cases} \quad (1.1)$$

для  $R = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$ , де  $\frac{-x}{R}, \frac{-y}{R}, \frac{-z}{R}$  – направляючі косинуси сили нормальної реакції, що спрямована до центра поверхні;  $\frac{-\dot{x}}{v_r}, \frac{-\dot{y}}{v_r}, \frac{-\dot{z}}{v_r}$  – направляючі косинуси сили тертя.

В якості критерія оптимізації автором прийнято мінімізацію тягового опору ґрунтообробного знаряддя за умови стійкості переміщення сферичного диску щодо заданої глибини обробітку ґрунту. При вирішенні поставленої задачі це зумовлює максимізацію проекції нормальної реакції ґрунту, який переміщається по сферичному диску, на вертикальну вісь та мінімізацію проекції нормальної реакції за напрямком руху, що, фактично, зумовлює мінімізацію значення тягового опору:

$$N \frac{z}{R} \rightarrow \max; \quad N \frac{\sqrt{x^2 + y^2}}{R} \cos \left( \arctg \frac{x}{y} - \alpha \right) \rightarrow \min. \quad (1.2)$$

Із огляду на те, що контакт частинки з поверхнею диска відбувається нижче осі обертання, умова оптимізації набуває вигляду:

$$F_d = -N \left( \frac{z}{R} - \frac{\sqrt{x^2 + y^2}}{R} \cos \left( \arctg \frac{x}{y} - \alpha \right) \right) \rightarrow \max \quad (1.3)$$

За результатами моделювання встановлена залежність радіуса сфери від глибини обробітку  $a$  і кута атаки  $\alpha$  за обраним критерієм оптимізації для різного діаметра сферичного диска ґрунтообробного знаряддя (рис. 1.11).

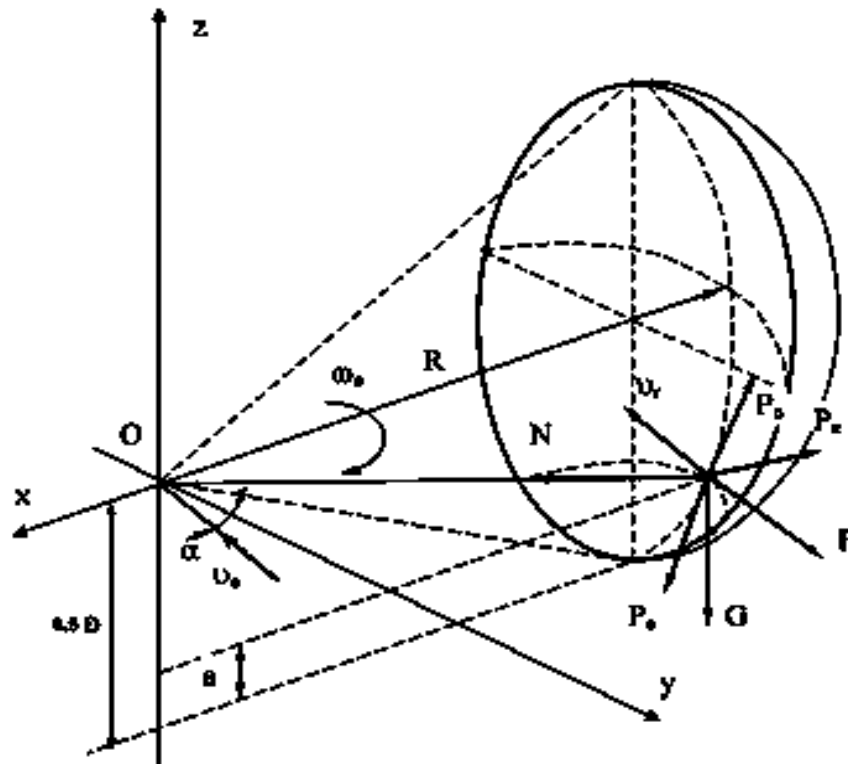
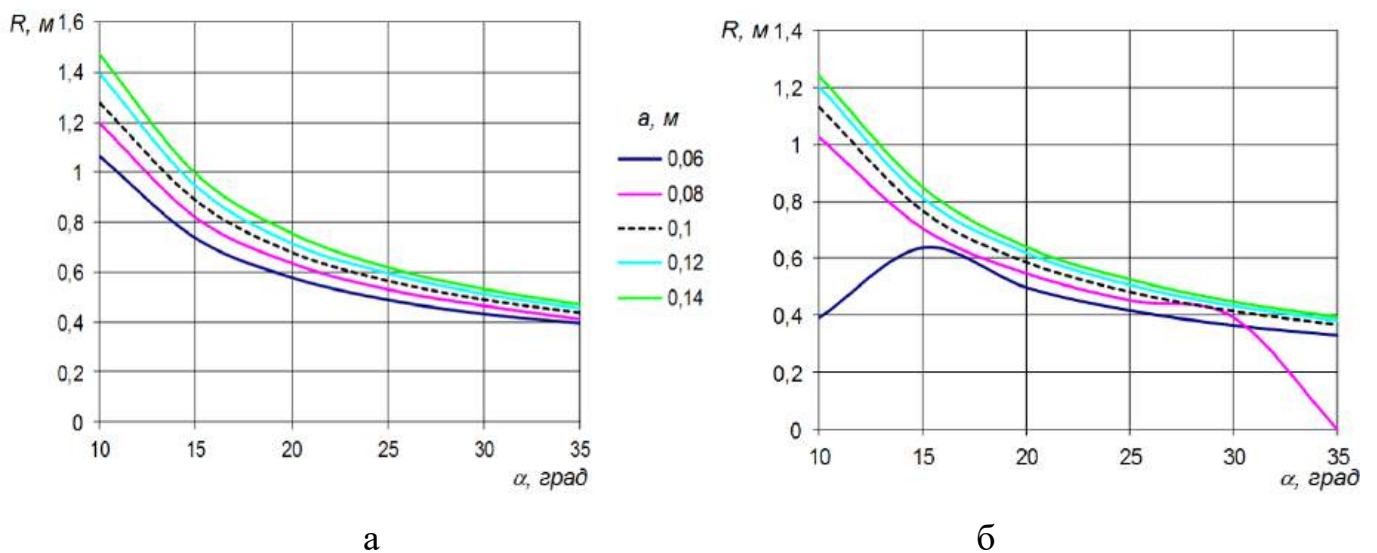


Рисунок 1.10 – Розрахункова схема сил, які діють на матеріальну частинку, яка рухається по сферичній поверхні, що обертається



а – при  $D = 0,60$  м; б –  $D = 0,48$  м при умові  $F_d \rightarrow \max$

Рисунок 1.11 – Залежність радіусу  $R$  сфери диска від глибини обробітку  $a$  та кута атаки  $\alpha$

Також в роботі [42] автором доведено, що для виконання умови стійкості руху робочих органів ґрунтообробного знаряддя по глибині за обраним критерієм оптимізації кут атаки  $\alpha$  та діаметр  $D$  сферичного диска доцільно розраховувати виходячи із поточного значення радіуса  $R$  сферичного диска та при обраному питомому навантаженні на диск. Автором доведена відповідність оптимального значення співвідношення радіуса  $R$  до діаметра диска  $(R/D)$  від величини кута атаки  $\alpha$  дисків ґрунтообробного знаряддя, що визначає втрату відповідності їх конструктивно-технологічних параметрів умовам роботи і є недоцільним.

За результатами досліджень [42] встановлено закономірності впливу на якісні показники процесу обробітку ґрунту дисковими робочими органами та витратами на роботу конструктивно-режимних параметрів знаряддя. За результатами виконаних теоретичних досліджень обґрунтовано раціональні параметри дисків ґрунтообробного знаряддя для роботи на переущільнених ґрунтах ( $\rho = 1,29\text{--}1,39 \text{ г/см}^3$ ) та стерньовому фоні. Рекомендованими раціональними параметрами є: діаметр сферичних дисків  $D = 450$  мм, радіус сфери  $R = 650$  мм, кількість вирізів на диску  $n = 8$  при  $\beta = 20^\circ$ , робоча швидкість  $V = 7\text{--}8$  км/год. Для меншої щільності ґрунту та відсутності вимог щодо подрібнення рослинних решток та вирівненості дна борозни автором рекомендовано застосування суцільних дисків з конструктивно-режимними параметрами:  $D = 450$  мм,  $R = 610$  мм,  $n = 0$  при  $\beta = 20^\circ$  і швидкості руху ґрунтообробного знаряддя  $V = 7\text{--}8$  км/год.

В роботі К.В. Сєдиха [79] розглядалося переміщення ґрунтової частинки по робочій поверхні сферичного диска ґрунтообробного знаряддя з метою визначення лінії та контактної площі між ними. При цьому автором враховано величину напружень, що виникають при взаємодії дискового робочого органу з ґрунтом та виконані розрахунки відповідних складових діючих сил опору. Враховуючи той факт, що при переміщенні частинки ґрунту по увігнутій поверхні сферичного диска знаряддя утворюється підпор шару ґрунту, що поступає на поверхню робочого органу, та із урахуванням діючих сил, а саме, відцентрової сили і сили Коріоліса, які виникають при обертанні сферичного диска, автором одержано в сферичних координатах  $(\psi, \chi)$  систему диференціальних рівнянь ковзання частинки ґрунту  $P$  по

сферичній поверхні диска. Одержані диференціальні рівняння представлені у наступному вигляді (рис. 1.12, а):

$$\left\{ \begin{array}{l} m_p R (-\sin^2 \psi \ddot{\chi} - \dot{\psi}^2) = -m_p g \cos \psi + N, \\ m_p R (\ddot{\psi} - \sin \psi \cos \psi \dot{\chi}^2) = m_p g \sin \psi + m_p q (1 - (R\dot{\psi} + R\omega \cos \gamma \sin \chi)/V)/\rho - \\ - \mu N (R\dot{\psi} + R\omega \cos \gamma \sin \chi) \div \\ \div \sqrt{(R\dot{\psi} + R\omega \cos \gamma \sin \chi)^2 + (R \sin \psi \dot{\chi} - R\omega \sin \gamma \sin \psi + R\omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)^2}, \\ m_p R (\sin \psi \ddot{\chi} + 2\dot{\chi} \dot{\psi} \cos \psi) = \\ = m_p q (1 - (R \sin \psi \dot{\chi} - R\omega \sin \gamma \sin \psi + R\omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)/V)/\rho - \\ - \mu N (R \sin \psi \dot{\chi} - R\omega \sin \gamma \sin \psi + R\omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi) \div \\ \div \sqrt{(R\dot{\psi} + R\omega \cos \gamma \sin \chi)^2 + (R \sin \psi \dot{\chi} - R\omega \sin \gamma \sin \psi + R\omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)^2}, \end{array} \right. \quad (1.4)$$

де  $m_p$  – маса частинка ґрунту, кг;  $R = d/(2 \sin \zeta)$  – радіус сфери диска, м;  $d$  – діаметр диска, м;  $\zeta$  – половина кута при вершині сектора диска, рад;  $\psi, \chi$  – сферичні координати, рад;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $N$  – сила реакції поверхні диску, Н;  $q$  – коефіцієнт об'ємного стиску ґрунту, Н/м<sup>3</sup>;  $\rho$  – об'ємна вага ґрунту, кг/м<sup>3</sup>;  $V$  – швидкість поступального руху дискового робочого органу, м/с;  $\mu$  – коефіцієнт ковзання диску при його обертанні;  $\omega = 2V/(\mu d \cos \alpha \cos \gamma)$  – кутова швидкість частинки, що знаходиться на поверхні сферичного диску, рад/с;  $\alpha, \gamma$  – кути атаки і нахилу дискового робочого органу, рад.

При реалізації розрахунків визначення положення рівноваги частинки ґрунту щодо абсолютного простору прийнято, що  $\dot{\psi} = 0, \dot{\chi} = 0$ . Враховуючи відповідні перетворення у декартову систему координат  $x = R \sin \psi \cos \chi, y = R \sin \psi \sin \chi, z = R \cos \psi$  в програмному пакеті Mathematica здійснено розв'язання одержаної системи диференціальних рівнянь (1.1) і отримано рівняння лінії контакту сферичного диска із ґрунтом у наступному вигляді (рис. 1.11, б):

$$\begin{aligned} z(x, y) = & 0,719908 + 1,45223 x + 2,57464 x^2 - \\ & - 5,72681 y - 2,29588 x y + 6,77665 y^2. \end{aligned} \quad (1.5)$$

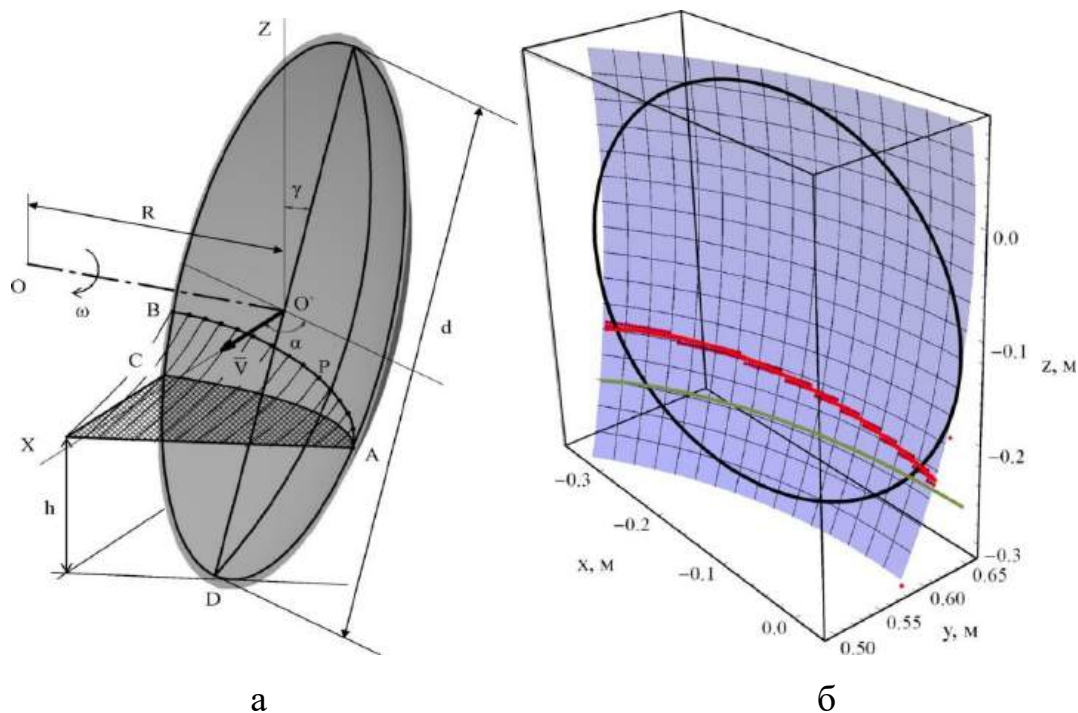


Рисунок 1.12 – Розрахункова схема робочого органу дискового знаряддя (а) і графічна інтерпретацію лінії контакту з ґрунтовим середовищем (б)

При проведенні розрахунків площі контакту  $S$  ґрунту та дискового робочого органу ґрунтообробного знаряддя із застосуванням програмного пакету Mathematica враховано зміну глибини ходу диска  $h$  в ґрунті в межах від 0,03 м до 0,12 м. Також враховано значення кутів атаки  $\alpha$  та  $\gamma$  нахилу дискового робочого органу в діапазоні від  $0^\circ$  до  $30^\circ$  і розраховані значення площі контакту  $S$  ґрунтового середовища і робочого органу дискового ґрунтообробного знаряддя за формулою

$$S = \iint_{ABCD} \sqrt{1 + (\partial z / \partial x)^2 + (\partial z / \partial y)^2} dx dy, \text{ де } ABCD \text{ – фігура, що обмежується лініями}$$

рівняння (1.5) і колом з діаметром  $d$  із центром в точці:

$$x_c = R \sin \frac{1}{2}(\psi_{\max} + \psi_{\min}) \cos \frac{1}{2}(\chi_{\max} + \chi_{\min}), \quad y_c = R \sin \frac{1}{2}(\psi_{\max} + \psi_{\min}) \sin \frac{1}{2}(\chi_{\max} + \chi_{\min}),$$

$$z_c = R \cos \frac{1}{2}(\psi_{\max} + \psi_{\min}).$$

Виконуючи апроксимацію одержаних при розрахунках даних отримано рівняння регресії другого порядку для площі контакту  $S$  (рис. 1.13):

$$\begin{aligned}
 S(h, \alpha, \gamma) = & -0,00185791 + 0,224608h + 0,572986h^2 + 0,00433771\beta + \\
 & + 0,108132h\alpha + 0,0111632\alpha^2 + 0,00143915\gamma + 0,0182h\gamma + \\
 & + 0,00197823\alpha\gamma - 0,000297924\gamma^2.
 \end{aligned}
 \tag{1.6}$$

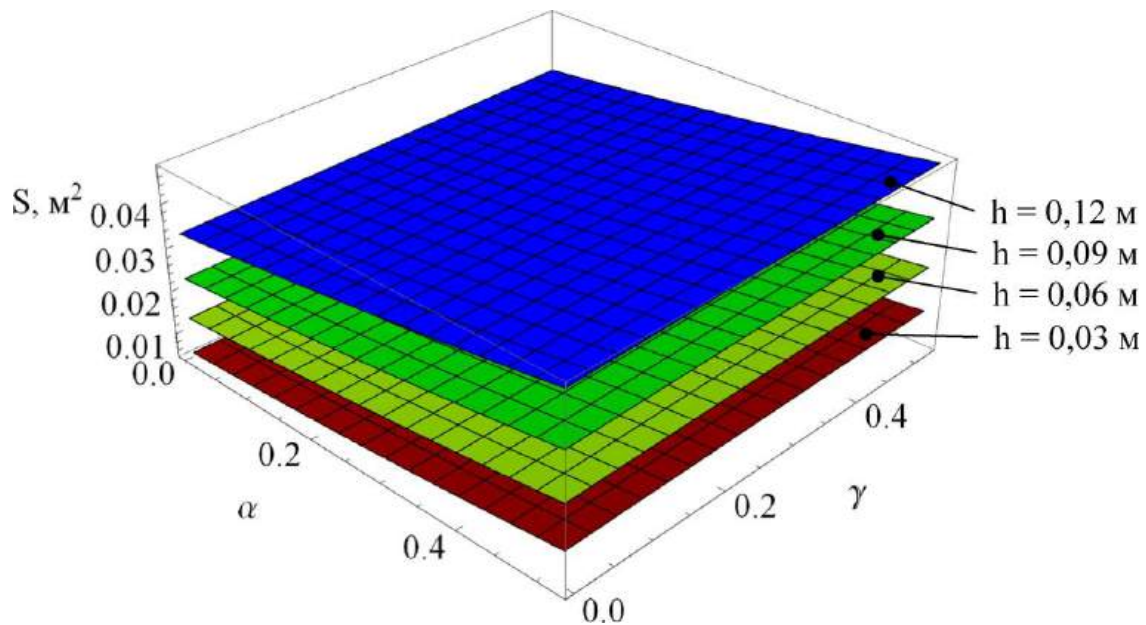


Рисунок 1.13 – Залежність площі контакту ґрунту і робочого органу дискового знаряддя від його кутів атаки  $\alpha$  і нахилу  $\gamma$  та глибини обробітку ґрунту  $h$

Для розрахунків проєкцій сили опору ґрунту, що виникає при взаємодії із сферичним диском ґрунтообробного знаряддя, за формулами  $F_x = \iint_{ABCD} \sigma_x dydz$ ,

$F_y = \iint_{ABCD} \sigma_y dx dz$ ,  $F_z = \iint_{ABCD} \sigma_z dx dy$  автор спирався на результати досліджень,

одержаних Гуцолом О.П. та Ковбасою В.П., що стосуються одержаних ними аналітичних залежностей компонентів нормальних напружень для пружно-в'язко-пластичного ґрунтового середовища. Шляхом варіювання значень кута  $\alpha$  атаки сферичного диска та кута  $\gamma$  його нахилу в діапазоні від 0 до 30°, а також робочої швидкості знаряддя  $V$  від 1 м/с до 4 м/с та глибини ходу робочого органу  $h$  (0,03–0,12 м), з використанням програмного пакету Mathematica автором визначені значення відповідних проєкцій сили опору. Апроксимація одержаних результатів дозволила отримати рівняння регресії для трьох проєкцій сили опору у наступному виді:

$$F_x = 5627,99 V (-0,00324251 + h^2 + 0,0194825 \alpha^2 + \alpha (0,00757036 + 0,00345249 \gamma) + h (0,391995 + 0,188717 \alpha + 0,0317635 \gamma) + 0,00251167 \gamma - 0,00051995 \gamma^2) (\cos \alpha + \sin \alpha (0,307692 \cos \gamma + 0,307692 \sin \gamma)), \quad (1.7)$$

$$F_y = 1731,69 V (-0,00324251 + h^2 + 0,0194825 \alpha^2 + \alpha (0,00757036 + 0,00345249 \gamma) + h (0,391995 + 0,188717 \alpha + 0,0317635 \gamma) + 0,00251167 \gamma - 0,00051995 \gamma^2) (\cos \alpha + \sin \alpha (3,25 \cos \gamma + \sin \gamma)), \quad (1.8)$$

$$F_z = 1731,69 V (-0,00324251 + h^2 + 0,0194825 \alpha^2 + \alpha (0,00757036 + 0,00345249 \gamma) + h (0,391995 + 0,188717 \alpha + 0,0317635 \gamma) + 0,00251167 \gamma - 0,00051995 \gamma^2) (\cos \alpha + \sin \alpha (\cos \gamma + 3,25 \sin \gamma)). \quad (1.9)$$

Одержані авторами результати дослідження зумовлюють можливість розраховувати значення проекцій сили опору при переміщенні робочого органу ґрунтообробного знаряддя в ґрунтовому середовищі від характеристик його кутів атаки  $\alpha$  і нахилу  $\gamma$ , робочої швидкості руху знаряддя  $V$  та глибини обробітку ґрунту  $h$ .

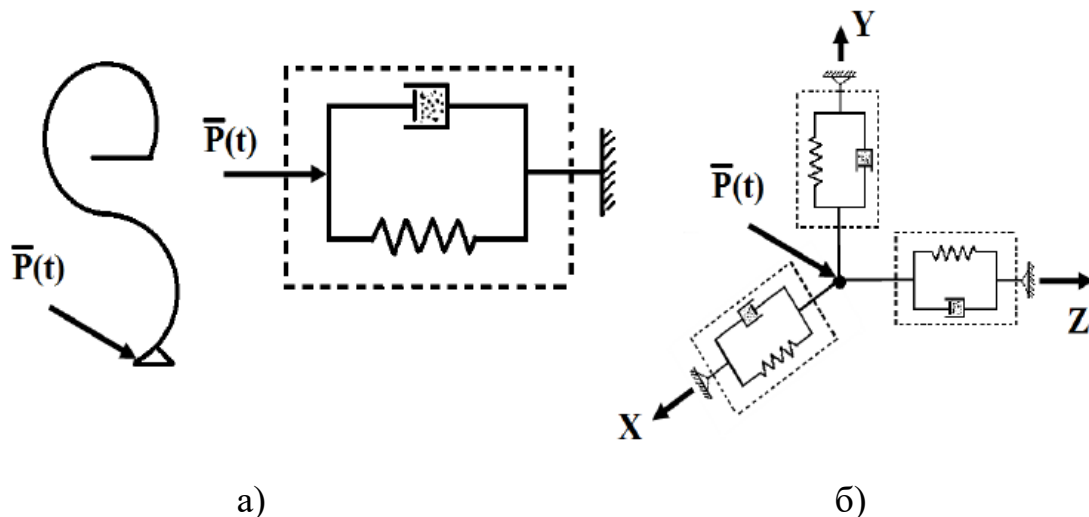
Результати наукових досліджень обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів ґрунтообробних знарядь з дисковими робочими органами на пружних стояках наведені в працях І.А. Шевченка [42], С. А. Кушнарьова [104], В.П. Дюжаєва [105], О. Гриненка [47], О.І. Гапоненка [67], Сєдиха К.В. [106] та ін.

Загальним підходом відомих науковців щодо вирішення проблеми підвищення функціональної ефективності ґрунтообробних знарядь для поверхового обробітку ґрунту на основі дискових робочих органів є обґрунтування їх конструктивних параметрів та підвищення стійкості ходу по глибині, що має визначальний вплив на якісні показники та енергоємність технологічного процесу обробітку ґрунту.

В роботі І.А. Шевченка [42] наведено, що основним завданням підвищення стійкості ходу робочого органу по глибині є віднайдення шляхів зменшення амплітуди вертикальних переміщень робочого органу. В автоколивальних та параметричних постановках таке завдання вирішити неможливо. При постановці

завдання вимушених коливань нелінійної коливальної системи під дією квазіперіодичної сили визначають амплітудно-частотні характеристики коливальної системи, тобто є можливість визначити умови зниження амплітуди коливань робочого органу.

Автором [42] вирішувалась неавтономна задача взаємодії ґрунтового середовища з робочим органом ґрунтообробного знаряддя з пружним S-подібним стояком. При цьому пружний стояк розглядається як матеріальна точка з обраними пружно-в'язкими зв'язками, які співпадають з напрямками узагальнених координат.. Розрахункова схема неавтономної постановки такої задачі дії ґрунтового середовища на робочий орган ґрунтообробного знаряддя представлено на рис. 1.15.



а – постановка задачі, б – модель робочого органу

Рисунок 1.15 – Розрахункова схема неавтономної постановки задачі дії ґрунтового середовища на робочий орган ґрунтообробного знаряддя [42]

Зведену масу визначають способом механічного довантаження:

$$m_{зв} = \frac{m_i}{\left| \frac{W_0}{W_i} \right|^2 - 1}, \quad (1.10)$$

де  $m_i$  – маса довантаження;  $W_0$  – частота власних коливань пружного стояка без довантаження;  $W_i$  – частота власних коливань пружного стояка при довантаженні.

Проведенням аналізу спектральної щільності тягового опору робочого органу на пружному стояку в роботі [42] автором стверджується доцільність заміни випадкової функції опору руху робочого органу знаряддя в ґрунті на гармонічну функцію або сумою декількох гармонічних функцій:

$$P(t) = q_1 \cos w_1 t + q_2 \cos w_2 t + q_3 \cos w_3 t. \quad (1.11)$$

При цьому жорсткість S-подібних стояків ґрунтообробного знаряддя апроксимується кубічною параболою наступного вигляду:

$$F = aq + bq^3, \quad (1.12)$$

де  $a$  – коефіцієнт жорсткості, що пов'язує лінійну деформацію з прикладеною силою;  $b$  – коефіцієнт жорсткості, що відображає нелінійність зв'язку відновлювальної сили з переміщенням.

В роботі С.А. Кушнар'ова [104] запропоновано аналітичний метод, що дозволяє визначати певні характеристики відновної сили пружного стояка ґрунтообробного знаряддя довільної конфігурації. Вирішення поставленої задачі вирішувалось автором на основі теорії нелінійних задач статички тонких стержнів, коли проектуваний пружний стояк довільної форми рекомендовано розбивати на певний ряд відрізків, прямих і дуг із заданим радіусом. Одержане диференціальне рівняння пружної лінії для обраних відрізків записується у наступному вигляді:

$$\frac{d^2 \varepsilon}{ds^2} = \frac{P}{H} \sin \varepsilon, \quad \begin{aligned} dx' &= ds \cos \varepsilon, \\ dy' &= ds \sin \varepsilon. \end{aligned} \quad (1.13)$$

Загальні формули для одержання координат переміщуваного кінця відрізка (пружного стояка) мають вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{x' - x'_0}{L} &= \frac{2}{k\beta} [E(\psi) - E(\psi_0)] - \left(\frac{2}{k^2} - 1\right) \frac{S}{L}, \\ \frac{y' - y'_0}{L} &= \frac{2}{k\beta} [\lambda(\psi_0) - \lambda(\psi)], \end{aligned} \quad (1.14)$$

де  $E(\psi) = \int_0^{\psi} \sqrt{1-k^2 \sin^2 \varphi} d\varphi$  - еліптичний інтеграл другого роду, обчислений як:

$$E(\varphi) = \int_0^{\varphi} \sqrt{1-k^2 \sin^2 \varphi} d\varphi \quad \text{і} \quad E(k) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1-k^2 \cos^2 \varphi} d\varphi, \quad (0 \leq \varphi \leq \pi/2), \quad (1.15)$$

де  $E(k)$  – повний еліптичний інтеграл другого роду.

Значення  $E(\varphi)$  і  $E(k)$  подаються в довідкових таблицях для відомих значень  $\varphi$  і  $k$ .

Дослідженнями В.П. Дюжаєва [105] доведено, що характер взаємодії робочого органу з ґрунтом являє собою випадковий процес з нескінченною сукупністю реалізацій, тому лінійним рівнянням описати систему “робочий орган – ґрунт” неможливо. Доцільно розглядати математичний зв'язок лише між статистичними характеристиками, наприклад, спектральної щільності, а лінійні залежності можуть виражати лише математичні очікування стаціонарного процесу, а прийняття певної математичної моделі динамічної системи доцільно визначати на основі результатів нормальних умов роботи ґрунтообробного знаряддя. При цьому сила опору зазвичай описується нелінійними функціями узагальнених швидкостей.

Рівняння руху підпружиненого стояка робочого органу ґрунтообробного знаряддя описано диференціальним виразом Лангранжа 2-ого роду [67, 106]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dT}{dq_i} \right) - \frac{dT}{dq_i} = Q_i \quad (1.16)$$

де  $T$  – кінетична енергія механічної системи;  $q_i$  – узагальнені координати;  $\dot{q}_i$  – узагальнені швидкості;  $Q_i$  – узагальнені сили.

$$Q_i = Q_i^n + Q_i^\Phi + Q_i^* \quad (1.17)$$

де  $Q_i^n$  – консервативні сили;  $Q_i^\Phi$  – сили опору;  $Q_i^*$  – сили, що залежать від часу.

Кінетична енергія знаходиться з виразу:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \sum_{s=1}^k A_{is} \cdot \dot{q}_i \cdot \dot{q}_s \quad (1.18)$$

де  $A_{is} = f(q_i, q_s, t)$  – функція узагальнених координат і часу, чи стала величина.

При дослідженнях малих коливань механічної системи доцільно використовувати лінійні залежності, але при великих значеннях відхилень від положення рівноваги бажано врахувати нелінійність позиційних сил.

Для визначення впливу нелінійності автором роботи [67, 106] прийнято наступну умову твердження нелінійності:

$$n(\tau) = \sqrt{D_{yx}^2(\tau) - K_{yx}^2(\tau)} \quad (1.19)$$

де  $D_{yx}(\tau)$  – взаємна дисперсійна функція вхідного (твердість ґрунту)  $y(t)$  та вихідного (тяговий опір)  $x(t)$  випадкового процесу;  $K_{yx}(\tau)$  – взаємна кореляційна функція вхідного (твердість ґрунту)  $y(t)$  та вихідного (тяговий опір)  $x(t)$  випадкового процесу.

Встановлення виду динамічної коливальної системи та її опис, де спостерігаються випадкові збурюючі процеси, виконується системою стохастичних диференційних рівнянь в нормальній формі Коші [767, 1061]:

$$\dot{q} = f(q, \lambda, t) + (q, \lambda, t) \cdot \eta(t) \quad (1.20)$$

де  $\lambda$  – вектор випадкових параметрів системи;  $\eta(t)$  – векторний білий шум.

За наявності випадкових процесів систему можна описувати за допомогою математичного очікування  $m_x(t)$  та кореляційної функції  $R_x(\tau)$ , що характеризує ступінь статистичного зв'язку між значеннями процесу в два моменти часу з певним відносним зсувом.

Опір ґрунту досить описується кореляційною функцією [67, 106]:

$$K_y(\tau) = D \cdot e^{-\alpha|\tau|} \left( \cos \beta\tau + \frac{\alpha}{\beta} \sin \beta\tau \right), \quad (1.21)$$

якій відповідає спектральна щільність

$$S_x(\omega) = \frac{2D\alpha}{\pi} \cdot \frac{\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2}{(\omega^2 - \alpha^2 - \beta^2) + 4\alpha^2 \cdot \omega^2} \quad (1.22)$$

при цьому,  $S_x(\omega) \rightarrow \max$  цільова функція. Коефіцієнти  $\alpha = \frac{2v_0}{T_0}$ ,  $\beta = \frac{2\pi}{T_0}$ , де

$$T_0 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_i \text{ — середній період функції } R_x(\tau).$$

За результатами виконаного дослідження автором [67, 106] здійснено формальний опис процесу взаємодії робочого органу на пружному стояку з ґрунтовим середовищем, що передбачає наявність нелінійності характеристик пружного елемента, стохастичність вхідних впливів, динамічні, кінематичні і технологічні параметри. При цьому оптимізація параметрів підпружиненого стояка знаряддя зводиться до визначення коефіцієнтів диференційного рівняння силової взаємодії, коли значення тягового опору є мінімальним. В якості цільової функції рекомендовано обрати максимум значення спектральної щільності тягового опору робочого органу ґрунтообробного знаряддя.

В роботі О.І. Гапоненка [67] досліджувався коливний процес дискового робочого органу на пружному стояку, що характеризується змінними характеристиками амплітуди та частоти коливань такої механічної системи як «ґрунт – диск – пружний стояк». Структуровано схему процесу взаємодії дискового робочого органу з ґрунтовим середовищем, досліджено зміну діючих сил опору сферичного диску на пружному стояку, побудовано відповідні математичні моделі. При дослідженнях враховано змінність сил опору сферичного диску ґрунтообробного знаряддя при варіюванні показників жорсткості пружного стояка в діапазоні від 20 до 40 кН/м, зведеної маси в в діапазоні від 100 до 300 Н та сили тягового опору робочого органу в діапазоні від 200 до 2000 Н.

Автором [67] досліджено коливання пружного стояка з причин нестационарності технологічного процесу ґрунтообробного знаряддя з дисковими робочими органами, визначено еквіваленти зміни параметрів пружного стояка відповідно до зведеної маси та жорсткості стояка. Встановлено, що амплітуда основного коливання пружного стояка дискового знаряддя має тенденцію до зростання на 1 град. від зміни показника зведеної маси на 280 Н або збільшення жорсткості пружного стояка – на 32 кН/м; при цьому частота основного коливання

пружного стояка знаряддя зростає на 1 Гц від зміни зведеної маси на 150 Н, або жорсткості пружного стояка ґрунтообробного знаряддя – на 27 кН/м.

В роботі [106] авторами вивчався процес деформації пружного стояка ґрунтообробного знаряддя просторової форми та вплив величини прикладеного навантаження та змінних геометричних характеристик стояка. Априорними припущеннями при вирішенні поставленої задачі було прийняття характеристик пружного стояка як абсолютно пружного елемента. Такий підхід дозволяє виконати опис стану пружного стояка знаряддя відповідним рівнянням рівноваги, а також рівняннями закону Гука, залежностями міжкомпонентами тензора деформацій, а також компонентами вектора переміщення. Форма пружного стояка прийнята у формі спіралі, розглядалась плоска система координат.

Розрахункова схема процесу деформації пружного стояка ґрунтообробного знаряддя та результати чисельного моделювання представлені на рисунку 1.16.

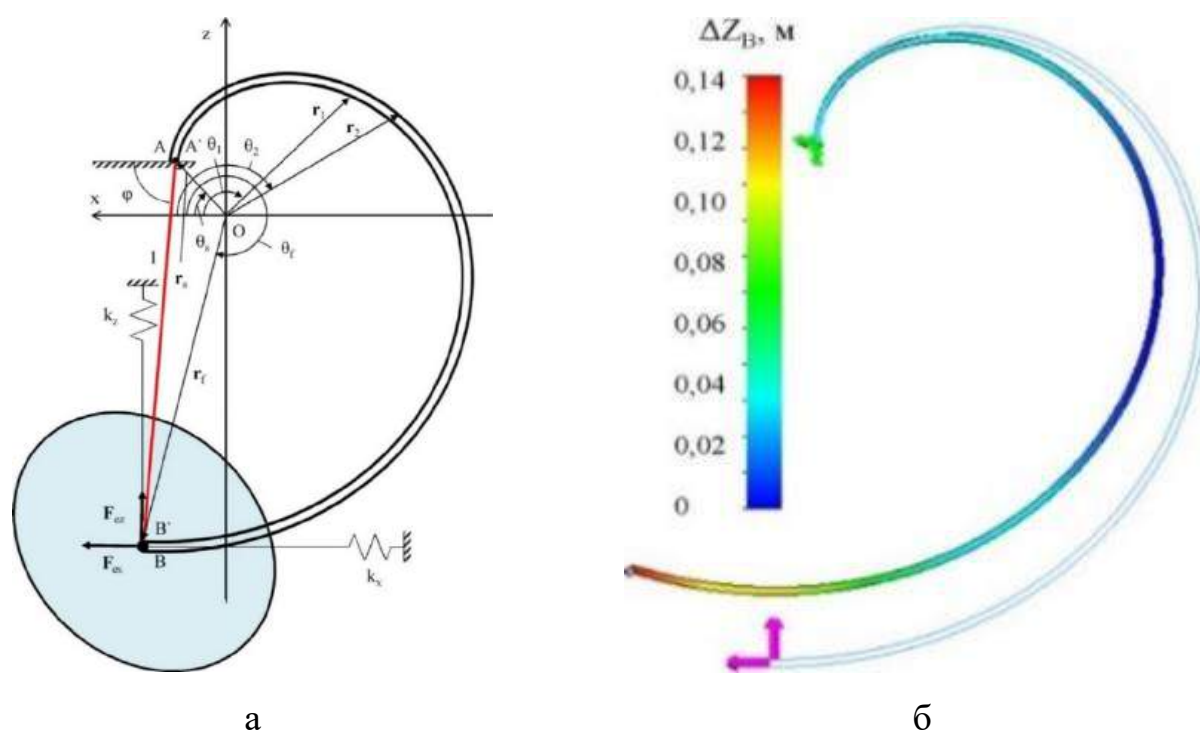


Рисунок 1.16 – Розрахункова схема процесу деформації пружної стійки (а) і результати чисельного моделювання в програмному пакеті SolidWorks Simulation (б) [106]

При вирішенні поставленої задачі щодо процесу деформації пружного стояка ґрунтообробного знаряддя просторової форми та впливу величини прикладеного навантаження та змінних його геометричних характеристик, форма пружного стояка прийнята як спіраль Архімеда, коли функції його границь задані у полярних координатах  $f_1(\theta) = \frac{a\theta}{2\pi} + b$ ,  $f_2(\theta) = \frac{a\theta}{2\pi} + b + h$ , де  $\theta_s \leq \theta \leq \theta_f$ , із параметрами геометричної форми  $a$  – крок спіралі,  $b$  – зміщення спіралі вздовж радіальної координати,  $h$  – товщина пружного стояка [106].

Еквівалентна фізико-математична модель механічної системи, що розглядалась, прийнята авторами дослідження як математичний маятник довжиною  $l$  із закріпленими до нього двох пружних елементів, розташованих вздовж осей координат  $Ox$  і  $Oz$ , які відхиляють його на кут  $\varphi$  і мають, відповідно, значення коефіцієнтів жорсткості  $k_x$  і  $k_z$ . За результатами дослідження було одержано рівняння залежності коефіцієнтів  $k_x$  і  $k_z$ , довжини  $l$  і кута  $\varphi$  еквівалентного маятника пружного стояка від значень сил  $F_{ex}$  і  $F_{ez}$  [106]:

$$k_x = 3457,45 + 5,16807 F_{ex} - 0,000617126 F_{ex}^2 - 3,32741 F_{ez} + 0,000073511 F_{ex} F_{ez} + 0,000723372 F_{ez}^2 \text{ (рис. 5),} \quad (1.23)$$

$$k_z = 5525,65 - 4,40952 F_{ex} + 0,000854536 F_{ex}^2 + 3,92764 F_{ez} + 0,00114218 F_{ex} F_{ez} - 0,00134798 F_{ez}^2 \text{ (рис. 6),} \quad (1.24)$$

$$l = 0,681292 + 0,00011208 F_{ex} - 1,4104 \cdot 10^{-8} F_{ex}^2 + 0,000152196 F_{ez} - 3,16275 \cdot 10^{-8} F_{ex} F_{ez} + 3,4585 \cdot 10^{-11} F_{ez}^2 \text{ (рис. 7),} \quad (1.25)$$

$$\varphi = 1,47517 - 0,000129246 F_{ex} + 1,85543 \cdot 10^{-8} F_{ex}^2 - 0,000115739 F_{ez} + 3,89549 \cdot 10^{-8} F_{ex} F_{ez} + 1,71867 \cdot 10^{-8} F_{ez}^2. \quad (1.26)$$

Отже виконаний аналіз наукових досліджень підвищення ефективності функціонування ґрунтообробних знарядь з дисковими робочими органами на пружному стояку вказує на різні підходи до вирішення оптимізаційних задач щодо визначення конструктивно-технологічних параметрів процесу.

Відомі теоретичні та експериментальні дослідження взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку присвячені вивченню причин та параметрів коливань при взаємодії з ґрунтом. При цьому досліджень впливу характеристик

жорсткості пружного стояка щодо заданих умов роботи сферичного диску недостатньо.

Це зумовлює доцільність подальшого вивчення процесу роботи дискових знарядь з метою підвищення ефективності технологічного процесу поверхневого обробітку ґрунту, удосконалення ґрунтообробних знарядь з дисковими робочими органами з індивідуальним кріпленням сферичних дисків на пружному стояку.

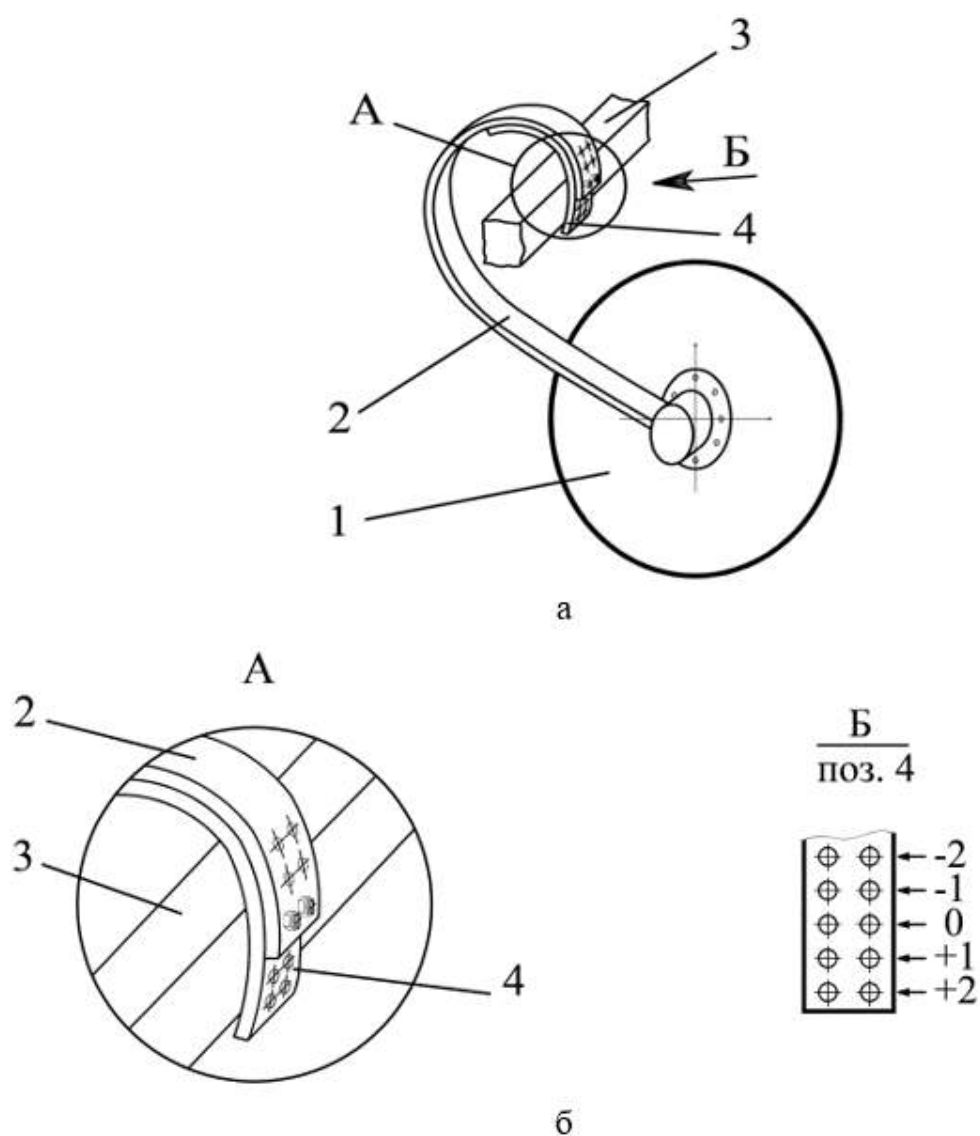
### **1.3 Обґрунтування конструктивно-технологічних схем дискових знарядь з кріпленням робочих органів на пружному стояку**

Запропонована конструктивно-технологічна схема дискового ґрунтообробного знаряддя (додаток А, рис. 1.16) [107, 108], що включає раму 3, пружні стояки 2 складної просторової форми, які дозволяють встановлювати сферичний диск 1 зі ступицею під кутом атаки та кутом нахилу у вертикально-повздожній площині. В місці кріплення до рами 3 за допомогою бовтів встановлені регулювальні пластини жорсткості 4, які мають аналогічну до стояків кривизну (рис. 1.17, а). На регулювальних пластинах жорсткості 4 виконані декілька рядів отворів 5 (рис. 1.17, б), що дозволяє змінювати довжину робочої частини, яка встановлена разом з пружним стояком 2 і, тим самим, дозволяє змінювати його жорсткість у відповідності до заданих умов роботи.

Технологічний процес роботи розробленого дискового знаряддя полягає в наступному. Сферичний диск 1, встановлений на пружному стояку, переміщається на заданій глибині в залежності від кута атаки, підрізає криволінійну скибу ґрунту. За рахунок нахилу диска 1 у вертикально-повздожній площині підрізана скиба ґрунту переміщається по внутрішній поверхні сферичного диска 1, розпушується і частково перевертається.

Під час обробітку ґрунт створює навантаження на кожний диск 1 дискатора від 60 кг – на легких ґрунтах до 130 кг – на важких ґрунтах. Для забезпечення обробітку ґрунту на задану глибину жорсткість кожного стояка 1 повинна забезпечувати задане положення дисків 1. В запропонованій конструкції дискатора

мінімальна довжина регулювальної пластини 4 разом зі стояком 2 закріплена до рами 1 бовтами (на верхні отвори: -2 (рис. 1.16, б) пластини 4,) забезпечить роботу на легких ґрунтах з опором ґрунту дискові, порядку, 60 кг. Якщо збільшити довжину регулювальної пластини 4 на нижні ряди отворів +2, то сумісна жорсткість стояка 2 зросте до 90 кг і забезпечуватиме роботу дисків 1 з опором ґрунту порядку 90 кг. Кріплення регулювальної пластини 4 зі стояком 2 положення «0» забезпечить роботу на середніх ґрунтах з опором ґрунту, порядку, 75 кг.



1 – диск; 2 – пружний стояк; 3 – рама; 4 – регулювальна пластина жорсткості

Рисунок 1.17 – Конструктивно-технологічна схема дискатора

Таким чином, лише змінюючи довжину пружної регулювальної пластини жорсткості 4 забезпечується регулювання сумарної жорсткості запропонованого кріплення сферичних дисків 1 до рами 3 дискатора, та, відповідно, і якісний обробіток на задану глибину різного типу ґрунтів.

Для роботи на різних ґрунтах запропоновано дискатор, що забезпечує зміну жорсткості стояків за рахунок використання ефекту їх скручування без зміни геометричних параметрів.

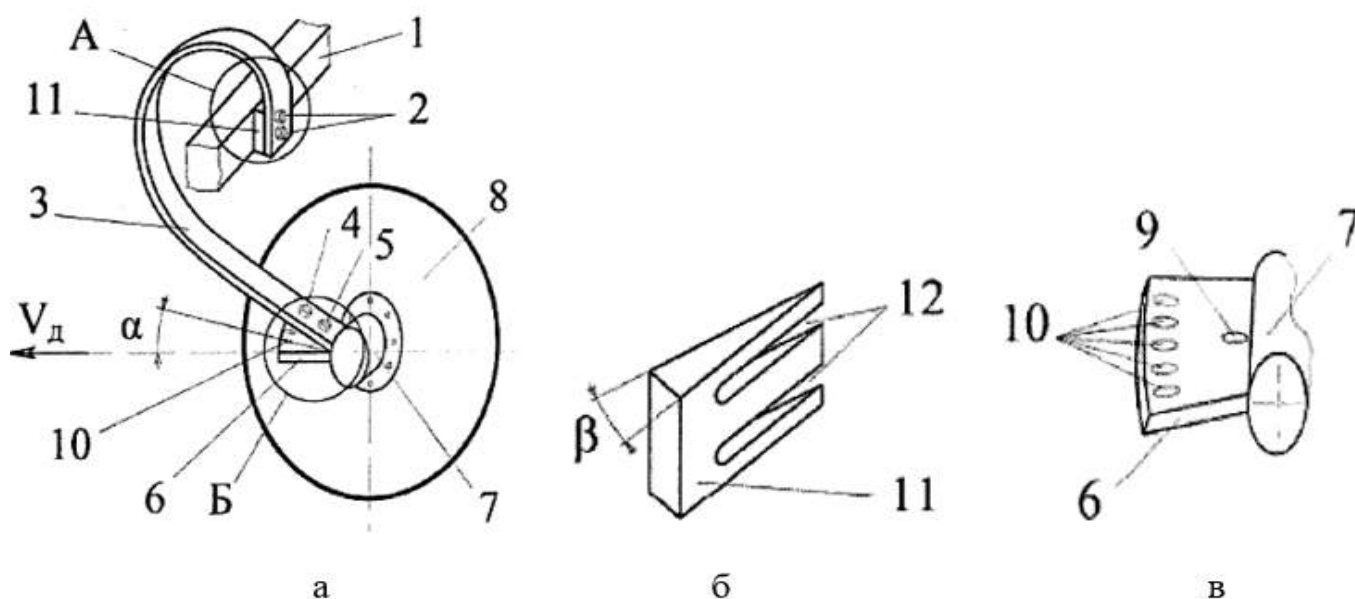


Рисунок 1.18 – Конструктивна схема дискатора

Запропонована конструкція дискатора (рис. 1.18, а) складається із рами з опорними колесами, що включає поперечні бруси 1. До них за допомогою бовтів 2 кріпиться верхня частина пружних стояків просторової форми 3. До нижньої частини стояків 3 прикріплюються, за допомогою двох бовтів 4 і 5, кронштейни 6 ступиць 7 сферичних дисків 8. На кронштейні 6 біля ступиці 7 виконаний один отвір 9 під болт 5 пружного стояка 3, а на його крайній частині виконано ряд отворів 10 під бовт 4 пружного стояка 3 для зміни кута атаки  $\alpha$  сферичного диска 8 (рис. 1.18, в). Між верхньою частиною стояків 3 і поперечним брусом рами 1 встановлюються клиноподібні прокладки 11 з напрямом клину вздовж поперечного бруса 1 (рис.

1.18, б). Клиноподібні прокладки мають поздовжні пази 12, які дозволяють замінювати їх на дискаторі не знімаючи робочі органи (диски 8 разом зі стояками 3), а лише відпускати бовти 2 їх кріплення. Для налагодження дискатора для роботи на різних ґрунтах він комплектується змінними прокладками різної конусності  $\beta$ .

Під час роботи дискатора кожен сферичний диск 8 підрізає, розпушує і частково перевертає скибу ґрунту, величина якої залежить від глибини обробітку та кута атаки  $\alpha$ . При цьому ґрунт створює навантаження на кожен сферичний диск 1, яке виштовхує його до гори. Для забезпеченні заданої глибини обробітку ґрунту жорсткість кожного стояка 3 повинна зрівноважувати виштовхуюче зусилля ґрунту і забезпечувати задане положення дисків 1.

В запропонованій конструкції дискатор комплектується стояками 3 малої жорсткості, які кріпляться у поздовжньо-вертикальній площині паралельно напрямку руху агрегату  $V_d$  і забезпечують якісний обробіток легких ґрунтів на задану глибину. При підготовці дискатора для обробітку більш важких ґрунтів між поперечним брусом 1 і верхньою частиною пружних стояків 3 встановлюється змінна клиноподібна прокладка 11 необхідної конусності  $\beta$  з напрямком клину вздовж поперечного бруса 1 і притискається бовтами 2. В результаті цього положення стояків 3 у поздовжньо-вертикальній площині відхиляється від напрямку руху дискатора  $V_d$  на кут  $\beta$ , що під час роботи від виштовхуючої сили опору ґрунту формує ефект скручування стояків 3, який збільшує їх жорсткість без зміни геометричних параметрів. При цьому також змінюється кут атаки  $\alpha$  дисків 8. Тому для забезпечення якісного суцільного обробітку поверхні поля заданий кут атаки  $\alpha$  необхідно відновлювати. Для цього відпускається бовт 5 кріплення кронштейна 6 ступиці 7 сферичного диска 8 до нижньої частини пружного стояка 3, а бовт 4 суміщується з відповідним отвором 10, який забезпечує заданий кут атаки  $\alpha$  диска 8 при відхиленні стояка 3 на кут  $\beta$  від напрямку руху дискатора  $V_d$  і затискаємо обидва бовти 4 і 5.

Таким чином, встановлюючи різної конусності  $\beta$  регульовальні змінні прокладки 11 між поперечним брусом 1 рами дискатора і верхньою частиною пружних стояків 3 забезпечується регулювання необхідної сумарної жорсткості стояків 3 для якісного обробітку ґрунту різного типу на задану глибину.

## 1.4 Висновки з розділу

На підставі проведеного аналізу можна зробити наступні висновки:

1. Застосування у сучасних технологіях виробництва сільськогосподарських культур ґрунтообробних знарядь на основі дискових робочих органів забезпечує утворення оптимального структурно-агрегатного складу ґрунту та подрібнення рослинних решток при зменшенні енергетичних витрат на виконання роботи.

2. Одним із способів підвищення ефективності функціонування дискових ґрунтообробних знарядь є застосування індивідуальних пружних стояків кріплення робочих органів до рами, що зумовлює їх коливний рух внаслідок нерівномірності діючих сил опору ґрунту та його руйнування при менших витратах енергії та кращій пристосованості до рельєфу поля, що підвищує можливість забезпечення заданої якості обробітку при зменшенні витрат на виконання роботи.

3. За результатами аналізу запропоновано конструктивні схеми дискових ґрунтообробних знарядь з індивідуальним кріпленням робочих органів на пружному стояку та регулятором жорсткості, що дозволяє змінювати сумарну жорсткість кріплення сферичних дисків до рами для якісного поверхневого обробітку на задану глибину різного типу ґрунтів.

4. Для визначення раціональних конструктивно-технологічних параметрів розробленого дискового ґрунтообробного знаряддя з індивідуальним кріпленням робочих органів на пружному стояку та регулятором жорсткості необхідно виконати теоретичні та експериментальні дослідження, які б дозволили розраховувати та керувати показниками процесу поверхневого обробітку із адаптацією до заданих ґрунтових умов.

## 1.5 Мета і задачі досліджень

**Мета роботи** – підвищення ефективності функціонування дискових робочих органів шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стояками та регулятором жорсткості.

Для досягнення поставленої мети визначені такі завдання дослідження:

- провести оцінку і аналіз існуючих підходів до розв’язання проблеми підвищення якості та зменшення енергоємності поверхневого обробітку ґрунту;
- провести моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості і обґрунтувати діапазони його раціональних конструктивних параметрів;
- провести математичне моделювання стабільності механічної системи дискатора з пружним стояком та регулятором жорсткості;
- обґрунтувати оптимальні конструктивно-режимні параметри пружного стояка дискового ґрунтообробного знаряддя з регулятором жорсткості;
- визначити економічну ефективність результатів досліджень.

Основні наукові результати, які викладені в цьому розділі, були оприлюднені в наукових публікаціях автора [107, 108].

## 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ ДИСКАТОРА З ПРУЖНИМ СТОЯКОМ ТА РЕГУЛЯТОРОМ ЖОРСТКОСТІ

### 2.1 Постановка задачі теоретичних досліджень

Оптимізація якості обробітку ґрунту та зменшення енерговитрат є перспективним напрямком, і його розвиток базується на використанні дискових знарядь із індивідуальним кріпленням робочих органів на пружних стояках [109, 110]. Це викликає коливання через нерівномірність опору ґрунту та його руйнування при менших енерговитратах, що дозволяє досягти кращої пристосованості до рельєфу поля та підвищує ефективність обробітку [111].

Наукові дослідження [42, 112], які стосуються робочих органів, обладнаних пружинами чи встановлених на пружних стояках, свідчать, що в певних умовах ґрунту, при визначених швидкостях та глибині обробітку, можна досягти зниження специфічного тягового опору. Це вдосконалює якісні показники роботи машини і сприяє самоочищенню робочих органів від прилипання ґрунту та застрягання бур'яну.

Таким чином, дослідження, спрямовані на вдосконалення якісних та енергетичних характеристик технологічних процесів обробітку ґрунту за допомогою дискових робочих органів на пружних стояках, є актуальними.

На сьогодні існує достатньо велика кількість конструкцій пружних стояків дискових робочих органів і відповідних їх теоретичних і експериментальних досліджень. Всі дослідження вражають своїм унікальним підходом до розв'язання науково-технічного завдання, пов'язаного зі зміною напружено-деформованого стану пружного стояка дискового робочого органу під час його взаємодії із ґрунтовим середовищем.

Наприклад, у дослідженнях Шевченка І. А. були запропоновані механіко-математичні моделі, що описують взаємодію пружного робочого органу з ґрунтовим середовищем та розроблено алгоритм для побудови амплітудно-частотної характеристики пружного стояка, яка регулює свою роботу в межах припустимого

відхилення глибини від встановленого значення на всьому робочому діапазоні, при умові збереження коливальних властивостей стояка. Однак дані дослідження є обмеженими і можуть бути використані лише для S-подібних стояків.

В роботі [109, 76] обґрунтовано форму пружного стояка дискатора у вигляді спіралі Архімеда і визначено вирази для коефіцієнтів жорсткості, довжини та кута відхилення у еквівалентній фізико-математичній моделі пружного стояка дискатора із врахуванням параметрів геометричної форми. Недоліком цього дослідження є неможливість регулювати геометричні параметри стояка під час налаштування для різних типів ґрунтів і дискових робочих органів.

Гопоненко О. І. [113] за допомогою методу Мора отримав вирази для визначення відхилень пружних стояків різних конфігурацій, згідно з якими визначальний конструкційний параметр – коефіцієнт жорсткості у вертикальній площині. Однак дані дослідження базувалися на вирішенні плоскої задачі, що значно обмежує використання запропонованих моделей.

Цікавими є роботи [114, 115, 116], в яких використано чисельне моделювання процесу взаємодії дискових робочих органів на пружних стояках із ґрунтовим середовищем. Тому подальші дослідження будемо використовувати саме цей метод, базуючись на відповідних підручниках [117, 118, 119].

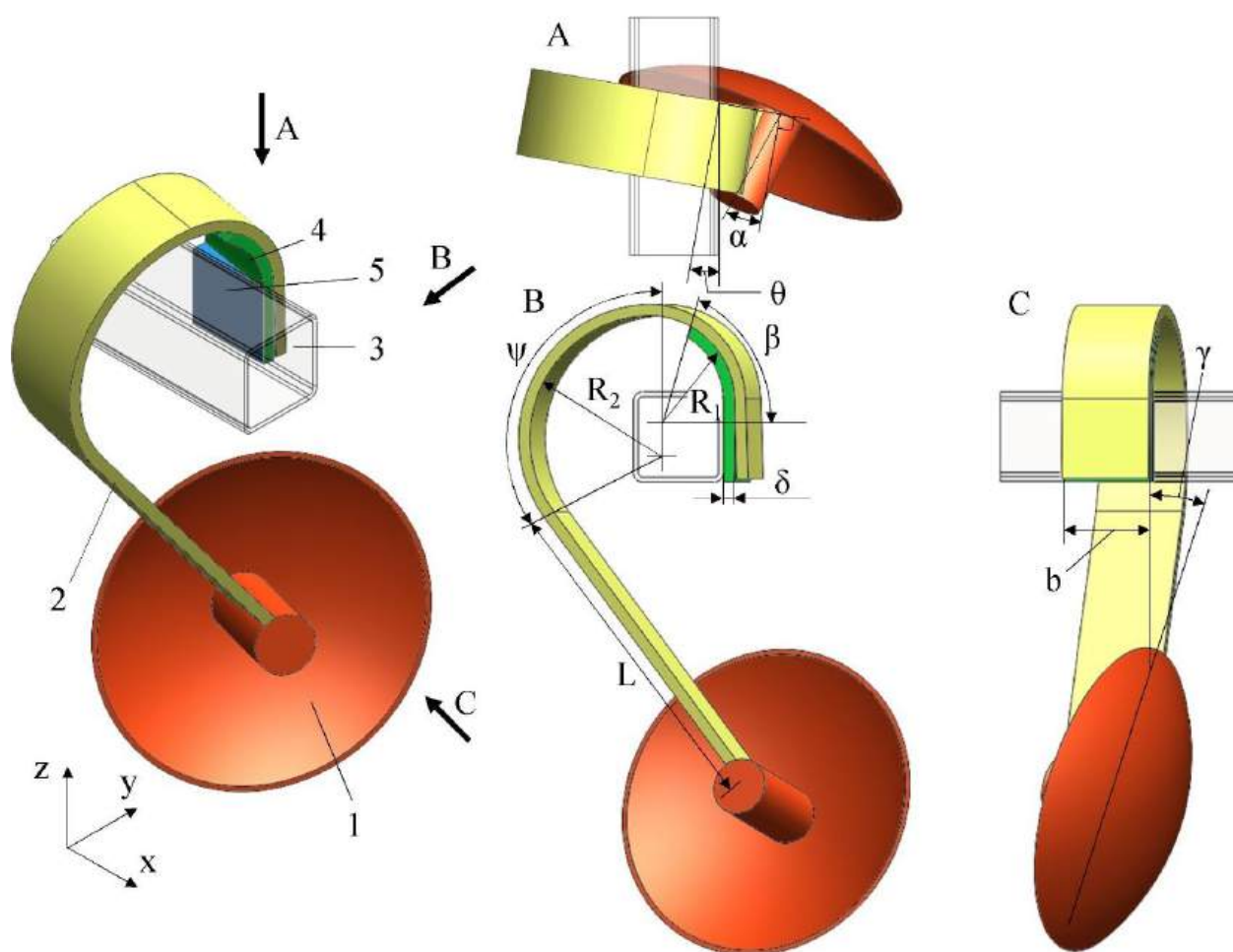
Спираючись на поставлену проблему і проведений аналіз літературних джерел необхідно вирішити наступну науково-технічну задачу підвищення ефективності функціонування дискових робочих органів шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стояками та регулятором жорсткості.

Задачами теоретичних досліджень є:

- проведення тривимірному моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості і обґрунтувати діапазони його раціональних конструктивних параметрів;
- проведення математичного моделювання стабільності механічної системи дискатора з пружним стояком та регулятором жорсткості.

## 2.2 Методика чисельного моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості

Запропонований дискатор [107, 108] включає раму, до якої кріпляться сферичні диски на окремих пружних стояках складної просторової форми, яка забезпечує встановлення диска з одним кутом атаки та кутом нахилу у вертикально-повздовжній площині (рис. 2.1).

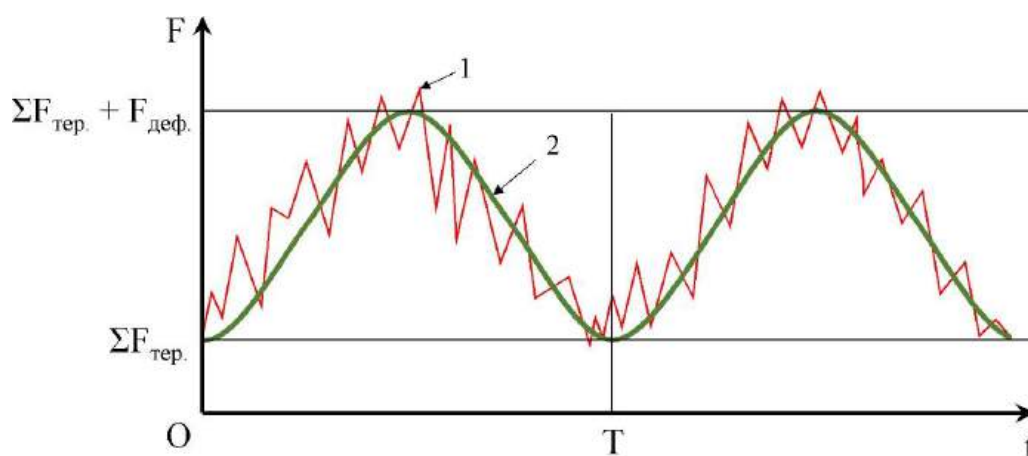


1 – диск; 2 – пружний стояк; 3 –рама; 4 – регулювальна пластина жорсткості; 5 – клиноподібна вставка;  $\alpha$  – кута атаки диска;  $\beta$  – кут регулювальної пластина жорсткості;  $\gamma$  – кут укоса диска;  $\theta$  – кут клиноподібної вставки;  $\psi$  – кут другого згину стояка;  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $L$ ,  $\delta$ ,  $b$  – геометричні розміри стояка

Рисунок 2.1 – Запропонований дисковий робочий орган на пружному стояку

Пружні стояки в місті кріплення обладнані пружними регульовальними пластинами жорсткості аналогічної кривизни з можливістю їх сумісного кріплення до рами дискатора. Додатково встановлені клиноподібні вставки для забезпечення кута повороту стояка відносно вертикальної вісі.

Згідно досліджень [120, 121] під час роботи ґрунтообробного знаряддя в однорідному за властивостями ґрунті виникає загальний опір ґрунту  $\Sigma F_{\text{тер}}$ , що враховує вагу, інерцію шару, сили тертя та проникнення леза в ґрунт, і опір деформації ґрунту  $F_{\text{деф}}$ . Компонента  $\Sigma F_{\text{тер}}$  залишається сталою, тоді як  $\Sigma F_{\text{деф}}$  періодично коливається від нуля до певного максимального значення (рис. 2). Це коливання обумовлено циклічним характером деформації ґрунту під впливом знаряддя. Зміна сили опору деформації ґрунту залежить від його фізико-механічних властивостей і вологості. Згідно з експериментальними дослідженнями [122, 123], можна припустити, що динамічна сила опору деформації ґрунту змінюється згідно зі законом синуса (рис. 2.2).



1 – експериментальні дані досліджень, 2 – лінія апроксимації

Рисунок 2.2 – Динамічна залежність сили опору деформації ґрунту [120]

У процесі швидкоплинного «стиснення-руйнування» і при певних умовах робочий орган може перейти у стан ударного навантаження. Навантаження на ґрунт здійснюється зовнішніми силами, які можуть бути статичними або динамічними за своєю природою. У випадку статичного навантаження зовнішні сили, що впливають

на ґрунт, не змінюються від часу або лише незначно змінюються протягом певного часового проміжку. При динамічному навантаженні сили, що діють на ґрунт, істотно змінюють свою величину за короткі проміжки часу, при цьому величини напружень і деформацій поширюються з кінцевою швидкістю [ 120, 121].

Багато дослідників [109, 114] приходять до висновку, що головною проблемою, з якою стикаються пружні робочі органи, є їхня стійкість по глибині. Розв'язання цієї проблеми передбачає аналіз вимушених коливань нелінійної системи під впливом квазіперіодичної сили. При цьому важливо враховувати особливості взаємодії робочого органу на пружному стояку з ґрунтом, зокрема, змінну геометрію робочого органу та вплив періодичності сколювання ґрунту при використанні пружних стояків.

В попередніх дослідженнях [79] отримані залежності зміни проєкції сили опору ґрунтового середовища  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  на вісі  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$  дискового робочого органу (рис. 2.3) від кутів атаки  $\alpha$  і нахилу  $\gamma$  робочого органу в діапазоні від (0 рад) до  $30^\circ$  ( $\pi/6$  рад), швидкості його переміщення  $V$  (1–4 м/с) та глибини обробітку ґрунту  $h$  (0,03–0,12 м):

$$F_x = 5627,99 V (-0,003242 + h^2 + 0,01948 \alpha^2 + \alpha (0,00757 + 0,003452 \gamma) + h (0,39199 + 0,18871 \alpha + 0,03176 \gamma) + 0,0025116 \gamma - 0,0005199 \gamma^2) \times (\cos \alpha + \sin \alpha (0,30769 \cos \gamma + 0,3077 \sin \gamma)), \quad (2.1)$$

$$F_y = 1731,69 V (-0,003242 + h^2 + 0,01948 \alpha^2 + \alpha (0,00757 + 0,003452 \gamma) + h (0,39199 + 0,18872 \alpha + 0,031764 \gamma) + 0,002512 \gamma - 0,000519 \gamma^2) \times (\cos \alpha + \sin \alpha (3,25 \cos \gamma + \sin \gamma)), \quad (2.2)$$

$$F_z = 1731,69 V (-0,003242 + h^2 + 0,01948 \alpha^2 + \alpha (0,00757 + 0,003452 \gamma) + h (0,39199 + 0,1887 \alpha + 0,03176 \gamma) + 0,0025116 \gamma - 0,000519 \gamma^2) \times (\cos \alpha + \sin \alpha (\cos \gamma + 3,25 \sin \gamma)). \quad (2.3)$$

Постановка задачі теоретичних досліджень наведена на рис. 3. Приймаємо, що на диск діють проєкції сили опору ґрунтового середовища  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  (1)–(3) і вага навантаження з боку рами знаряддя –  $F_p = 500$  Н (рис. 3).

Для оцінки процесу взаємодії пружних робочих органів із ґрунтом проведемо гармонійний аналіз, який оцінює пікову реакцію системи в стаціонарному стані на гармонійні навантаження.

На кожному кроці рішення всі прикладені навантаження і базові збудження мають однакову частоту. Величини визначаються відповідними частотними кривими. Припустимо, що вектор гармонійної вузлової сили  $\{P\}$  визначається

$$P_k = F_k \cos(\omega t + \gamma_k), \quad (2.4)$$

де  $P_k$  – величина сили в напрямку  $k$  ступеня вільності, Н;  $\omega$  – частота збудження,  $s^{-1}$ ;  $\gamma_k$  – фазовий кут сили;  $t$  – час, с.

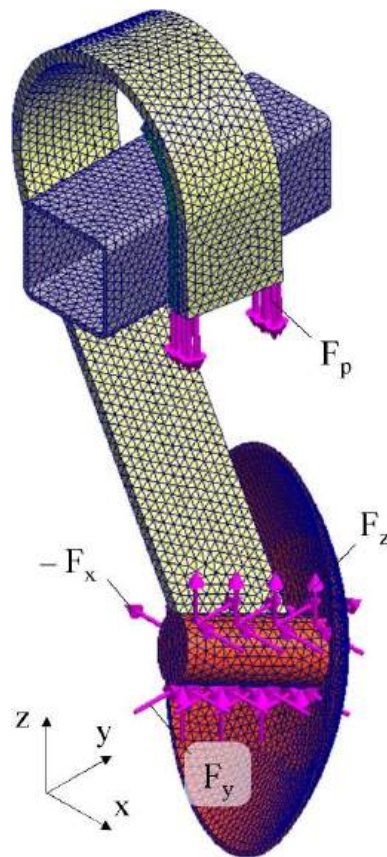


Рисунок 2.3 – Постановка задачі теоретичних досліджень

Для лінійних систем рівняння руху системи розв'язуються в  $n$  модальних рівнянь [124, 125, 126]:

$$\ddot{x}_n + 2\xi_n \omega_n \dot{x}_n + \omega_n^2 x_n = \{\phi\}_n^T \{P\}, \quad (2.5)$$

де  $x_n$  – узагальнене переміщення точки системи, м;  $\omega_n$  – частота коливання точки системи,  $c^{-1}$ ;  $\xi_n$  – коефіцієнт демпфування;  $\phi$  – модальна функція

Підстановкою вектору сили  $\{P\}$  в рівняння (2.5) отримуємо:

$$\text{Real}|\ddot{x}_n + 2\xi_n\omega_n\dot{x}_n + \omega_n^2x_n| = \text{Real}|(A_n + iB_n)e^{i\omega t}|, \quad (2.6)$$

де

$$A_n = \sum_{k=1}^{neq} \phi_{kn} F_k \cos \gamma_k, \quad (2.7)$$

$$B_n = \sum_{k=1}^{neq} \phi_{kn} F_k \sin \gamma_k. \quad (2.8)$$

Стационарний розв'язок рівняння (2.6) має вигляд:

$$\text{Real}|x_n| = \text{Real} \left| \frac{(A_n + iB_n e^{i\omega t})}{(\omega_n^2 - \omega^2) + 2i\xi_n\omega\omega_n} \right|. \quad (2.9)$$

Дійсна частина рівняння (2.9) дорівнює:

$$x_n = C_n \cos \omega t + S_n \sin \omega t, \quad (2.10)$$

де

$$C_n = \left| \frac{A_n |1 - (\omega / \omega_n)^2| + B_n |2\xi_n (\omega / \omega_n)|}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\xi_n\omega\omega_n)^2} \right|, \quad (2.11)$$

$$S_n = \left| \frac{A_n |2\xi_n (\omega / \omega_n)| - B_n |1 - (\omega / \omega_n)^2|}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\xi_n\omega\omega_n)^2} \right|, \quad (2.12)$$

Вектор переміщення  $u$  задається формулою:

$$\{u\} = [\Phi][C_n] \cos(\omega t) + [\Phi][S_n] \sin(\omega t) = [u_c] \cos(\omega t) + [u_s] \sin(\omega t). \quad (2.13)$$

Величина зміщення  $u_k$  і відповідний фазовий кут  $\theta_k$  для  $k$ -го ступеня свободи дорівнюють:

$$u_k = (u_{c,k}^2 + u_{s,k}^2)^{1/2}, \quad (2.14)$$

$$\theta_k = \tan^{-1}(u_{s,k} / u_{c,k}). \quad (2.15)$$

Реакції швидкості та прискорення є похідними від рівняння (2.13). Їх амплітуди становлять:

$$\dot{u}_k = \omega u_k, \quad (2.16)$$

$$\ddot{u}_k = \omega^2 u_k. \quad (2.17)$$

Фазові кути швидкостей і прискорень становлять  $90^\circ$  і  $180^\circ$  по відношенню до фазових кутів переміщення.

Так як механічна система (пружний стояк із дисковим робочим органом) є складною для аналітичного рішення, скористаємось чисельним моделюванням в програмному пакеті SOLIDWORKS Simulation в режимі лінійної динаміки випадкового коливання. Отримана система рівнянь (2.5)–(2.17) розв'язується за допомогою покрокового методу інтегрування Вільсона-Тета [127].

Для початку створимо сітку (рис. 2.3) із наступними параметрами: розмір елемента – 1,9–21,2 мм, співвідношення збільшення розміру елемента – 1,4. В якості матеріалу стояка і регулятора обрано 60С2А ГОСТ 4543-71<sup>1</sup>, для інших частин систем обрано AISI 1035<sup>2</sup>.

Параметрами вирішувача SOLIDWORKS Simulation: час симуляції – 10 с, кількість частот – 15, метод часової інтеграції – Newmark.

Для демонстрації отриманих результатів приймаємо наступні геометричні параметри дискового робочого органу на пружному стояку:  $R_1 = 80$  мм;  $R_2 = 150$  мм;  $L = 400$  мм,  $\delta = 10$  мм,  $b = 90$  мм. Кути атаки диска  $\alpha = 15^\circ$ , укоса диска  $\gamma = 15^\circ$ , регулювальної пластина жорсткості  $\beta = 60^\circ$ , клиноподібної вставки  $\theta = -10^\circ$ , другого згину стояка  $\psi = 140^\circ$ . При цьому для залежностей (2.1)–(2.3) швидкість переміщення  $V = 2$  м/с та глибина обробітку ґрунту  $h = 0,05$ .

Так в результаті чисельного моделювання отримано візуалізацію зміни розподілу напруженості стояка з часом (рис. 2.4). Аналізуючи цей розподіл, визначено динаміку зміни максимальної напруженості (рис. 2.5), яка знаходиться на вигині  $R_2$  і додатково напруження на вигині регулятора  $R_1$ . Напруженість змінюється за законом затухаючого коливання із визначеною власною частотою.

<sup>1</sup> Модуль пружності –  $2,12 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>; коефіцієнт Пуассона – 0,29; модуль зсуву –  $8,2 \cdot 10^{10}$  Н/м<sup>2</sup>; щільність – 7680 кг/м<sup>3</sup>; межа міцності при розтягуванні –  $1,27 \cdot 10^9$  Н/м<sup>2</sup>; межа текучості –  $1,09 \cdot 10^9$  Н/м<sup>2</sup>.

<sup>2</sup> Модуль пружності –  $2,04 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>; коефіцієнт Пуассона – 0,29; модуль зсуву –  $7,99 \cdot 10^{10}$  Н/м<sup>2</sup>; щільність – 7850 кг/м<sup>3</sup>; межа міцності при розтягуванні –  $5,85 \cdot 10^8$  Н/м<sup>2</sup>; межа текучості –  $2,82 \cdot 10^8$  Н/м<sup>2</sup>.

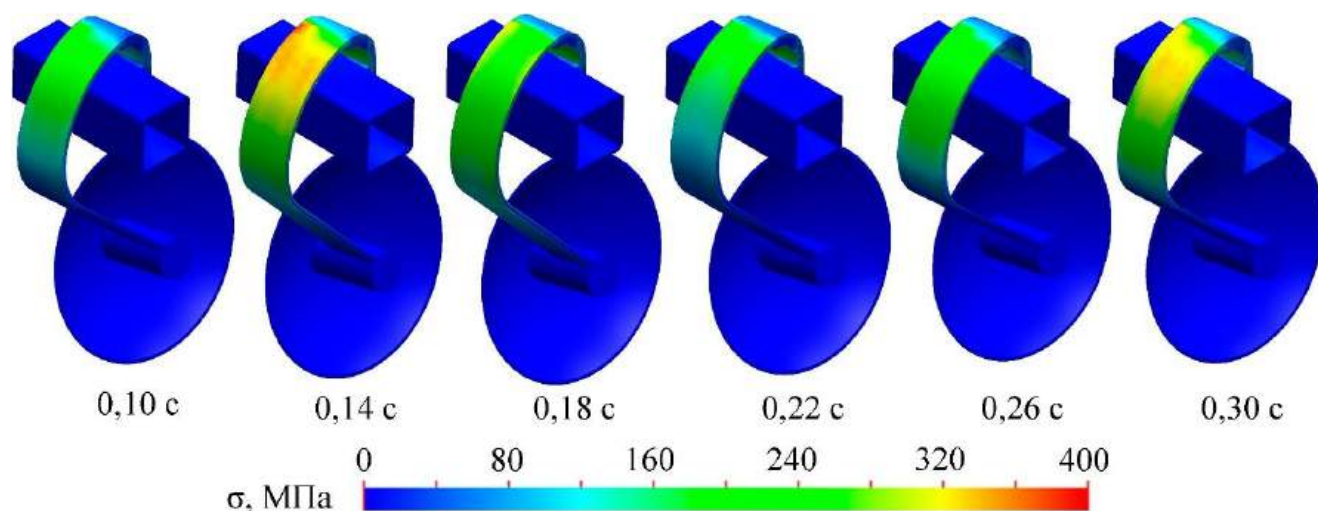


Рисунок 2.5 – Зміна розподілу напруженості стояка з часом

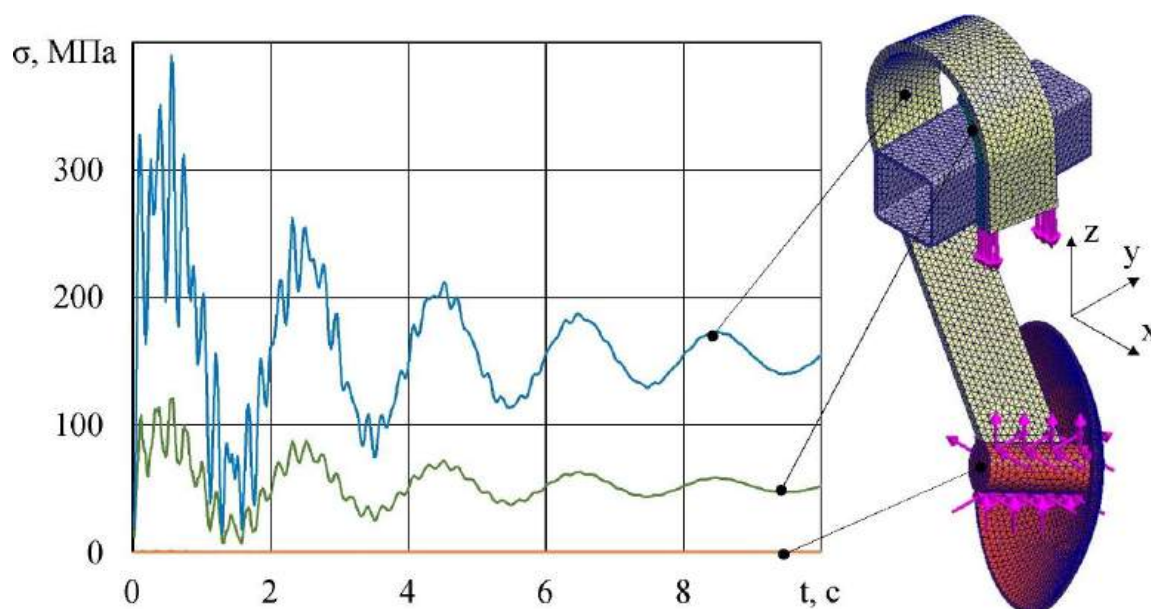


Рисунок 2.6 – Динаміка зміни максимальної напруженості в вигинах стояка

Для більш детальної оцінки розглянемо безпосередні коливання стояка у просторі. Така візуалізація в різних проекціях наведена на рис. 7 і демонструє зміну абсолютної деформації стояка з часом. Скалярні сцени були накладені одна на одну із часовим інтервалом 0,04 с. Цікавим з наведеної скалярної сцени є коливання не тільки самого стояка, а й частини рами зняряддя. Динаміка зміни максимального значення деформацій стояка в точці кріплення диска і частини рами зняряддя наведені на рис. 2.8.

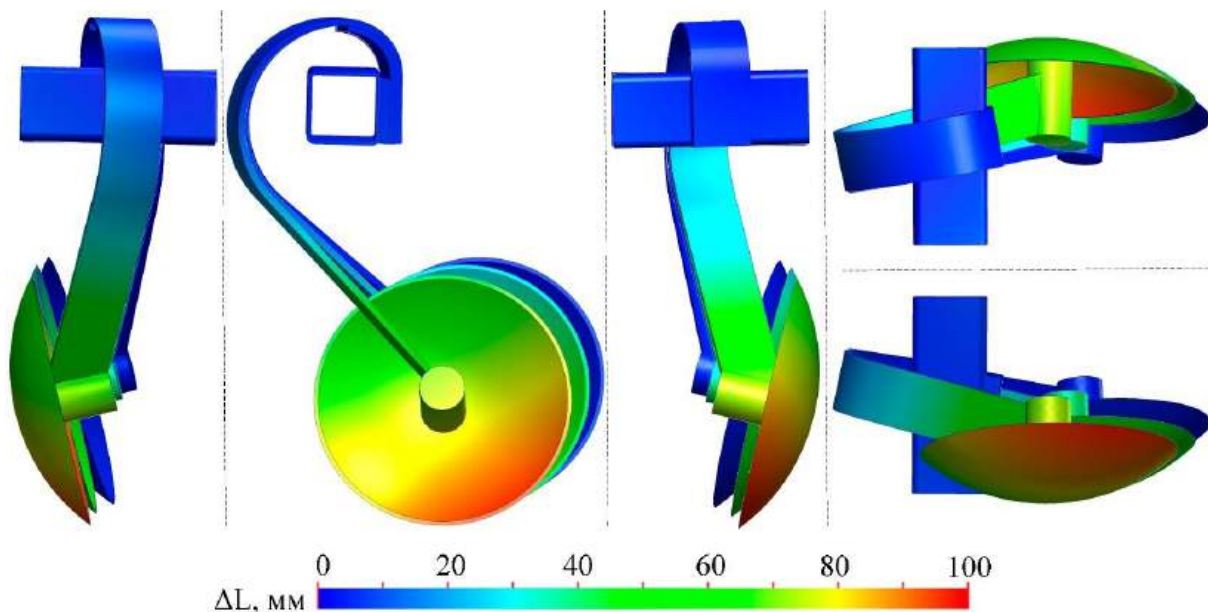


Рисунок 2.7 – Зміна абсолютної деформації стояка з часом в різних проекціях

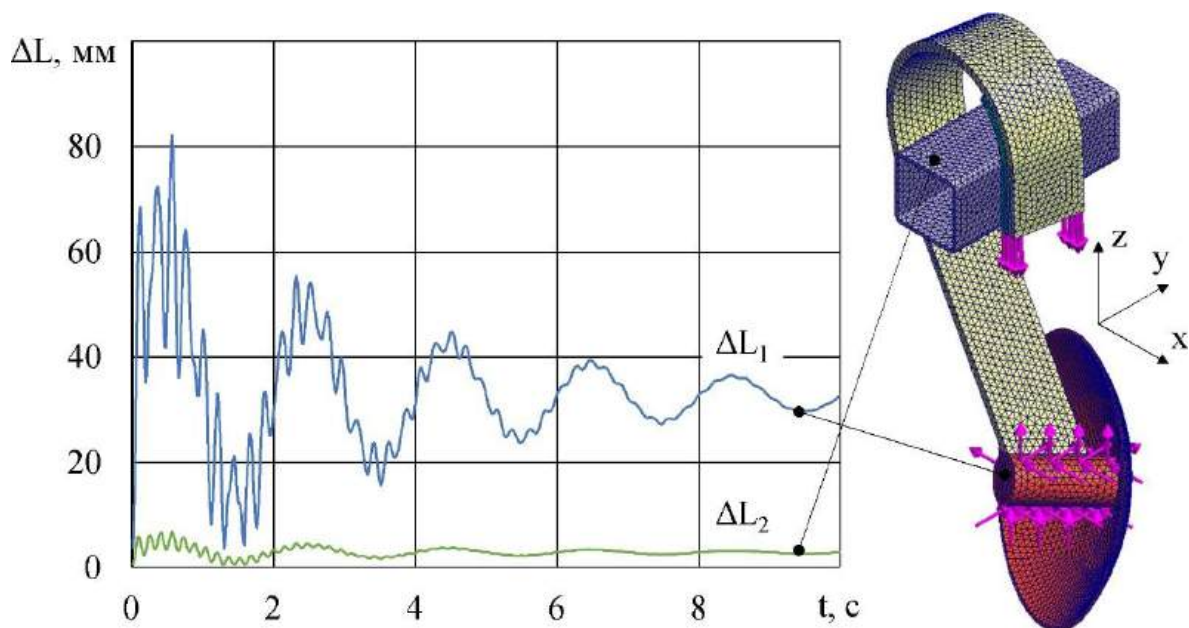


Рисунок 2.8 – Динаміка зміни абсолютної деформації стояка

Гіпотетично, маючи визначену кількість стояків або моделюючи їх конструкцію за рахунок набірних елементів із різною геометрією і жорсткістю, можна за вищевикладеною методикою побудувати їх амплітудно-частотні характеристики і за ними визначити планований діапазон роботи для заданих

технологічних режимів. Приклад такої амплітудно-частотної характеристики наведено на рис. 2.9 для трьох напрямків декартової системи координат. Амплітуда тут зведена до відносних значень можливості для подальшого порівняння.

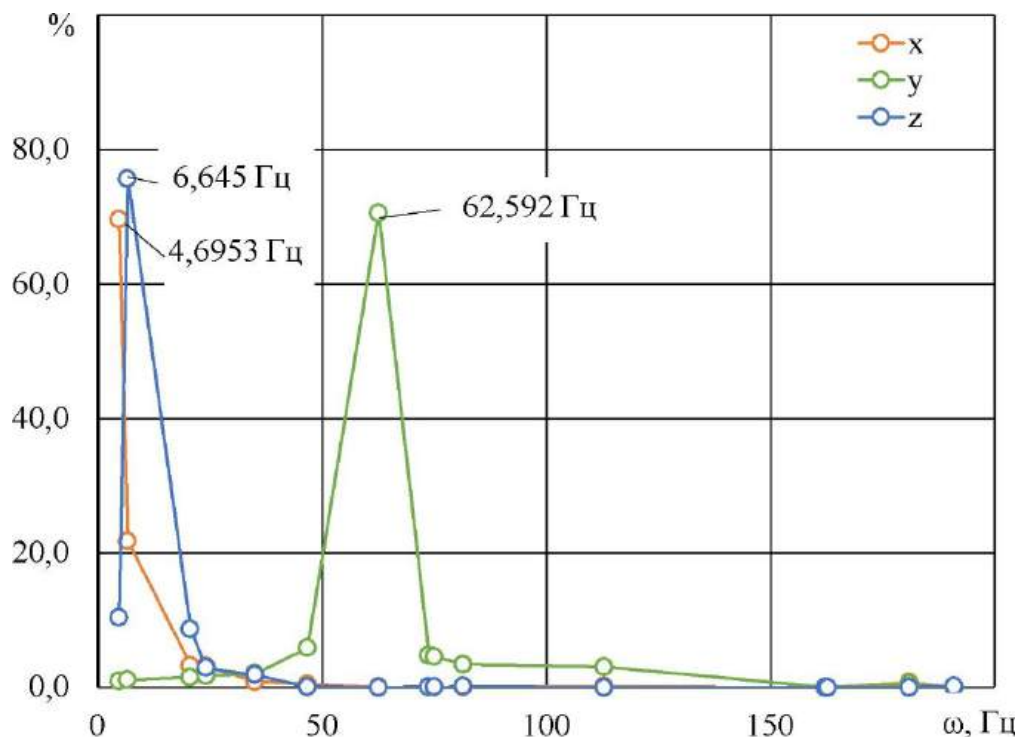


Рисунок 2.9 – Амплітудно-частотна характеристика коливання стояка

Для кожного напрямку спостерігається максимальне значення амплітуди. Так для напрямку  $Ox$  відповідає перший режим із частотою 4,6953 Гц, для напрямку  $Oy$  відповідає другий режим (6,645 Гц), а для напрямку  $Oz$  відповідає третій режим (62,592 Гц). Змінюючи конструктивні параметри стояка дискатора для всіх напрямків режими і частоти зберігаються в межах статистичної похибки

Проведений аналіз коливання пружного стояка дискатора дозволяє зупинитися на наступних критеріях оцінки:

- значення максимальної абсолютної деформації стояка в місці кріплення диска  $\Delta L_1$  і частини рами зняття  $\Delta L_2$ .

- значення максимальних напруженостей на вигинах стояка і регулятора жорсткості  $\sigma_{R2}$ ,  $\sigma_{R1}$ ;

– частоти власних коливань стояка в трьох напрямках  $\omega_x$ ,  $\omega_y$ ,  $\omega_z$ ;

Чисельне моделювання будемо проводити в три етапи:

– перший етап із конструктивними параметрами:  $R_1$  (60–140 мм),  $R_2$  (120–200 мм),  $L$  (300–500 мм),  $\psi$  (100–160 °);

– другий етап із конструктивними параметрами:  $b$  (80–130 мм),  $\delta$  (8–16 мм);

– третій етап із конструктивними параметрами:  $\alpha$  (0–30 °),  $\gamma$  (0–30 °),  $\beta$  (0–90 °),  $\theta$  (–10–10 °).

Варіація факторів трирівнева (–1; 0; 1). Моделювання проводилось за повнофакторним планом досліджень. Обробка результатів досліджень проведена з використанням програмного пакету Wolfram Cloud. В результаті досліджень визначені рівняння другого порядку залежностей критеріїв досліджень від факторів для кожного етапу. Загальний вигляд рівнянь має вигляд [117]:

$$K_m = a_{00} + \sum_{i=1}^k a_{i0} q_i + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k a_{ij} q_i q_j, \quad (2.18)$$

де  $K_m$  – критерій досліджень;  $q_1, \dots, q_k$  – фактори досліджень в закодованому вигляді;  $a_{00}, a_{10}, \dots, a_{k0}, a_{11}, \dots, a_{kk}$  – коефіцієнти регресії;  $k$  – кількість факторів;  $i, j$  – порядковий номер. Для трирівневого кодування факторів використана формула [117]:

$$q_i = \frac{2Q_i - (Q_{\max} + Q_{\min})}{Q_{\max} - Q_{\min}}, \quad (2.19)$$

де  $Q_i$  – фактор досліджень в розкодованому вигляді;  $Q_{\min}, Q_{\max}$  – максимальне і мінімальне значення фактора досліджень в розкодованому вигляді.

В Wolfram Cloud [128] рівняння регресії визначалося з використанням функції `NonlinearModelFit`, а статистична обробка даних, а саме, визначення стандартної похибки,  $t$ -критерію Стьюдента і  $p$ -рівня значимості, проводилась з використанням процедури `ParameterTable`. Мінімальне і максимальне значення критерію і відповідних оптимальних факторів визначалися з використанням функцій `FindMinimum` і `FindMaximum`. Побудова поверхонь відгуків проводилась з використанням функції `Plot3D`.

На підставі такого підходу вже на стадії проектування дискових робочих органів на пружних стояках можна робити висновок про можливість виконання ними конкретних технологічних задач. Змінюючи параметри стояків і проводячи повторні дослідження, можна отримати відповідні залежності у вигляді рівнянь регресії.

### 2.3 Результати чисельного моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості

В результаті чисельного моделювання в програмному пакеті SOLIDWORKS Simulation сформовано масиви даних за трьома етапами із визначеними значеннями критеріїв досліджень. Результати моделювання та їх обробка більш детально наведені в додатку Б.

Для першого етапу досліджень були прийняті наступні конструктивні параметри:  $b = 100$  мм,  $\delta = 14$  мм,  $\alpha = 15^\circ$ ,  $\gamma = 15^\circ$ ,  $\beta = 90^\circ$ ,  $\theta = -5^\circ$ . Використовуючи програмний пакет Wolfram Cloud, для першого етапу моделювання отримані коефіцієнти рівняння регресії  $\Delta L_1$ ,  $\Delta L_2$ ,  $\sigma_{R1}$ ,  $\sigma_{R2}$  і відповідні статистичні критерії, які зведені в табл. 2.1–2.2.

Порівнюючи розрахований t-критерій (табл. 2.1) із табличним значенням  $t_{0,05}(81) = 1,98$  відхилимо незначущі коефіцієнти рівняння регресії і провівши розкодування отримуємо відповідні закономірності (рис. 2.10):

$$\Delta L_1 = -1233,7 + 2,13518 L - 0,0021974 L^2 + 5,55206 \psi - 0,0271413 \psi^2 + 1,10394 R_1 - 0,0116429 R_1^2 + 8,96885 R_2 - 0,0260937 R_2^2, \quad (2.20)$$

$$\Delta L_2 = 54,931 - 0,094416 L + 0,0001363 L^2 - 0,48702 \psi + 0,0015925 \psi^2 - 0,451531 R_1 + 0,00164127 R_1^2 + 0,372385 R_2 - 0,000982725 R_2^2. \quad (2.21)$$

Для забезпечення найкращої умови роботи пружного стояка необхідно забезпечити найбільшу деформацію стояка в місці кріплення диска  $\Delta L_1$  і, при цьому, найменше значення деформації рами знаряддя  $\Delta L_2$ , тобто:

$$\Delta L_1 \rightarrow \max, \Delta L_2 \rightarrow \min. \quad (2.22)$$

Провівши скалярне ранжування, компромісна задача (2.22) може бути вирішена шляхом максимізації мультиплікативної функції:

$$M = \frac{\Delta L_1 - \min(\Delta L_1)}{\max(\Delta L_1) - \min(\Delta L_1)} \times \frac{\max(\Delta L_2) - \Delta L_2}{\max(\Delta L_2) - \min(\Delta L_2)} \rightarrow \max. \quad (2.23)$$

Таблиця 2.1 – Результати розрахунку коефіцієнтів рівняння регресії  $\Delta L_1$ ,  $\Delta L_2$  і статистичних критеріїв для першого етапу досліджень

Коеф.	$\Delta L_1$				$\Delta L_2$			
	Знач.	Похибка	t-крит.	p-рівень	Знач.	Похибка	t-крит.	p-рівень
a <sub>00</sub>	292,852	0,7055	415,0	$1,7 \cdot 10^{-114}$	8,268	0,0697	118,6	$1,19 \cdot 10^{-78}$
a <sub>10</sub>	-48,985	0,2880	-170,0	$6,08 \cdot 10^{-89}$	-4,931	0,0284	-173,2	$1,77 \cdot 10^{-89}$
a <sub>20</sub>	24,7544	0,2880	85,9	$1,79 \cdot 10^{-69}$	2,316	0,0284	81,3	$6,23 \cdot 10^{-68}$
a <sub>30</sub>	37,726	0,2880	130,9	$1,77 \cdot 10^{-81}$	1,467	0,0284	51,5	$4,79 \cdot 10^{-55}$
a <sub>40</sub>	-45,140	0,2880	-156,7	$1,32 \cdot 10^{-86}$	-2,188	0,0284	-76,8	$2,55 \cdot 10^{-66}$
a <sub>12</sub>	0,25833	0,3527	0,732	0,466612	-0,011	0,0348	-0,318	0,750901
a <sub>13</sub>	0,15555	0,3527	0,440	0,660711	-0,047	0,0348	-1,354	0,180098
a <sub>14</sub>	-0,1361	0,3527	-0,385	0,700881	-0,063	0,0348	-1,832	0,071317
a <sub>23</sub>	-0,2222	0,3527	-0,629	0,530943	-0,022	0,0348	-0,637	0,525967
a <sub>24</sub>	0,16111	0,3527	0,456	0,649409	0,0111	0,0348	0,318	0,750901
a <sub>34</sub>	-0,2055	0,3527	-0,582	0,562117	-0,052	0,0348	-1,514	0,13475
a <sub>11</sub>	-18,628	0,4989	-37,3	$4,17 \cdot 10^{-46}$	2,626	0,0492	53,2	$5,76 \cdot 10^{-56}$
a <sub>22</sub>	-41,75	0,4989	-83,6	$1,02 \cdot 10^{-68}$	-1,572	0,0492	-31,8	$7,92 \cdot 10^{-42}$
a <sub>33</sub>	-21,974	0,4989	-44,0	$1,16 \cdot 10^{-50}$	1,36	0,0492	27,6	$5,03 \cdot 10^{-38}$
a <sub>44</sub>	-24,427	0,4989	-48,9	$1,32 \cdot 10^{-53}$	1,433	0,0492	29,0	$2,39 \cdot 10^{-39}$
Показник	DF	SS	MS	Критерій Фішера	DF	SS	MS	Критерій Фішера
Модель	15	$4,38 \cdot 10^6$	29243	65266	15	11726	781,76	17874
Помилка	66	295,73	4,4807	–	66	2,886	0,0437	–
Невиправлена сума	81	$4,38 \cdot 10^6$	–	–	81	11729	–	–
Виправлена сума	80	406916	–	–	80	2220	–	–

Вирішуючи в програмному пакеті Wolfram Cloud рівняння (2.23) отримані раціональні значення геометричних параметрів стояка дискатора:  $R_1 = 107$  мм,  $R_2 = 152$  мм,  $L = 421$  мм,  $\psi = 125^\circ$ .

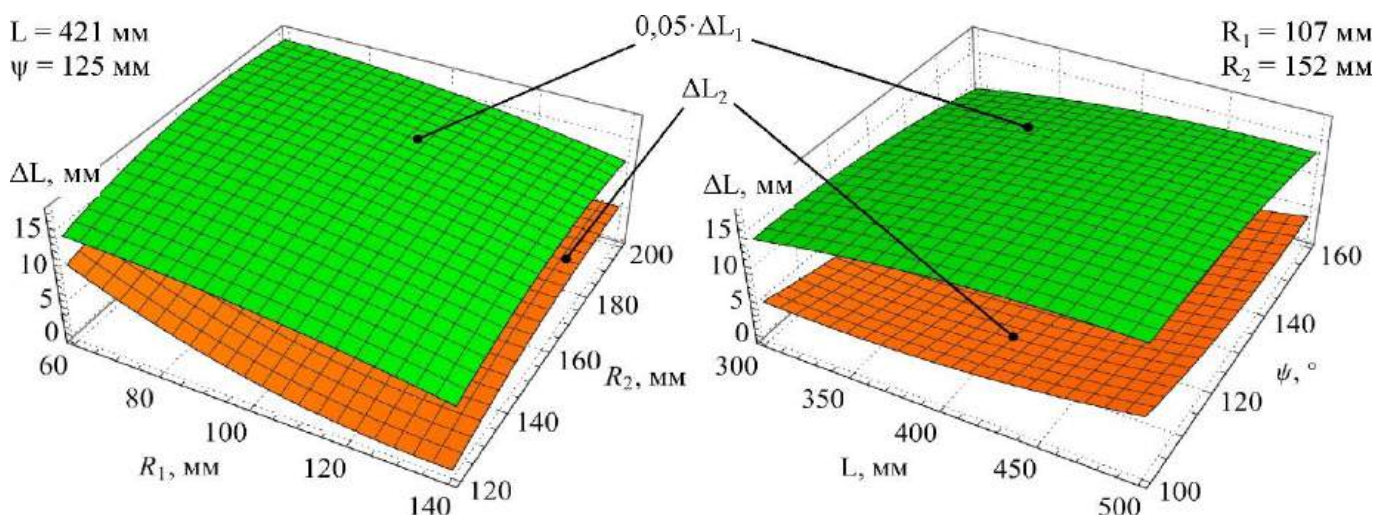


Рисунок 2.10 – Залежність максимальної абсолютної деформації стояка в місці кріплення диска  $\Delta L_1$  і частини рами зняряддя  $\Delta L_2$  від факторів досліджень  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $L$ ,  $\psi$

Порівнюючи розрахований t-критерій (табл. 2.2) із табличним значенням  $t_{0,05}(81) = 1,98$  відхилимо незначущі коефіцієнти рівняння регресії і провівши розкодування отримуємо відповідні закономірності (рис. 2.11):

$$\sigma_{R1} = -15,03 + 0,020206 L - 0,00002384 L^2 + 0,06813 \psi - 0,000235 \psi^2 + 0,00608089 R_1 - 0,000114133 R_1^2 + 0,127219 R_2 - 0,000428031 R_2^2, \quad (2.24)$$

$$\sigma_{R2} = 1047,02 - 1,31236 L + 0,0017029 L^2 - 7,18869 \psi + 0,03111 \psi^2 - 6,68896 R_1 + 0,0225747 R_1^2 + 2,77735 R_2 - 0,0107553 R_2^2. \quad (2.25)$$

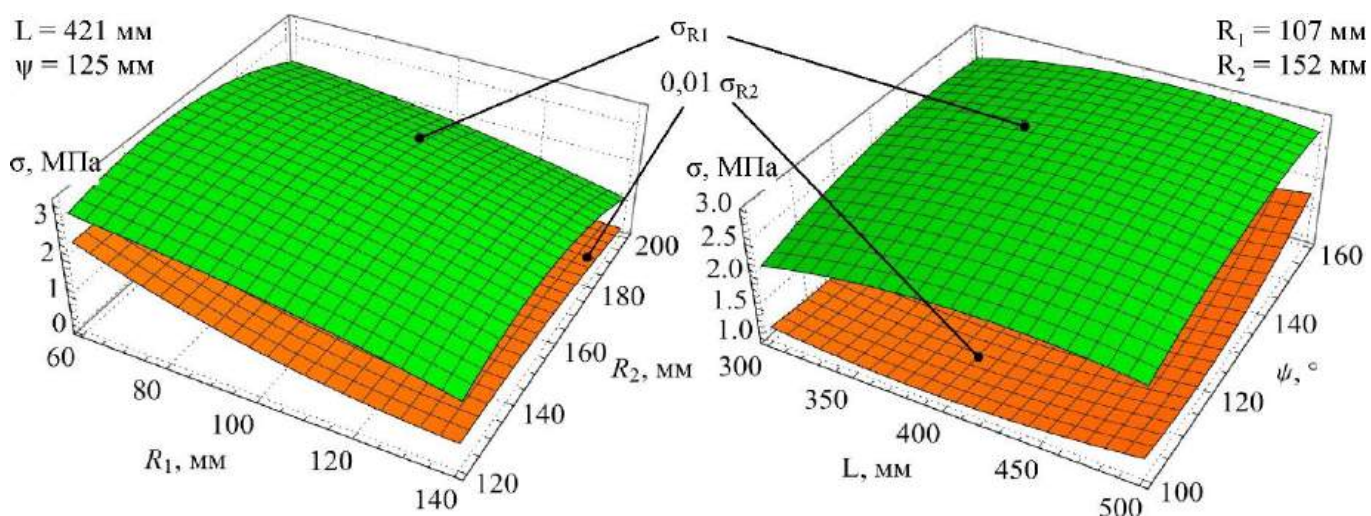


Рисунок 2.11 – Залежність максимальних напруженостей на вигинах стояка і регуляторі жорсткості  $\sigma_{R2}$ ,  $\sigma_{R1}$  від факторів досліджень  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $L$ ,  $\psi$

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку коефіцієнтів рівняння регресії  $\sigma_{R1}$ ,  $\sigma_{R2}$  і статистичних критеріїв для першого етапу досліджень

Коеф.	$\sigma_{R1}$				$\sigma_{R2}$			
	Знач.	Похибка	t-крит.	p-рівень	Знач.	Похибка	t-крит.	p-рівень
a <sub>00</sub>	2,98327	0,0208	143,3	4,5·10 <sup>-84</sup>	111,714	0,7032	158,8	5,4·10 <sup>-87</sup>
a <sub>10</sub>	-0,6698	0,0084	-78,8	4,9·10 <sup>-67</sup>	-86,960	0,2871	-302,8	1,8·10 <sup>-105</sup>
a <sub>20</sub>	-0,3900	0,0084	-45,9	8,0·10 <sup>-52</sup>	-26,573	0,2871	-92,5	1,3·10 <sup>-71</sup>
a <sub>30</sub>	0,1132	0,0084	13,3	2,1·10 <sup>-20</sup>	5,00128	0,2871	17,4	2,2·10 <sup>-26</sup>
a <sub>40</sub>	0,2089	0,0084	24,6	5,8·10 <sup>-35</sup>	27,0165	0,2871	94,0	4,7·10 <sup>-72</sup>
a <sub>12</sub>	0,00787	0,0104	0,756	0,452	0,24361	0,3516	0,692	0,490882
a <sub>13</sub>	0,00398	0,0104	0,382	0,703	0,18861	0,3516	0,536	0,593508
a <sub>14</sub>	0,00398	0,0104	0,382	0,703	-0,0758	0,3516	-0,215	0,829924
a <sub>23</sub>	-0,0012	0,0104	-0,115	0,908	-0,2277	0,3516	-0,647	0,519395
a <sub>24</sub>	-0,0040	0,0104	-0,391	0,696	0,22944	0,3516	0,652	0,516353
a <sub>34</sub>	-0,0155	0,0104	-1,4	0,139	-0,1844	0,3516	-0,524	0,601676
a <sub>11</sub>	-0,1826	0,0147	-12,4	6,3·10 <sup>-19</sup>	36,1195	0,4973	72,6	1,0·10 <sup>-64</sup>
a <sub>22</sub>	-0,6848	0,0147	-46,5	3,3·10 <sup>-52</sup>	-17,208	0,4973	-34,6	4,9·10 <sup>-44</sup>
a <sub>33</sub>	-0,2384	0,0147	-16,2	1,0·10 <sup>-24</sup>	17,0296	0,4973	34,2	9,5·10 <sup>-44</sup>
a <sub>44</sub>	-0,2117	0,0147	-14,3	4,9·10 <sup>-22</sup>	28,0012	0,4973	56,3	1,6·10 <sup>-57</sup>
Показник	DF	SS	MS	Критерій Фішера	DF	SS	MS	Критерій Фішера
Модель	15	405,247	27,016	6934	15	2,464·10 <sup>6</sup>	164330	36915
Помилка	66	0,257132	0,0038	–	66	293,803	4,4515	–
Невиправлена сума	81	405,504	–	–	81	2,465·10 <sup>6</sup>	–	–
Виправлена сума	80	46,6377	–	–	80	535705	–	–

Для раціональних значень геометричних параметрів стояка  $\sigma_{R1} = 2,88$  МПа,  $\sigma_{R2} = 99,95$  МПа.

При першому етапі досліджень частоти власних коливань стояка в трьох напрямках складали:  $\omega_x = 4,61 \pm 0,21$  Гц,  $\omega_y = 62,68 \pm 1,98$  Гц,  $\omega_z = 6,65 \pm 0,28$  Гц.

Для другого етапу були прийняті наступні конструктивні параметри:  $R_1 = 107$  мм,  $R_2 = 152$  мм,  $L = 421$  мм,  $\psi = 125^\circ$ ,  $\alpha = 15^\circ$ ,  $\gamma = 15^\circ$ ,  $\beta = 90^\circ$ ,  $\theta = -5^\circ$ . Використовуючи програмний пакет Wolfram Cloud для другого етапу моделювання

отримані коефіцієнти рівняння регресії  $\Delta L_1$ ,  $\Delta L_2$ ,  $\sigma_{R1}$ ,  $\sigma_{R2}$  і відповідні статистичні критерії, які зведені в табл. 2.3–2.4.

Порівнюючи розрахований t-критерій (табл. 2.3) із табличним значенням  $t_{0,05}(9) = 2,26$  відхилимо незначущі коефіцієнти рівняння регресії і провівши розкодування отримуємо відповідні закономірності (рис. 2.12):

$$\Delta L_1 = -175,64 - 0,02148 b^2 + b(2,295 - 0,0196 \delta) + 43,802 \delta - 1,565 \delta^2, \quad (2.26)$$

$$\Delta L_2 = 35,4949 - 0,02487 b - 0,002217 b^2 + 0,9307 \delta - 0,0387 \delta^2. \quad (2.27)$$

Вирішуючи в програмному пакеті Wolfram Cloud рівняння (2.23) отримані раціональні значення геометричних параметрів стояка:  $b = 109$  мм,  $\delta = 14$  мм.

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку коефіцієнтів рівняння регресії  $\Delta L_1$ ,  $\Delta L_2$  і статистичних критеріїв для другого етапу досліджень

Коеф.	$\Delta L_1$				$\Delta L_2$			
	Знач.	Похибка	t-крит.	p-рівень	Знач.	Похибка	t-крит.	p-рівень
$a_{00}$	115,504	0,6398	180,5	$3,7 \cdot 10^{-7}$	16,4126	0,1778	92,2	$2,8 \cdot 10^{-6}$
$a_{10}$	-44,767	0,3504	-127,7	$1,0 \cdot 10^{-6}$	-9,3692	0,0974	-96,1	$2,4 \cdot 10^{-6}$
$a_{20}$	17,004	0,3504	48,5	0,000019	0,12854	0,0974	1,31	0,278
$a_{12}$	-1,575	0,4292	-3,6	0,035	-0,125	0,1193	-1,04	0,371
$a_{11}$	-8,5942	0,6070	-14,1	0,00076	-0,8871	0,1687	-5,25	0,0134
$a_{22}$	-25,054	0,6070	-41,2	0,000031	-0,6204	0,1687	-3,67	0,0348
Показник	DF	SS	MS	Критерій Фішера	DF	SS	MS	Критерій Фішера
Модель	6	93133,2	15522	21062	6	2665,72	444,2	7802
Помилка	3	2,21083	0,7369	–	3	0,17083	0,056	–
Невиправлена сума	9	93135,4	–	–	9	2665,89	–	–
Виправлена сума	8	15175	–	–	8	529,368	–	–

Порівнюючи розрахований t-критерій (табл. 2.4) із табличним значенням  $t_{0,05}(81) = 1,98$  відхилимо незначущі коефіцієнти рівняння регресії і провівши розкодування отримуємо відповідні закономірності (рис. 2.13):

$$\sigma_{R1} = 8,59556 + b (-0,03937 - 0,0003437 \delta) + 0,030637 \delta - 0,0027543 \delta^2, \quad (2.28)$$

$$\sigma_{R2} = 240,765 - 1,94606 b + 0,00632531 b^2 - 1,94083 \delta. \quad (2.29)$$

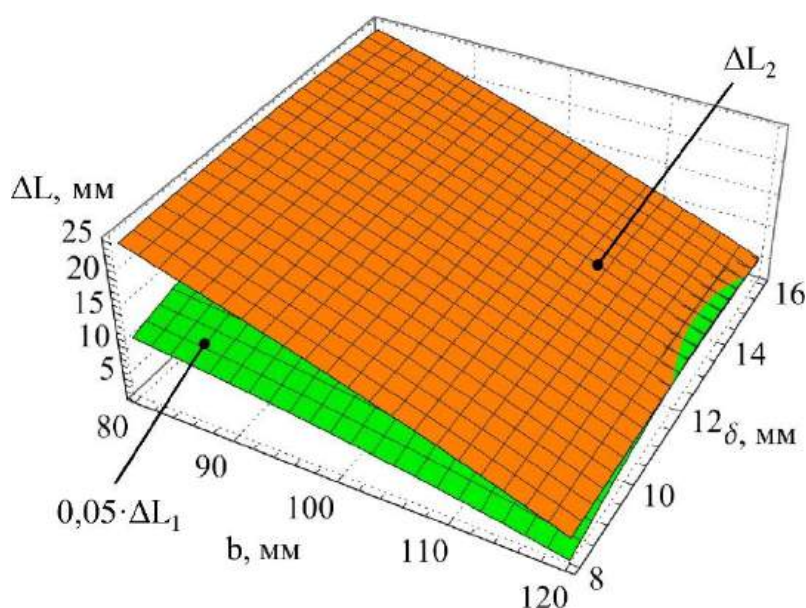


Рисунок 2.12 – Залежність максимальної абсолютної деформації стояка в місці кріплення диска  $\Delta L_1$  і частини рами зняряддя  $\Delta L_2$  від факторів досліджень  $b$ ,  $\delta$

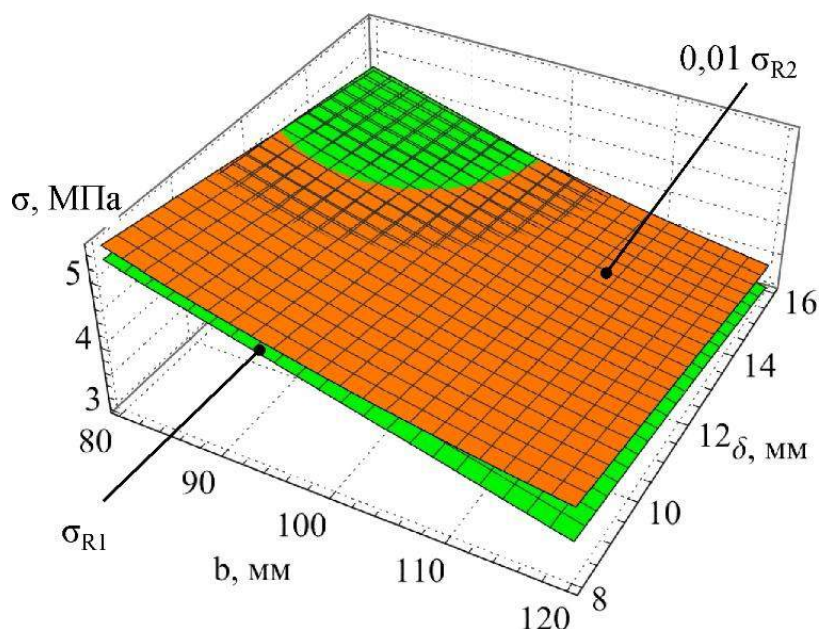


Рисунок 2.13 – Залежність максимальних напруженостей на вигинах стояка і регулятора жорсткості  $\sigma_{R2}$ ,  $\sigma_{R1}$  від факторів досліджень  $b$ ,  $\delta$

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку коефіцієнтів рівняння регресії  $\sigma_{R1}$ ,  $\sigma_{R2}$  і статистичних критеріїв для другого етапу досліджень

Коеф.	$\sigma_{R1}$				$\sigma_{R2}$			
	Знач.	Похибка	t-крит.	p-рівень	Знач.	Похибка	t-крит.	p-рівень
$a_{00}$	4,2170	0,0161	260,3	$1,2 \cdot 10^{-7}$	86,122	0,1786	481,9	$1,9 \cdot 10^{-8}$
$a_{10}$	-0,869	0,0088	-98,0	$2,3 \cdot 10^{-6}$	-13,619	0,0978	-139,1	$8,1 \cdot 10^{-7}$
$a_{20}$	-0,2793	0,0088	-31,4	0,00007	-7,7633	0,0978	-79,3	$4,4 \cdot 10^{-6}$
$a_{12}$	-0,0275	0,0108	-2,53	0,085	-0,0475	0,1198	-0,39	0,718
$a_{11}$	-0,0065	0,0153	-0,42	0,699	2,5301	0,1695	14,9	0,0006
$a_{22}$	-0,0440	0,0153	-2,86	0,064	-0,0846	0,1695	-0,49	0,651
Показник	DF	SS	MS	Критерій Фішера	DF	SS	MS	Критерій Фішера
Модель	6	162,517	27,086	57346	6	70792,3	11798	205290
Помилка	3	0,00141698	0,0004	–	3	0,172419	0,0574	–
Невиправлена сума	9	162,518	–	–	9	70792,5	–	–
Виправлена сума	8	5,01707	–	–	8	1487,63	–	–

Для раціональних значень геометричних параметрів стояка  $\sigma_{R1} = 3,65$  МПа,  $\sigma_{R2} = 76,96$  МПа.

При другому етапі досліджень частоти власних коливань стояка в трьох напрямках склали  $\omega_x = 4,63 \pm 0,26$  Гц,  $\omega_y = 60,43 \pm 1,61$  Гц,  $\omega_z = 6,69 \pm 0,20$  Гц.

Для третього етапу були прийняті наступні конструктивні параметри:  $R_1 = 107$  мм,  $R_2 = 152$  мм,  $L = 421$  мм,  $\psi = 125^\circ$ ,  $b = 109$  мм,  $\delta = 14$  мм. Використовуючи програмний пакет Wolfram Cloud для третього етапу моделювання отримані коефіцієнти рівняння регресії  $\Delta L_1$ ,  $\Delta L_2$ ,  $\sigma_{R1}$ ,  $\sigma_{R2}$  і відповідні статистичні критерії, які зведені в табл. 2.5–2.6.

Порівнюючи розрахований t-критерій (табл. 2.5) із табличним значенням  $t_{0,05}(81) = 1,98$  відхилимо незначущі коефіцієнти рівняння регресії і провівши розкодування отримуємо відповідні закономірності (рис. 2.14):

$$\Delta L_1 = -66,7073 - 0,0297457 \alpha^2 - 0,0598816 \beta^2 + \beta (3,19449 - \quad (2.30)$$

$$- 0,0395075 \theta) + \alpha(1,26804 + 0,0367459 \theta) + 1,45506 \theta - 0,060829 \theta^2,$$

$$\Delta L_2 = 3,75465 + 0,00544474 \alpha - 0,00440423 \beta + 0,0131269 \theta. \quad (2.31)$$

Таблиця 2.5 – Результати розрахунку коефіцієнтів рівняння регресії  $\Delta L_1$ ,  $\Delta L_2$  і статистичних критеріїв для третього етапу досліджень

Коеф.	$\Delta L_1$				$\Delta L_2$			
	Знач.	Похибка	t-крит.	p-рівень	Знач.	Похибка	t-крит.	p-рівень
a <sub>00</sub>	120,976	0,7055	171,4	$3,5 \cdot 10^{-89}$	3,704	0,0697	53,1	$6,8 \cdot 10^{-56}$
a <sub>10</sub>	5,635	0,2880	19,5	$3,5 \cdot 10^{-29}$	0,08167	0,0284	2,86	0,0055
a <sub>20</sub>	-0,1333	0,2880	-0,46	0,644979	-0,0166	0,0284	-0,58	0,5601
a <sub>30</sub>	-7,9681	0,2880	-27,6	$5,0 \cdot 10^{-38}$	-0,0880	0,0284	-3,09	0,0028
a <sub>40</sub>	8,2102	0,2880	28,5	$8,1 \cdot 10^{-39}$	0,1312	0,0284	4,61	0,00001
a <sub>12</sub>	0,2583	0,3527	0,73	0,466612	-0,0111	0,0348	-0,31	0,75
a <sub>13</sub>	0,1555	0,3527	0,44	0,660711	-0,0472	0,0348	-1,35	0,18
a <sub>14</sub>	5,5118	0,3527	15,6	$7,3 \cdot 10^{-24}$	-0,0185	0,0348	-0,53	0,597
a <sub>23</sub>	-0,2222	0,3527	-0,62	0,530	-0,0222	0,0348	-0,63	0,525
a <sub>24</sub>	0,1611	0,3527	0,45	0,649	0,01111	0,0348	0,31	0,750
a <sub>34</sub>	-7,9015	0,3527	-22,3	$1,5 \cdot 10^{-32}$	-0,0527	0,0348	-1,51	0,134
a <sub>11</sub>	-6,6927	0,4989	-13,4	$1,5 \cdot 10^{-20}$	0,0111	0,0492	0,22	0,822
a <sub>22</sub>	-0,05925	0,4989	-0,11	0,905	0,05	0,0492	1,01	0,314
a <sub>33</sub>	-23,952	0,4989	-48,0	$4,6 \cdot 10^{-53}$	-0,0456	0,0492	-0,92	0,357
a <sub>44</sub>	-6,082	0,4989	-12,1	$1,4 \cdot 10^{-18}$	0,0111	0,04929	0,22	0,822
Показник	DF	SS	MS	Критерій Фішера	DF	SS	MS	Критерій Фішера
Модель	15	777461,	51830,7	11567	15	1124,09	74,9392	1713
Помилка	66	295,73	4,48075	–	66	2,88657	0,04373	–
Невиправлена сума	81	777757	–	–	81	1126,97	–	–
Виправлена сума	80	24226,8	–	–	80	4,91779	–	–

Вирішуючи в програмному пакеті Wolfram Cloud рівняння (2.23) отримані раціональні значення параметрів стояка:  $\alpha = 9,7^\circ$ ,  $\gamma = 15^\circ$ ,  $\beta = 48,8^\circ$ ,  $\theta = 5,2^\circ$ .

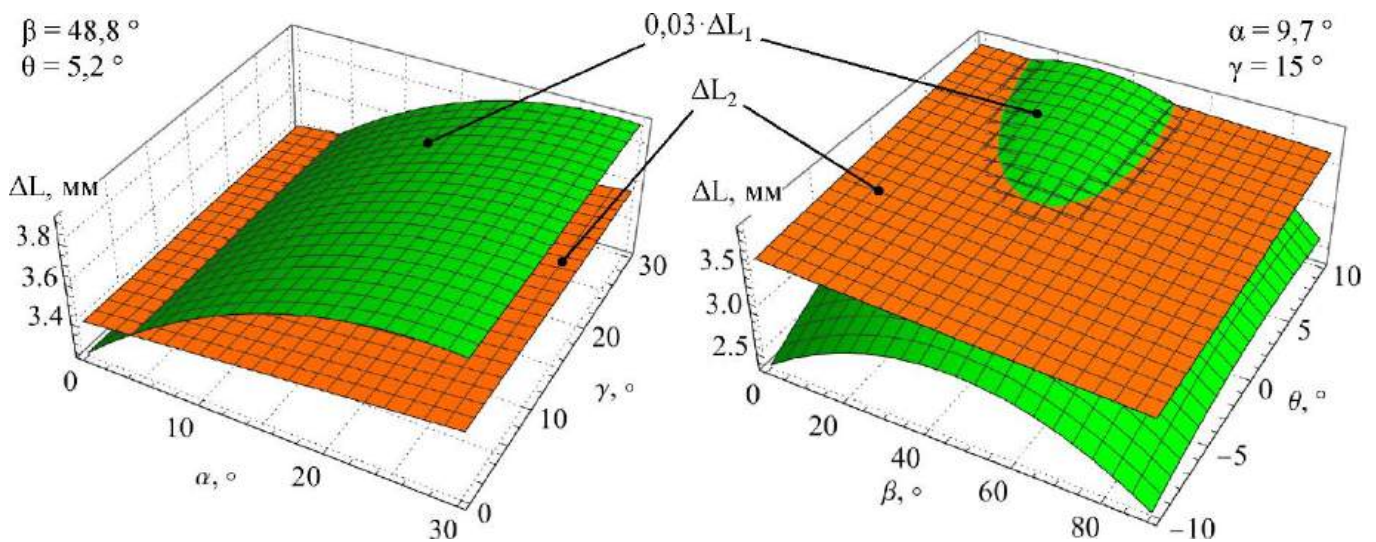


Рисунок 2.14 – Залежність максимальної абсолютної деформації стояка в місці кріплення диска  $\Delta L_1$  і частини рами зняття  $\Delta L_2$  від факторів досліджень  $\alpha, \beta, \gamma, \theta$

Порівнюючи розрахований t-критерій (табл. 2.6) із табличним значенням  $t_{0,05}(81) = 1,98$  відхилимо незначущі коефіцієнти рівняння регресії і провівши розкодування отримуємо відповідні закономірності (рис. 2.15):

$$\sigma_{R1} = 0,714657 + 0,0065907 \alpha - 0,000024954 \beta^2 + \beta (0,00365346 + 0,0000345679 \theta) + 0,0144756 \theta + 0,000703057 \theta^2, \quad (2.32)$$

$$\sigma_{R2} = \sigma_{R2} = 86.8175 + 1.01483 \alpha + 0.301869 \beta + 1.71149 \theta. \quad (2.33)$$

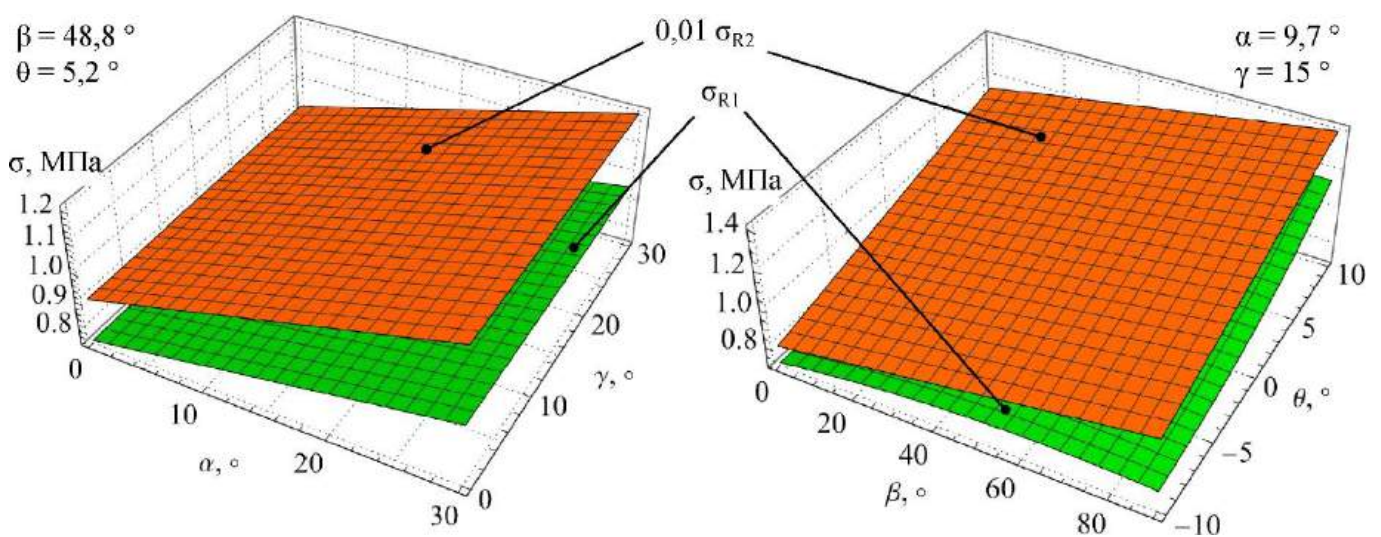


Рисунок 2.15 – Залежність максимальних напруженостей на вигинах стояка і регулятора жорсткості  $\sigma_{R2}, \sigma_{R1}$  від факторів досліджень  $\alpha, \beta, \gamma, \theta$

Для раціональних значень параметрів стояка  $\sigma_{R1} = 0,82$  МПа,  $\sigma_{R2} = 100,28$  МПа.

При третьому етапі досліджень частоти власних коливань стояка в трьох напрямках склали  $\omega_x = 4,25 \pm 0,21$  Гц,  $\omega_y = 61,29 \pm 2,57$  Гц,  $\omega_z = 6,66 \pm 0,11$  Гц.

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку коефіцієнтів рівняння регресії  $\sigma_{R1}$ ,  $\sigma_{R2}$  і статистичних критеріїв для третього етапу досліджень

Коеф.	$\sigma_{R1}$				$\sigma_{R2}$			
	Знач.	Похибка	t-крит.	p-рівень	Знач.	Похибка	t-крит.	p-рівень
a <sub>00</sub>	0,9273	0,0208	44,5	$5,4 \cdot 10^{-51}$	115,62	0,7032	164,4	$5,6 \cdot 10^{-88}$
a <sub>10</sub>	0,09886	0,0084	11,6	$1,2 \cdot 10^{-17}$	15,222	0,2871	53,0	$7,8 \cdot 10^{-56}$
a <sub>20</sub>	0,00888	0,0084	1,04	0,299	-0,0779	0,2871	-0,27	0,786826
a <sub>30</sub>	0,0633	0,0084	7,45	$2,4 \cdot 10^{-10}$	13,584	0,2871	47,3	$1,1 \cdot 10^{-52}$
a <sub>40</sub>	0,16031	0,0084	18,8	$2,6 \cdot 10^{-28}$	17,114	0,2871	59,6	$4,0 \cdot 10^{-59}$
a <sub>12</sub>	0,00787	0,0104	0,75	0,452	0,24361	0,3516	0,69	0,490
a <sub>13</sub>	-0,00398	0,0104	-0,38	0,703	-0,1886	0,3516	-0,53	0,593
a <sub>14</sub>	0,00398	0,0104	0,38	0,703	-0,0758	0,3516	-0,21	0,829
a <sub>23</sub>	0,00120	0,0104	0,11	0,908	0,2277	0,3516	0,64	0,519
a <sub>24</sub>	-0,00407	0,0104	-0,39	0,696	0,2294	0,3516	0,65	0,516
a <sub>34</sub>	-0,01555	0,0104	-1,49	0,139	0,1844	0,3516	0,52	0,601
a <sub>11</sub>	0,01061	0,0147	0,72	0,473	0,2222	0,4973	0,44	0,656
a <sub>22</sub>	-0,00975	0,0147	-0,66	0,509	0,005	0,4973	0,01	0,992
a <sub>33</sub>	-0,05053	0,0147	-3,43	0,001	0,46	0,4973	0,92	0,358
a <sub>44</sub>	0,07030	0,0147	4,77	0,00001	-0,4427	0,4973	-0,89	0,376
Показник	DF	SS	MS	Критерій Фішера	DF	SS	MS	Критерій Фішера
Модель	15	74,0348	4,935	1267	15	$1,124 \cdot 10^6$	74950	16837
Помилка	66	0,257132	0,003	–	66	293,803	4,451	–
Невиправлена сума	81	74,2919	–	–	81	$1,124 \cdot 10^6$	–	–
Виправлена сума	80	2,54502	–	–	80	38606,3	–	–

## 2.4 Моделювання динамічної стійкості дискатора із пружним кріпленням та регулятором жорсткості

Розглянуто процес побудови математичних моделей, що описують стійкість функціонування механічної системи ґрунтообробного агрегату типу дискатора. Основну увагу зосереджено на дослідженні поведінки дискових робочих органів, змонтованих на пружних стояках, а також опорно-прикочувального котка, які є ключовими елементами конструкції.

Залежно від цільового призначення агрегату (глибокий або поверхневий обробіток ґрунту), а також з урахуванням фізико-механічних характеристик ґрунтів, для яких передбачене застосування дискатора, він комплектується робочими органами відповідної геометрії та розмірів, а також стояками з різними характеристиками жорсткості. Під час налаштування машини до роботи сферичні диски встановлюють на рамі у два ряди з фронтальним розташуванням, причому диски заднього ряду зміщені поперечно відносно переднього. Встановлення здійснюється на окремих пружних стояках, причому жорсткість стояків першого ряду більша порівняно з другим. Робоча глибина обробітку регулюється шляхом вертикального переміщення опорно-прикочувального котка.

У процесі роботи агрегату деформації стояків залишаються незначними та приблизно однаковими для обох рядів, що забезпечує сталу глибину проникнення дисків у ґрунт. Це сприяє підвищенню рівномірності обробітку, покращенню якості виконання технологічного процесу, а також позитивно впливає на агротехнічні показники – урожайність культур, вирівнювання поверхні поля, зменшення навантаження на сільськогосподарські агрегати під час наступних операцій.

Аналіз динаміки взаємодії окремих елементів агрегату – зокрема дисків обох рядів, змонтованих на пружних стояках, та котка, встановленого жорстко на рамі – з ґрунтовим середовищем показав, що зміщення цих елементів від положення рівноваги обумовлене неоднорідністю структури ґрунту та наявністю мікрорельєфу поверхні. Такі відхилення мають випадковий характер і можуть бути розглянуті як джерела збурень у роботі дискатора. Оскільки всі робочі органи (диски) агрегату

з'єднані з рамою через пружні елементи, зокрема стояки й пружини, неузгоджені коливання окремих елементів зумовлюють виникнення вібрацій рами, що, своєю чергою, призводить до погіршення якості обробки та збільшення енергетичних витрат через підвищення тягового опору.

З метою кількісного аналізу впливу конструктивних і експлуатаційних параметрів на динамічну поведінку агрегату, розробляється математична модель, яка відображає функціонування системи «трактор-дискатор» як просторової механічної структури. Основою для побудови моделі є положення класичної механіки.

У рамках моделювання передбачається, що агрегат рухається прямолінійно з постійною швидкістю по горизонтальній поверхні. З'єднання між дискатором і трактором дозволяє агрегату здійснювати вертикальні коливання відносно точки під'єднання до нижніх тяг навісного механізму. Дискатор у моделі розглядається як система взаємозв'язаних абсолютно твердих тіл, де кожен робочий орган має власні ступені вільності та враховується у розрахунках динамічного впливу на загальну конструкцію [129, 23].

3D-модель дискатора із зазначеними геометричними розмірами представлена на рис. 2.16, що дає змогу наочно оцінити просторову конфігурацію основних елементів конструкції, зокрема рами, дискових робочих органів, пружних стійок і механізмів кріплення, а також забезпечує точність при подальшому проведенні розрахунків і моделювань.

На еквівалентній моделі (рис. 2.17) схематично подано розташування центра мас дискових робочих органів, а також визначено положення точок прикладання зведених рівнодійних сил опору з боку ґрунтового середовища, що діють на відповідні елементи конструкції дискатора. Такий підхід дозволяє точніше відобразити динамічну взаємодію між ґрунтом і робочими органами агрегату та врахувати вплив зовнішніх сил на стійкість і функціонування системи в цілому.

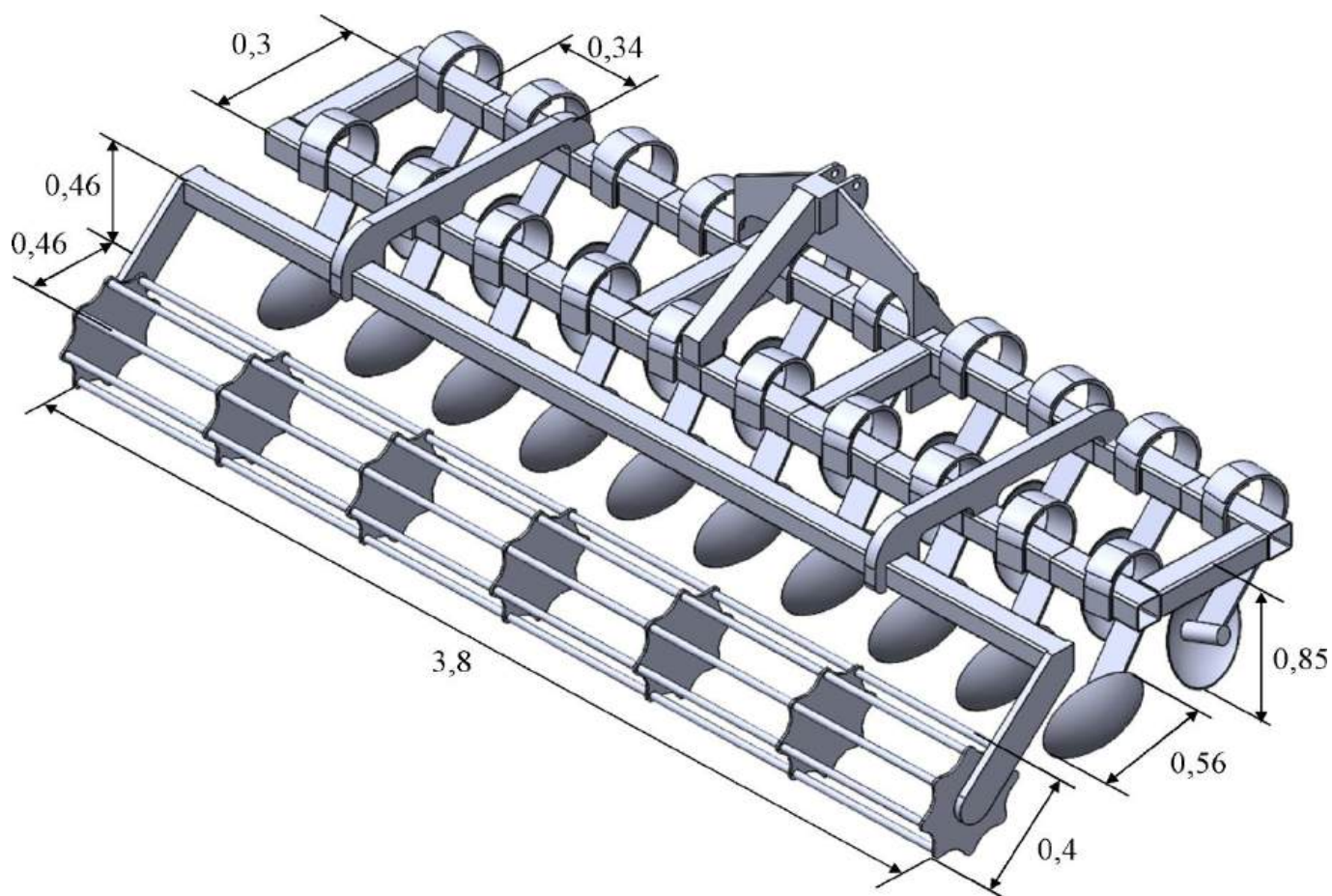


Рисунок 2.16 – 3D-модель дискатора із зазначеними геометричними розмірами

Для опису положення та руху робочих органів у просторі оберемо нерухому тривимірну декартову систему координат  $xuz$ , в якій вісь  $Oz$  орієнтована вертикально вгору, вісь  $Ox$  – у напрямку початкового руху агрегату, а вісь  $Oy$  – у бік, перпендикулярний площині його переміщення (ліворуч відносно ходу машини).

З метою спрощення математичного опису руху робочих органів вводиться допоміжна рухома система координат  $x'u'z'$ , центр якої знаходиться у центрі мас відповідного робочого елемента (наприклад, окремого диска або дискової секції). Ця система координат жорстко пов'язана з робочим органом, тому переміщується разом із ним, поєднуючи поступальний рух (вздовж осі  $Ox$ ) з обертальним навколо власних осей.

Відносне положення рухомої системи щодо нерухомої визначається трьома координатами поступального переміщення  $(x, y, z)$ . Такий підхід дозволяє

враховувати як положення робочого органу в межах оброблюваного простору, так і можливі відхилення від його нормативної орієнтації, що виникають внаслідок динамічних впливів, технологічних коливань або нерівностей ґрунту.

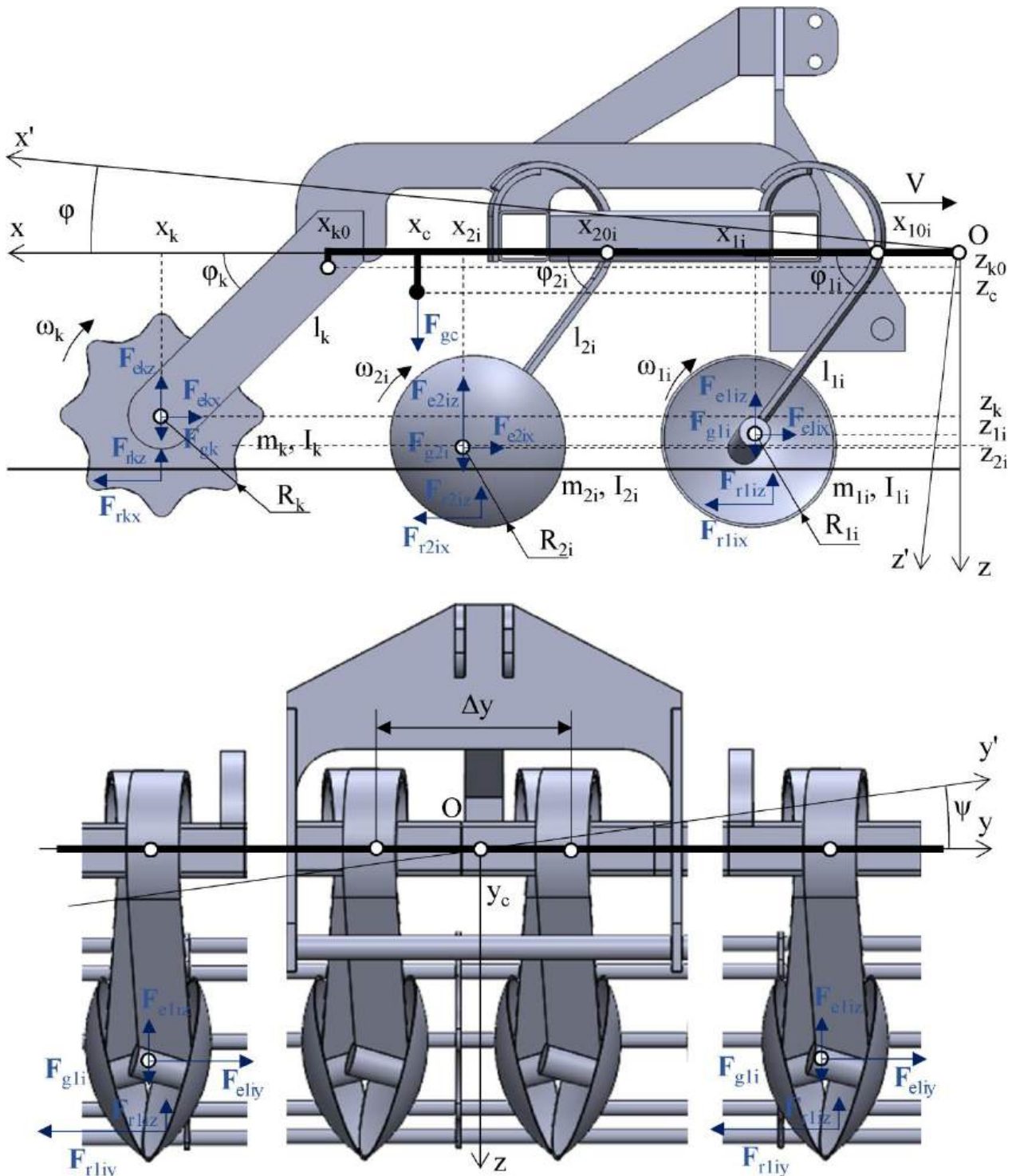


Рисунок 2.17 – Еквівалентна модель дискатора із пружним кріпленням та регулятором жорсткості

Комплекс рівнянь, який описує динаміку взаємодії робочих органів (зокрема, дискатора) з ґрунтовим середовищем, формується з урахуванням усіх чинних у просторі сил – сили тяжіння, реакції ґрунту, інерційних сил, а також зусиль, що виникають у результаті обертального та коливального руху елементів конструкції.

Вважаємо, що трактор, до якого приєднано причіпний агрегат (дискатор), рухається прямолінійно, з постійною швидкістю та по горизонтальній поверхні. За таких умов маємо:  $V_x = V = \text{const}$ ,  $V_z = 0$ ,  $V_y = 0$ , а прискорення відсутнє.

З урахуванням наведених припущень механічна система має  $2 + 4N$  ступенів вільності, що відповідає такій самій кількості узагальнених координат. До них належать: кути відхилення першого і другого рядів пружних стійок в площині  $xOz$   $\varphi_{11}, \dots, \varphi_{1N}$ ,  $\varphi_{21}, \dots, \varphi_{2N}$  і в площині  $yOz$   $\psi_{11}, \dots, \psi_{1N}$ ,  $\psi_{21}, \dots, \psi_{2N}$ , а також куту повороту опорної рами  $\varphi$  і  $\psi$  навколо поздовжньої і поперечної осей з'єднання дискатора з трактором.

У такому випадку рівняння руху системи в узагальнених координатах формулюються у вигляді рівнянь Лагранжа другого роду:

$$\left\{ \begin{array}{ll} \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi} = Q, & \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \psi} = Q, \\ \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_{11}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_{11}} = Q, & \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}_{11}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \psi_{11}} = Q, \\ \dots & \dots \\ \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_{1N_1}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_{1N_1}} = Q, & \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}_{1N_1}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \psi_{1N_1}} = Q, \\ \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_{21}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_{21}} = Q, & \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}_{21}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \psi_{21}} = Q, \\ \dots & \dots \\ \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_{2N_2}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_{2N_2}} = Q, & \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}_{2N_2}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \psi_{2N_2}} = Q, \end{array} \right. \quad (2.34)$$

де  $L$  – лагранжіан, що описує динамічну поведінку системи, Дж;

$$L = T - U, \quad (2.35)$$

$T$  – кінетична енергія твердотільної системи, Дж;  $U$  – потенціальна енергія твердих тіл, Дж;  $Q$  – узагальнена нефункціональна (непотенційна) сила або момент сили, Н·м;  $\varphi, \psi$  – узагальнені координати (куту повороту), рад;  $\dot{\varphi}, \dot{\psi}$  – похідні узагальнених координат за часом, тобто кутові швидкості, рад/с;  $t$  – час, с.

Кінетична енергія робочих елементів дискатора обчислюється за формулою:

$$T = T_c + T_1 + T_2 + T_k, \quad (2.35)$$

де  $T_c$  – кінетична енергія, що відповідає поступальному руху центра мас рами дискатора, Дж:

$$T_c = \frac{1}{2} M_c (\dot{x}'_c{}^2 + \dot{y}'_c{}^2 + \dot{z}'_c{}^2), \quad (2.36)$$

$M_c$  – маса рами дискатора, кг;  $\dot{x}'_c, \dot{y}'_c, \dot{z}'_c$  – складові швидкості центра мас рами у напрямках осей  $x', y'$  і  $z'$  у системі координат  $x'y'z'$ , м/с;  $T_1, T_2$  – кінетична енергія робочих органів першого і другого рядів дискатора відповідно, Дж:

$$T_1 = \sum_{i=1}^N \left( \frac{1}{2} m_{1i} (\dot{x}'_{1i}{}^2 + \dot{y}'_{1i}{}^2 + \dot{z}'_{1i}{}^2) + \frac{1}{2} I_{1i} \omega_{1i}{}^2 \right), \quad (2.37)$$

$$T_2 = \sum_{i=1}^N \left( \frac{1}{2} m_{2i} (\dot{x}'_{2i}{}^2 + \dot{y}'_{2i}{}^2 + \dot{z}'_{2i}{}^2) + \frac{1}{2} I_{2i} \omega_{2i}{}^2 \right), \quad (2.38)$$

$m_{1i}, m_{2i}$  – маса  $i$ -го диска, що входить до складу першого та другого ряду робочих органів дискатора відповідно, кг;  $(\dot{x}'_{1i}, \dot{y}'_{1i}, \dot{z}'_{1i}), (\dot{x}'_{2i}, \dot{y}'_{2i}, \dot{z}'_{2i})$  – проєкції швидкості поступального руху  $i$ -го диска першого і другого рядів на осі координатної системи, м/с;  $I_{1i}, I_{2i}$  – моменти інерції  $i$ -го диска першого і другого рядів відносно його осі обертання, кг·м<sup>2</sup>;  $\omega_{1i}, \omega_{2i}$  – кутові швидкості обертання  $i$ -го диска першого і другого рядів, рад/с;  $i$  – порядковий номер диска у складі ряду робочих органів;  $N$  – загальна кількість дисків у першому ряду робочих органів дискатора;  $T_k$  – кінетична енергія котка, що входить до складу конструкції дискатора, Дж:

$$T_k = \frac{1}{2} m_k (\dot{x}'_k{}^2 + \dot{y}'_k{}^2 + \dot{z}'_k{}^2) + \frac{1}{2} I_k \omega_k{}^2, \quad (2.39)$$

$m_k$  – маса котка, що входить до складу конструкції дискатора, кг;  $(\dot{x}'_k, \dot{y}'_k, \dot{z}'_k)$  –

компоненти швидкості поступального руху котка в напрямках осей, м/с;  $I_k$  – момент інерції котка відносно осі його обертання, кг·м<sup>2</sup>;  $\omega_k$  – кутова швидкість обертання котка, рад/с.

Застосовуючи співвідношення для переходу від координатної системи  $x'y'z'$  до глобальної системи  $xuz$ , отримуємо відповідні вирази:

$$x'_c = x_c \cos \varphi - z_c \sin \varphi - Vt, \quad (2.40)$$

$$y'_c = y_c \cos \psi - (x_c \sin \varphi + z_c \cos \varphi) \sin \psi, \quad (2.41)$$

$$z'_c = y_c \sin \psi + (x_c \sin \varphi + z_c \cos \varphi) \cos \psi, \quad (2.42)$$

$$x'_{1i} = (l_{1i} \cos \varphi_{1i} \cos \psi_{1i} + x_{10i}) \cos \varphi - l_{1i} \sin \varphi_{1i} \cos \psi_{1i} \sin \varphi - Vt, \quad (2.43)$$

$$y'_{1i} = (l_{1i} \cos \psi_{1i} + (|i-5|+0,5)\Delta y_{10}) \cos \psi - \\ - ((l_{1i} \cos \varphi_{1i} \cos \psi_{1i} + x_{10}) \sin \varphi + l_{1i} \sin \varphi_{1i} \cos \psi_{1i} \cos \varphi) \sin \psi, \quad (2.44)$$

$$z'_{1i} = (l_{1i} \cos \psi_{1i} + (|i-5|+0,5)\Delta y_{10}) \sin \psi + \\ + ((l_{1i} \cos \varphi_{1i} \cos \psi_{1i} + x_{10}) \sin \varphi + l_{1i} \sin \varphi_{1i} \cos \psi_{1i} \cos \varphi) \cos \psi, \quad (2.45)$$

$$x'_{2i} = (l_{2i} \cos \varphi_{2i} \cos \psi_{2i} + x_{20i}) \cos \varphi - l_{2i} \sin \varphi_{2i} \cos \psi_{2i} \sin \varphi - Vt, \quad (2.46)$$

$$y'_{2i} = (l_{2i} \cos \psi_{2i} + (|i-5|+0,5)\Delta y_{20}) \cos \psi - \\ - ((l_{2i} \cos \varphi_{2i} \cos \psi_{2i} + x_{20}) \sin \varphi + l_{2i} \sin \varphi_{2i} \cos \psi_{2i} \cos \varphi) \sin \psi, \quad (2.47)$$

$$z'_{2i} = (l_{2i} \cos \psi_{2i} + (|i-5|+0,5)\Delta y_{20}) \sin \psi + \\ + ((l_{2i} \cos \varphi_{2i} \cos \psi_{2i} + x_{20}) \sin \varphi + l_{2i} \sin \varphi_{2i} \cos \psi_{2i} \cos \varphi) \cos \psi, \quad (2.48)$$

$$x'_k = (l_k \cos \varphi_k \cos \psi_k + x_{k0}) \cos \varphi - l_k \sin \varphi_k \cos \psi_k \sin \varphi - Vt, \quad (2.49)$$

$$y'_k = l_k \cos \psi_k \cos \psi - ((l_k \cos \varphi_k \cos \psi_k + x_{k0}) \sin \varphi + l_k \sin \varphi_k \cos \psi_k \cos \varphi) \sin \psi, \quad (2.50)$$

$$z'_k = l_k \cos \psi_k \sin \psi + ((l_k \cos \varphi_k \cos \psi_k + x_{k0}) \sin \varphi + l_k \sin \varphi_k \cos \psi_k \cos \varphi) \cos \psi, \quad (2.51)$$

де  $x, y, z$  – координати в основній (нерухомій) системі, м;  $x', y', z'$  – координати в локальній (рухомій) системі, м;  $V$  – лінійна швидкість руху сільськогосподарського агрегату, м/с;  $l$  – довжина відрізка між точкою кріплення стійки та центром мас робочого елемента дискатора, м.

Здійснивши диференціювання рівнянь (2.40)–(2.51) за часом, отримуємо відповідні аналітичні залежності для швидкостей:

$$\dot{x}'_c = -x_c \dot{\varphi} \sin \varphi - z_c \dot{\varphi} \cos \varphi - V, \quad (2.52)$$

$$\dot{y}'_c = -y_c \dot{\psi} \sin \psi - (x_c \dot{\varphi} \cos \varphi + z_c \dot{\varphi} \sin \varphi) \sin \psi - (x_c \sin \varphi + z_c \cos \varphi) \dot{\psi} \cos \psi, \quad (2.53)$$

$$z'_c = y_c \dot{\psi} \cos \psi + (x_c \dot{\varphi} \cos \varphi - z_c \dot{\varphi} \sin \varphi) \cos \psi - (x_c \sin \varphi + z_c \cos \varphi) \dot{\psi} \sin \psi, \quad (2.54)$$

$$\begin{aligned} x'_{1i} = & (-1_{1i} \dot{\varphi}_{1i} \sin \varphi_{1i} \cos \psi_{1i} - 1_{1i} \cos \varphi_{1i} \dot{\psi}_{1i} \sin \psi_{1i}) \cos \varphi - \\ & -(1_{1i} \cos \varphi_{1i} \cos \psi_{1i} + x_{10i}) \dot{\varphi} \sin \varphi - \\ & -1_{1i} \sin \varphi_{1i} \cos \psi_{1i} \sin \varphi \left( \frac{\dot{\varphi}_{1i} \cos \varphi_{1i}}{\sin \varphi_{1i}} - \frac{\dot{\psi}_{1i} \sin \psi_{1i}}{\cos \psi_{1i}} + \frac{\dot{\varphi} \cos \varphi}{\sin \varphi} \right) - V, \end{aligned} \quad (2.55)$$

$$\begin{aligned} \dot{y}'_{1i} = & -1_{1i} \dot{\psi}_{1i} \sin \psi_{1i} \cos \psi - (1_{1i} \cos \psi_{1i} + (|i-5|+0,5) \Delta y_{10}) \dot{\psi} \sin \psi \cos \psi - \\ & -(1_{1i} \cos \varphi_{1i} \cos \psi_{1i} + x_{10}) \sin \varphi \sin \psi \left( \frac{-1_{1i} \dot{\varphi}_{1i} \sin \varphi_{1i} \cos \psi_{1i} - 1_{1i} \cos \varphi_{1i} \dot{\psi}_{1i} \sin \psi_{1i}}{1_{1i} \cos \varphi_{1i} \cos \psi_{1i} + x_{10}} + \right. \\ & \left. + \frac{\dot{\varphi} \cos \varphi}{\sin \varphi} + \frac{\dot{\psi} \sin \psi}{\sin \psi} \right) - 1_{1i} \sin \varphi_{1i} \cos \psi_{1i} \cos \varphi \sin \psi \times \\ & \times \left( \frac{\dot{\varphi}_{1i} \cos \varphi_{1i}}{\sin \varphi_{1i}} - \frac{\dot{\psi}_{1i} \sin \psi_{1i}}{\cos \psi_{1i}} - \frac{\dot{\varphi} \sin \varphi}{\cos \varphi} + \frac{\dot{\psi} \cos \psi}{\sin \psi} \right), \end{aligned} \quad (2.56)$$

$$\begin{aligned} z'_{1i} = & -1_{1i} \dot{\psi}_{1i} \sin \psi_{1i} \sin \psi + (1_{1i} \cos \psi_{1i} + (|i-5|+0,5) \Delta y_{10}) \dot{\psi} \cos \psi + \\ & + (1_{1i} \cos \varphi_{1i} \cos \psi_{1i} + x_{10}) \sin \varphi \cos \psi \left( -\frac{1_{1i} \dot{\varphi}_{1i} \sin \varphi_{1i} \cos \psi_{1i} + 1_{1i} \cos \varphi_{1i} \dot{\psi}_{1i} \sin \psi_{1i}}{1_{1i} \cos \varphi_{1i} \cos \psi_{1i} + x_{10}} + \right. \\ & \left. + \frac{\dot{\varphi} \cos \varphi}{\sin \varphi} - \frac{\dot{\psi} \sin \psi}{\cos \psi} \right) + 1_{1i} \sin \varphi_{1i} \cos \psi_{1i} \cos \varphi \cos \psi \times \\ & \times \left( \frac{\dot{\varphi}_{1i} \cos \varphi_{1i}}{\sin \varphi_{1i}} - \frac{\dot{\psi}_{1i} \sin \psi_{1i}}{\cos \psi_{1i}} - \frac{\dot{\varphi} \sin \varphi}{\cos \varphi} - \frac{\dot{\psi} \sin \psi}{\cos \psi} \right), \end{aligned} \quad (2.57)$$

$$\begin{aligned} x'_{2i} = & (-1_{2i} \dot{\varphi}_{2i} \sin \varphi_{2i} \cos \psi_{2i} - 1_{2i} \cos \varphi_{2i} \dot{\psi}_{2i} \sin \psi_{2i}) \cos \varphi - \\ & -(1_{2i} \cos \varphi_{2i} \cos \psi_{2i} + x_{20i}) \dot{\varphi} \sin \varphi - \\ & -1_{2i} \sin \varphi_{2i} \cos \psi_{2i} \sin \varphi \left( \frac{\dot{\varphi}_{2i} \cos \varphi_{2i}}{\sin \varphi_{2i}} - \frac{\dot{\psi}_{2i} \sin \psi_{2i}}{\cos \psi_{2i}} + \frac{\dot{\varphi} \cos \varphi}{\sin \varphi} \right) - V, \end{aligned} \quad (2.58)$$

$$\begin{aligned}
\dot{y}'_{2i} = & -1_{2i} \dot{\psi}_{2i} \sin \psi_{2i} \cos \psi - \left(1_{2i} \cos \psi_{2i} + (|i-5| + 0,5) \Delta y_{20}\right) \dot{\psi} \sin \psi \cos \psi - \\
& - \left(1_{2i} \cos \varphi_{2i} \cos \psi_{2i} + x_{20}\right) \sin \varphi \sin \psi \left( \frac{-1_{2i} \dot{\varphi}_{2i} \sin \varphi_{2i} \cos \psi_{2i} - 1_{2i} \cos \varphi_{2i} \dot{\psi}_{2i} \sin \psi_{2i}}{1_{2i} \cos \varphi_{2i} \cos \psi_{2i} + x_{20}} + \right. \\
& \left. + \frac{\dot{\varphi} \cos \varphi}{\sin \varphi} + \frac{\dot{\psi} \sin \psi}{\sin \psi} \right) - 1_{2i} \sin \varphi_{2i} \cos \psi_{2i} \cos \varphi \sin \psi \times \\
& \times \left( \frac{\dot{\varphi}_{2i} \cos \varphi_{2i}}{\sin \varphi_{2i}} - \frac{\dot{\psi}_{2i} \sin \psi_{2i}}{\cos \psi_{2i}} - \frac{\dot{\varphi} \sin \varphi}{\cos \varphi} + \frac{\dot{\psi} \cos \psi}{\sin \psi} \right), \tag{2.59}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
z'_{2i} = & -1_{2i} \dot{\psi}_{2i} \sin \psi_{2i} \sin \psi + \left(1_{2i} \cos \psi_{2i} + (|i-5| + 0,5) \Delta y_{10}\right) \dot{\psi} \cos \psi + \\
& + \left(1_{2i} \cos \varphi_{2i} \cos \psi_{2i} + x_{20}\right) \sin \varphi \cos \psi \left( -\frac{1_{2i} \dot{\varphi}_{2i} \sin \varphi_{2i} \cos \psi_{2i} + 1_{2i} \cos \varphi_{2i} \dot{\psi}_{2i} \sin \psi_{2i}}{1_{2i} \cos \varphi_{2i} \cos \psi_{2i} + x_{20}} + \right. \\
& \left. + \frac{\dot{\varphi} \cos \varphi}{\sin \varphi} - \frac{\dot{\psi} \sin \psi}{\cos \psi} \right) + 1_{2i} \sin \varphi_{2i} \cos \psi_{2i} \cos \varphi \cos \psi \times \\
& \times \left( \frac{\dot{\varphi}_{2i} \cos \varphi_{2i}}{\sin \varphi_{2i}} - \frac{\dot{\psi}_{2i} \sin \psi_{2i}}{\cos \psi_{2i}} - \frac{\dot{\varphi} \sin \varphi}{\cos \varphi} - \frac{\dot{\psi} \sin \psi}{\cos \psi} \right), \tag{2.60}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
x'_k = & \left(-1_k \dot{\varphi}_k \sin \varphi_k \cos \psi_k - 1_k \cos \varphi_k \dot{\psi}_k \sin \psi_k\right) \cos \varphi - \\
& - \left(1_k \cos \varphi_k \cos \psi_k + x_{k0}\right) \dot{\varphi} \sin \varphi - \\
& - 1_k \sin \varphi_k \cos \psi_k \sin \varphi \left( \frac{\dot{\varphi}_k \cos \varphi_k}{\sin \varphi_k} - \frac{\dot{\psi}_k \sin \psi_k}{\cos \psi_k} + \frac{\dot{\varphi} \cos \varphi}{\sin \varphi} \right) - V, \tag{2.61}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{y}'_k = & -1_k \dot{\psi}_k \sin \psi_k \cos \psi - 1_k \cos \psi_k \dot{\psi} \sin \psi \cos \psi - \left(1_k \cos \varphi_k \cos \psi_k + x_{k0}\right) \sin \varphi \sin \psi \times \\
& \times \left( \frac{-1_k \dot{\varphi}_k \sin \varphi_k \cos \psi_k - 1_k \cos \varphi_k \dot{\psi}_k \sin \psi_k + \dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{\psi} \sin \psi}{1_k \cos \varphi_k \cos \psi_k + x_{k0}} + \frac{\dot{\varphi} \cos \varphi}{\sin \varphi} + \frac{\dot{\psi} \sin \psi}{\sin \psi} \right) - \\
& - 1_k \sin \varphi_k \cos \psi_k \cos \varphi \sin \psi \times \left( \frac{\dot{\varphi}_k \cos \varphi_k}{\sin \varphi_k} - \frac{\dot{\psi}_k \sin \psi_k}{\cos \psi_k} - \frac{\dot{\varphi} \sin \varphi}{\cos \varphi} + \frac{\dot{\psi} \cos \psi}{\sin \psi} \right), \tag{2.62}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
z'_k = & -1_k \dot{\psi}_k \sin \psi_k \sin \psi + 1_k \cos \psi_k \dot{\psi} \cos \psi + \left(1_k \cos \varphi_k \cos \psi_k + x_{k0}\right) \times \\
& \times \sin \varphi \cos \psi \left( -\frac{1_k \dot{\varphi}_k \sin \varphi_k \cos \psi_k + 1_k \cos \varphi_k \dot{\psi}_k \sin \psi_k + \dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\psi} \sin \psi}{1_k \cos \varphi_k \cos \psi_k + x_{k0}} + \frac{\dot{\varphi} \cos \varphi}{\sin \varphi} - \frac{\dot{\psi} \sin \psi}{\cos \psi} \right) + \\
& + 1_k \sin \varphi_k \cos \psi_k \cos \varphi \cos \psi \left( \frac{\dot{\varphi}_k \cos \varphi_k}{\sin \varphi_k} - \frac{\dot{\psi}_k \sin \psi_k}{\cos \psi_k} - \frac{\dot{\varphi} \sin \varphi}{\cos \varphi} - \frac{\dot{\psi} \sin \psi}{\cos \psi} \right), \tag{2.63}
\end{aligned}$$

Розглянемо обчислення моментів інерції для рами та дискових робочих органів дискатора. Для останніх скористаємося загальним визначенням моменту

інерції, у результаті чого отримаємо:

$$\begin{aligned}
 I_i &= \int_{(m)} r^2 dm = \rho_{\text{ст}} \int_{(V)} r^2 dV = \rho_{\text{ст}} \int_0^{2\pi} \int_0^{\arcsin \frac{d}{2R}} \int_{R-\delta}^R r^4 \sin \theta dr d\theta d\phi = \\
 &= \frac{2\pi}{5} \rho_{\text{ст}} \left( R_i^5 - (R_i - \delta_i)^5 \right) \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{d_i^2}{4R_i^2}} \right),
 \end{aligned} \tag{2.64}$$

де  $r$ ,  $\theta$ ,  $\phi$  – змінні координати у сферичній системі відліку;  $\rho_{\text{ст}}$  – густина матеріалу диска, приймаємо  $\rho_{\text{ст}} = 7900 \text{ кг / м}^3$ ;  $R_i$  – радіус сфери, що описує форму робочого дискового елемента, м;  $\delta_i$  – товщина диска, м;  $d_i$  – діаметр дискового елемента, м.

Масу дискового робочого органу можна оцінити за допомогою наступного співвідношення:

$$\begin{aligned}
 m_i &= \rho_{\text{ст}} \int_{(V)} dV = \rho_{\text{ст}} \int_0^{2\pi} \int_0^{\arcsin \frac{d}{2R}} \int_{R-\delta}^R r^2 \sin \theta dr d\theta d\phi = \\
 &= \frac{2\pi}{3} \rho_{\text{ст}} \left( R_i^3 - (R_i - \delta_i)^3 \right) \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{d_i^2}{4R_i^2}} \right).
 \end{aligned} \tag{2.65}$$

У свою чергу, момент інерції котка дискатора у першому наближенні розраховується як момент інерції тонкостінного циліндра:

$$I_k = \frac{\pi L_k}{2} \rho_{\text{ст}} \left( R_k^4 - (R_k - \delta_k)^4 \right), \tag{2.66}$$

де  $R_k$  – зовнішній радіус котка, м;  $\delta_k$  – товщина його стінки, м;  $L_k$  – довжина котка, м.

Аналогічно, маса котка в першому наближенні визначається за формулою маси циліндричної оболонки:

$$m_k = \pi L_k \rho_{\text{ст}} \left( R_k^2 - (R_k - \delta_k)^2 \right). \tag{2.67}$$

Потенційну енергію системи твердих тіл, що входять до складу дискатора, визначають шляхом застосування принципу суперпозиції:

$$U = U_c + U_1 + U_2 + U_k. \tag{2.68}$$

де  $U_c$  – потенціальна енергія, що відповідає центру мас рами дискатора, Дж:

$$U_c = F_{gc} z'_c, \quad (2.69)$$

$F_{gc}$  – вага рами дискатора, Н:

$$F_{gc} = M_c g, \quad (2.70)$$

$U_1$  – потенціальна енергія робочих органів першого ряду, Дж:

$$U_1 = \sum_{i=1}^{N_1} F_{gli} z'_{li} + \sum_{i=1}^{N_1} F_{kli} z'_{li}, \quad (2.71)$$

$U_2$  – потенціальна енергія робочих органів другого ряду, Дж:

$$U_2 = \sum_{i=1}^{N_1} F_{g2i} z'_{2i} + \sum_{i=1}^{N_1} F_{k2i} z'_{2i}, \quad (2.72)$$

$F_{gli}, F_{g2i}$  – сила тяжіння окремого дискового робочого органу першого і другого рядів, Н:

$$F_{gli} = F_{g2i} = F_{gi} = m_i g \quad (2.73)$$

$U_k$  – потенціальна енергія, накопичена в котку дискатора, Дж:

$$U_k = F_{gk} z'_{2i}, \quad (2.74)$$

$F_{gk}$  – сила тяжіння, що діє на коток, Н:

$$F_{gk} = m_k g. \quad (2.75)$$

Узагальнену непотенційну силу (або момент сили), яка діє на систему твердих тіл дискатора, можна подати у такому вигляді:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_k, \quad (2.76)$$

$Q_1, Q_2$  – момент сили (непотенційного характеру), що відповідає першому і другому рядів дискових робочих органів, Н·м:

$$Q_1 = \sum_{i=1}^{N_1} (F_{rlix} x'_{li} + F_{rliy} y'_{li} + F_{rliz} z'_{li}), \quad (2.77)$$

$$Q_2 = \sum_{i=1}^{N_i} (F_{r2ix} x'_{2i} + F_{r2iy} y'_{2i} + F_{r2iz} z'_{2i}), \quad (2.78)$$

$F_{r1ix}, F_{r1iy}, F_{r1iz}, F_{r2ix}, F_{r2iy}, F_{r2iz}$  – сили опору з боку ґрунту, прикладені до дисків першому і другого рядів уздовж координатних осей  $Ox$ ,  $Oy$  і  $Oz$  відповідно, Н;

$Q_k$  – момент сили, що виникає в результаті взаємодії котка з ґрунтовим середовищем, Н·м:

$$Q_k = F_{rkx} x'_k + F_{rkz} z'_k, \quad (2.79)$$

$F_{rkx}$  – горизонтальна складова сили опору котка з боку ґрунту, Н:

$$F_{rkx} = \left( f_k + \frac{\eta_k}{R_k} \right) F_{rkz}, \quad (2.80)$$

$f_k$  – коефіцієнт тертя ковзання для котка;  $\eta_k$  – коефіцієнт тертя при коченні котка;

$F_{rkz}$  – вертикальна сила взаємодії ґрунту з котком, Н:

$$F_{rkz} = 0,86t \sqrt{\frac{(m_k g)^4}{q_0 L (2R_k)^2}}, \quad (2.81)$$

$t$  – коефіцієнт, що враховує додатковий опір, спричинений деформацією ґрунту шорсткими або рельєфними елементами поверхні котка, Н/м;  $q_0$  – параметр, який описує об'ємну деформацію ґрунтового середовища, Н/м<sup>3</sup>.

Спільне рішення рівнянь (2.34)–(2.81) дає змогу визначити коливання дискатора у двох площинах. Однак аналітичне рішення даної системи досить складне, тому скористаємося програмним пакетом SOLIDWORKS Simulation, в якому вкладений наведений вище фізико-математичний апарат.

Таким чином, розроблена математична модель забезпечує кількісне та якісне описання динамічної поведінки агрегату типу дискатора під час його експлуатації в умовах реального ґрунтового середовища. Використання класичного апарату механіки, в поєднанні з чисельним моделюванням у середовищі SOLIDWORKS Simulation, дає змогу не лише оцінити вплив конструктивних параметрів на стійкість та ефективність функціонування системи, а й визначити оптимальні конструктивно-

технологічні рішення, спрямовані на зниження вібрацій, підвищення рівномірності обробітку ґрунту, покращення агротехнічних показників та зменшення енергетичних витрат. Такий підхід формує науково обґрунтовану основу для подальшого удосконалення конструкцій ґрунтообробних агрегатів і впровадження інноваційних інженерних рішень у сільськогосподарське машинобудування.

Першим етапом є створення сіткової моделі дискатора і визначення фіксацій та граничних сил у середовищі SOLIDWORKS Simulation, яка наведена на рис. 2.18.

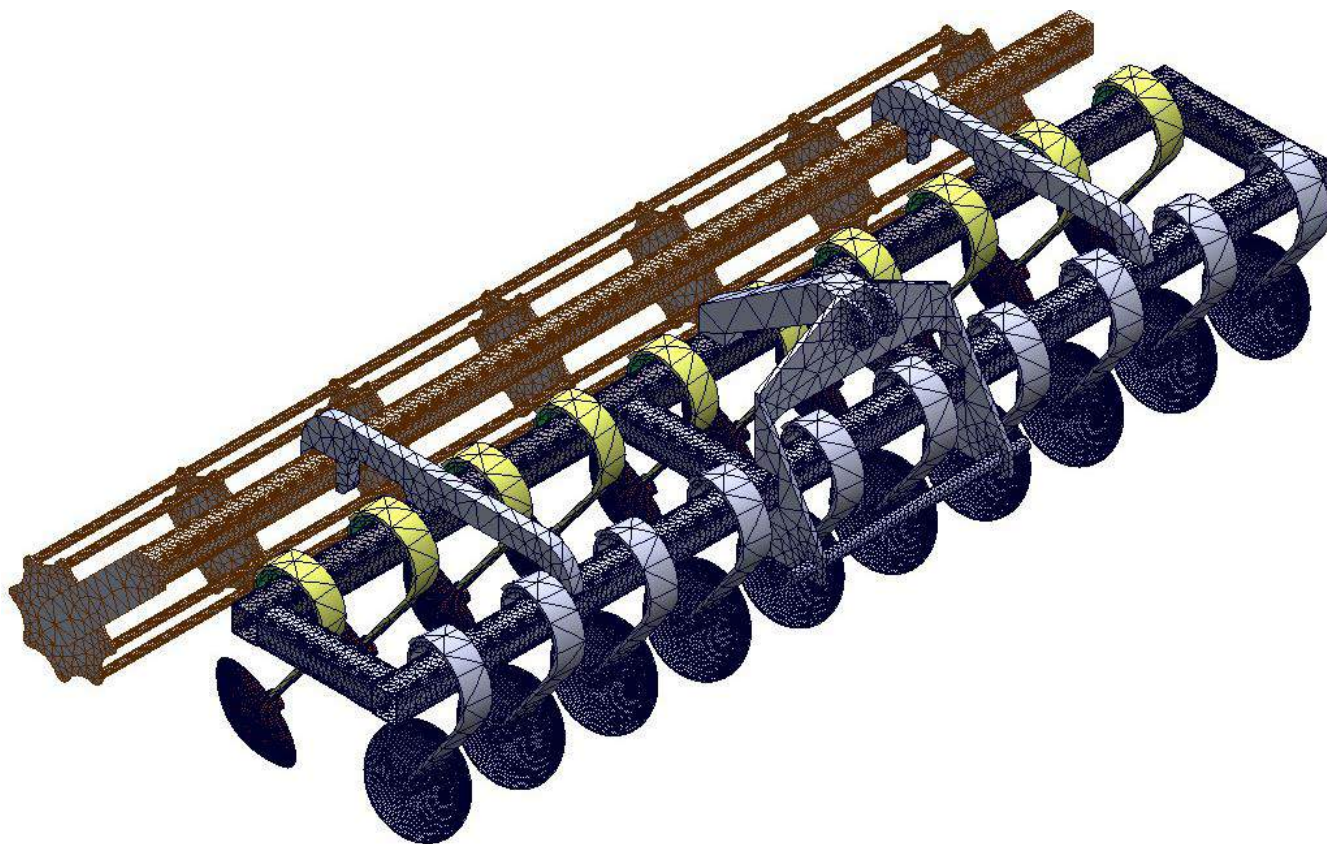


Рисунок 2.18 – Сіткова модель дискатора у середовищі SOLIDWORKS Simulation

Прийнявши всі конструктивні параметри визначені у розділі 2.3, а саме:  $R_1 = 107$  мм,  $R_2 = 152$  мм,  $L = 421$  мм,  $\psi = 125^\circ$ ,  $b = 109$  мм,  $\delta = 14$  мм,  $\alpha = 9,7^\circ$ ,  $\gamma = 15^\circ$ ,  $\beta = 48,8^\circ$ ,  $\theta = 5,2^\circ$ , отримано результати симуляції у вигляді зміни положення дискатора у просторі (рис. 2.19). Згідно отриманих даних максимальні кути коливання дискатора у двох площинах складають  $\varphi = 2,34^\circ$  і  $\psi = 0,85^\circ$ .

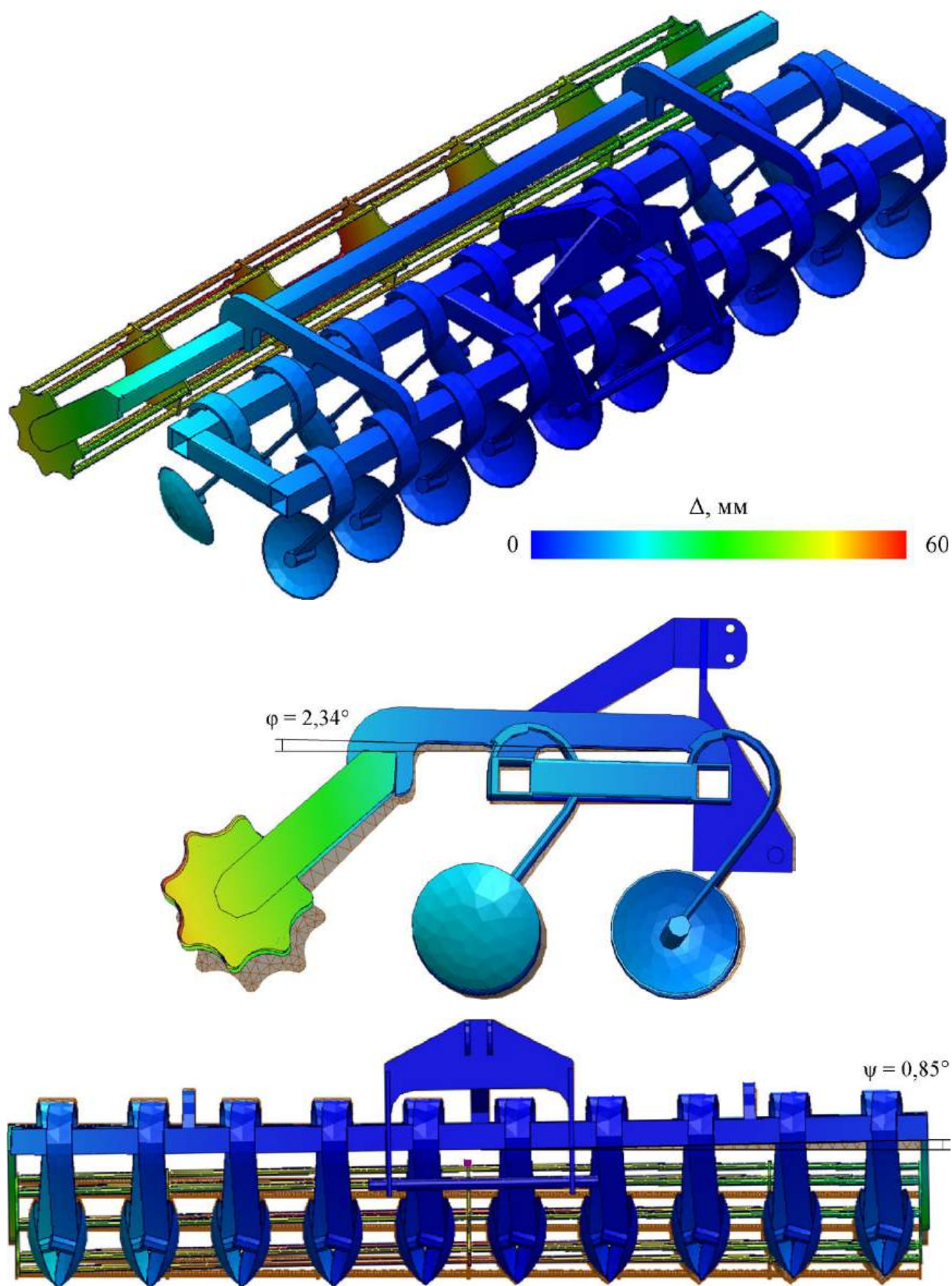


Рисунок 2.19 – Результати симуляції у середовищі SOLIDWORKS Simulation у вигляді зміни положення дискатора у просторі

Отримані величини свідчать, що коливання дискатора залишаються незначними відносно робочого положення. Такі малі кути відхилення забезпечують стабільність різання та входження диска в ґрунт, мінімізують нерівномірність глибини обробітку та знижують ризик резонансних явищ при роботі агрегату. Отже, результати чисельного моделювання узгоджуються з теоретичними передумовами та підтверджують працездатність прийнятої конструктивної схеми.

## 2.5 Висновки з розділу

1. Для проведення чисельного моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості в програмному пакеті SOLIDWORKS Simulation складено відповідний фізико-математичний апарат, який оцінює пікову реакцію системи в стаціонарному стані на гармонійні навантаження.

2. За результатами чисельного моделювання в програмному пакеті SOLIDWORKS Simulation отримано візуалізацію зміни розподілу абсолютної деформації і напруженості стояка дискатора з часом та його амплітудно-частотну характеристику коливання.

3. В результаті обробки одержаних даних отримано залежності зміни значень максимальної абсолютної деформації стояка в місці кріплення диска  $\Delta L_1$  і частини рами знаряддя  $\Delta L_2$  та максимальних напруженостей на вигинах стояка і регулятора жорсткості  $\sigma_{R2}$ ,  $\sigma_{R1}$  від геометричних розмірів стояка  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $L$ ,  $\psi$ ,  $b$ ,  $\delta$  (рис. 1), кутів атаки і укоса диска  $\alpha$ ,  $\gamma$ , кута регулювальної пластини жорсткості  $\theta$  та кута другого згину стояка  $\psi$ .

4. Обґрунтуванні раціональні параметри геометричних розмірів стояка дискатора:  $R_1 = 107$  мм,  $R_2 = 152$  мм,  $L = 421$  мм,  $\psi = 125^\circ$ ,  $b = 109$  мм,  $\delta = 14$  мм та конструктивні параметри його розміщення у просторі:  $\alpha = 9,7^\circ$ ,  $\gamma = 15^\circ$ ,  $\beta = 48,8^\circ$ ,  $\theta = 5,2^\circ$ .

5. Для кожного напрямку спостерігається максимальне значення амплітуди. Так для напрямку  $Ox$  відповідає перший режим із частотою  $\omega_x = 4,25 \pm 0,21$  Гц, для напрямку  $Oy$  відповідає другий режим ( $\omega_y = 61,29 \pm 2,57$  Гц), а для напрямку  $Oz$

відповідає третій режим ( $\omega_z = 6,66 \pm 0,11$  Гц). Змінюючи конструктивні параметри стояка дискатора для всіх напрямків режими і частоти зберігаються в межах статистичної похибки.

6. Проведено комплексне моделювання динамічної стійкості дискатора з пружним кріпленням та регулятором жорсткості, що включало розроблення просторової математичної моделі, формування системи рівнянь Лагранжа другого роду та подальшу верифікацію результатів засобами чисельного аналізу в SOLIDWORKS Simulation. Модель відтворює реальні умови роботи агрегату, ураховує взаємодію дисків і котка з ґрунтовим середовищем, масо-інерційні характеристики конструкції, а також вплив пружних стояків на характер коливань. Отримані результати показали, що коливання дискатора в експлуатаційних режимах залишаються малими ( $\varphi = 2,34^\circ$ ,  $\psi = 0,85^\circ$ ), що свідчить про достатню жорсткість робочих елементів і забезпечує стабільність проникнення дисків у ґрунт. Такий характер динамічної поведінки зменшує нерівномірність глибини обробітку, мінімізує вібрації рами та знижує енергетичні втрати через тяговий опір.

Основні наукові результати, які викладені в цьому розділі, були оприлюднені в наукових публікаціях автора [79, 82, 85, 130, 131, 132, 133, 134, 135].

### **3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ НА ПРУЖНОМУ СТОЯКУ З РЕГУЛЯТОРОМ ЖОРСТКОСТІ**

#### **3.1 Програма експериментальних досліджень**

Метою проведення експериментальних досліджень є перевірка правильності та доповнення одержаних теоретичних висновків процесу взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з регулятором жорсткості при поверхневому обробітку ґрунту.

Для забезпечення заданої точності і достовірності одержаних результатів, що залежить від правильності обраної методики проведення експериментів [136], було складено програму експериментальних досліджень, яка включає наступне:

1. Створення експериментальної установки по випробуванню дискового робочого органу на пружному стояку та регулятором жорсткості.
2. Підготовка вимірювального обладнання для фіксації характеристик пружного стояка з регулятором жорсткості.
3. Випробування пружного стояка з регулятором жорсткості в лабораторних умовах з метою вивчення впливу характеристик параметрів регулятора жорсткості, глибини обробітку ґрунту і швидкості руху на коливання і напруження дискового робочого органу.

#### **3.2 Опис обладнанням для випробування робочих органів ґрунтообробних машин**

У відповідності з програмою експерименту розроблена загальна методика проведення експериментальних досліджень, що передбачала використання загальновідомих методичних підходів щодо випробування сільськогосподарської техніки [137, 138].

Дослідження дискових робочих органів на пружному стояку та регулятором жорсткості проводили на випробувальному ґрунтовому каналі, схема якого представлена на рис. 3.1. Загальний вигляд ґрунтового каналу представлено на рис. 3.2.

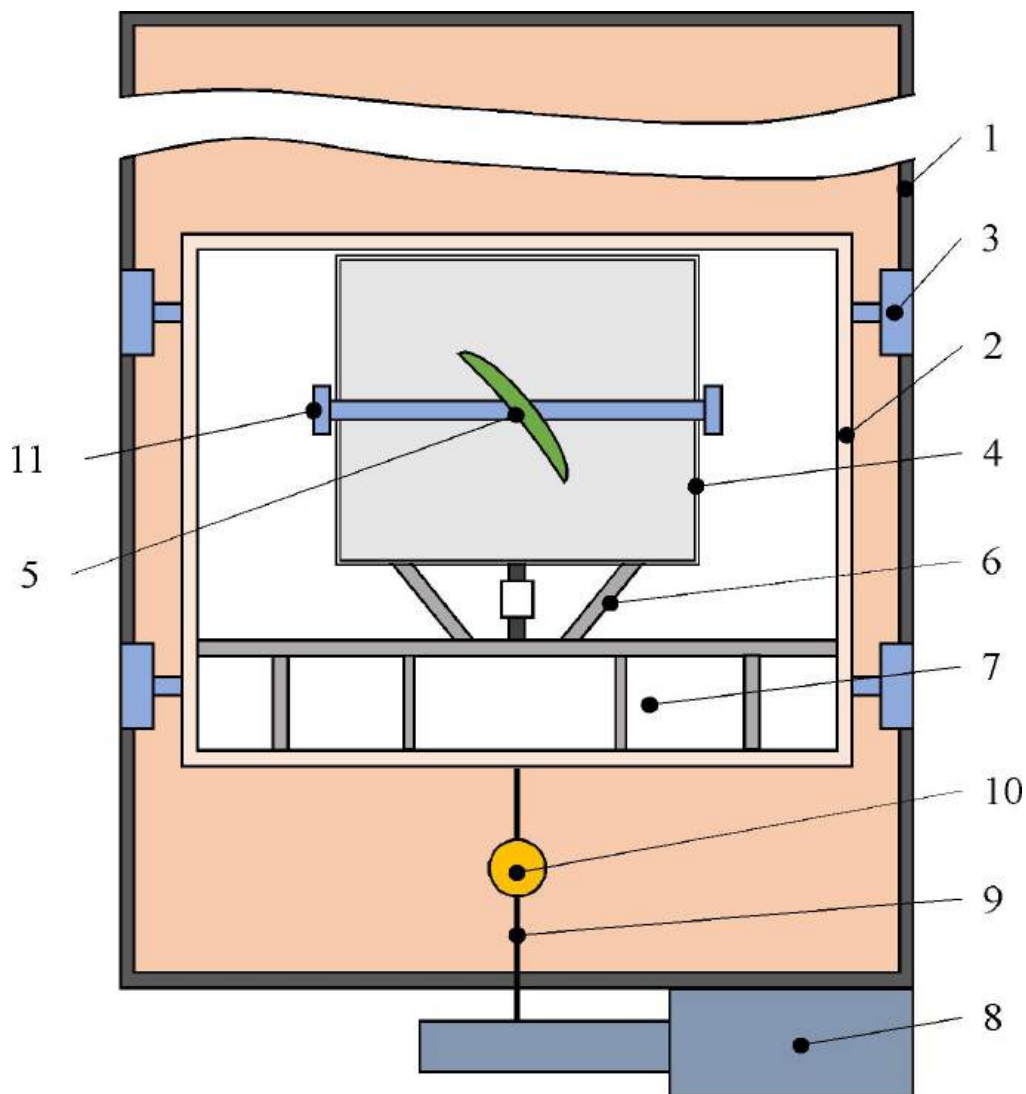
Основну раму 2 експериментальної установки встановлено на напрямні ролики 3 на рейкових напрямних 1. Для встановлення досліджуваних дискових робочих органів на пружному стояку з регулятором жорсткості на основній рамі 2 встановлена начіпна рухома рама 4. Переміщення експериментальної установки здійснювався від приводної станції 9 через трос 9 з можливістю реверсування і зміни швидкості руху. Коробка передач приводної станції (рис. 3.3) дозволяє одержувати потрібну швидкість переміщення лабораторної установки з досліджуваними робочими органами в інтервалі від 0,5 м/с до 2,6 м/с з можливістю реверсування при холостих проходах. Задана глибина ходу дискового робочого органу в ґрунті встановлюється за допомогою регульовального опорного колеса шляхом фіксації в заданому положенні відносно рами (рис. 3.4). Переведення рухомої рами 4 лабораторної установки з досліджуваними дисковими робочими органами в робоче і транспортне положення (при реверсуванні) здійснюється застосуванням гідравлічної системи керування 7. Для фіксації тягового опору установки з досліджуваними дисковими робочими органами встановлений тензодатчик 10.

Перед проведенням дослідів та протягом проведення випробувань ґрунтообробних робочих органів визначали фізико-механічні властивості ґрунту в ґрунтовому каналі за допомогою вимірювального обладнання.

При проведенні експерименту основними контрольованими конструктивно-режимними параметрами були швидкість руху установки, глибина ходу робочого органу та конструктивні параметри регулятора жорсткості пружного стояка кріплення робочих органів), контролювалась також своєчасність включення вимірювальної і реєструючої апаратури.

За кілька днів до початку проведення експериментів ґрунт зволожували і спускали на глибину 20 см. Перед проведенням чергової серії експериментів її

ущільнювали за допомогою водоналивного катку, заміряли твердість і брали вихідні проби на вологість. Вологість ґрунту під час проведення експерименту знаходилась у межах 19–21%.



- 1 – напрямна поверхня; 2 – рама; 3 – ролики; 4 – націпна рухома рама;  
 5 – дисковий робочі органи; 6 – націпна система; 7 – гідронаціпна система;  
 8 – приводна станція; 9 – канат; 10 – тензодатчик; 11 – опорне колесо

Рисунок 3.1 – Схема ґрунтового каналу з обладнанням для випробування робочих органів ґрунтообробних машин

Для проведення експериментальних досліджень було використано робочий орган – вирізний сферичний диск,  $D = 0,56$  м (рис. 3.5).



Рисунок 3.2 – Загальний вигляд ґрунтового каналу для проведення експериментальних дослідів



Рисунок 3.3 – Приводна станція рухомого модуля лабораторної установки



Рисунок 3.4 – Начіпна рухома рама для кріплення та регулювання глибини ходу дискових робочих органів



Рисунок 3.5 – Загальний вид дискового робочого органу, що випробовувався

Для отримання достовірних результатів випробувань дискових робочих органів в ґрутовому каналі обирали контрольну ділянку. Для цього дослідна ділянка ґрунтового каналу поділялася на три частини: розгінна, контрольна, гальмівна. Реєстрація значень тягового опору дискових робочих органів на пружному стояку та регулятором жорсткості визначалася на середній контрольній ділянці – ділянці сталого руху. Крайні ділянки використовувалися для усунення похибки впливу нерівномірності швидкості руху, коли відбувається розгін та гальмування експериментальної установки з досліджуваними робочими органами.

Кількість повторювань експериментів для отримання вірогідних результатів дорівнювала трьом.

Кількісна характеристика тягового опору досліджуваних дискових робочих органів фіксувалося за допомогою вимірювальної системи.

### **3.3 Вимірювальна система**

При проведенні експериментальних досліджень дискових робочих органів на пружному стояку з регулятором жорсткості в лабораторних умовах використано вимірювальну систему (ВС), що розроблена професором Р.В. Антощенковим [139, 140] в Державному біотехнологічному університеті.

Розроблена ВС широко використовується у сільському господарстві і призначена для визначення кінематичних, динамічних, потужнісних та енергетичних характеристик мобільних машин та їх елементів, є ефективною у застосуванні при випробуваннях сільськогосподарських машин та їх робочих органів [141].

Загальний вигляд ВС та датчиків, що використано при проведенні експериментальних досліджень пружного стояка дискового знаряддя з регулятором жорсткості, представлено на рисунку 3.6. Основними складовими частинами ВС є:

- обчислювальний модуль (ОМ);
- датчики (Д);
- блок живлення (БЖ).

ОМ призначений для обробки, візуалізації та зберігання даних, що надходять від Д вимірювальної системи. БЖ забезпечує автономність роботи ВС або використовується живлення досліджуваного технічного засобу.

Модульна побудова розробленої ВС забезпечує її пристосованість та ефективність використання для визначення динамічних та енергетичних властивостей вантажних і легкових автомобілів, автобусів і автопоїздів, тракторів, військової колісної і гусеничної техніки, а також їх елементів у процесі експлуатації, при проведенні автотехнічної експертизи та оперативного технічного контролю.

ВС дозволяє визначати поступальну швидкість, географічне положення, витрату палива, тягове зусилля та швидкості обертання коліс досліджуваних технічних засобів. Крім того обчислювальний блок ВС дозволяє реалізувати візуалізацію контрольованих параметрів та збереження одержаної інформації для подальшого аналізу та формування обґрунтованих висновків за результатами проведених вимірювань.



Обчислювальний модуль



Датчики



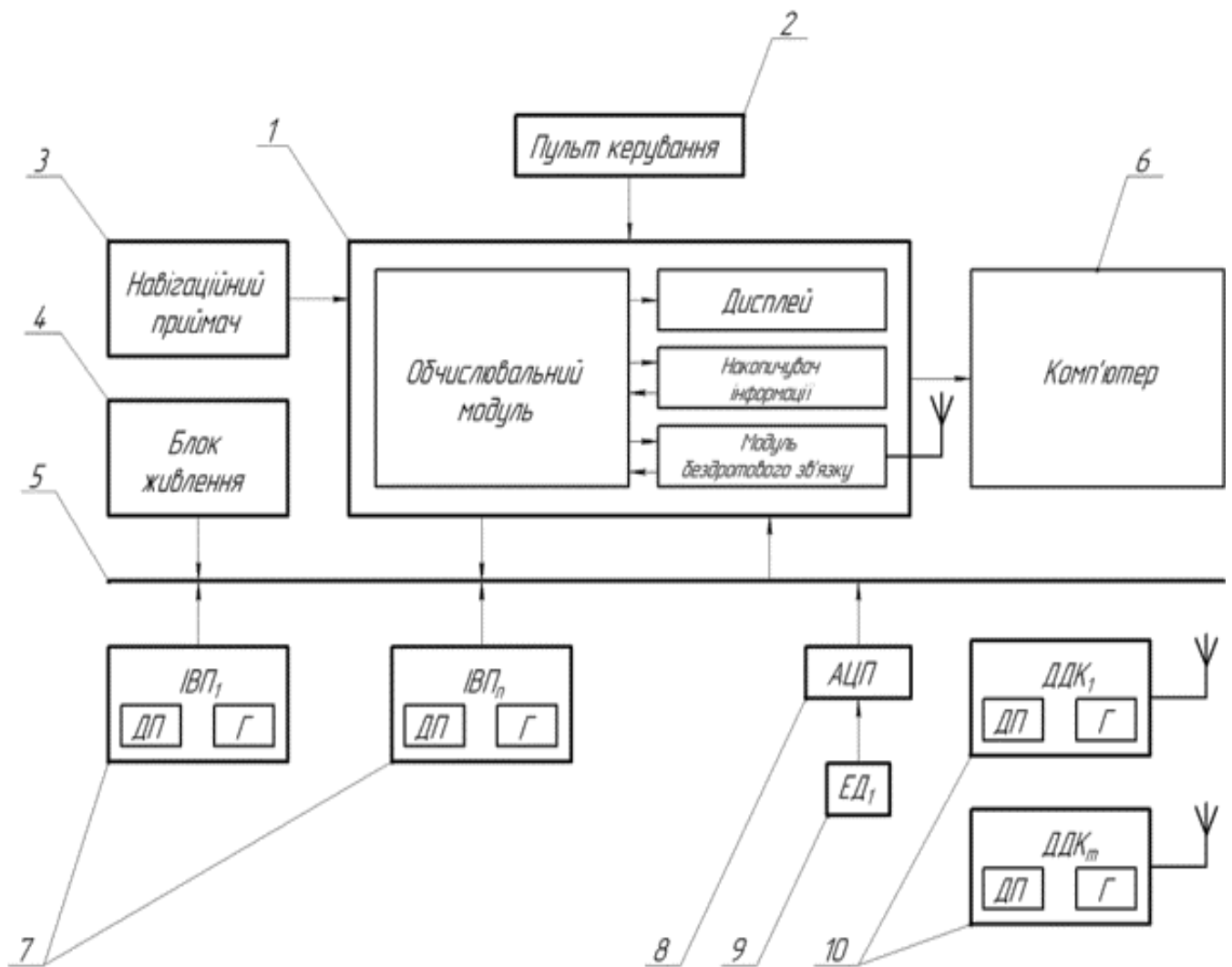
Блок живлення

Рисунок 3.6 – Загальний вигляд ВС та датчиків

Принцип функціонування ВС полягає у наступному. До ОМ 1 приєднуються необхідні в дослідженні датчики 2, наприклад, інерційно-вимірювальний пристрій, датчик тягового зусилля, гіроскоп тощо, сигнали від яких по кабелю надходять до ОМ, де відбувається їх перетворення (цифрова обробка), збереження або подальша відправка до комп'ютера. Живлення ОМ 1 здійснюється через два кабелі від блоку

живлення 3.

На рис. 3.7. представлена структурна схема ВС.



- 1 – ОМ; 2 – ПУ; 3 – елемент навігації; 4 – БЖ; 5 – CAN-шина; 6 – ПК;  
 7 – вимірювальний елемент; 8 – аналогово-цифровий перетворювач;  
 9 – електронний динамометр; 10 – датчик динаміки колеса

Рисунок 3.7 – Структурна схема ВС

Кількість та тип датчиків обирається в залежності від кількості контрольованих параметрів при випробуваннях агрегату. ВС може обладнуватись інерційними вимірювальними пристроями 7 (рис. 3.7), що складаються з гіроскопів та датчиків прискорень, їх кількість також залежить від кількості контрольованих

елементів мобільної машини або агрегату. При цьому, ВС може одночасно обробляти вихідні дані з восьми інерційних вимірювальних пристроїв.

Оброблені ВС вихідні дані з датчиків, можуть надсилатись на комп'ютер 6 для подальшого аналізу або зберігання. В пристрої 3 вимірювальної системи отримується навігаційна інформація, траєкторії руху, швидкості та висоти над рівнем моря. До аналогово-цифрового перетворювача 9 підключені тензодатчики 8. ВС забезпечена надійною системою захисту одержаної контрольної інформації, що включає їх ступеневе включення при аварійних ситуаціях, живлення ВС здійснюється від гелевого свинцево-кислотного акумулятора АГМ, що знаходиться в БЖ 4 (рис. 3.7).

При проведенні експериментальних досліджень динаміки мобільних машин до складу ВС можуть входити датчики: інерцій вимірювальний (ІВП), навігаційний, тягового зусилля та датчик швидкості обертання коліс засобу

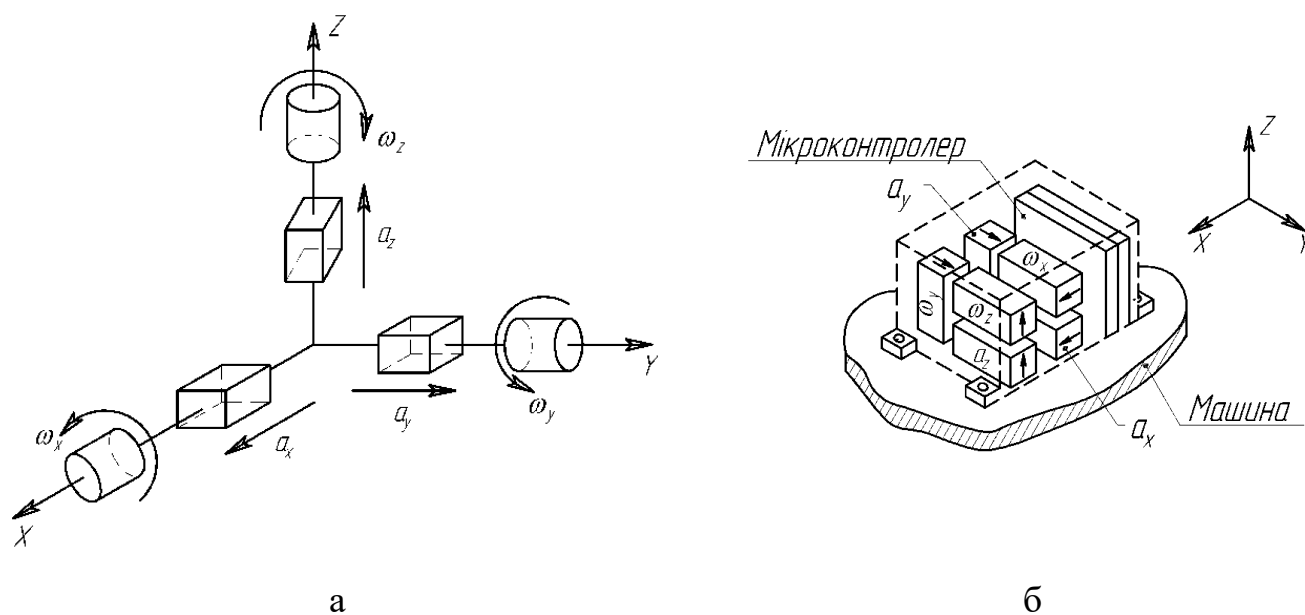
ІВП використовується для контролю вібрації в елементах технічного засобу, що випробовується, прискорень і кутової швидкості; навігаційний - для реальної швидкості руху, курсового кута, висоту над рівнем моря, дату та час проведення експериментального дослідження; датчик тягового зусилля визначає тягове зусилля, що створюється останньою; датчик швидкості обертання коліс дозволяє без втручання в конструкцію визначити дійсну швидкість обертання колеса технічного засобу.

ІВП складається з трьохосьового акселерометра та гіроскопа (рис. 3.8).

Однією з характеристик стаціонарного випадкового процесу є спектральна щільність. У багатьох випадках, особливо при дослідженні стаціонарних випадкових процесів, спектральна щільність є більш зручною характеристикою, на відміну від кореляційної функції.

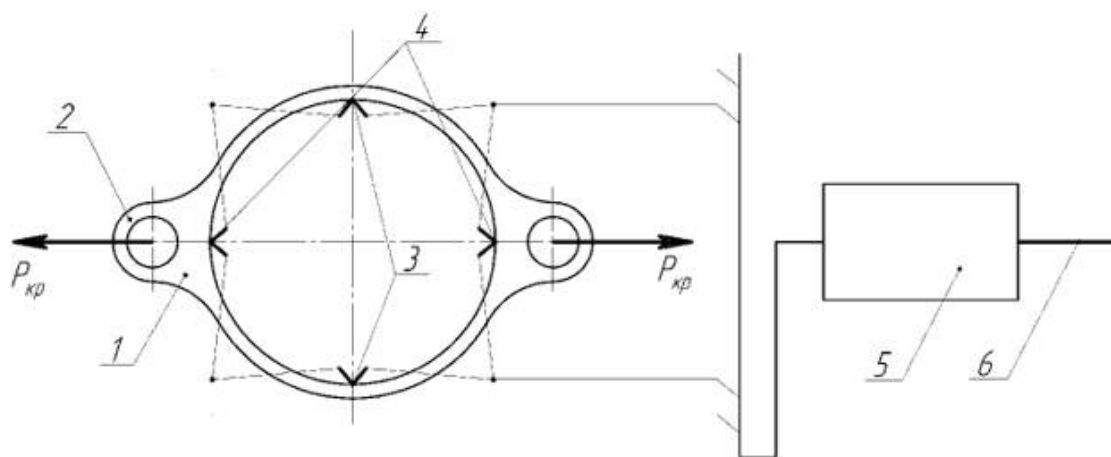
Фіксація тягового зусилля на переміщення лабораторної установки в ґрунтовому каналі (рис. 3.1) використано тензометричний датчик, схема якого показана на рис. 3.9. Конструктивно тензодатчик являє собою металевий захисний корпус 1 з приєднувальними елементами 2, в якому вбудовано тензометричні елементи для контролю зусилля розтягування 3 та зусилля стиску 4. У якості джерела

постійної напруги застосовується мікроконтролер 5, який виконує функцію перетворювача і надсилає по CAN-шині 6 електричну напругу до ОМ (рис. 3.7).



$X, Y, Z$  – координати;  $a_x, a_y, a_z$  – фіксатори прискорення;  $\omega_x, \omega_y, \omega_z$  – фіксатори кутової швидкості

Рисунок 3.8 – Розташування вимірювальних елементів в ІВП відносно осей (а) та в закритому корпусі, установленому на машину (б)

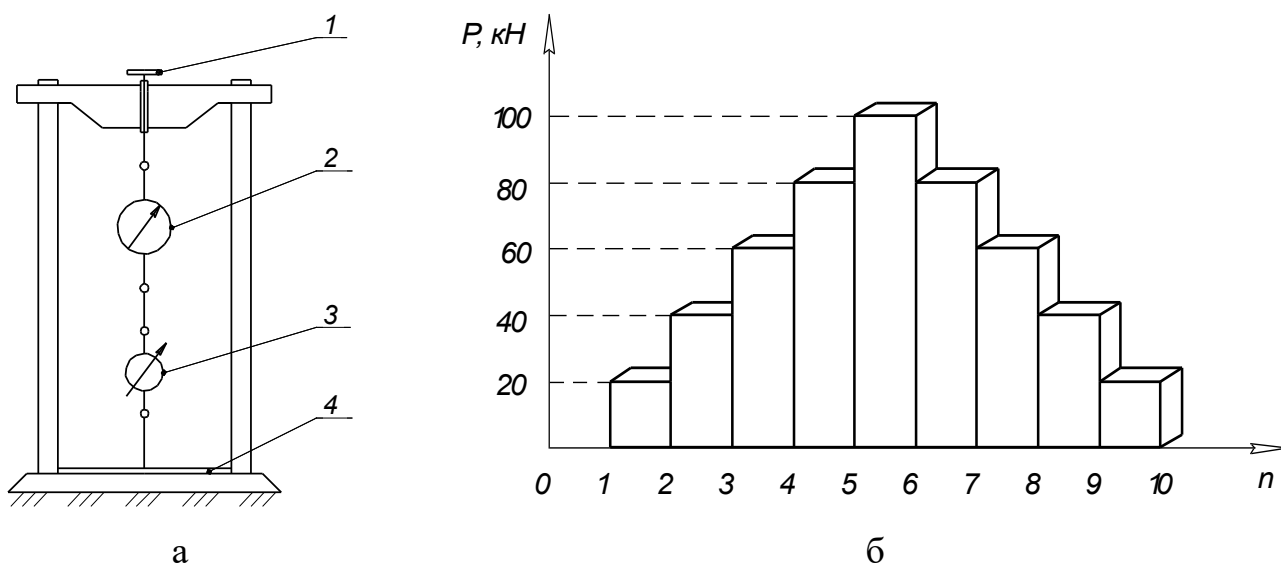


1 – металевий корпус датчика; 2 – вуха (місця приєднання машин); 3 – тензорезистори розтягування; 4 – тензорезистори стиску; 5 – мікроконтролер; 6 – CAN-шина

Рисунок 3.9 – Схема датчика тягового зусилля ВС

Тарування вимірювального обладнання проводили на стенді, схема якого представлено на рис. 3.10, а. Він дозволяє утворювати задане навантаження із збереженням на заданому рівні протягом певного часу для послідовно з'єднаних повіреного та дослідного динамометрів. В якості контрольного використано динамометр ДПУ-50-2, що був повірений в ННЦ Інституту метрології (м. Харків).

За результатами тарування побудовано графіки навантаження і відпускання (рис. 3.10,б) та залежність зусилля прикладеного до динамометру  $P$  від кодів АЦП.



1 – гвинтовий механізм; 2 – повірений динамометр; 3 – контрольований динамометр; 4 – корпус

Рисунок 3.10 – Схема установки для градуювання ЕД (а) та режимами навантаження (б)

Підчас градуювання будується апроксимуюча пряма, рівняння якої має вигляд:

$$P = a \cdot i + b, \quad (3.1)$$

де  $P$  – еталонне розтяжне зусилля  $i$ -го ступеня навантаження;  $a$  – коефіцієнт пропорційності;  $b$  – коефіцієнт зсуву.

У результаті градуювання побудовано залежність зусилля прикладеного до динамометру від кодів АЦП, що представлено на рис. 3.11.

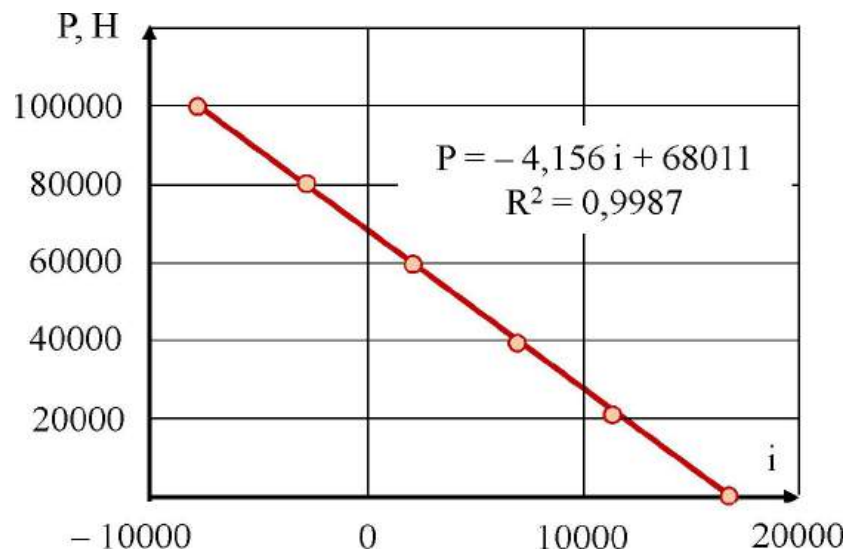


Рисунок 3.11 – Залежність зусилля прикладеного до динамометру P від кодів АЦП

Отримано залежність зусилля прикладеного до динамометру від кодів аналогово-цифрового перетворювача:

$$P = -4,1156 \cdot i + 68011, \quad (3.2)$$

де P – дійсне значення зусилля; i – коди АЦП.

Виконано градування ЕД, що входить до складу вимірювальної системи та отримано залежність зусилля прикладеного до динамометру від кодів аналогово-цифрового перетворювача. Коефіцієнт детермінації дорівнює  $R^2 = 0,9987$ .

### 3.4 Методика проведення експериментальних досліджень пружного стояка з регулятором жорсткості

Розташування датчиків на пружному стояку з регулятором жорсткості наведено на рис. 3.12. Використано чотири датчики: один датчик тягового зусилля рами ( $P_1$ ); два тензометричні датчика на стояку ( $P_2$ ,  $P_3$ ); один інерційний вимірювальний пристрій (трьохосьового акселерометра).

Експериментальні дослідження в ґрунтовому каналі проводились на різних швидкостях руху v: 1,0 м/с, 1,7 м/с та 2,4 м/с, глибина входження дискового

робочого органу в ґрунт мала наступні значення  $h$ : 0,06 м, 0,10 м та 0,14 м. При цьому змінювали кут клиноподібної вставки  $\theta$ :  $-6^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $6^\circ$ .



1 – датчик тягового зусилля рами ( $P_1$ ); 2 – тензометричний датчик на стояку ( $P_2$ );  
3 – тензометричний датчик на стояку ( $P_3$ ); 4 – інерційний вимірювальний пристрій

Рисунок 3.12 – Розташування датчиків на випробувальній установці:

В якості критеріїв обрано: середнє значення сили з датчика тягового зусилля рами  $P_1$ ; середньоквадратичне значення сили з датчика тягового зусилля рами  $\sigma_1$ ; частота коливань робочого органу  $\omega$ ; середнє значення сили з датчика зусилля верхньої точки стояка  $P_2$ ; середнє значення сили з датчика зусилля крайньої точки стояка  $P_3$ ; коефіцієнт ущільнення ґрунту  $K$ .

Коефіцієнт ущільнення ґрунту  $K$  – це відношення щільності ґрунту після обробки до його щільності до обробки:

$$K_h = \frac{\rho'_h}{\rho_h}, \quad (3.3)$$

де  $\rho_h$  – щільність ґрунту до обробітку на глибині  $h$ , кг/см<sup>2</sup>;  $\rho'_h$  – щільність ґрунту після обробітку на глибині  $h$ , кг/см<sup>2</sup>.

Щільність ґрунту визначалась з використанням щільноміра (пенетрометра) «ЛАН-М» (рис. 3.13) на глибинах 0,06 м, 0,10 м та 0,14 м.



Рисунок 3.13 – Щільномір (пенетрометр) «ЛАН-М»

Для визначення оптимальних умов проведення процесу було застосовано метод математичного планування експерименту. Зокрема, використовувався план Бокса-Бенкена, який дозволяє ефективно дослідити вплив кількох факторів одночасно при мінімальній кількості експериментів. Планування здійснювалося для трьох незалежних факторів (наприклад, температура, тривалість обробки та

співвідношення сировини), кожен із яких варіювався на трьох рівнях. Загальна кількість дослідів відповідно до цього плану склала 15. Такий підхід забезпечує можливість побудови адекватної математичної моделі процесу та виявлення оптимальних умов для досягнення максимального виходу та якості продукту.

### 3.5 Методика статистичної обробки експериментальних даних

На основі експериментальних даних будується рівняння регресії другого порядку, яке описує залежність вихідної змінної (відгуку) від незалежних змінних (керованих факторів). Для трьох факторів  $x_1, x_2, x_3$  рівняння має такий вигляд:

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_{12}x_1x_2 + a_{13}x_1x_3 + a_{23}x_2x_3 + a_{11}x_1^2 + a_{22}x_2^2 + a_{33}x_3^2, \quad (3.4)$$

Коефіцієнти регресії  $a_i, a_{ij}, a_{ii}$  визначаються методом найменших квадратів на основі результатів 15 дослідів.

У Wolfram Cloud побудова моделі здійснюється наступним чином. Припустимо, що експериментальні дані подані у вигляді списку, де кожен елемент містить значення  $x_1, x_2, x_3$  та відповідний результат  $y$ :

$$\begin{aligned} \text{data} &= \{\{x_1, x_2, x_3, y\}, \{x_1, x_2, x_3, y\}, \dots\}; \\ \text{model} &= \text{LinearModelFit}[\text{data}, \{1, x_1, x_2, x_3, x_1*x_2, x_1*x_3, x_2*x_3, x_1^2, x_2^2, \\ &\quad x_3^2\}, \{x_1, x_2, x_3\}]; \end{aligned} \quad (3.5)$$

Отримана модель містить коефіцієнти та статистичні параметри для подальшого аналізу.

Після побудови регресійної моделі необхідно визначити, які з коефіцієнтів є статистично значущими. Це проводиться за допомогою t-критерію Стьюдента:

$$t_i = \frac{a_i}{s_{a_i}}, \quad (3.6)$$

де  $s_{a_i}$  – стандартна похибка оцінки коефіцієнта. Якщо розраховане значення  $|t_i|$  перевищує табличне критичне значення для заданого рівня значущості ( $\alpha = 0,05$ ), то відповідний коефіцієнт вважається значущим.

У Wolfram Cloud обчислення p-значень для кожного коефіцієнта виконується

наступною командою:

$$\text{model["ParameterTable"]}; \quad (3.7)$$

Коефіцієнти, для яких  $p < 0,05$ , вважаються статистично значущими.

Наступним кроком є перевірка адекватності побудованої регресійної моделі за критерієм Фішера. Для цього обчислюється відношення дисперсії, поясненої моделлю, до залишкової дисперсії:

$$F = \frac{S_{\text{рег}}}{S_{\text{зал}}} \cdot \frac{f_{\text{зал}}}{f_{\text{рег}}}, \quad (3.8)$$

де  $S_{\text{рег}}$  – дисперсія регресії;  $S_{\text{зал}}$  – залишкова дисперсія;  $f_{\text{рег}}$ ,  $f_{\text{зал}}$  – ступені свободи відповідно.

У Wolfram Cloud результати дисперсійного аналізу отримуються так:

$$\text{model["ANOVATable"]}; \quad (3.9)$$

У таблиці ANOVA слід звертати увагу на значення F-статистики та відповідне p-значення. Якщо  $p < 0,05$ , модель вважається адекватною.

Для зручності аналізу впливу факторів на відгук будуються поверхні відгуку. Це дозволяє візуалізувати залежність результату від двох факторів при фіксованому значенні третього.

Приклад побудови поверхні відгуку у Wolfram Cloud:

$$\text{Plot3D}[\text{model}[x1, x2, \text{fixedX3}], \{x1, a, b\}, \{x2, c, d\}]; \quad (3.10)$$

Для побудови контурного графіка:

$$\text{ContourPlot}[\text{model}[x1, x2, \text{fixedX3}], \{x1, a, b\}, \{x2, c, d\}]; \quad (3.11)$$

Такі візуалізації допомагають інтерпретувати взаємодії між факторами та обрати зони оптимальних параметрів.

Коли необхідно знайти максимум або мінімум функції відгуку, використовується числова оптимізація:

$$\text{NMaximize}[\{\text{model}[x1, x2, x3], x1 \in \{a, b\}, x2 \in \{c, d\}, x3 \in \{e, f\}\}, \{x1, x2, x3\}]; \quad (3.12)$$

Аналогічно для мінімізації:

$$\text{NMinimize}[\{\text{model}[x1, x2, x3], x1 \in \{a, b\}, x2 \in \{c, d\}, x3 \in \{e, f\}\}, \{x1, x2, x3\}]; \quad (3.13)$$

$$\{x_1, x_2, x_3\};$$

Результатом буде оптимальне значення функції та відповідні значення керованих змінних.

У випадку, коли потрібно одночасно врахувати дві функції, наприклад максимізацію виходу та мінімізацію витрат, використовується поняття Парето-оптимальності. У Wolfram Cloud можливе побудування множини Парето:

$$\text{ParetoOptimization}[\{\text{model1}[x_1, x_2, x_3], \text{model2}[x_1, x_2, x_3]\}, \{\{x_1, a, b\}, \{x_2, c, d\}, \{x_3, e, f\}\}]; \quad (3.14)$$

Або побудова допустимих зон для кожного критерію:

$$\text{RegionPlot3D}[\text{model1}[x_1, x_2, x_3] \geq \text{threshold1} \ \&\& \ \text{model2}[x_1, x_2, x_3] \leq \text{threshold2}, \{x_1, a, b\}, \{x_2, c, d\}, \{x_3, e, f\}]; \quad (3.15)$$

Аналіз отриманих даних дозволяє обрати компромісне рішення, що задовольняє кілька критеріїв одночасно.

## 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ НА ПРУЖНОМУ СТОЯКУ З РЕГУЛЯТОРОМ ЖОРСТКОСТІ

### 4.1 Результати експериментальних досліджень зусиль

В результаті експериментальних досліджень отримані залежності динаміки тягового зусилля рами  $P_1$ , тягових зусиль верхньої і крайньої точок стояка  $P_2$  і  $P_3$ , а також кутів орієнтації трьохосового акселерометра  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  для кожного досліду (додаток В). Приклад зазначених залежностей наведено на рис. 4.1–4.2.

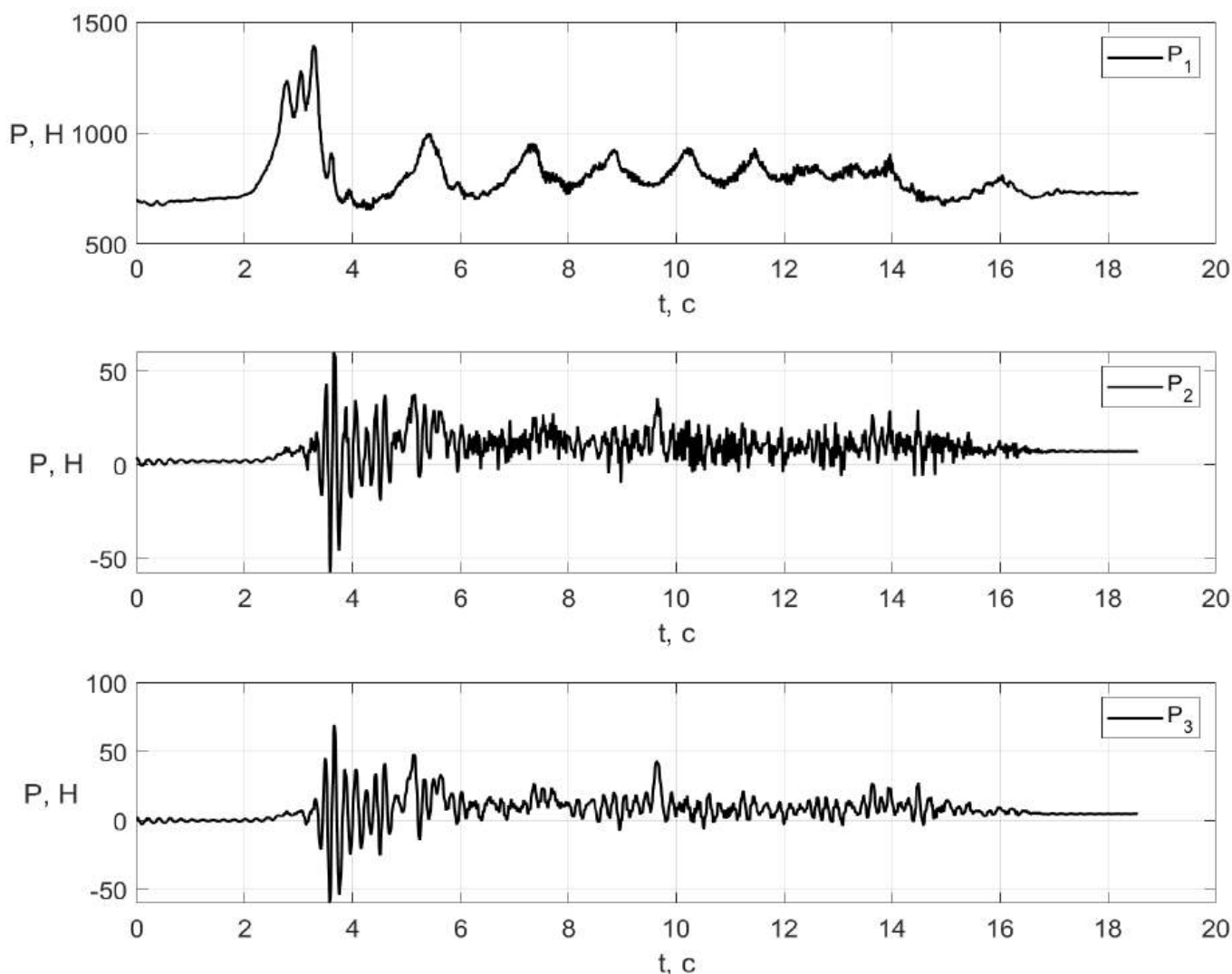


Рисунок 4.1 – Залежності динаміки тягових зусиль  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  при  $v = 1,0$  м/с,  $h = 0,06$  м,  $\theta = 0^\circ$

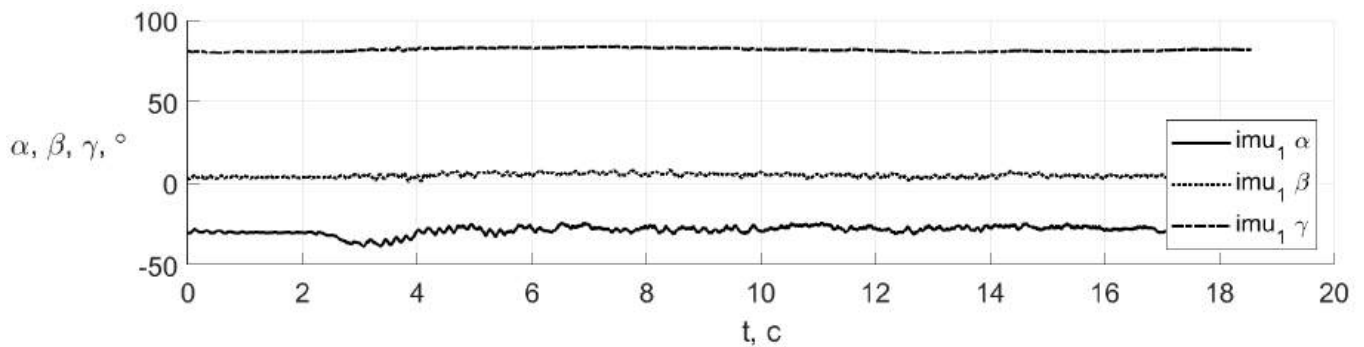


Рисунок 4.2 – Залежності кутів орієнтації трьохосьового акселерометра  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  при  $v = 1,0$  м/с,  $h = 0,06$  м,  $\theta = 0^\circ$

З графіків 4.1–4.2 видно флуктуацію тягових зусиль, що підтверджує коливання дискового робочого органу на пружному стояку. Провівши розрахунок середніх значень, середньоквадратичних відхилень та частот коливань складено масив узагальнених даних (додаток В).

Згідно наведеної методики (розділ 3.5) у програмі Wolfram Cloud визначено рівняння регресії середнього значення сили з датчика тягового зусилля рами

$$P_1 = 1179,57 - 250,437 x_1 - 372,646 x_1^2 + 170,263 x_2 - 39,875 x_1 x_2 - 63,3958 x_2^2 + 160,1 x^3 + 13,95 x_1 x_3 + 17,9 x_2 x_3 - 89,4208 x_3^2, \quad (4.1)$$

де  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$  – закодовані значення факторів: кута клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибини входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$ , швидкості руху  $v$  відповідно.

Результати статистичного аналізу рівняння (4.1) наведено в таблиці 4.1. Провівши відхилення незначущих коефіцієнтів регресії за критерієм Стюдента (t-Statistic) і перетворюючи закодовані у реальні значення факторів отримуємо:

$$P_1 = -558,528 + 12181,0 h - 39622,4 h^2 + 849,185 V - 182,491 V^2 - 41,7396 \theta - 10,3513 \theta^2. \quad (4.2)$$

Оскільки за табл. 4.1 розраховане значення критерію Фішера  $F \approx 699,45$  значно більше табличного значення  $F_{\text{табл}} \approx 4,74$ , модель (4.2) є статистично значущою.

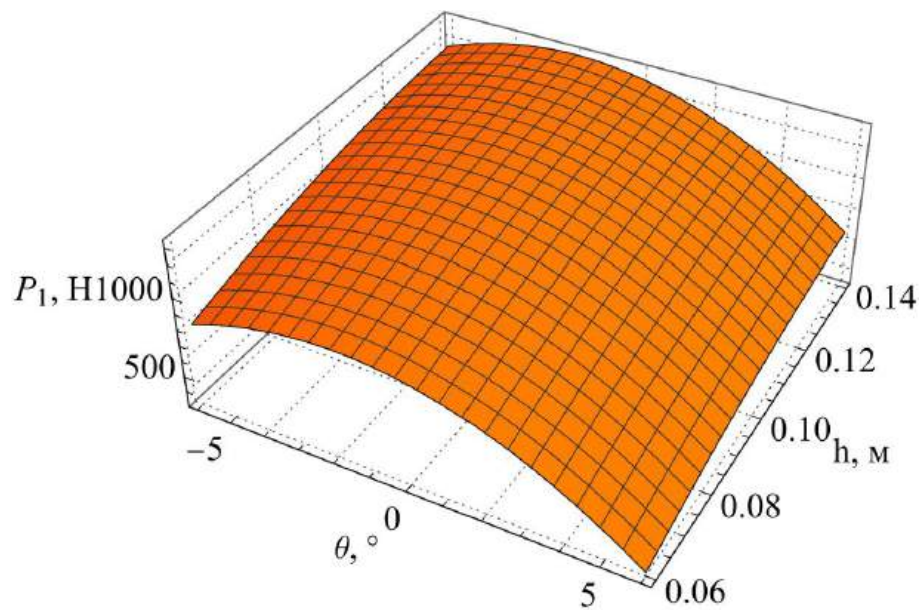
Графічна інтерпретація залежності (4.2) у вигляді поверхонь відгуків наведено на рис. 4.3.

Таблиця 4.1 – Статистичний аналіз рівняння (4.1) в Wolfram Cloud

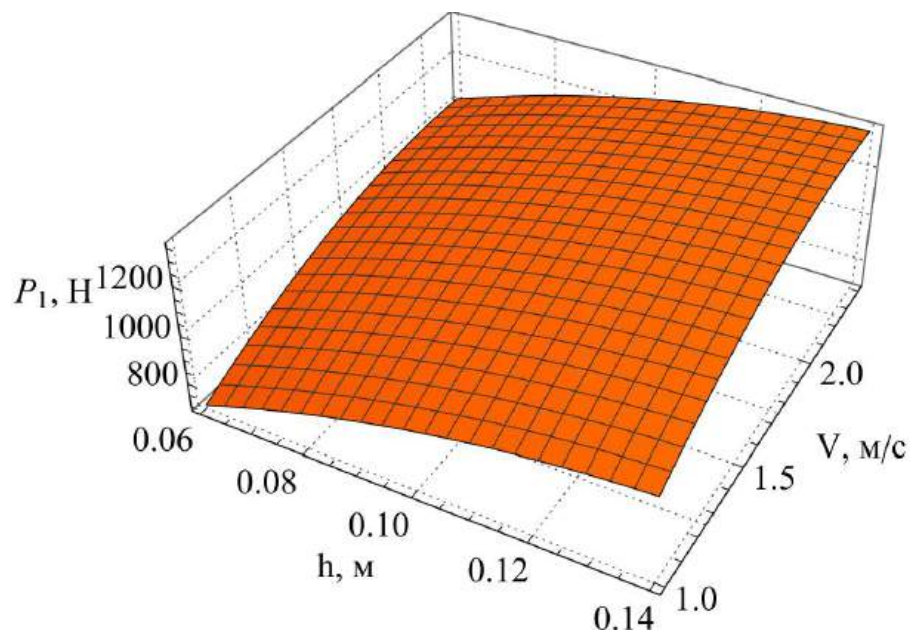
Коефіцієнт	P <sub>1</sub>			
	Значення	Похибка	t-критерій	p-рівень
a <sub>00</sub>	1179,57	25,4665	46,3183	8,85879·10 <sup>-8</sup>
a <sub>10</sub>	-250,437	15,595	-16,0588	0,0000170553
a <sub>20</sub>	170,263	15,595	10,9178	0,000112039
a <sub>30</sub>	160,1	15,595	10,2661	0,000150698
a <sub>12</sub>	-39,875	22,0547	-1,80801	0,130406
a <sub>13</sub>	13,95	22,0547	0,632519	0,55484
a <sub>23</sub>	17,9	22,0547	0,811619	0,453898
a <sub>11</sub>	-372,646	22,9552	-16,2336	0,0000161709
a <sub>22</sub>	-63,3958	22,9552	-2,76172	0,0397537
a <sub>33</sub>	-89,4208	22,9552	-3,89545	0,0114618
Показник	DF	SS	MS	Критерій Фішера
Модель	10	1,36087·10 <sup>7</sup>	1,36087·10 <sup>6</sup>	699,45
Помилка	5	9728,17	1945,63	–
Невиправлена сума	15	1,36184·10 <sup>7</sup>	–	–
Виправлена сума	14	1,48676·10 <sup>6</sup>	–	–

Члени рівняння, що містять змінну  $h$ , описують залежність тягового зусилля від глибини входження диска в ґрунт. Спостерігається квадратична залежність: перший член  $12181,0 \cdot h$  вказує на лінійне збільшення тягового зусилля з ростом глибини, тоді як другий член  $-39622,4 \cdot h^2$  зменшує тягове зусилля при збільшенні глибини. З фізичної точки зору, це може означати, що на в діапазоні глибини від 0,06 м до 0,14 м, коли диск лише входить у ґрунт, сила опору росте лінійно, оскільки більше ґрунту контактує з робочою поверхнею.

Другі два члени рівняння, що містять  $V$ , характеризують вплив швидкості руху диска і показують квадратичне збільшення тягового зусилля із збільшенням швидкості, що вказує на збільшення сили опору через більший контакт з ґрунтом при більш швидкому русі.



$$v = 1,7 \text{ м/с}$$



$$\theta = 0^\circ$$

Рисунок 4.3 – Залежність середнього значення сили з датчика тягового зусилля рами  $P_1$  від кута клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибини входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкості руху  $v$

Члени рівняння, що включають кут нахилу  $\theta$ , мають негативні коефіцієнти:  $-41,7396 \cdot \theta$  та  $-10,3513 \cdot \theta^2$ . Це означає, що зростання кута нахилу клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу в обидві сторони зменшує тягове

зусилля. З фізичного боку це можна пояснити тим, що при більших кутах нахилу диск менш ефективно проникає в ґрунт, що знижує його здатність рухати ґрунт вперед, оскільки сила тертя та опору стає меншою.

Провівши оптимізацію рівняння (4.2) за умови мінімізації тягового зусилля рами отримуємо значення факторів досліджень:  $\theta = 6^\circ$ ,  $h = 0,06$  м,  $v = 1$  м/с. При цьому  $P_{1\min} = 73,3$  Н.

Відповідно до описаної в розділі 3.5 методики, у програмному середовищі Wolfram Cloud побудовано рівняння регресії середньоквадратичного відхилення сили, зафіксованої датчиком тягового зусилля рами

$$\begin{aligned} \sigma_1 = & 93,5333 - 17,175 x_1 - 20,1667 x_1^2 + 16,0 x_2 - 1,25 x_1 x_2 + \\ & + 3,68333 x_2^2 + 13,825 x_3 - 0,5 x_1 x_3 + 1,35 x_2 x_3 - 5,06667 x_3^2. \end{aligned} \quad (4.3)$$

Результати статистичного аналізу рівняння (4.3) подано в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Статистичний аналіз рівняння (4.3) в Wolfram Cloud

Коефіцієнт	$\sigma_1$			
	Значення	Похибка	t-критерій	p-рівень
$a_{00}$	93,5333	4,21091	22,2121	$3,43532 \cdot 10^{-6}$
$a_{10}$	-17,175	2,57865	-6,66047	0,00115138
$a_{20}$	16,	2,57865	6,20481	0,00158784
$a_{30}$	13,825	2,57865	5,36134	0,00303602
$a_{12}$	-1,25	3,64676	-0,34277	0,745712
$a_{13}$	-0,5	3,64676	-0,137108	0,896295
$a_{23}$	1,35	3,64676	0,370192	0,726403
$a_{11}$	-20,1667	3,79566	-5,31308	0,00315801
$a_{22}$	3,68333	3,79566	0,970405	0,376413
$a_{33}$	-5,06667	3,79566	-1,33486	0,239475
Показник	DF	SS	MS	Критерій Фішера
Модель	10	108570,	10857	204,1
Помилка	5	265,977	53,1953	–
Невиправлена сума	15	108836,	–	–
Виправлена сума	14	7877,3	–	–

Після виключення незначущих коефіцієнтів регресії згідно з критерієм Стьюдента (t-Statistic) та перетворення закодованих значень факторів у реальні одержуємо:

$$\sigma_1 = 19,9583 + 400,1 h + 19,75 V - 2,8625 \theta - 0,560185 \theta^2. \quad (4.4)$$

Графічне представлення залежності (4.4) у формі поверхонь відгуку подано на рисунку 4.4.

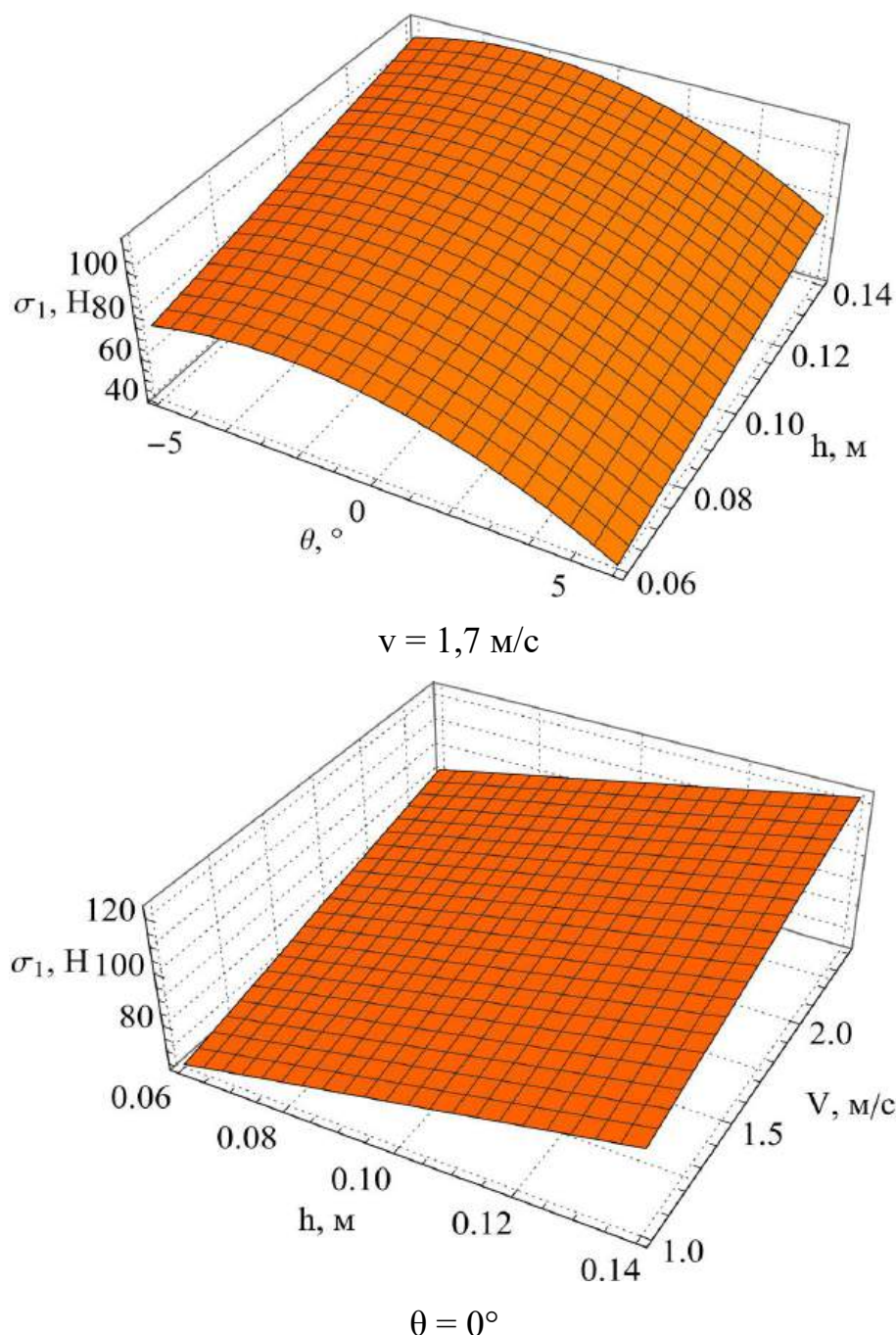


Рисунок 4.4 – Залежність середньоквадратичного значення сили, зафіксованої датчиком тягового зусилля рами  $\sigma_1$  від кута клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибини входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкості руху  $v$

Оскільки згідно з таблицею 4.2 розраховане значення критерію Фішера  $F \approx 204,1$  суттєво перевищує табличне значення  $F_{\text{табл}} \approx 4,74$ , модель (4.3) вважається статистично значущою.

Залежність (4.4) має змішаний характер: вона включає як лінійні члени (по  $h$ ,  $V$ ,  $\theta$ ), так і квадратичний член по куту  $\theta$ , що дозволяє відобразити нелінійний вплив цього параметра на силу опору.

Збільшення глибини обробітку  $h$  і швидкості руху агрегату  $V$  призводить до збільшення середньоквадратичного відхилення сили  $\sigma_1$ , що пояснюється підвищенням інтенсивності деблокованого зминання ґрунту, зростанням сили тертя та збільшенням об'єму ґрунту, що підлягає деформації під дією робочого органу.

Для кута клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$  спостерігається оптимум (найбільше значення) в середині діапазону варіювання ( $\theta = -2,55^\circ$ ). Таку залежність можна пояснити наявністю повороту дискового робочого органу (тобто кутом атаки) вздовж лінії його руху, що істотно впливає на характер взаємодії з ґрунтом. При зміні кута  $\theta$  змінюється положення площини різання та напрям вектора реакції ґрунту, що, своєю чергою, впливає на ефективність проникнення диска та опір, який виникає. У певному діапазоні значення  $\theta$  забезпечується оптимальне поєднання глибини проникнення, сили розпушування та мінімального опору, тоді як відхилення від цього діапазону призводить до зростання сили опору через погіршення умов різання або зростання фронтального тиску ґрунту на диск.

Провівши оптимізацію рівняння (4.4) за умови мінімізації середньоквадратичного відхилення тягового зусилля рами отримуємо значення факторів досліджень:  $\theta = 6^\circ$ ,  $h = 0,06$  м,  $v = 1$  м/с. При цьому  $\sigma_{1\text{min}} = 26,4$  Н.

Відповідно до методики, викладеної в розділі 3.5, у програмному середовищі Wolfram Cloud отримано рівняння регресії для середніх значень сил, зафіксованих датчиками тягового зусилля у верхній ( $P_2$ ) та крайній ( $P_3$ ) точках стояка

$$P_2 = 74,2 - 11,175 x_1 - 8,025 x_1^2 + 24,7 x_2 - 0,35 x_1 x_2 - 1,125 x_2^2 + \\ + 11,35 x_3 - 2,55 x_1 x_3 - 2,6 x_2 x_3 - 0,625 x_3^2, \quad (4.5)$$

$$P_3 = 37,5333 - 5,6 x_1 - 3,40417 x_1^2 + 14,0125 x_2 + 0,1 x_1 x_2 + 1,52083 x_2^2 + \quad (4.6)$$

$$+ 6,1875 x_3 - 1,65 x_1 x_3 - 1,125 x_2 x_3 + 0,570833 x_3^2.$$

Результати статистичного аналізу рівнянь (4.5) і (4.6) представлені в таблицях 4.3–4.4. Після вилучення статистично незначущих коефіцієнтів регресії на основі критерію Стюдента (t-Statistic) та перетворення закодованих факторів у їхні реальні значення, отримано наступне:

$$P_2 = -15,1143 + 617,5 h + 16,2143 V - 1,8625 \theta - 0,222917 \theta^2. \quad (4.7)$$

$$P_3 = -12,5247 + 350,313 h + 8,83929 V - 0,933333 \theta - 0,0945602 \theta^2. \quad (4.8)$$

Таблиця 4.3 – Статистичний аналіз рівняння (4.7) в Wolfram Cloud

Коефіцієнт	P <sub>2</sub>			
	Значення	Похибка	t-критерій	p-рівень
a <sub>00</sub>	74,2	1,83712	40,3894	1,75437·10 <sup>-7</sup>
a <sub>10</sub>	-11,175	1,125	-9,93333	0,000176519
a <sub>20</sub>	24,7	1,125	21,9556	3,63896·10 <sup>-6</sup>
a <sub>30</sub>	11,35	1,125	10,0889	0,000163842
a <sub>12</sub>	-0,35	1,59099	-0,219989	0,83458
a <sub>13</sub>	-2,55	1,59099	-1,60278	0,169887
a <sub>23</sub>	-2,6	1,59099	-1,6342	0,163144
a <sub>11</sub>	-8,025	1,65596	-4,84615	0,00468964
a <sub>22</sub>	-1,125	1,65596	-0,679366	0,527076
a <sub>33</sub>	-0,625	1,65596	-0,377426	0,721347
Показник	DF	SS	MS	Критерій Фішера
Модель	10	78590,0	7859,0	776,2
Помилка	5	50,625	10,125	–
Невиправлена сума	15	78640,7	–	–
Виправлена сума	14	7253,26	–	–

Оскільки згідно з таблицями 4.3–4.4 розраховані значення критерію Фішера становлять  $F_2 \approx 776,2$  та  $F_3 \approx 741,4$ , що значно перевищує табличне значення  $F_{\text{табл}} \approx 4,74$ , моделі (4.7) та (4.8) вважаються статистично значущими.

Графічне представлення цих залежностей у вигляді поверхонь відгуку подано на рис. 4.5.

Таблиця 4.4 – Статистичний аналіз рівняння (4.8) в Wolfram Cloud

Коефіцієнт	P <sub>3</sub>			
	Значення	Похибка	t-критерій	p-рівень
a <sub>00</sub>	37,5333	1,00695	37,2743	2,61764·10 <sup>-7</sup>
a <sub>10</sub>	-5,6	0,616627	-9,08166	0,000270802
a <sub>20</sub>	14,0125	0,616627	22,7244	3,06811·10 <sup>-6</sup>
a <sub>30</sub>	6,1875	0,616627	10,0344	0,000168153
a <sub>12</sub>	0,1	0,872043	0,114673	0,913167
a <sub>13</sub>	-1,65	0,872043	-1,89211	0,117043
a <sub>23</sub>	-1,125	0,872043	-1,29007	0,253465
a <sub>11</sub>	-3,40417	0,907651	-3,75052	0,0132865
a <sub>22</sub>	1,52083	0,907651	1,67557	0,154672
a <sub>33</sub>	0,570833	0,907651	0,628913	0,557016
Показник	DF	SS	MS	Критерій Фішера
Модель	10	22550,8	2255,08	741,4
Помилка	5	15,2092	3,04183	–
Невиправлена сума	15	22566,	–	–
Виправлена сума	14	2215,61	–	–

Як для P<sub>2</sub>, так і для P<sub>3</sub>, глибина входження дискового робочого органу в ґрунт (h) має позитивний вплив на величину тягового зусилля. Це проявляється в наявності позитивних коефіцієнтів при h (617,5 для P<sub>2</sub> та 350,313 для P<sub>3</sub>). Фізично це можна пояснити тим, що при збільшенні глибини обробітку збільшується об'єм ґрунту, який обробляється, що потребує більшого зусилля для його переміщення. Тобто, диск вступає в більший об'єм ґрунту, що збільшує сумарний опір, який необхідно подолати для руху агрегату.

Швидкість руху агрегату (V) також позитивно впливає на величину тягового зусилля в обох точках. Коефіцієнти при V складають 16,2143 для P<sub>2</sub> і 8,83929 для P<sub>3</sub>. Це пояснюється тим, що зі збільшенням швидкості збільшується інерційний опір і тертя між робочим органом і ґрунтом. При більшій швидкості руху зростає енергія, яку потрібно затратити для переміщення диска по ґрунту, оскільки тертя та інші механізми опору, як правило, зростають з підвищенням швидкості.

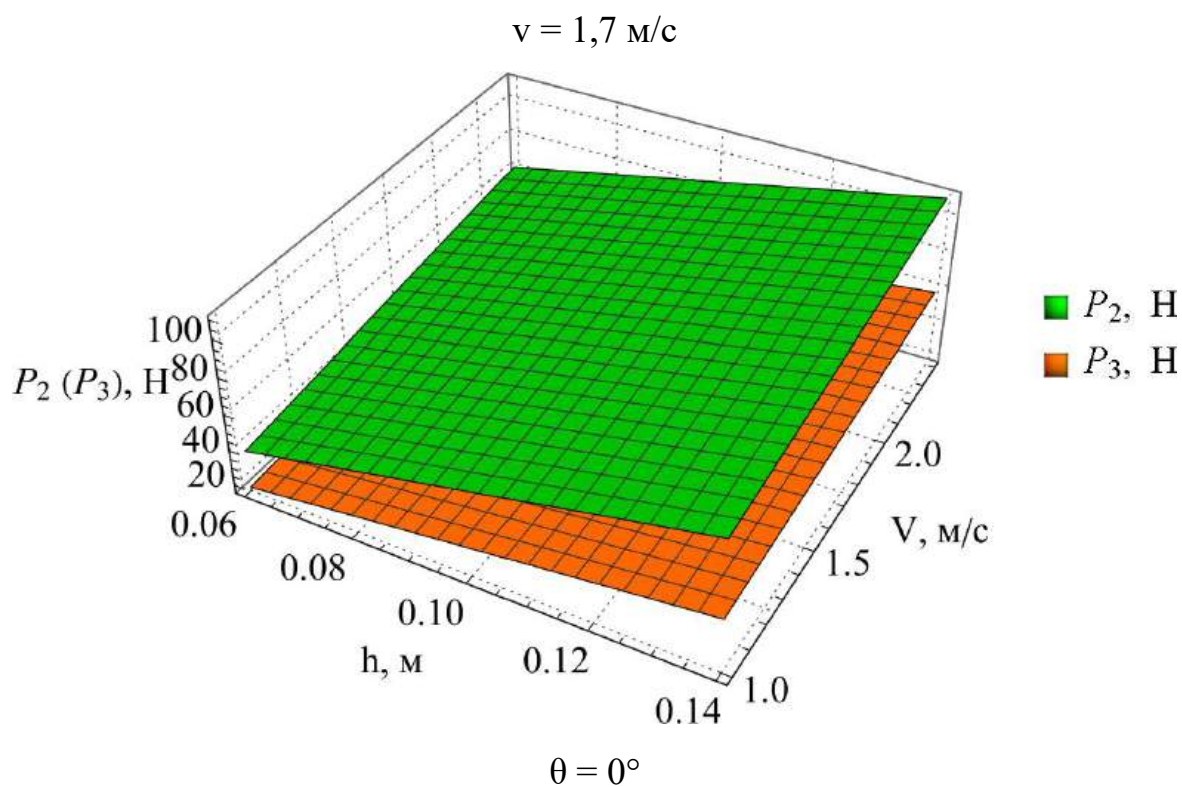
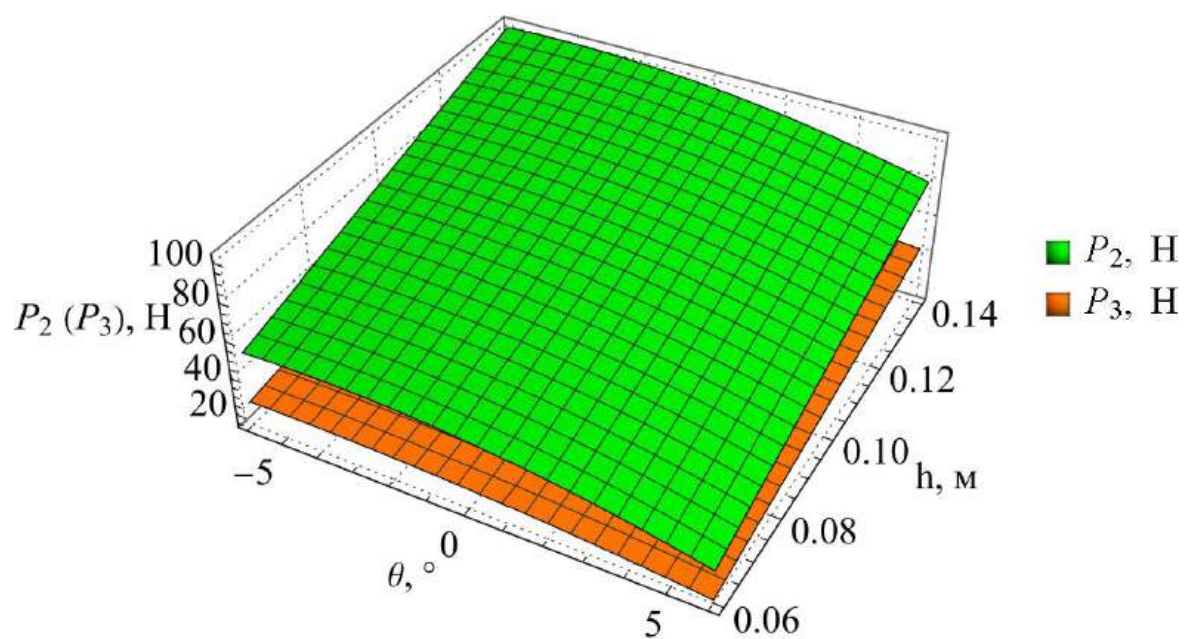


Рисунок 4.5 – Залежність середніх значень сил, зафіксованих датчиками тягового зусилля у верхній ( $P_2$ ) та крайній ( $P_3$ ) точках стояка від кута клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибини входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкості руху  $v$

Вплив кута  $\theta$  на тягове зусилля має складну природу. Для обох рівнянь спостерігається негативний лінійний ефект (коефіцієнти  $-1,8625$  для  $P_2$  і  $-0,933333$  для  $P_3$ ), що означає, що з ростом кута клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу тягове зусилля зменшується. Це може бути пов'язано з тим, що зі збільшенням кута зменшується опір ґрунту до руху робочого органу, оскільки диск з більшим кутом вставки може "легше" розрізати ґрунт, забезпечуючи більш ефективне проникнення. Однак, одночасно з цим у рівнянні спостерігається також квадратичний термін ( $-0,222917 \theta^2$  для  $P_2$  і  $-0,0945602 \theta^2$  для  $P_3$ ), який вказує на наявність оптимуму для кута  $\theta$ . Тобто, після досягнення певного кута, подальше збільшення кута вставки може привести до зростання тягового зусилля через збільшення фронтального опору та зміну характеру взаємодії диска з ґрунтом, що веде до неефективного розрізання і підвищення опору.

Провівши оптимізацію рівнянь (4.7) і (4.8) за умови мінімізації тягового зусилля рами отримуємо значення факторів досліджень:  $\theta = 6^\circ$ ,  $h = 0,06$  м,  $v = 1$  м/с. При цьому  $P_{2\min} = 18,95$  Н і  $P_{3\min} = 8,32$  Н.

Відповідно до описаної методики (розділ 3.5), у середовищі Wolfram Cloud побудовано рівняння регресії для частоти коливань робочого органу

$$\omega = 57,2667 - 1,475 x_1 + 2,44167 x_1^2 + 3,075 x_2 - 0,8 x_1 x_2 - 0,758333 x_2^2 + 1,15 x_3 + 0,6 x_1 x_3 + 0,35 x_2 x_3 - 1,25833 x_3^2.$$

Результати статистичного аналізу рівняння (4.9) подано в таблиці 4.5. Після вилучення статистично незначущих коефіцієнтів згідно з критерієм Стьюдента (t-Statistic) та перетворення закодованих факторів у їхні реальні значення отримано:

$$\omega = 39,3647 + 76,875 h + 10,3741 V - 2,56803 V^2 - 0,245833 \theta + 0,0678241 \theta^2. \quad (4.10)$$

Оскільки за табл. 4.5 розраховане значення критерію Фішера  $F \approx 3690,5$  значно більше табличного значення  $F_{\text{табл}} \approx 4,74$ , модель (4.10) є статистично значущою.

Графічна інтерпретація залежності (4.10) у вигляді поверхонь відгуків наведено на рис. 4.6.

Перш за все, значний позитивний коефіцієнт при глибині входження  $h$  (76,875) свідчить про сильний вплив цього параметра на зростання частоти коливань. Це пояснюється тим, що при більшій глибині обробітку збільшується опір ґрунту, що

призводить до зростання коливальних процесів у робочому органі внаслідок перерозподілу зусиль і реакцій ґрунтового середовища. Робочий орган, занурюючись глибше, стикається з більшим об'ємом ґрунту, який чинить опір нерівномірно, що й спричиняє активніші коливання.

Таблиця 4.5 – Статистичний аналіз рівняння (4.10) в Wolfram Cloud

Коефіцієнт	$\omega$			
	Значення	Похибка	t-критерій	p-рівень
$a_{00}$	57,2667	0,670158	85,4525	$4,15951 \cdot 10^{-9}$
$a_{10}$	-1,475	0,410386	-3,59418	0,015639
$a_{20}$	3,075	0,410386	7,49295	0,000669174
$a_{30}$	1,15	0,410386	2,80224	0,0378934
$a_{12}$	-0,8	0,580373	-1,37842	0,226557
$a_{13}$	0,6	0,580373	1,03382	0,34861
$a_{23}$	0,35	0,580373	0,60306	0,572776
$a_{11}$	2,44167	0,604072	4,04201	0,00990304
$a_{22}$	-0,758333	0,604072	-1,25537	0,264819
$a_{33}$	-1,25833	0,604072	-2,08309	0,0917017
Показник	DF	SS	MS	Критерій Фішера
Модель	10	49722,8	4972,28	3690,5
Помилка	5	6,73667	1,34733	–
Невиправлена сума	15	49729,5	–	–
Виправлена сума	14	147,289	–	–

Швидкість руху  $V$  має змішаний вплив, що проявляється в наявності як лінійного додатного члена ( $10,3741 V$ ), так і квадратичного від'ємного ( $-2,56803 V^2$ ). Така форма залежності свідчить про існування оптимальної швидкості, при якій частота коливань досягає максимального значення, після чого починає зменшуватись. На початку зростання швидкості збільшується динамічний вплив ґрунту на робочий орган – зростає інерція, силу взаємодії і, як наслідок, коливальні процеси. Проте при надмірно високих швидкостях робочий орган частково втрачає контакт із ґрунтом через ефект розпушення, що знижує амплітуду та частоту

збурень, а також може спрацювати демпфування конструкцією стояка або навіски.

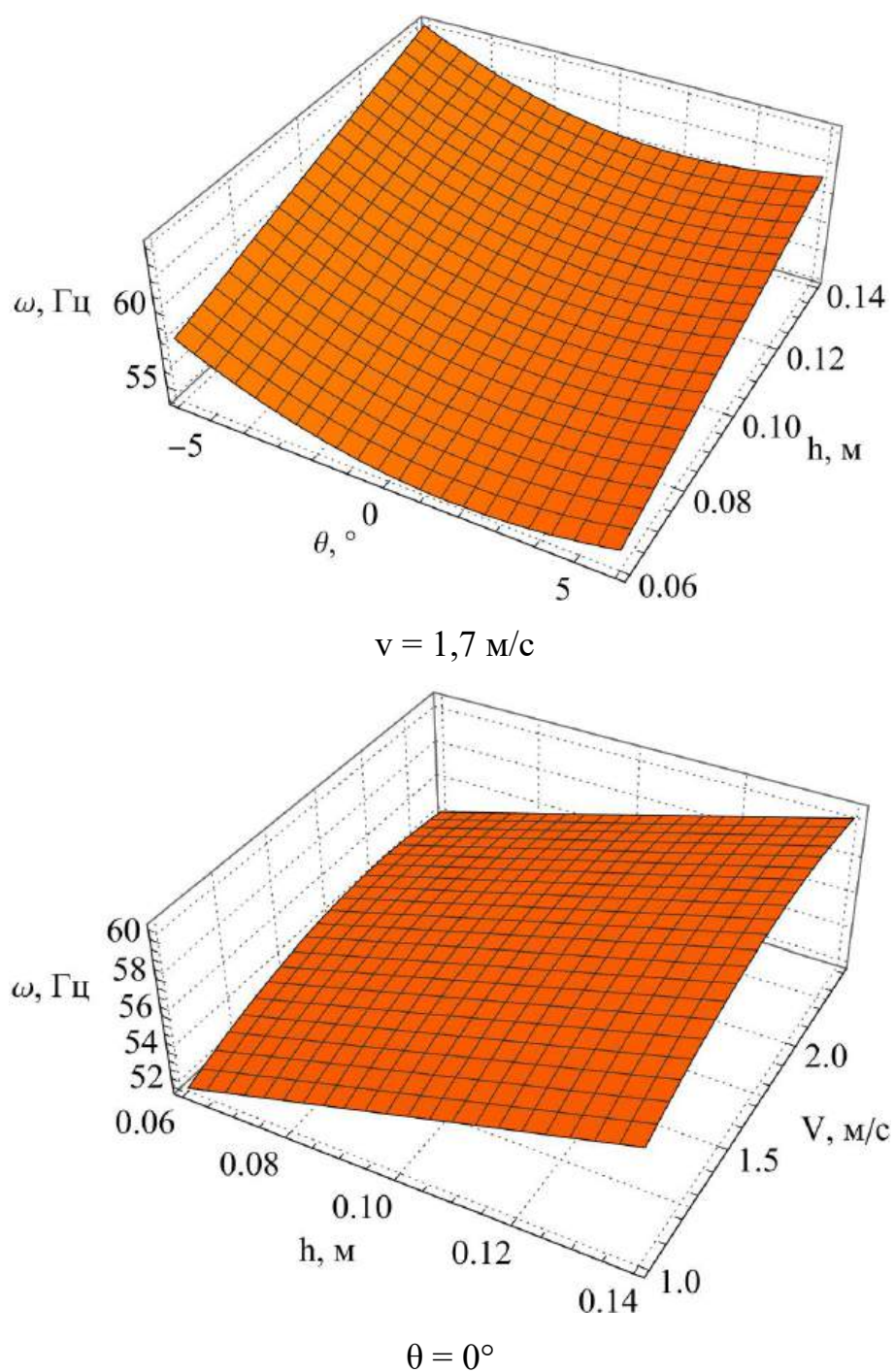


Рисунок 4.5 – Залежність частоти коливань робочого органу  $\omega$  від кута клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибини входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкості руху  $v$

Кут клиноподібної вставки  $\theta$  впливає на частоту коливань нелінійно. Лінійний член  $(-0,245833 \theta)$  свідчить про зменшення частоти коливань зі зростанням кута, що можна пояснити більш плавною взаємодією диска з ґрунтом при збільшених кутах атаки. Проте квадратичний член  $(0,0678241\theta^2)$  вказує на те, що після досягнення певного значення  $\theta$  зменшення частоти припиняється і починається зворотна тенденція – частота коливань знову зростає. Такий характер залежності обумовлений тим, що при невеликих кутах покращується проникнення в ґрунт, що зменшує збурення, але при занадто великих кутах зростає лобовий опір і динамічні реакції ґрунту, що знову активізує коливання.

Провівши оптимізацію рівняння (4.10) за умови мінімізації частоти коливань робочого органу  $\omega$  отримуємо значення факторів досліджень:  $\theta = 1,81^\circ$ ,  $h = 0,06$  м,  $v = 1$  м/с. При цьому  $\omega_{\min} = 51,6$  с<sup>-1</sup>.

#### 4.2 Результати експериментальних досліджень коефіцієнта ущільнення ґрунту

Згідно з наведеною методикою (розділ 3.5), у середовищі Wolfram Cloud було сформовано рівняння регресії для визначення коефіцієнта ущільнення ґрунту.

$$K = 0,636667 + 0,1125 x_1 - 0,0133333 x_1^2 + 0,06625 x_2 - 0,0025 x_1 x_2 - 0,00583333 x_2^2 + 0,04375 x_3 - 0,0075 x_1 x_3 + 0,025 x_2 x_3 - 0,0208333 x_3^2. \quad (4.11)$$

Результати статистичного аналізу рівняння (4.11) подано в таблиці 4.6. Після вилучення статистично незначущих коефіцієнтів згідно з критерієм Стюдента (t-Statistic) та перетворення закодованих факторів у їхні реальні значення отримано:

$$K = 0,516577 + 0,138393 h - 0,0267857 V + 0,892857 h V + 0,01875 \theta. \quad (4.12)$$

Оскільки за табл. 4.5 розраховане значення критерію Фішера  $F \approx 1220$  значно більше табличного значення  $F_{\text{табл}} \approx 4,74$ , модель (4.12) є статистично значущою.

Графічна інтерпретація залежності (4.12) у вигляді поверхонь відгуків наведено на рис. 4.6.

Збільшення глибини входження  $h$  призводить до зростання коефіцієнта ущільнення  $K$ , оскільки зі збільшенням товщини шару ґрунту, який переміщується

диском, зростає опір зрушенню частинок і інтенсивніше проявляється їх ущільнення.

Таблиця 4.6 – Статистичний аналіз рівняння (4.11) в Wolfram Cloud

Коефіцієнт	К			
	Значення	Похибка	t-критерій	p-рівень
a <sub>00</sub>	0,636667	0,0126271	50,4205	5,80014·10 <sup>-8</sup>
a <sub>10</sub>	0,1125	0,00773251	14,549	0,0000276954
a <sub>20</sub>	0,06625	0,00773251	8,56773	0,000356934
a <sub>30</sub>	0,04375	0,00773251	5,65793	0,00239684
a <sub>12</sub>	- 0,0025	0,0109354	- 0,228615	0,828224
a <sub>13</sub>	- 0,0075	0,0109354	- 0,685845	0,523311
a <sub>23</sub>	0,025	0,0109354	2,28615	0,0709901
a <sub>11</sub>	- 0,0133333	0,0113819	- 1,17145	0,2942
a <sub>22</sub>	- 0,00583333	0,0113819	- 0,512508	0,630125
a <sub>33</sub>	- 0,0208333	0,0113819	- 1,83038	0,126705
Показник	DF	SS	MS	Критерій Фішера
Модель	10	5,83611	0,583611	1050
Помилка	5	0,00239167	0,000478333	-
Невиправлена сума	15	5,8385	-	-
Виправлена сума	14	0,158973	-	-

Вплив швидкості  $V$  є складнішим: при малій глибині збільшення швидкості незначно знижує ущільнення завдяки меншому часу взаємодії робочого органу з ґрунтом. Проте зі збільшенням глибини член взаємодії  $hV$  стає визначальним, і швидкість руху різко підсилює ущільнення через інтенсивніше переміщення та зминання ґрунтових агрегатів. Таким чином, одночасне зростання глибини та швидкості суттєво підвищує ступінь ущільнення, що підтверджує відомі закономірності фізики процесу: чим більший об'єм ґрунту переміщується за одиницю часу, тим сильніше він зазнає стиснення.

Кут клиноподібної вставки стояка  $\theta$  має менш виражений вплив, проте його збільшення дещо підвищує ущільнення, оскільки зі зростанням кута площа контакту з ґрунтом збільшується і навантаження розподіляється менш ефективно. У цілому модель показує, що головним чинником ущільнення є комбінація глибини та швидкості руху дискового робочого органу, тоді як кут стояка виконує допоміжну роль, впливаючи на характер взаємодії ґрунтового середовища з металевою поверхнею.

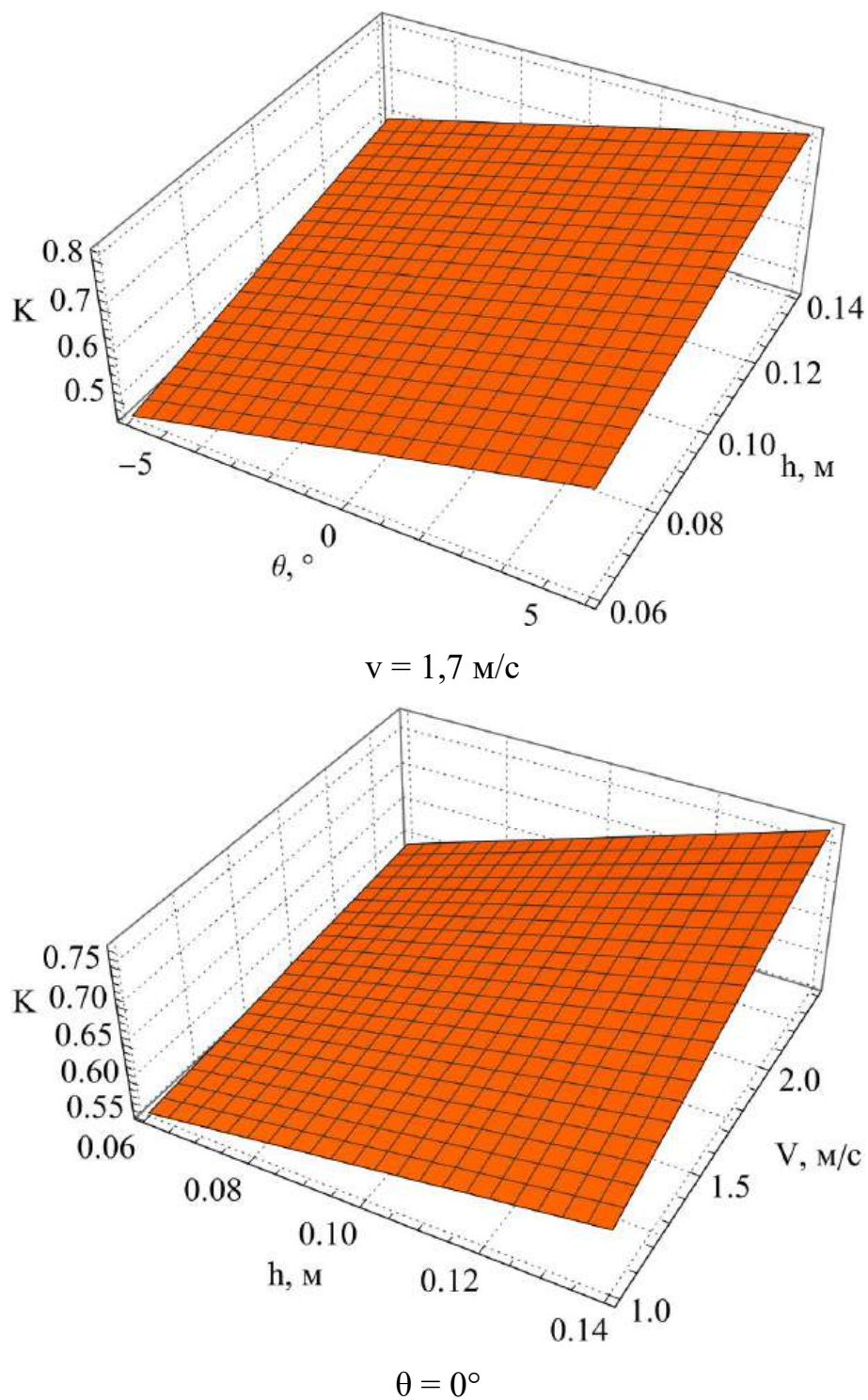


Рисунок 4.5 – Залежність коефіцієнта ущільнення ґрунту  $K$  від кута клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибини входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкості руху  $v$

Провівши оптимізацію рівняння (4.12) за умови мінімізації коефіцієнта ущільнення ґрунту  $K$  отримуємо значення факторів досліджень:  $\theta = -6^\circ$ ,  $h = 0,06$  м,  $v = 1$  м/с. При цьому  $K_{\min} = 0,44$ .

### 4.3 Оптимізація конструктивно-технологічних параметрів

Проведений аналіз оптимальних значень факторів за критеріями мінімізації середнього значення сили з датчика тягового зусилля рами  $P_1$ , частоти коливань робочого органу  $\omega$  та коефіцієнта ущільнення ґрунту  $K$  показав, що кут клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$  не має однозначного оптимального значення, на відміну від глибини входження  $h = 0,06$  м та швидкості руху  $v = 1$  м/с, які визначені як раціональні. Це пояснюється тим, що зміна кута  $\theta$  впливає на всі критерії по-різному: збільшення кута може знижувати силу тягового опору, але водночас підвищувати коефіцієнт ущільнення, або навпаки. Таким чином, виникає необхідність у компромісному рішенні, яке дозволить узгодити вплив усіх факторів та визначити таке значення кута  $\theta$ , що забезпечить прийнятний рівень енергетичних витрат і агротехнічних показників.

Задача формулюється як багатокритеріальна оптимізація та зводиться до розв'язання системи рівнянь:

$$\begin{cases} P_1(\theta, h, L) \rightarrow \min, \\ \omega(\theta, h, L) \rightarrow \min, \\ K(\theta, h, L) \rightarrow \min. \end{cases} \quad (4.13)$$

Метод ранжування застосовується для розв'язання багатокритеріальних задач, коли необхідно обрати компромісне рішення серед кількох альтернативних варіантів параметра, з урахуванням різних критеріїв оптимізації. Для вибору компромісного рішення кута  $\theta$  формується множина альтернативних значень цього параметра, для кожного з яких обчислюються критерії. Оскільки показники мають різні одиниці виміру та інтервали зміни, їх нормалізують, як правило, методом min-max, що дозволяє перевести всі критерії до єдиної шкали «чим більше – тим краще» за умови, що всі вони є мінімізованими. Далі критеріям присвоюють вагові

коефіцієнти, які відображають їхню відносну важливість з погляду енергетичної ефективності, динамічної стабільності чи агротехнічної якості. Після цього для кожної альтернативи обчислюють інтегральну оцінку як зважену суму нормалізованих значень усіх критеріїв. Отримані інтегральні оцінки дозволяють здійснити ранжування альтернатив і визначити значення кута  $\theta$ , що забезпечує найкращий компроміс між усіма критеріями. Якщо кілька альтернатив мають близькі результати, проводиться додатковий аналіз, наприклад, перевірка стійкості рішення до зміни ваг чи уточнення результатів експериментом. Таким чином, метод ранжування дає змогу формалізувати процес прийняття рішення та обрати оптимальне значення конструктивного параметра в умовах наявності кількох суперечливих критеріїв:

$$\frac{P_1(\theta, h, L) - P_{1\min}}{P_{1\max} - P_{1\min}} \frac{\omega(\theta, h, L) - \omega_{\min}}{\omega_{\max} - \omega_{\min}} \frac{K(\theta, h, L) - K_{\min}}{K_{\max} - K_{\min}} \rightarrow \min. \quad (4.14)$$

Рішенням рівняння (4.14) в програмному пакеті Wolfram Cloud дає наступні результати:  $\theta = 2,32^\circ$ ,  $h = 0,06$  м,  $v = 1$  м/с. При цьому  $P_1 = 543$  Н,  $\omega = 51,6$  Гц,  $K = 0,59$ .

#### 4.4 Висновки з розділу

1. В результаті експериментальних досліджень отримано динаміки тягового зусилля рами  $P_1$ , тягових зусиль верхньої і крайньої точок стояка дискового робочого органу  $P_2$  і  $P_3$ , а також кутів орієнтації трьохосьового акселерометра  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  для кожного досліді згідно плану Бокса-Бенкіна трьох факторів (кут клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибина входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкість руху  $v$ ) на трьох рівнях варіації.

2. В результаті обробки експериментальних даних з використанням програми Wolfram Cloud отримано залежності у вигляді рівнянь регресії другого порядку середнього значення тягового зусилля рами  $P_1$ , його середньоквадратичного відхилення  $\sigma_1$ , частоти коливань робочого органу  $\omega$ , середнього значення зусилля у верхній ( $P_2$ ) і крайньої ( $P_3$ ) точок стояка дискового робочого органу від кута

клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибини входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкості руху  $v$ .

3. У результаті експериментальних досліджень та математичного моделювання встановлено, що коефіцієнт ущільнення ґрунту  $K$  визначається переважно комбінацією глибини входження дискового робочого органу  $h$  та швидкості його руху  $v$ , тоді як кут клиноподібної вставки стояка  $\theta$  має другорядний вплив. Збільшення глибини і швидкості сприяє інтенсивнішому ущільненню через зростання об'єму переміщуваного ґрунту та посилення процесів його зминання, що відповідає фізичним закономірностям взаємодії робочих органів із ґрунтовим середовищем. Оптимізація рівняння регресії дозволила визначити параметри, за яких мінімізується ущільнення:  $\theta = -6^\circ$ ,  $h = 0,06$  м,  $v = 1$  м/с, при цьому мінімальне значення коефіцієнта ущільнення становить  $K = 0,44$ .

4. У результаті оптимізації конструктивно-технологічних параметрів встановлено, що раціональні значення глибини входження дискового робочого органу  $h = 0,06$  м та швидкості руху  $v = 1$  м/с забезпечують узгодження енергетичних і агротехнічних показників, тоді як кут клиноподібної вставки стояка  $\theta$  потребує визначення компромісним шляхом. Використання методу ранжування дозволило обґрунтувати оптимальне значення кута  $\theta = 2,32^\circ$ , при якому досягається прийнятний рівень сили тягового опору ( $P_1 = 543$  Н), частоти коливань робочого органу ( $\omega = 51,6$  Гц) та коефіцієнта ущільнення ґрунту ( $K = 0,59$ ). Це свідчить про ефективність застосування багатокритеріальної оптимізації для підвищення якості та енергоощадності роботи дискових ґрунтообробних машин.

Основні наукові результати, які викладені в цьому розділі, були оприлюднені в наукових публікаціях автора [83, 84, 86, 142].

## 5 РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 5.1 Впровадження результатів досліджень

У результаті виконаних теоретичних і практичних досліджень було обґрунтовано параметри дискових робочих органів на пружному стояку з регулятором жорсткості та визначено оптимальну схему розміщення дискових робочих органів на рамі ґрунтообробного агрегату.

Напрацьовані науково-технічні рішення щодо дискового агрегату були передані до ПФ «Хартехпром-97», яке спеціалізується на проектуванні ґрунтообробної техніки. Там було виготовлено дослідну модель (рис. 5.1), яку згодом направили на польове випробування (Додаток Г).



Рисунок 5.1 – Дослідний зразок дискового знаряддя при випробуваннях

Проведення досліджень дослідного агрегату здійснювалося в умовах господарства (рис. 5.1, табл. 5.1): ФОП «Франковський»; (с. Сахновщина,

Берестинський район, Харківська область) та дослідного поля Державного біотехнологічного університету в період з 03 вересня по 27 жовтня 2025 року. У ході цих випробувань було проаналізовано енергетичні витрати та якісні показники обробітку ґрунту на різних агрофонах (Додаток Д).

В процесі впровадження виконані такі роботи: відпрацьовані конструктивні, технічні та режимні параметри дискового знаряддя, виконано визначення його енергетичних показників та якості виконання технологічного процесу дискування ґрунту при застосуванні пружних стояків з регулятором жорсткості.

Таблиця 5.1 – Технічна характеристика дискатора з пружними стояками та регулятором жорсткості

Найменування показників	Одиниці вимірів	Значення показників
Ширина захвату	м	5,25
Робоча швидкість	км/год	12,0-20,0
Продуктивність за 1 год основного часу	га/год	до 8,0
Кількість дисків	шт	44
Спосіб кріплення дисків	болтове з'єднання	
Глибина обробітку	см	3-15
Агрегатування з трактором	к.с	130-170
Витата пального	л/год	6,5

Відповідно до мети та завдань виробничих випробувань намічалась така програма:

1. Дослідження роботи дискатора ДЛМ-5,0 у виробничих умовах, з визначенням якісних показників його роботи: рівномірність глибини обробітку, ступінь знищення бур'янів, гребнистість поверхні ґрунту.

2. Визначення показників якості роботи дискатора ДЛМ-5,0 проводити на агрофоні: після просапних (соняшник).

3. Визначення тягових характеристик при роботі дискатора ДЛМ-5,0 з пружними стояками та регулятором жорсткості.

4. Визначення ефективності стояків з регулятором жорсткості шляхом оптимізації даних якісних та тягових показників роботи дискатора.

5. Проведення порівняльних випробувань із серійним дисковим знаряддям.

Для проведення виробничих досліджень експериментального зразку дискового знаряддя було обрано агрофон - після соняшнику. Поверхня поля після обробітку експериментальним дискатором на агрофоні представлена на рис. 5.2.



Рисунок 5.2 – Загальний вигляд поля після проходження дискового знаряддя ДЛМ-5.0

Місце проведення випробувань експериментального дискового знаряддя мало наступні характеристики: попередник – стерня соняшника, рел'єф – рівний, тип ґрунту – чорнозем типовий з вмістом гумусу 5,1%, фізичної глини – 58%, середнє значення вологості ґрунту становило 22,5%. Середня висота стерні соняшника досягала 135 см. Умови роботи дискового знаряддя ДЛМ-5,0 наведені в табл. 5.2.

Показники якості роботи дискового з пружними стояками та регулятором жорсткості наведені в табл. 5.3. Аналіз даних таблиці 5.3 показує наступне. Середня глибина обробітку на обраному агрофоні пружного стояка з регулятором жорсткості кріплення дисків становить 8,8 см. При цьому встановлена глибина обробітку

(відповідно до технічних характеристик) складала 6,0 см.

Таблиця 5.2 – Умови роботи дискового знаряддя ДЛМ-5,0

Показники умов	Значення показників
Вологість (%) ґрунту по шарах:	
0–5 см	12,0
5–10	16,37
10–15	16,9
Твердість (МПа) ґрунту в шарах:	
0–5	3,19
5–10	4,21
10–15	3,42
Забур'яненість поля до проходу агрегату, шт/м <sup>2</sup>	32,7
Висота стерні, см	135

Таблиця 5.3 – Показники якості роботи дискового з пружними стояками та регулятором жорсткості

Найменування показників	Одиниці виміру	Значення показників
Глибина обробітку:		
середня	см	8,8
мінімальна	см	3,1
максимальна	см	14,7
Середньоквадратичне відхилення	см	3,92
Коефіцієнт варіації	%	45,4
Похибка середньої	см	0,32
Гребнистість:		
середня	см	5,2
мінімальна	см	2,5
максимальна	см	10,0
Середньоквадратичне відхилення	см	1,82
Коефіцієнт варіації	%	34,8
Похибка середньої	см	0,38
Ступінь знищення бур'янів	%	93,1

Але при цьому спостерігалась досить значна нерівномірність глибини обробітку, про що свідчать значна (11,6 см) різниця між мінімальною та максимальною глибиною. Значення коефіцієнту варіації, яке становить 45,4%, також свідчить про нерівномірність глибини.

Про досить значну нерівномірність глибини обробітку свідчить також і

значення середньоквадратичного відхилення 3,92 а середня величина гребнистості становить 5,2 см при коефіцієнті варіації на рівні 34,8. За ступенем знищення бур'янів одержано найкращі результати 93,1%.

Порівняльні випробування проводили з серійною дисковою бороною ДМТ-4, що агрегувалася з трактором ХТЗ-17221. Експериментальний зразок дискового знаряддя ДЛМ-5,0 застосовували з трактором ХТЗ-242.

Агрофоном при проведенні порівняльних випробувань дискових ґрунтообробних знарядь було обрано поле після посіву соняшника.

Перед проведенням залікового етапу випробувань дискових знарядь виконували пробні проходи агрегатів з встановленням функціональної здатності дискування при реальній засміченості поля і вологості ґрунту. Візуальними спостереженнями за виконання процесу обробітку ґрунту встановлено часте забивання міждискового простору серійної борони ДМТ-4 та можливість раціонального застосування її при значеннях робочої швидкості руху до 9 км/год. Експериментальний зразок забезпечив якісне виконання дискування ґрунту на задану глибину без забивання дискових робочих органів, що забезпечує швидкісний режим роботи до 12 км/год. Поясненням цього є коливний рух дискових робочих органів знаряддя на пужному стояку при переміщенні у ґрунтовому середовищі.

Якість роботи порівнюваних агрегатів для дискування ґрунту оцінювали за агрегатним складом (табл. 5.4) та щільності ґрунту за горизонтами по глибині обробітку (табл. 5.5) згідно з методикою, що викладена у розділі 3 дисертаційної роботи.

Аналіз результатів таблиці 5.4 вказує на те, що структурний склад ґрунту після обробітку серійною бороною та експериментальним знаряддям мають суттєві відмінності. Так, після обробітку ґрунту експериментальним зразком дискового знаряддя грудочок розміром менше двох міліметрів на 5% менше, ніж після проходу серійної борони, а агрегатів розміром більше 10 мм на 13% більше.

Кількість агрономічно цінних за розміром агрегатів ґрунту для обох досліджуваних варіантів є близькими. Це вказує на те, що за якістю розпушування ґрунту дискові ґрунтообробні знаряддя мають близькі показники.

Таблиця 5.4 – Агрегатний склад ґрунту після дискування

ДМТ-4						ДЛМ-5,0					
Розмір сита, мм	Вага, г			Сер.	%	Розмір сита, мм	Вага, г			Сер.	%
	I	II	III				I	II	III		
2	105	108	112	108,3	10,8	2	54	58	51	54,3	5,4
3	84	91	93	89,3	8,9	3	54	56	51	53,7	5,4
5	69	72	70	70,3	7,0	5	42	38	44	41,3	4,1
7	77	81	79	79,0	7,9	7	46	39	43	42,7	4,3
10	665	648	646	653,0	65,3	10	804	809	811	808,0	80,8
Σ	1000	1000	1000	1000	100,0	Σ	1000	1000	1000	1000	100,0

Таблиця 5.5 – Щільність ґрунту після обробітки за горизонтами

Горизонт	Повторність	Щільність, кг/м <sup>3</sup>	
		ДЛМ-5,0	ДМТ-4
0–5	1	1,04	1,11
	2	1,14	1,18
	3	1,10	1,20
	Середнє	1,09	1,15
5–10	1	1,10	1,16
	2	1,22	1,24
	3	1,18	1,24
	Середнє	1,17	1,21
10–15	1	1,15	1,12
	2	1,07	1,21
	3	1,16	1,25
	Середнє	1,13	1,19

Аналіз результатів таблиці 5.5 вказує на відмінність у якості виконання технологічного процесу поверхневого обробітки ґрунту експериментальним зразком дискового знаряддя та серійною дисковою бороною. Показники щільності ґрунту за усіма досліджуваними горизонтами серійного знаряддя з дисковими робочими органами перевищують значення щільності ґрунту після обробітки експериментальним зразком.

Порівняльна оцінка результатів експлуатації нової моделі і базової дискової борони свідчить про економічну доцільність впровадження нового зразка, що забезпечує зменшення витрат.

## 5.2 Економічне оцінювання техніки на етапі випробовування

Оцінювання економічної ефективності здійснювалося згідно з загальновизнаними методичними підходами шляхом поетапного зіставлення показників для базового та запропонованого варіантів відповідно до [143, 144, 145, 146, 147].

Річний економічний ефект ( $E_Y$ ) визначався як різниця наведених витрат між варіантами з урахуванням додаткового чистого доходу:

$$E_Y = (P_b - P_p + \Phi) \cdot Q_Y, \quad (5.1)$$

де  $P_b$ ,  $P_p$  – приведені витрати на один гектар за базовим і проектним варіантами відповідно, грн/га;  $Q_Y$  – річний обсяг обробітку, га;  $\Phi$  – приріст чистого доходу за рахунок підвищення врожайності, грн/га.

Приведені витрати на один гектар розраховували за формулою:

$$P = Z + \Theta \cdot \Lambda, \quad (5.2)$$

де  $Z$  – прямі експлуатаційні витрати, грн/га;  $\Theta$  – норматив ефективності капіталовкладень;  $\Lambda$  – питомі капітальні вкладення, грн/га.

Складовими прямих експлуатаційних витрат були:

$$Z = Z_T + Z_O + Z_{AT} + Z_{AD} + Z_{RT} + Z_{RD}, \quad (5.3)$$

де  $Z_T$  – заробітна плата тракториста, грн/га;  $Z_O$  – витрати на паливно-мастильні матеріали, грн/га;  $Z_{AT}$ ,  $Z_{AD}$  – амортизація трактора і ґрунтообробного знаряддя, відповідно, грн./га;  $Z_{RT}$ ,  $Z_{RD}$  – витрати на ремонт та обслуговування трактора і знаряддя, грн/га.

Заробітна плата розраховувалась як добуток витрат часу на 1 га на погодинну ставку:

$$Z_T = C \cdot \eta_T; \quad (5.4)$$

де  $C$  – трудовитрати, люд.-год./га, що визначаються:

$$C = N_T / V_E; \quad (5.5)$$

$N_T$  – кількість персоналу;  $V_E$  – фактична експлуатаційна продуктивність агрегату, га/год., яка обчислюється:

$$V_E = V_T \cdot \lambda_E; \quad (5.6)$$

$V_T$  – технічна продуктивність, га/год:

$$V_T = V \cdot \chi; \quad (5.7)$$

а теоретична продуктивність  $V$  обчислюється, га/год:

$$V = 0,1 \cdot b \cdot v_A; \quad (5.8)$$

$b$  – ширина захвату дискатора, м;  $v_A$  – робоча швидкість дискатора, км/год.;  $\chi$  – коефіцієнт використання захвату;  $\lambda_E$  – коефіцієнт використання часу;  $\eta_T$  – тарифна ставка, грн/год.

Витрати на паливо та мастильні матеріали обчислювалися за виразом:

$$Z_O = G \cdot \eta_O / V_E, \quad (5.9)$$

де  $G$  – витрата палива на годину, кг/год;  $\eta_O$  – середня ціна 1 кг палива, грн.

Амортизаційні відрахування на трактор визначалися:

$$Z_{AT} = \eta_T \cdot k_T / (100 \cdot V_T \cdot V_E), \quad (5.10)$$

де  $\eta_T$  – балансова вартість трактора, грн;  $k_T$  – амортизаційний коефіцієнт;  $V_T$  – річне навантаження, год.

Для дискатора аналогічно:

$$Z_{AD} = \eta_{AD} \cdot k_{AD} / (100 \cdot V_{AD} \cdot V_E), \quad (5.11)$$

де  $\eta_{AD}$  – балансова вартість дискатора, грн;  $k_{AD}$  – амортизаційний коефіцієнт;  $V_{AD}$  – річне навантаження, год.

Розрахунок витрат на ремонт і технічне обслуговування:

$$Z_{RT} = \eta_T \cdot k'_T / (100 \cdot V_T \cdot V_E), \quad (5.12)$$

$$Z_{RD} = \eta_{AD} \cdot k'_{AD} / (100 \cdot V_{AD} \cdot V_E), \quad (5.13)$$

де  $k'_T$ ,  $k'_{AD}$  – коефіцієнт на ремонт і ТО трактора і дискатора відповідно.

Питомі капітальні вкладення були визначені наступним чином:

$$Z_p = (\eta_T / V_T + \eta_{AD} / V_{AD}) / V_E, \quad (5.14)$$

Приріст чистого доходу за рахунок підвищення врожайності:

$$\Phi = \eta_Y \cdot Y \cdot k_Y / 100, \quad (5.15)$$

де  $\eta_Y$  – ціна одиниці продукції, грн/т;  $Y$  – урожайність, т/га;  $k_Y$  – відсоткове зростання врожайності, %.

Період окупності додаткових інвестицій розраховувався за формулою:

$$T = (\eta_{ADb} - \eta_{ADp}) / E_Y. \quad (5.16)$$

Вихідні дані та узагальнені результати економічного аналізу представлено у таблицях 5.1.

Таблиця 5.6 – Вихідні дані економічного аналізу

Показник	Варіант	
	базовий	проектний
Річна продуктивність агрегату, га	420	420
Годинна тарифна ставка тракториста, грн/год	48,0	48,0
Кількість операторів, осіб	1	1
Робоча ширина агрегату, м	4,0	4,0
Швидкість виконання технологічного процесу, км/год	12	12
Коефіцієнт фактичного використання робочої ширини	0,9	0,9
Коефіцієнт ефективного використання часу	0,76	0,76
Годинна витрата пального, кг/год	4,0	3,85
Середня вартість одного кілограма пального, грн	56,08	56,08
Балансова вартість трактора, грн	1815000	1815000
Амортизаційний коефіцієнт для трактора	0,12	0,12
Річне використання трактора, год	1600	1600
Балансова вартість ґрунтообробного знаряддя, грн	510000	600000
Амортизаційний коефіцієнт для знаряддя	0,12	0,12
Річне використання знаряддя, год	200	200
Коефіцієнт витрат на обслуговування та ремонт трактора	0,13	0,13
Вартість одиниці зібраного врожаю пшениці, грн/т	9000	9000
Урожайність пшениці, т/га	3,5	3,7
Відносне зростання врожайності, %	–	5,7

Провівши розрахунки за формулами (5.1)–(5.16) і враховуючи вихідні дані (табл. 5.6) результати економічного аналізу наведено в таблиці 5.7.

Порівняльний аналіз показує, що впровадження проектного варіанта агрегату забезпечує значне підвищення економічної ефективності, незважаючи на збільшення питомих капітальних витрат. Фактична експлуатаційна продуктивність агрегату для

обох варіантів залишається однаковою (3,28 га/год), оскільки конструктивні параметри та режими роботи не змінилися. Водночас проектний агрегат виявляється економічно вигіднішим завдяки зменшенню питомої витрати пального на 1 гектар (– 3,8 %) та підвищенню врожайності на 5,7 %.

Таблиця 5.7 – Узагальнені результати економічного аналізу

Показник	Варіант	
	базовий	проектний
Фактична експлуатаційна продуктивність машино-тракторного агрегату, га/год	3,28	3,28
Реалізована технічна продуктивність агрегату, га/год	4,32	4,32
Розрахункова теоретична продуктивність агрегату, га/год	4,8	4,8
Трудові витрати на обробіток 1 га, люд.-год/га	0,305	0,305
Питомі капітальні витрати на 1 га, грн/га	1122,19	1259,25
Оплата праці тракториста за гектар, грн/га	14,62	14,62
Витрати на паливно-мастильні матеріали на гектар, грн/га	68,32	65,76
Розрахункова амортизація трактора на одиницю площі, грн/га	0,41	0,41
Амортизаційні витрати на глибокорозпушувач на гектар, грн/га	0,93	1,1
Витрати на технічне обслуговування та ремонт трактора, грн/га	0,45	0,45
Витрати на технічне обслуговування та ремонт ґрунтообробного знаряддя, грн/га	1,01	1,01
Сумарні прямі експлуатаційні витрати на обробіток 1 га, грн/га	85,75	83,53
Приведені (зведені) витрати на один гектар, грн/га	220,41	234,64
Приріст чистого доходу, отриманий за рахунок підвищення продуктивності, грн/га	1800,00	1800,00
Загальний річний економічний ефект, грн	750 024,29	–
Питомий річний економічний ефект на гектар, грн/га	1 785,77	–
Тривалість окупності інвестицій у проектне рішення, років	0,12 роки (1,4 місяці)	–

Завдяки підвищенню врожайності приріст чистого доходу становить 1 800 грн/га, що є ключовим чинником формування річного економічного ефекту. Навіть з урахуванням дещо більших амортизаційних і капітальних витрат проєктне рішення забезпечує річний економічний ефект у розмірі  $\approx 750$  тис. грн, або  $\approx 1786$  грн/га.

Сумарні прямі експлуатаційні витрати на гектар у проєктному варіанті нижчі, ніж у базовому (83,53 проти 85,75 грн/га), що додатково підтверджує економічну доцільність модернізації.

Надзвичайно важливим показником є тривалість окупності інвестицій – 0,12 року, тобто близько 1,4 місяця, що свідчить про дуже швидке повернення вкладених коштів у нове ґрунтообробне знаряддя.

### 5.3 Висновки з розділу

1. Дослідна експериментальна перевірка застосування експериментального дискового знаряддя на пружних стояках з регулятором жорсткості показала його ефективність на обробітку ґрунту, що зумовлює підвищення якості та зменшення енергоємності процесу. Аналіз результатів польових досліджень показав, що експериментальний агрегат забезпечує стабільне занурення дисків у ґрунт та ефективний розподіл навантажень завдяки пружним стоякам. Отримані параметри роботи свідчать про задовільну якість дискування: середня глибина обробітку становила 8,8 см, а ступінь знищення бур'янів – 93,1 %. Разом із тим, фіксувалася певна нерівномірність глибини, що зумовлена складністю агрофону та значною кількістю рослинних решток. Порівняльні випробування із серійною дисковою бороною ДМТ-4 підтвердили переваги експериментального знаряддя. ДЛМ-5,0 забезпечив роботу без забивання дисків та дозволив здійснювати обробіток на вищій швидкості, що свідчить про кращу прохідність та функціональну надійність. За структурою ґрунту після дискування встановлено, що агрегат формує більшу кількість крупніших фракцій та забезпечує менш ущільнений верхній горизонт ґрунту порівняно з базовим знаряддям. Це свідчить про більш енергоощадне та делікатне впливання робочих органів на ґрунтове середовище.

2. Проведене економічне оцінювання підтверджує доцільність запровадження проєктного варіанта ґрунтообробного агрегату. Розрахунки, виконані за загально визнаними методиками, показали, що конструктивне удосконалення знаряддя забезпечує не лише зменшення питомих експлуатаційних витрат, але й істотне підвищення економічної віддачі завдяки приросту врожайності. Аналіз показав, що найвагомішими перевагами проєктного рішення є: зменшення витрати пального на 1 гектар на 3,8%; підвищення врожайності на 5,7%; зменшення прямих експлуатаційних витрат на 2,6%; швидка окупність інвестицій. За умов річного обсягу робіт у 420 га сумарний економічний ефект досягає близько 750 тис. грн, або приблизно 1786 грн з гектара. Показник тривалості окупності інвестицій становить лише 0,12 року (близько 1,4 місяця), що свідчить про високу економічну ефективність модернізації та швидке повернення вкладених коштів.

## ВИСНОВКИ

В роботі вирішено науково-інженерну задачу підвищення ефективності функціонування дискових робочих органів шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стояками та регулятором жорсткості. Основні результати досліджень:

1. Застосування дискових ґрунтообробних знарядь у сучасних технологіях забезпечує ефективне подрібнення рослинних решток, формування оптимальної структури ґрунту та зменшення енергетичних витрат. Підвищення ефективності їх роботи досягається завдяки індивідуальному пружному кріпленню робочих органів, яке забезпечує коливний рух дисків, кращу адаптацію до рельєфу поля та стабільну якість обробітку. Запропоновано конструктивно-технологічну схему дискатора з індивідуальним кріпленням робочих органів з регулятором жорсткості, що дозволяють змінювати умови кріплення дисків і забезпечувати якісний поверхневий обробіток ґрунтів різних типів.

2. Для проведення чисельного моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості в програмному пакеті SOLIDWORKS Simulation складено відповідний фізико-математичний апарат, який оцінює пікову реакцію системи в стаціонарному стані на гармонійні навантаження. За результатами чисельного моделювання в програмному пакеті SOLIDWORKS Simulation отримано візуалізацію зміни розподілу абсолютної деформації і напруженості стояка дискатора з часом та його амплітудно-частотну характеристику коливання. В результаті обробки одержаних даних отримано залежності зміни значень максимальної абсолютної деформації стояка в місці кріплення диска  $\Delta L_1$  і частини рами знаряддя  $\Delta L_2$  та максимальних напруженостей на вигинах стояка і регулятора жорсткості  $\sigma_{R2}$ ,  $\sigma_{R1}$  від геометричних розмірів стояка  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $L$ ,  $\psi$ ,  $b$ ,  $\delta$  (рис. 1), кутів атаки і укоса диска  $\alpha$ ,  $\gamma$ , кута регулювальної пластини жорсткості  $\theta$  та кута другого згину стояка  $\psi$ . Обґрунтуванні раціональні параметри геометричних розмірів стояка дискатора:  $R_1 = 107$  мм,  $R_2 = 152$  мм,  $L = 421$  мм,  $\psi = 125^\circ$ ,  $b = 109$  мм,  $\delta = 14$  мм та конструктивні параметри його розміщення у просторі:  $\alpha = 9,7^\circ$ ,  $\gamma =$

$15^\circ$ ,  $\beta = 48,8^\circ$ ,  $\theta = 5,2^\circ$ . Для кожного напрямку спостерігається максимальне значення амплітуди. Так для напрямку  $Ox$  відповідає перший режим із частотою  $\omega_x = 4,25 \pm 0,21$  Гц, для напрямку  $Oy$  відповідає другий режим ( $\omega_y = 61,29 \pm 2,57$  Гц), а для напрямку  $Oz$  відповідає третій режим ( $\omega_z = 6,66 \pm 0,11$  Гц). Змінюючи конструктивні параметри стояка дискатора для всіх напрямків режими і частоти зберігаються в межах статистичної похибки.

3. Проведено комплексне моделювання динамічної стійкості дискатора з пружним кріпленням та регулятором жорсткості, що включало розроблення просторової математичної моделі, формування системи рівнянь Лагранжа другого роду та подальшу верифікацію результатів засобами чисельного аналізу в SOLIDWORKS Simulation. Модель відтворює реальні умови роботи агрегату, ураховує взаємодію дисків і котка з ґрунтовим середовищем, масо-інерційні характеристики конструкції, а також вплив пружних стояків на характер коливань. Отримані результати показали, що коливання дискатора в експлуатаційних режимах залишаються малими ( $\varphi = 2,34^\circ$ ,  $\psi = 0,85^\circ$ ), що свідчить про достатню жорсткість робочих елементів і забезпечує стабільність проникнення дисків у ґрунт. Такий характер динамічної поведінки зменшує нерівномірність глибини обробітку, мінімізує вібрації рами та знижує енергетичні втрати через тяговий опір.

4. В результаті експериментальних досліджень отримано динаміки тягового зусилля рами  $P_1$ , тягових зусиль верхньої і крайньої точок стояка дискового робочого органу  $P_2$  і  $P_3$ , а також кутів орієнтації трьохосового акселерометра  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  для кожного досліді згідно плану Бокса-Бенкіна трьох факторів (кут клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибина входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкість руху  $v$ ) на трьох рівнях варіації. В результаті обробки експериментальних даних з використанням програми Wolfram Cloud отримано залежності у вигляді рівнянь регресії другого порядку середнього значення тягового зусилля рами  $P_1$ , його середньоквадратичного відхилення  $\sigma_1$ , частоти коливань робочого органу  $\omega$ , середнього значення зусилля у верхній ( $P_2$ ) і крайньої ( $P_3$ ) точок стояка дискового робочого органу від кута клиноподібної

вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибини входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкості руху  $v$ .

5. У результаті експериментальних досліджень та математичного моделювання встановлено, що коефіцієнт ущільнення ґрунту  $K$  визначається переважно комбінацією глибини входження дискового робочого органу  $h$  та швидкості його руху  $v$ , тоді як кут клиноподібної вставки стояка  $\theta$  має другорядний вплив. Збільшення глибини і швидкості сприяє інтенсивнішому ущільненню через зростання об'єму переміщуваного ґрунту та посилення процесів його зминання, що відповідає фізичним закономірностям взаємодії робочих органів із ґрунтовим середовищем. Оптимізація рівняння регресії дозволила визначити параметри, за яких мінімізується ущільнення:  $\theta = -6^\circ$ ,  $h = 0,06$  м,  $v = 1$  м/с, при цьому мінімальне значення коефіцієнта ущільнення становить  $K = 0,44$ .

6. У результаті оптимізації конструктивно-технологічних параметрів встановлено, що раціональні значення глибини входження дискового робочого органу  $h = 0,06$  м та швидкості руху  $v = 1$  м/с забезпечують узгодження енергетичних і агротехнічних показників, тоді як кут клиноподібної вставки стояка  $\theta$  потребує визначення компромісним шляхом. Використання методу ранжування дозволило обґрунтувати оптимальне значення кута  $\theta = 2,32^\circ$ , при якому досягається прийнятний рівень сили тягового опору ( $P_1 = 543$  Н), частоти коливань робочого органу ( $\omega = 51,6$  Гц) та коефіцієнта ущільнення ґрунту ( $K = 0,59$ ). Це свідчить про ефективність застосування багатокритеріальної оптимізації для підвищення якості та енергоощадності роботи дискових ґрунтообробних машин.

7. Дослідна експериментальна перевірка застосування експериментального дискового знаряддя на пружних стояках з регулятором жорсткості показала його ефективність на обробітку ґрунту, що зумовлює підвищення якості та зменшення енергоємності процесу. Аналіз результатів польових досліджень показав, що експериментальний агрегат забезпечує стабільне занурення дисків у ґрунт та ефективний розподіл навантажень завдяки пружним стоякам. Отримані параметри роботи свідчать про задовільну якість дискування: середня глибина обробітку становила 8,8 см, а ступінь знищення бур'янів – 93,1 %. Разом із тим, фіксувалася

певна нерівномірність глибини, що зумовлена складністю агрофону та значною кількістю рослинних решток. Порівняльні випробування із серійною дисковою бороною ДМТ-4 підтвердили переваги експериментального знаряддя. ДЛМ-5,0 забезпечив роботу без забивання дисків та дозволив здійснювати обробіток на вищій швидкості, що свідчить про кращу прохідність та функціональну надійність. За структурою ґрунту після дискування встановлено, що агрегат формує більшу кількість крупніших фракцій та забезпечує менш ущільнений верхній горизонт ґрунту порівняно з базовим знаряддям. Це свідчить про більш енергоощадне та делікатне впливання робочих органів на ґрунтове середовище.

8. Проведене економічне оцінювання підтверджує доцільність упровадження проектного варіанта ґрунтообробного агрегату. Розрахунки, виконані за загальноновизнаними методиками, показали, що конструктивне удосконалення знаряддя забезпечує не лише зменшення питомих експлуатаційних витрат, але й істотне підвищення економічної віддачі завдяки приросту врожайності. Аналіз показав, що найвагомішими перевагами проектного рішення є: зменшення витрати пального на 1 гектар на 3,8%; підвищення врожайності на 5,7%; зменшення прямих експлуатаційних витрат на 2,6%; швидка окупність інвестицій. За умов річного обсягу робіт у 420 га сумарний економічний ефект досягає близько 750 тис. грн, або приблизно 1786 грн з гектара. Показник тривалості окупності інвестицій становить лише 0,12 року (близько 1,4 місяця), що свідчить про високу економічну ефективність модернізації та швидке повернення вкладених коштів.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Чернілевський М. С., Білявський Ю. А., Кропивницький Р. Б., Ворона Л. І. Агротехнічні вимоги та оцінка якості обробітку ґрунту: навч. посіб. 2-ге вид., допов. Житомир: Житомирський національний агроекологічний університет, 2012. 84 с.
2. Лихочвор В. В. Структура врожаю озимої пшениці: монографія. Львів : Українські технології, 1999. 200 с.
3. Савранчук В. В. Агробіологічне обґрунтування процесів формування урожайності та якості зерна різних сортів озимої пшениці в північному Степу України : дис. канд. с.-г. наук : спец. 06.01.09. Дніпропетровськ, 2004. 193 с.
4. Бикова О. Рослинні рештки як засіб відтворення родючості ґрунтів у технології NO-TILL. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. 2008. Вип. 12 (26). С. 112–116.
5. Ситник В. П., Адамчук В. В., Гуков Я. С., Грицишин М. І. Основні напрями ефективного використання соломи та рослинних решток у сільському господарстві і задачі досліджень. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2009. Вип. 93. С. 13–22.
6. Лінник М. К., Лукаш М. І. Технологічні та технічні аспекти використання соломи для удобрення ґрунту. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2010. Вип. 94. С. 76–84.
7. ОСТ 70.4.1-80. Випробування сільськогосподарської техніки. Машина та знаряддя для глибокого обробітку ґрунту. Київ, 1980.
8. Погорілий В. В. Вимоги та результати технічної експертизи сучасних систем обробітку ґрунту. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. 2008. Вип. 11 (25). С. 42–50.
9. Лещенко С. М., Сало В. М., Петренко Д. І. Оцінка ефективності глибокого безполицевого обробітку ґрунту. *Конструювання, виробництво та експлуатація*

сільськогосподарських машин. *Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник*. 2020. Вип. 50. С. 3–11. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2020.50.3-11>

10. Лещенко С. М., Сало В. М., Васильковський О. М., Петренко Д. І. Ефективність роботи додаткових робочих органів глибокорозпушувачів. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник*. 2022. Вип. 52. С. 108–117. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2022.52.108-117>

11. Лещенко С. М., Сало В. М., Петренко Д. І., Васильковський О. М., Мельніченко В. Н. Дослідження впливу параметрів глибокорозпушувача та комбінації робочих органів на ефективність обробітку ґрунту. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник*. 2023. Вип. 53. Кропивницький: ЦНТУ. С. 196–208. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2023.53.196-208>

12. Arshad M. A. Tillage practises for sustainable agriculture and environmental quality in different agro ecosystems. *Soil Till. Res.* 1999. No. 53. P. 1–3.

13. Cannell R. Q., Hawes J. D. Trend in tillage practices in relation to sustainable crop production with special reference to temperate climates. *Soil Till. Res.* 1994. No. 30. P. 245–282.

14. Білецький Є. М., Бобро М. А., Булигін С. Ю. та ін. Супутник агронома: довідник / за ред. С. Ю. Булигіна. Харків: ХНАУ, 2010. 256 с.

15. Погорілий В. Агрегати для загортання сидератів та рослинних решток. Результати тестувань. *Техніка і технології АПК*. 2014. № 8(59). С. 7–11.

16. Кравчук В. І. Алгоритм розвитку сільськогосподарського машинобудування на сучасному етапі. *Техніка і технології АПК*. 2011. № 2 (17). С. 32–33.

17. Погорілий В. В. Вимоги та результати технічної експертизи сучасних систем обробітку ґрунту. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. 2008. Вип. 11 (25). С. 42–50.

18. ДСТУ 7080:2009. Якість ґрунту. Проведення польових дослідів. Основні вимоги. Київ: Держспоживстандарт України, 2010. 12 с.

19. Pabis S. Metodologia i metody nauk empirycznych. Warszawa: PWN, 1985. 220 s.

20. Godwin R.J. A review of the effect of implement geometry on soil failure and implement forces. *Soil and Tillage Research*. 2007. Vol. 97. P. 331–340.

21. Пастухов В.І. Якість механізованих технологічних операцій і біопотенціал польових культур: наукові рекомендації для працівників механізованого рослинництва. Харків: Ранок, 2002. 124 с.

22. Кравчук В. І., Погорілий В. В., Шустік Л. П., та ін. Науково-технічна експертиза техніко-технологічних рішень систем обробітку ґрунту. Київ: Фенікс. 2008. 50 с.

23. Гуков Я. С. Обробіток ґрунту. Технологія і техніка. Механіко-технологічне обґрунтування енергозберігаючих засобів для механізації обробітку ґрунту в умовах України. Київ: ДІА, 2007. 276 с..

24. Лінник М. К., Лукаш М. І. Технологічні та технічні аспекти використання соломи для удобрення ґрунту. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2010. Вип. 94. С. 76–84.

25. Кравчук В. І., Шустік Л. П., Погорілий В. В. та ін. Машини для обробітку ґрунту та сівби : посібник / за ред. Кравчука В. І., Мельника Ю. Ф. Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2009. 288 с.

26. Погорілий В. В. Вимоги та результати технічної експертизи сучасних систем обробітку ґрунту. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. 2008. Вип. 11 (25). С. 42–50.

27. Кравчука В. І., Грицишина М. І., Ковалю С. М. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки. Київ: Аграрна наука, 2004. 396 с.

28. Лихочвор В. В., Петриченко В. Ф. Рослинництво. Сучасні інтенсивні технології вирощування основних польових культур. Львів: НВФ «Українські технології», 2006. 730 с.

29. Вольський В. Вітчизняні дискові агрегати. *The Ukrainian Farmer*. 2013. № 10 (47), жовтень. С. 96–97.

30. Погорілий В. Дослідження ефективності різних типів дискових робочих органів при поверхневому обробітку ґрунту. Велес-Агро. 2015. Режим доступу: <http://www.velesagro.com/company/articles/2015/07/21/19/>

31. Погорілий В. Дослідження ефективності різних типів дискових робочих органів при поверхневому обробітку ґрунту. Велес-Агро. 2015. Режим доступу: <http://www.velesagro.com/company/articles/2015/07/21/19/>

32. Смолінський С., Марченко В. Фактори, що визначають якість роботи дискових знарядь. AGROEXPERT. 2016. Режим доступу: <https://www.agroexpert.ua/ru/faktoriso-viznacaut-akist-roboti-diskovihznarad>

33. Войтюк Д. Г., Іщенко В. В. Сільськогосподарські машини / за ред. Д. Г. Войтюка. Київ: Агроосвіта, 2015. 679 с.

34. Дискові знаряддя для обробітку ґрунту. Агротехніка і технології. Режим доступу: <https://www.agronom.com.ua/dyskovi-znaryaddya-dlya-obrobitku-gruntu/>

35. Godwin R. J. A review of the effect of implement geometry on soil failure and implement forces. *Soil and Tillage Research*. 2007. Vol. 97. P. 331–340.

36. Mari I. A., Chandio F. A., Changying J., Arslan C., Sattar A., Tagar A. A., Huimin F. Performance and evaluation of disc tillage tool forces acting on straw incorporation soil. *Pak. J. Agri. Sci.* 2014. Vol. 51, № 4. P. 855–860.

37. Сало В. М. Науково-технологічні основи обґрунтування складу та параметрів комбінованих ґрунтообробних знарядь: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.05.11. Тернопіль, 2008. 40 с.

38. Šařec P., Šařec O. Comparison of work quality of disc and share cultivators (in Czech). *Land in 21st century: Evaluation and Appraisal of Agricultural Land in the Context of Natural Resource Conservation*, (November 1–2, 2011). Institute of Agricultural Economics and Information. 2011. P. 188–198.

39. Войтюк Д. Г., Барановський В. М., Булгаков В. М., Гапоненко В. С. та ін. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку / за ред. Д. Г. Войтюка. Київ: Вища освіта, 2005. 464 с.

40. Польовий Б. П. Шляхи вирішення технічних прорахунків дискових ґрунтообробних знарядь. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2009. Вип. 93. С. 186–190.

41. Гуцол О. П., Ковбаса В. П. Обґрунтування параметрів і режимів руху ґрунтообробних машин з дисковими робочими органами: монографія. Київ. 2016. 145 с.

42. Шевченко І. А. Керування агрофізичним станом ґрунтового середовища. Київ: Видавничий дім “Вініченко”. 2016. 320 с.

43. Гриненко О., Маринін С. Доцільність використання ґрунтообробних агрегатів з гнучким кріпленням робочих органів. *Техніка і технології АПК*. 2011. № 2 (17). С. 32–33.

44. Бакум М. В. Проектування сільськогосподарських машин. Частина 1. Книга 2. Машини для обробітку ґрунту. Харків: ПромАрт, 2019. 436 с.

45. Гриценко О. П. Теоретичні дослідження стійкості руху асиметричної дискової борони. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2009. Вип. 93. С. 89–100..

46. Кобець А. С., Волик Б. А., Рибкін А. П. Аналітичні дослідження агрегату на основі робочих органів дискового типу. *Механізація с.-г. виробництва: Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка*. 2006. Вип. 44. Т. 2. С. 231–236.

47. Гриненко О., Маринін С. Доцільність використання ґрунтообробних агрегатів з гнучким кріпленням робочих органів. *Техніка і технології АПК*. 2011. № 2 (17). С. 32–33.

48. Kushnarev A., Shevchenko I. Ways of improvement of stability of tillage tools with spring shanks moving in depth. ASAE (94–D–027), *EurAgEng “Power, Machinery and mechanization”*. 1994. Vol. 2. P. 495–499.

49. Дудак С. М. Дослідження впливу міждискової відстані на опір руйнування ґрунту в міждисковому просторі. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2009. Вип. 93. С. 490–495.

50. Пащенко В. Ф., Онишко М. І., Дорожко І. М., Сєдих К. В. Визначення якісних показників роботи експериментального дискового луцильника. *Механізація с.-*

г. виробництва: *Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка*. 2011. Вип. 107, Т. 1. С. 195–198.

51. Васильченко В. Лінійка дискових ґрунтообробних машин від Lemken. *Аграрна техніка та обладнання*. 2014. № 3 (28). С. 58–61.

52. Сисолін В. П., Сало В. М., Кропівний В. М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування / за ред. М. І. Черновола. Київ: Урожай, 2001. 384 с.

53. Теслюк Г. А., Волик Б. А., Семенюта А. М. Вплив різних варіантів постановки корпусів дискового плуга на структурно-агрегатний склад ґрунту. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2011. Вип. 41, ч. 1. С. 326–330.

54. Семенюта А. М. Обґрунтування конструктивної схеми, параметрів та режимів роботи дискового плуга: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11. Мелітополь, 2013. 24 с.

55. Дудак С. М. Залежність висоти гребеня dna борозни після обробітку ґрунту сферичними дисками від відстані між дисками батареї і кута їх атаки. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2012. Вип. 96. С. 247–253.

56. Харченко С. О., Анікеєв О. І., Циганенко М. О., Антощенков Р. В., Качанов В. В., Калюжний О. Д., Гаєк Є. А., Сорокотяга Г. В. Польові дослідження борони-луцильника "Дукат-4" з стійками кріплення дисків різної жорсткості. *Інженерія природокористування*. 2017. № 1. С. 58–62.

57. Šařec P., Šařec O. Employment characteristics of tine cultivators at deeper soil loosening. *Res. Agr. Eng.* 2015. Vol. 61, No. 4 (2). P. 80–86.

58. Білецький Є. М., Бобро М. А., Булигін С. Ю. та ін. Супутник агронома: довідник / за ред. С. Ю. Булигіна. Харків: ХНАУ, 2010. 256 с.

59. Кушнар'юв А., Кушнар'юв С., Вершков О., Бобровний Є. Дискатор – нове технічне рішення. *Пропозиція*. 2011. № 10. С. 106–109.

60. Вольський В. А. Визначення бокової сили сферичного дискового робочого органу з віссю обертання нахиленою під кутом до горизонту. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2009. Вип. 93. С. 504–508.
61. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1 (4.1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. Харків: ОКО, 2001. 444 с.
62. Mogilnay O., Paschenko V., Kharchenko S., Domachenko V., Siedykh K. Mathematical modeling of operational stability of sowing machines' mechanical systems. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. № 4/1 (94). P. 37–47. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.139846>
63. LEMKEN Україна. Офіційний сайт компанії. Режим доступу: <http://lemken.com.ua>.
64. Адамант-Сервіс. Дискові борони AMAZONE Catros. Режим доступу: <https://as.pl.ua/amazone-catros--catros>
65. Agrisem. Official website. URL: <https://agrisem.com/en/>
66. Офіційний сайт компанії Great Plains Ag. Режим доступу: <https://www.greatplainsag.com/uk/>
67. Гапоненко О. І. Обґрунтування параметрів пружних стояків дискових ґрунтообробних агрегатів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11. Київ. 2017. 23 с.
68. Шустік Л., Степченко С., Нілова Н., Лисак О., Кальчук В. Аналіз конструкційних параметрів пружної стійки регульованої жорсткості. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: зб. наук. пр. УкрНДШВТ ім. Л. Погорілого*. 2019. Вип. 24 (38). С. 141–148.
69. Шевченко І. А. Обґрунтування геометричних параметрів дискових робочих органів. *Праці ТДАТА*. 2001. Вип. 2, Т. 16. С. 13–19.
70. Ковбаса В. П., Дубровін В. О. Напруження та вигляд напруженого стану у ґрунтовому напівпросторі перед дисковим робочим органом. *Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства*. 2003. Вип. 20. С. 150–157.

71. Ковбаса В. П. Механіко-технологічне обґрунтування оптимізації взаємодії робочих органів з ґрунтом : автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.05.11. К. : Нац. аграр. ун-т. 2006. 35 с.

72. Ковбаса В. П., Войтюк Д. Г., Короткевич П. С., Мартишко В. М. Моделювання процесу взаємодії робочих органів сільськогосподарських машин з ґрунтом. *Науковий вісник НАУ*. 1997. Вип. 2. С. 117–123.

73. Василенко П. М. Основи аналітичних методів землеробської механіки. Київ: Вид-во НАУ, 1998. 28 с.

74. Bulgakov V., Holovach I., Adamchuk V., Ivanovs S., Melnik V., Ihnatiev Ye., Olt J. Research into geometric parameters of digging shares used for lifting sugar beet roots from soil with assistance of vibration. *Agronomy Research*. 2021. Vol. 19, No. 2. P. 369–384. DOI: <https://doi.org/10.15159/AR.21.024>.

75. Ihnatiev Ye., Bulgakov V., Bonchik V., Ruzhylo Z., Zaryshnyak A., Volskiy V., Melnik V., Olt J. Experimental research into operation of potato harvester with rotary tool. *Journal of Agricultural Science*. 2021. Vol. XXXII, No. 1. P. 41–48. DOI: <https://doi.org/10.15159/jas.21.15>

76. Bulgakov V., Holovach I., Adamchuk V., Ivanovs S., Melnik V., Ihnatiev Ye., Olt J. Research into geometric parameters of digging shares used for lifting sugar beet roots from soil with assistance of vibration. *Agronomy Research*. 2021. Vol. 19, No. 2. P. 369–384. DOI: <https://doi.org/10.15159/AR.21.024>

77. Козаченко О. В. Ресурсозбереження у сільськогосподарських агрегатах: наукове видання. Харків: Торнадо, 2008. 272 с.

78. Козаченко О. В., Сєдих К. В. Динамічна модель процесу деформації пружної стійки дискатора. *Техніка та енергетика*. 2020. № 11(3). С. 31–39.

79. Козаченко О.В., Сєдих К.В., Волковський О.М. Фізико-математична модель взаємодії диска з ґрунтом. *Інженерія природокористування*. 2020. №2 (16), С. 69–77.

80. Kozachenko O., Siedykh K. Modeling of the process of deformation of the elastic rack of the working bodies of the tillage implement. *TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin-Rzeszow*. 2020. Vol. 20. No 1. P. 41–50.

81. Козаченко О.В., Сєдих К.В., Шкрегаль О.М. Математичне моделювання стабільності механічної системи дискатора. *Техніка та енергетика*. 2021. № 12(4). С. 62–66.

82. Козаченко О., Сєдих К., Волковський О. Теоретичний аналіз силової взаємодії дискового робочого органу з ґрунтовим середовищем. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. 2023. № 13(1). С. 1–13. DOI: <https://doi.org/10.31388/sbtsatu.v13i1.357>

83. Козаченко О.В., Сєдих К.В., Шкрегаль О.М., Волковський О.М. Результати експериментальних досліджень процесу поверхневого обробітку ґрунту удосконаленим дискатором. *Збірник тез за матеріалами 27-ої міжнародної науково-практичної конференції «Технології XXI сторіччя»* (24–26 листопада 2021 р.). Ч.1. Суми: СНАУ, 2021. С. 89–91.

84. Козаченко О.В., Волковський О.М. Результати експериментальних випробувань удосконаленого дискатора. *Матеріали МНПК «Сучасна інженерія агропромислових і харчових виробництв»* (24–25 листопада 2022 року). Харків: ДБТУ, 2022. С. 184-186.

85. Козаченко О.В., Сєдих К.В., Волковський О.М. Моделювання взаємодій дискового робочого органу з ґрунтовим середовищем. *Збірник тез доповідей XXIV Міжнародної наукової конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки»* (17–19 жовтня 2023 року). Київ: НУБіП. 2023. С. 29–31.

86. Козаченко О. В., Волковський О. М. Аналіз силової взаємодії диска з ґрунтом. *Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Молодь і технічний прогрес в АПК»* (23–24 листопада 2023 р.). Харків: ДБУ. 2023. С. 153–154.

87. Алієв Е. Б., Лобатюк Ю. М. Теоретичне обґрунтування розміщення робочих органів глибокорозпушувача на рамі знаряддя. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2015. №3 (92). С. 5–9.

88. Aliiev E., Tesliuk H., Puhach A., Kobets O., Zolotovska O., Boiko V. Improving the work process efficiency of a tillage module for pre-sowing tillage. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. 4 (1 (124)), 60–71. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.284597>

89. Aliiev E., Tesliuk H. Analytical justifications of constructive parameters of bionic colters for vertical soil treatment. *Machinery & Energetics*. 2024. 15(3), 129–139. DOI: <https://doi.org/10.31548/machinery/3.2024.129>

90. Кобець А. С., Алієв Е. Б., Теслюк Г. В., Золотовська О. В. Передумови інжинірингу біонічних технічних засобів обробітку ґрунту. *Scientific Progress & Innovations*. 2024. 27 (4). С. 187–199. DOI: <https://doi.org/10.31210/spi2024.27.04.32>

91. Теслюк Г. В., Алієв Е. Б., Золотовська О. В. Обґрунтування форми пазуреподібного прутка ґрунтообробного агрегату для передпосівного обробітку. *Сільськогосподарські машини*. 2024. Вип. 50. С. 7–17. DOI: <https://doi.org/110.36910/acm.vi50.1313>

92. Теслюк Г. В., Алієв Е. Б., Теслюк Ю. В. Техніко-економічне обґрунтування геометричних параметрів біонічних культиваторних лап на основі морфології риб. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2023. Вип. 53. С. 51–65. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2023.53.51-65>

93. Алієв Е. Б., Теслюк Г. В., Белка О. В., Пацула О. М. Чисельне моделювання процесу роботи ґрунтообробного модуля для передпосівного обробітку ґрунту. *Науково-технічний бюлетень Інституту олійних культур НААН*. 2023. Вип. 34. С. 132–145. DOI: <https://doi.org/10.36710/ІОС-2023-34-12>

94. Мельник В. И., Аль-Фтиххат Моусаб Абдулвахид Мохамед, Антощенко Р. В. Изучение динамики комбинированного сошника. *Інженерія природокористування*. 2014. Вип. 2 (2). С. 33–43.

95. Kuvachov V., Bulgakov V., Adamchuk V., Kaminskiy V., Melnik V., Olt J. Experimental research into new harrowing unit based on gantry agricultural implement carrier. *Agronomy Research*. 2021. Vol. 19(1). P. 126–135. DOI: <https://doi.org/10.15159/AR.20.239>

96. Bulgakov V., Holovach I., Ruzhylo Z., Melnik V., Ihnatiev Ye., Olt J. Theoretical study on forced transverse oscillations of root in soil with provision for soil's elastic and damping properties. *Agronomy Research*. 2020. Vol. 18(3). P. 1944–1961. DOI: <https://doi.org/10.15159/AR.20.232>

97. Bulgakov V., Bonchik V., Holovach I., Fedosiy I., Volskiy V., Melnik V., Ihnatiev Ye., Olt J. Justification of parameters for novel rotary potato harvesting machine / V. Bulgakov. *Agronomy Research*. 2021. Vol. 19(S2). P. 984–1007. DOI: <https://doi.org/10.15159/AR.21.079>

98. Зубко В.М., Тарельник В.Б., Мікуліна М.О., Хворост Т.В., Поливаний А.Д. Зміна значення опору ґрунту під час виконання агроробіт у рослинництві Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів», випуск 2(52), 2023. С. 28-35.

99. Зубко, В. М., Хворост, Т. В., Тесленко, О. В., Барабаш, Г. І., Омельченко, Є. М., Романовський, М. О. (2024). Дослідження організації і проведення механізованих технологічних операцій у рослинництві. Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів, (1 (55), 37-45. <https://doi.org/10.32782/msnau.2024>.

100. Алфьоров О. І. Динамічні характеристики пружної підвіски робочих органів ґрунтообробних агрегатів. *Вісник Харків. нац. техн. ун-ту сіл. госп-ва ім. П. Василенка*. Вип. 163. С. 174–177.

101. Алфьоров О. І., Гринченко О. С., Савченко В. Б., Юр'єва Г. П. Теоретичний аналіз автоколивань ґрунтообробних органів на пружній підвісці з урахуванням стохастичних факторів. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2016. № 5. С. 225–231.

102. Алфьоров О. І., Антощенков Р. В., Юр'єва Г. П. Експериментальне дослідження коливань робочих органів культиватора на пружній стійці. *Machinery & Energetics. Journal of Production Research*. 2019. Vol. 9. № 2. P. 129–132.

103. Elvis López Bravo. Simulation of Soil and Tillage-tool Interaction by the Discrete Element Method. Catholic University of Leuven Faculty of Bioscience Engineering. 2013. 130 p.

104. Кушнар'єв С. А. Обґрунтування енергозберігаючого технологічного процесу обробітку ґрунту та параметрів пружинних робочих органів для умов південної степової зони України: дис. канд. техн. наук: спец. 05.20.01. Глеваха, 1999. 189 с.

105. Дюжаєв В. П. Обґрунтування технологічних та конструктивних параметрів пружної підвіски корпуса плуга: автореф. дис. на здобуття вченого звання канд. техн. наук: спец. 05.05.11. Мелітополь, 2007. 18 с.

106. Сєдих К.В. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стійками: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11. Харків, 2021. 20 с.

107. Дискатор: пат. 153663 Україна: А01В23/00. Винах.: Козаченко О.В., Бакум М.В., Волковський О.М., Крекот М.М. Заявник: Державний біотехнологічний університет. № у 2023 00183; заявл. 19.01.2023; опубл. 09.08.2023, Бюл. № 32. 5 с.

108. Дискатор: пат. 157636 Україна: А01В23/00. Винах.: Козаченко О.В., Бакум М.В., Волковський О.М., Крекот М.М., Дьяконов С.О. Заявник: Державний біотехнологічний університет. № у 2024 02568; заявл. 14.05.2024; опубл. 06.11.2024, Бюл. № 45. 5 с.

109. Сєдих К. В. (2021). Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стійками. Дис... канд. техн. наук за спеціальністю 05.05.11. Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. 248 с.

110. Пащенко В. Ф., Онишко М. І., Дорожко І. М., Сєдих К. В. Визначення якісних показників роботи експериментального дискового луцильника. *Механізація с.-г. виробництва: Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка*. 2011. Вип. 107 (1. X) С. 195–198.

111. Сєдих К. В. Оцінка структурного складу ґрунту після обробітку експериментальним дисковим луцильником. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2017. Вип. 6 (105). С. 44–49.

112. Тєслюк Г. В., Волик Б. А., Сокол С. П., Кобець О. М., Семенюта А. М. Ґрунтообробні агрегати на основі дискових робочих органів: монографія. ДДАЕУ. 2016. 144 с.

113. Гапоненко О. І. Обґрунтування параметрів пружних стояків дискових ґрунтообробних агрегатів. Дис... канд. техн. наук за спеціальністю 05.05.11. Державна наукова установа «Український науково-дослідний інститут прогнозування та

випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого». 2016. 228 с.

114. Симсон Э. А., Хавин В. Л., Ягудин Д. С. Оптимизация образующей индивидуальной пружинной стойки дисковой бороны. *Інженерія природокористування*. 2016. Вип. 2 (6). С. 81–84.

115. Kobets A., Aliiev E., Tesliuk H., Aliieva O. Simulation of the interaction between the working bodies of tillage machines and the soil in Simcenter STAR-CCM+. *Machinery & Energetics*. 2023. Vol. 14 (1). P. 9–23. DOI: <https://doi.org/10.31548/machinery/1.2023.09>

116. Алієв Е. Б., Теслюк Г. В. Перспективи чисельного моделювання взаємодії ґрунтообробних робочих органів із ґрунтом у Simcenter STAR-CCM+. *Збірник тез Міжнародної наукової інтернет-конференції «Олійні культури: сьогодення та перспективи»* (21 березня 2023 р.). Запоріжжя. ІОК НААН. 2023. С. 120–121.

117. Алієв Е. Б. Чисельне моделювання процесів агропромислового виробництва: підручник. Київ: Аграрна наука. 2023. 340 с. DOI: <https://doi.org/10.31073/978-966-540-584-9>.

118. Shih R. H. Introduction to Finite Element Analysis Using SOLIDWORKS Simulation. Paperback. 2023. 518 p.

119. Kurowski P. Preview this book Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation. Paperback. 2023. 592 p.

120. Лабатюк Ю., Алієв Е. Розрахунок сили опору деформації ґрунту під дією робочого органа глибокорозпушувача. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2014. Вип. 18. С. 46–52.

121. Лабатюк Ю. М. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів ярусного глибокорозпушувача для зрошуваних ґрунтів. Дис... канд. техн. наук за спеціальністю 05.05.11. Інститут олійних культур Національної академії аграрних наук України. 2014. 150 с.

122. Гуков Я. С. Механіко-технологічне обґрунтування енергозберігальних засобів для механізації обробітку ґрунту в умовах України: Автореф. дис... докт. техн. наук 05.20.01. Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільськогосподарства». 1998. 32 с.

123. Шевченко І. А. Обґрунтування технологій та технічних засобів для обробітку ґрунтів на базі їх агрофізичних показників. Дис... докт. техн. наук: 05.05.11. Таврійський державний агротехнологічний університет. 2003. 403 с.
124. Пічкур В. В., Капустян О. В., Собчук В. В. Теорія динамічних систем навч. посіб. Луцьк: Вежа-Друк. 2020. 348 с.
125. Бабенко А. Є., Боронко О. О., Лавренко Я. І., Трубачев С. І. Коливання стержнів, пластин та оболонок: підручн. для студ. спец. 131 «Прикладна механіка». Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського. 2022. 252 с.
126. Soroushian<sup>1</sup> A., Farjoodi J., Bargi, K., Rajabi M., Saaed A., Arghavani M., Sharifpour M. M. Two Versions of the Wilson- $\theta$  Time Integration Method. *Conference: International Conference on Vibration Problems (ICoVP)At: Prague, Czech Republic*. 2011. DOI: <https://doi.org/10.13140/2.1.4385.4409>
127. Titus J. O. Aminer, N. B. Okelo Wilson-Theta Algorithm Approach to solution of Dynamic Vibration Equations. *International Journal of Mathematics and Soft Computing*. 2014. Vol. 4 (1). P. 7–15. DOI: <https://doi.org/10.26708/IJMSC.2014.1.4.02>
128. Wolfram S. *Metamathematics: Foundations & Physicalization*. Wolfram Media. 2022. 456 p.
129. Адамчук В. В., Булгаков В. М., Головач І. В., Горобей В. П. Теоретичні основи коливання зубчастого сошника селекційної сівалки. *Механізація та електрифікація сільського господарства: між від. темат. наук. зб.* 2015. Вип. 1 (100). С. 10–21.
130. Козаченко О.В., Волковський О.М. Моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2024 № 1 (112). С. 11–22. DOI: <https://doi.org/10.37128/2306-8744-2024-1-2>
131. Козаченко О.В., Волковський О.М., Дьяконов С.О. Методика чисельного моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка з регулятором жорсткості. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2024. Вип. 54. С. 142–152. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2024.54.142-152>

132. Волковський О.М., Іванов Д.В. Дослідження взаємодії робочого органу дискатора з ґрунтом. Матеріали XVII Міжнародного форуму молоді «Молодь і сільськогосподарська техніка у XXI сторіччі» (25–26 березня 2021 р.). Харків: ХНТУСГ, 2021. С. 5.

133. Козаченко О.В., Волковський О.М. Методика чисельного моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка з регулятором жорсткості. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Молодь і технічний прогрес в АПВ» (26–27 листопада 2024 р.). Харків: ДБТУ. 2023. С. 166–169.

134. Козаченко О.В., Волковський О.М. Моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості. Збірка матеріалів XX-й Міжнародного форуму молоді «Молодь і індустрія 4.0 в XXI столітті» (4 квітня 2024 р.). Харків: ДБТУ. 2024. С. 47.

135. Козаченко О.В., Волковський О.М. Моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка з регулятором жорсткості. Збірник тез доповідей XXV Міжнародної наукової конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (17–19 жовтня 2024 р.). Київ: НУБіП. 2024. С. 96–98.

136. Нечаєв В. П., Берідзе Т. М., Кононенко В. В. Теорія планування експерименту: навч. посібник. Київ: Кондор, 2005. 232 с.

137. ДСТУ 5096:2008. Якість ґрунту. Визначення твердості ґрунту твердоміром Ревякіна. Київ: Держспоживстандарт України, 2009. 4 с.

138. ДСТУ 7080:2009. Якість ґрунту. Проведення польових дослідів. Основні вимоги. Київ: Держспоживстандарт України, 2010. 12 с.

139. Антощенко Р. В., Галич І. В., Череватенко Г. І. Динаміка та енергетика руху машинно-тракторного агрегату з урахуванням профілю опорної поверхні: монографія. Харків: ДБТУ. 2024. 100 с.

140. Antoshchenkov, R., Bogdanovich, S., Halych, I., Cherevatenko, H. Determination of dynamic and traction-energy indicators of all-wheel-drive traction-transport machine. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. 1 (7 (121)), 40–47. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.270988>

141. Antoshchenkov R., Antoshchenkova V., Kis V., Smitskov D.. Increasing accuracy of measuring functioning parameters of agricultural units. *Engineering for Rural Development*. 2023. Vol. 22. P. 210–215.

142. Козаченко О.В., Волковський О.М. Результати експериментальних досліджень пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2025. № 26. С. 163–176. DOI: <https://doi.org/10.64165/journal-ts.2025.26.163-176>

143. ДСТУ 4397. Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування. К. Держспоживстандарт України. 2005. 15 с.

144. Маслов Г. Г. Методика комплексной оценки эффективности сравниваемых машин. Тракторы и сельхозмашины. 2009. №10. С. 31–33.

145. Лабатюк Ю. М. Техніко-економічна ефективність застосування ярусного глибокорозпушувача. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2013. Вип. 43. Ч. 1. С. 304–310.

146. ГСТУ 3-37-4-94. Трактори та машини сільськогосподарські. Методи економічної оцінки. К. Мінагрополітики України. 1995. 18 с.

147. 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.

**ДОДАТКИ**

## Додаток А





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **153663** (13) **U**  
 (51) МПК (2023.01)  
**A01B 23/00**  
**A01B 23/06** (2006.01)

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН  
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ  
 ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ  
 "УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ  
 ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
 ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

## (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: <b>u 2023 00183</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>19.01.2023</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: <b>10.08.2023</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: <b>09.08.2023, Бюл.№ 32</b></p>	<p>(72) Винахідник(и):  <b>Козаченко Олексій Васильович (UA),          Бакум Микола Васильович (UA),          Волковський Олександр Михайлович (UA),          Крекот Микола Миколайович (UA)</b></p> <p>(73) Володілець (володільці):  <b>ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ          УНІВЕРСИТЕТ,          вул. Алчевських, 44, м. Харків, 61002 (UA)</b></p>
---	--

## (54) ДИСКАТОР

### (57) Реферат:

Дискатор включає раму, до якої кріпляться сферичні диски на окремих пружних стояках складної просторової форми, яка забезпечує встановлення диска з одним кутом атаки та кутом нахилу у вертикально поздовжній площині. Пружні стояки в місці кріплення обладнані пружними регульовальними пластинами жорсткості аналогічної кривизни з можливістю їх сумісного кріплення до рами дискатора.

UA 153663 U

УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 157636

ДИСКАТОР

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі України корисних моделей 06.11.2024.

Директор  
Державної організації «Український  
національний офіс інтелектуальної  
власності та інновацій»



О.П. Орлюк





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **157636** (13) **U**  
 (51) МПК (2024.01)  
**A01B 23/00**  
**A01B 23/06** (2006.01)  
**A01B 15/16** (2006.01)

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН  
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ  
 ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ  
 "УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ  
 ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
 ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

## (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: <b>u 2024 02568</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>14.05.2024</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: <b>07.11.2024</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: <b>06.11.2024, Бюл.№ 45</b></p>	<p>(72) Винахідник(и):  <b>Козаченко Олексій Васильович (UA),          Бакум Микола Васильович (UA),          Волковський Олександр Михайлович (UA),          Кречот Микола Миколайович (UA),          Дьяконов Сергій Олександрович (UA)</b></p> <p>(73) Володілець (володільці):  <b>ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ          УНІВЕРСИТЕТ,          вул. Алчевських, 44, м. Харків, 61002 (UA)</b></p>
---	---

## (54) ДИСКАТОР

### (57) Реферат:

Дискатор містить раму з опорними колесами, пружні стояки просторової форми, верхня частина яких за допомогою болтів кріпиться до поперечних брусів рами у поздовжньо-вертикальній площині паралельно напрямку руху дискатора і сферичні диски зі ступицями, на яких закріплені кронштейни для їх кріплення до нижньої частини пружних стояків під заданим кутом атаки. Між верхньою частиною стояків і поперечним брусом рами встановлено змінні клиноподібні прокладки з напрямом клину вздовж поперечного бруса рами, а на кронштейнах ступиць сферичних дисків виконані додаткові отвори для регулювання кута атаки дисків, причому дискатори комплектуються прокладками різної конусності.

UA 157636 U

## Додаток Б

**Результати чисельного моделювання напружено-деформованого стану  
пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості**

Таблиця Б.1 – Результати першого етапу чисельного моделювання (при  $b = 100$  мм,  $\delta = 14$  мм,  $\alpha = 15^\circ$ ,  $\gamma = 15^\circ$ ,  $\beta = 90^\circ$ ,  $\theta = -5^\circ$ )

№	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$R_1$ , мм	$R_2$ , мм	$L$ , мм	$\Psi$ , °	$\omega_x$ , Гц	$\omega_y$ , Гц	$\omega_z$ , Гц	$\sigma_{R2}$ , МПа	$\sigma_{R1}$ , МПа	$\Delta L_1$ , мм	$\Delta L_2$ , мм
1	-1	-1	-1	-1	60	120	300	100	4,30	58,91	6,49	2,31	259,76	220,7	15,5
2	-1	-1	-1	0	60	120	300	130	4,70	62,59	6,65	2,96	255,84	196,6	11,4
3	-1	-1	-1	1	60	120	300	160	4,79	61,07	6,77	2,75	310,99	127,7	11,0
4	-1	-1	0	-1	60	120	400	100	4,80	57,85	6,87	2,85	244,68	277,1	15,7
5	-1	-1	0	0	60	120	400	130	4,84	55,36	6,97	3,20	243,74	255,6	12,2
6	-1	-1	0	1	60	120	400	160	4,44	61,31	6,69	3,20	299,75	187,7	11,4
7	-1	-1	1	-1	60	120	500	100	4,70	62,59	6,65	2,57	267,98	293,6	18,2
8	-1	-1	1	0	60	120	500	130	4,18	59,65	6,32	2,95	269,07	275,6	14,6
9	-1	-1	1	1	60	120	500	160	4,90	59,57	6,81	3,13	319,83	201,4	14,1
10	-1	0	-1	-1	60	160	300	100	4,87	58,58	6,41	2,75	249,08	285,0	19,0
11	-1	0	-1	0	60	160	300	130	4,96	61,82	6,91	3,17	246,58	262,9	15,4
12	-1	0	-1	1	60	160	300	160	4,36	62,81	6,25	3,12	303,70	195,8	15,2
13	-1	0	0	-1	60	160	400	100	4,70	62,59	6,65	3,08	236,59	344,3	19,5
14	-1	0	0	0	60	160	400	130	4,93	59,24	6,10	3,41	233,90	322,7	15,7
15	-1	0	0	1	60	160	400	160	4,59	59,03	6,66	3,44	287,45	251,8	15,1
16	-1	0	1	-1	60	160	500	100	4,98	57,71	6,46	2,96	256,19	358,0	22,6
17	-1	0	1	0	60	160	500	130	4,69	57,17	6,89	3,33	254,89	337,0	18,6
18	-1	0	1	1	60	160	500	160	4,70	62,59	6,65	3,23	312,41	270,3	17,9
19	-1	1	-1	-1	60	200	300	100	4,32	56,33	6,49	1,59	203,87	267,2	20,1
20	-1	1	-1	0	60	200	300	130	4,40	61,77	6,19	2,05	199,47	243,1	16,6
21	-1	1	-1	1	60	200	300	160	4,50	71,79	6,85	2,09	261,40	180,0	15,8
22	-1	1	0	-1	60	200	400	100	4,59	65,13	6,77	1,95	194,00	328,7	20,5
23	-1	1	0	0	60	200	400	130	4,60	67,38	7,27	2,47	191,45	306,5	16,5
24	-1	1	0	1	60	200	400	160	5,04	62,02	7,17	2,29	245,23	235,6	15,9
25	-1	1	1	-1	60	200	500	100	4,74	68,57	6,79	1,85	211,36	340,0	23,0
26	-1	1	1	0	60	200	500	130	4,60	67,26	6,25	2,28	211,02	320,4	19,3
27	-1	1	1	1	60	200	500	160	4,28	62,22	5,72	2,29	270,01	254,1	18,5
28	0	-1	-1	-1	100	120	300	100	4,80	68,60	6,91	1,86	131,29	184,5	7,5
29	0	-1	-1	0	100	120	300	130	5,07	66,14	6,41	2,28	133,78	166,9	4,4

№	x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	x <sub>3</sub>	x <sub>4</sub>	R <sub>1</sub> , MM	R <sub>2</sub> , MM	L, MM	ψ, °	ω <sub>x</sub> , Гц	ω <sub>y</sub> , Гц	ω <sub>z</sub> , Гц	σ <sub>R2</sub> , МПа	σ <sub>R1</sub> , МПа	ΔL <sub>1</sub> , MM	ΔL <sub>2</sub> , MM
30	0	-1	-1	1	100	120	300	160	5,06	68,52	6,71	2,41	186,35	95,2	3,5
31	0	-1	0	-1	100	120	400	100	4,86	69,48	6,65	2,23	119,82	245,0	7,8
32	0	-1	0	0	100	120	400	130	5,00	70,49	6,95	2,66	119,80	225,0	4,7
33	0	-1	0	1	100	120	400	160	4,63	64,01	5,90	2,72	175,32	156,0	3,3
34	0	-1	1	-1	100	120	500	100	3,99	66,10	6,86	2,22	147,49	266,5	11,1
35	0	-1	1	0	100	120	500	130	4,88	65,51	6,56	2,53	143,25	242,3	7,2
36	0	-1	1	1	100	120	500	160	4,49	62,87	6,59	2,58	199,99	174,5	6,6
37	0	0	-1	-1	100	160	300	100	4,40	67,09	6,65	2,19	123,18	251,8	11,5
38	0	0	-1	0	100	160	300	130	4,42	61,23	6,39	2,63	125,86	234,7	8,1
39	0	0	-1	1	100	160	300	160	4,20	67,14	5,99	2,66	179,85	165,2	7,6
40	0	0	0	-1	100	160	400	100	5,00	62,91	7,15	2,63	114,79	315,4	11,8
41	0	0	0	0	100	160	400	130	4,79	64,16	6,67	2,93	109,11	290,6	8,5
42	0	0	0	1	100	160	400	160	4,80	66,50	7,77	2,99	168,70	225,3	7,8
43	0	0	1	-1	100	160	500	100	4,94	57,61	7,07	2,51	132,41	327,0	14,8
44	0	0	1	0	100	160	500	130	4,74	60,49	6,99	2,94	137,00	312,0	11,1
45	0	0	1	1	100	160	500	160	4,20	67,14	6,65	2,89	188,07	238,0	10,4
46	0	1	-1	-1	100	200	300	100	4,48	66,59	5,92	1,02	77,85	234,1	12,3
47	0	1	-1	0	100	200	300	130	4,30	59,65	6,41	1,56	82,58	219,2	9,1
48	0	1	-1	1	100	200	300	160	5,47	59,64	5,81	1,56	134,55	146,0	8,1
49	0	1	0	-1	100	200	400	100	4,96	63,84	6,61	1,47	73,19	300,9	12,4
50	0	1	0	0	100	200	400	130	4,36	64,58	6,45	1,82	65,37	273,2	9,1
51	0	1	0	1	100	200	400	160	4,50	63,58	6,55	1,92	121,28	204,7	8,2
52	0	1	1	-1	100	200	500	100	4,23	66,76	6,30	1,36	92,91	314,2	15,5
53	0	1	1	0	100	200	500	130	4,09	66,67	7,06	1,87	87,27	288,8	11,6
54	0	1	1	1	100	200	500	160	4,78	62,23	6,56	1,68	146,00	222,9	11,4
55	1	-1	-1	-1	140	120	300	100	4,39	62,54	6,99	0,95	81,85	118,3	5,8
56	1	-1	-1	0	140	120	300	130	4,30	57,50	6,55	1,57	81,07	97,6	2,2
57	1	-1	-1	1	140	120	300	160	4,72	62,93	6,29	1,41	137,03	29,6	1,1
58	1	-1	0	-1	140	120	400	100	4,00	62,86	6,09	1,43	70,51	179,0	5,9
59	1	-1	0	0	140	120	400	130	5,10	66,74	7,65	1,88	73,38	162,1	2,1
60	1	-1	0	1	140	120	400	160	4,19	60,11	6,47	1,87	127,14	90,9	1,0
61	1	-1	1	-1	140	120	500	100	4,90	66,29	7,67	1,26	92,95	194,4	8,8
62	1	-1	1	0	140	120	500	130	4,54	64,97	7,17	1,78	92,44	174,2	4,7
63	1	-1	1	1	140	120	500	160	4,84	62,75	6,99	1,65	144,73	102,5	4,1
64	1	0	-1	-1	140	160	300	100	3,90	53,16	6,45	1,43	75,63	187,9	9,5
65	1	0	-1	0	140	160	300	130	4,18	61,61	5,92	1,76	74,31	167,2	5,9
66	1	0	-1	1	140	160	300	160	4,40	65,59	6,21	1,77	125,93	94,1	5,4
67	1	0	0	-1	140	160	400	100	5,47	58,35	5,61	1,72	62,42	246,7	9,7
68	1	0	0	0	140	160	400	130	4,96	56,07	6,71	2,02	61,98	226,6	6,2

№	x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	x <sub>3</sub>	x <sub>4</sub>	R <sub>1</sub> , мм	R <sub>2</sub> , мм	L, мм	ψ, °	ω <sub>x</sub> , Гц	ω <sub>y</sub> , Гц	ω <sub>z</sub> , Гц	σ <sub>R2</sub> , МПа	σ <sub>R1</sub> , МПа	ΔL <sub>1</sub> , мм	ΔL <sub>2</sub> , мм
69	1	0	0	1	140	160	400	160	4,36	58,48	6,45	2,13	115,07	154,4	4,9
70	1	0	1	-1	140	160	500	100	4,00	61,82	6,45	1,55	85,48	263,5	12,2
71	1	0	1	0	140	160	500	130	4,23	61,71	6,10	1,92	80,75	238,9	8,7
72	1	0	1	1	140	160	500	160	3,99	67,29	7,26	1,98	135,65	169,3	7,7
73	1	1	-1	-1	140	200	300	100	4,88	57,44	6,66	0,32	28,92	168,4	10,5
74	1	1	-1	0	140	200	300	130	4,59	58,03	6,99	0,67	32,09	151,3	6,9
75	1	1	-1	1	140	200	300	160	4,10	55,71	6,55	0,77	82,66	77,4	5,8
76	1	1	0	-1	140	200	400	100	4,62	59,17	6,09	0,66	15,81	227,0	10,1
77	1	1	0	0	140	200	400	130	4,00	67,49	6,29	1,06	14,81	205,8	6,4
78	1	1	0	1	140	200	400	160	5,30	59,53	7,95	1,09	75,39	141,8	5,6
79	1	1	1	-1	140	200	500	100	4,39	62,87	6,87	0,55	39,76	244,4	13,3
80	1	1	1	0	140	200	500	130	5,00	67,89	7,87	0,94	42,38	227,6	9,7
81	1	1	1	1	140	200	500	160	4,84	66,03	7,57	0,97	94,23	154,1	8,8

Таблиця Б.2 – Лістинг коду Wolfram визначення залежності максимальної абсолютної деформації стояка в місці кріплення диска при першому етапі чисельного моделювання

```

M1 = {{-1, -1, -1, -1, 220.7475}, {-1, -1, -1, 0, 196.6453}, {-1, -1, -1, 1, 127.6739},
      {-1, -1, 0, -1, 277.1327}, {-1, -1, 0, 0, 255.6305}, {-1, -1, 0, 1, 187.6591},
      .....
M2 = {{-1, -1, -1, -1, 15.54716}, {-1, -1, -1, 0, 11.44015}, {-1, -1, -1, 1, 10.97756},
      {-1, -1, 0, -1, 15.70623}, {-1, -1, 0, 0, 12.19922}, {-1, -1, 0, 1, 11.43663},
      .....

nlm1 = NonlinearModelFit[M1,
  |нелінійна регресія
  a00 + a10 * x1 + a20 * x2 + a30 * x3 + a40 * x4 +
  a12 * x1 * x2 + a13 * x1 * x3 + a14 * x1 * x4 + a23 * x2 * x3 + a24 * x2 * x4 + a34 * x3 * x4 +
  a11 * x1^2 + a22 * x2^2 + a33 * x3^2 + a44 * x4^2,
  {a00, a10, a20, a30, a40, a12, a13, a14, a23, a24, a34, a11, a22, a33, a44}, {x1, x2, x3, x4}];
Normal[nlm1]
|нормальний вираз
nlm1["ParameterTable"]
nlm1["ANOVATable"]
nlm2 = NonlinearModelFit[M2,
  |нелінійна регресія
  a00 + a10 * x1 + a20 * x2 + a30 * x3 + a40 * x4 +
  a12 * x1 * x2 + a13 * x1 * x3 + a14 * x1 * x4 + a23 * x2 * x3 + a24 * x2 * x4 + a34 * x3 * x4 +
  a11 * x1^2 + a22 * x2^2 + a33 * x3^2 + a44 * x4^2,
  {a00, a10, a20, a30, a40, a12, a13, a14, a23, a24, a34, a11, a22, a33, a44}, {x1, x2, x3, x4}];
Normal[nlm2]
|нормальний вираз

```

```

nlm2["ParameterTable"]
nlm2["ANOVATable"]

x10 = 100;
dx1 = 40;
x20 = 160;
dx2 = 40;
x30 = 400;
dx3 = 100;
x40 = 130;
dx4 = 30;

y1r[x1_, x2_, x3_, x4_] = y1[(x1 - x10) / dx1, (x2 - x20) / dx2, (x3 - x30) / dx3, (x4 - x40) / dx4];
Simplify[y1r[R1, R2, L,  $\psi$ ]]
|спростити
y2r[x1_, x2_, x3_, x4_] = y2[(x1 - x10) / dx1, (x2 - x20) / dx2, (x3 - x30) / dx3, (x4 - x40) / dx4];
Simplify[y2r[R1, R2, L,  $\psi$ ]]
|спростити

Opt1max =
FindMaximum[{y1r[x1, x2, x3, x4], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти максимум
    x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4}, {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2},
    {x3, x30 - dx3}, {x4, x40 - dx4}]

Opt1max =
FindMaximum[{y1r[x1, x2, x3, x4], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти максимум
    x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4}, {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2},
    {x3, x30 - dx3}, {x4, x40 - dx4}]

Opt1min = FindMinimum[{y1r[x1, x2, x3, x4], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти мінімум
    x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4}, {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2},
    {x3, x30 - dx3}, {x4, x40 - dx4}]

y1min = First[Opt1min];
|перший
y1max = First[Opt1max];
|перший

x1opt1 = x1 /. Last[Opt1max];
|останній
x2opt1 = x2 /. Last[Opt1max];
|останній
x3opt1 = x3 /. Last[Opt1max];
|останній
x4opt1 = x4 /. Last[Opt1max];
|останній

Opt2min =
FindMinimum[{y2r[x1, x2, x3, x4], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти мінімум
    x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4}, {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2},
    {x3, x30 - dx3}, {x4, x40 - dx4}]

Opt2max = FindMaximum[{y2r[x1, x2, x3, x4], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти максимум
    x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4}, {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2},
    {x3, x30 - dx3}, {x4, x40 - dx4}]

```

```

y2min = First[Opt2min];
      |перший
y2max = First[Opt2max];
      |перший
x1opt2 = x1 /. Last[Opt2min];
      |останній
x2opt2 = x2 /. Last[Opt2min];
      |останній
x3opt2 = x3 /. Last[Opt2min];
      |останній
x4opt2 = x4 /. Last[Opt2min];
      |останній

opt = FindMaximum[{((y1r[x1, x2, x3, x4] - y1min) / (y1max - y1min)) ×
      |знайти максимум
      ((y2max - y2r[x1, x2, x3, x4]) / (y2max - y2min)),
      x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2, x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3,
      x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4}, {x1, x10 - 0 dx1}, {x2, x20 - 0 dx2}, {x3, x30 - 0 dx3}, {x4, x40 - 0 dx4}]
x1opt = x1 /. Last[opt];
      |останній
x2opt = x2 /. Last[opt];
      |останній
x3opt = x3 /. Last[opt];
      |останній
x4opt = x4 /. Last[opt];
      |останній

Plot3D[{{{(y1r[x1, x2, x3opt, x4opt] - y1min) / (y1max - y1min)) ×
      |графік функції 2-х змінних
      ((y2max - y2r[x1, x2, x3opt, x4opt]) / (y2max - y2min))}, {x1, x10 - dx1, x10 + dx1},
      {x2, x20 - dx2, x20 + dx2}], PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"R1, мм", "R2, мм", "ΔL, мм"},
      |стиль графіка |зеле... |помаран... |позначення на осях
      LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"
      |стиль помітки |директива |розмір шрифту |сімейство шрифту |сітка |тематичний стиль графіка

Plot3D[{{{(y1r[x1opt, x2opt, x3, x4] - y1min) / (y1max - y1min)) ×
      |графік функції 2-х змінних
      ((y2max - y2r[x1opt, x2opt, x3, x4]) / (y2max - y2min))}, {x3, x30 - dx3, x30 + dx3},
      {x4, x40 - dx4, x40 + dx4}], PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"L, мм", "ψ, °", "ΔL, мм"},
      |стиль графіка |зеле... |помаран... |позначення на осях
      LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"
      |стиль помітки |директива |розмір шрифту |сімейство шрифту |сітка |тематичний стиль графіка

Plot3D[{y1r[x1, x2, x3opt1, x4opt1] / 20, y2r[x1, x2, x3opt2, x4opt2]}, {x1, x10 - dx1, x10 + dx1},
      |графік функції 2-х змінних
      {x2, x20 - dx2, x20 + dx2}], PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"R1, мм", "R2, мм", "ΔL, мм"},
      |стиль графіка |зеле... |помаран... |позначення на осях
      LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"
      |стиль помітки |директива |розмір шрифту |сімейство шрифту |сітка |тематичний стиль графіка

Plot3D[{y1r[x1opt1, x2opt1, x3, x4] / 20, y2r[x1opt2, x2opt2, x3, x4]}, {x3, x30 - dx3, x30 + dx3},
      |графік функції 2-х змінних
      {x4, x40 - dx4, x40 + dx4}], PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"L, мм", "ψ, °", "ΔL, мм"},
      |стиль графіка |зеле... |помаран... |позначення на осях
      LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"
      |стиль помітки |директива |розмір шрифту |сімейство шрифту |сітка |тематичний стиль графіка

```

Таблиця Б.3 – Лістинг коду Wolfram визначення залежності максимальних напруженостей на вигинах стояка і регуляторі жорсткості при першому етапі чисельного моделювання

```

M1 = {{-1, -1, -1, -1, 2.31401197349335}, {-1, -1, -1, 0, 2.95780946146607},
      {-1, -1, -1, 1, 2.74727594011169}, {-1, -1, 0, -1, 2.85312577951156},
.....

M2 = {{-1, -1, -1, -1, 259.762146601948}, {-1, -1, -1, 0, 255.840738477929},
      {-1, -1, -1, 1, 310.987301639719}, {-1, -1, 0, -1, 244.684152986581},
.....

nlm1 = NonlinearModelFit[M1,
      |нелінійна регресія
      a00 + a10 * x1 + a20 * x2 + a30 * x3 + a40 * x4 +
      a12 * x1 * x2 + a13 * x1 * x3 + a14 * x1 * x4 + a23 * x2 * x3 + a24 * x2 * x4 + a34 * x3 * x4 +
      a11 * x1^2 + a22 * x2^2 + a33 * x3^2 + a44 * x4^2,
      {a00, a10, a20, a30, a40, a12, a13, a14, a23, a24, a34, a11, a22, a33, a44}, {x1, x2, x3, x4}];
Normal[nlm1]
|нормальний вираз
nlm1["ParameterTable"]
nlm1["ANOVATable"]
nlm2 = NonlinearModelFit[M2,
      |нелінійна регресія
      a00 + a10 * x1 + a20 * x2 + a30 * x3 + a40 * x4 +
      a12 * x1 * x2 + a13 * x1 * x3 + a14 * x1 * x4 + a23 * x2 * x3 + a24 * x2 * x4 + a34 * x3 * x4 +
      a11 * x1^2 + a22 * x2^2 + a33 * x3^2 + a44 * x4^2,
      {a00, a10, a20, a30, a40, a12, a13, a14, a23, a24, a34, a11, a22, a33, a44}, {x1, x2, x3, x4}];
Normal[nlm2]
|нормальний вираз
nlm2["ParameterTable"]
nlm2["ANOVATable"]

x10 = 100;
dx1 = 40;
x20 = 160;
dx2 = 40;
x30 = 400;
dx3 = 100;
x40 = 130;
dx4 = 30;
y1r[x1_, x2_, x3_, x4_] = y1[(x1 - x10) / dx1, (x2 - x20) / dx2, (x3 - x30) / dx3, (x4 - x40) / dx4];
Simplify[y1r[R1, R2, L, ψ]]
|спростити
y2r[x1_, x2_, x3_, x4_] = y2[(x1 - x10) / dx1, (x2 - x20) / dx2, (x3 - x30) / dx3, (x4 - x40) / dx4];
Simplify[y2r[R1, R2, L, ψ]]
|спростити
FindMinimum[{y1r[x1, x2, x3, x4], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти мінімум
      x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4}, {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2},
      {x3, x30 - dx3}, {x4, x40 - dx4}]

```

```

FindMaximum[{y1r[x1, x2, x3, x4], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
[знайти максимум
x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4], {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2},
{x3, x30 - dx3}, {x4, x40 - dx4}]

FindMinimum[{y2r[x1, x2, x3, x4], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
[знайти мінімум
x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4], {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2},
{x3, x30 - dx3}, {x4, x40 - dx4}]

FindMaximum[{y2r[x1, x2, x3, x4], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
[знайти максимум
x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4], {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2},
{x3, x30 - dx3}, {x4, x40 - dx4}]

x1opt = 107.02269254039093`;
x2opt = 152.6589320939324`;
x3opt = 421.2987719416982`;
x4opt = 124.97673672414398`;
y1r[x1opt, x2opt, x3opt, x4opt]
y2r[x1opt, x2opt, x3opt, x4opt]
Plot3D[{y1r[x1, x2, x3opt, x4opt], y2r[x1, x2, x3opt, x4opt] / 100}, {x1, x10 - dx1, x10 + dx1},
[графік функції 2-х змінних
{x2, x20 - dx2, x20 + dx2}, PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"R1, мм", "R2, мм", "σ, МПа"},
[стиль графіка [зеле... [помаран... [позначення на осях
LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"]
[стиль помітки [директива [розмір шрифту [сімейство шрифту [сітка [тематичний стиль графіка

Plot3D[{y1r[x1opt, x2opt, x3, x4], y2r[x1opt, x2opt, x3, x4] / 100}, {x3, x30 - dx3, x30 + dx3},
[графік функції 2-х змінних
{x4, x40 - dx4, x40 + dx4}, PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"L, мм", "ψ, °", "σ, МПа"},
[стиль графіка [зеле... [помаран... [позначення на осях
LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"]
[стиль помітки [директива [розмір шрифту [сімейство шрифту [сітка [тематичний стиль графіка

```

Таблиця Б.4 – Результати другого етапу чисельного моделювання

(при  $R_1 = 107$  мм,  $R_2 = 152$  мм,  $L = 421$  мм,  $\psi = 125^\circ$ ,  $\alpha = 15^\circ$ ,  $\gamma = 15^\circ$ ,  $\beta = 90^\circ$ ,  $\theta = -5^\circ$ )

№	$x_1$	$x_2$	$b$ , мм	$\delta$ , мм	$\omega_x$ , Гц	$\omega_y$ , Гц	$\omega_z$ , Гц	$\sigma_{R_2}$ , МПа	$\sigma_{R_1}$ , МПа	$\Delta L_1$ , мм	$\Delta L_2$ , мм
1	-1	-1	80	8	4,30	58,91	6,49	5,30	109,78	107,6	24,1
2	-1	0	80	12	4,70	62,59	6,65	5,07	102,30	152,2	24,7
3	-1	1	80	16	4,79	61,07	6,77	4,79	94,57	145,2	24,6
4	0	-1	100	8	4,80	57,85	6,87	4,43	93,99	74,3	15,8
5	0	0	100	12	4,84	60,36	6,97	4,24	86,19	114,7	16,3
6	0	1	100	16	4,44	61,31	6,69	3,89	78,02	107,4	15,9
7	1	-1	120	8	4,70	62,59	6,65	3,61	82,69	21,3	5,4
8	1	0	120	12	4,18	59,65	6,32	3,33	74,94	62,4	6,4
9	1	1	120	16	4,90	59,57	6,81	2,99	67,30	52,6	5,4

Таблиця Б.5 – Лістинг коду Wolfram визначення залежності максимальної абсолютної деформації стояка в місці кріплення диска при другому етапі чисельного моделювання

```

M1 = {{-1, -1, 107.551545970696}, {-1, 0, 152.210557326007}, {-1, 1, 145.16025},
      {0, -1, 74.3115148351647}, {0, 0, 114.670526190476}, {0, 1, 107.420218864469},
      {1, -1, 21.2830880952379}, {1, 0, 62.4420994505492}, {1, 1, 52.5917921245419}};
M2 = {{-1, -1, 24.0789467419999}, {-1, 0, 24.7279778454065}, {-1, 1, 24.6360275356263},
      {0, -1, 15.7635824260219}, {0, 0, 16.3126135294285}, {0, 1, 15.9206632196483},
      {1, -1, 5.37387282608783}, {1, 0, 6.42290392949443}, {1, 1, 5.4309536197142}};
nlm1 = NonlinearModelFit[M1,
  |нелінійна регресія
  a00 + a10 * x1 + a20 * x2 +
  a12 * x1 * x2 +
  a11 * x1^2 + a22 * x2^2,
  {a00, a10, a20, a12, a11, a22}, {x1, x2}];
Normal[nlm1]
|нормальний вираз
nlm1["ParameterTable"]
nlm1["ANOVATable"]
nlm2 = NonlinearModelFit[M2,
  |нелінійна регресія
  a00 + a10 * x1 + a20 * x2 +
  a12 * x1 * x2 +
  a11 * x1^2 + a22 * x2^2,
  {a00, a10, a20, a12, a11, a22}, {x1, x2}];

Normal[nlm2]
|нормальний вираз
nlm2["ParameterTable"]
nlm2["ANOVATable"]

x10 = 100;
dx1 = 20;
x20 = 12;
dx2 = 4;
y1r[x1_, x2_] = y1[(x1 - x10) / dx1, (x2 - x20) / dx2];
Simplify[y1r[b, δ]]
|спростити
y2r[x1_, x2_] = y2[(x1 - x10) / dx1, (x2 - x20) / dx2];
Simplify[y2r[b, δ]]
|спростити
Opt1max = FindMaximum[{y1r[x1, x2], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2},
  |знайти максимум
  {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2}]
Opt1min = FindMinimum[{y1r[x1, x2], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2},
  |знайти мінімум
  {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2}]
y1min = First[Opt1min];
|перший
y1max = First[Opt1max];
|перший
x1opt1 = x1 /. Last[Opt1max];
|останній

```

```

x2opt1 = x2 /. Last[Opt1max];
      |останній
Opt2min = FindMinimum[{y2r[x1, x2], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2},
      |знайти мінімум
      {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2}]
Opt2max = FindMaximum[{y2r[x1, x2], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2},
      |знайти максимум
      {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2}]
y2min = First[Opt2min];
      |перший
y2max = First[Opt2max];
      |перший
x1opt2 = x1 /. Last[Opt2min];
      |останній
x2opt2 = x2 /. Last[Opt2min];
      |останній
opt = FindMaximum[(((y1r[x1, x2] - y1min) / (y1max - y1min)) ×
      |знайти максимум
      ((y2max - y2r[x1, x2]) / (y2max - y2min))),
      x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2}, {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2}]
x1opt = x1 /. Last[opt];
      |останній
x2opt = x2 /. Last[opt];
      |останній

Plot3D[(((y1r[x1, x2] - y1min) / (y1max - y1min)) ×
|графік функції 2-х змінних
      ((y2max - y2r[x1, x2]) / (y2max - y2min))), {x1, x10 - dx1, x10 + dx1}, {x2, x20 - dx2, x20 + dx2},
      PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"b, мм", "δ, мм", "ΔL, мм"},
      |стиль графіка |зеле... |помаран... |позначення на осях
      LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"
      |стиль помітки |директива |розмір шрифту |сімейство шрифту |сітка |тематичний стиль графіка
Plot3D[{y1r[x1, x2] / 10, y2r[x1, x2]}, {x1, x10 - dx1, x10 + dx1}, {x2, x20 - dx2, x20 + dx2},
|графік функції 2-х змінних
      PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"b, мм", "δ, мм", "ΔL, мм"},
      |стиль графіка |зеле... |помаран... |позначення на осях
      LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"
      |стиль помітки |директива |розмір шрифту |сімейство шрифту |сітка |тематичний стиль графіка

```

Таблиця Б.6 – Лістинг коду Wolfram визначення залежності максимальних напруженостей на вигинах стояка і регуляторі жорсткості при другому етапі чисельного моделювання

```

M1 = {{-1, -1, 5.29757419459707}, {-1, 0, 5.06782141620879}, {-1, 1, 4.78770754624542},
      {0, -1, 4.43421424862637}, {0, 0, 4.24112813690476}, {0, 1, 3.88768093360806},
      {1, -1, 3.61221957738095}, {1, 0, 3.32913346565934}, {1, 1, 2.99235292902931}};
M2 = {{-1, -1, 109.778932946428}, {-1, 0, 102.296908537088}, {-1, 1, 94.5722945673075},
      {0, -1, 93.9921969986261}, {0, 0, 86.1901725892855}, {0, 1, 78.0155586195053},
      {1, -1, 82.6923791826921}, {1, 0, 74.9403547733514}, {1, 1, 67.2957408035712}};
nlm1 = NonlinearModelFit[M1,
      |нелінійна регресія
      a00 + a10 * x1 + a20 * x2 +
      a12 * x1 * x2 +

```

```

    a11 * x1^2 + a22 * x2^2,
    {a00, a10, a20, a12, a11, a22 }, {x1, x2}];
Normal[nlm1]
|нормальний вираз
nlm1["ParameterTable"]
nlm1["ANOVATable"]
nlm2 = NonlinearModelFit[M2,
    |нелінійна регресія
    a00 + a10 * x1 + a20 * x2 +
    a12 * x1 * x2 +
    a11 * x1^2 + a22 * x2^2,
    {a00, a10, a20, a12, a11, a22 }, {x1, x2}];
Normal[nlm2]
|нормальний вираз
nlm2["ParameterTable"]
nlm2["ANOVATable"]

x10 = 100;
dx1 = 20;
x20 = 12;
dx2 = 4;
y1r[x1_, x2_] = y1[(x1 - x10) / dx1, (x2 - x20) / dx2];
Simplify[y1r[b, δ]]
|спростити
y2r[x1_, x2_] = y2[(x1 - x10) / dx1, (x2 - x20) / dx2];
Simplify[y2r[b, δ]]
|спростити
FindMinimum[{y1r[x1, x2], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2}, {x1, x10 - dx1},
|знайти мінімум
    {x2, x20 - dx2}]
FindMaximum[{y1r[x1, x2], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2}, {x1, x10 - dx1},
|знайти максимум
    {x2, x20 - dx2}]
FindMinimum[{y2r[x1, x2], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2}, {x1, x10 - dx1},
|знайти мінімум
    {x2, x20 - dx2}]
FindMaximum[{y2r[x1, x2], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2}, {x1, x10 - dx1},
|знайти максимум
    {x2, x20 - dx2}]

y1r[x1opt, x2opt]
y2r[x1opt, x2opt]

Plot3D[{y1r[x1, x2], y2r[x1, x2] / 20}, {x1, x10 - dx1, x10 + dx1}, {x2, x20 - dx2, x20 + dx2},
|графік функції 2-х змінних
    PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"b, мм", "δ, мм", "σ, МПа"},
    |стиль графіка |зеле... |помаран... |позначення на осях
    LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"]
    |стиль помітки |директива |розмір шрифту |сімейство шрифту |сітка |тематичний стиль графіка

```

Таблиця Б.7 – Результати третього етапу чисельного моделювання

(при  $R_1 = 107$  мм,  $R_2 = 152$  мм,  $L = 421$  мм,  $\psi = 125^\circ$ ,  $b = 109$  мм,  $\delta = 14$  мм)

№	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$\alpha,^\circ$	$\gamma,^\circ$	$\beta,^\circ$	$\theta,^\circ$	$\omega_x,$ Гц	$\omega_y,$ Гц	$\omega_z,$ Гц	$\sigma_{R2},$ МПа	$\sigma_{R1},$ МПа	$\Delta L_1,$ мм	$\Delta L_2,$ мм
1	-1	-1	-1	-1	0	0	0	10	4,19	62,77	6,62	0,56	70,83	79,4	3,8
2	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	4,19	62,77	6,62	0,60	90,47	92,4	3,4
3	-1	-1	-1	1	0	0	0	-10	4,19	62,77	6,62	1,02	102,88	97,2	3,7
4	-1	-1	0	-1	0	0	45	10	4,19	62,77	6,62	0,83	82,69	99,8	3,8
5	-1	-1	0	0	0	0	45	0	4,19	62,77	6,62	0,84	100,29	107,6	4,0
6	-1	-1	0	1	0	0	45	-10	4,26	62,77	6,70	1,08	117,95	105,7	4,1
7	-1	-1	1	-1	0	0	90	10	4,19	62,77	6,62	0,65	99,78	76,3	3,3
8	-1	-1	1	0	0	0	90	0	4,19	62,77	6,62	0,97	114,40	80,0	3,4
9	-1	-1	1	1	0	0	90	-10	4,19	62,77	6,62	0,99	131,20	64,1	3,8
10	-1	0	-1	-1	0	15	0	10	4,26	62,77	6,70	0,67	68,33	77,1	3,3
11	-1	0	-1	0	0	15	0	0	4,64	62,77	6,66	0,71	85,57	92,1	3,4
12	-1	0	-1	1	0	15	0	-10	4,58	56,12	6,64	0,84	104,74	98,7	4,0
13	-1	0	0	-1	0	15	45	10	4,19	52,77	6,62	0,78	83,88	100,4	3,6
14	-1	0	0	0	0	15	45	0	4,39	57,68	6,61	0,78	99,73	108,1	3,5
15	-1	0	0	1	0	15	45	-10	4,19	62,77	6,63	1,04	114,93	103,3	3,8
16	-1	0	1	-1	0	15	90	10	4,70	62,59	6,65	0,81	98,38	74,1	3,7
17	-1	0	1	0	0	15	90	0	4,63	61,94	6,63	0,90	114,42	74,8	3,4
18	-1	0	1	1	0	15	90	-10	4,87	72,67	6,67	1,09	133,19	66,5	3,6
19	-1	1	-1	-1	0	30	0	10	4,76	65,75	6,65	0,63	67,21	76,1	3,7
20	-1	1	-1	0	0	30	0	0	4,19	62,77	6,62	0,74	85,41	89,1	3,9
21	-1	1	-1	1	0	30	0	-10	4,26	62,77	6,70	0,97	106,05	99,8	3,9
22	-1	1	0	-1	0	30	45	10	4,19	52,77	6,62	0,73	85,00	101,6	3,9
23	-1	1	0	0	0	30	45	0	4,19	52,77	6,62	0,91	100,99	108,7	3,6
24	-1	1	0	1	0	30	45	-10	4,26	52,85	6,70	0,96	116,42	103,9	3,9
25	-1	1	1	-1	0	30	90	10	4,19	62,77	6,62	0,73	96,88	72,9	3,4
26	-1	1	1	0	0	30	90	0	4,19	62,77	6,62	0,86	111,02	75,0	3,4
27	-1	1	1	1	0	30	90	-10	4,19	62,77	6,62	1,13	134,60	67,1	3,5
28	0	-1	-1	-1	15	0	0	10	4,26	52,85	6,70	0,78	88,42	80,3	3,3
29	0	-1	-1	0	15	0	0	0	4,64	55,65	6,66	0,76	102,72	105,4	3,9
30	0	-1	-1	1	15	0	0	-10	4,58	56,12	6,64	1,04	121,12	113,0	4,0
31	0	-1	0	-1	15	0	45	10	4,19	62,77	6,62	0,78	95,90	104,7	3,4
32	0	-1	0	0	15	0	45	0	4,39	57,68	6,61	0,88	114,43	119,7	4,0
33	0	-1	0	1	15	0	45	-10	4,19	55,73	6,63	1,18	131,60	122,4	3,6
34	0	-1	1	-1	15	0	90	10	3,59	69,83	6,83	0,78	109,39	86,3	3,8
35	0	-1	1	0	15	0	90	0	4,60	70,39	6,75	0,86	130,43	89,4	3,6
36	0	-1	1	1	15	0	90	-10	4,43	67,64	6,33	1,23	144,65	85,5	3,9
37	0	0	-1	-1	15	15	0	10	4,19	52,77	6,62	0,80	82,63	81,0	3,3
38	0	0	-1	0	15	15	0	0	4,26	52,85	6,70	0,90	105,76	106,6	3,6
39	0	0	-1	1	15	15	0	-10	4,64	55,65	6,66	1,07	118,48	116,4	4,1

№	x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	x <sub>3</sub>	x <sub>4</sub>	α, °	γ, °	β, °	θ, °	ω <sub>x</sub> , Гц	ω <sub>y</sub> , Гц	ω <sub>z</sub> , Гц	σ <sub>R2</sub> , МПа	σ <sub>R1</sub> , МПа	ΔL <sub>1</sub> , мм	ΔL <sub>2</sub> , мм
40	0	0	0	-1	15	15	45	10	4,58	56,12	6,64	0,91	100,16	108,5	3,5
41	0	0	0	0	15	15	45	0	4,39	64,33	6,52	0,87	113,02	118,7	3,9
42	0	0	0	1	15	15	45	-10	4,39	68,20	7,12	1,17	134,26	125,2	4,2
43	0	0	1	-1	15	15	90	10	4,16	62,53	6,60	0,83	110,56	80,2	3,6
44	0	0	1	0	15	15	90	0	4,19	67,90	6,82	0,94	131,79	92,5	3,6
45	0	0	1	1	15	15	90	-10	4,19	62,77	6,62	1,21	147,43	82,4	3,7
46	0	1	-1	-1	15	30	0	10	4,19	62,77	6,62	0,72	86,83	80,1	3,4
47	0	1	-1	0	15	30	0	0	4,19	62,77	6,62	0,90	99,74	107,9	3,9
48	0	1	-1	1	15	30	0	-10	4,19	62,77	6,62	0,94	120,12	114,0	3,9
49	0	1	0	-1	15	30	45	10	4,26	62,77	6,70	0,82	102,27	110,8	3,4
50	0	1	0	0	15	30	45	0	4,19	62,77	6,62	0,84	112,99	118,1	3,8
51	0	1	0	1	15	30	45	-10	4,19	62,77	6,62	1,17	130,55	121,4	3,8
52	0	1	1	-1	15	30	90	10	3,79	56,93	7,03	0,74	108,94	84,2	3,6
53	0	1	1	0	15	30	90	0	4,19	62,77	6,62	0,94	132,22	86,1	3,4
54	0	1	1	1	15	30	90	-10	4,19	62,77	6,62	1,18	145,84	84,2	4,0
55	1	-1	-1	-1	30	0	0	10	4,19	62,77	6,62	0,79	100,17	74,9	3,9
56	1	-1	-1	0	30	0	0	0	4,19	62,77	6,62	0,97	118,20	102,6	4,1
57	1	-1	-1	1	30	0	0	-10	4,26	52,85	6,70	1,07	132,14	119,6	4,0
58	1	-1	0	-1	30	0	45	10	4,19	62,77	6,62	0,94	112,88	99,6	3,9
59	1	-1	0	0	30	0	45	0	4,19	62,77	6,62	1,07	134,29	123,3	3,9
60	1	-1	0	1	30	0	45	-10	3,79	63,97	6,32	1,28	149,71	129,5	3,7
61	1	-1	1	-1	30	0	90	10	4,49	66,47	7,02	0,83	126,24	75,0	3,8
62	1	-1	1	0	30	0	90	0	3,76	66,67	6,70	1,12	144,00	87,8	3,5
63	1	-1	1	1	30	0	90	-10	4,29	67,67	6,82	1,19	161,62	85,8	3,9
64	1	0	-1	-1	30	15	0	10	4,19	62,77	6,62	0,80	101,98	77,9	3,7
65	1	0	-1	0	30	15	0	0	4,19	62,77	6,62	0,83	115,79	105,6	3,9
66	1	0	-1	1	30	15	0	-10	4,19	62,77	6,62	1,13	132,34	117,5	4,3
67	1	0	0	-1	30	15	45	10	4,19	62,77	6,62	0,96	114,07	100,7	3,8
68	1	0	0	0	30	15	45	0	4,26	52,85	6,70	0,92	132,17	121,2	4,0
69	1	0	0	1	30	15	45	-10	4,19	62,77	6,62	1,27	146,93	126,4	3,7
70	1	0	1	-1	30	15	90	10	4,19	62,77	6,62	1,03	129,30	77,5	3,3
71	1	0	1	0	30	15	90	0	3,79	55,02	6,83	1,04	146,52	85,9	3,6
72	1	0	1	1	30	15	90	-10	4,09	57,47	6,82	1,27	159,80	86,0	3,6
73	1	1	-1	-1	30	30	0	10	4,29	55,88	6,72	0,87	99,97	75,2	3,9
74	1	1	-1	0	30	30	0	0	4,39	62,77	6,62	0,93	121,13	106,5	4,1
75	1	1	-1	1	30	30	0	-10	4,19	62,77	6,62	1,19	134,63	117,6	4,0
76	1	1	0	-1	30	30	45	10	4,19	62,77	6,62	0,97	111,17	97,8	3,5
77	1	1	0	0	30	30	45	0	4,19	62,77	6,62	1,04	128,71	117,2	3,5
78	1	1	0	1	30	30	45	-10	4,19	62,77	6,62	1,30	150,95	130,6	3,7
79	1	1	1	-1	30	30	90	10	4,26	52,85	6,70	1,00	126,30	75,2	3,7
80	1	1	1	0	30	30	90	0	4,19	62,77	6,62	1,02	148,01	91,4	3,9
81	1	1	1	1	30	30	90	-10	4,19	62,77	6,62	1,35	160,24	87,6	3,9

Таблиця Б.8 – Лістинг коду Wolfram визначення залежності максимальної абсолютної деформації стояка в місці кріплення диска при третьому етапі чисельного моделювання

```

M1 = {{-1, -1, -1, -1, 79.4265573796788}, {-1, -1, -1, 0, 92.3788001069515},
      {-1, -1, -1, 1, 97.150424652406}, {-1, -1, 0, -1, 99.7921702139034},
.....

M2 = {{-1, -1, -1, -1, 3.76053297244309}, {-1, -1, -1, 0, 3.35013086480672},
      {-1, -1, -1, 1, 3.73972875717036}, {-1, -1, 0, -1, 3.77366790212987},
.....

nlm1 = NonlinearModelFit[M1,
      [нелінійна регресія
      a00 + a10 * x1 + a20 * x2 + a30 * x3 + a40 * x4 +
      a12 * x1 * x2 + a13 * x1 * x3 + a14 * x1 * x4 + a23 * x2 * x3 + a24 * x2 * x4 + a34 * x3 * x4 +
      a11 * x1^2 + a22 * x2^2 + a33 * x3^2 + a44 * x4^2,
      {a00, a10, a20, a30, a40, a12, a13, a14, a23, a24, a34, a11, a22, a33, a44}, {x1, x2, x3, x4}];
Normal[nlm1]
[нормальний вираз
nlm1["ParameterTable"]
nlm1["ANOVATable"]
nlm2 = NonlinearModelFit[M2,
      [нелінійна регресія
      a00 + a10 * x1 + a20 * x2 + a30 * x3 + a40 * x4 +
      a12 * x1 * x2 + a13 * x1 * x3 + a14 * x1 * x4 + a23 * x2 * x3 + a24 * x2 * x4 + a34 * x3 * x4 +
      a11 * x1^2 + a22 * x2^2 + a33 * x3^2 + a44 * x4^2,
      {a00, a10, a20, a30, a40, a12, a13, a14, a23, a24, a34, a11, a22, a33, a44}, {x1, x2, x3, x4}];
Normal[nlm2]
[нормальний вираз
nlm2["ParameterTable"]
nlm2["ANOVATable"]

x10 = 15;
dx1 = 15;
x20 = 15;
dx2 = 15;
x30 = 45;
dx3 = 45;
x40 = 0;
dx4 = 10;
y1r[x1_, x2_, x3_, x4_] = y1[(x1 - x10) / dx1, (x2 - x20) / dx2, (x3 - x30) / dx3, (x4 - x40) / dx4];
Simplify[y1r[α, γ, β, θ]]
[спростити
y2r[x1_, x2_, x3_, x4_] = y2[(x1 - x10) / dx1, (x2 - x20) / dx2, (x3 - x30) / dx3, (x4 - x40) / dx4];
Simplify[y2r[α, γ, β, θ]]
[спростити
Opt1max =
FindMaximum[{y1r[x1, x2, x3, x4], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
[знайти максимум
      x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4}, {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2},
      {x3, x30 - dx3}, {x4, x40 - dx4}]

```

```

Opt1min = FindMinimum[{y1r[x1, x2, x3, x4], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
  | знайти мінімум
  x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4}, {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2},
  {x3, x30 - dx3}, {x4, x40 - dx4}]
y1min = First[Opt1min];
  | перший
y1max = First[Opt1max];
  | перший
x1opt1 = x1 /. Last[Opt1max];
  | останній
x2opt1 = x2 /. Last[Opt1max];
  | останній
x3opt1 = x3 /. Last[Opt1max];
  | останній
x4opt1 = x4 /. Last[Opt1max];
  | останній

Opt2min =
  FindMinimum[{y2r[x1, x2, x3, x4], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
  | знайти мінімум
  x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4}, {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2},
  {x3, x30 - dx3}, {x4, x40 - dx4}]

Opt2max = FindMaximum[{y2r[x1, x2, x3, x4], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
  | знайти максимум
  x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4}, {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2},
  {x3, x30 - dx3}, {x4, x40 - dx4}]
y2min = First[Opt2min];
  | перший
y2max = First[Opt2max];
  | перший
x1opt2 = x1 /. Last[Opt2min];
  | останній
x2opt2 = x2 /. Last[Opt2min];
  | останній
x3opt2 = x3 /. Last[Opt2min];
  | останній
x4opt2 = x4 /. Last[Opt2min];
  | останній

opt = FindMaximum[{((y1r[x1, x2, x3, x4] - y1min) / (y1max - y1min)) ×
  | знайти максимум
  ((y2max - y2r[x1, x2, x3, x4]) / (y2max - y2min)),
  x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2, x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3,
  x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4}, {x1, x10 - 0 dx1}, {x2, x20 - 0 dx2}, {x3, x30 - 0 dx3}, {x4, x40 - 0 dx4}]

x1opt = x1 /. Last[opt];
  | останній
x2opt = x2 /. Last[opt];
  | останній
x3opt = x3 /. Last[opt];
  | останній
x4opt = x4 /. Last[opt];
  | останній

Plot3D[{((y1r[x1, x2, x3opt, x4opt] - y1min) / (y1max - y1min)) ×
  | графік функції 2-х змінних
  ((y2max - y2r[x1, x2, x3opt, x4opt]) / (y2max - y2min))}, {x1, x10 - dx1, x10 + dx1},
  {x2, x20 - dx2, x20 + dx2}, PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"α, °", "γ, °", "ΔL, мм"},
  | стиль графіка |зеле... |помаран... |позначення на осях

```

```

LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"
[стиль помітки | директива | розмір шрифту | сімейство шрифту | сітка | тематичний стиль графіка]
Plot3D[{{(y1r[x1opt, x2opt, x3, x4] - y1min) / (y1max - y1min)) ×
[графік функції 2-х змінних]
((y2max - y2r[x1opt, x2opt, x3, x4]) / (y2max - y2min))}, {x3, x30 - dx3, x30 + dx3},
{x4, x40 - dx4, x40 + dx4}, PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"β, °", "θ, °", "ΔL, мм"},
[стиль графіка | зеле... | помаран... | позначення на осях]
LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"
[стиль помітки | директива | розмір шрифту | сімейство шрифту | сітка | тематичний стиль графіка]
Plot3D[{y1r[x1, x2, x3opt1, x4opt1] 0.03, y2r[x1, x2, x3opt2, x4opt2]}, {x1, x10 - dx1, x10 + dx1},
[графік функції 2-х змінних]
{x2, x20 - dx2, x20 + dx2}, PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"α, °", "γ, °", "ΔL, мм"},
[стиль графіка | зеле... | помаран... | позначення на осях]
LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"
[стиль помітки | директива | розмір шрифту | сімейство шрифту | сітка | тематичний стиль графіка]
Plot3D[{y1r[x1opt1, x2opt1, x3, x4] 0.03, y2r[x1opt2, x2opt2, x3, x4]}, {x3, x30 - dx3, x30 + dx3},
[графік функції 2-х змінних]
{x4, x40 - dx4, x40 + dx4}, PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"β, °", "θ, °", "ΔL, мм"},
[стиль графіка | зеле... | помаран... | позначення на осях]
LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"
[стиль помітки | директива | розмір шрифту | сімейство шрифту | сітка | тематичний стиль графіка]

```

Таблиця Б.9 – Лістинг коду Wolfram визначення залежності максимальних напруженостей на вигинах стояка і регуляторі жорсткості при третьому етапі чисельного моделювання

```

M1 = {{-1, -1, -1, -1, 0.556503068907563}, {-1, -1, -1, 0, 0.602928980595875},
{-1, -1, -1, 1, 1.01910214769544}, {-1, -1, 0, -1, 0.828648377489177},
.....
M2 = {{-1, -1, -1, -1, 70.8253280844156}, {-1, -1, -1, 0, 90.4663667207793},
{-1, -1, -1, 1, 102.877405357143}, {-1, -1, 0, -1, 82.6890780844156},
.....
nlm1 = NonlinearModelFit[M1,
[нелінійна регресія]
a00 + a10 * x1 + a20 * x2 + a30 * x3 + a40 * x4 +
a12 * x1 * x2 + a13 * x1 * x3 + a14 * x1 * x4 + a23 * x2 * x3 + a24 * x2 * x4 + a34 * x3 * x4 +
a11 * x1^2 + a22 * x2^2 + a33 * x3^2 + a44 * x4^2,
{a00, a10, a20, a30, a40, a12, a13, a14, a23, a24, a34, a11, a22, a33, a44}, {x1, x2, x3, x4}];
Normal[nlm1]
[нормальний вираз]
nlm1["ParameterTable"]
nlm1["ANOVATable"]
nlm2 = NonlinearModelFit[M2,
[нелінійна регресія]
a00 + a10 * x1 + a20 * x2 + a30 * x3 + a40 * x4 +
a12 * x1 * x2 + a13 * x1 * x3 + a14 * x1 * x4 + a23 * x2 * x3 + a24 * x2 * x4 + a34 * x3 * x4 +
a11 * x1^2 + a22 * x2^2 + a33 * x3^2 + a44 * x4^2,
{a00, a10, a20, a30, a40, a12, a13, a14, a23, a24, a34, a11, a22, a33, a44}, {x1, x2, x3, x4}];
Normal[nlm2]
[нормальний вираз]

```

```

nlm2["ParameterTable"]
nlm2["ANOVATable"]

x10 = 15;
dx1 = 15;
x20 = 15;
dx2 = 15;
x30 = 45;
dx3 = 45;
x40 = 0;
dx4 = 10;

y1r[x1_, x2_, x3_, x4_] = y1[(x1 - x10) / dx1, (x2 - x20) / dx2, (x3 - x30) / dx3, (x4 - x40) / dx4];
Simplify[y1r[α, γ, β, θ]]
|спростити
y2r[x1_, x2_, x3_, x4_] = y2[(x1 - x10) / dx1, (x2 - x20) / dx2, (x3 - x30) / dx3, (x4 - x40) / dx4];
Simplify[y2r[α, γ, β, θ]]
|спростити
FindMinimum[{y1r[x1, x2, x3, x4], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти мінімум
    x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4}, {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2},
    {x3, x30 - dx3}, {x4, x40 - dx4}]
FindMaximum[{y1r[x1, x2, x3, x4], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти максимум
    x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4}, {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2},
    {x3, x30 - dx3}, {x4, x40 - dx4}]
FindMinimum[{y2r[x1, x2, x3, x4], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти мінімум
    x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4}, {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2},
    {x3, x30 - dx3}, {x4, x40 - dx4}]
FindMaximum[{y2r[x1, x2, x3, x4], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти максимум
    x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3, x40 - dx4 ≤ x4 ≤ x40 + dx4}, {x1, x10 - dx1}, {x2, x20 - dx2},
    {x3, x30 - dx3}, {x4, x40 - dx4}]
x1opt = 9.792378999784802` ;
x2opt = 15;
x3opt = 31.7271695723779` ;
x4opt = -5.19005073438372` ;
y1r[x1opt, x2opt, x3opt, x4opt]
y2r[x1opt, x2opt, x3opt, x4opt]
Plot3D[{y1r[x1, x2, x3opt, x4opt], y2r[x1, x2, x3opt, x4opt]} / 100}, {x1, x10 - dx1, x10 + dx1},
|графік функції 2-х змінних
    {x2, x20 - dx2, x20 + dx2}, PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"α, °", "γ, °", "σ, МПа"},
    |стиль графіка |зеле... |помаран... |позначення на осях
    LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"
|стиль помітки |директива |розмір шрифту |сімейство шрифту |сітка |тематичний стиль графіка
Plot3D[{y1r[x1opt, x2opt, x3, x4], y2r[x1opt, x2opt, x3, x4]} / 100}, {x3, x30 - dx3, x30 + dx3},
|графік функції 2-х змінних
    {x4, x40 - dx4, x40 + dx4}, PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"β, °", "θ, °", "σ, МПа"},
    |стиль графіка |зеле... |помаран... |позначення на осях
    LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"
|стиль помітки |директива |розмір шрифту |сімейство шрифту |сітка |тематичний стиль графіка

```

## Додаток В

Результати експериментальних досліджень зусиль на пружному стояку з регулятором жорсткості

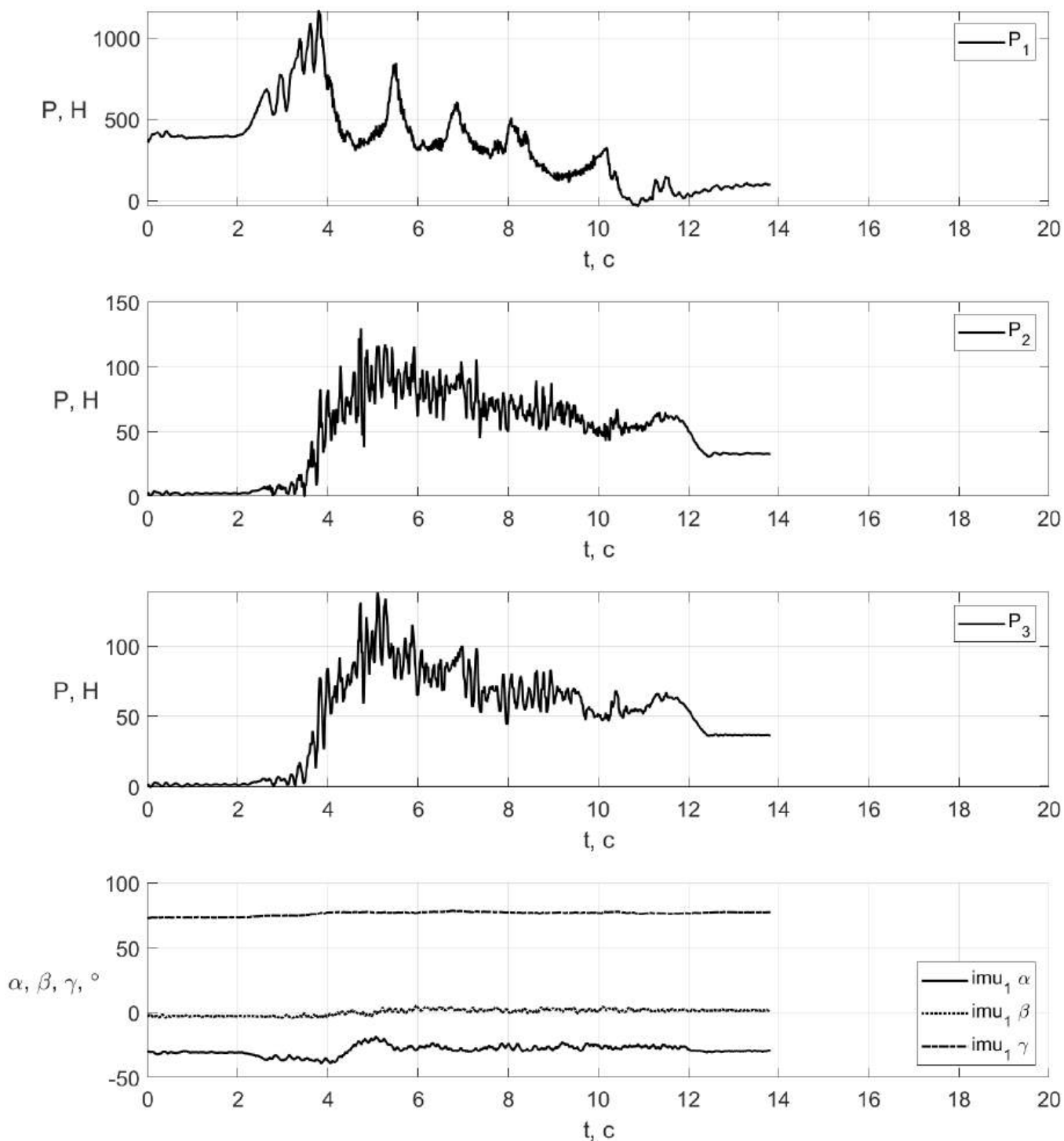


Рисунок В.1 – Залежності тягових зусиль  $P_1, P_2, P_3$  та кутів орієнтації датчику  $\alpha, \beta, \gamma$  при  $v = 1,7$  м/с,  $h = 0,14$  м,  $\theta = 6^\circ$

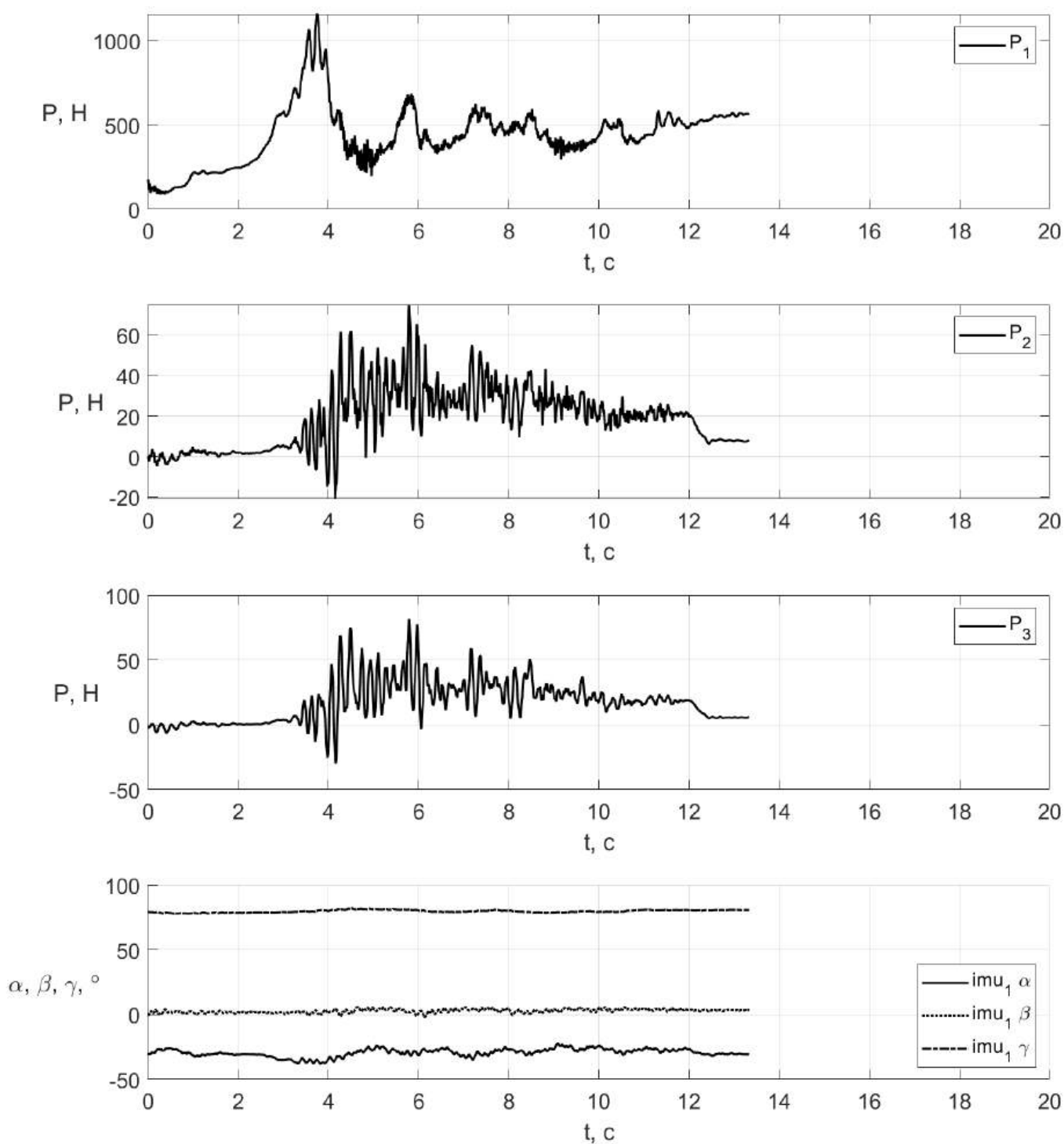


Рисунок В.2 – Залежності тягових зусиль  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  та кутів орієнтації датчику  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  при  $v = 1,7$  м/с,  $h = 0,06$  м,  $\theta = 6^\circ$

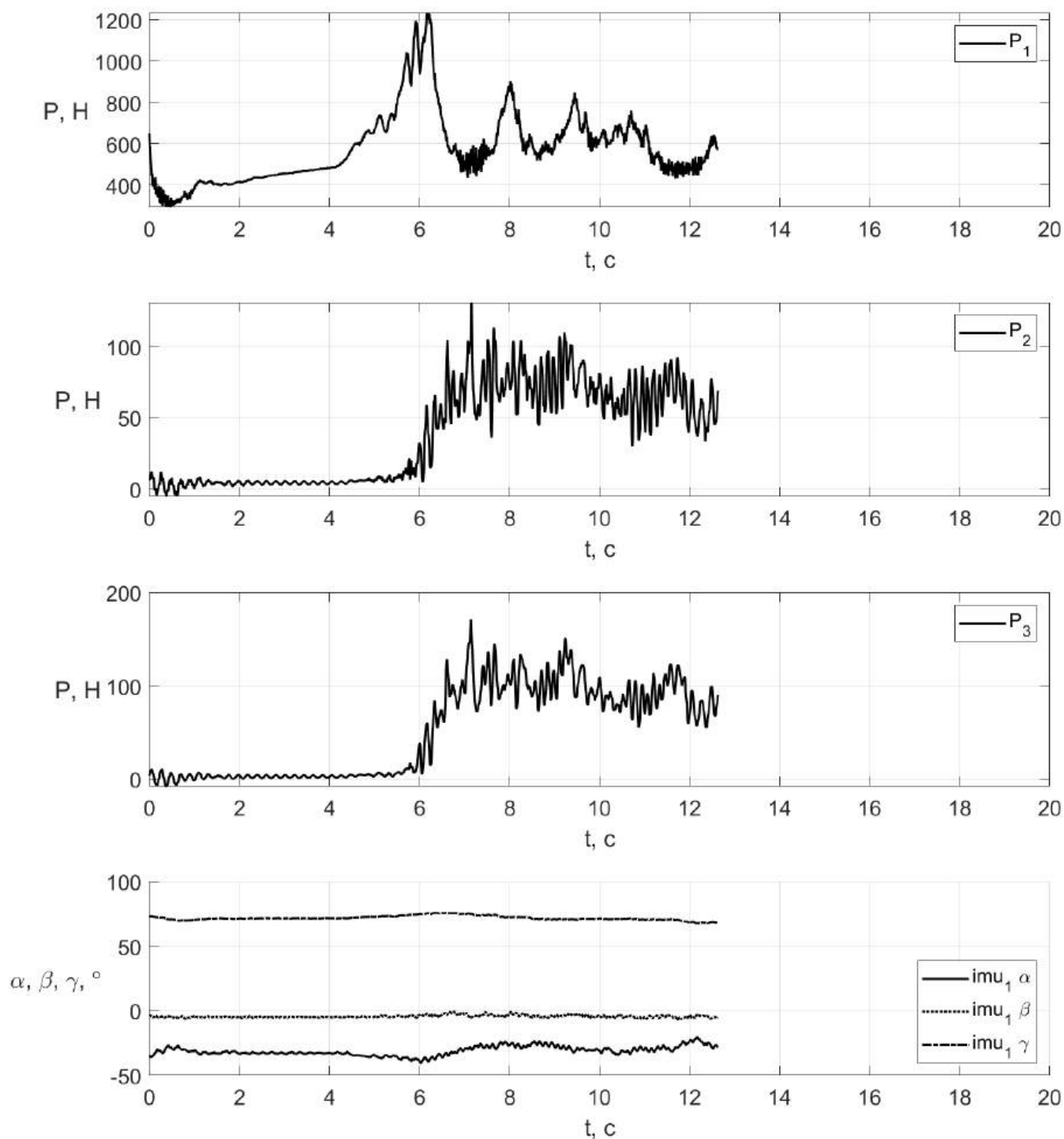


Рисунок В.3 – Залежності тягових зусиль  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  та кутів орієнтації датчику  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  при  $v = 1,7$  м/с,  $h = 0,14$  м,  $\theta = -6^\circ$

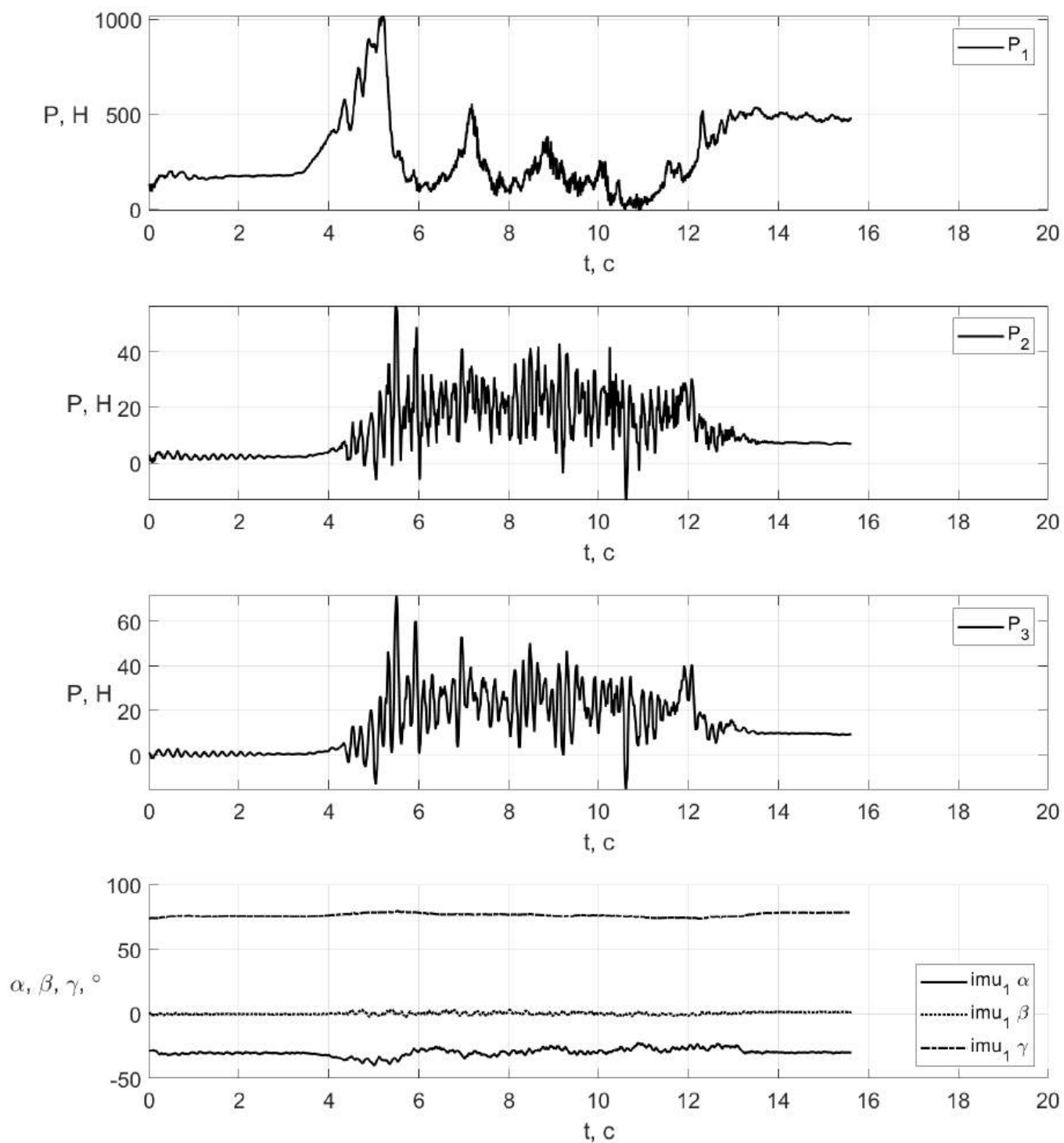


Рисунок В.4 – Залежності тягових зусиль  $P_1, P_2, P_3$  та кутів орієнтації датчику  $\alpha, \beta, \gamma$  при  $v = 1,7$  м/с,  $h = 0,06$  м,  $\theta = -6^\circ$

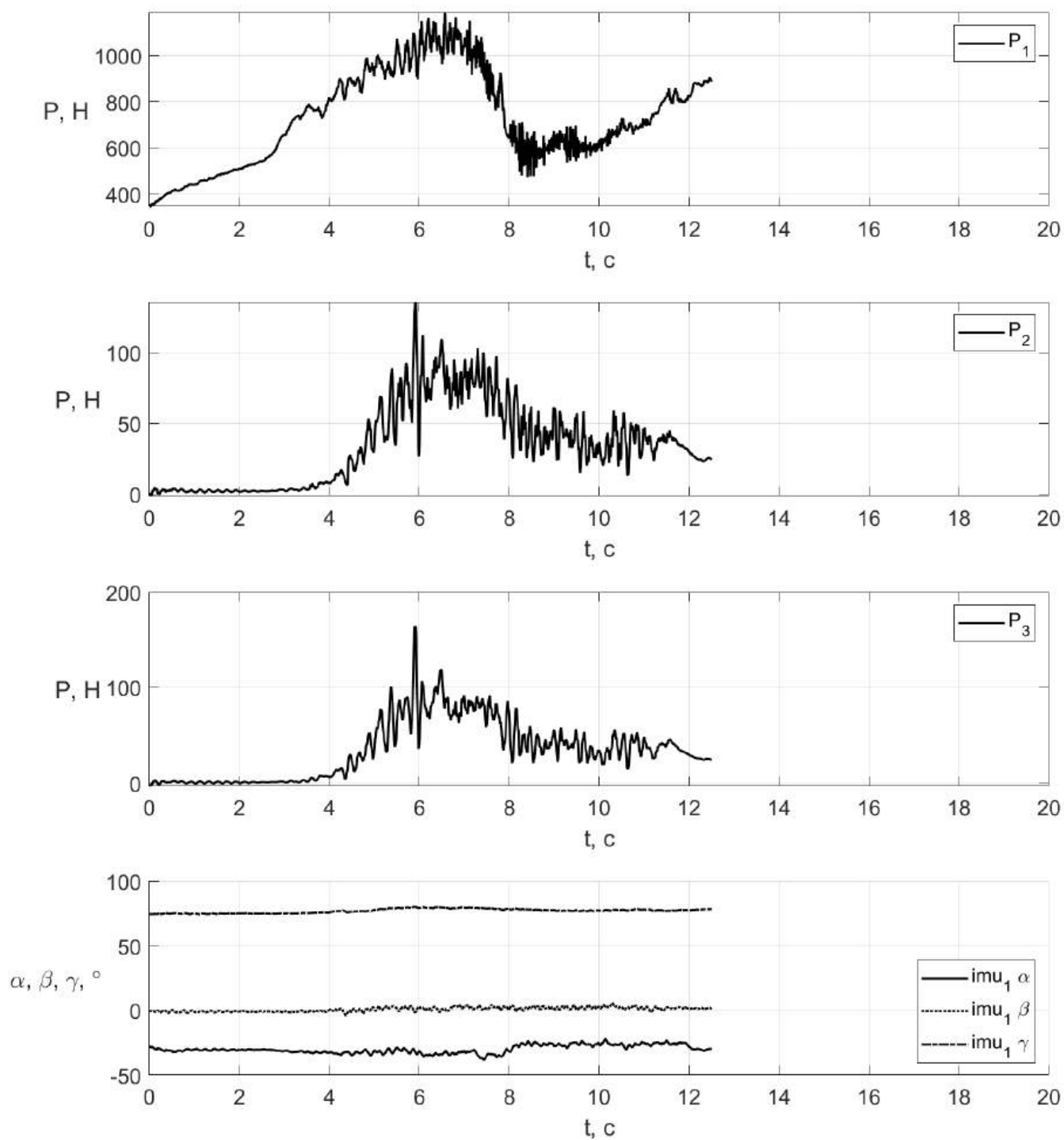


Рисунок В.5 – Залежності тягових зусиль  $P_1, P_2, P_3$  та кутів орієнтації датчику  $\alpha, \beta, \gamma$  при  $v = 2,4$  м/с,  $h = 0,1$  м,  $\theta = 6^\circ$

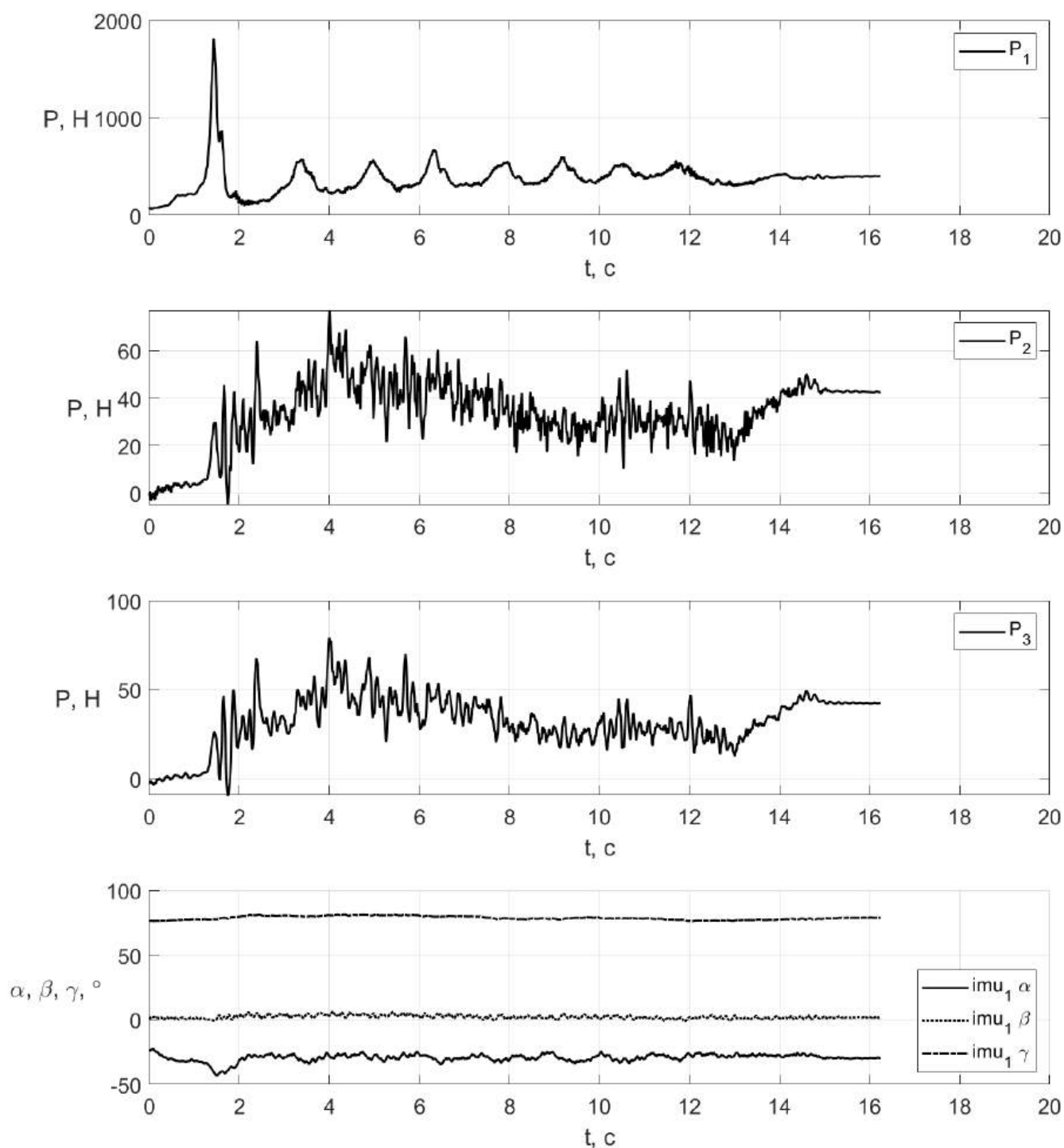


Рисунок В.6 – Залежності тягових зусиль  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  та кутів орієнтації датчику  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  при  $v = 1,0$  м/с,  $h = 0,1$  м,  $\theta = 6^\circ$

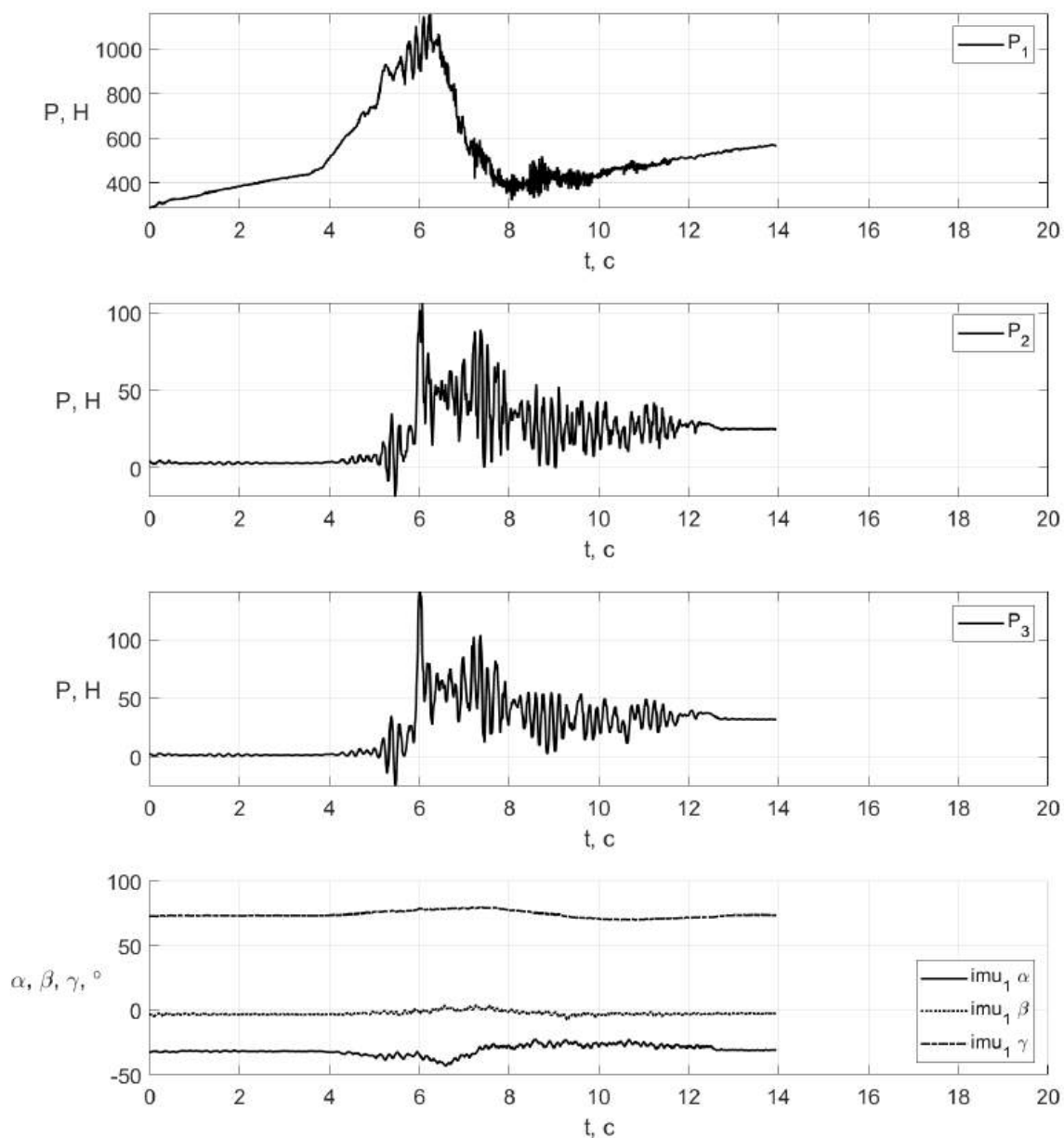


Рисунок В.7 – Залежності тягових зусиль  $P_1, P_2, P_3$  та кутів орієнтації датчику  $\alpha, \beta, \gamma$  при  $v = 2,4$  м/с,  $h = 0,1$  м,  $\theta = -6^\circ$

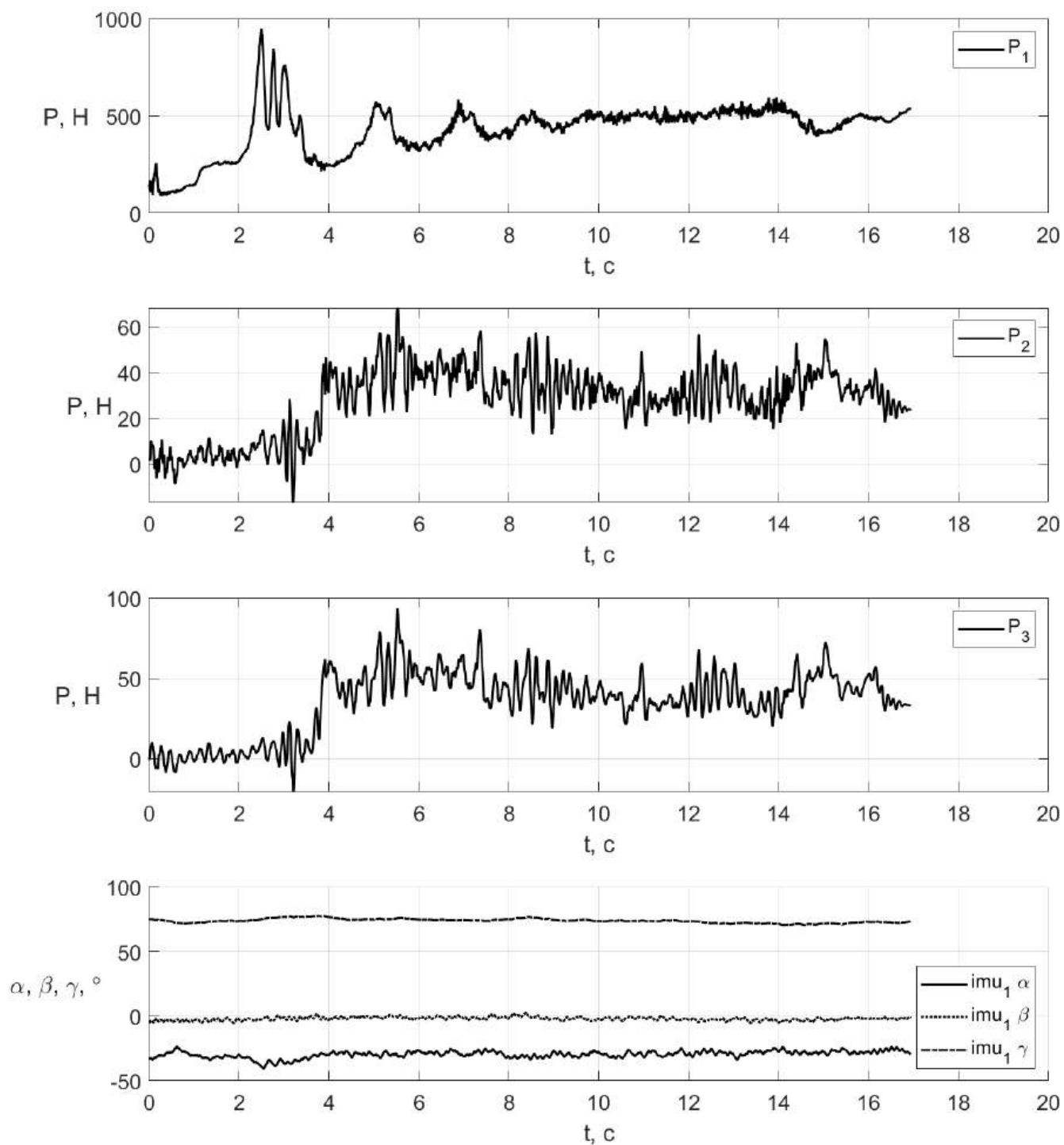


Рисунок В.8 – Залежності тягових зусиль  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  та кутів орієнтації датчику  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  при  $v = 1,0$  м/с,  $h = 0,1$  м,  $\theta = -6^\circ$

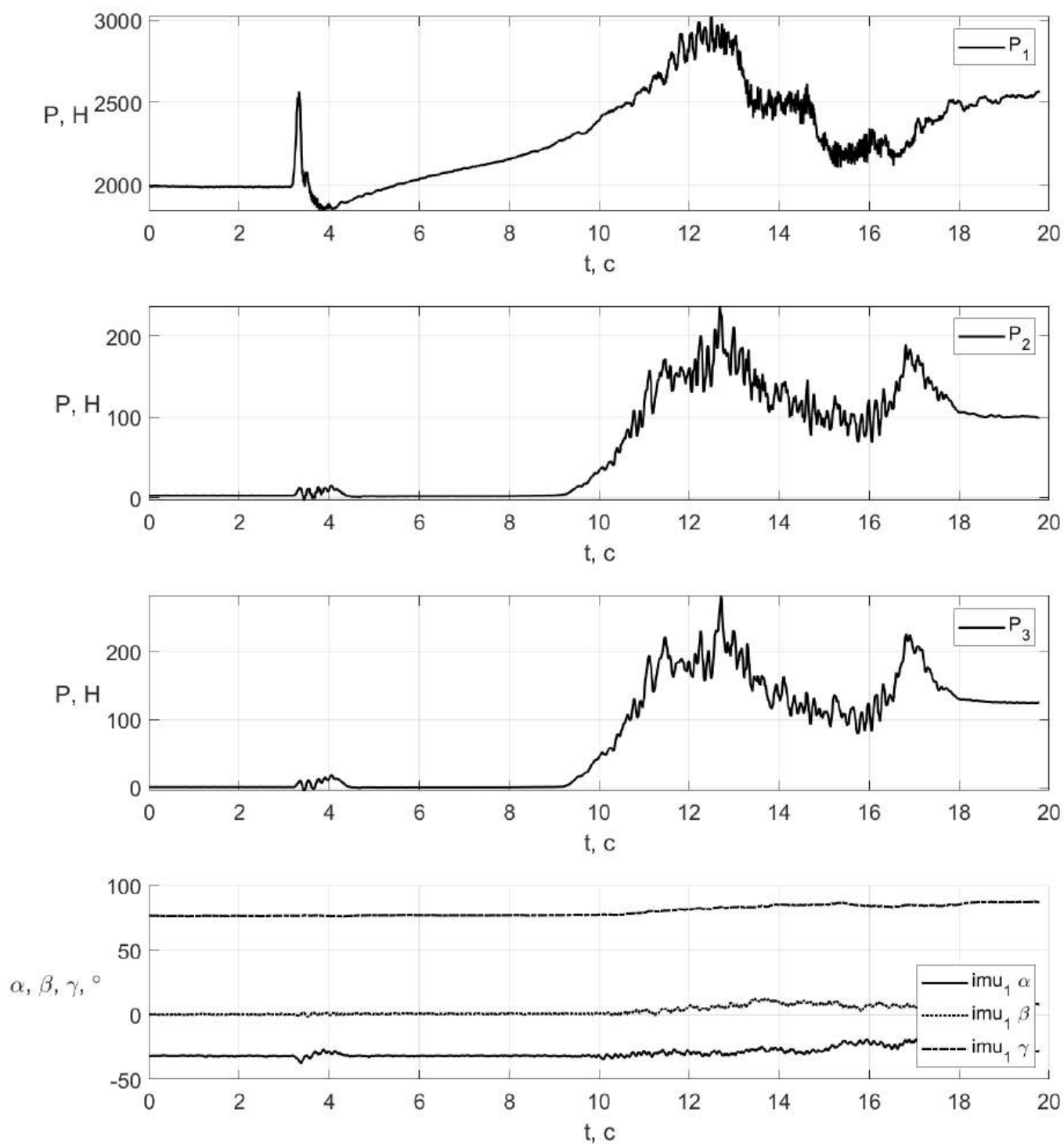


Рисунок В.9 – Залежності тягових зусиль  $P_1, P_2, P_3$  та кутів орієнтації датчику  $\alpha, \beta, \gamma$  при  $v = 2,4$  м/с,  $h = 0,14$  м,  $\theta = 0^\circ$

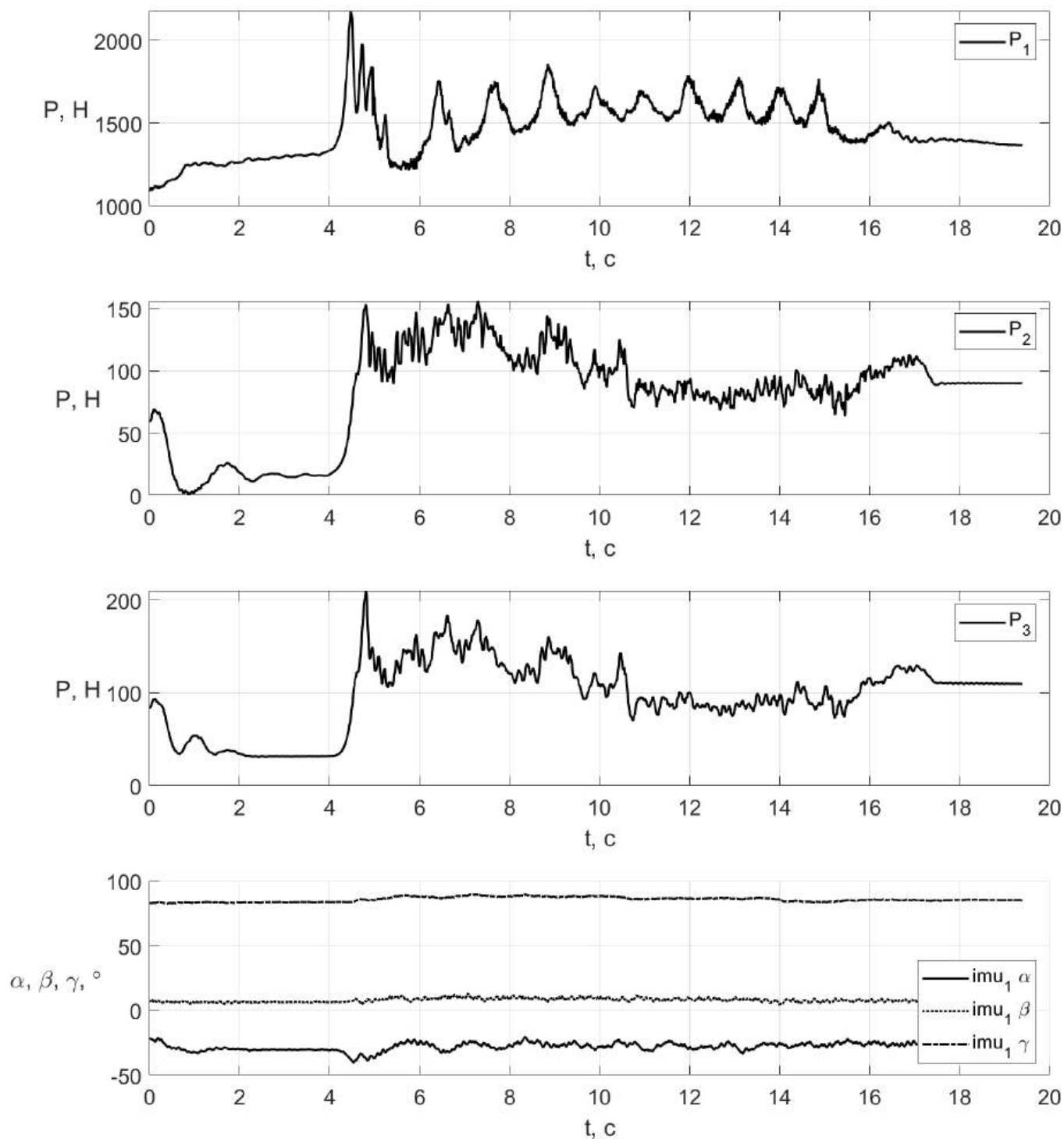


Рисунок В.10 – Залежності тягових зусиль  $P_1, P_2, P_3$  та кутів орієнтації датчику  $\alpha, \beta, \gamma$  при  $v = 1,0$  м/с,  $h = 0,14$  м,  $\theta = 0^\circ$

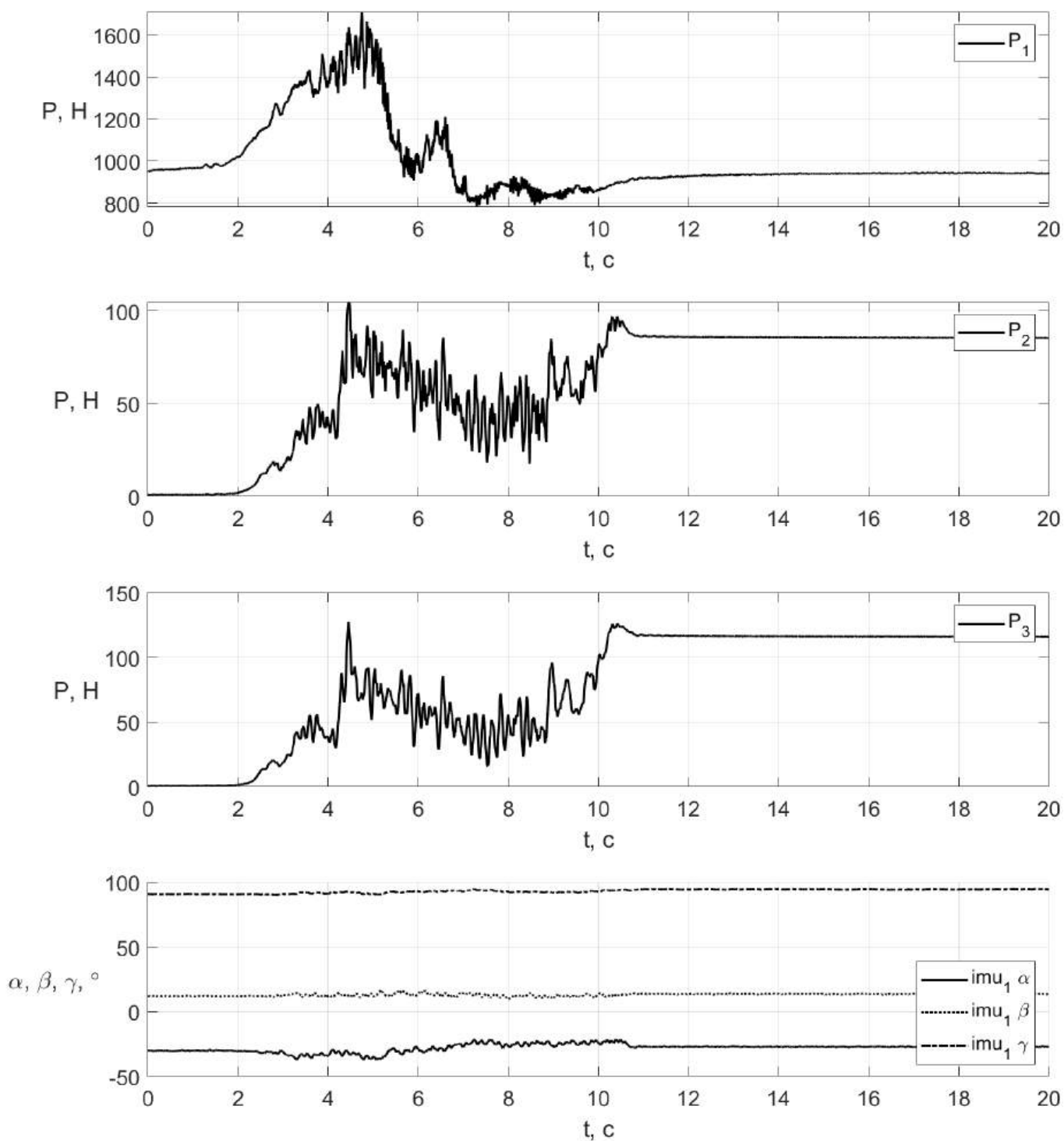


Рисунок В.11 – Залежності тягових зусиль  $P_1, P_2, P_3$  та кутів орієнтації датчику  $\alpha, \beta, \gamma$  при  $v = 2,4$  м/с,  $h = 0,06$  м,  $\theta = 0^\circ$

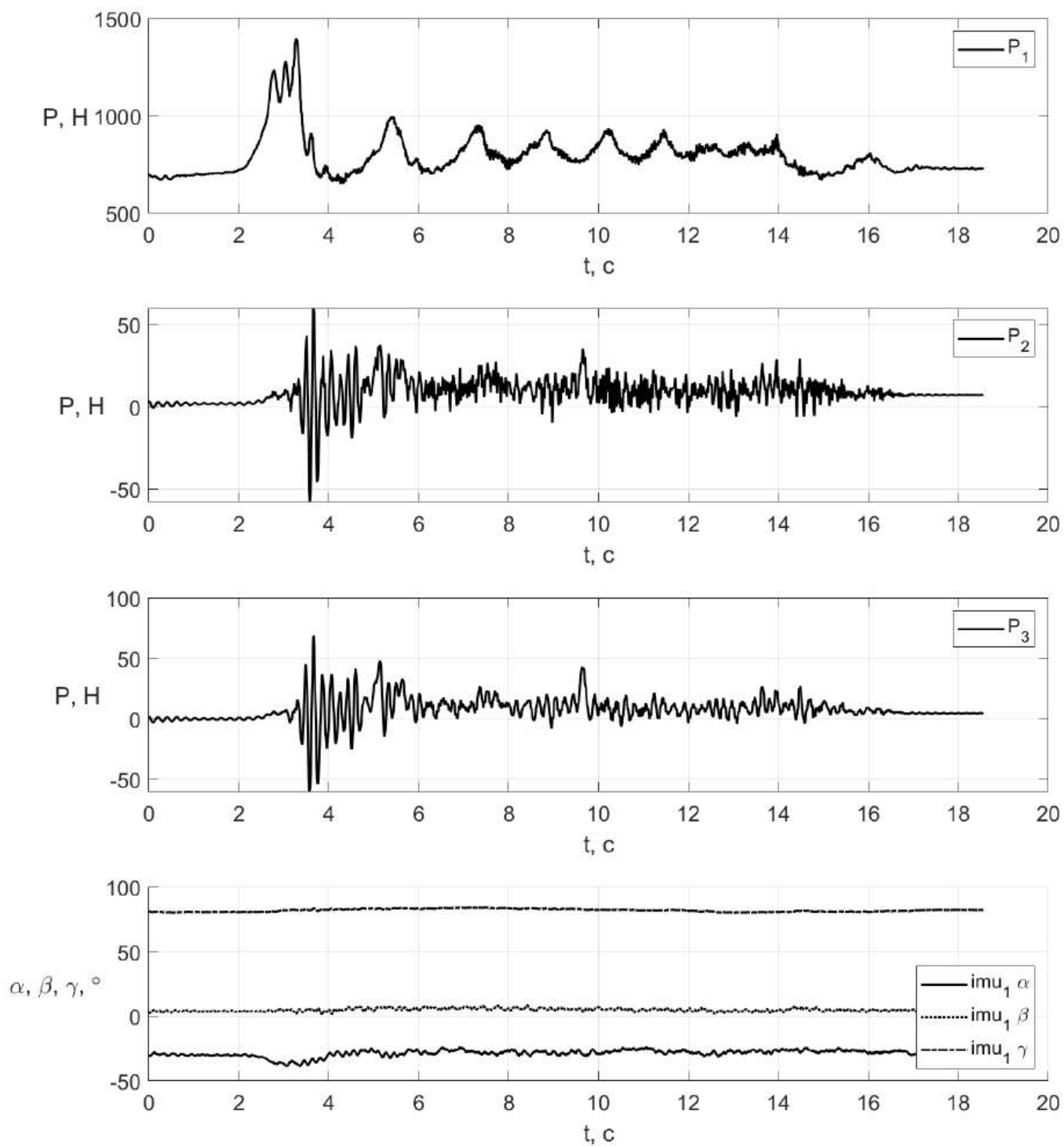


Рисунок В.12 – Залежності тягових зусиль  $P_1, P_2, P_3$  та кутів орієнтації датчику  $\alpha, \beta, \gamma$  при  $v = 1,0$  м/с,  $h = 0,06$  м,  $\theta = 0^\circ$

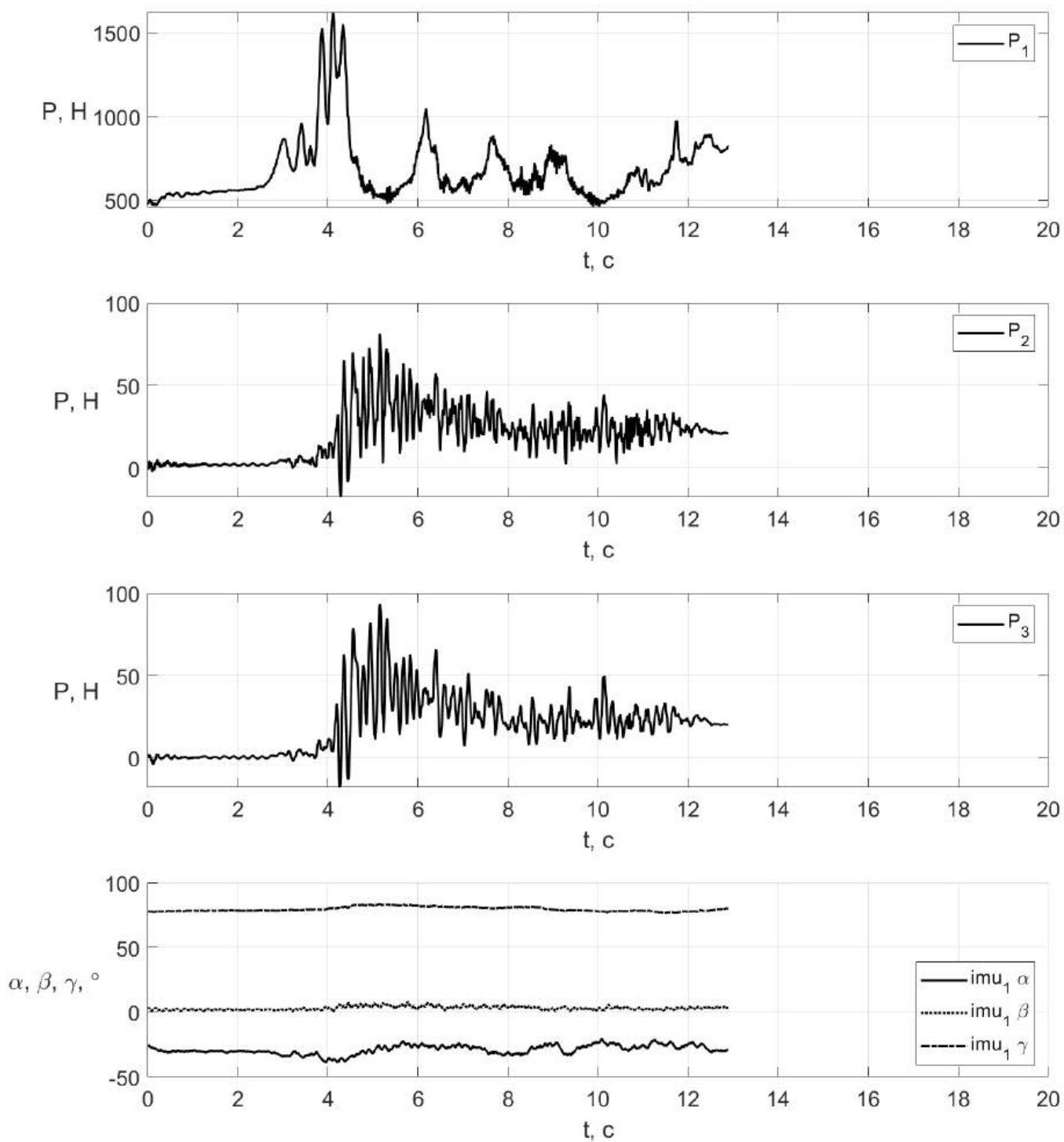


Рисунок В.13 – Залежності тягових зусиль  $P_1, P_2, P_3$  та кутів орієнтації датчику  $\alpha, \beta, \gamma$  при  $v = 1,7$  м/с,  $h = 0,1$  м,  $\theta = 0^\circ$

Таблиця В.1 – Результати експериментальних досліджень

№	x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	x <sub>3</sub>	θ, °	h, м	V, м/с	P <sub>1</sub> , Н	P <sub>2</sub> , Н	P <sub>3</sub> , Н	σ <sub>p1</sub> , Н	ω, Гц
1	1	1	0	6	0,14	1,7	596,3	76,7	43,3	76,2	60,9
2	1	-1	0	6	0,06	1,7	389,7	27,2	15	48,7	55,3
3	-1	1	0	-6	0,14	1,7	1177,1	103,6	56,1	107,9	64,2
4	-1	-1	0	-6	0,06	1,7	811	52,7	28,2	75,4	55,4
5	1	0	1	6	0,1	2,4	621,5	65,9	34,6	59,4	58,2
6	1	0	-1	6	0,1	1	312,8	46,7	25,4	37,7	54,5
7	-1	0	1	-6	0,1	2,4	1094,3	89,5	47,3	99,9	61,2
8	-1	0	-1	-6	0,1	1	841,4	60,1	31,5	76,2	59,9
9	0	1	1	0	0,14	2,4	1421,8	104,7	58,6	126,8	59,2
10	0	1	-1	0	0,14	1	1026,4	88,8	48,6	91,5	56,4
11	0	-1	1	0	0,06	2,4	991,3	61,3	32,9	90,1	53,4
12	0	-1	-1	0	0,06	1	667,5	35	18,4	60,2	52
13	0	0	0	0	0,1	1,7	1177,8	76,9	39,8	103,6	58,2
14	0	0	0	0	0,1	1,7	1161,1	71,5	35,7	87,1	56,9
15	0	0	0	0	0,1	1,7	1199,8	74,2	37,1	89,9	56,7

Таблиця В.2 – Лістинг коду Wolfram визначення середнього значення сили з датчика тягового зусилля рами

```

M1 = {{1, 1, 0, 596.3}, {1, -1, 0, 389.7}, {-1, 1, 0, 1177.1}, {-1, -1, 0, 811},
      {1, 0, 1, 621.5}, {1, 0, -1, 312.8}, {-1, 0, 1, 1094.3}, {-1, 0, -1, 841.4},
      {0, 1, 1, 1421.8}, {0, 1, -1, 1026.4}, {0, -1, 1, 991.3}, {0, -1, -1, 667.5},
      {0, 0, 0, 1177.8}, {0, 0, 0, 1161.1}, {0, 0, 0, 1199.8}};
nlm1 = NonlinearModelFit[M1,
  |нелінійна регресія
  a00 + a10 * x1 + a20 * x2 + a30 * x3 +
  a12 * x1 * x2 + a13 * x1 * x3 + a23 * x2 * x3 +
  a11 * x1^2 + a22 * x2^2 + a33 * x3^2,
  {a00, a10, a20, a30, a12, a13, a23, a11, a22, a33}, {x1, x2, x3}];
Normal[nlm1]
|нормальний вираз
nlm1["ParameterTable"]
nlm1["ANOVATable"]
nlm1["RSquared"]
x10 = 0;
dx1 = 6;
x20 = 0.1;
dx2 = 0.04;
x30 = 1.7;
dx3 = 0.7;
y1r[x1_, x2_, x3_] = y1[(x1 - x10) / dx1, (x2 - x20) / dx2, (x3 - x30) / dx3];

```

```

Expand[y1r[ $\theta$ , h, V]]
|розкрити дужки
FindMinimum[{y1r[x1, x2, x3], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти мінімум
  x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3}, {x1, x10 - 0 dx1}, {x2, x20 - 0 dx2}, {x3, x30 - 0 dx3}]
FindMaximum[{y1r[x1, x2, x3], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти максимум
  x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3}, {x1, x10 - 0 dx1}, {x2, x20 - 0 dx2}, {x3, x30 - 0 dx3}]

Plot3D[{y1r[x1, x2, x30]}, {x1, x10 - dx1, x10 + dx1}, {x2, x20 - dx2, x20 + dx2},
|графік функції 2-х змінних
  PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {" $\theta$ ", "h, M", "P1, H"},
|стиль графіка |зеле... |помаран... |позначення на осях
  LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"
|стиль помітки |директива |розмір шрифту |сімейство шрифту |сітка |тематичний стиль графіка

Plot3D[{y1r[x10, x2, x3]}, {x2, x20 - dx2, x20 + dx2}, {x3, x30 - dx3, x30 + dx3},
|графік функції 2-х змінних
  PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"h, M", "V, M/c", "P1, H"},
|стиль графіка |зеле... |помаран... |позначення на осях
  LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"
|стиль помітки |директива |розмір шрифту |сімейство шрифту |сітка |тематичний стиль графіка

```

Таблиця В.3 – Лістинг коду Wolfram визначення середньоквадратичного відхилення сили, зафіксованої датчиком тягового зусилля рами

```

M1 = {{1, 1, 0, 76.2}, {1, -1, 0, 48.7}, {-1, 1, 0, 107.9}, {-1, -1, 0, 75.4}, {1, 0, 1, 59.4},
  {1, 0, -1, 37.7}, {-1, 0, 1, 99.9}, {-1, 0, -1, 76.2}, {0, 1, 1, 126.8}, {0, 1, -1, 91.5},
  {0, -1, 1, 90.1}, {0, -1, -1, 60.2}, {0, 0, 0, 103.6}, {0, 0, 0, 87.1}, {0, 0, 0, 89.9}};

nlm1 = NonlinearModelFit[M1,
|нелінійна регресія
  a00 + a10 * x1 + a20 * x2 + a30 * x3 +
  a12 * x1 * x2 + a13 * x1 * x3 + a23 * x2 * x3 +
  a11 * x1^2 + a22 * x2^2 + a33 * x3^2,
  {a00, a10, a20, a30, a12, a13, a23, a11, a22, a33}, {x1, x2, x3}];

Normal[nlm1]
|нормальний вираз
nlm1["ParameterTable"]
nlm1["ANOVATable"]
nlm1["RSquared"]

x10 = 0;
dx1 = 6;
x20 = 0.1;
dx2 = 0.04;
x30 = 1.7;
dx3 = 0.7;
y1r[x1_, x2_, x3_] = y1[(x1 - x10) / dx1, (x2 - x20) / dx2, (x3 - x30) / dx3];
Expand[y1r[ $\theta$ , h, V]]
|розкрити дужки

```

```

FindMinimum[{y1r[x1, x2, x3], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
[знайти мінімум
  x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3], {x1, x10 - 0 dx1}, {x2, x20 - 0 dx2}, {x3, x30 - 0 dx3}]
FindMaximum[{y1r[x1, x2, x3], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
[знайти максимум
  x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3], {x1, x10 - 0 dx1}, {x2, x20 - 0 dx2}, {x3, x30 - 0 dx3}]
Plot3D[{y1r[x1, x2, x30]}, {x1, x10 - dx1, x10 + dx1}, {x2, x20 - dx2, x20 + dx2},
[графік функції 2-х змінних
  PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"θ, °", "h, м", "σ1, Н"},
[стиль графіка [зеле... [помаран... [позначення на осях
  LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"]
[стиль помітки [директива [розмір шрифту [сімейство шрифту [сітка [тематичний стиль графіка
  Plot3D[{y1r[x10, x2, x3]}, {x2, x20 - dx2, x20 + dx2}, {x3, x30 - dx3, x30 + dx3},
[графік функції 2-х змінних
  PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"h, м", "V, м/с", "σ1, Н"},
[стиль графіка [зеле... [помаран... [позначення на осях
  LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"]
[стиль помітки [директива [розмір шрифту [сімейство шрифту [сітка [тематичний стиль графіка

```

Таблиця В.4 – Лістинг коду Wolfram визначення середніх значень сил, зафіксованих датчиками тягового зусилля у верхній (P<sub>2</sub>) та крайній (P<sub>3</sub>) точках стояка

```

M1 = {{1, 1, 0, 76.7}, {1, -1, 0, 27.2}, {-1, 1, 0, 103.6}, {-1, -1, 0, 52.7}, {1, 0, 1, 65.9},
  {1, 0, -1, 46.7}, {-1, 0, 1, 89.5}, {-1, 0, -1, 60.1}, {0, 1, 1, 104.7}, {0, 1, -1, 88.8},
  {0, -1, 1, 61.3}, {0, -1, -1, 35}, {0, 0, 0, 76.9}, {0, 0, 0, 71.5}, {0, 0, 0, 74.2}};
nlm1 = NonlinearModelFit[M1,
[нелінійна регресія
  a00 + a10 * x1 + a20 * x2 + a30 * x3 +
  a12 * x1 * x2 + a13 * x1 * x3 + a23 * x2 * x3 +
  a11 * x1^2 + a22 * x2^2 + a33 * x3^2,
  {a00, a10, a20, a30, a12, a13, a23, a11, a22, a33}, {x1, x2, x3}];
Normal[nlm1]
[нормальний вираз
nlm1["ParameterTable"]
nlm1["ANOVATable"]
nlm1["RSquared"]
M2 = {{1, 1, 0, 43.3}, {1, -1, 0, 15}, {-1, 1, 0, 56.1}, {-1, -1, 0, 28.2}, {1, 0, 1, 34.6},
  {1, 0, -1, 25.4}, {-1, 0, 1, 47.3}, {-1, 0, -1, 31.5}, {0, 1, 1, 58.6}, {0, 1, -1, 48.6},
  {0, -1, 1, 32.9}, {0, -1, -1, 18.4}, {0, 0, 0, 39.8}, {0, 0, 0, 35.7}, {0, 0, 0, 37.1}};
nlm2 = NonlinearModelFit[M2,
[нелінійна регресія
  a00 + a10 * x1 + a20 * x2 + a30 * x3 +
  a12 * x1 * x2 + a13 * x1 * x3 + a23 * x2 * x3 +
  a11 * x1^2 + a22 * x2^2 + a33 * x3^2,
  {a00, a10, a20, a30, a12, a13, a23, a11, a22, a33}, {x1, x2, x3}];
Normal[nlm2]
[нормальний вираз
nlm2["ParameterTable"]
nlm2["ANOVATable"]
nlm2["RSquared"]

```

```

x10 = 0;
dx1 = 6;
x20 = 0.1;
dx2 = 0.04;
x30 = 1.7;
dx3 = 0.7;
y1r[x1_, x2_, x3_] = y1[(x1 - x10) / dx1, (x2 - x20) / dx2, (x3 - x30) / dx3];
y2r[x1_, x2_, x3_] = y2[(x1 - x10) / dx1, (x2 - x20) / dx2, (x3 - x30) / dx3];
Expand[y1r[θ, h, V]]
|розкрити дужки
Expand[y2r[θ, h, V]]
|розкрити дужки
FindMinimum[{y1r[x1, x2, x3], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти мінімум
    x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3}, {x1, x10 - 0 dx1}, {x2, x20 - 0 dx2}, {x3, x30 - 0 dx3}]
FindMaximum[{y1r[x1, x2, x3], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти максимум
    x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3}, {x1, x10 - 0 dx1}, {x2, x20 - 0 dx2}, {x3, x30 - 0 dx3}]
FindMinimum[{y2r[x1, x2, x3], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти мінімум
    x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3}, {x1, x10 - 0 dx1}, {x2, x20 - 0 dx2}, {x3, x30 - 0 dx3}]
FindMaximum[{y2r[x1, x2, x3], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти максимум
    x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3}, {x1, x10 - 0 dx1}, {x2, x20 - 0 dx2}, {x3, x30 - 0 dx3}]
Plot3D[{y1r[x1, x2, x30], y2r[x1, x2, x30]}, {x1, x10 - dx1, x10 + dx1}, {x2, x20 - dx2, x20 + dx2},
|графік функції 2-х змінних
PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"θ, °", "h, м", "P2 (P3), Н"},
|стиль графіка |зеле... |помаран... |позначення на осях
LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"
|стиль помітки |директива |розмір шрифту |сімейство шрифту |сітка |тематичний стиль графіка
Plot3D[{y1r[x10, x2, x3], y2r[x10, x2, x3]}, {x2, x20 - dx2, x20 + dx2}, {x3, x30 - dx3, x30 + dx3},
|графік функції 2-х змінних
PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"h, м", "V, м/с", "P2 (P3), Н"},
|стиль графіка |зеле... |помаран... |позначення на осях
LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"
|стиль помітки |директива |розмір шрифту |сімейство шрифту |сітка |тематичний стиль графіка

```

Таблиця В.5 – Лістинг коду Wolfram визначення частоти коливань робочого органу

```

M1 = {{1, 1, 0, 60.9}, {1, -1, 0, 55.3}, {-1, 1, 0, 64.2}, {-1, -1, 0, 55.4}, {1, 0, 1, 58.2},
    {1, 0, -1, 54.5}, {-1, 0, 1, 61.2}, {-1, 0, -1, 59.9}, {0, 1, 1, 59.2}, {0, 1, -1, 56.4},
    {0, -1, 1, 53.4}, {0, -1, -1, 52}, {0, 0, 0, 58.2}, {0, 0, 0, 56.9}, {0, 0, 0, 56.7}};
nlm1 = NonlinearModelFit[M1,
|нелінійна регресія
    a00 + a10 * x1 + a20 * x2 + a30 * x3 +
    a12 * x1 * x2 + a13 * x1 * x3 + a23 * x2 * x3 +
    a11 * x1^2 + a22 * x2^2 + a33 * x3^2,
    {a00, a10, a20, a30, a12, a13, a23, a11, a22, a33}, {x1, x2, x3}];
Normal[nlm1]
|нормальний вираз
nlm1["ParameterTable"]

```

```

nlm1["ANOVATable"]
nlm1["RSquared"]

dx1 = 6;
x20 = 0.1;
dx2 = 0.04;
x30 = 1.7;
dx3 = 0.7;
y1r[x1_, x2_, x3_] = y1[(x1 - x10) / dx1, (x2 - x20) / dx2, (x3 - x30) / dx3];
Expand[y1r[0, h, V]]
|розкрити дужки
FindMinimum[{y1r[x1, x2, x3], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти мінімум
    x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3}, {x1, x10 - 0 dx1}, {x2, x20 - 0 dx2}, {x3, x30 - 0 dx3}]
FindMaximum[{y1r[x1, x2, x3], x10 - dx1 ≤ x1 ≤ x10 + dx1, x20 - dx2 ≤ x2 ≤ x20 + dx2,
|знайти максимум
    x30 - dx3 ≤ x3 ≤ x30 + dx3}, {x1, x10 - 0 dx1}, {x2, x20 - 0 dx2}, {x3, x30 - 0 dx3}]
Plot3D[{y1r[x1, x2, x30]}, {x1, x10 - dx1, x10 + dx1}, {x2, x20 - dx2, x20 + dx2},
|графік функції 2-х змінних
PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"θ, °", "h, м", "ω, Гц "},
|стиль графіка |зеле... |помаран... |позначення на осях
LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"]
|стиль помітки |директива |розмір шрифту |сімейство шрифту |сітка |тематичний стиль графіка
Plot3D[{y1r[x10, x2, x3]}, {x2, x20 - dx2, x20 + dx2}, {x3, x30 - dx3, x30 + dx3},
|графік функції 2-х змінних
PlotStyle → {Green, Orange}, AxesLabel → {"h, м", "V, м/с", "ω, Гц "},
|стиль графіка |зеле... |помаран... |позначення на осях
LabelStyle → Directive[FontSize → 14, FontFamily → "Times"], Mesh → 20, PlotTheme → "Detailed"]
|стиль помітки |директива |розмір шрифту |сімейство шрифту |сітка |тематичний стиль графіка


```


## Додаток Г

## Акт впровадження результатів науково-дослідної роботи

«Затверджую»  
В.о Ректора Державного біотехнологічного університету

«Затверджую»  
Директор ПФ «Хартехпром-97»

 Журашова А.І.  
2025 р.

 Логвінов Ю.І.  
«06» серпня 2025 р.

**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ**  
результатів науково-дослідної роботи



Ми, що нижче підписалися, представник ПФ «Хартехпром-97» заступник директора по виробництву Радченко О.В. та представники Державного біотехнологічного університету: професор кафедри агроінженерії Козаченко О.В. і аспірант Волковський О.М. склали цей акт про те, що результати науково-дослідної роботи по підвищенню ефективності застосування ґрунтообробного знаряддя з кріпленням робочих органів на пружних стояках для поверхневого обробітку ґрунту, що виконана на кафедрі агроінженерії Державного біотехнологічного університету, впроваджені на ПФ «Хартехпром-97».

1. Вид впровадження результатів: результати теоретичних і експериментальних досліджень удосконаленого ґрунтообробного знаряддя з дисковими робочими органами.
2. Форма впровадження: передача результатів теоретичних і експериментальних досліджень на ПФ «Хартехпром-97» для наступного використання при проектуванні і виготовленні та ґрунтообробних машин з пружним кріпленням робочих органів.
3. Дослідна експериментальна перевірка застосування ґрунтообробного знаряддя показала його ефективність на обробітку ґрунту, що зумовлює підвищення якості та зменшення енергоємності процесу.

Представник ПФ «Хартехпром-97»

О.В. Радченко 

Представники ДБТУ

О.В. Козаченко  О.М. Волковський 

## Додаток Д

**Акт проведення польових експлуатаційних випробувань експериментального  
дискового знаряддя**

<p>«ЗАТВЕРДЖУЮ»          Декан факультету мехатроніки          та інженерингу ДБТУ            В.В. Бредихін          «30 вересня» 2025 р.</p>	<p>«ЗАТВЕРДЖУЮ»          Директор ФОП          «Франковський»            В.С. Франковський          «30 вересня» 2025 р.</p>
<p><b>Акт</b>  <b>проведення польових експлуатаційних випробувань</b>  <b>експериментального дискового знаряддя</b></p>	
<p>Ми, що нижче підписалися, представники ФОП «Франковський» агроном Колісник В.М., тракторист Гаркуша І.М. та представники Державного біотехнологічного університету доктор технічних наук, професор Козаченко О.В., аспірант Волковський О.М. склали дійсний акт про проведення виробничих випробувань експериментального зразку дискового знаряддя для поверхневого обробітку ґрунту.</p>	
<p>Випробування модернізованого дискатора проводились на полях ФОП «Франковський» Берестинського району, Харківської обл., протягом 2025 року. Площа обробітку ґрунту експериментальним знаряддям на кінець сезону склала 150 Га.</p>	
<p>Місце проведення випробувань мало наступні характеристики: попередник – стерня соняшнику, рельєф – рівний, тип ґрунту – чорнозем типовий з вмістом гумусу 5,1%, фізичної глини – 58%. Середнє значення вологості ґрунту становило 22,5%.</p>	
<p>Експериментальні виробничі дослідження показали, що застосування експериментального дискатора в агрегаті з трактором ХТЗ-242 забезпечує якісне виконання процесу поверхневого обробітку ґрунту.</p>	
<p>ПРИМІТКА: цей акт не є підставою для фінансової відповідальності та взаємних грошових розрахунків.</p>	
<p>Представник ФОП          «Франковський»          Представники ДБТУ</p>	<p>В.С. Франковський          О.В. Козаченко          О.М. Волковський</p>

## Додаток Е

Список публікацій здобувача, у яких викладено основні наукові результати дисертаційного дослідження

### *Статті у наукових фахових виданнях України зі спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»:*

1. Козаченко О.В., Сєдих К.В., **Волковський О.М.** Фізико-математична модель взаємодії диска з ґрунтом. *Інженерія природокористування*. 2020. № 2(16). С. 69–77. DOI: [https://doi.org/10.37700/enm.2020.2\(16\).69-77](https://doi.org/10.37700/enm.2020.2(16).69-77) (Здобувачу належить розробка фізико-математичної моделі взаємодії диска з ґрунтом)

2. Козаченко О., Сєдих К., **Волковський О.** Теоретичний аналіз силової взаємодії дискового робочого органу з ґрунтовим середовищем. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. 2023. № 13(1). С. 1–13. DOI: <https://doi.org/10.31388/sbtsatu.v13i1.357> (Здобувачу належить проведення теоретичного аналізу)

3. Козаченко О.В., **Волковський О.М.** Моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2024 № 1 (112). С. 11–22. DOI: <https://doi.org/10.37128/2306-8744-2024-1-2>. (Здобувачу належить проведення моделювання і аналіз отриманих даних)

4. Козаченко О.В., **Волковський О.М.**, Дьяконов С.О. Методика чисельного моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка з регулятором жорсткості. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2024. Вип. 54. С. 142–152. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2024.54.142-152> (Здобувачу належить розробка методики моделювання)

5. Козаченко О.В., **Волковський О.М.** Результати експериментальних досліджень пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2025. № 26. С. 163–176. DOI: <https://doi.org/10.64165/journal-ts.2025.26.163-176> (Здобувачу належить проведення експериментальних досліджень і обробка даних)

**Патенти України:**

6. Дискатор: пат. 153663 Україна: А01В23/00. Винах.: Козаченко О.В., Бакум М.В., **Волковський О.М.**, Крекот М.М. Заявник: Державний біотехнологічний університет. № и 2023 00183; заявл. 19.01.2023; опубл. 09.08.2023, Бюл. № 32. 5 с. *(Здобувачу належить ідея щодо використання пружних регулювальних пластин)*

7. Дискатор: пат. 157636 Україна: А01В23/00. Винах.: Козаченко О.В., Бакум М.В., **Волковський О.М.**, Крекот М.М., Дьяконов С.О. Заявник: Державний біотехнологічний університет. № и 2024 02568; заявл. 14.05.2024; опубл. 06.11.2024, Бюл. № 45. 5 с. *(Здобувачу належить ідея встановлення змінних клиноподібних прокладок з напрямом клину вздовж поперечного бруса рами)*

**Тези і матеріали конференцій:**

8. **Волковський О.М.**, Іванов Д.В. Дослідження взаємодії робочого органу дискатора з ґрунтом. *Матеріали XVII Міжнародного форуму молоді «Молодь і сільськогосподарська техніка у XXI сторіччі» (25–26 березня 2021 р.). Харків: ХНТУСГ, 2021. С. 5. (Здобувачу належить проведення досліджень взаємодії робочого органу дискатора з ґрунтом)*

9. Козаченко О.В., Сєдих К.В., Шкрегаль О.М., **Волковський О.М.** Результати експериментальних досліджень процесу поверхневого обробітку ґрунту удосконаленим дискатором. *Збірник тез за матеріалами 27-ої міжнародної науково-практичної конференції «Технології XXI сторіччя» (24–26 листопада 2021 р.). Ч.1. Суми: СНАУ, 2021. С. 89–91. (Здобувачу належить проведення експериментальних досліджень)*

10. Козаченко О.В., **Волковський О.М.** Результати експериментальних випробувань удосконаленого дискатора. *Матеріали МНПК «Сучасна інженерія агропромислових і харчових виробництв» (24–25 листопада 2022 року). Харків: ДБТУ, 2022. С. 184–186. (Здобувачу належить проведення експериментальних досліджень)*

11. Козаченко О.В., Сєдих К.В., **Волковський О.М.** Моделювання взаємодій дискового робочого органу з ґрунтовим середовищем. *Збірник тез доповідей XXIV*

*Міжнародної наукової конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (17–19 жовтня 2023 року). Київ: НУБіП. 2023. С. 29–31. (Здобувачу належить проведення моделювання і аналіз результатів)*

12. Козаченко О. В., **Волковський О. М.** Аналіз силової взаємодії диска з ґрунтом. *Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Молодь і технічний прогрес в АПВ» (23–24 листопада 2023 р.)*. Харків: ДБУ. 2023. С. 153–154. *(Здобувачу належить проведення експериментальних досліджень)*

13. Козаченко О.В., **Волковський О.М.** Методика чисельного моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка з регулятором жорсткості. *Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Молодь і технічний прогрес в АПВ» (26–27 листопада 2024 р.)*. Харків: ДБТУ. 2023. С. 166–169. *(Здобувачу належить розробка методики чисельного моделювання)*

14. Козаченко О.В., **Волковський О.М.** Моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості. *Збірка матеріалів XX-й Міжнародного форуму молоді «Молодь і індустрія 4.0 в XXI столітті» (4 квітня 2024 р.)*. Харків: ДБТУ. 2024. С. 47. *(Здобувачу належить проведення моделювання)*

15. Козаченко О.В., **Волковський О.М.** Моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка з регулятором жорсткості. *Збірник тез доповідей XXV Міжнародної наукової конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (17–19 жовтня 2024 р.)*. Київ: НУБіП. 2024. С. 96–98. *(Здобувачу належить проведення моделювання)*

16. Козаченко О.В., **Волковський О.М.** Методика лабораторних випробувань пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості. *Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Технічний прогрес в АПК» 21-22 травня 2025 р.* – Харків: ДБТУ. 2025. С. 151-153. *(Здобувачу належить розробка методики проведення лабораторних випробувань)*

17. Козаченко О.В., **Волковський О.М.** Результати експериментальних досліджень дискового робочого органу на пружному стояку та регулятором жорсткості. *Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Молодь і*

технічний прогрес в АПК» 26-27 листопада 2025 р. – Харків: ДБТУ. 2025. С. 174-178. *(Здобувачу належить проведення та аналіз даних експериментальних дослідів).*

## Додаток Ж

## Акт впровадження в освітній процес навчального закладу

ПОГОДЖЕНО  
Проректор з наукової роботи  
Державного біотехнологічного  
університету  
*ВФ*  
25» грудня 2025 р.

Валерій МИХАЙЛОВ

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Проректор з науково-педагогічної роботи  
Державного біотехнологічного  
університету  
*СР*  
25» грудня 2025 р.

Максим СЕРІК

**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ**  
результатів науково-дослідних, дослідно-конструкторських і  
технологічних робіт в освітній процес закладів вищої освіти

Замовник: Державний біотехнологічний університет  
Комісія у складі: проректора з науково-педагогічної роботи канд. техн. наук, доцента Серіка  
Максима Леонідовича та керівника навчального відділу Кашперської Анастасії Іванівні.  
Дійсним актом підтверджується, що результати: дисертаційної роботи Волковського  
Олександра Михайловича на тему: «Підвищення ефективності функціонування  
грунтообробного знаряддя обґрунтуванням конструктивно-режимних параметрів робочих  
органів»  
виконаної на кафедрі агроінженерії  
виконуваної впродовж 2022-2026 років  
впроваджені в учбовий процес спеціальності 208 Агроінженерія.

1. Вид впроваджених результатів: Теоретичний аналіз силової висмодії дискового робочого  
органу з ґрунтовим середовищем. Методика чисельного моделювання напружено-  
деформованого стану пружного стояка з регулятором жорсткості. Динамічні характеристики  
дискатора з пружним стояком та регулятором жорсткості при обробітку ґрунту.
2. Форма впровадження: методи, теорії, математичні моделі.
3. Новизна результатів науково-дослідних робіт: теоретичними дослідженнями встановлено  
вплив конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружним стояком та регулятором  
жорсткості на ефективність поверхневого обробітку ґрунту у сучасних технологіях  
виробництва сільськогосподарської продукції.
4. Перелік курсів і дисциплін, у рамках яких викладені результати НДР:  
– для студентів спеціальності 208 Агроінженерія – в лекційній курсі «Інноваційне технічне  
освітлення виробництва сільськогосподарської продукції», загальним обсягом 90 год., у  
розділі «Машини і знаряддя для поверхневого обробітку ґрунту»
5. Соціальний і науково-економічний ефект: впроваджені методи, теорії та математичні моделі  
у учбовий процес дозволяють сформулювати у студентів наочне уявлення про фізику процесів  
функціонування ґрунтообробних агрегатів з дисковими робочими органами.

Керівник  
*Олександр*  
25» грудня 2025 р. Олексій КОЗАЧЕНКО

Відповідальний виконавець  
*СР*  
25» грудня 2025 р. Олександр ВОЛКОВСЬКИЙ