

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ**

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

ГОЛОВЕЦЬКИЙ ІВАН ВАСИЛЬОВИЧ

УДК 631.356.4

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОЇ
МАШИНИ З КОМБІНОВАНИМ АКТИВНИМ ЛЕМЕШЕМ**

133 – Галузеве машинобудування

13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____І.В.Головецький

Науковий керівник **БАБІЙ Андрій Васильович**,
доктор технічних наук, професор

Тернопіль – 2025

АНОТАЦІЯ

Головецький І.В. Обґрунтування параметрів картоплезбиральної машини з комбінованим активним лемешем. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття ступеня доктора філософії галузі знань 13 Механічна інженерія за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування. Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя МОН України, м. Тернопіль, 2025 р.

У дисертаційній роботі вирішено наукове завдання підвищення ефективності збирання картоплі при обґрунтуванні параметрів комбінованого активного лемеша в системі однорядного картоплекопача.

У вступі обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету та поставлено задачі дослідження. Описано наукову новизну, практичне значення отриманих результатів та наведено особистий внесок здобувача у проведених дослідженнях. Наведено відомості щодо апробації та опублікування результатів наукових досліджень, структуру та обсяг дисертаційної роботи.

Для реалізації мети дисертаційного дослідження у роботі поставлені та вирішені наступні задачі: провести аналіз конструктивних особливостей однорядних картоплекопачів, їх підкопуючих робочих органів, та на цій основі запропонувати удосконалену конструкцію комбінованого активного лемеша з розширеними можливостями щодо підкопування та транспортування бульбоносного пласту ґрунту; розробити теоретичні моделі для визначення кінематичних параметрів багатоланкового механізму лемеша та дослідити умови направленого руху частинки бульбоносного пласта на його коливній площині; розробити модель для дослідження приведенного моменту інерції механізму приводу вібраційного лемеша картоплекопача; розробити модель для визначення енергетичних затрат на процес відділення та підкопування бульбоносного пласту ґрунту; виготовити однорядну

картоплезбиральну машину з вібраційним лемешем та активними боковинками, провести її польові випробування, зробити оцінку якісних показників роботи; скласти план та провести експериментальні дослідження щодо визначення тягового опору та споживаної потужності для приводу робочих органів картоплекопача.

Об'єктом дослідження є процес підкопування картопляної грядки комбінованим активним лемешем в системі однорядного картоплекопача.

Предметом дослідження є взаємозв'язки між кінематичними, конструктивними та енергетичними параметрами активного комбінованого лемеша при підкопуванні пласта ґрунту картопляної грядки.

Науковим результатом дисертаційного дослідження є отримання якісно нових теоретичних залежностей, на основі яких отримано раціональні конструктивні та кінематичні параметри комбінованого активного лемешем в системі однорядного картоплекопача, що дозволило підвищити ефективність підкопування картоплі. На цій підставі *вперше розроблено*: теоретичну модель, яка описує кінематику багатоланкового механізму лемеша з активними боковинками та дозволяє досліджувати умови направленого руху частинки бульбоносного пласта на його коливній площині; математичні моделі для визначення енергетичних затрат на процес відділення та підкопування бульбоносного пласту ґрунту комбінованим активним лемешем; *отримали подальший розвиток* теоретичні залежності для дослідження приведенного моменту інерції механізму приводу вібраційного лемеша картоплекопача.

У першому розділі дисертаційної роботи виконано аналіз конструкцій картоплекопачів, який вказує, що на практиці застосовуються багато різних типів картоплезбиральних машин з пасивними напівактивними та активними лемешами. Кожен з них призначений для заданих умов роботи та забезпечує певну ефективність. Разом з тим, спостерігаються і недоліки, які пов'язані з обмеженою функціональною здатністю, наявністю значних вібрацій, обмеженість роботи у складних умовах. Наведена проблематика спонукала

розробити нову конструкцію картоплекопача в частині комбінованого активного лемеша. Особливістю конструкції є те, що леміш закріплений на двох парах підвісів, що мають регульовану довжину та забезпечують можливість заданого направлено руху частинки бульбоносного пласту площиною лемеша; передні підвіси виконані заодно із активними боковинками, які здійснюють коливні рухи у протифазі до зворотно-поступального руху лемеша, що значно зрівноважує механізм, а їх проникнення у ґрунт дозволяє відділяти підкопуваний пласт від основного масиву; в якості кривошипа використано зрівноважувальний маховик з регульованим шарніром для приєднання шатуна, що забезпечує можливість зміни радіуса кривошипа, а від того і амплітуди коливань лемеша.

Наведені чинники направлені на підвищення ефективності підкопування картоплі при збиранні, особливо для більш складних умов роботи та дозволили сформулювати основні задачі дисертаційного дослідження.

У другому розділі запропоновано принципову схему вібраційного лемеша, для якого побудовано кінематичну схему та описано теоретичною моделлю, що базується на методі замкнених векторних контурів. Аналіз кінематичних параметрів утвореного механізму дозволив отримати скореговану кінематичну схему механізму лемеша як теоретичного прототипу фізичній конструкції комбінованого активного лемеша.

Використовуючи графоаналітичний метод планів, отримано кінематичні параметри для характерних точок лемеша та його активних боковинок. Для отриманих значень переміщень, швидкостей та прискорень, крім скалярних значень, визначені їх напрямки, що є важливим чинником для аналізу направлено руху пласта ґрунту на площині лемеша;

Побудовано теоретичну модель, яка дозволяє для визначеного кінематичного режиму роботи лемеша проаналізувати значення діючих сил на частинку бульбоносного пласту, що знаходиться на площині лемеша, та визначити напрямок можливого її руху. Такий підхід дозволяє моделювати направлений рух бульбоносного пласту на площині лемеша, змінюючи

частоту обертання і радіус кривошипа, довжини задніх підвісів та кут встановлення лемеша до горизонту.

Побудована теоретична модель описує закон руху механізму лемеша та базується на теоремі про зміну кінетичної енергії, дозволяє визначити приведений момент інерції приводного механізму вібраційного лемеша, який лежить в основі оцінки енергетичних затрат на привод даного робочого органу.

У третьому розділі на основі проведених теоретичних досліджень окремих конструктивних та кінематичних параметрів та, аналізуючи досвід аналогічних рішень, що стосуються такого типу машин, та відповідно до розробленої програми експериментальних досліджень було виготовлено дослідний зразок однорядного картоплекопача з комбінованим активним лемешем, для якого встановлені основні технічні характеристики та регульовальні параметри: швидкість руху агрегату – 0,83–1,4 м/с; діапазон регулювань амплітуд коливань лемеша – 5,5 мм; 11,6 мм; 17,3 мм; установочний кут нахилу лемеша – 12° ; 14° ; 16° ; розрахункова продуктивність при міжряддях 0,7 м – 0,21-0,35 га/год.

Описано методику та технічне забезпечення для проведення експерименту. Сплановано повний факторний експеримент типу 3^2 , для якого складено матрицю експерименту, записано рівняння квадратичної регресії та вирази для визначення її коефіцієнтів.

У четвертому розділі описано проведення польових експериментальних досліджень відповідно до програми та затвердженої методики. Тут показано розроблене відповідне пристосування для визначення тягового опору картоплекопача, його монтаж на машині; для визначення потужності приводу – моментомір, що введено в ланку карданного валу, який з'єднує вихідний вал ВВП трактора та конічний редуктор картоплекопача з контролем частоти обертання ВВП лазерним тахометром.

При реалізації експериментальних досліджень щодо визначення тягового опору картоплекопача було розроблено план експерименту типу 3^2 ,

незалежними факторами якого були: поступальна швидкість – 0,6 м/с, 1,0 м/с, 1,4 м/с; частота коливань лемеша – 5,0 Гц, 6,0 Гц, 7,0 Гц. Результатом є отримання значень тягового опору в межах 7,59 - 10,27 кН у залежності від режиму роботи лемеша та поступальної швидкості картоплекопача.

Описано проведення експериментальних досліджень при визначенні моменту приводу робочих органів картоплекопача, де за незалежні фактори прийнято частоту коливань лемеша – 5,0 Гц, 6,0 Гц, 7,0 Гц; амплітуду коливань лемеша – 5,5 мм, 11,6 мм, 17,3 мм. Знайдена потужність на різних режимах коливається у межах 4,55 - 6,15 кВт.

На основі отриманих експериментальних даних розв'язано локальні оптимізаційні задачі з вибору оптимальних параметрів налаштування картоплекопача для отримання мінімальних значень тягового опору $y = 7,721$ кН – швидкість $v = 0,6$ м/с, частота коливань $f = 7,0$ Гц; найменша споживана потужність ($y = 4,698$ кВт) спостерігається при частоті коливань лемеша $f = 5,626$ Гц та амплітуді коливань $A = 5,5$ мм.

Отримані значення регульовальних параметрів носять рекомендаційний характер, визначальними будуть такі регулювання, які дозволять не накопичувати підкопаний пласт ґрунту біля вхідного вікна лемеша та будуть максимально його сепарувати на коливній площині.

При визначенні показників якості роботи картоплекопача встановлено наступні результати: повнота підкопування – $97,31\% > [97\%]$; пошкоджені бульби – $2,33\% < [3\%]$; втрати бульб, які залишились у ґрунті – $2,69\% < [3\%]$; глибина підкопування – $-0,5$ см; $+1$ см менше ± 2 см.

У п'ятому розділі при дослідженні приведенного моменту інерції механізму приводу вібраційного лемеша картоплекопача встановлено, що при застосуванні в якості кривошипа класичного ексцентрикового вала нерівномірність зміни моменту інерції, тобто відношення максимального до мінімального значень за цикл буде складати – 9,2 рази; за варіантом – при використанні зрівноважувального маховика, це співвідношення складе 1,34 рази. Це означає, що використання маховика в системі приводу лемеша

підвищує рівномірність його роботи за цим співвідношенням майже у 7 разів при холостій роботі лемеша.

При врахуванні моменту інерції бульбоносною пласта, що знаходиться на площині лемеша, маємо: перше виконання приводу лемеша – нерівномірність роботи приводу за приведеним моментом інерції складає 11,4 рази, при використанні маховика ця нерівномірність – 1,43 рази, тобто використання маховика «згладжує» нерівномірність приведенного моменту інерції майже у 8 разів.

За розробленою теоретичною моделлю взаємодії активних боковинок лемеша з ґрунтом отримано значення зусилля їх проникнення при відділенні підкопуваного бульбоносного пласта від основного масиву ґрунту, що значно полегшує основне підкопування. Отримані значення визначені при коефіцієнті зминання ґрунту $q = 2 \cdot 10^6$ Н/м³ та лежать в межах 325 Н при куті заточування їх лез $\alpha = 45^\circ$. Зусилля при умовно статичному проникненні активних боковинок збільшене на 35-50%.

На основі розробленої моделі визначення енергетичних затрат на процес підкопування бульбоносного пласта встановлено наступні результати: отримано графічні залежності та числові значення, які показують зміну зусилля підкопування при повороті кривошипа на робочому та зворотному ходах лемеша; встановлено, що зусилля для підкопування пласта «пасивним» (зафіксованим) лемешем більші на 25,3% у порівнянні із зусиллями, що необхідні для проникнення активного лемеша; розбіжність значень горизонтальної складової опору переміщення лемеша, яка визначена теоретично (7810 Н) та із проведеного експерименту (8423 Н) складає 7,3%; отримано залежності зміни моменту та потужності приводу протягом циклу і на цій основі визначено дійсну потужність приводу, яка складе $N_{\text{дійсне}} = 5,315$ кВт при частоті коливань лемеша $f = 7,2$ Гц; відносна похибка теоретичної та експериментальної потужностей для аналогічних умов становить 6,9%, що свідчить про їх добру збіжність.

Річний економічний ефект від використання розробленої машин складає 23607 грн на рік при повному її завантаженні.

Конструкцію вібраційного лемеша захищено деклараційним патентом на корисну модель №156320, результати дисертаційного дослідження використовуються ТОВ «Плотича Агро» при проєктуванні сільськогосподарських машин та в освітньому процесі Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Ключові слова: картоплезбиральна машина; картопля; підкопування; картопляна грядка; продуктивність; вібраційні коливання; сепарація; транспортування; грудки ґрунту; параметри; факторний експеримент; напруження; модель; конвеєр, процес.

ABSTRACT

Golovetskyi I.V. Justification of the parameters of a potato harvesting machine with a combined active ploughshare. – Qualifying scientific work as a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in the field of knowledge 13 Mechanical Engineering, specialty 133 Industrial Engineering. Ternopil Ivan Puluj National Technical University MES of Ukraine, Ternopil, 2025.

In his dissertation, the scientific task of increasing the efficiency of harvesting potatoes was solved when justifying the parameters of a combined active ploughshare in the system of a single-row potato digger.

The introduction substantiates the relevance of the topic, formulates the goal and sets the task of the study. The scientific novelty, practical significance of the obtained results are described and the personal contribution of the applicant in the conducted studies is given. Information on testing and publication of the results of

scientific research, the structure and volume of the dissertation work are provided.

To realize the purpose of the dissertation research, the following tasks have been set and solved: to analyze the design features of single-row potato diggers, their undermining working bodies, and on this basis to offer an improved design of a combined active ploughshare with advanced capabilities for digging and transporting a tuberous layer of soil; develop theoretical models to determine the kinematic parameters of the multi-link mechanism of the ploughshare and investigate the conditions of directional motion of the bulb-bearing bed particle on its oscillatory plane; develop a model for studying the reduced moment of inertia of the mechanism for driving the vibratory ploughshare of the potato digger; develop a model for determining the energy costs for the process of separating and digging a tuberous layer of soil; make a single-row potato harvesting machine with a vibrating ploughshare and active sides, conduct its field tests, evaluate the quality indicators of work; draw up a plan and conduct experimental studies to determine the traction resistance and power consumption for driving the working organs of the potato digger.

The object of the study is the process of digging a potato ridge with a combined active ploughshare in the system of a single-row potato digger.

The subject of the study is the relationship between the kinematic, structural and energy parameters of the active combined ploughshare when digging a bed of soil in a potato bed.

The scientific result of the dissertation research is to obtain qualitatively new theoretical dependencies, on the basis of which rational constructive and kinematic parameters of the combined active ploughshare in the system of a single-row potato digger were obtained, which made it possible to increase the efficiency of digging potatoes. On this basis, for the first time developed: a theoretical model that describes the kinematics of a multi-link mechanism of a ploughshare with active sidewalls and allows us to explore the conditions of directed movement of a bulb-bearing bed particle on its oscillatory plane; mathematical models for determining energy costs for the process of separating and undermining the

bulbous layer of soil with a combined active ploughshare; theoretical dependencies were further developed to study the reduced moment of inertia of the mechanism for driving the vibratory ploughshare of the potato digger.

In the first section of the dissertation, an analysis of the designs of potato diggers was carried out, which indicates that many different types of potato harvesting machines with passive semi-active and active ploughshares are used in practice. Each of them is designed for given working conditions and provides certain efficiency. At the same time, there are also disadvantages that are associated with limited functional ability, the presence of significant vibrations, and limited work in difficult conditions. The above problems prompted the development of a new design of the potato digger in the part of the combined active ploughshare. The peculiarity of the design is that the ploughshare is fixed on two pairs of suspensions having an adjustable length and providing the possibility of a given directional movement of the bulb-bearing bed particle by the plane of the ploughshare; front suspensions are made integral with active sidewalls, which perform oscillating movements in antiphase to reciprocating motion of the ploughshare, which significantly balances the mechanism, and their penetration into the soil allows to separate the penetrated layer from the main mass; the crank used is a balancing flywheel with an adjustable hinge for connecting the connecting rod, which makes it possible to change the radius of the crank, and from that the amplitude of the ploughshare oscillations.

The above factors are aimed at increasing the efficiency of digging potatoes during harvesting, especially for more complex working conditions and made it possible to form the main tasks of the dissertation research.

In the second section, a schematic diagram of a vibration ploughshare is proposed, for which a kinematic scheme is built and described by a theoretical model based on the method of closed vector circuits. Analysis of the kinematic parameters of the formed mechanism made it possible to obtain a coordinated kinematic scheme of the ploughshare mechanism as a theoretical prototype of the physical design of the combined active ploughshare.

Using a graphic-analytical method of plans, kinematic parameters for characteristic points of ploughshare and its active sidewalls are obtained. For the obtained values of displacements, velocities and accelerations, in addition to scalar values, their directions are determined, which is an important factor for analyzing the directional movement of the soil layer on the ploughshare plane;

A theoretical model has been built, which allows for a certain kinematic mode of operation of the ploughshare to analyze the value of the acting forces on a particle of a bulb-bearing formation located on the plane of the ploughshare, and determine the direction of its possible movement. This approach allows you to simulate the directional movement of the tuberous formation on the plane of the ploughshare, changing the rotation frequency and radius of the crank, the length of the rear suspensions and the angle of installation of the ploughshare to the horizon.

The constructed theoretical model describes the law of motion of the ploughshare mechanism and is based on the theorem on the change of kinetic energy, allows us to determine the reduced moment of inertia of the driving mechanism of the vibration ploughshare, which underlies the assessment of energy costs for the drive of this working body.

In the third section, on the basis of theoretical studies of individual structural and kinematic parameters, and analyzing the experience of similar solutions related to this type of machine, and in accordance with the developed program of experimental studies, a prototype of a single-row potato digger with a combined active ploughshare was made, for which the main technical characteristics and adjustment parameters were established: the speed of the unit movement - 0.83-1.4 m/s; adjustment range of ploughshare oscillation amplitudes – 5.5 mm; 11.6 mm; 17.3 mm; setting angle of ploughshare inclination – 120; 140; 160; design capacity at 0.7 m rows - 0.21-0.35 ha/h.

The method and technical support for the experiment are described. A complete factor experiment of type 32 was planned, for which an experiment matrix was compiled, an equation of quadratic regression and expressions were written to determine its coefficients.

The fourth section describes the conduct of field experimental studies in accordance with the program and approved methodology. Here is shown the developed appropriate attachment to determine the traction resistance of the digger, its installation on the machine; to determine the power of the drive - a torque meter introduced into the link of the driveshaft, which connects the output shaft of the tractor GDP and the conical reduction gear of the potato digger with the control of the GDP rotation frequency with a laser tachometer.

When implementing experimental studies to determine the traction resistance of a potato digger, a type 32 experiment plan was developed, the independent factors of which were: translational speed – 0.6 m/s, 1.0 m/s, 1.4 m/s; Ploughshare oscillation frequency – 5.0 Hz, 6.0 Hz, 7.0 Hz. The result is to obtain values of traction resistance in the range of 7.59 - 10.27 kN, depending on the operating mode of the ploughshare and the translational speed of the potato digger.

Experimental studies are described in determining the moment of driving the working organs of a potato digger, where the frequency of ploughshare oscillations is taken as independent factors – 5.0 Hz, 6.0 Hz, 7.0 Hz; the amplitude of the ploughshare oscillations is 5.5 mm, 11.6 mm, 17.3 mm. The found power in different modes ranges from 4.55 - 6.15 kW.

On the basis of the obtained experimental data, local optimization problems were solved to select the optimal settings for the potato digger to obtain the minimum values of traction resistance $y = 7.721$ kN – speed $v = 0.6$ m/s, frequency of oscillations $f = 7.0$ Hz; the lowest power consumption ($y = 4.698$ kW) is observed at the oscillation frequency of the ploughshare $f = 5,626$ Hz and the oscillation amplitude $A = 5,5$ mm.

The obtained values of the adjustment parameters are advisory in nature, such adjustments will be decisive, which will allow not to accumulate the dug-up layer of soil at the entrance window of the ploughshare and will separate it as much as possible on the oscillatory plane.

When determining the quality indicators of the potato digger, the following results were established: completeness of digging – 97.31% > [97%]; damaged

tubers – $2.33\% < [3\%]$; loss of tubers remaining in the soil – $2.69\% < [3\%]$; digging depth – $-0.5 \text{ cm}; + 1 \text{ cm less } \pm 2 \text{ cm}$.

In the fifth section, when studying the reduced moment of inertia of the mechanism for driving the vibratory ploughshare of the potato digger, it was found that when using a classic eccentric shaft as a crank, the unevenness of the change in the moment of inertia, that is, the ratio of the maximum to the minimum values per cycle will be – 9.2 times; according to the variant - when using a balancing flywheel, this ratio will be 1.34 times. This means that the use of a flywheel in the ploughshare drive system increases the uniformity of its operation at this ratio by almost 7 times with idle operation of the ploughshare.

When taking into account the moment of inertia of the tuberous formation located on the plane of the ploughshare, we have: the first version of the drive of the ploughshare - the unevenness of the drive by the reduced moment of inertia is 11.4 times, when using the flywheel this unevenness is 1.43 times, that is, the use of the flywheel "smoothes" the unevenness of the reduced moment of inertia by almost 8 times.

According to the developed theoretical model of the interaction of active sides of the ploughshare with the soil, the value of the force of their penetration was obtained when the dug-up tuberous formation was separated from the main soil mass, which greatly facilitates the main digging. The obtained values are determined at the soil creasing coefficient $q = 2 \cdot 10^6 \text{ N/m}^3$ and lie within 325 N at the angle $\alpha = 45^\circ$ of sharpening their blades.

On the basis of the developed model for determining energy costs for the process of digging in a bulbous formation, the following results were established: graphic dependencies and numerical values were obtained, which show a change in the digging force when turning the crank at the working and reverse strokes of the ploughshare; it was found that the forces for digging the formation with a "passive" (fixed) ploughshare are greater by 25.3% compared to the forces required for the penetration of the active ploughshare; the discrepancy between the values of the horizontal component of the resistance to movement of the ploughshare, which is

determined theoretically (7810 N) and from the experiment (8423 N) is 7.3%; dependence of change of moment and power of the drive during the cycle is obtained, and on this basis the actual power of the drive is determined, which will be $N_{real} = 5.315$ kW at the frequency of oscillations of the ploughshare $f = 7.2$ Hz; the relative error of theoretical and experimental powers for similar conditions is 6.9%, which indicates their good convergence.

The annual economic effect of using the developed machines is 23.607 UAH per year with its full load.

The design of the vibration ploughshare is protected by a declaration patent for utility model No. 156320, the results of the dissertation research are used by Plotycha Agro LLC in the design of agricultural machines and in the educational process of Ternopil Ivan Puluj National Technical University.

Key words: potato harvesting machine; potato; digging; potato bed; performance; vibrational oscillations; separation; transportation; soil clods; parameters; factorial experiment; stress; model; conveyor; process.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації, які відображають основні наукові результати дисертації

1. Бабій А.В., Головецький І.В., Гладь Ю.Б. Дослідження кінематичних параметрів вібраційного лемеша картоплекопача з використанням комп'ютерної програми. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. "Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин", ЦНТУ. 2023. С.227-236. <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2023.53.227-236> (Здобувач запропонував принципову схему вібраційного лемеша та описав її кінематичні схему за методом замкнених векторних контурів).

2. Головецький І.В., Бабій А.В. Конструктивні особливості та ефективність роботи міні картоплекопачів. Центральнотернопільський науковий вісник. Технічні науки. 2023. Вип. 8(39), ч.ІІ. С. 134-143. [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.8\(39\).2.134-143](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.8(39).2.134-143) (Здобувач провів аналіз перспектив розвитку картоплярства в Україні та зробив критичний огляд конструкцій технічних засобів малої механізації для збирання картоплі).

3. Babii A., Holovetskyi I. Engineering method of studying the kinematic parameters of the working body of the potato harvesting machine. Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences. 2024. Vol. 10(41)_I. P. 200-212. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.10\(41\).1.200-212](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.10(41).1.200-212) (Здобувач для кінематичної схеми активного комбінованого лемеша провів повний кінематичний аналіз та отримав ряд параметрів).

4. Babii A., Holovetskyi I., Boiko V. (2024) Analysis of the behavior of potato bearing layer particles on the oscillating plane of the potato plant ploughshare. Scientific Journal of TNTU (Tern.), vol 116, no 4, pp. 78–89.

https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2024.04.078 (Здобувач розробив модель та записав умови для можливості направленого руху пласта бульбоносного ґрунту на площині лемеші).

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

5. Бабій А.В., Головецький І.В., Герасимович П.В. Проблеми та перспективи розвитку картоплярства в Україні. Збірник тез доповідей X Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій “. Тернопіль 24-25 листопада 2021 року. ФОП Паляниця ВА. Т.1. С. 25-26 (Здобувач зробив статистичний аналіз площ, що зайняті під картоплею, та встановив питому частку вирощування картоплі у невеликих господарствах).

6. Головецький І.В., Бабій А.В. Аналіз типу приводу робочих органів картоплекопача. Матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції "Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems", 13-15 квітня 2022 р. Кропивницький : ЦНТУ, 2022. С.100-102 (Здобувач виконав порівняльний аналіз для можливості приводу робочих органів картоплекопача від опорно-приводних коліс).

7. Головецький І.В., Бабій А.В. Аналіз конструктивних особливостей найпростіших картоплекопачів. Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики». Тернопіль 29-30 вересня 2022. С.49-50 (Здобувач виконав критичний порівняльний аналіз найпростіших картоплекопачів).

8. Бабій А.В., Головецький І.В., Бабій В.А., Гамрач В.О. Вібраційний леміш картоплекопача. Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». Кропивницький: ЦНТУ. 2023. С. 66-68

(Здобувач описав принцип роботи та переваги розробленого вібраційного лемеша).

9. Бабій А.В., Головецький І.В. Рішення щодо покращення роботи картоплекопача. *Матеріали V Міжнародної науково-практичної конференції "Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems", 19-21 квітня 2023 р.* Кропивницький : ЦНТУ, 2023. С.157 (Здобувач розглянув підходи до підкопування пласта ґрунту).

10. Завінський П.А., Головецький І.В., Блащак Б.О. Використання інноваційних підходів при сільськогосподарському виробництві задля збереження ґрунту. *Інноваційні технології в АПК: збірник тез доповідей IX Міжнародної науково-практичної конференції, 7-8 червня 2023 р., м. Луцьк [Електронний ресурс] – Луцьк: ЛНТУ, 2023. С.66-67 (Здобувач проаналізував вплив рушіїв енергозасобів на збереженість ґрунтів).*

11. Бабій А., Головецький І. Визначення конструктивних параметрів елементів машин при нестационарних процесах навантаження. Матеріали І-ї Міжнародної науково-технічної конференції «ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА» присвяченої 80-ти річчю з дня народження професора Ч.В. Пульки, Тернопіль, 2024. С. 149-151 (Здобувач описав методіку визначення перетину шатуна при знакозмінних навантаженнях).

Публікації, які додатково відображають результати дисертації

12. Бабій А.В., Головецький І.В., Гладь Ю.Б., Андрейків О.Є., Гамрач В.О. Вібраційний леміш картоплекопача. Деклараційний патент на корисну модель 156320 А01D 21/00 (2024.01). Заявлено 09.01.2024, u202400129, опубліковано 05.06.2024, бюл. № 23 (Здобувач запропонував принципову схему вібраційного лемеша).

ЗМІСТ

ВСТУП.....	21
РОЗДІЛ 1.....	27
АНАЛІЗ ПРОБЛЕМАТИКИ ТА КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПІДКОПУЮЧИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КАРТОПЛЕКОПАЧІВ.....	27
1.1 Аналіз статистичних даних виробництва картоплі в Україні та світі.....	27
1.2 Аналіз ефективності застосування картоплезбиральних машин на невеликих фермерських чи підсобних земельних ділянках.....	34
1.3 Порівняльний аналіз роботи різних типів підкопуючо- сепарувальних робочих органів	43
1.4 Аналіз конструктивних особливостей підкопуючих робочих органів	56
1.5 Висновки, постановка задач для дослідження.....	61
РОЗДІЛ 2.....	63
ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТОЗДАТНОСТІ КОМБІНОВАНОГО АКТИВНОГО ЛЕМЕША	63
2.1 Обґрунтування кінематичних параметрів підкопуючого лемеша на основі методу замкнених векторних контурів.....	63
2.2 Дослідження кінематичних параметрів характерних точок та ланок вібраційного лемеша	72
2.3 Дослідження умов направленої руху частинки бульбоносного пласта на коливній площині лемеша	86
2.4 Визначення енергетичних параметрів приводного механізму лемеша.....	98
2.5 Висновки до другого розділу.....	103

РОЗДІЛ 3.....	104
ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	104
3.1 Програма проведення експериментальних досліджень.....	104
3.2 Об'єкт і предмет експериментального дослідження	105
3.3 Технічне забезпечення проведення експерименту.....	111
3.4 Методика та планування експерименту	115
3.5 Висновки до третього розділу	117
РОЗДІЛ 4.....	118
ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ	118
4.1 Підготовка до проведення експериментальних досліджень	118
4.2 Експериментальне визначення енергетичних характеристик картоплекопача та обробка результатів	122
4.2.1 Визначення тягового опору картоплекопача	122
4.2.2 Визначення потужності приводу робочих органів.....	126
4.3 Пошук оптимальних параметрів за результатами експериментальних досліджень	131
4.4 Визначення якісних показників роботи картоплекопача.....	135
4.5 Висновки до четвертого розділу	137
РОЗДІЛ 5.....	139
ІНЖЕНЕРНІ МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМУ ЛЕМЕША ТА ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ЛЕМЕША В СИСТЕМІ ОДНОРЯДНОГО КАРТОПЛЕКОПАЧА.....	139
5.1 Дослідження приведенного моменту інерції механізму приводу вібраційного лемеша картоплекопача	139
5.2 Дослідження енергетичних витрат на роботу активних боковинок механізму приводу лемеша.....	152

5.3 Визначення енергетичних затрат на процес підкопування бульбоносного пласта.....	159
5.4 Розрахунок річного економічного ефекту від використання розробленої машин	168
5.5 Висновки до п'ятого розділу	169
ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ ТА ВИСНОВКИ	171
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	174
ДОДАТКИ.....	189
ДОДАТОК А.....	190
ДОДАТОК Б	194
ДОДАТОК В.....	197
ДОДАТОК Г	199
ДОДАТОК Д.....	201
ДОДАТОК Е	209
ДОДАТОК Ж.....	211

ВСТУП

Актуальність теми. Механізація виробництва сільськогосподарської продукції в Україні є одним із пріоритетних завдань машинобудівників даної галузі. Від рівня забезпеченості технологічних процесів ефективними технічними засобами залежить якість та собівартість виробленої продукції. Дана проблема загострюється ще тим, що на ринку нашої держави велика частка дорогих сільськогосподарських машин закордонного виробництва. Розвиток українського сільськогосподарського машинобудування є дещо сповільненим, що не дає можливості цій галузі реалізувати свій потенціал. Для посилення позицій українських виробників сільськогосподарських машин є необхідність у розробці нових конструкцій машин, вузлів чи робочих органів, які забезпечуватимуть високу технологічну ефективність та будуть конкурентними на ринку.

Тому, аналізуючи проблематику, яка прослідковується при виробництві картоплі у малих підсобних господарствах на технологічній операції збирання, спрямовано науковий пошук для віднаходження рішень щодо покращення конструкцій однорядних картоплекопачів. Такі машини повинні агрегатуватися з малопотужними енергозасобами та ефективно виконувати технологічну операцію збирання.

Специфікою виробництва картоплі на Тернопільщині є те, що тут, переважно, важкі чорноземи, які ускладнюють процес підкопування бульбоносного пласта та сепарацію його складових частинок. Тому для картоплекопачів, особливо, які агрегуються з малопотужними енергетичними засобами, важливим є те, щоб підкопуючий леміш був активним та забезпечував часткову сепарацію.

Поставлену задачу реалізовано через розробку нової конструкції картоплезбиральної машини з комбінованим активним лемешем, який має систему підвісів, що надає йому можливості здійснення коливних рухів за

різними законами та з різною амплітудою, а також активних боковинок, які відділяють пласт ґрунту.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дослідження за темою дисертаційної роботи виконано на базі кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя в розрізі науково-дослідної роботи на тему: «Розроблення технічних засобів агровиробництва з покращеними техніко-експлуатаційними параметрами» (№ державної реєстрації 0124U003479). Розвинута тематика також реалізована відповідно «Стратегії розвитку Тернопільської області на 2021-2027 роки».

Мета і завдання досліджень.

Метою дисертаційного дослідження є підвищення ефективності технологічної операції збирання картоплі шляхом обґрунтування параметрів комбінованого активного лемеша в системі однорядного картоплекопача.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі дослідження:

- провести аналіз конструктивних особливостей однорядних картоплекопачів, їх підкопуючих робочих органів, та на цій основі запропонувати удосконалену конструкцію комбінованого активного лемеша з розширеними можливостями щодо підкопування та транспортування бульбоносного пласту ґрунту;
- розробити теоретичні моделі для визначення кінематичних параметрів багатоланкового механізму лемеша та дослідити умови направленої руху частинки бульбоносного пласта на його коливній площині;
- розробити модель для дослідження приведенного моменту інерції механізму приводу вібраційного лемеша картоплекопача;
- розробити модель для визначення енергетичних затрат на процес відділення та підкопування бульбоносного пласту ґрунту;
- виготовити однорядну картоплезбиральну машину з вібраційним

лемешем та активними боковинками, провести її польові випробування, зробити оцінку якісних показників роботи;

– скласти план та провести експериментальні дослідження щодо визначення тягового опору та споживаної потужності для приводу робочих органів картоплекопача.

Об’єкт дослідження – процес підкопування картопляної грядки комбінованим активним лемешем в системі однорядного картоплекопача.

Предмет дослідження – взаємозв’язки між кінематичними, конструктивними та енергетичними параметрами активного комбінованого лемеша при підкопуванні пласта ґрунту картопляної грядки.

Методи дослідження.

Теоретичні дослідження кінематичних параметрів механізму лемеша ґрунтуються на базових засадах теоретичної механіки та теорії механізмів і машин, зокрема методах замкнутих векторних контурів та графоаналітичного методу планів. Визначення енергетичних параметрів приводного механізму розвинуті на основі теореми про зміну кінетичної енергії.

Для експериментальних досліджень та обробки результатів експерименту використано, в основному, стандартні методики, які були реалізовані за складеною програмою; польові випробування та оцінка якісних показників роботи картоплекопача здійснювали у відповідності до ДСТУ 7794:2015 «Машини картоплекопальні. Методи випробування».

Наукова новизна отриманих результатів.

Науковим результатом дисертаційного дослідження є отримання якісно нових теоретичних залежностей, на основі яких отримано раціональні конструктивні та кінематичні параметри комбінованого активного лемешем в системі однорядного картоплекопача, що дозволило підвищити ефективність підкопування картоплі.

На цій підставі:

– *вперше розроблено:*

теоретичну модель, яка описує кінематику багатоланкового механізму

лемеша з активними боковинками та дозволяє досліджувати умови направлено руху частинки бульбоносного пласта на його коливній площині;

математичні моделі для визначення енергетичних затрат на процес відділення та підкопування бульбоносного пласту ґрунту комбінованим активними лемешем;

– *отримали подальший розвиток* теоретичні залежності для дослідження приведенного моменту інерції механізму приводу вібраційного лемеша картоплекопача.

Практичне значення отриманих результатів.

На основі теоретичних досліджень отримано інженерні методики, побудовано 3-D моделі, на основі яких визначено раціональні параметри для виготовлення дослідного зразка однорядного картоплекопача з комбінованим активним лемешем, специфікою якого є наявність активних боковинок, що відділяють пласт ґрунту від основного масиву, та регульованих підвісів лемеша, які забезпечують заданий закон направлено руху бульбоносного пласта на його площині. Результати польових випробувань засвідчили високу ефективність картоплекопача, про що вказують показники якості роботи. Експериментальні дослідження дозволили підтвердити адекватність теоретичних моделей та встановити раціональні параметри картоплекопача для заданих умов роботи.

Отримані результати наукових досліджень впроваджено у ТОВ «Плотича Агро» при проектуванні та вдосконаленні сільськогосподарських машин.

Розроблені теоретичні передумови дослідження картоплекопача та сама машина використовуються в науково-прикладних дослідженнях та освітньому процесі, що провадяться кафедрою технічної механіки та сільськогосподарських машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, зокрема при підготовці бакалаврів та магістрів спеціальності «Агроінженерія» у освітніх компонентах

«Сільськогосподарські машин: конструкції та розрахунок», «Методологія та організація науково-прикладних досліджень».

Особистий внесок здобувача.

Основні теоретичні та експериментальні результати дисертаційної роботи здобувачем отримано самостійно.

Постановка завдання, аналіз і трактування результатів досліджень виконано спільно з науковим керівником.

У працях, які опубліковано у співавторстві, дисертантові належить: [56] – здобувач запропонував принципову схему вібраційного лемеша та описав її кінематичну схему за методом замкнених векторних контурів; [64] – здобувач провів аналіз перспектив розвитку картоплярства в Україні та зробив критичний огляд конструкцій технічних засобів малої механізації для збирання картоплі; [3] – здобувач для кінематичної схеми активного комбінованого лемеша провів повний кінематичний аналіз та отримав ряд параметрів; [4] – здобувач розробив модель та записав умови для можливості направлено руху пласта бульбоносного ґрунту на площині лемеші; [55] – здобувач зробив статистичний аналіз площ, що зайняті під картоплею, та встановив питому часту вирощування картоплі у невеликих господарствах; [63] – здобувач виконав порівняльний аналіз для можливості приводу робочих органів картоплекопача від опорно-приводних коліс; [62] – здобувач виконав критичний порівняльний аналіз найпростіших картоплекопачів; [54] – здобувач описав принцип роботи та переваги розробленого вібраційного лемеша; [53] – здобувач розглянув підходи до підкопування пласта ґрунту; [78] – здобувач проаналізував вплив рушіїв енергозасобів на збереженість ґрунтів; [52] – здобувач описав методику визначення перетину шатуна при знакозмінних навантаженнях; [51] – здобувач запропонував принципову схему вібраційного лемеша.

Особистий внесок здобувача у працях, які опубліковано у співавторстві складає 50-60 %.

Апробація результатів дисертації.

Основні положення й результати досліджень доповідались і отримали позитивну оцінку на: X-й Міжнародній науково-практичній конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій “. Тернопіль 24-25 листопада 2021 року; IV-й Міжнародній науково-практичній конференції "Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems", 13-15 квітня 2022 р. м. Кропивницький; Міжнародній науково-практичній конференції «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики». Тернопіль 29-30 вересня 2022; XIV-й Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». м. Кропивницький, 2023; V-й Міжнародній науково-практичній конференції "Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems", 19-21 квітня 2023 р. м. Кропивницький; IX-й Міжнародній науково-практичній конференції «Інноваційні технології в АПК», 7-8 червня 2023 р., м. Луцьк; I-й Міжнародній науково-технічній конференції «ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА» присвяченої 80-ти річчю з дня народження професора Ч.В. Пульки, Тернопіль, 2024.

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи відображено у 12 публікаціях, з них: 4 статті у фахових виданнях України, 7 тез доповідей та 1 патент України на корисну модель.

Структура й обсяг дисертації.

Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, п'яти розділів, розділів, загальних висновків, списку використаної літератури із 120 найменувань і 7 додатків.

Основні результати роботи викладено на 156 сторінках, де містяться 73 рисунки і 18 таблиць. Загальний обсяг дисертації складає 213 сторінок.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ПРОБЛЕМАТИКИ ТА КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПІДКОПУЮЧИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КАРТОПЛЕКОПАЧІВ

1.1 Аналіз статистичних даних виробництва картоплі в Україні та світі

Виробництво картоплі має не лише аграрне значення як сільськогосподарської культури, а й стратегічне значення як продукту харчування, що забезпечує продовольчу безпеку.

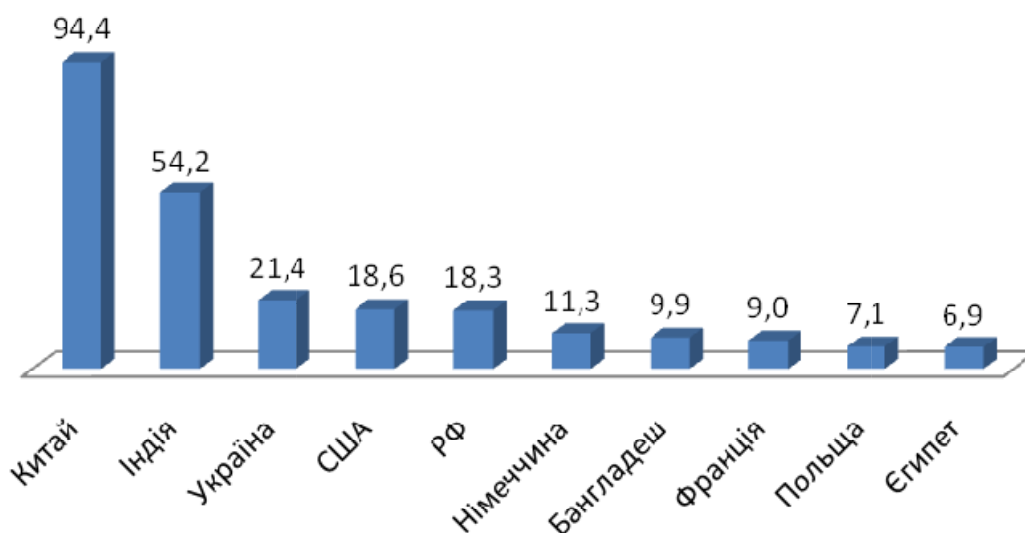
Картопля є одним з найпоширеніших та найцінніших продовольчих культур, багата білками, жирами та вуглеводами, вітамінами та мінералами. Не дарма цей продукт називають «другим хлібом». Це про її доступність та харчову цінність. Тому постає питання до фахівців галузі щодо збільшення обсягів виробництва цієї культури та зниження її собівартості, що зробить цей продукт доступним ширшим верствам населення та дозволить збільшити ними обсягів закупівлі.

Клімат та ґрунти нашої держави дозволяють нарощувати виробництво цього продукту та виробляти його з певним надлишком для експорту. Поставлена проблематика успішно вирішується при реалізації передових технологій вирощування картоплі та механізації процесів вирощування.

Прослідкуємо, за джерелами інформації, де знаходиться Україна серед світових виробників картоплі.

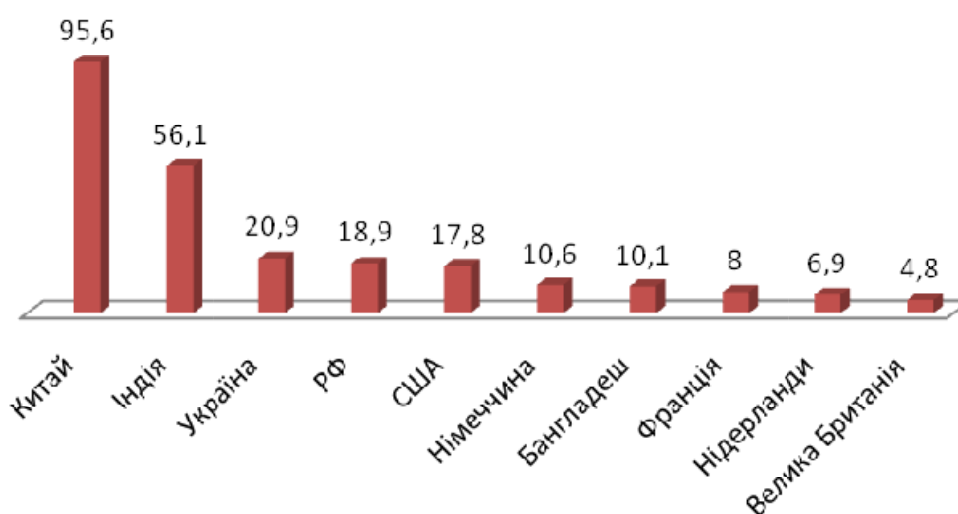
Отже, виробництво картоплі в Україні було і залишається на високому рівні. Наша держава у трійці лідерів світових виробників картоплі. За статистичними даними з бази FAOSTAT [111] Україна у 2021-2022 роках втримує почесне третє місце у цьому рейтингу, рис. 1.1.

2021



а)

2022



б)

Рисунок 1.1 – Статистика валового збору картоплі світовими виробниками, млн.т

Статистика спеціально наведена за довосенний період – період відносної стабільності виробництва у даній галузі.

Картоплярство в Україні знаходиться у стадії розвитку. Хоч нашу державу і відносять до лідерів світової «десятки» провідних виробників картоплі, але промислове вирощування цього продукту великими

агropідприємствами є мінімальним.

Користуючись даними Держстату, наприклад у 2020 році, великі підприємства вирощували картоплю на площах 17,4 тис.га, обсяг їх виробництва склав 3902,1 тис.ц. Разом з тим у господарствах населення ці цифри значно переважають: площі під картоплею склали 1308,0 тис.га, обсяг виробництва – 204684,7 тис.ц. У відсотковому відношенні на промисловому рівні вирощували приблизно 2% всієї картоплі вирощеної в Україні. Розглянемо ситуацію, що склалася у нашому регіоні станом на кінець 2020 року. На рис. 1.2 співставлено площі під посадкою картоплі в господарствах населення та агropідприємств. Тенденція та ж сама, що й у державі в цілому.



Рисунок 1.2 – Аналіз площ зайнятих під картоплею, що вирощується у Західному регіоні України

Відповідно до зайнятих площ під картоплею, об'єми її виробництва мають аналогічну пропорційність, рис. 1.3.

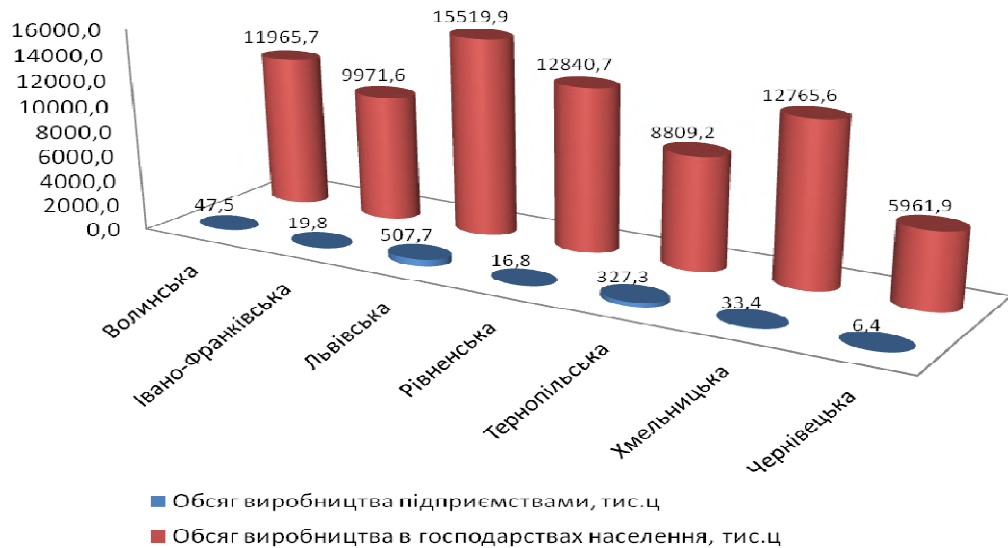


Рисунок 1.3 – Обсяги виробництва картоплі на різних площах у Західному регіоні

Тепер дуже важливим показником таких виробництв картоплі є її врожайність, рис. 1.4.

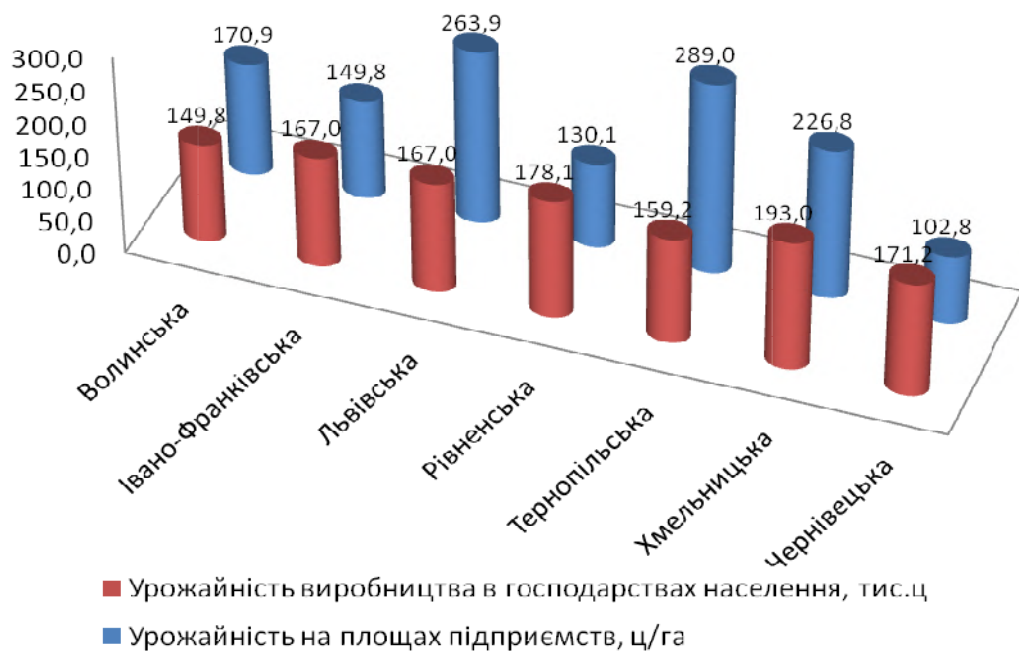


Рисунок 1.4 – Урожайність картоплі, що вирощена на промисловому рівні та у підсобних господарствах населення

Аналізуючи дані представленої гістограми (рис. 1.4), можна бачити, що в тих областях, де великі підприємства наросують об'єми виробництва картоплі, і урожайність може значно перевищувати отриману в приватному

секторі. Прикладом є Львівська область. Тут підприємства отримують урожайність приблизно на 58% більшу, ніж у господарствах населення.

Тенденція є логічною, адже технології та культура виробництва в професійних агрофірмах є на вищому рівні.

Тепер постає питання: якщо така висока питома вага виробництва картоплі в господарствах населення, то чи не варто саме тут підвищувати культуру її виробництва?

Цього можна досягти завдяки озброєнню дрібного виробника відповідними технологіями та технікою. В переважній більшості для господарств невеликих наділів (до 2-5 га) є необхідність у використанні мінітехніки, яка повинна бути недорогою та максимально ефективною в технологічному плані. Виробник повинен механізувати всі операції при дотриманні технології вирощування картоплі. Часто трапляється так, що відсутність окремої сільськогосподарської машини провокує невиконання або неналежне виконання технологічної операції при вирощуванні цієї культури. Цей ефект негативно відгукується на якості та врожайності кінцевого продукту.

Якщо говорити про площі (тис. га) під посадкою картоплі, що розподілені за регіонами України, то матимемо наступний розподіл, рис. 1.6 [74].

Серед наведеної статистики вражає те, що ця культура майже повністю вирощується у господарствах населення [84]. Якщо в багатьох працях приводяться якісь узагальнені числа часток виробленої продукції у таких господарствах [56, 62], то тут, користуючись офіційною статистикою, можна констатувати наведене співвідношення, рис. 1.5.

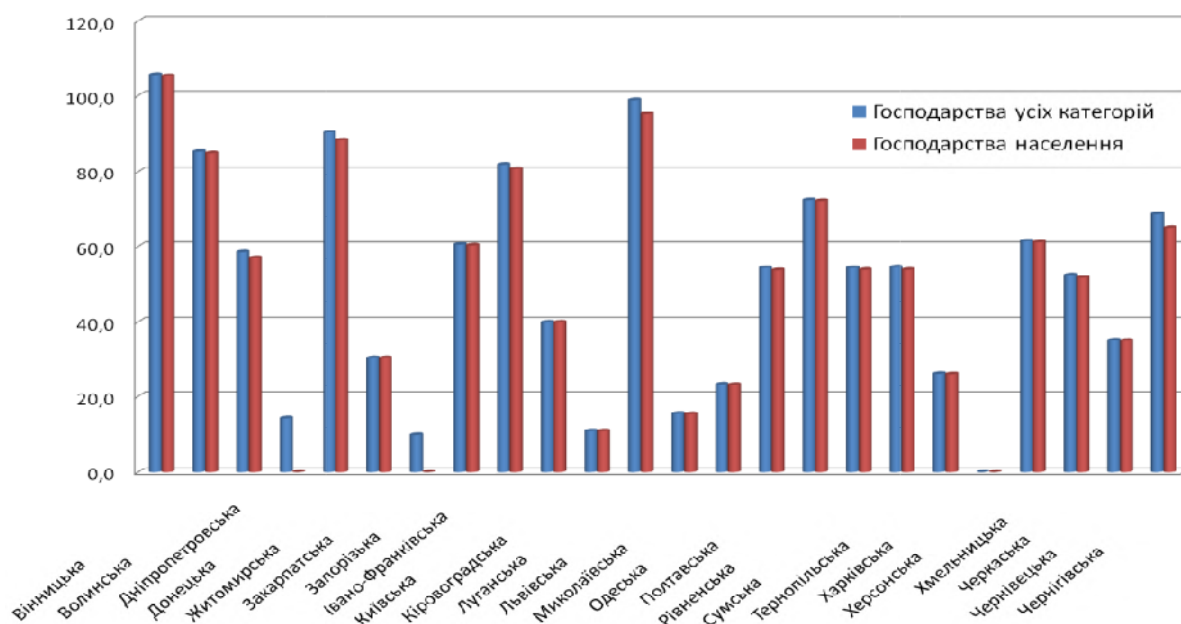


Рисунок 1.5 – Розподіл площ (тис.га) у 2022 році під посадкою картоплі відповідно до регіонів України

До прикладу, в областях західного регіону України ця частка є близькою до 100%, рис. 1.6.

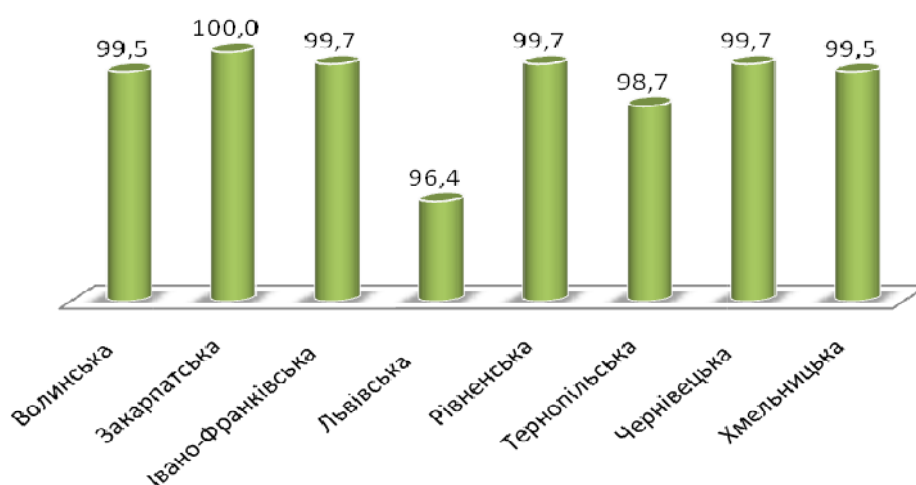


Рисунок 1.6 – Відсоткова частка виробленої картоплі в областях західного регіону України від загального валового збору картоплі у цих областях

Тенденція такого високого відсотку виробництва картоплі у невеликих підсобних господарствах зберігається у всіх регіонах України [109]. Навіть, якщо відкинути господарства, що мають площі, які обробляють високотехнологічними сільськогосподарськими машинами та агрегують з тракторами тягового класу 1,4 і вище, залишається значна частка угідь, які

слабомеханізовані або багато процесів взагалі виконують вручну. У переважній більшості таких господарств використовують мінітехніку, яка потребує постійного удосконалення.

Вирощування картоплі – це досить трудомісткий процес, особливо при виконанні технологічної операції збирання [11, 12]. Для невеликих підсобних господарств (від 0,1 га до 2 га (градація умовна)) на ринку є досить багато зразків малогабаритної техніки, багато патентних розробок тощо. Проте, теоретичні описи процесів таких машин є досить обмеженими.

Основні проблеми, що розглядаються в такого класу картоплезбиральних машин пов'язані з підкопуванням та сепарацією із транспортуванням бульбоносного пласту [16, 23, 26]. Окреслена проблематика ускладнюється тим, що її вирішення повинне бути реалізованим в конструкціях мінікопачів, де обмеженими є габарити, маса, споживана потужність, вартість тощо. Тому є необхідність розвивати даний напрям досліджень для отримання конструкції високоефективного мінікартоплекопача, який повинен базуватися на існуючому досвіді вже реалізованих на практиці машин-аналогів.

Тобто, на даному етапі, потрібно провести дослідження для виявлення основних підходів до побудови та конструктивні особливості машин і знарядь, що використовуються для викопування картоплі у вказаних невеликих господарствах, щоб удосконалити картоплезбиральну техніку та теоретично обґрунтувати її конструктивно-технологічні параметри.

Особлива увага повинна бути загострена на процесах підкопування та сепарації бульбоносного пласту.

1.2 Аналіз ефективності застосування картоплезбиральних машин на невеликих фермерських чи підсобних земельних ділянках

За статистичним аналізом площ, на яких вирощують картоплю в Україні левову частку становлять невеликі наділи підсобних чи невеликих фермерських господарств. Як вказано у дослідженні [109], що в нашій державі переважна більшість картоплі виробляється на площах до трьох гектарів та дрібними виробниками. Інший автор аргументує на те, що до 90 % виробленої картоплі у підсобних господарствах йде на власне споживання і цей результат важко об'єктивно долучити до загальної статистики [84, 113]. Також власні дослідження цей факт підтверджують [56]

Відповідним чином, щоб полегшити ручну та трудомістку операцію збирання урожаю картоплі є необхідність механізувати такі процеси. Виробництво сільськогосподарської продукції у невеликих господарствах, переважно, супроводжується низьким ресурсним забезпеченням. Тут обмеженим є використання комплексу машин, в тому числі і енергетичних засобів. Невеликі земельні наділи не окуплять затрат на придбання всієї лінійки технологічних та енергетичних машин, а також бюджети таких господарств досить є обмеженими. Тому господарники орієнтуються на мінітехніку – мотоблоки, мінітрактори та робочі машини до них.

Серед таких машин, які дозволяють механізувати процес збирання картоплі є мінікартоплекопалки.

Розглянемо основні типи таких робочих машин – від найпростіших копачів до картоплекопалок, які агрегатуються до мінітракторів чи мотоблоків.

Найпростішим робочим органом для механізованого підкопування картопляних грядок є лапа-підкопувач, рис. 1.7.



Рисунок 1.7 – Лапа-підкопувач

На рисунку 1.7 показано один із варіантів лап-підкопувачів, які виготовляють як сільські умільці, так і в подібному вигляді – промислові виробники. Це пасивний робочий орган, який виготовлений на основі стандартної стрілчатої лапи, до якої приварені пруткові подовжувачі. Принцип роботи такого підкопувача полягає в тому, що лапа рухається по осі рядка картоплі, піднімає бульбоносний пласт ґрунту, який ковзає по її поверхні та переходить на подовжувачі, де частково просівається, а картопля йде сходом, рис. 1.8.

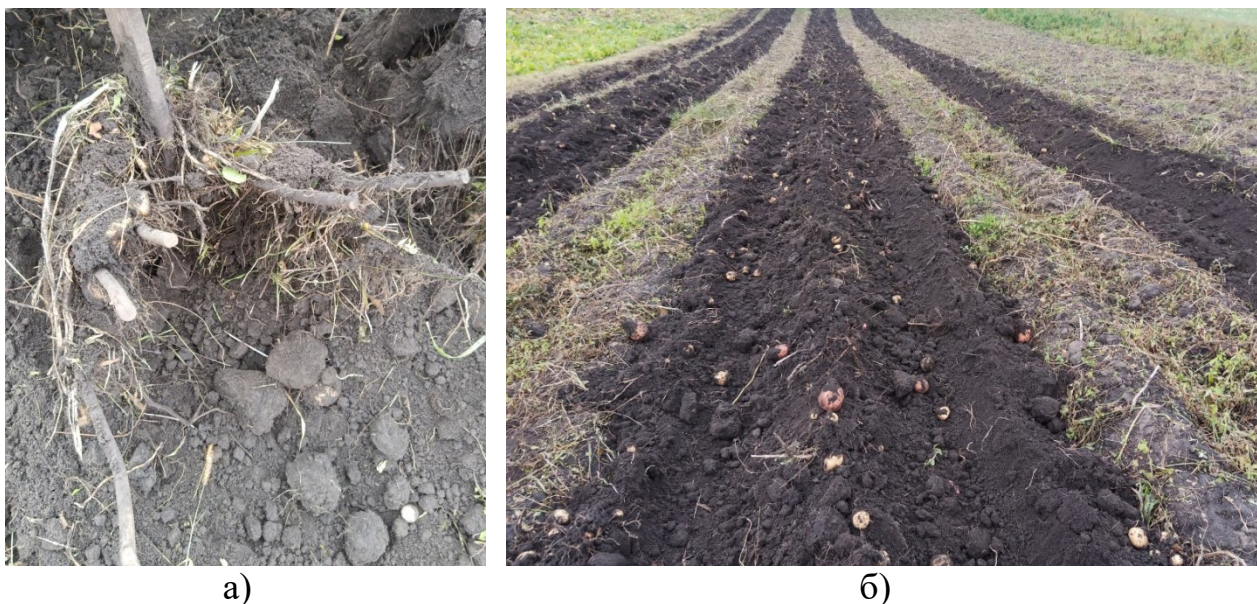


Рисунок 1.8 – Робота лапи-підкопувача

Така лапа-підкопувач може використовуватися для підкопування одного рядка або одночасного підкопування двох рядків, як показано на рис. 1.8, б.

До переваг такого робочого органу варто віднести: нескладна і надійна конструкція; невисока вартість; простота використання. Найкраще такі робочі органи застосовувати на незабур'янених та малозв'язаних ґрунтах. Недоліки – низька сепарувальна здатність при дещо забур'янених та грудкуватих ґрунтах (рис. 1.8, а) ; при розкритті гребеня під час підкопування відбувається значне присипання картоплин, що утруднює ручне підбирання та збільшує втрати урожаю. Підкопування таким способом вимагає додаткової ручної операції – перевірки поверхневого шару викопаного рядка на наявність присипаних картоплин. Але разом з тим, у порівнянні з ручним способом викопування картоплі, наведений робочий орган значно полегшує ручну працю та підвищує продуктивність роботи.

Далі більш ефективною є (картоплекопалка трясучна для мотоблока однорядна Бут) [82], рис. 1.9.

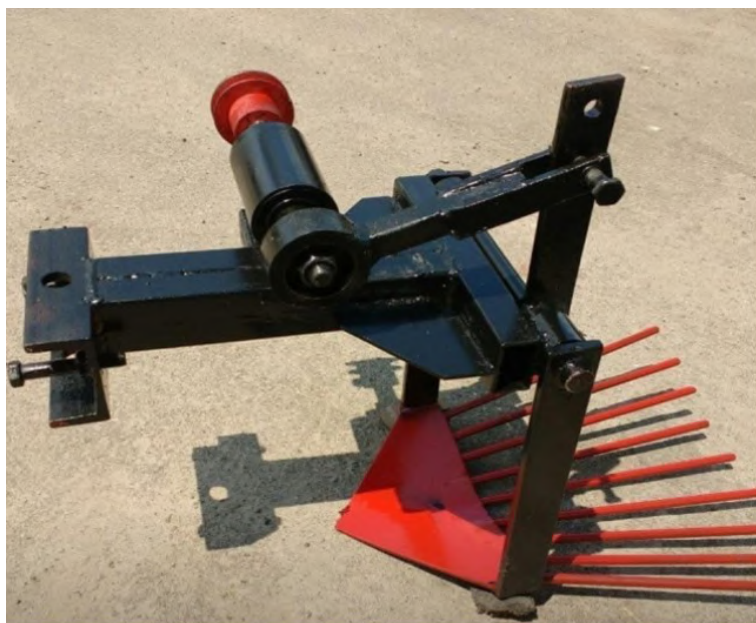


Рисунок 1.9 – Вібролапа

Дана конструкція у порівнянні з пасивною лапою-підкопувачем має зменшений тяговий опір та покращену сепарацію. Але тут зрозуміло, що сепарувальна здатність наведеної конструкції є досить примітивною і говорити про якість її роботи на забур'янених площах є недоречним. Така вібролапа ефективно може себе зарекомендувати на чистих легких ґрунтах, де картоплю потрібно підняти тільки на поверхню поля [62].

Зрозумілим є те, що для підвищення ефективності картоплезбиральної машини у відносно складних умовах роботи є ускладнення її конструкції і цей чинник неможливо оминати. Звичайно, що має бути розумне поєднання складності (це опосередковано є вартість машини) – ефективність роботи.

Найбільш популярними, судячи з пропозицій а ринку, стали картоплекопалки, які поєднують у собі вібраційний леміш та сепарувально-транспортуючий грохот. Варіанти виконання таких машин є досить різноманітними, зберігаючи вказані принципи. Наведемо кілька світлин таких машин, які можна купити у виробників, рис. 1.10.

Якщо розглядати українських виробників, то чи найпопулярнішим виробників мінітехніки в Україні є компанія «Крючков» з м. Полтава. Їх розробки широко представлені в інтернет-магазинах, багатой роликів з

випробувань і т.д. Виробник таким чином здобуває довіру до покупця.

Продовжуючи аналіз картоплекопачів, на рис. 1.10, а представлена одна із моделей картоплекопачів цієї компанії – картоплекопач вібраційний 2-ексцентриковий ZIRKA-61 (KK8) [31].



Рисунок 1.10 – Картоплекопачі з вібраційним лемешем та сепарувально-транспортуючим грохотом

На рис. 1.10, б такого ж типу картоплекопач для мотоблоку «Мотор Січ KB-1» від виробника «Агромарка» [88].

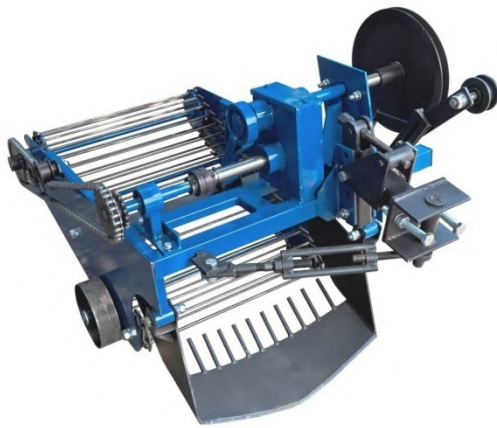
Аналізуючи такого класу машини на закордонному ринку, можна побачити аналогічні конструкції: картоплекопач вібраційний Ursa від компанії Bomet (рис. 1.10, в) польського виробника сільськогосподарських машин [89]; однорядний картоплекопач Imac SPP 50V (Італія), рис. 1.10, г

[104].

Це прості та надійні мінікопачі, вони добре себе зарекомендували на неважких та малозв'язаних ґрунтах, де процес сепарації бульбоносного пласту не потребує значної інтенсифікації. Проте, якщо їх використовувати у більш складних умовах збирання картоплі – більш зв'язані ґрунти із певною грудкуватістю, наявність кореневищ бур'янів тощо. Тобто в умовах, коли складніше підкопувати, а тим більше сепарувати бульбоносний пласт.

Тоді виявляється як недолік те, що вони нездатні підкопаний бульбоносний пласт, за рахунок вібраційних рухів лемеша, направити на подальший сепарувальний орган – грохот в даному випадку. Тобто із-за такого конструктивного виконання шарнірного приєднання вібраційного лемеша до рами машини неможливо забезпечити заданий його закон руху з метою отримання направленого руху бульбоносного пласта. Крім того, питання динамічної зрівноваженості таких механізмів тут вирішуються тільки шляхом приєднання приводу грохота і у протифазі до ходу лемеша, але це не завжди дає бажаний ефект. Оскільки, якщо досягаємо задовільного ефекту зрівноваження, то втрачаємо на тому, що закон руху площини грохота не є настільки ефективним при сепарації та створенні направленого руху бульбоносного пласта. Інших елементів чи механізмів для зменшення вібрацій таких мінікопачів не передбачено у наведених конструкціях.

Крім наведених конструкції картоплекопачів на ринку багато копачів картоплі транспортерного типу, рис. 1.11.



а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.11 – Картоплекопачі транспортерного типу

На рис. 1.11, а картоплекопач вібраційний транспортерний (зі зміщенням причіпного) під мототрактор з гідравлікою (Скаут) (КК22) фірми Крючков [32]. Далі представлено картоплекопач однорядний транспортерний «Wirax» (Польща) [47], рис. 1.11, б. Наступна наведена модель картоплекопача конвеєрного однорядного Urus, компанії Bomet (Польща) [90], рис. 1.11, в. І ще одна конструкція картоплекопача транспортерного універсального АгроСад для мотоблоків, рис. 1.11, г [1]. Представлені конструкції вибрані серед топових пропозицій на ринку таких машин. Це якраз свідчить про їх ефективність, оскільки є відповідно попит та пропозиція. Разом з тим, аналізуючи наведені конструкції мінікартоплекопачів, їх виконання має класичну схему. Наприклад, на

рис. 1.11, а компанії Крючков має вібраційний леміш, що в передній частині шарнірно приєднаний до рами машини, а в задній частині через систему важелів з'єднаний з кривошипом, що приводиться в дію від ВВП мінітрактора чи мотоблока і таким чином створюються вібраційні рухи. Форма таких рухів для окремої точки різального леза – це рух по дузі кола встановленої величини (амплітуди) центрального кута, який встановлюється величиною кривошипа. Частота коливань залежить від частоти обертання приводного механізму.

На рис. 1.11, б-г лемеші пасивні; приводи пруткового транспортера для конструкцій на рис. 1.11, б і в – від ВВП енергозасобу, а для конструкції на рис. 1.11, г – від опорно-приводних коліс. Крайня конструкція картоплекопача цікава тим, що для виконання технологічного процесу викопування енергетичний засіб, що приводить його в дію, може бути найпростішим, оскільки тут немає необхідності в обладнанні його ВВП. Але тут є небезпека в тому, що при накопиченні маси бульбоносного пласту на транспортер зростають моменти для його приводу, а це може призвести, в свою чергу, до пробуксовування опорно-приводних коліс. За таких умов мусить бути надійне зчеплення коліс з ґрунтом, інакше це негативно позначиться на технологічному процесі.

Картоплекопач КТН-1Б, що продається МПП «ЛИБІДЬ» (рис. 1.12, а), це машина, що агрегатується з тракторами класу 0,6-1,4 [98]. Її робочий орган обертаючись, лопотями діє на бульбоносний пласт, який знаходиться на пасивному лемеші, розриває його та розкидає частинки (картоплю, ґрунт, рослинні рештки) по поверхні поля на 1-2 м. Така машина проста та надійна в роботі, але її суттєвим недоліком є те, що виникає великий розкид картоплин по поверхні поля та значне їх присипання ґрунтом, що значно ускладнює наступне підбирання плодів. Крім того, є велика ймовірність пошкодження бульб при їх взаємодії з робочим органом.



а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.12 – Інші типи картоплекопачів для мініенергозасобів

Існує досить багато інших типів картоплекопачів до мінітехніки, але промислового випуску важко спостерігати, на ринку такі конструкції практично відсутні. На противагу цьому, умільці у своїх майстернях все ж намагаються знайти оптимальні конструкції картоплекопачів саме для їх умов та об'ємів збирання.

Відомі конструкції картоплекопачів з барабанними сепараторами, які працюють на полях окремих власників, рис. 1.12, б-г.

Наприклад, на рис. 1.12, б [83] наведено картоплекопач із сепаратором барабанного типу до важкого мотоблока. Ця конструкція має багато цікавих рішень, але її використання дещо обмежується умовами стану ґрунту – грудкуватістю, наявністю рослинних решток і кореневищ. Недоліком барабанних сепараторів є їх здатність до забивання, що різко знижує рівень сепарації.

Інше цікаве рішення запропоновано у публікації [81]. Тут автор пропонує розробку мінікомбайна для збирання картоплі. Конструкція досить

є вдалою, але і досить складною, а відповідно для промислового виробництва – дорогою.

Також у публікації [18] автор пропонує свою конструкцію картоплезбирального мінікомбайна. Наведені рішення є невичерпними, але їх тут об'єднує можливість одночасного викопування картоплі зі збиранням її у ящики чи інші контейнери, виключаючи додаткову операцію ручного підбирання.

Реалізація такої ідеї можлива за умови якісної сепарації підкопаного бульбоносного пласту та мінімального засмічення бульб ґрунтовими грудками, рослинними рештками, кореневищами тощо. Тому постає серйозне питання підвищення ефективності сепарації на всіх стадіях руху підкопаного бульбоносного пласту для наведених конструкцій простих мінікопачів, що агрегатуються з енергозасобами малої потужності. Тут обмеженням є відносно невеликий шлях руху бульбоносного пласту площинами підкопуючих та сепаруючих робочих органів. А тому від ефективності сепарації ґрунту та сторонніх решток залежить можливість збору насіння в певні об'єми. Реалізація цієї ідеї суттєво зменшить трудомісткість збиральної операції картоплі в цілому, а це дасть суттєві переваги такій машині на ринку щодо її конкурентної привабливості у порівнянні з аналогами.

1.3 Порівняльний аналіз роботи різних типів підкопуючо-сепарувальних робочих органів

Перш ніж перейти до аналізу ефективності підкопуючих робочих органів, потрібно розуміти з яким об'єктом вони будуть взаємодіяти. Перетин бульбоносного пласта в значній мірі буде визначатися способом посадки картоплі. Найбільш поширеними способами є гладкий та гребневий. Гладкий спосіб застосовується, переважно, на невеликих ділянках та у посушливих регіонах. Цей спосіб дозволяє краще втримувати

вологу. Проте, гребневий спосіб посадки дозволяє збільшити площу нагрівання ґрунту та кращому проникненню кисню до бульб. Цей спосіб посадки є переважним при реалізації технології вирощування картоплі. Глибина залягання бульб при гребневому способі посадки складає для супіщаних дерново-підзолистих ґрунтів 80-90 мм; для чорноземів Лісостепу – 60-88 мм [120]. Крім того, у процесі догляду за посівами культивації міжрядь при будь-якому способі передбачають формування гребенів. Все це зводиться до того, що об'єктом впливу підкопуючого робочого органу буде перетин бульбоносного пласту певної геометрії. Під бульбоносним пластом будемо розуміти пласт ґрунту, в якому залягають гнізда бульб і який потрібно в повній мірі підкопати, не пошкоджуючи бульб. Саме від перетину цього пласта буде залежати навантаження на робочі органи картоплекопача.

При аналізі літературних джерел автори пропонують різні моделі такого пласта [59]. Наприклад, в роботі [70] автори моделюють бульбоносний пласт з розподілом зон міцності пласта та виділяють такі параметри, рис. 1.13.

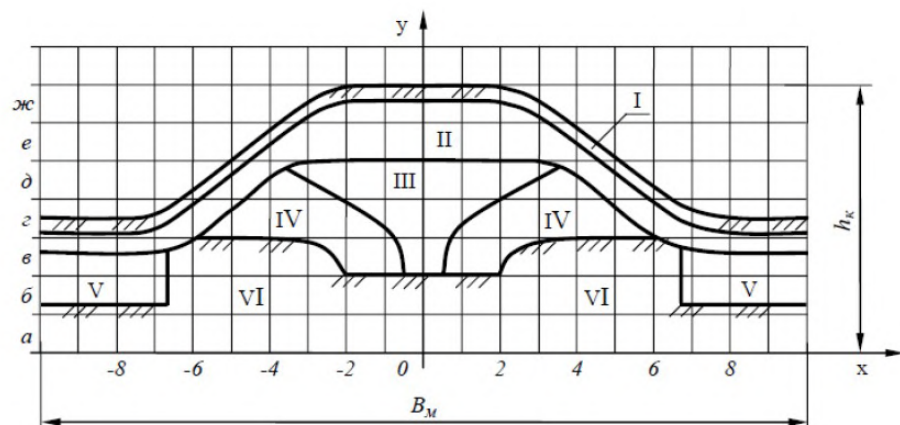


Рисунок 1.13 – Профіль бульбоносного пласта [70]

Автори, посилаючись на праці Н.М. Кандаулова, виділяють наступні зони міцності бульбоносного пласта:

I – поверхнева зона, де зусилля руйнування складає $P_{руйн} = 12,0...19,0$ Н;

II – пухка зона ($P_{руйн} = 5,0...8,0$ Н);

III – перехідна зона ($P_{руйн} = 3,0...5,0$ Н);

IV – щільна зона ($P_{руйн} = 6,0...14,0$ Н);

V – зона міжрядь ($P_{руйн} = 8,0...10,0$ Н, $P_{руйнmax} = 11,0$ Н);

VI – зона найбільшої щільності ($P_{руйн} = 50,0...60,0$ Н, $P_{руйнсersh} = 13,0...25,0$ Н).

На рис. 1.13 позначено B_m – ширина міжряддя, h_k – глибина підкопування.

Такий аналіз дає підґрунтя до визначення зусиль при підкопуванні бульбоносного пласта при його розрахунку аналітичним шляхом.

Іншим об'єктом взаємодії леза та площини лемеша є самі бульби картоплі. Важливим аспектом тут є забезпечити мінімальний негативний вплив робочого органу на картоплину, оскільки механічна дія може негативно позначитись на можливості зберігання цього продукту. Тому варто ознайомитись з деякими характеристиками сортів картоплі, періодами їх збирання, оскільки це має відношення до стану ґрунту на той час тощо. Цей аналіз проведено на основі актуального каталогу сортів картоплі, що наведений провідною установою з цього питання – Інститутом картоплярства України [80].

Наведемо деякі із сортів, що пропонуються установою, табл. 1.1

Таблиця 1.1 – Ранньостиглі сорти картоплі [80]

№ з/П	Загальний вигляд сорту/назва	Стисла характеристика
1	 Житниця	Призначення: столовий; Термін дозрівання: 40-45 днів; Урожайність: 50,0–60,0 т/га в кінці вегетації; Споживчі якості: 8,1 бала; Особливості сорту: стійкий до потемніння м'якоті, невибагливий до типу ґрунту.

Закінчення табл. 1.1

2	 Кіммерія	Призначення: столовий; Термін дозрівання: 40-45 днів; Урожайність: 14,0 т/га на 40–45-й день після сходів, 49 т/га в кінці вегетації; Споживчі якості: 8,5 бала; Особливості сорту: високоурожайний, невибагливий до типу ґрунту.
3.	 Славута	Призначення: столовий; Термін дозрівання: 40-45 днів; Урожайність: 25,0 т/га (50,0 т/га); Споживчі якості: 8,6 бала; Особливості сорту: можна вирощувати два урожаї, висока стійкість до механічних пошкоджень бульб стійкість до потемніння м'якоті.

Ще наведено тільки кілька сортів серед їх множини, які пропонуються Інститутом картоплярства. Звичайно, що на ринку є набагато більше сортів ранньостиглої картоплі. Звідси випливає, що ранні врожаї можна збирати вже на сороковий чи сорок п'ятий день; в той час, можемо розуміти якою була планована урожайність; деякі сорти мають характеристику стійкості до механічних пошкоджень.

Наведемо ще кілька прикладів середньостиглих сортів [80]

Таблиця 1.2 – Середньостиглі сорти картоплі

№ з/п	Загальний вигляд сорту/назва	Стисла характеристика
1	 Левада	Призначення: універсальний; Термін дозрівання: початок – 40-45 днів; Урожайність: 17 т/га, в кінці вегетації – 48 т/га; Споживчі якості: 8,7 бала; Особливості сорту: раннє бульбоутворення, висока товарність врожаю.
2	 Медея	Призначення: столовий; Термін дозрівання: від 45 днів; Урожайність: 42-45 т/га в кінці вегетації; Споживчі якості: 8,2 бала; Особливості сорту: добре зберігається.
3.	 Фантазія	Призначення: універсальний; Термін дозрівання: від 45 днів; Урожайність: 15,5-17,0 т/га (46,0 т/га); Споживчі якості: 8,4 бала; Особливості сорту: багато бульбовий, добре зберігається.

Так само цей огляд можна продовжувати і наводити сорти інших селекціонерів. Далі йдуть сорти пізньостиглі і т.д.

Для роботи підкопуючого робочого органу важливим буде об'єм бульбоносного пласта, який необхідно буде підкопувати. На його величину будуть впливати: глибина зароблення насіння за одним із способів посадки, технологія догляду (окучування) і чи найважливішим буде – формування та розростання гнізда, що визначає врожайність культури.

Враховуючи всі ці чинники, впливають габарити самого робочого органу картоплекопача.

За аналізом ряду літературних джерел [79, 116, 117, 118], варто дотримуватися наступної залежності при визначенні ширини захвату лемешем.

Якщо розглядати плоский леміш, рис. 1.14, а.

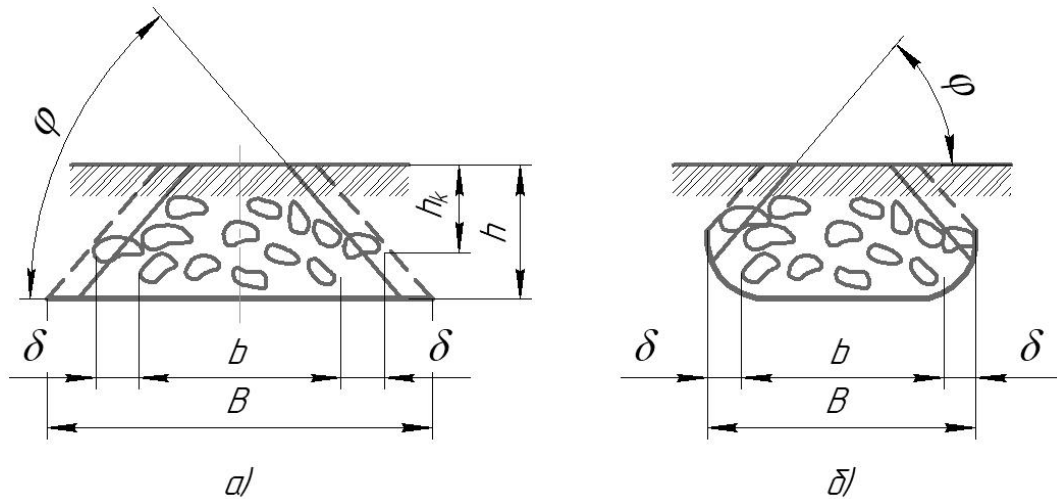


Рисунок 1.14 – Схеми плоского (а) та коритоподібного (б) лемешів

То для нього ширина захвату визначається як

$$B_{н.л} = b + 2\delta + 2(h_k - h_{кр}) \operatorname{ctg} \varphi_{гр}, \quad (1.1)$$

де b – ширина основи гнізда бульб; δ – параметр, що характеризує відхилення осі рядка від осі ходу лемеша; h_k – глибина підкопування; $h_{кр}$ – глибина залягання крайніх по ширині гнізда бульб; $\varphi_{гр}$ – кут природного скосу ґрунту.

Для коритоподібного лемеша –

$$B_{кор} = b + 2\delta. \quad (1.2)$$

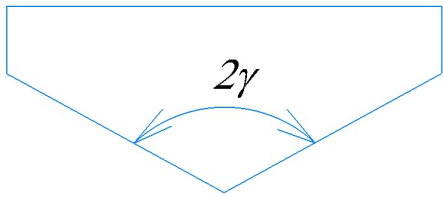
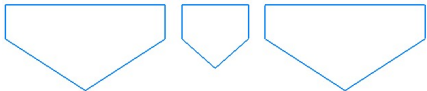
Порівнюючи ці дві залежності можна зробити висновок, що коритоподібний леміш є менш габаритним у порівнянні з плоским.

Наприклад, при глибині підкопування бульбоносного пласта 15 см, глибині залягання крайніх бульб 10 см, куті природного скосу ґрунту 40° – плоский леміш потрібно виготовити на 12 см ширшим у порівнянні з коритоподібним.

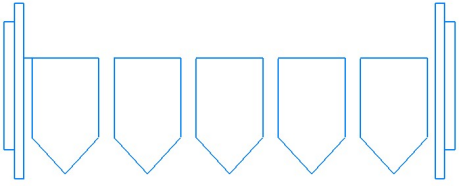
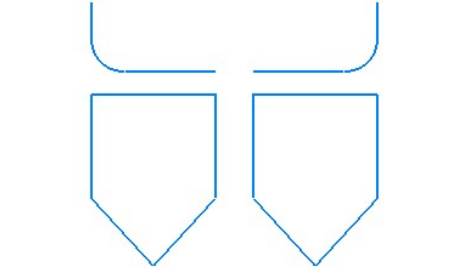
Загалом, у класичній літературі та багатьох працях сучасників, наводять принципові схеми, на основі яких реалізовані фізичні конструкції підкопуючих робочих органів. і

Наведемо основні типи підкопуючих робочих органів картоплекопачів та зробимо короткий аналіз їх працездатності, табл. 1.3.

Таблиця 1.3 – Типові пасивні лемеші

№ з/п	Схема	Короткий опис
1		Плоский прямий леміш. Його можна застосовувати на зв'язаних ґрунтах за відсутності забур'яненості, в противному разі – різальне лезо обмотується стеблами бур'янів і леміш втрачає здатність підрізати пласт ґрунту.
2		Плоский трикутної форми різального леза. Такий леміш вже можна застосовувати для підкопування бульбоносного пласта, де присутня забур'яненість. Розхил різального леза з кутом 2γ дозволяє стеблам рослин ковзати по утворених різальних лезах та бути перерізними.
3		Збірний плоский леміш, для встановлення на дворядній картоплезбиральній машині. Він має ще додатково встановлену невелику секцію для підбору осипаного між рядками бульбоносного пласта та передачі його далі на елеватор.

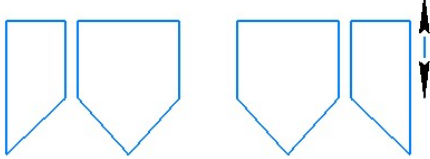
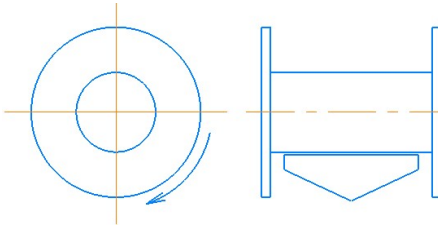
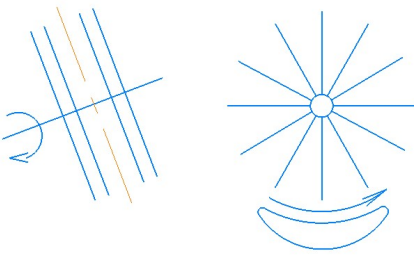
Закінчення табл. 1.3

4		Плоский секційний леміш з боковинками. Цей леміш має властивості плоского трикутної форми різального леза, але недолік осипання бульбоносного пласта усунений застосуванням боковинок, які обмежують таке осипання.
5		Коритоподібний секційний леміш. Дві секції утворюють цей леміш. Зазор між секціями виконаний з метою проходження рослинних решток. Коритоподібна форма сприяє утриманню підкопаного пласта та передачі його на подальший робочий орган. Недоліком таких конструкцій є те, що при підкопуванні вологих ґрунтів можливе налипання в місцях вигину бокових стінок.

Спільними недоліком плоских лемешів є те, що підкопаний бульбоносний пласт «розтікається» по сторонах в процесі підкопування, особливо це явище спостерігається на незв'язаних сипких ґрунтах. В наслідок чого можна спостерігати значні втрати картоплі при роботі такої машини. Цю проблему усувають коритоподібні лемеші, але вони можуть забиватися налиплим ґрунтом.

Окреслені проблеми в певній мірі вирішуються при застосуванні комбінованих лемешів, табл. 1.4.

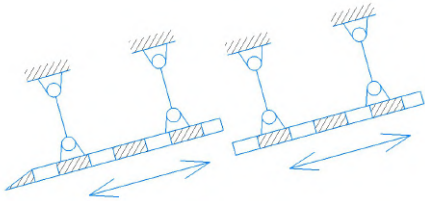
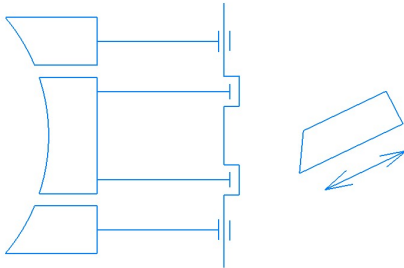
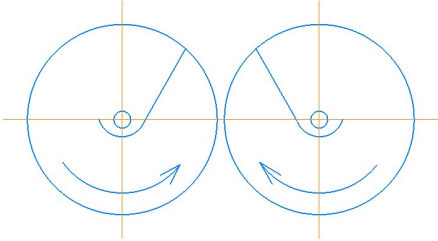
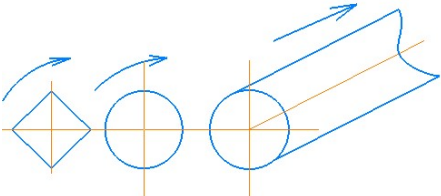
Таблиця 1.4 – Комбіновані лемеші

№ з/п	Схема	Короткий опис
1		Секційний плоский трикутної форми різального леза лемеш з активними боковинками. Коливання боковинки сприяє тому, що відбувається полегшене підрізання бульбоносного пласта та їх самоочищення від налиплого ґрунту та рослинних решток.
2		Дисковий гребенепідйомник. Цей робочий орган отримав таку назву, оскільки здатний піднімати вирізаний пласт плоским лемешем та боковими дисками на значні висоти. Далі защемлений ґрунт між дисками знімається спеціальними бітерами та йде на подальший сепарувальний робочий орган.
3		Окремим типом підкопуючого робочого органу можна виділити півкруглі лемеші, що використовуються в системі сепарації з використанням розкидного ротора, який знімає бульбоносний пласт з поверхні лемеша по мірі його поступлення та розкидає по поверхні поля.

Наведені типи комбінованих робочих органів в значній мірі підвищують ефективність процесу підкопування бульбоносного пласта, але разом з тим вони нездатні забезпечити первинну сепарацію ґрунту на самій площині лемеша, що могло би суттєво розвантажити наступний сепарувальний робочий орган.

Тому вважаються найбільш ефективними активні підкопуючі робочі органи, табл. 1.5

Таблиця 1.5 – Активні підкопуючі робочі органи

№ з/п	Схема	Короткий опис
1		Активний коливний леміш. Така конструкція лемеша, а це, переважно передня різальна кромка гребота, дозволяє полегшено підрізати бульбоносний пласт та транспортувати його, сомоочищатися та здійснювати первинну сепарацію ґрунту на своїй площині. При наведеній схемі така конструкція нездатна утворювати направлений рух бульбоносного пласта за заданим законом руху; дно борозни має пилоподібну форму, тому, щоб не пошкоджувати бульби його потрібно більше заглиблювати.
2		Активний леміш для елеваторних машин. Перевагою такої конструкції є те, що центральна частина лемеша та його боковинки працюють у протифазі, що зрівноважує динамічні сили у конструкції. Недоліком є складна конструкція направляючих та приводу.
3		Активні лемеші дискового типу. Перевагою таких робочих органів є те, що вони примусово транспортують підкопаний пласт, при цьому звужують його, руйнуючи зв'язки.
4		Активний валиковий підкопуючий робочий орган. Він ефективний при підкопуванні картопляної грядки при невеликій глибині залягання бульб та на незв'язаних ґрунтах. Переважно такий робочий орган застосовується для підбирання та доочищення вже підкопаної грядки, де бульби знаходяться у валику.

Наведені класичні схеми підкопуючих лемешів картоплекопачів лежать в основі багатьох сучасних конструкцій таких робочих органів. Вибраний досвід експлуатації повинен стати поштовхом для розробки більш досконалого та ефективного підкопуючого робочого органу.

Вивчивши структуру картопляної грядки, маючи приклади робочих органів, що її будуть підкопувати, то для повного уявлення цього процесу ще потрібно розуміти як буде проходити цей процес, як буде відбуватися руйнування підкопаного пласта.

В літературних джерелах також можна зустріти багато моделей взаємодії клина картоплекопача з ґрунтовим середовищем. Наведемо деякі з них.

За аналізом праць сучасних вчених: Адамчука В.В., Барановського В.М., Береженка Є.Б., Бончика В.С., Булгакова В.М., Вольського В.А., Гевка Р.Б., Головача І.В., Грушецького С.М., Довбуша Т.А., Заїки П.М., Ковбаси В.П., Козаченка О.В., Корнюшина В.М., Кушнарєва А.С., Нолобіної О.О., Паньківа В.Р., Пасамана Б.Ф., Ружила З.В., Смолінського С.В., Ткаченка І.Г., Хайліса Г.А., Шведика М.С., Шимка А.В., Яропуда В.М., Osman V.S. та інших наводять різні моделі руйнування пласта ґрунту, його сепарації на робочих органах, транспортування підкопаної суміші, а також міцності окремих елементів конструкції [38, 49, 86, 87, 102, 117, 101, 119].

Osman V.S. у своїх працях, зокрема [38], користується відомою теорією міцності Кулона-Мора при руйнуванні ґрунту, напруження та деформації розраховуються для елементарних об'ємів ґрунту.

Також в літературі можна бачити моделі деформування ґрунту, де враховуються тільки нормальні напруження, що викликають поверхневі тріщини при відриві; моделі, що базуються на теорії суцільного середовища з використанням мікропідходу кінетичної теорії; ґрунт моделюється як ідеально пластичне тіло; враховується критичний стан ґрунту при зростанні формозміни до початку текучості; модель ґрунту як анізотропного середовища із статично розподіленими дефектами; модель ґрунтового

середовища, де вважається відсутніми чисто пружні деформації, а час – це монотонно зростаючий параметр, що характеризує траєкторію навантаження у просторі деформації [10];

Шимко А.В. у своєму дисертаційному дослідженні [117] при удосконаленні підкопуючого органу застосував модель ґрунту у вигляді в'язко-пружного середовища, що описується моделлю Кельвіна-Фойгта.

Цитата [117]: «Для такої механічної моделі фізичні рівняння зв'язку напружень зі швидкостями деформацій мають вигляд:

$$\sigma_x = \frac{4}{9} e^{\frac{Gt}{2\eta(1+\nu)}} \eta(1+\nu)(6\varepsilon_x - 3)(\varepsilon_y + \varepsilon_z) - \frac{e^{\frac{Gt}{\eta(1+\nu)}}(1+\nu)\dot{\varepsilon}}{-1+2\nu},$$

$$\sigma_y = \frac{4}{9} e^{\frac{Gt}{2\eta(1+\nu)}} \eta(1+\nu)(-3)(\varepsilon_x - \varepsilon_y + \varepsilon_z) - \frac{e^{\frac{Gt}{\eta(1+\nu)}}(1+\nu)\dot{\varepsilon}}{-1+2\nu},$$

$$\sigma_z = \frac{4}{9} e^{\frac{Gt}{2\eta(1+\nu)}} \eta(-3)(\varepsilon_x - \varepsilon_y + \varepsilon_z) - \frac{e^{\frac{Gt}{\eta(1+\nu)}}(1+\nu)\dot{\varepsilon}}{-1+2\nu},$$

$$\tau_{xy} = 2e^{\frac{Gt}{2\eta(1+\nu)}} \eta(1+\nu)\dot{\gamma}_{xy}, \quad \tau_{yz} = 2e^{\frac{Gt}{2\eta(1+\nu)}} \eta(1+\nu)\dot{\gamma}_{yz},$$

$$\tau_{xz} = 2e^{\frac{Gt}{2\eta(1+\nu)}} \eta(1+\nu)\dot{\gamma}_{xz},$$

де $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ – компоненти нормальних деформацій та деформацій зсуву, Па; G – модуль зсуву, Па; $G = E/(2(1+\nu))$; E – модуль пружності лінійних деформацій, Па; ν – коефіцієнт Пуассона; $\dot{\varepsilon} = 1/3(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)$, де $\dot{\varepsilon}_x, \dot{\varepsilon}_y, \dot{\varepsilon}_z$ – компоненти швидкостей лінійних

деформацій $1/c$; $\dot{\gamma}_{xy}$, $\dot{\gamma}_{yz}$, $\dot{\gamma}_{xz}$ – компоненти швидкостей деформацій зсуву, $1/c$; η – модуль в'язкості зсувних деформацій, $\text{Па} \cdot \text{с}$.

Час деформування t , який входить до залежностей зв'язку напружень із швидкостями деформацій, може бути визначений за часом розповсюдження хвилі напружень

$$c = \sqrt{\frac{\lambda + 2G}{\rho}},$$

де λ – коефіцієнт Ляме.

$$\lambda = k - 2/3G; \quad k = 2/3((1+\nu)/(1-2\nu))G.$$

Час розповсюдження хвилі:

$$t = \frac{L}{c} = L / \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}} = \sqrt{2}L / \sqrt{\frac{G(-1+\nu)}{(1+\nu)^2(-1+2\nu)\rho}},$$

де L – відстань, на якій затухає хвиля напружень у даному середовищі. Для ґрунтового середовища ця величина становить 1-2 м.

Таким чином, наведені рівняння визначають компоненти напружень в'язко-пружного середовища, у вигляді якого представлений ґрунт».

І таких моделей можна навести досить багато. Всі вони з певним наближенням дозволяють моделювати ґрунтове середовище та описувати процеси взаємодії з робочим органами. Звичайно, кожна модель має певні припущення, враховує тільки основні чинники, є справедливою для певних умов. В свою чергу, розуміємо, що картопляна грядка – це середовище, у якому властивості на одному погонному метрі рядка можуть бути значно

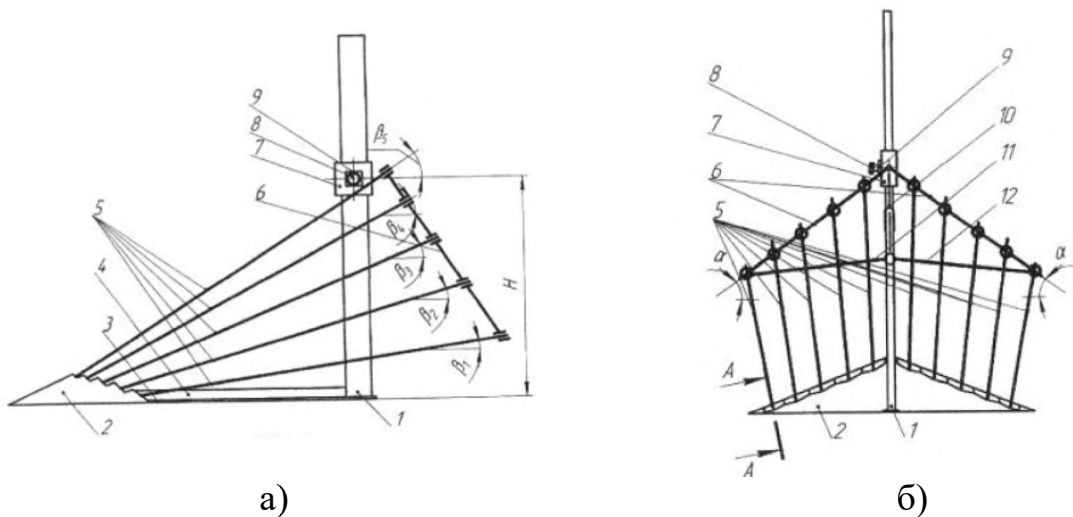
відмінними, тут є чинник наявності кореневої системи рослин як культурних, так і бур'янів тощо. Щоб врахувати всі ці чинники, то моделі такого середовища будуть надто громіздкими та складними в математичному плані для реалізації, а точність буде залежати від повноти компонентів, що входять в цю модель. Звичайно, що наведені фундаментальні моделі дають відповідь на основні питання при проєктуванні робочого органу, вирази описують основні співвідношення у розглядуваному процесі, а при їх поєднанні з вихідними даними, що знайдені в ході проведення експерименту – отримуємо задовільні результати для такого роду інженерних розрахунків.

1.4 Аналіз конструктивних особливостей підкопуючих робочих органів

На основі наведених класичних схем підкопуючих робочих органів (таблиці 1.3–1.5) дослідниками і конструкторами було розроблено ряд рішень технічного виконання робочих органів. Частина з них представлена як ідея до реалізації, а частина була втілена у фізичних конструкціях картоплекопачів [13, 25, 27, 65, 67, 69, 72, 73, 110].

Зробимо короткий аналіз деяких таких рішень, з метою постановки завдання для обґрунтування параметрів власної розробленої конструкції підкопуючого робочого органу картоплекопача.

За патентним пошуком наведемо кілька найбільш ефективних рішень підкопуючих робочих органів.



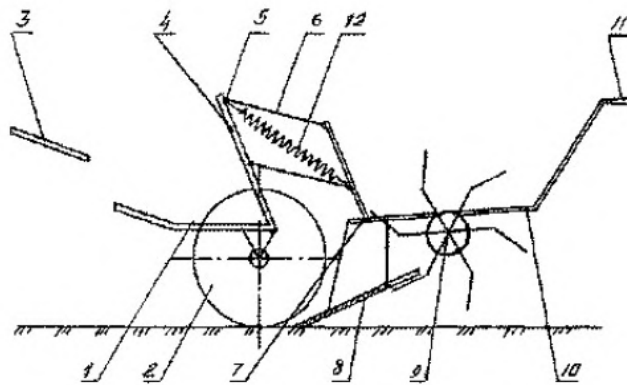
1 – стійка; 2 – стрілочастий підкопуючий леміш; 3 – пластина; 4 – ребро жорсткості; 5 – сепарувальні прутки; 6 – регулювальний механізм; 7 – хомут; 8, 9 – штопорний болт з гайкою; 10-12 – ланки

а – вигляд збоку; б – вигляд спереду

Рисунок 1.15 – Картоплепідкопуючий робочий орган
(пат. UA № 106397) [99]

Наведене конструктивне рішення (рис. 1.15) має свій технологічний ефект при використанні з малопотужними енергетичними засобами, які при викопуванні картопляної грядки мають за мету розкрити гребені та частково просепарувати ґрунт. Перевагою робочого органу є те, що він має можливість встановлення деяких кутів сепарувальної пруткової площини, що підсилить ефект просівання ґрунту. Умовним недоліком буде те, що частина підкопаних картоплин буде присипатися ґрунтом і для її підбирання потрібно перевіряти поверхневий шар розкритого гребеня на наявність присипаних картоплин.

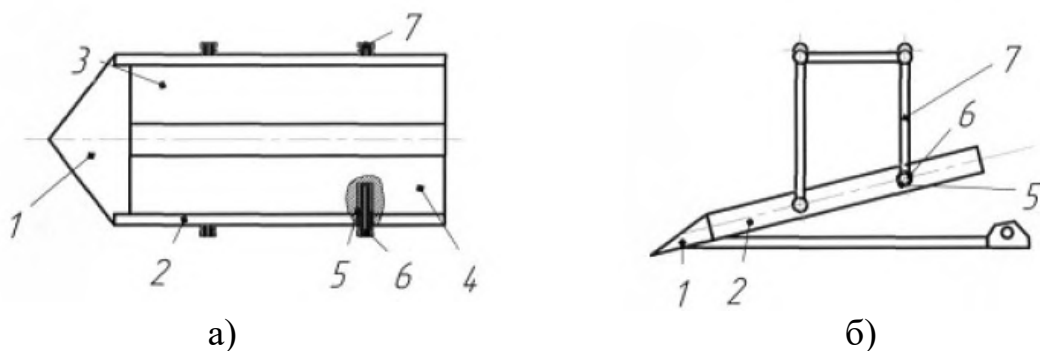
Плоский леміш 8 (рис. 1.16) підрізає бульбоносний пласт та транспортує його своєю площиною до ротора 9, який ділить пласт та сепарує ґрунт і за принципом розсіювання траєкторій відкидає на поверхню поля окремо грудки ґрунту та картоплини. Такий пристрій добре буде працювати на незв'язаних ґрунтах, причому, можливе осипання підкопаного пласта через краї лемеша. На більш задернілих ґрунтах буде нестабільна глибина ходу, від чого нерівномірне завантаження сепаруючого ротора 9 і тоді присипання картоплин на поверхні поля.



1 – рама; 2 – опорно-приводні колеса; 3 – дишель; 4 – консоль; 5 – шарніри; 6 – повідки; 7 – рамка; 8 – леміш; 9 – ротор; 10 – поперечина; 11 – ручки; 12 – пружинний механізм

Рисунок 1.16 – Кінний картоплекопач (пат. UA № 57641) [115]

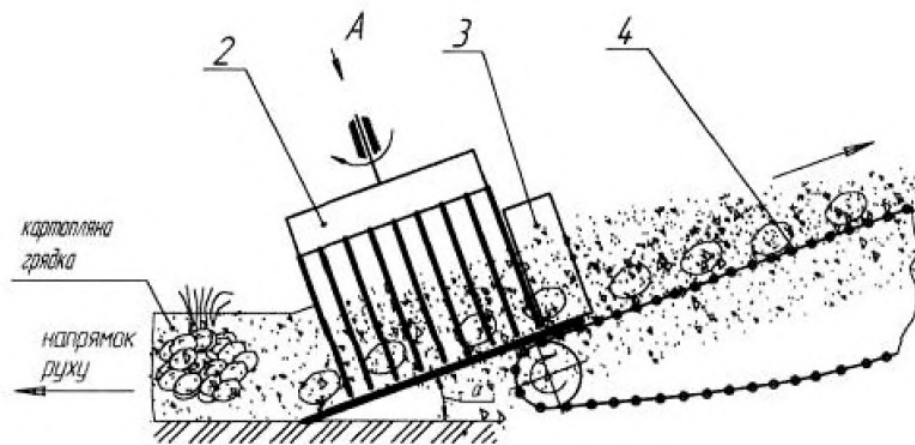
Утворений активний леміш (рис. 1.17) збуджує коливання площини, по якій рухається бульбоносний пласт, підвищуючи її сепарувальну здатність. Пружні елементи 6 через стрижні 7 передають ці коливання від механізму приводу. Завдяки цьому зменшується опір підкопування та збільшується рівномірність розподілу підкопаної маси та її перехід на наступний сепарувальний робочий орган. Проте, така конструкцій не утворює направлений рух бульбоносної маси, з метою підвищеної інтенсифікації первинного сепарування на площині лемеша.



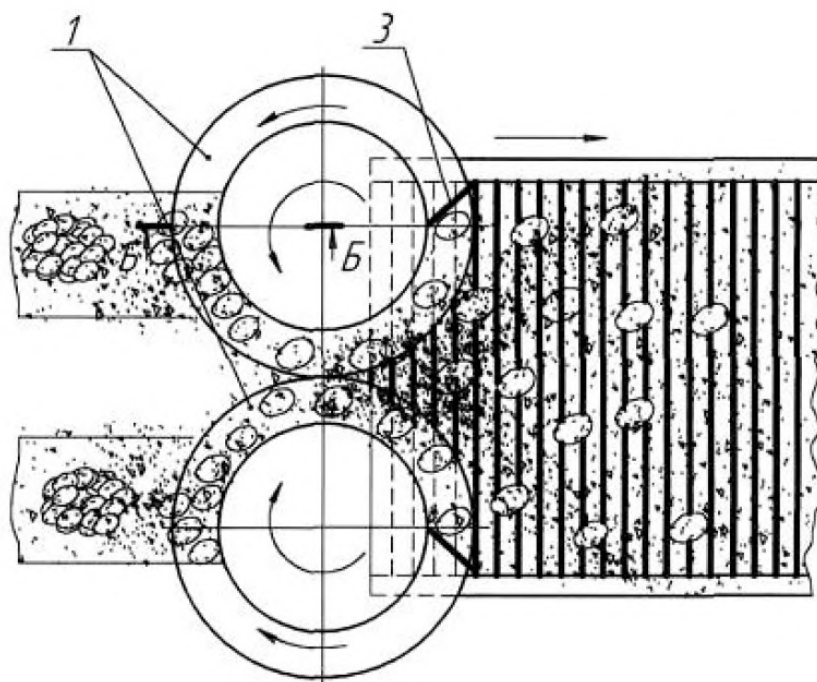
а – вигляд зверху; б – вигляд збоку

1 – різальна кромка; 2 – гнучка планка; 3 і 4 – пластини; 5 – стакани; 6 – пружні елементи; 7 – стрижень

Рисунок 1.17 – Активний підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини (пат. UA № 103214) [100]



а)



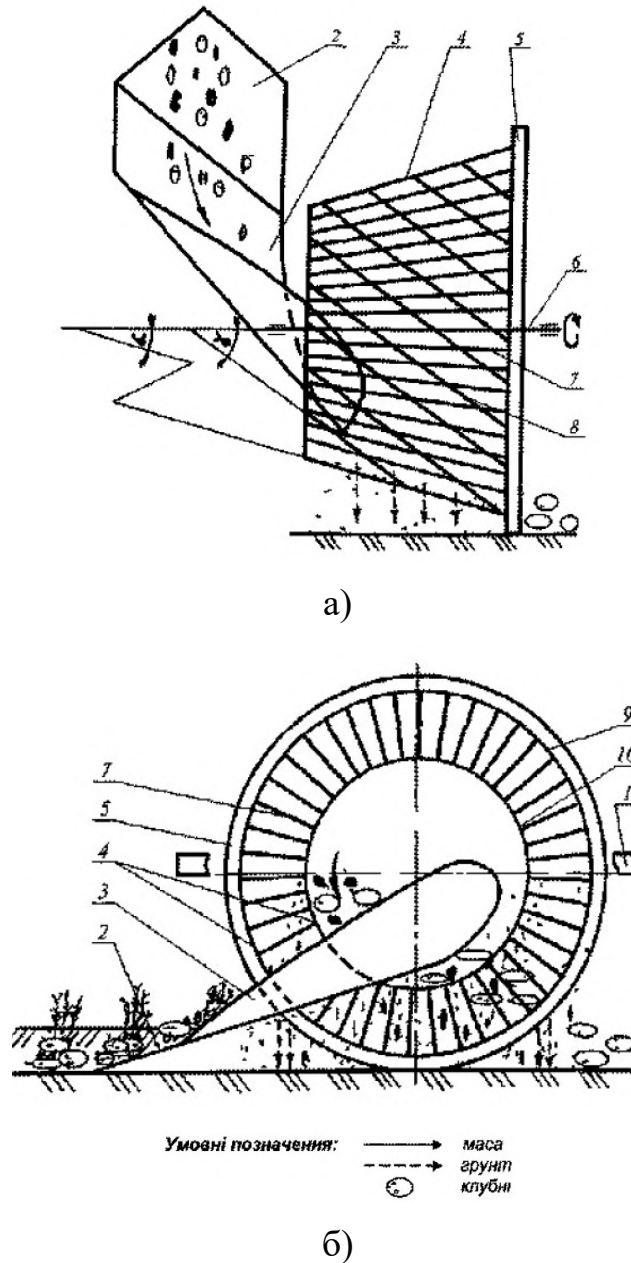
б)

а – вигляд збоку; б – вигляд зверху

1 – леміш-диск; 2 – пруткові барабани; 3 – скребки;
4 – сепаруючий транспортерРисунок 1.18 – Підкопувально-сепаруючий пристрій
коренебульбозбиральної машини (пат. UA № 20358) [92]

Диски-лемеші 1 обертаються зустрічно (рис. 1.18), підрізають бульбоносний пласт та подають його до пруткових барабанів 2, які розпушують картопляний ворох і направляють його в простір між барабанами. Одночасно ґрунт просіюється в проміжках між прутками, а частина маси передається на прутковий транспортер, де відбувається

остаточна сепарація. Певним недоліком такої конструкції її відносна складність та при наявності рослинних решток – можливе обволікання пруткових барабанів стеблами та бадиллям рослин.



а – вигляд зверху; б – вигляд збоку
1 – рама; 2 – плоский леміш; 3 – полиця;
4 – сепаруючий барабан; 5 – обод; 6 – вал; 7 – прутки; 8 – пластина;
9 – велика основа; 10 – мала основа
Рисунок 1.19 – Картоплезбиральна машина з барабанним сепаратором
(пат. UA № 56530) [66]

Конструкція підкопуючого робочого органу (рис. 1.19) виконана таким

чином, плоска частина лемеша підрізає бульбоносний пласт та направляє його на гвинтову полицю, по якій розкришений пласт попадає у сепарувальний барабан, де проходить подальша сепарація картопляного вороху. Картоплекопач за такої конструкції буде ефективно працювати на малозв'язаних та незабур'ячених ґрунтах, але при зволжених ґрунтах та наявності рослинних решток підкопуючий робочий орган буде виконувати свою функцію, але кришення на полиці може не відбуватися. Часу перебування пласта та відстані його ковзання у конусному сепараторі може бути недостатньо для якісної сепарації картопляного вороху.

1.5 Висновки, постановка задач для дослідження

Аналіз конструкцій картоплекопачів показує, що на практиці застосовуються багато різних типів картоплезбиральних машин з пасивними напіваактивними та активними лемешами. Кожен з них призначений для заданих умов роботи та забезпечує певну ефективність. Разом з тим, спостерігаються і недоліки, які пов'язані з обмеженою функціональною здатністю, наявністю значних вібрацій, обмеженість роботи у складних умовах. Наведена проблематика спонукала розробити нову конструкцію картоплекопача в частині комбінованого активного лемеша. Особливістю конструкції є те, що леміш закріплений на двох парах підвісів, що мають регульовану довжину та забезпечують можливість заданого направленого руху частинки бульбоносного пласту площиною лемеша; передні підвіси виконані заодно із активними боковинками, які здійснюють коливні рухи у протифазі до зворотно-поступального руху лемеша, що значно зрівноважує механізм, а їх проникнення у ґрунт дозволяє відділяти підкопуваний пласт від основного масиву; в якості кривошипа використано зрівноважувальний маховик з регульованим шарніром для приєднання шатуна, що забезпечує

можливість зміни радіуса кривошипа, а від того і амплітуди коливань лемеша.

Наведені чинники направлені на підвищення ефективності підкопування картоплі при збиранні, особливо для більш складних умов роботи.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- провести аналіз конструктивних особливостей однорядних картоплекопачів, їх підкопуючих робочих органів, та на цій основі запропонувати удосконалену конструкцію комбінованого активного лемеша з розширеними можливостями щодо підкопування та транспортування бульбоносного пласту ґрунту;

- розробити теоретичні моделі для визначення кінематичних параметрів багатоланкового механізму лемеша та дослідити умови направлено руху частинки бульбоносного пласта на його коливній площині;

- розробити модель для дослідження приведенного моменту інерції механізму приводу вібраційного лемеша картоплекопача;

- розробити модель для визначення енергетичних затрат на процес відділення та підкопування бульбоносного пласту ґрунту;

- виготовити однорядну картоплезбиральну машину з вібраційним лемешем та активними боковинками, провести її польові випробування, зробити оцінку якісних показників роботи;

- скласти план та провести експериментальні дослідження щодо визначення тягового опору та споживаної потужності для приводу робочих органів картоплекопача.

Основні наукові результати розділу опубліковані у працях [51, 53, 54, 55, 62, 63, 64, 78].

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТОЗДАТНОСТІ КОМБІНОВАНОГО АКТИВНОГО ЛЕМЕША

2.1 Обґрунтування кінематичних параметрів підкопуючого лемеша на основі методу замкнених векторних контурів

Величина собівартості при виробництві продукції рослинництва напряму залежить від рівня механізації технологічних процесів. Однією із найбільш трудомістких операцій є операція збирання при виробництві картоплі. Особливо гострим це питання постає для невеликих підсобних чи фермерських господарств, де спостерігається недостатня кількість техніки [55, 64]. На ринку є багато пропозицій мінікартоплекопачів, але їх небагато від українських виробників такої техніки. Крім того, більшість цієї техніки не розрахована на регіональну специфіку – важкі ґрунти. Тому при експлуатації часто виникають поломки картоплекопачів, знижується їх технологічна ефективність або вони взагалі нездатні виконувати дану технологічну операцію за таких умов [68].

З цього випливає необхідність пошуку нових рішень для отримання оптимальних конструкцій картоплезбиральних машин [94]. Разом з тим проблема ускладнюється через те, що мова йде про невеликі малоенергоємкі машини, які експлуатуються з тракторами тягового класу 0,6 т та менше. Тому прийняті рішення мають бути добре зваженими та прийнятими на основі перевірених інженерних методик до аналізу та основних підходів до конструювання сільськогосподарської техніки [24].

Постійне удосконалення робочих органів картоплезбиральних машин залишається актуальною задачею машинобудівників та агроінженерів [55].

За аналізом літературних джерел [9, 16, 23, 26, 60, 69, 116], автори розглядають проблеми підкопування та сепарації коренебульбоплодів. Задачі

полягають у зменшенні тягових опорів при підкопуванні бульбоносного пласту ґрунту, підвищенні ефективності сепарації ґрунту на пруткових подовжувачах лемеша і далі на різного роду очисниках. В працях [75, 108] пропонуються рішення щодо нових підходів у технології вирощування картоплі через формування сприятливого ґрунтового середовища для розвитку рослини. Такі зміни матимуть неодмінний вплив і на технологічну операцію збирання картоплі.

Разом з тим, отримані обґрунтовані рішення, в більшій мірі, стосуються професійних картоплекопачів, а малогабаритні картоплезбиральні машини виготовляють спрощеної конструкції [62, 63], що часто відображається на ефективності їх роботи. Тому варто напрацювати нові конструкторські рішення для удосконалення малогабаритної техніки, яка приймає на себе левову частку при виробництві картоплі в Україні.

Як показує практика, виробники малогабаритних картоплекопачів максимально спрощують конструкції, не допускаючи збільшення їх вартості. Це з одного боку є виправданим кроком, але з іншого – представлені на ринку машини, на думку авторів, не завжди мають задовільні показники ефективності роботи.



Рисунок 2.1 – Світлини типових конструкції картоплекопачів із вібраційними лемешами

Наприклад, наведені в роботі [114] малогабаритні картоплекопачі – це відносно надійні машини, але вібраційний рух лемеша можливий тільки відносно осі обертання, тобто точки шарнірного закріплення лемеша до рами

машини. Це не дозволяє забезпечити заданий закон руху різального леза для ефективного підкопування та сепарації бульбоносного пласту.

Тому є необхідність, незначно ускладнюючи конструкцію, забезпечити для лемеша більше можливих рухів з метою полегшеного його проникнення в бульбоносний пласт ґрунту, утворення направленого руху підкопаної маси та інтенсивнішої її сепарації.

Для реалізації поставленого завдання було запропоновано нову конструкцію вібраційного лемеша, яка реалізовуватиметься у схемі картоплекопача та захищена патентом на корисну модель [51].

Представлена конструкція вібраційного лемеша (рис. 2.2) відрізняється від наведених на рис. 2.1 тим, що кривошип виконано у вигляді диска 13, у

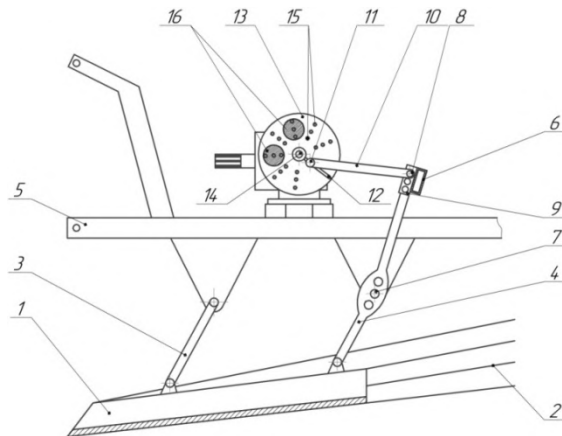


Рисунок 2.2 – Принципова схема вібраційного лемеша в конструкції картоплекопача

якому в радіальному напрямку зроблено паз 12, де на заданій відстані від осі обертання фіксується з'єднувальний шарнір 11 шатуна 10. Це забезпечує можливість встановлювати потрібну величину кривошипа для приводу лемеша. Крім того, в такого роду копачів існує проблема динамічної незрівноваженості, що викликає значні його вібрації, тому у диску кривошипа 13 концентрично виконано отвори 15 для закріплення зрівноважувальної пружини 16. Інша відмінність вібраційного лемеша полягає в тому, що різальне лезо 1 з прутковими подовжувачами 2 закріплене на двох парах шарнірних підвісів 3 і 4. Передні підвіси 3 мають визначену довжину та шарнірно з'єднані з різальним лезом 1 та рамою 5. Задня пара

шарнірних підвісів 4 має для приєднання до рами 5 регулювальні отвори 7. Ці підвіси 4 з'єднані між собою поперечиною 6 у жорстку рамку, посередині якої закріплено кронштейн 9 з отворами 8 для з'єднання з кривошипом 10.

Далі детальніше розглянемо будову та принцип роботи представленої конструкції вібраційного лемеша (додаток А), рис. 2.2.

Приводний вал 14 отримує крутний момент від енергетичного засобу, наприклад через конічний редуктор та від ВВП енергозасобу. Разом із приводним валом 14 обертається диск кривошипа 13, в пазі 12 якого зафіксований з'єднувальний шарнір 11 на заданій відстані від осі обертання, що утворює величину радіуса кривошипа. Приєднавши до з'єднувального шарніра 11 шатун 10, через який передається зусилля на поперечину 6, при їх з'єднанні в одному з отворів 8 у кронштейні 9, а відповідно і передається на пару шарнірних підвісів 4. Фіксація шарнірних підвісів 4 у середній частині з допомогою одного із регулювальних отворів 7 до рами 5 дає можливість отримати ефект важеля. Вибираючи один із регулювальних отворів 7 для приєднання до рами 5, регулюють величину нижнього плеча пари шарнірних підвісів 4. Аналогічним чином можна змінювати величину верхнього плеча пари шарнірних підвісів 4, вибираючи для з'єднання з шатуном 10 один із отворів 8 у кронштейні 9 на поперечині 6. Таким чином, парою шарнірних підвісів 4 передається зусилля до різального леза 1 з прутковими подовжувачами 2, що викликає їх переміщення при утворенні багатоланкової шарнірної системи, яка може забезпечити визначений закон руху площини різального леза 1 лемеша.

При виконанні машиною технологічного процесу викопування картоплі утворений вібраційний леміш різальним лезом 1 входить у бульбоносний пласт, підрізає його, а вібраційні зворотно-поступальні рухи утворюють ефект псевдорозрідженого середовища, що полегшує проникнення різального леза 1 у непідкопаний бульбоносний пласт. Змінюючи положення з'єднувального шарніра 11 у пазі 12 диска кривошипа 13, тобто величину кривошипа, а також величини плечей пари шарнірних

підвісів 4 з допомогою відповідних регулювальних отворів 7 і отворів 8 у кронштейні 9, можна забезпечити заданий закону руху площини різального леза 1 з прутковими подовжувачами 2. Це має визначальне значення щодо можливості ефективного підкопування бульбоносного пласту, наприклад амплітуда коливань різального леза 1, а також можливості направленої транспортування підкопаної маси утвореною коливною площиною з можливістю одночасної сепарації на пруткових подовжувачах 2.

Оскільки вихідна ланка утвореного вібраційного лемеша картоплекопача здійснює зворотно-поступальні рухи, то така система буде незбалансованою і утворені вібрації всієї машини будуть передаватися на енергетичний засіб, а відповідно і людину, яка ним керує. Тому для усунення такого недоліку в конструкції вібраційного лемеша картоплекопача передбачено використання диска кривошипа 13, який виконує роль маховика, а закріплена зрівноважувальна противага 16 у визначених концентрично розміщених отворах 15 дозволяє частково збалансувати утворену динамічну систему. Величина маси зрівноважувальної противаги 16 та місце її розміщення на диску кривошипа 13 визначаються додатковими розрахунками та корегуються в процесі експлуатації.

На рис. 2.2 наведено принципову схему вібраційного лемеша картоплекопача, яка дає уяву про його принцип роботи та основні регулювання. Але щоб перейти до конструктивних розрахунків та розробки робочих креслень складових, необхідно виконати спочатку кінематичний аналіз такого механізму. З цією метою представимо узагальнену кінематичну схему, рис. 2.3.

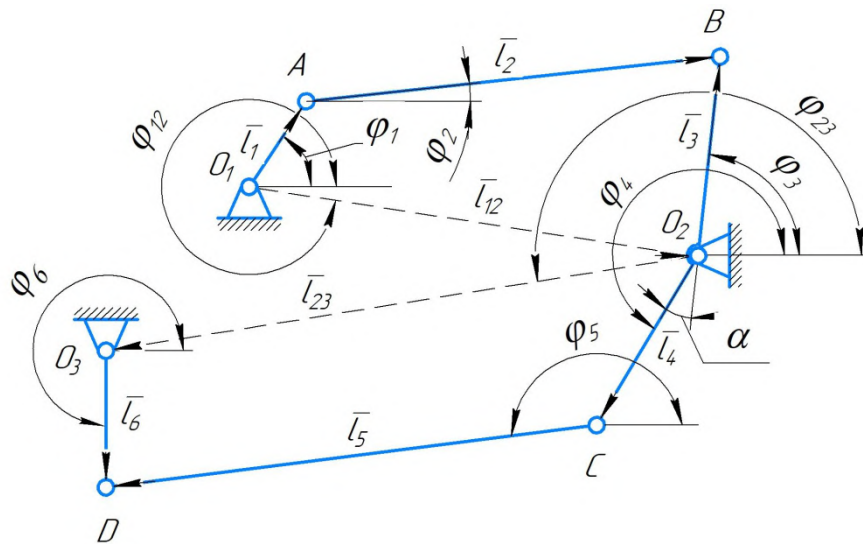


Рисунок 2.3 – Кінематична схема вібраційного лемеша

Для кінематичного аналізу такого багатоланкового механізму (рис. 2.3) досить простим та ефективним є метод замкнених векторних контурів [85].

Як видно, цей механізм складається із двох контурів: O_1ABO_2 та O_2CDO_3 .

Позначимо векторами відповідні ланки, рис. 2.3:

$\vec{l}_1$ – кривошип;

$\vec{l}_2$ – шатун;

$\vec{l}_3$ – верхнє плече пари шарнірних підвісів 4;

$\vec{l}_4$ – нижнє плече пари шарнірних підвісів 4;

$\vec{l}_5$ – леміш;

$\vec{l}_6$ – пара шарнірних підвісів 3.

Вектори $\vec{l}_{12}$ та $\vec{l}_{23}$ з'єднують центри обертання ланок O_1O_2 та O_2O_3 , відповідно.

Тоді векторні рівняння для кожного з контурів запишемо у вигляді:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{l}_{12} + \vec{l}_3; \quad (2.1)$$

$$\vec{l}_4 + \vec{l}_5 = \vec{l}_{23} + \vec{l}_6. \quad (2.2)$$

Спроектуємо ці рівняння на осі ортогональної системи XOY , вважаючи відомими довжини ланок та координати центрів обертання: $O_1(x_1, y_1)$, $O_2(x_2, y_2)$ та $O_3(x_3, y_3)$. Кожна ланка має кут нахилу до осі OX , який позначимо φ_i, i – індекс, що відповідає номеру ланки (рис. 2.3). В проєкціях на осі, отримаємо:

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = l_3 \cos \varphi_3 + l_{12} \cos \varphi_{12}, \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = l_3 \sin \varphi_3 + l_{12} \sin \varphi_{12}; \end{cases} \quad (2.3)$$

$$\begin{cases} l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5 = l_6 \cos \varphi_6 + l_{23} \cos \varphi_{23}, \\ l_4 \sin \varphi_4 + l_5 \sin \varphi_5 = l_6 \sin \varphi_6 + l_{23} \sin \varphi_{23}. \end{cases} \quad (2.4)$$

Очевидно, що тут існує взаємозв'язок:

$$l_{12} \cos \varphi_{12} = x_2 - x_1;$$

$$l_{12} \sin \varphi_{12} = y_2 - y_1;$$

$$l_{23} \cos \varphi_{23} = x_3 - x_2;$$

$$l_{23} \sin \varphi_{23} = y_3 - y_2.$$

Звідки отримаємо наступні залежності:

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = l_3 \cos \varphi_3 + (x_2 - x_1), \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = l_3 \sin \varphi_3 + (y_2 - y_1); \end{cases} \quad (2.5)$$

$$\begin{cases} l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5 = l_6 \cos \varphi_6 + (x_3 - x_2), \\ l_4 \sin \varphi_4 + l_5 \sin \varphi_5 = l_6 \sin \varphi_6 + (y_3 - y_2). \end{cases} \quad (2.6)$$

Між кутами φ_3 і φ_4 існує конструктивний кінематичний зв'язок

$$\varphi_4 = \varphi_3 + (\pi - \alpha). \quad (2.7)$$

Кут повороту кривошипа φ_1 відомий, решта кутових параметрів знаходимо із розв'язку систем рівнянь (2.5) і (2.6).

Після перетворень отримаємо:

$$\varphi_3 = \arcsin\left(\frac{c_1}{q_1} \cos \gamma_1\right) - \gamma_1; \quad (2.8)$$

$$\varphi_2 = \arcsin \frac{(q_1 + l_3 \sin \varphi_3)}{l_2}; \quad (2.9)$$

$$\varphi_6 = \arcsin\left(\frac{c_2}{q_2} \cos \gamma_2\right) - \gamma_2; \quad (2.10)$$

$$\varphi_5 = \arcsin \frac{(q_2 + l_3 \sin \varphi_3)}{l_5}; \quad (2.11)$$

де: $q_1 = y_2 - y_1 - l_1 \sin \varphi_1$;

$$u_2 = x_3 - x_2 - l_4 \cos \varphi_4;$$

$$q_2 = y_3 - y_2 - l_4 \sin \varphi_4;$$

$$c_1 = \frac{l_2^2 - l_3^2 - u_1^2 - q_1^2}{2l_3};$$

$$c_1 = \frac{l_5^2 - l_6^2 - u_2^2 - q_2^2}{2l_6};$$

$$\gamma_1 = \arctg\left(\frac{u_1}{q_1}\right);$$

$$\gamma_2 = \arctg\left(\frac{u_2}{q_2}\right).$$

Таким чином описано основні кінематичні зв'язки між ланками утвореного механізму, що дозволяє аналізувати його кінематичні параметри, наприклад на основі розробленої комп'ютерної програми (додаток Б).

Метою такого дослідження є вибір раціональних конструктивних параметрів механізму вібраційного лемеша картоплекопача, які забезпечуватимуть ефективний енергозберігаючий режим роботи одночасно з високою продуктивністю підкопування та сепарацією бульбоносного пласту.

2.2 Дослідження кінематичних параметрів характерних точок та ланок вібраційного лемеша

Багато науковців зосереджують свою увагу на дослідженні мінікартоплезбиральних машин [28, 33, 34, 41, 42, 48]. Особливо це добре розвинуто в тих країнах, які найбільше експортують такої техніки на світовий ринок. Проте, досить обмеженою є інформація, яка висвітлює інженерні методики дослідження, наприклад, кінематичних параметрів основних робочих органів картоплекопачів. Від застосування та реалізації тої чи іншої теорії, яка описує потрібний процес, залежить точність кінцевого результату [16, 25, 26, 56]. Проблема загострюється, якщо є нові конструктивні рішення, що відмінні від типових. Тоді складно конструктору промодельовати роботу запропонованої конструкції. Тому варто розвивати теоретичні підходи для аналізу певних параметрів машин у вигляді інженерних методик, які мають необхідну послідовність та повноту для реалізації дослідження, а також нескладні математичні викладки.

За розробленою власною конструкцією картоплезбиральної машини (рис. 2.5) найбільший інтерес у дослідженні представляє система лемеша [51] з механізмом його приводу. Від ефективності роботи даного робочого органу залежить енергоємність машини, ступінь сепарації частинок бульбоносного пласта тощо.

Методику дослідження кінематичних параметрів робочого органу вибудуємо за принципом від надходження енергії в систему до взаємодії робочого органу з середовищем, яке створює робочий опір.

Але на першому етапі такого дослідження необхідно отримати числові значення діючих переміщень, швидкостей та прискорень, проаналізувати їх напрямки тощо.

Це завдання вирішимо при застосуванні графоаналітичного методу планів [85], який впливає із загальної теорії методу замкнених векторних

контурів, яким описано основні кінематичні параметри розробленого механізму.

Після аналізу роботи кінематичних параметрів запропонованої кінематичної схема вібраційного лемеша (рис. 2.3) було внесено ряд уточнень та приведено у відповідність кінематичну схему до габаритів ланок фізичної конструкції лемеша, рис. 2.4.

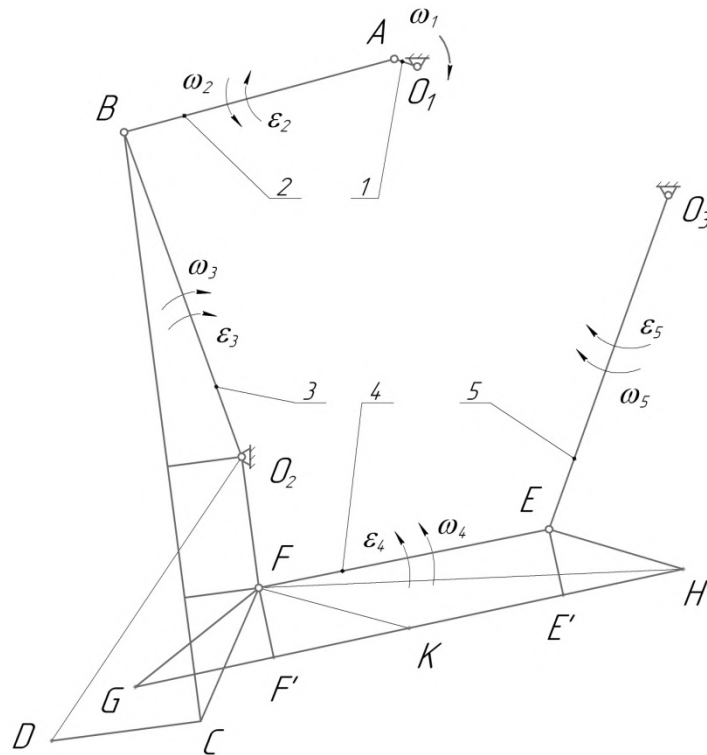


Рисунок 2.4 – Уточнена кінематична схема приводу лемеша

Як вихідні параметри будемо розуміти, що привод лемеша буде здійснюється від ВВП трактора, частота якого складає $n_{ВВП}=540$ об/хв. Вал відбору приєднано до кутового конічного редуктора з передаточним числом $i_{ред}=1,25$.

Виходячи з цього, частота ведучої ланки приводу буде становити

$$n_1 = \frac{n_{ВВП}}{i_{ред}}. \quad (2.12)$$

Якщо перейти до кутової швидкості ведучої ланки (кривошипа), то

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} . \quad (2.13)$$

Виходячи з міркувань необхідної амплітуди руху різальної кромки (17,3 мм), приймаємо радіус кривошипа $l_1 = l_{AO_1} = 0,0273\text{ м}$.

З конструктивних міркувань та реалізації фізичної конструкції лемеша картоплезбиральної машини довжини ланок та відстані між їх опорами прийняті відповідно до наведеної нижче кінематичної схеми приводу лемеша, рис. 2.4.

Важливим аспектом в такому дослідженні є виявити значення діючих в будь-якій точці лемеша чи інших точках ланок, наприклад крім величин швидкостей чи прискорень ще їх напрямки. Це надалі матиме вирішальне значення до встановлення «поведінки» частинок ґрунту і бульб на площині лемеша, тобто визначатиме можливість направленої руху такої маси та її сепарацію.

Тому, застосовуючи даний метод, встановимо необхідні кінематичні параметри досліджуваних величин в характерних точках площини лемеша [52]. Для отримання загальної картини зміни швидкостей і прискорень ланок у визначених точках лемеша та його приводу, приймемо крок дослідження – це поворот кривошипа кратний 30° та в діапазоні від 0 до 360° . За таких умов леміш здійснить один повний цикл: прямий (робочий) та зворотний (холостий) ходи.

Перейдемо до визначення кінематичних параметрів.

За початкове положення кривошипа приймемо таке, що відповідає крайньому задньому відхиленню лемеша в сторону транспортера, тобто після якого буде відбуватися рух леза лемеша (робочий хід) в сторону непідкопаного бульбоносного пласта. Дане положення визначається геометричною побудовою на його кінематичній схемі, виконаній у масштабі. Перевіряємо правильність положень ланок такого механізму на фізичній конструкції приводу лемеша.

Вважаємо, що ВВП трактора обертається з постійною кутовою швидкістю, $\omega_1 = \text{const}$.

Тоді лінійна (колова) швидкість т. А кривошипа буде становити

$$\mathcal{G}_A = \omega_1 \cdot l_1 . \quad (2.14)$$

Для віднаходження швидкостей та прискорень для характерних точок, що належать лемешу чи з'єднувальним ланкам приводного механізму, запишемо векторні системи рівнянь, за якими і будемо здійснювати розв'язок:

$$\begin{cases} \vec{\mathcal{G}}_B = \vec{\mathcal{G}}_A + \vec{\mathcal{G}}_{BA}; \\ \vec{\mathcal{G}}_B = \vec{\mathcal{G}}_{O_2} + \vec{\mathcal{G}}_{BO_2}. \end{cases} \quad (2.15)$$

$$\begin{cases} \vec{\mathcal{G}}_E = \vec{\mathcal{G}}_F + \vec{\mathcal{G}}_{EF}; \\ \vec{\mathcal{G}}_E = \vec{\mathcal{G}}_{O_3} + \vec{\mathcal{G}}_{EO_3}. \end{cases} \quad (2.16)$$

Тут використано наступні позначення: $\vec{\mathcal{G}}_B$ – вектор абсолютної (в межах приводного механізму) швидкості т. B ; $\vec{\mathcal{G}}_{BA}$ – вектор відносної швидкості т. B відносно т. A . Позначення для решту точок – відповідно до кінематичної схеми, рис. 2.4.

Основна ідея пропонованого графоаналітичного методу планів полягає в тому, що невідомі швидкості можна знайти, маючи частину значень величин швидкостей та для інших тільки їх напрямки. Теоретичні основи методу планів є відомими [85] і тому їх послідовності наводити не будемо, а тільки розвинемо його та застосуємо до розробленого механізму.

Описуючи приводний механізм лемеша, наведемо залежності та основні результати визначення кінематичних параметрів даного механізму.

Отримання розв'язків систем (2.15) і (2.16) виконуємо у послідовному підрахунку числових значень шуканих швидкостей точок та побудовою їх векторів на плані швидкостей у прийнятому масштабі. Приклад плану швидкостей (рис. 2.5) буде наведено нижче після опису процедури визначення всіх швидкостей характерних точок ланок.

Кутову швидкість шатуна ω_2 (ланка 2) знаходимо за значенням відносної швидкості т. B відносно т. A , вираз матиме вигляд

$$\omega_2 = \frac{g_{BA}}{l_{BA}}, \quad (2.17)$$

Аналогічно знаходимо кутову швидкість ω_3 ланки 3, через отримане значення відносної швидкості т. B відносно опори O_2

$$\omega_3 = \frac{g_{BO_2}}{l_{BO_2}}. \quad (2.18)$$

Далі, розв'язуючи поставлене завдання, бачимо, що т. F також належить ланці 3, а це означає, що її кутова швидкість дорівнює ω_3 .

Відомо, що колові швидкості є пропорційними до довжини ланок, тому для визначення швидкості $g_{FO_2} = g_F$, буде справедливим співвідношення

$$g_{FO_2} = \frac{l_{FO_2}}{l_{BO_2}} \cdot g_{BO_2}. \quad (2.19)$$

Отримані відносні швидкості точок дозволяють визначити кутові швидкості відповідних ланок.

Кутова швидкість ω_4 площини лемеша буде визначатись за виразом

$$\omega_4 = \frac{\mathcal{G}_{EF}}{l_{EF}}. \quad (2.20)$$

Кутова швидкість заднього підвісу лемеша (ланка 5) буде становити

$$\omega_5 = \frac{\mathcal{G}_{EO_3}}{l_{EO_3}}. \quad (2.21)$$

Як видно з рис. 2.4, що четверта ланка FE не є в площині основи лемеша, а лише умовно сполучає точки шарнірних з'єднань лемеша з підвісами. Сама конструкція лемеша є коритоподібною і тому дійсна його робоча площина знаходиться нижче. На рис. 2.4 вона умовно позначена лінією GH , яка належить цій площині. Тому є необхідність визначити швидкості в т. G – це точка леза лемеша, т. K – середина його основи, т. H – точка заднього краю лемеша.

Оскільки утворена фігура $GFEH$ є твердим тілом, що описується характерними точками лемеша, то така фігура має ту саму кутову швидкість, що і ланка 4 FE .

З цього випливає, що відносна швидкість т. G відносно т. F буде становити

$$\mathcal{G}_{GF} = \mathcal{G}_{EF} \frac{l_{GF}}{l_{EF}} = \omega_4 \cdot l_{GF}. \quad (2.22)$$

Аналогічним чином визначаємо відносну швидкість т. H та т. K

$$\mathcal{G}_{HF} = \mathcal{G}_{EF} \frac{l_{HF}}{l_{EF}} = \omega_4 \cdot l_{HF}, \quad (2.23)$$

$$\mathcal{G}_{KF} = \mathcal{G}_{EF} \frac{l_{KF}}{l_{EF}} = \omega_4 \cdot l_{KF}. \quad (2.24)$$

Абсолютні швидкості т. H та т. K визначаємо з плану швидкостей, рис. 2.5.

І ще однією характерною точкою механізму приводу лемеша є крайня т. D активної боковинки. Роль такої ланки механізму лемеша це відділяти бульбоносний пласт від основного масиву ґрунту для подальшого полегшеного підкопування.

Таким самим чином підходимо до визначення цієї швидкості. Оскільки т. D належить ланці 3, яка має складну конфігурацію, то її кутова швидкість буде рівною ω_3 . Вираз швидкості для т. D матиме вигляд

$$\mathcal{V}_D = \mathcal{V}_{DO_2} = \omega_3 l_{DO_2} = \mathcal{V}_{FO_2} \cdot \frac{l_{DO_2}}{l_{FO_2}}, \quad (2.25)$$

Таким чином, було описано вирази для визначення швидкостей всіх характерних точок ланок механізму приводу вібраційного лемеша. Тут описано ключові співвідношення, що дозволяють у простий спосіб встановити значення та напрямок швидкостей будь-яких точок, що цікавлять дослідника.

Для прикладу покажемо план швидкостей при положенні вала кривошипа $\varphi_1 = 30^\circ$, рис. 2.5.

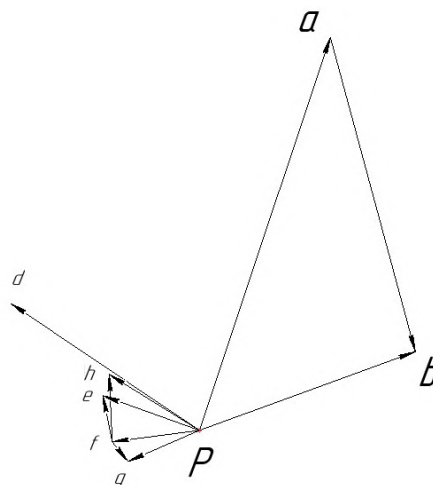


Рисунок 2.5 – План швидкостей механізму приводу лемеша ($\varphi_1 = 30^\circ$)

Такий план швидкостей можна отримати для будь-якого положення кривошипа приводу як ведучої ланки та визначити швидкість довільної точки, що належить механізму приводу лемеша (додаток В).

За результатами дослідження отримано ряд значень лінійних та кутових швидкостей. На рис. 2.6 наведемо графічні залежності отриманих кутових швидкостей ланок приводного механізму.

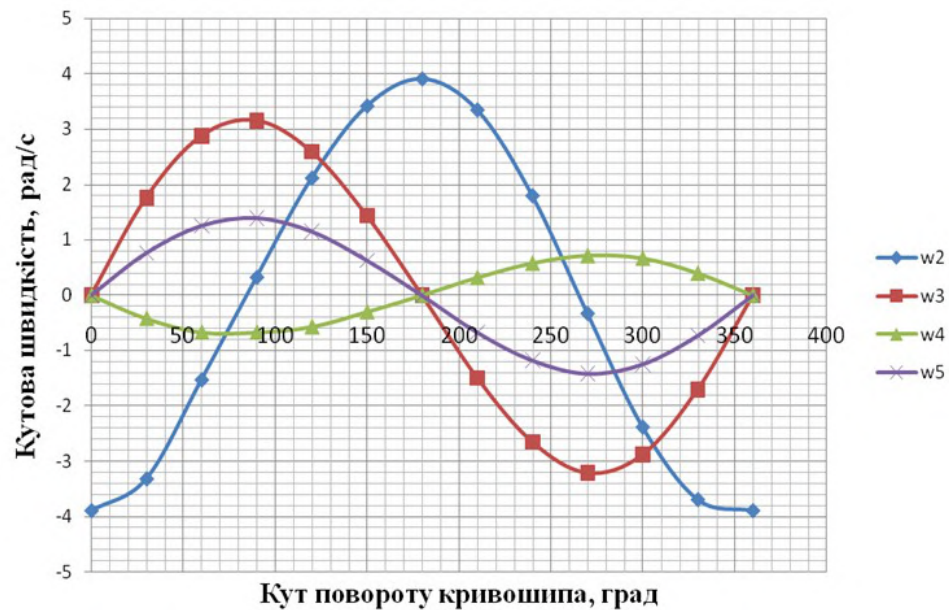


Рисунок 2.6 – Графічні залежності зміни кутових швидкостей ланок

Так само знайдено всі необхідні лінійні швидкості точок ланок, що необхідні для реалізації задачі дослідження процесів, які виконує леміш як робочий орган.

Визначення швидкостей точок як передумова до визначення прискорень – параметрів, якими будемо оперувати безпосередньо для аналізу ефективності роботи такого механізму. Перейдемо до визначення значень та напрямків прискорень тих же характерних точок.

Для віднаходження прискорень точок, що належать даному механізму спочатку потрібно скласти векторні системи рівнянь за якими і будемо вести розв'язок:

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{\mathcal{G}}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau; \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{BO_2}^n + \vec{a}_{BO_2}^\tau. \end{cases} \quad (2.26)$$

$$\begin{cases} \vec{a}_E = \vec{a}_F + \vec{a}_{EF}^n + \vec{a}_{EF}^\tau; \\ \vec{a}_E = \vec{a}_{O_3} + \vec{a}_{EO_3}^n + \vec{a}_{EO_3}^\tau. \end{cases} \quad (2.27)$$

Тут позначено: $\vec{a}_B$ – вектор абсолютного (в межах приводного механізму) прискорення т. B ; $\vec{\mathcal{G}}_{BA}^n$, $\vec{a}_{BA}^\tau$ – відповідно нормальна та тангенційна складові повного (модуля) прискорення т. B відносно т. A . Решту позначень аналогічні та віднесені до відповідних точок, рис. 2.4.

Для розв'язку системи (2.26) спочатку необхідно визначити нормальні складові повних прискорень:

$$a_{BA}^n = \frac{\mathcal{G}_{BA}^2}{l_{BA}}, \quad (2.28)$$

$$a_{BO_2}^n = \frac{\mathcal{G}_{BO_2}^2}{l_{BO_2}}. \quad (2.29)$$

Тангенційні складові цих прискорень знайдемо із плану прискорень (рис. 2.7), який також наведемо після опису всієї процедури віднаходження прискорень для характерних точок механізму приводу.

Тоді повні (модуль) прискорення:

$$a_{BA} = \sqrt{(a_{BA}^n)^2 + (a_{BA}^\tau)^2}, \quad (2.30)$$

$$a_{BO_2} = \sqrt{(a_{BO_2}^n)^2 + (a_{BO_2}^\tau)^2}, \quad (2.31)$$

Маючи тангенційні складові прискорень, визначаємо кутові прискорення ланок:

– для ланки 2

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{BA}}; \quad (2.32)$$

– для ланки 3

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BO_2}^\tau}{l_{BO_2}}. \quad (2.33)$$

Варто зазначити, що $\varepsilon_1 = 0$, оскільки $\omega_1 = \text{const}$.

Переходимо до розв'язку другої системи векторних рівнянь (2.26).

Визначаємо прискорення т. F , яка належить ланці 3.

Запишемо вираз для визначення нормальної складової прискорення $a_{FO_2}^n$ через раніше визначені швидкості відповідних точок.

$$a_{FO_2}^n = \frac{g_{FO_2}^2}{l_{FO_2}}, \quad (2.34)$$

Його тангенційна складова буде визначатись

$$a_{FO_2}^\tau = \varepsilon_3 \cdot l_{FO_2}, \quad (2.35)$$

Тоді повне прискорення т. F

$$a_F = a_{FO_2} = \sqrt{(a_{FO_2}^n)^2 + (a_{FO_2}^\tau)^2}, \quad (2.36)$$

Далі потрібно визначити нормальні складові решту прискорень:

$$a_{EF}^n = \frac{g_{EF}^2}{l_{EF}}, \quad (2.37)$$

$$a_{EO_3}^n = \frac{g_{EO_3}^2}{l_{EO_3}}. \quad (2.38)$$

Тангенційні складові розглядуваних прискорень визначаємо з плану прискорень, наприклад, рис. 2.7.

Повні прискорення будуть становити:

$$a_{EF} = \sqrt{(a_{EF}^n)^2 + (a_{EF}^\tau)^2}, \quad (2.39)$$

$$a_{EO_2} = \sqrt{(a_{EO_2}^n)^2 + (a_{EO_2}^\tau)^2}, \quad (2.40)$$

На основі отриманих тангенційних складових прискорень, визначимо кутові прискорення ланок 4 і 5:

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{EF}^\tau}{l_{EF}}, \quad (2.41)$$

$$\varepsilon_5 = \frac{a_{EO_3}^\tau}{l_{EO_3}}, \quad (2.42)$$

Прискорення т. G відносно т. F запишемо у вигляді

$$\vec{a}_{GF} = \vec{a}_{GF}^n + \vec{a}_{GF}^\tau, \quad (2.43)$$

де a_{GF}^n — нормальна складова прискорення a_{GF} ,

$$a_{GF}^n = \frac{g_{GF}^2}{l_{GF}}; \quad (2.44)$$

a_{GF}^τ – тангенційна складова.

Цю складову визначимо через кутове прискорення ланки 4, оскільки т. G їй належить

$$a_{GF}^\tau = \varepsilon_4 \cdot l_{GF}, \quad (2.45)$$

Тоді повне прискорення відповідно (32)

$$a_{GF} = \sqrt{(a_{GF}^n)^2 + (a_{GF}^\tau)^2}, \quad (2.46)$$

Аналогічним чином шукаємо прискорення a_{HF} .

$$a_{HF} = \sqrt{(a_{HF}^n)^2 + (a_{HF}^\tau)^2}, \quad (2.47)$$

де a_{HF}^n – нормальна складова прискорення a_{HF}

$$a_{HF}^n = \frac{g_{HF}^2}{l_{HF}}, \quad (2.48)$$

Тангенційна складова a_{HF}^τ

$$a_{HF}^\tau = \varepsilon_4 \cdot l_{HF}, \quad (2.49)$$

Ще однією характерною точкою розглядуваного механізму є т. D , вона належить різальній кромці активної боковинки лемеша, її прискорення становитиме

$$a_{DO_2} = a_D = \sqrt{(a_{DO_2}^n)^2 + (a_{DO_2}^\tau)^2}, \quad (2.50)$$

де $a_{DO_2}^n$ – нормальна складова прискорення a_{DO_2} ,

$$a_{DO_2}^n = \frac{g_{DO_2}^2}{l_{DO_2}}, \quad (2.51)$$

Тангенційну складову цього прискорення визначимо через кутове прискорення ε_3 ланки 3.

$$a_{DO_2}^\tau = \varepsilon_3 \cdot l_{DO_2}, \quad (2.52)$$

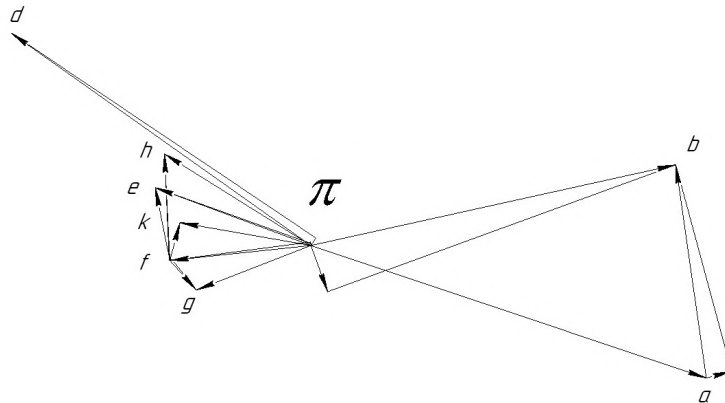


Рисунок 2.7 – План прискорень механізму приводу лемеша ($\varphi_1 = 30^\circ$)

Таким чином, були знайдені швидкості (додаток В) і прискорення (додаток Г) для характерних точок механізму приводу лемеша.

Тепер важливим аспектом буде прослідкувати, як визначені кінематичні параметри будуть змінюватися протягом робочого циклу лемеша. Наприклад, характер зміни прискорень буде визначати направлений рух частинки його площиною, рис. 2.8.

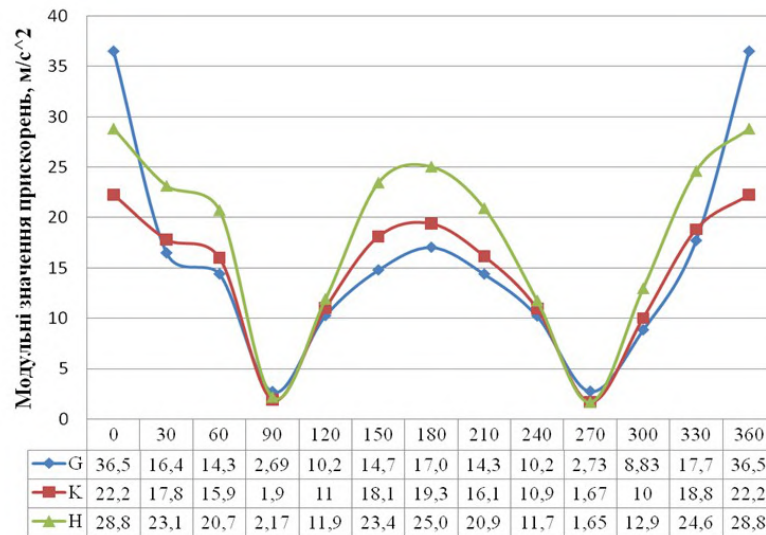


Рисунок 2.8 – Зміна прискорень у характерних точках площини лемеша

Крім того, варто прослідкувати зміну прискорень, які виникають в т. G , що належить лезу лемеша, та т. D активної боковинки, робота якої зумовить ефект відділення бульбоносного пласту при його підкопуванні, рис. 2.9.

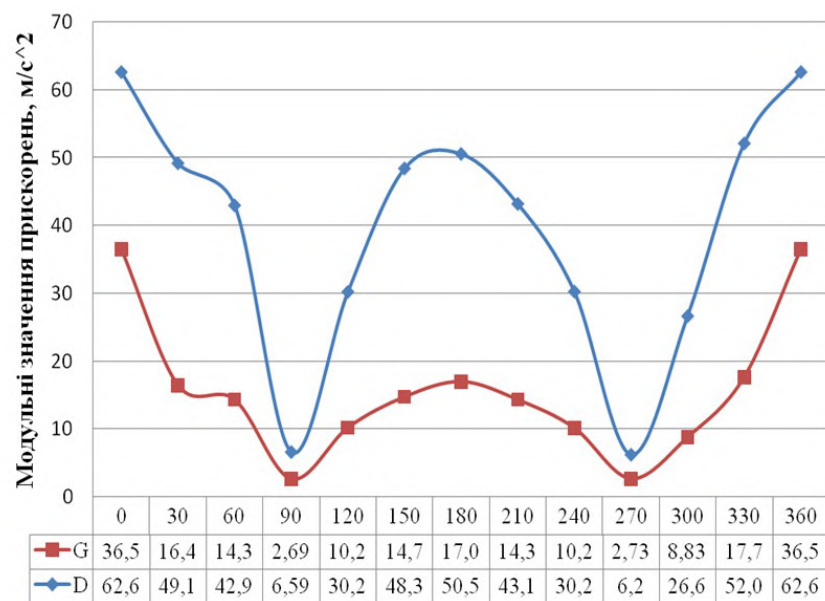


Рисунок 2.9 – Прискорення т. D та т. G

Для виявлення інерційних моментів ланок та визначення тангенційних складових будь-яких точок, що належать ланкам механізму приводу лемеша, доцільно навести значення кутових прискорень ланок, рис. 2.10.

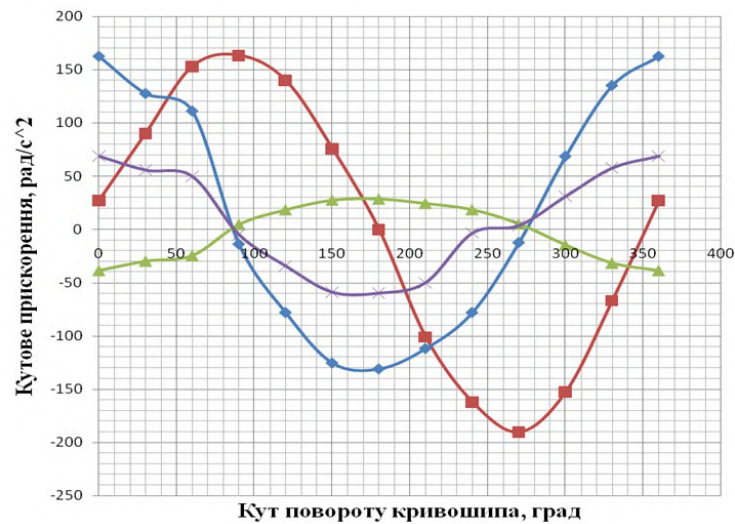


Рисунок 2.10 – Кутові прискорення ланок приводного механізму

Таким чином, було описано теоретичну модель для визначення основних кінематичних параметрів механізму приводу лемеша, що дозволяє описати закономірності взаємодії ланок такого механізму та охарактеризувати лінійні, кутові швидкості та прискорення будь-яких точок чи ланок досліджуваного механізму. Отримані кінематичні параметри мають скалярні значення та напрямки, що дозволяє досліднику більш повно зорієнтуватись про їх вплив на досліджуваний процес.

2.3 Дослідження умов направленої руху частинки бульбоносного пласта на коливній площині лемеша

Аналізуючи джерела інформації, дослідники пропонують багато варіантів конструктивного виконання підкопуючих робочих органів картоплекопачів та способів підкопування загалом [7, 15, 16, 20, 24, 25, 26, 64]. Кожне з таких рішень має свою специфіку застосування. Проте, не в багатьох працях дослідники акцентують, що даний робочий орган повинен працювати у важких умовах: при збиранні плодів спостерігається задернілий ґрунт, підвищена грудкуватість, наявність рослинних решток тощо. Наведені

умови роботи підкопуючого робочого органу спонукають вишукувати рішення, щоб зменшити тяговий опір при переміщенні машин, забезпечити добре кришення ґрунту при його підкопуванні для полегшеної подальшої сепарації частинок та отримати направлений рух бульбоносного пласта при певному кінематичному режимі роботи приводу лемеша [33, 34, 40, 41, 42, 44, 48]. Саме питання впливу кінематичного режиму роботи на можливість виникнення направленого руху частинок, що знаходяться на його площині, розвинуті ще недостатньо для такого типу робочого органу. Особливо це стосується впливу сил інерції на частинку бульбоносного пласта в кожному з положень кута повороту кривошипа приводного механізму, коли площина лемеша здійснює неплоскопаралельні коливання.

Тому є необхідність розробити модель, яка встановлює певні умови, щодо можливості направленого руху частинки бульбоносного пласта в кожній точці коливної площини з метою інтенсифікації процесу первинної сепарації на площині лемеша.

В теоретичному плані леміш – це клин, який підрізає бульбоносний пласт та переміщає його своєю площиною з одночасною сепарацією частинок, які проходять крізь щілини на прутковій частині лемеша, рис. 2.11.

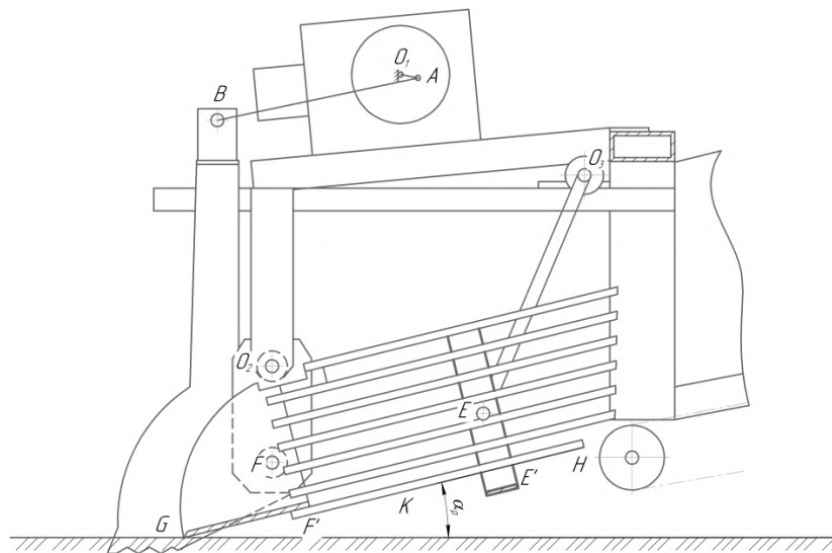


Рисунок 2.11 – Схематичне зображення фізичної конструкції лемеша картоплекопача

Описаний процес включає умовно незалежні три задачі: підрізання бульбоносного пласта різальним лезом лемеша; утворення направленого руху бульбоносного пласта площиною лемеша; оцінка сепарувальної здатності пруткової частини лемеша [60].

На початковому етапі найбільший інтерес представляє вивчення впливу кінематичних параметрів лемеша, які позначаються на його здатності транспортувати частинки бульбоносного пласта. Або, інакше кажучи, вивчити поведінку частинки на площини лемеша при різних положеннях кривошипа приводного механізму.

Перейдемо до моделювання цього процесу. Отже, леміш – це коливна площина, що знаходиться під кутом α_p до горизонту (рис. 2.11) та здійснює коливні рухи за певним законом. Площина лемеша (перетин в плані, лінія GH) шарнірно приєднана двома підвісами: задній підвіс – EO_3 (шарнір E знаходиться на відстані EE' (рис. 2.11) від площини лемеша); передній підвіс FO_2 (відстань FF' від площини лемеша).

Передній підвіс входить в частину механізму приводу. Він являє собою двоплечий важіль FO_2B . Шарнір B з'єднується з шатуном AB , який передає зусилля для коливання лемеша від кривошипа AO_1 . Залежності, що описують кінематику приводу лемеша наведені вище та висвітлені у роботі [56].

Спочатку розглянемо найпростіший частковий випадок, коли одна окрема частинка масою m_{par} знаходиться на площині лемеша та її рух здійснюється як плоскої частинки. Крім того, на цьому етапі вважаємо, що опір повітря, взаємодія інших частинок суттєвого впливу не мають. І ще одна умова – коефіцієнт тертя f є постійним, він не залежить від товщини бульбоносного шару, а також кінематичних параметрів при роботі лемеша.

На цьому етапі досліджень важливо зорієнтуватися, які діапазони значень кінематичних параметрів потрібно забезпечити, щоб робочий орган був дієздатним. Пізніше будемо накладати додаткові обмеження, що буде модель робити адекватною до реальних умов роботи лемеша.

Виділимо три можливих рухи частинки на площині лемеша [28]:

- переміщення вниз по площині;
- переміщення вгору;
- переміщення з відривом від площини.

Варто розуміти, що можливий випадок, коли частинка рухається разом з площиною, тобто відносного переміщення не відбувається.

Виділимо окремо фрагмент площини та частинку на ній, щоб показати дію сил при русі частинки вниз, рис . 2.12,а.

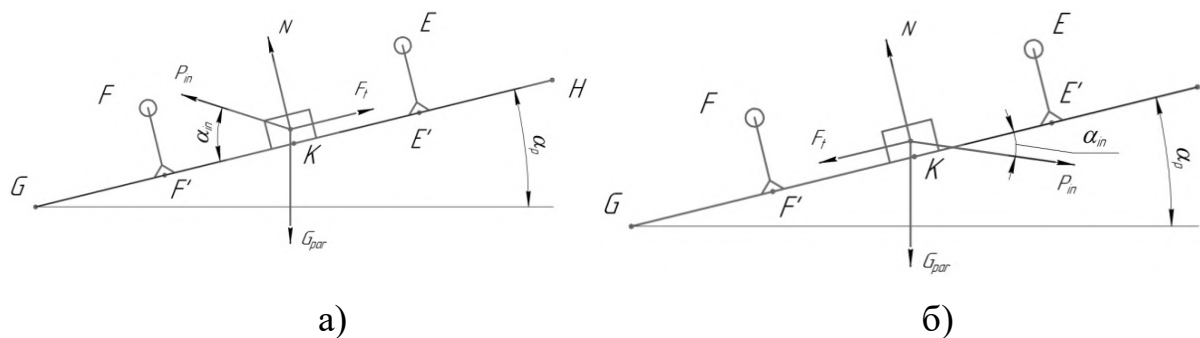


Рисунок 2.12 – Схеми дії сил на частинку при її русі вниз (а) і вгору(б)

За таких умов зрушення частинки вниз можливе, якщо спроектувати діючі сили на вісь, яка паралельна площині лемеша, і результуюча, що спрямовує частину вниз буде більшою за відповідну результуючу сил, яка протилежно направлена.

Запишемо цю умову наступним чином

$$P_{in} \cdot \cos \alpha_{in} + G_{par} \sin \alpha_p > F_t, \quad (2.53)$$

де P_{in} – сила інерції, що діє на частинку;

α_{in} – кут напрямку вектора сили інерції;

G_{par} – сила ваги частинки;

α_p – кут нахилу площини лемеша до горизонту;

F_t – сила тертя.

Тут

$$P_{in} = m_{par} a_i \cdot \cos \alpha_{in}, \quad (2.54)$$

де a_i – прискорення частки в i -тий момент часу.

Сила ваги частинки виражена відомою залежністю

$$G_{par} = m_{par} \cdot g, \quad (2.55)$$

де g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Відповідно до схеми (рис. 2.12) сила тертя становитиме $F_t = fN$,

де f – коефіцієнт тертя; N – нормальна сила.

Або в розгорнутому вигляді

$$F_t = tg \varphi_t (G_{par} \cdot \cos \alpha_p - P_{in} \cdot \sin \alpha_{in}), \quad (2.56)$$

де φ_t – кут тертя.

Надалі необхідно виділити той параметр, яким можна впливати на описаний процес. Таким параметром буде прискорення, яке визначає протилежно направлені сили інерції, що діють на частинку [85]. За попередніми дослідженнями [56] встановлено наступний розподіл сил інерції по відношенню до одиничної маси в трьох характерних точках лінії сліду, що утворений перетином поздовжньо-вертикальної площини з площиною лемеша (G – точка, що належить лезу лемеша, K – середина і H – крайня точка лемеша зі сторони транспортера), рис. 2.13.

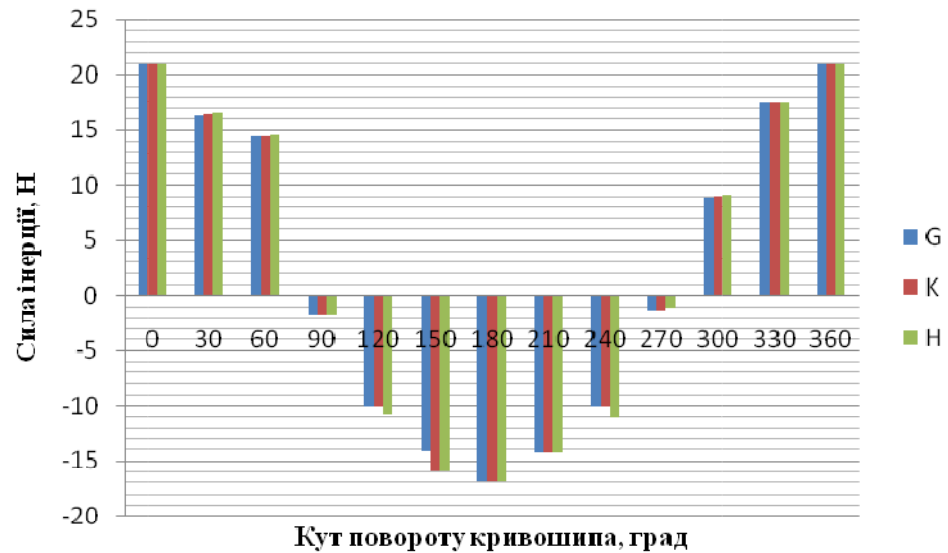


Рисунок 2.13 – Сили інерції, що впливають на одиницю маси в точках G, K, H

Це дає можливість побачити імовірні напрямки руху частинки, що знаходиться на площині лемеша. Більш ствердно можна відповісти на поставлене питання тоді, коли проаналізуємо кожну із умов (наприклад, умову(2.53)), що визначає можливість направленого руху частинки.

Для реалізації такого підходу виділимо з виразу (2.53) прискорення a_i , зробивши деякі перетворення.

Запишемо вираз (2.53) в розгорнутому вигляді

$$m_{par} a_i \cos \alpha_{in} + m_{par} g \sin \alpha_p > tg \varphi_t (m_{par} g \cos \alpha_p - m_{par} a_i \sin \alpha_{in}), \quad (2.57)$$

скоротимо ліву та праву частини нерівності (2.57) на m_{par} та згрупуємо

$$a_i \cos \alpha_{in} + tg \varphi_t \cdot a_i \sin \alpha_{in} > tg \varphi_t g \cos \alpha_p - g \sin \alpha_p,$$

або

$$a_i > \frac{g(tg \varphi_t \cos \alpha_p - \sin \alpha_p)}{\cos \alpha_{in} + tg \varphi_t \sin \alpha_{in}},$$

після перетворень та спрощень правої частини нерівності, остаточно отримаємо вираз для значення прискорення a_i , що зрушуватиме частину вниз. Прискоренню присвоюємо індекс «d»

$$a_{i(d)} > \frac{g \sin(\alpha_p - \varphi_t)}{\cos(\alpha_{in} - \varphi_t)}, \quad (2.58)$$

Таким чином, отримано першу умову, при якій частина повинна рухатись вниз площиною лемеша. Дана умова (2.58) визначає значення та напрямок прискорення, що передається площиною лемеша частинці і зумовлює направлений рух.

Аналогічним чином розглядаємо підхід до визначення прискорення, що зумовить рух частинки вгору площиною лемеша. Наведемо схему діючих сил за вказаною умовою, рис. 2.12, б.

Головною умовою руху вгору буде те, що результуюча діючих сил, які зрушують частинку вгору буде більшою від тієї результуючої для сил, що втримують частинку або намагаються зрушити її вниз площиною лемеша.

Дії сил математично запишемо через їх проекції на вісь, що паралельна площині лемеша

$$F_t + G_{par} \cdot \sin \alpha_p < P_{in} \cdot \cos \alpha_{in}. \quad (2.59)$$

Робимо перетворення, аналогічні до попередніх:

$$tg \varphi_t (m_{par} g \cdot \cos \alpha_p + m_{par} a_i \sin \alpha_{in}) + m_{par} g \cdot \sin \alpha_p < m_{par} a_i \cos \alpha_{in};$$

$$a_i \cos \alpha_{in} + tg \varphi_t \cdot a_i \sin \alpha_{in} > tg \varphi_t g \cos \alpha_p - g \sin \alpha_p,$$

$$a_i > \frac{g(\operatorname{tg} \varphi_t \cos \alpha_p - \sin \alpha_p)}{\cos \alpha_{in} + \operatorname{tg} \varphi_t \sin \alpha_{in}}.$$

Остаточно маємо, присвоївши прискоренню a_i індекс «u»

$$a_{i(u)} > \frac{g(\sin \alpha_p + \varphi_t)}{\cos(\alpha_{in} + \varphi_t)}. \quad (2.60)$$

Як було зазначено, що рух частинки площиною лемеша можливий з відривом частинки від його поверхні. Якщо забезпечити такий кінематичний режим роботи лемеша, то контакт частинки з площиною повинен бути порушеним. Для розуміння цього процесу можна уявити, що частинка до площини лемеша «прикріплена» невагомим пружним зв'язком. Тоді нормальна сила N мала би від'ємне значення. Але оскільки частинка з площиною лемеша має односторонній зв'язок, то достатньо розглянути граничну умову, коли $N = 0$ (момент «відриву» частинки), рис. 2.12.

$$N = G_{par} \cdot \cos \alpha_p - P_{in} \cdot \sin \alpha_{in} = 0 \quad (2.61)$$

або в розгорнутому вигляді

$$m_{par} g \cdot \cos \alpha_p - a_i \cdot m_{par} \cdot \sin \alpha_{in} = 0,$$

остаточно матимемо, присвоївши прискоренню індекс «0»

$$a_{i(0)} > \frac{g \cdot \cos \alpha_p}{\sin \alpha_{in}}. \quad (2.62)$$

Таким чином, пророблено всі основні варіанти поводження частинки на площині лемеша, що дають можливість в першому наближенні оцінити можливість направленої руху підкопаного бульбоносного пласта.

Оскільки площина лемеша здійснює неплоскопаралельні рухи, то транспортуюча здатність площини лемеша буде різною. Для наочного зображення приведемо гістограму положення лемеша (α_p) відносно горизонту при відповідному значенні кута φ положення кривошипа, рис. 2.14.

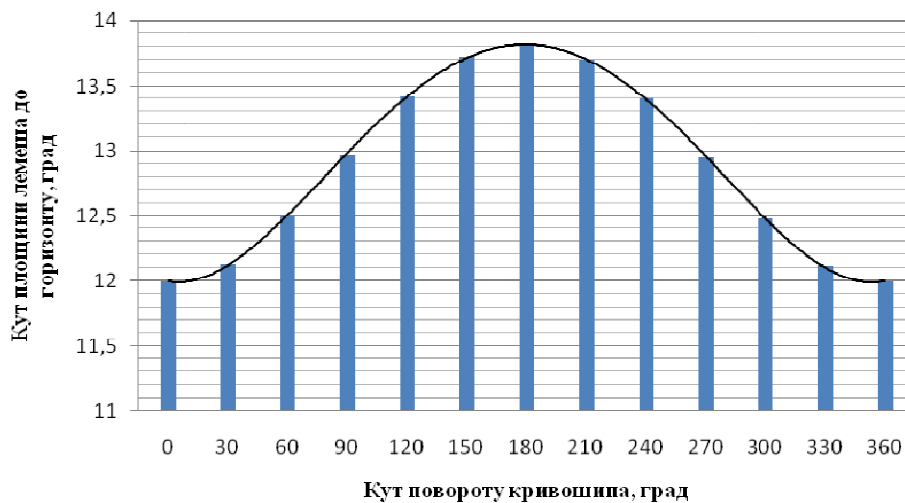


Рисунок 2.14 – Положення площини лемеша від кута повороту кривошипа

Точки максимальних значень кутів α_p апроксимуємо кривою – поліномом четвертого степеня ($R^2 = 0,999$) для можливості оцінки проміжних значень положення лемеша

$$\alpha_p(\varphi) = 0,001\varphi^4 - 0,045\varphi^3 + 0,363\varphi^2 - 0,681\varphi + 12,36. \quad (2.63)$$

Тепер, маючи умови (2.58), (2.60) і (2.62), можна перевірити можливий направлений рух частинки на площині лемеша.

Виконаємо такий аналіз для т. G, що належить різальному лезу лемеша, тобто розглядаємо поводження частинки, яка знаходиться на початковій ділянці площини лемеша.

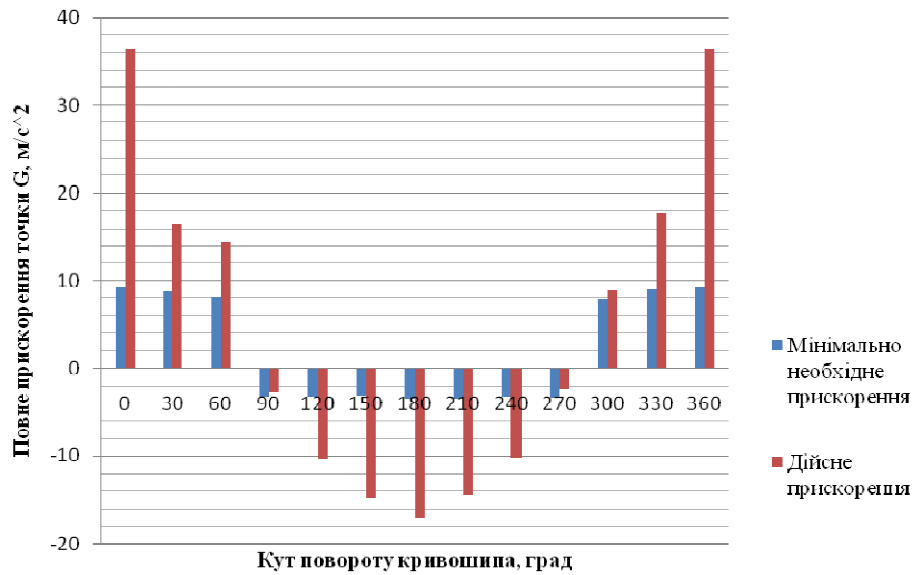


Рисунок 2.15 – Гістограма для порівняльного аналізу поведінки частинок у точці G

На рис. 2.15 у вигляді стовпчикової гістограми зображено значення дійсних прискорень (червоного кольору) в т. G та порівняно їх з мінімальними значеннями прискорень (синього кольору), які визначають можливість виконання умов (2.58) і (2.60) відповідних рухів частинки.

Аналогічні гістограми (рис. 2.16 і 2.17) наведено для характерних точок K і H.

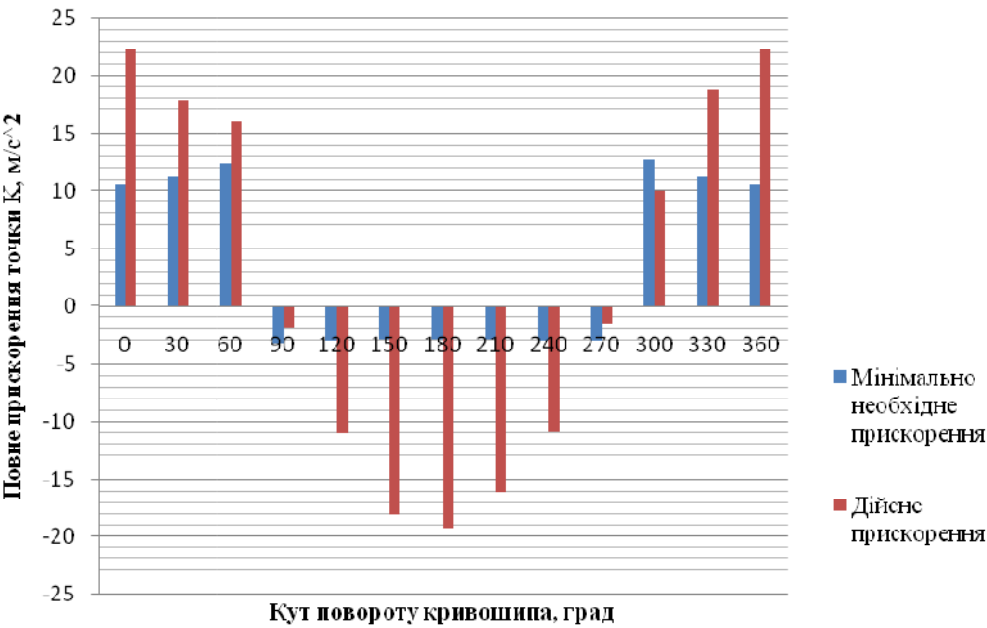


Рисунок 2.16 – Гістограма для порівняльного аналізу поведінки частинок у точці K

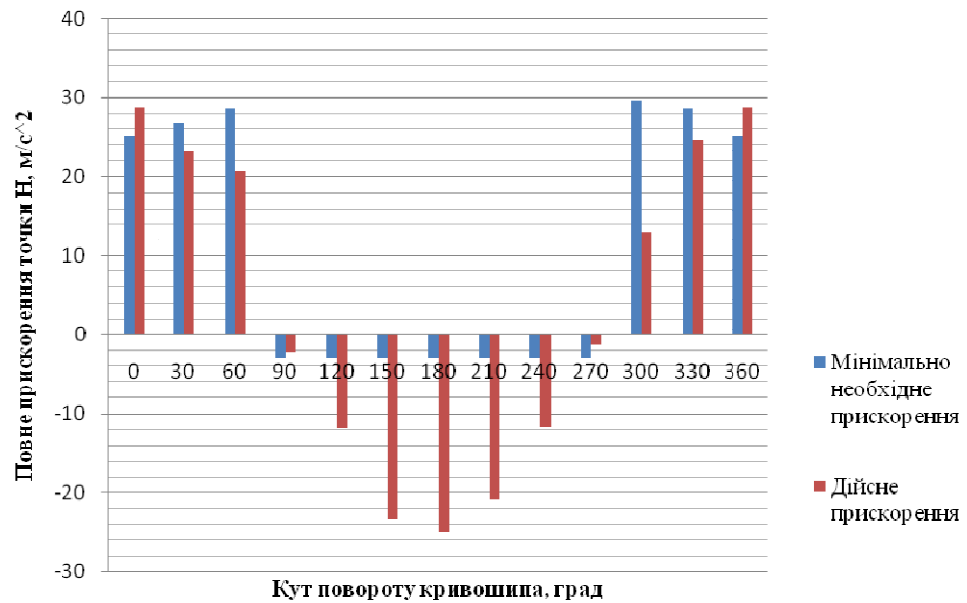


Рисунок 2.17 – Гістограма для порівняльного аналізу поведінки частинок у точці H

Окремою гістограмою (рис. 2.18) наведено результати порівняння відповідних прискорень в т. H , де виникає ефект відриву частинки від площини лемеша при її направленому русі.

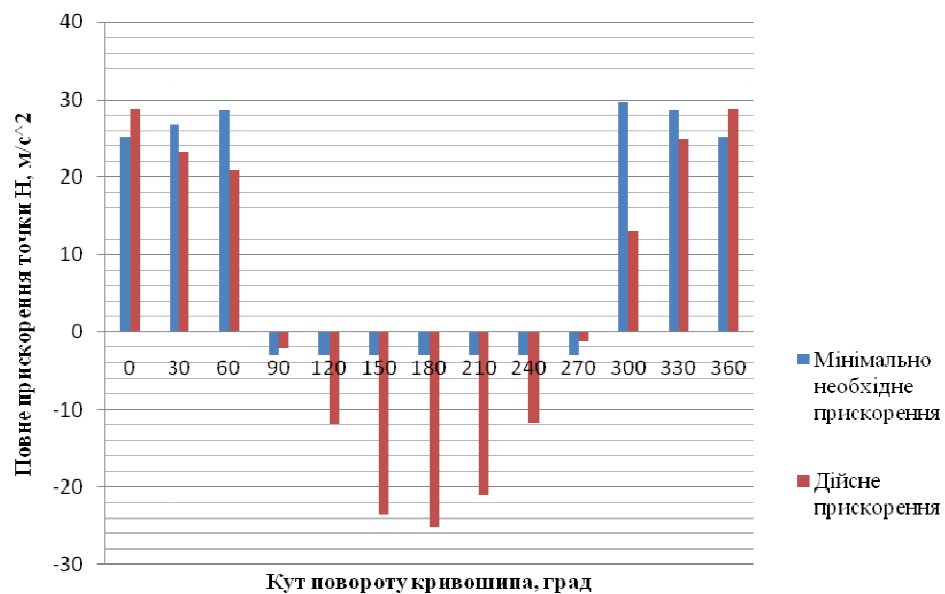


Рисунок 2.18 – Гістограма для порівняльного аналізу поведінки частинки в точці H за умови, що вона відірвана від площини лемеша

Таким чином, за наведеною моделлю поводження частинки бульбоносного пласта на коливній площині лемеша можна в першому

наближенні аналізувати про можливість її направленої руху та моделювати його. Для цього необхідно застосовувати закладені конструктивні регулювання всієї системи та підібрати потрібні кінематичні параметри приводу.

Як приклад опишемо поведінку частинок, які знаходяться на початку лемеша (точка G) при здійсненні ним робочого ходу при частоті обертання кривошипа 432 об/хв та в межах його кута повороту φ від 0 до $\frac{\pi}{3}$, будуть

зрушуватися вгору. Діючі прискорення тут будуть: при $\varphi = 0; \frac{\pi}{6}; \frac{\pi}{3}$,

відповідно $36,5 \text{ м/с}^2$; $16,47 \text{ м/с}^2$; $14,38 \text{ м/с}^2$, а необхідні прискорення за умовою (2.60) – $9,19 \text{ м/с}^2$; $8,76 \text{ м/с}^2$; $8,14 \text{ м/с}^2$. Отже, умова виконується і рух частинок буде направленим вгору площиною лемеша. При положенні

кривошипа $\varphi = \frac{\pi}{2}$ інерційна сила спрямована вниз, що мало би зумовити рух

частинки вниз. Прискорення тут складає $2,69 \text{ м/с}^2$, а мінімально необхідне прискорення за умовою (2.68) – $3,14 \text{ м/с}^2$, порівнюючи значення видно, що умова переміщення частинки вниз площиною лемеша не виконується, а це означає що сила тертя є більшою і частинка буде рухатись разом з площиною, відносний рух частинки відсутній. З подальшим обертанням кривошипа до $\varphi = \pi$ (до завершення робочого ходу), зрушення частинки буде вниз з малою інтенсивністю, а також на початку зворотного ходу лемеша (до

$\varphi = \frac{3}{2}\pi$). Далі напрямок руху частинки зміниться на зрушення її вгору до

завершення зворотного ходу лемеша ($\varphi = 2\pi$). Рух на цій ділянці лемеша з відривом частинки від його площини відсутній. Зрушення частинки вгору-вниз, рух разом із площиною лемеша дозволяє інтенсифікувати процес сепарації дрібних ґрунтових часток, які йдуть проходом крізь проміжки пруткової частини лемеша. Аналогічні підходи застосовуємо для аналізу направленої руху частинки в точках K і H лемеша, керуючись

представленими гістограмами, рис. 2.16 і 2.17. За аналізом представлених результатів, рух частинки з відривом від площини лемеша виявлений в т. H , що знаходиться в задній частині лемеша та найближчій до пруткового транспортера. Такий ефект тут відіграє позитивну роль, оскільки допомагає очистити площину лемеша від частинок бульбоносного пласта та полегшено перейти їм на наступний робочий орган – транспортер.

Таким чином, представлена модель поведінки частинки бульбоносного пласта на площині лемеша у вигляді записаних умов (2.58), (2.60) і (2.62) та наявності значень кінематичних параметрів при його роботі дозволяє зробити попередній аналіз можливості направлено руху таких частинок коливною площиною.

2.4 Визначення енергетичних параметрів приводного механізму лемеша

Багатоланковий механізм приводу лемеша навантажений силами та моментами опору переміщенню окремих його ланок, а також зазнає впливу рухомих сил та моментів його ланок. Інакше кажучи, для опису та аналізу закону рух вказаного механізму необхідно спочатку скласти рівняння руху та представити його розв'язок.

Згідно фундаментальних засад теоретичної механіки [50, 112] закон руху механізму базується на теоремі про зміну кінетичної енергії, математичний вираз якої має вигляд

$$T - T_0 = \sum A, \quad (2.64)$$

де T – значення кінетичної енергії механізму в даний момент часу (при розглядуваному положенні ланок механізму, що його утворюють);

T_0 – початкове значення кінетичної енергії механізму;

$\sum A$ – сумарне значення всіх робіт, що виконуються прикладеними силами і моментами до ланок механізму.

Кінетична енергія ланки, що здійснює складний рух (поступальний та обертовий) буде складатись з кінетичних енергій, що виникають при цих двох рухах окремо, тобто при поступальному русі кінетична енергія окремої (i -ї) ланки буде складати

$$T_{gi} = m_i \frac{g_{Si}^2}{2}, \quad (2.65)$$

де g_{Si}^2 – швидкість центра мас i -ї ланки;

m_i – маса i -ї ланки.

Кінетична енергія окремої (i -ї) ланки при обертовому русі буде

$$T_{ji} = J_{Si} \frac{\omega_i^2}{2}, \quad (2.66)$$

де J_{Si} – момент інерції i -ї ланки механізму приводу;

ω_i – кутова швидкість i -ї ланки.

Тоді кінетична енергія у загальному випадку для складного руху ланки становитиме

$$T_i = T_{gi} + T_{ji}$$

або

$$T_i = m_i \frac{g_{Si}^2}{2} + J_{Si} \frac{\omega_i^2}{2}. \quad (2.67)$$

Якщо механізм n -ланковий, то загалом кінетична енергія складатиметься з кінетичних енергій його ланок, тобто

$$T = \sum_{i=1}^n T_i = \sum_{i=1}^n \left(m_i \frac{g_{S_i}^2}{2} + J_{S_i} \frac{\omega_i^2}{2} \right). \quad (2.68)$$

Аналогічним чином можна записати вираз, що описує сумарну роботу діючих сил та моментів механізму

$$\sum A = \sum_{i=1}^n \left(\int_{S_i}^{S_{i+1}} P_i \cos(\vec{P}_i, \vec{dS}) dS_i + \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} M_i d\varphi_i \right), \quad (2.69)$$

де $\vec{P}_i$ – вектори сил;

M_i – моменти.

Тоді рівняння руху [112]

$$\sum_{i=1}^n \left(m_i \frac{g_{S_i}^2}{2} + J_{S_i} \frac{\omega_i^2}{2} \right) - E_0 = \sum_{i=1}^n \left(\int_{S_i}^{S_{i+1}} P_i \cos(\vec{P}_i, \vec{dS}) dS_i + \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} M_i d\varphi_i \right). \quad (2.70)$$

Для вирішення даного рівняння руху потрібно мати всі його складові. Але якщо розглядати реальний механізм картоплекопача та маси та моменти інерції всіх його ланок є відомими. В певній мірі невідомими залишаються лінійні та кутові швидкості центрів мас його ланок, але питання легко вирішується при реалізації методу планів.

Отриманий механізм, за кінематичною схемою, рис. 2.4, є частково описаним та знайдені швидкості та прискорення ключових точок ланок цього механізму, але не для центрів мас його ланок. Проте, розроблена теоретична модель, що описує його кінематичні параметри без жодних труднощів дозволить нам це реалізувати. Крім того, нагадаємо, що утворений механізм приводу лемеша – є механізмом, що має одну степінь вільності, а отже через закон руху ведучої ланки можна знайти швидкості та прискорення решту ланок.

Як доведено у теоретичній механіці, що величини приведених сил чи

моментів залежать тільки від відношення швидкостей точок чи кутових швидкостей ланок до аналогічних параметрів ведучої ланки (ланки приведення). Це дозволяє констатувати, що приведені сили та моменти сил залежать тільки від положення ланок механізму.

Якщо підійти до рівняння руху з іншого боку, кожна ланка має певну інерційність, яка при лінійному русі визначається масою, а при кутовому русі – моментом інерції. Тому, закон руху не повинен змінитися, якщо маси і моменти інерції в механізмі замінити приведеною масою чи приведеним моментом інерції.

Запишемо в загальному вигляді вирази для приведеної маси механізму та приведенного моменту інерції механізму [85, 112]:

$$m_{np} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{g_{S_i}}{g_{np}} \right)^2 + J_{S_i} \left(\frac{\omega_i}{g_{np}} \right)^2 \right]; \quad (2.71)$$

$$J_{S_{np}} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{g_{S_i}}{\omega_{np}} \right)^2 + J_{S_i} \left(\frac{\omega_i}{\omega_{np}} \right)^2 \right]. \quad (2.72)$$

На основі наведених теоретичних викладок запишемо вираз приведенного моменту інерції приводного механізму вібраційного лемеша.

$$\begin{aligned} J_{S_{np}} = & J_{S_1} + J_{S_2} \left(\frac{\omega_{2i}}{\omega_1} \right)^2 + m_2 \left(\frac{g_{S_{2i}}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S_3} \left(\frac{\omega_{3i}}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{g_{S_{3i}}}{\omega_1} \right)^2 + \dots \\ & + J_{S_4} \left(\frac{\omega_{4i}}{\omega_1} \right)^2 + m_4 \left(\frac{g_{S_{4i}}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S_{p4}} \left(\frac{\omega_{4i}}{\omega_1} \right)^2 + m_{p4} \left(\frac{g_{S_{p4i}}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S_5} \left(\frac{\omega_{5i}}{\omega_1} \right)^2, \end{aligned} \quad (2.73)$$

де J_{S_1} – момент інерції ведучої ланки;

ω_1 – кутова швидкість ведучої ланки;

J_{S_2} – момент інерції шатуна;

ω_{2i} – кутова швидкість шатуна в i -у положенні;

m_2 – маса шатуна;

$\mathcal{G}_{S_{2i}}$ – лінійна швидкість центра маси шатуна в i -у положенні;

J_{S_3} – момент інерції переднього підвісу;

ω_{3i} – кутова швидкість переднього підвісу;

m_3 – маса конструкції переднього підвісу;

$\mathcal{G}_{S_{3i}}$ – лінійна швидкість центра маси переднього підвісу;

J_{S_4} – момент інерції лемеша;

m_4 – маса лемеша;

ω_{4i} – кутова швидкість лемеша;

$\mathcal{G}_{S_{4i}}$ – лінійна швидкість центра маси лемеша;

J_{Sp_4} – момент інерції частини бульбоносного пласта, що знаходиться на лемеші;

m_{p_4} – маса бульбоносного пласта, що знаходиться на лемеші;

$\mathcal{G}_{Sp_{4i}}$ – лінійна швидкість центра мас пласта на лемеші;

J_{S_5} – момент інерції планки заднього підвісу;

ω_{5i} – кутова швидкість ланки заднього підвісу.

Аналізуючи вираз приведенного моменту інерції (2.73), для отримання числового його значення потрібно визначити:

координати центрів ваги ланок;

моменти інерції ланок відносно центрів ваги;

кутові швидкості ланок;

лінійні швидкості центрів мас ланок;

маси ланок.

За таких умов можна буде реалізувати віднаходження числових значень приведенного моменту інерції механізму лемеша та за різними варіантами конструктивного виконання елементів приводу зробити

порівняльний аналіз.

2.5 Висновки до другого розділу

1. Запропоновано принципову схему вібраційного лемеша, для якого побудовано кінематичну схему та описано теоретичною моделлю, що базується на методі замкнених векторних контурів. Аналіз кінематичних параметрів утвореного механізму дозволив отримати скореговану кінематичну схему механізму лемеша як теоретичного прототипу фізичній конструкції комбінованого активного лемеша.

2. Використовуючи графоаналітичний метод планів, отримано кінематичні параметри для характерних точок лемеша та його активних боковинок. Для отриманих значень переміщень, швидкостей та прискорень, крім скалярних значень, визначені їх напрямки, що є важливим чинником для аналізу направленої руху пласта ґрунту на площині лемеша;

3. Побудовано теоретичну модель, яка дозволяє для визначеного кінематичного режиму роботи лемеша проаналізувати значення діючих сил на частинку бульбоносного пласту, що знаходиться на площині лемеша, та визначити напрямок можливого її руху. Такий підхід дозволяє моделювати направлений рух бульбоносного пласту на площині лемеша, змінюючи частоту обертання і радіус кривошипа, довжини задніх підвісів та кут встановлення лемеша до горизонту.

4. Побудована теоретична модель, яка описує закон руху механізму лемеша та базується на теоремі про зміну кінетичної енергії, дозволяє визначити приведений момент інерції приводного механізму вібраційного лемеша, який лежить в основі оцінки енергетичних затрат на привод даного робочого органу.

Основні результати розділу опубліковані у працях [3, 4, 51, 54, 56].

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма проведення експериментальних досліджень

У дисертаційному дослідженні визначено мету та поставлено ряд задач, на основі яких сформовано програму експериментальних досліджень. Така програма покликана на те, щоб підтвердити теоретичні розрахунки при обґрунтуванні конструктивно-технологічних параметрів розробленого комбінованого активного лемеша в системі однорядної картоплезбиральної машини. Крім того, отримані окремі результати експериментальних досліджень слугують вихідними параметрами для теоретичних обґрунтувань або уточнюють їх [61].

Програма експериментального дослідження включає наступні структурні етапи.

Розробити та виготовити однорядну картоплезбиральну машину з комбінованим активним лемешем, яка призначається для роботи у невеликих фермерських чи підсобних господарствах та агрегатується з тракторами тягового класу не більше 0,6 т.

Провести польові експериментальні дослідження з метою визначення ефективності роботи комбінованого вібраційного лемеша з активними боковинками, встановити якість підкопування гребенів картопляної грядки; встановити ступінь пошкодженості бульб робочими органами картоплекопача; ефективність сепарації при різних частотах та амплітудах площини лемеша, встановити раціональне значення.

Використовуючи спеціалізоване обладнання, визначити тяговий опір картоплезбиральної машини та потужність, що споживається приводом механізму лемеша для забезпечення вібраційних коливань рухів.

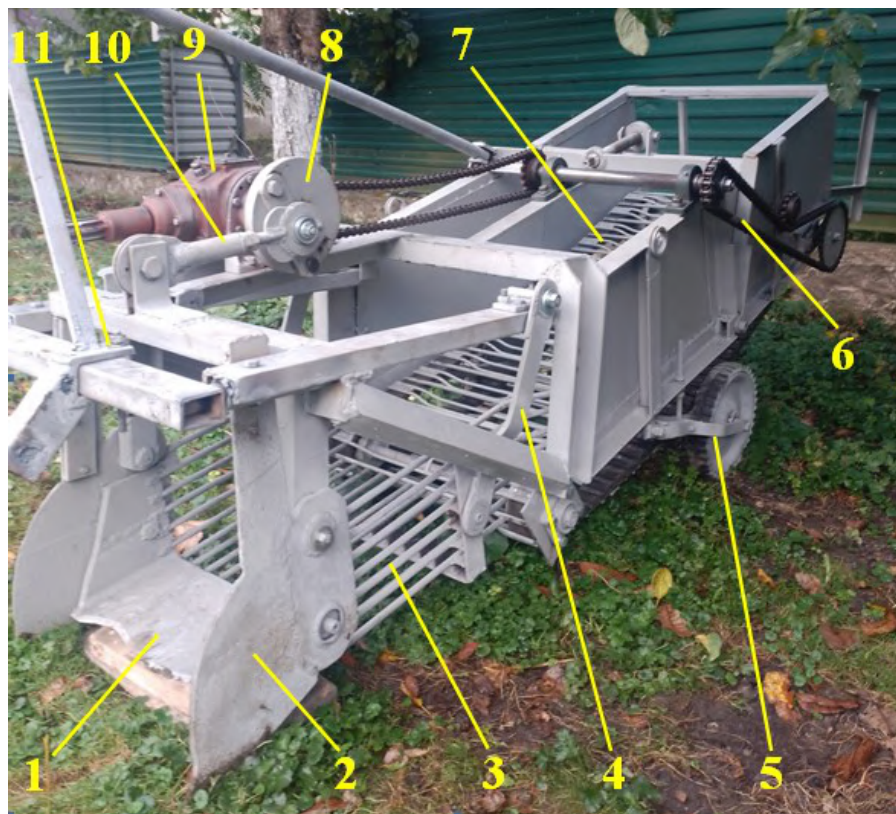
На кінцевому етапі – зібрати та систематизувати отримані значення, виконати обробку експериментальних даних та представити їх функціональними залежностями з візуалізацією результатів.

Середовищем для проведення польових експериментальних досліджень вибрати типові приватні господарства, де гребневим способом виконано посадку картоплі, був здійснений мінімально достатній рівень догляду за посівом та на час збирання середня забур'яненість площі з попереднім очищенням картопляної грядки від залишків бур'янів та бадилля картоплі.

3.2 Об'єкт і предмет експериментального дослідження

Як зазначено вище, що на основі запатентованого принципового рішення [51] було запропоновано конструктивну схему розробленого комбінованого активного лемеша, який інтегровано в конструкцію картоплекопача класичної схеми елеваторного типу.

Після проведених теоретичних досліджень окремих конструктивних та кінематичних параметрів і, аналізуючи досвід подібних рішень [6, 46, 65, 72, 73], що стосуються такого типу машин [89, 90], прийшли до наступної конструкції однорядного картоплекопача, рис. 3.1.



1 – суцільна частина лемеша; 2 – активна боковинка; 3 – пруткова частина лемеша (грохот); 4 – задній підвіс лемеша; 5 – регульоване опорне колесо; 6 – система приводу пруткового транспортера; 7 – прутковий транспортер; 8 – маховик; 9 – приводний конічний редуктор; 10 – шатун
Рисунок 3.1 – Загальний вигляд розробленого картоплекопача

Специфікою роботи такої картоплезбиральної машини є те, що леміш (рис. 3.1, 3.2) має суцільну частину з криволінійною різальною кромкою, що дозволяє ефективно підрізати бульбоносний пласт ґрунту, забезпечуючи його стиснення в площині зрізу з одночасною можливістю ковзання і перерізання ґрунтових чи рослинних частинок по різальному лезу. Випукла середня частина різального леза лемеша дозволяє утворити на дні борозни заглибину саме під основним розміщенням картопляного гнізда, що сприяє уникненню пошкодження бульб. Крім того, криволінійна поверхня різального леза, його випуклі частини полегшено врізаються в ґрунт своєю клиноподібною формою, створюючи більші питомі тиски, та полегшено відділяють підкопуваний пласт від основного масиву.



Рисунок 3.2 – Леміш картоплекопача (проміжна стадія виготовлення дослідного зразка)

Ще однією відмінністю представленої конструкції лемеша є те, що для його кріплення на рамі передбачено використання двох підвісів різної довжини. Це дозволяє створити ефект непаралельних переміщень площини лемеша при його коливаннях. Цей ефект використано для утворення направленого руху бульбоносного пласта.

Розглянемо детальніше конструкцію кріплення лемеша, рис. 3.3.

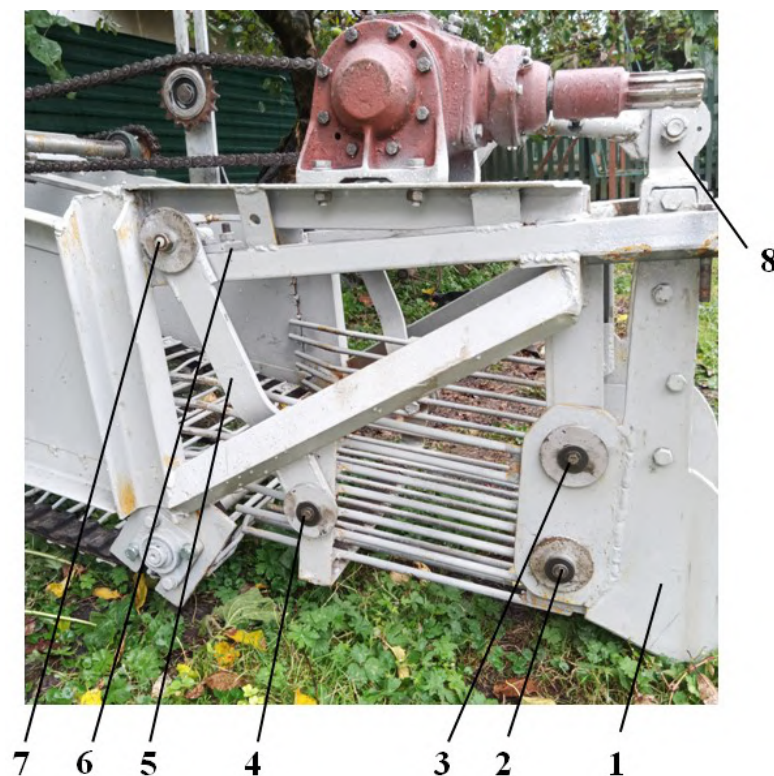


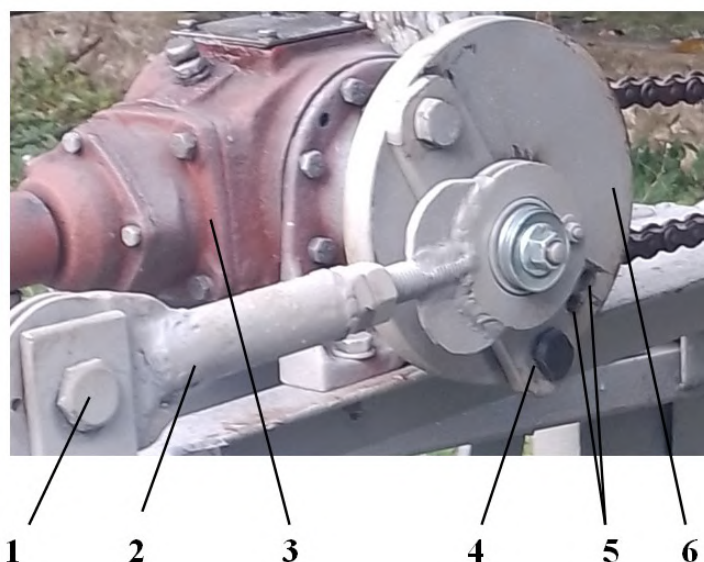
Рисунок 3.3 – Механізм кріплення лемеша

З рис. 3.3 видно, що переднім підвісом служать активні боковинки 1, що тандемно з'єднані між собою та приєднані до шарніра кривошипа 8 приводу. На їх площині розміщено два шарніри – верхній 3 з'єднує з рамою картоплекопача, а нижній 2 – з лемешем у передній частині; задній підвіс 5 також має два шарніри – нижній 4 з'єднує з лемешем, верхній 7 – з рамою машини. Задній підвіс є регульованим при закріпленні його на рамі машини, тобто при використанні підкладних планок під корпус шарніра 6 можна отримати регульовану установочну зміну кутів постановки лемеша до дна борозни. На рис. 3.3 показаний варіант мінімального установочного кута постановки лемеша до дна борозни – 12° . При використанні підкладних планок товщиною 10 мм цей кут зростає і стає:

- при використанні однієї підкладної планки (10 мм) – 14° ;
- двох планок (20 мм) – 16° .

Подальшу зміну кута постановки лемеша до дна борозни здійснюють гвинтовим механізмом опорних коліс (поз.5, рис. 3.1) у поєднанні з навіскою трактора.

Ще одним технологічним регульовальним параметром даної картоплезбиральної машини є зміна амплітуди переміщення лемеша. Не кожна конструкція картоплекопача, які є на ринку, має передбачені такі регулювання. Це пов'язано зі складністю технічної реалізації цього рішення. Сам параметр має значний вплив на зусилля підкопування та подальшу сепарацію бульбоносного пласта. В даному контексті цю проблему вирішено наступним чином. На вихідному валу конічного редуктора приводу лемеша закріплено металевий маховик, який вирішує ще одну проблему – зрівноважує роботу механізму приводу, адже тут є значні динамічні знакозмінні сили. До основи диска приєднано шарнір кривошипа, який утворює заданий радіус, закріпленням його у різних отворах маховика, рис. 3.4.



1 – шарнір переднього підвісу лемеша; 2 – шатун; 3 – приводний конічний редуктор; 4 – планка шарніра кривошипа з кріпленнями; 5 – регулювальні отвори радіуса кривошипа; 6 – маховик

Рисунок 3.4 – Кривошипно-шатунний привод лемеша

Отже, для встановлення амплітуди коливань лемеша достатньо викрутити нижній болт планки шарніра кривошипа 4, ослабити її верхній болт та повернути планку шарніра в сторону збільшення чи зменшення радіуса кривошипа до співпадання нижнього отвору планки з одним із регулювальних отворів 5 маховика 6. Зафіксувати планку шарніра кривошипа у заданому положенні, затягнувши її верхній та нижній болти. Діапазон регулювань амплітуди лемеша можна встановити дискретно, табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Амплітуди коливань лемеша та активних боковинок

Радіус кривошипа	Горизонтальна амплітуда		Вертикальна амплітуда	
	лемеша	боковинки	лемеша	боковинки
8,6	5,4	13,0	1,4	10,9
18,2	11,6	22,5	3,4	28,2
27,3	17,3	32,8	5,8	43,2

Отримана конструкція машини за класичною схемою навішується на триточкову навіску трактора та приєднують карданний вал до приводного редуктора, рис. 3.5.



Рисунок 3.5 – Транспортне положення картоплекопача при навішуванні на триточкову навіску трактора

У підсумку наведемо технічну характеристику однорядного картоплекопача при використанні в його конструкції комбінованого активного лемеша, описаної конструкції, табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Технічна характеристика однорядного картоплекопача

Показник	Значення
Тип картоплекопача	комбінований
Тип приводу	тягово-приводний
Кількість рядків підкопування	один
Швидкість руху агрегату, м/с	0,83–1,4
Діапазон регулювань амплітуд коливань лемеша, мм	5,5; 11,6; 17,3
Тип конвеєра	прутковий транспортер
Лінійна швидкість транспортера: при частоті ВВП 540 об/хв, м/с	двоступенева 1,63; 3,26
Установочний кут нахилу лемеша, град	12; 14; 16
Розрахункова продуктивність, га/год:	
міжряддя 0,7 м	0,21–0,35
міжряддя 0,65 м	0,19–0,33
міжряддя 0,6 м	0,18–0,3

Предметом дослідження буде визначення агротехнологічних та енергетичних показників роботи картоплекопача.

3.3 Технічне забезпечення проведення експерименту

Для реалізації польових експериментальних досліджень енергетичних показників роботи картоплекопача, а саме, визначення тягового опору переміщення машин та споживання ним потужності від ВВП трактора було використано обладнання науково-дослідної лабораторії «Агротехнології, машини та матеріали» кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, яке було змонтоване на спеціально розроблених пристосуваннях.

Для реєстрації електричних сигналів, що генеруються в процесі навантаження тензометричним обладнанням, фіксувалися цифровою апаратурою, що представлена на рис. 3.6 [103].



Рисунок 3.6 – Загальний вигляд вимірювальної системи

Основні технічні характеристики вимірювальної системи [103]:

- число універсальних вимірювальних каналів - 8;
- частота дискретизації від 1 Гц до 2 кГц;
- час автономної роботи 52 хв, при максимальній частоті дискретизації;
- результати вимірювань обробляються на ПК, з використанням пакетів прикладних програм.

При визначенні тягового опору картоплекопача було розроблено спеціальне пристосування тягового пристрою, рис. 3.7.



Рисунок 3.7 – Пристосування для визначення тягового опору картоплекопача

Суть його роботи полягає в тому, що нижню балку причепа виконано у вигляді П-подібного елемента, який містить поперечину 1, на якій закріплені розсувні (регульовані) з'єднувачі 2 з нижніми тягами трактора. До поперечини 1 приєднано два стержні 3 що можуть вільно переміщатися у направляючих 8 рами картоплекопача. Для обмеження їх руху та регулювання заданого вильоту нижньої балки причепа передбачено отвори 4,

з допомогою яких та при співпаданні їх з отворами у направляючій 8 рами фіксуються болтами 9. Така схема використовується при звичайному режимі експлуатації картоплекопача. Для визначення тягового опору картоплекопача знімаємо фіксацію болтами 9, що дозволяє стержням 3 вільно переміщатися у направляючих 8 рами, тоді їх рух обмежуємо двома болтами 6 з наклеєними тензорезисторами 7.

Болти 6, в свою чергу, вкручуються в отвори 5 стержнів 3, а головкою закріплені у спеціальному кронштейні на рамі машини. Це дає можливість обмежити рух нижньої балки причепа. Зусилля, що виникають при виробничому опорі, розтягують болти разом із тензорезисторами, що змінюють свій опір. Останні приєднані до вимірювальної апаратури і таким чином фіксуються значення електричних сигналів та записується їх зміна при виникненні виробничого навантаження при підкопуванні картопляної грядки.

Тензорезистори використовували КФ5П1-15-200-А-12 (КФ5П1-15-200-А-12) з номінальним опором 200 Ом.

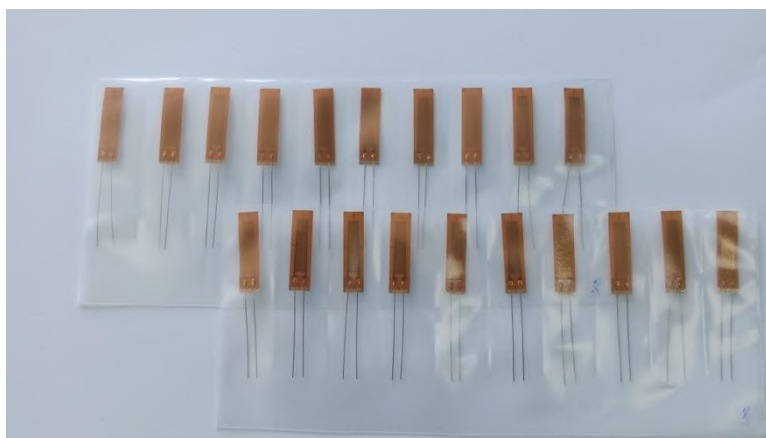


Рисунок 3.8 – Тензорезистори КФ5П1-15-200-А-12

Для визначення крутного моменту (потужності) приводу від ВВП трактора було застосовано моментомір, рис. 3.9.



Рисунок 3.9 – Визначення крутного моменту приводу моментоміром

Даний пристрій вмонтовується в кінематичний ланцюг між карданим валом від ВВП та вхідним валом приводного редуктора. Принцип його роботи аналогічний до типового тензометричного пристрою: при передачі крутного моменту від ВВП до робочої машини через чутливий тензометричний елемент проходить деформація цього елемента, а наклеєний тензодатчик на цю деформацію реагує зміною опору, який фіксує цифрова апаратура. Складність цього пристрою полягає в тому, що тензометричний елемент є обертовим разом з шарніром Гука, а тому тут передбачені контактні кільця, що є в контакті із зовнішньою нерухомою обоймою через ртутну ванну.

Частоту обертання ВВП контролювали цифровим лазерним безконтактним тахометром DT-2234C+ при наклеюванні на обертову частину світловідбивної стрічки.

Такий контроль викликаний необхідністю перевірки та налаштування заданої частоти обертання колінчастого вала двигуна на заданій передачі для узгодження частоти обертання ВВП та поступальної швидкості агрегату.

3.4 Методика та планування експерименту

Для планування та проведення експериментальних польових досліджень вибрано основні підходи стандартних методи та практики побудови, проведення таких експериментів у польових умовах [8, 30, 36, 61, 77], на основі яких вибудовано план-матрицю експерименту. Після ґрунтовного аналізу впливу факторів на отримання основних результатів експериментальних досліджень, прийшли до висновку, що найбільш практичним та таким, що можливо буде реалізувати на практиці – це буде повний факторний експеримент типу

$$N = p^k, \quad (3.1)$$

де p – число рівнів варіювання, $p = 3$;

k – кількість незалежних факторів, $k = 2$.

За таких умов кількість дослідів для визначення досліджуваної величини складатиме $N = 9$.

Кількість повторюваностей одного дослідів закладаємо $n = 3$. Таким чином, загальна кількість дослідів становитиме 27.

Поверхню відгуку буде описувати регресійна залежність другого порядку у вигляді

$$y = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + b_{11} \cdot x_1^2 + b_{22} \cdot x_2^2. \quad (3.2)$$

Для визначення коефіцієнтів рівняння регресії (3.2) необхідно скласти матрицю планування ПФЕ, табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Матрицю планування ПФЕ, $N = 3^2$

№	x_1	x_2	Повтор 1	Повтор 2	Повтор 3
1	-1	-1	y_1	y_2	y_3
2	0	-1	y_1	y_2	y_3
3	1	-1	y_1	y_2	y_3
4	-1	0	y_1	y_2	y_3
5	0	0	y_1	y_2	y_3
6	1	0	y_1	y_2	y_3
7	-1	1	y_1	y_2	y_3
8	0	1	y_1	y_2	y_3
9	1	1	y_1	y_2	y_3

Для визначення коефіцієнтів рівняння регресії (3.2) будемо використовувати наступні залежності [93, 96, 105]:

$$b_0 = (1/N) \sum y_i;$$

$$b_1 = (1/N) \sum y_i \cdot x_{1i};$$

$$b_2 = (1/N) \sum y_i \cdot x_{1i} \cdot x_{2i};$$

(3.3)

$$b_{12} = (1/N) \sum y_i \cdot x_{1i} \cdot x_{2i};$$

$$b_{11} = (1/N) \sum y_i \cdot x_{1i}^2;$$

$$b_{22} = (1/N) \sum y_i \cdot x_{2i}^2,$$

де y_i – експериментальне значення досліджуваної величини;

x_{1i} , x_{2i} – нормалізовані значення факторів.

Кодування факторів виконуватимемо за загальноприйнятими залежностями, що розглядаються в теорії експерименту.

Виходячи з цього, намічено план експерименту, за яким буде проведено експериментальне дослідження та зафіксовані експериментальні значення шуканих величин з подальшою їх обробкою.

3.5 Висновки до третього розділу

1. Відповідно до розробленої програми експериментальних досліджень було виготовлено дослідний зразок однорядного картоплекопача з комбінованим активним лемешем, для якого встановлені основні технічні характеристики та регульовальні параметри: швидкість руху агрегату – 0,83–1,4 м/с; діапазон регулювань амплітуд коливань лемеша – 5,5 мм; 11,6 мм; 17,3 мм; установочний кут нахилу лемеша – 12° ; 14° ; 16° ; розрахункова продуктивність при міжряддях 0,7 м – 0,21–0,35 га/год.

2. Описано методику та технічне забезпечення для проведення експерименту. Сплановано повний факторний експеримент типу 3^2 , для якого складено матрицю експерименту, записано рівняння квадратичної регресії та вирази для визначення її коефіцієнтів.

Основні результати розділу опубліковані у працях [3, 51, 54].

РОЗДІЛ 4

ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ

4.1 Підготовка до проведення експериментальних досліджень

Для проведення експериментальних досліджень щодо визначення енергетичних і якісних показників роботи розробленого картоплекопача, крім складання плану експерименту, необхідно забезпечити умови його проведення. Однією з таких умов є підготовка площі.

Для полегшеного процесу підкопування картопляної грядки необхідно поверхню поля очистити від «зайвих» рослинних решток – бур'янів та бадилля картоплі. На рис. 4.1 показано типову площу картопляної грядки, яка є значно забур'яненою у період збирання картоплі.



Рисунок 4.1 – Підготовка поля

Для підвищення ефективності процесу збирання картоплі, варто провести скошування поверхневої рослинності з подрібненням рослинних решток. На рис. 4.1 показана світлина, де частина площі вже підготовлена до збирання, на частині площі вже зібраний урожай та частина, яка ще потребує

обробки.

Другим кроком підготовки польових досліджень є встановлення глибини і ширини залягання бульб у гнізді для правильного налаштування картоплекопача.

На рис. 4.2 показано типовий кущ картоплі, звідки видно розміщення бульб у гнізді – глибину залягання та ширину гнізда.



Рисунок 4.2 – Типове розміщення бульб у картопляному гнізді

Середнє значення кількох повторюваностей у різних точках площі свідчить про те, що хід лемеша (глибина ходу) по відношенню до верху гребеня повинен складати 19-20 см. Цей параметр варто контролювати, щоб уникнути пошкодження бульб через підрізання.

Так само варто контролювати вологість ґрунту з допомогою вологоміра або, маючи практичний досвід, візуально. Цей параметр зумовить один із чинників якості сепарації ґрунту на робочих органах картоплекопача та його налипання на самі бульби.

Якщо такі умови забезпечені можна переходити до проведення самих польових експериментальних досліджень [6, 22, 30, 58, 59, 71, 77, 91].

Щоб реалізувати цю частину поставленої задачі, спочатку необхідно підготувати агрегат. Перед навішуванням тензометричного обладнання на відповідні частини картоплекопача, він повинен бути технологічно відлагодженим, перевіреним та повністю готовим до роботи. Це досягається попередніми польовими випробуваннями, де здійснюється апробаційне викопування певної площі картопляної грядки.

Таку процедуру було здійснено і зроблено кілька пробних підкопувань з метою попереднього відлагодження агрегату, рис. 4.1 (підкопані чорні смуги).

Далі готуємо сам агрегат до роботи та проведення експериментальних досліджень, рис. 4.3.

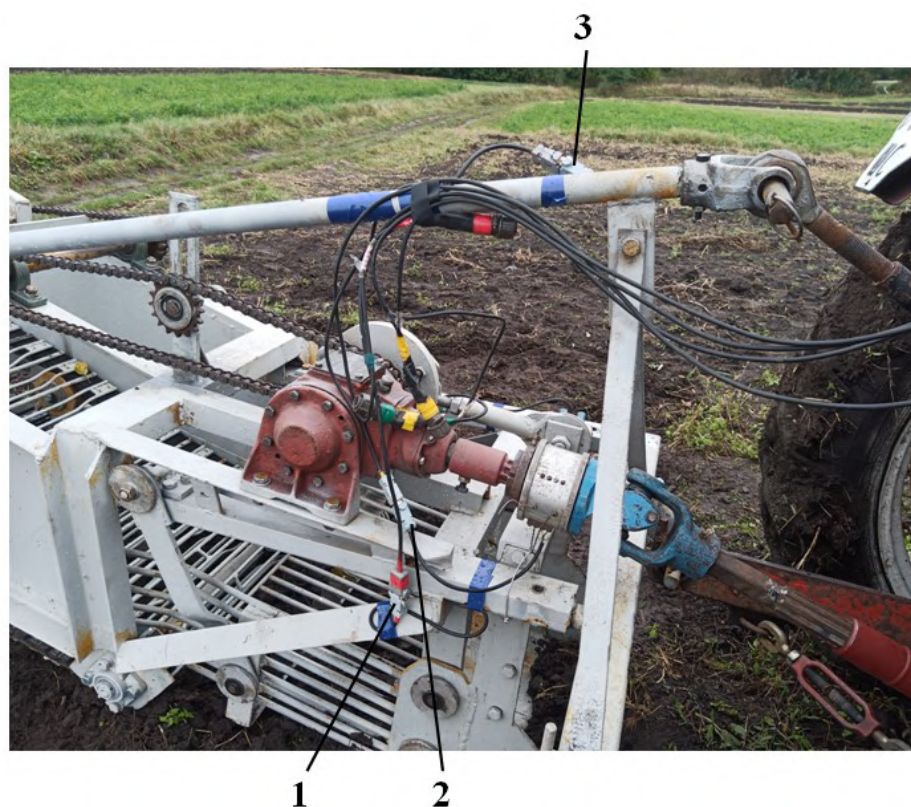


Рисунок 4.3 – Підготовка агрегату до експериментальних досліджень

Програмою проведення експериментальних досліджень передбачено визначення тягового опору картоплекопача та становлення потужності на

привод його робочих органів. З рис. 4.3 видно, що розблоковано нижню поперечину і її переміщення у направляючих рами обмежується через болти з наклеєними тензорезисторами, які підключено через роз'єми 1 (інший роз'єм 1 на фото знаходиться на протилежній стороні копача) до реєструючої апаратури. Роз'єм 2 з'єднує вихід моментоміра з апаратурою. Роз'єм 3 з'єднує наклеєний тензорезистор на центральну опору навіски картоплекопача також із тензометричним каналом реєструючої апаратури.

Реєструюча апаратура може працювати в автономному режимі при живленні від акумуляторної батареї енергозасобу та знаходиться безпосередньо на ньому, рис. 4.4.



а)

б)

Рисунок 4.4 – Розміщення та підключення реєструючої апаратури

На рис. 4.4, а показано під'єднану апаратуру, на рис. 4.4, б – процес записування даних однієї серії дослідів на ноутбук.

Коли така підготовка здійснена, далі слідує саме випробування за прийнятою програмою експериментів.

4.2 Експериментальне визначення енергетичних характеристик картоплекопача та обробка результатів

4.2.1 Визначення тягового опору картоплекопача

Відповідно до програми планування експериментальних досліджень та самого плану експерименту встановлено дев'ять комбінацій проведення експериментів. Для отримання об'єктивних результатів кожен із комбінацій варто повторити не менше як 3 рази [57, 93, 96, 97, 105, 106, 107].

Параметри, що підлягатимуть зміні, табл. 4.1

Таблиця 4.1 – Фактори та рівні варіювання

Позначення	Фактор	Мінімум (-1)	Максимум (+1)
x ₁	Поступальна швидкість, м/с	0,6	1,4
x ₂	Частота коливань лемеша, Гц	5,0	7,0

Для правильної побудови і організації дослідження скористаємося робочою матрицею експерименту, де наведено всі комбінації факторів у фізичних величинах, табл. 4.2

Таблиця 4.2 – Робоча матриця експерименту

№ комбінації	x ₁ (м/с)	x ₂ (Гц)	Повторення		
			1	2	3
1	0,6	5	y ₁	y ₂	y ₃
2	1,0	5	y ₁	y ₂	y ₃
3	1,4	5	y ₁	y ₂	y ₃
4	0,6	6	y ₁	y ₂	y ₃
5	1,0	6	y ₁	y ₂	y ₃
6	1,4	6	y ₁	y ₂	y ₃
7	0,6	7	y ₁	y ₂	y ₃
8	1,0	7	y ₁	y ₂	y ₃
9	1,4	7	y ₁	y ₂	y ₃

Далі слідує серія експериментальних досліджень, розшифровка електричних сигналів, записаних реєструючою апаратурою, та з врахування тарувальних коефіцієнтів – перевід у фізичні величини досліджуваних параметрів.

Опускаючи викладку описаної процедури, заповнимо таблицю результатів середніми значеннями по кожній з повторюваностей конкретної комбінації, табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Результати експериментального визначення тягового опору агрегату, кН

№	x ₁	x ₂	y ₁	y ₂	y ₃
1	-1	-1	10,06	9,84	9,85
2	0	-1	9,69	9,89	9,57
3	1	-1	10,27	10,02	10,13
4	-1	0	8,68	8,85	8,49
5	0	0	8,97	8,96	9,11
6	1	0	9,59	9,68	9,61
7	-1	1	7,70	7,76	7,59
8	0	1	8,51	8,49	8,45
9	1	1	9,59	9,43	9,49

Отримавши експериментальні значення досліджуваних величин та застосовуючи залежності (3.3), можна знайти коефіцієнти регресії (3.2):

$$\begin{aligned}
 b_0 &= 8,9808 \\
 b_1 &= 0,5005; \\
 b_2 &= -0,6839; \\
 b_{12} &= 0,3979; \\
 b_{11} &= 0,1860; \\
 b_{22} &= 0,1366
 \end{aligned}
 \tag{4.1}$$

На основі цього можна здійснити перевірку моделі на адекватність.

Використовуючи стандартні методики та досвід багатьох науковців, проведено оцінку моделі. Тут наведемо ці результати такої оцінки.

Перевірка однорідності моделі за критерієм Кохрена:

$$G_p = 0,2745 < G_m = 0,5157, \quad (4.2)$$

де G_p – розрахункове значення критерію Кохрена, $G_p = 0,2745$;

G_m – табличне значення цього критерію, $G_m = 0,5157$.

Наведене порівняння свідчить про те, що дисперсії однорідні.

Наступна оцінка стосується значущості коефіцієнтів регресії, для якої використаємо t-критерій Ст'юдента. Цей критерій дозволяє визначити, чи впливає кожен з факторів (або їх взаємодія) на результат з довірчою ймовірністю 95%.

При $f_s = N(k - 1) = 9(3 - 1) = 18$ ступенях вільності, критичне значення буде складати $t_{кр} = 2,101$.

Таблиця 4.4 – Порівняння обчислених значень критерію Ст'юдента з t-критичним

Коефіцієнт	$t_{експ}$	$t_{кр}$	Висновок
b_0	416,4570	$> 2,101$	значущий
b_1	23,2079	$> 2,101$	значущий
b_2	31,7160	$> 2,101$	значущий
b_{12}	18,4528	$> 2,101$	значущий
b_{11}	8,6237	$> 2,101$	значущий
b_{22}	6,3339	$> 2,101$	значущий

Ще одна перевірка нашої моделі – за критерієм Фішера на адекватність.

Розраховане значення критерію Фішера складає $F_p = 1,4309$ і порівнюємо його з критичним значенням, що вибрано з таблиць [97, 106, 107] при рівні значущості $\alpha = 0,05$, ступенях вільності: $f_1 = 3 : f_2 = 18$ – $F_{кр} = 3,1599$.

Отже,

$$F_p = 1,4309 < F_{кр} = 3,1599, \quad (4.3)$$

а це означає, що модель є адекватною до експериментальних даних

Тепер остаточно можна записати вираз рівняння регресії у натуральних величинах

$$y = 23,8817 - 7,0424 \cdot v - 3,3178 \cdot f + 0,9948 \cdot v \cdot f + 1,1623 \cdot v^2 + 0,1366 \cdot f^2, \quad (4.4)$$

де v – поступальна швидкість, м/с, f – частота коливань лемеша, Гц.

На основі цієї залежності будуюмо поверхню відгуку для візуалізації досліджуваного процесу, рис. 4.5.

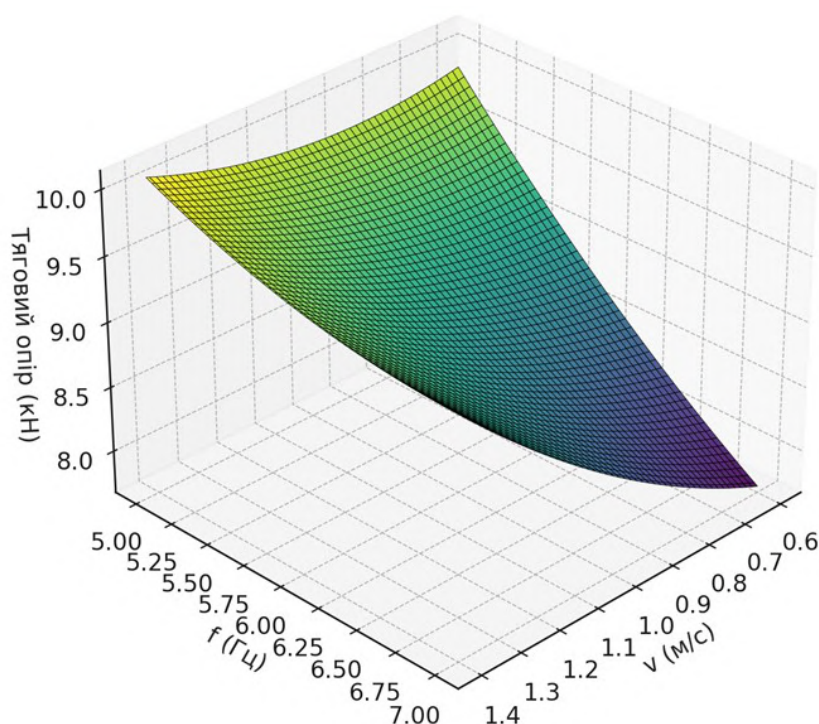


Рисунок 4.5 – Тяговий опір агрегату

Таким чином, отримано узагальнений оброблений результат проведення експериментального дослідження, на основі якого можна рекомендувати найбільш раціональні значення поступальної швидкості

агрегату у поєднанні з амплітудою коливань лемеша, щоб отримати мінімальний опір переміщенню машини, що призведе до зниження витрат палива при роботі енергозасобу.

4.2.2 Визначення потужності приводу робочих органів

Для визначення потужності на приводі робочих органів картоплекопача застосовано моментомір, частоту обертання якого контролювали портативним лазерним електронним тахометром DT-2234C+ при наведенні його променя на наклеєну світловідбивну стрічку на обертовій частині вхідного вала приводного кінцевого редуктора, рис. 4.6.



Рисунок 4.6 – Контроль і налагодження частоти обертання ВВП трактора

Такий контроль зумовлений тим, щоб налагодити необхідну частоту обертання колінчастого вала двигуна трактора для забезпечення відповідної поступальної швидкості агрегату та частоти обертання ВВП для приводу робочих органів картоплекопача.

Проведення експерименту, фіксування даних та їх обробку виконано за аналогічною послідовністю та планом як описано у попередньому пункті.

Досліджуваною величиною буде потужність приводу робочих органів картоплекопача при зміні факторів варіювання – частоти коливань лемеша (5,0 Гц; 6,0 Гц; 7,0 Гц) та його амплітуди (5,5 мм; 11,6 мм; 17,3 мм).

Таблиця 4.5 – Фактори та рівні варіювання при визначенні потужності приводу

Позначення	Фактор	Рівень -1	Рівень +1
x ₁	Частота коливань, Гц	5	7
x ₂	Амплітуда коливань, мм	5,5	17,3

Щоб забезпечити всі 9 комбінацій поєднання факторів, доцільно скористатися робочою матрицею, табл. 4.6.

Таблиця 4.6 – Робоча матриця

№	x ₁ (Гц)	x ₂ (мм)	Повторення		
			1	2	3
1	5,0	5,5	y ₁	y ₂	y ₃
2	6,0	5,5	y ₁	y ₂	y ₃
3	7,0	5,5	y ₁	y ₂	y ₃
4	5,0	11,6	y ₁	y ₂	y ₃
5	6,0	11,6	y ₁	y ₂	y ₃
6	7,0	11,6	y ₁	y ₂	y ₃
7	5,0	17,3	y ₁	y ₂	y ₃
8	6,0	17,3	y ₁	y ₂	y ₃
9	7,0	17,3	y ₁	y ₂	y ₃

Наступним кроком є проведення самого експериментального дослідження в умовно однакових умовах з трикратною повторюваності однієї комбінації факторів, запис результатів, переведення їх у фізичні величини, заносимо до табл. 4.7

Таблиця 4.7 – Результати експериментального визначення потужності приводу робочих органів, кВт

№	x_1 (Гц)	x_2 (мм)	y_1	y_2	y_3
1	5,0	5,7	4,84	4,73	4,71
2	6,0	5,7	4,55	4,68	4,67
3	7,0	5,7	4,89	4,85	4,90
4	5,0	11,6	4,76	4,69	4,87
5	6,0	11,6	5,07	5,14	5,00
6	7,0	11,6	5,37	5,36	5,28
7	5,0	17,3	5,18	5,01	5,01
8	6,0	17,3	5,48	5,62	5,52
9	7,0	17,3	6,02	6,04	6,15

За отриманими даними та, скориставшись квадратичною залежністю регресії (3.3), а також на основі виразів (3.2) можна записати числові значення коефіцієнтів рівняння регресії:

$$\begin{aligned}
 b_0 &= 5,0157; \\
 b_1 &= 0,2801; \\
 b_2 &= 0,4001; \\
 b_{12} &= 0,2218; \\
 b_{11} &= 0,0663; \\
 b_{22} &= 0,0987.
 \end{aligned}
 \tag{4.5}$$

На цьому етапі потрібно вважати, що це отримані попередні результати експериментального дослідження, адже ще потрібно довести, що прийнята модель є адекватною.

Для такої оцінки скористаємося стандартними методиками та залежностями для оцінки моделі за критеріями Кохрена, Ст'юдента та Фішера.

Перевірка за критерієм Кохрена вказує на однорідність дисперсії.

Знайдене розрахункове значення складає $G_p = 0,2135$, воно порівнюється з табличним – $G_m = 0,5157$, тобто

$$G_p = 0,2135 < G_m = 0,5157, \quad (4.6)$$

а це означає, що дисперсії однорідні.

Перевірку за t-критерієм Ст'юдента застосуємо до визначення значущості коефіцієнтів регресії та відповідно впливу кожного з критеріїв на результат. Тут закладена довірча ймовірність результатів 95%

Критичне значення цього критерію буде складати $t_{кр} = 2,101$.

Обчислені результати критерію Ст'юдента занесемо до табл. 4.8.

Таблиця 4.8 – Порівняння результатів

Коефіцієнт	$t_{\text{експ}}$	$t_{\text{кр}}$	Висновок
b_0	367,8286	$> 2,101$	значущий
b_1	20,5428	$> 2,101$	значущий
b_2	29,3440	$> 2,101$	значущий
b_{12}	16,2646	$> 2,101$	значущий
b_{11}	4,8646	$> 2,101$	значущий
b_{22}	7,2353	$> 2,101$	значущий

І остаточна перевірка – перевірка адекватності моделі за критерієм Фішера.

В результаті розрахунку отримане наступне значення критерію Фішера $F_p = 3,0470$, табличне критичне значення – $F_{кр} = 3,1599$ (вибране з таблиці F-розподілу за заданими ступенями свободи ($f_1 = 3$; $f_2 = 18$) та рівнем значущості, $\alpha = 0,05$). Порівнюємо отримані значення

$$F_p = 3,0470 < F_{кр} = 3,1599. \quad (4.7)$$

Порівняльний аналіз підтверджує, що модель є адекватною, вона добре описує експериментальні дані.

Це дає нам можливість використати отримані значення коефіцієнтів та записати остаточний вираз рівняння регресії. Для якісного розуміння процесу доцільно рівняння регресії подавати у натуральних величинах, тобто

$$y = 7,9339 - 0,9519 \cdot f - 0,2235 \cdot A + 0,0376 \cdot f \cdot A + 0,0663 \cdot f^2 + 0,0028 \cdot A^2, \quad (4.8)$$

де f – частота коливань лемеша, Гц; A – амплітуда коливань, мм.

Прийнявши рівняння регресії у вигляді (4.8) та, табулюючи змінні фактори в межах мінімального та максимального значень, отримаємо поверхню відгуку, яка характеризує зміну потужності приводу робочих органів картоплекопача, рис. 4.7.

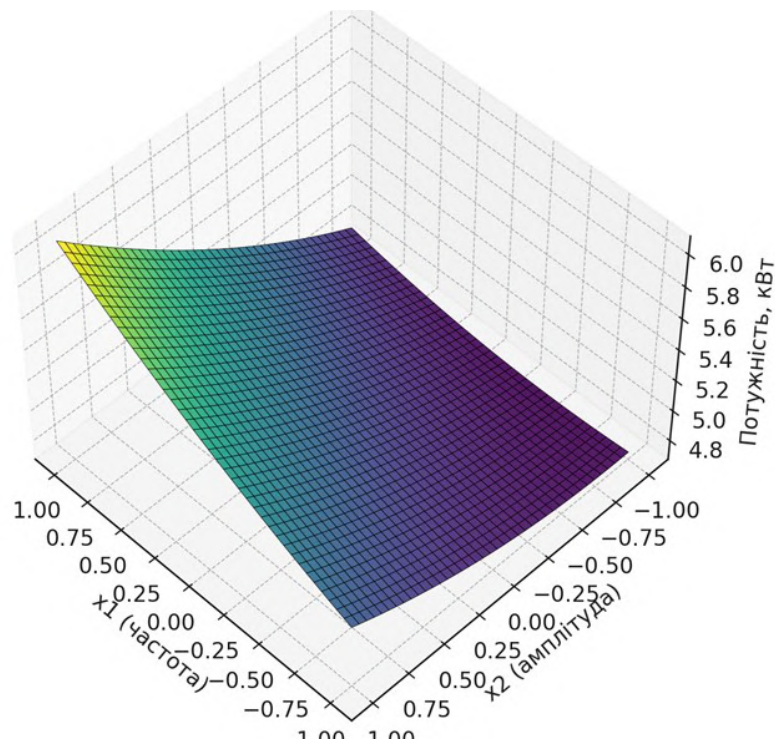


Рисунок 4.7 – Зміна потужності приводу робочих органів

Отримана поверхня відгуку за експериментальними даними відображає характер зміни потужності приводу всіх робочих органів, які споживають потужність від ВВП трактора. Тут варто зауважити, що до споживаної потужності входить і потужність, яка витрачається на привод транспортера картоплекопача.

За попередніми окремими розрахунками та спостереженнями потужність, що споживається навантаженим транспортером, який встановлений під кутом до площини поля, транспортує бульбоносний пласт, з врахування втрат у механічних передачах та при виникненні додаткових сил тертя між рухомими елементами, складає:

при лінійній швидкості транспортера 1,63 м/с – приблизно 1,2 кВт;

при лінійній швидкості транспортера 3,26 м/с – від 2,2 кВт до 2,5 кВт.

Тому значення споживаної потужності транспортером потрібно віднімати від знайденої загальної потужності приводу робочих органів, якщо мова йде про споживання потужності тільки механізмом приводу лемеша.

4.3 Пошук оптимальних параметрів за результатами експериментальних досліджень

Отримані поверхні відгуку для визначення тягового опору агрегату (рис. 4.5) та потужності, що споживається робочими органами картоплекопача (рис. 4.7) відображають тільки характер зміни показників в межах варіювання незалежних факторів.

Для визначення оптимальних значень потрібно застосувати математичний апарат для віднаходження критичних точок із зони раціональних значень вибрати оптимальні.

Якщо не накладати багато умов при розв'язанні такої задачі, то її неважко вирішити, якщо скористатися частковими похідними, що прирівняні до нуля, для віднаходження критичних точок на наведених поверхнях.

Для пошуку оптимальних рішень для визначення тягового опору агрегату, математичний вираз часткових похідних матиме вигляд

$$\frac{\partial y}{\partial v} = 0; \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial y}{\partial f} = 0. \quad (4.10)$$

Після процедури віднаходження часткових похідних з використання спеціалізованого програмного забезпечення, отримаємо

$$\frac{\partial y}{\partial v} = 0,994825027494254 \cdot f + 2,32459123872569 \cdot v - 7,04235695788391; \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial y}{\partial f} = 0,273177602207394 \cdot f + 0,994825027494254 \cdot v - 3,31783789101801. \quad (4.12)$$

Аналіз отриманих результаті засвідчує те, що в межах досліджуваних величин $v \in [0,4; 1,4]$ та $f \in [5,0; 7,0]$ немає екстремальної точки (точки мінімуму), рис. 4.8

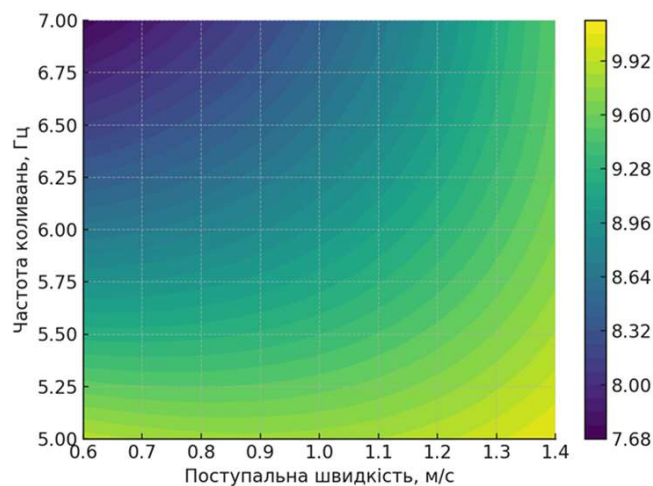


Рисунок 4.8 – Контурний графік тягового опору агрегату

Це пов'язано з тим що сама поверхня відгуку має слабо виражену кривизну, хоч залежність квадратична, а тому критична точка поза межами цієї області. Для віднаходження умовно оптимального значення тягового опору в цій області доцільно використати метод перебору на сітці значень.

Тоді оптимальне значення тягового опору буде складати

$$y = 7,721 \text{ кН}$$

при швидкості $v = 0,6 \text{ м/с}$ та частоті коливань $f = 7,0 \text{ Гц}$.

Тут можна ще один підхід застосувати для віднаходження оптимальних значень опору – зафіксувати один із параметрів, наприклад швидкість, рис. 4.9.

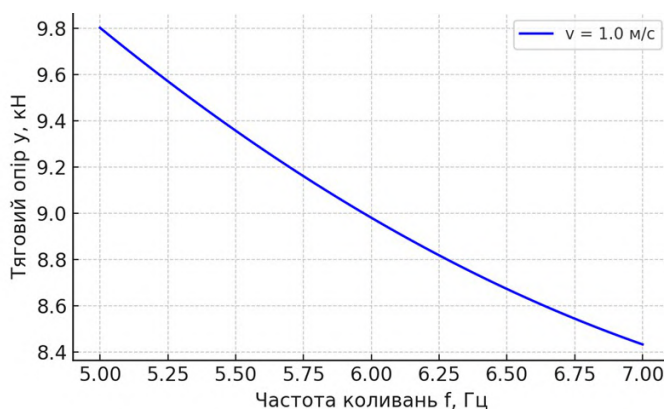


Рисунок 4.9 – Зміна тягового опору при фіксованій швидкості

Тоді вибираємо, наприклад мінімальне значення опору з цього графіка як сліду перерізу поверхні відгуку січною площиною.

Ще одним локальним експериментом було виконання порівняльного аналізу тягового опору картоплекопача у двох варіантах його роботи:

- при роботі лемеша як вібраційного (привод ввімкнений);
- при роботі лемеша як пасивного (привод вимкнений, переміщення зафіксоване).

За результатами такого локального дослідження встановлено наступне.

При роботі лемеша з частотою коливань 7,0 Гц, амплітудою – 17,3 мм та при поступальній швидкості руху – 1 м/с спостерігався тяговий опір 8423 Н. Після фіксації лемеша, тобто переведення його в статус пасивного, опір на переміщення машини при підкопуванні бульбоносного пласта ґрунту зріс до значення 10840 Н, що майже на 28,7% більше. Крім того, спостерігалось деяке скупчення бульбоносного пласту та рослинних решток у передній частині (прохідному каналі) при проході через площину лемеша, значно сповільнилася первинна сепарація ґрунту на його площині.

Аналогічні підходи застосуємо при визначенні оптимального значення потужності приводу робочих органів.

Тут часткові похідні прирівняні до нуля матимуть вигляд:

$$\frac{\partial y}{\partial f} = 0; \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial y}{\partial A} = 0. \quad (4.14)$$

Знаходимо чисельні значення

$$\frac{\partial y}{\partial f} = 0,0375902931845131 \cdot A + 0,132665076581516 \cdot f - 0,951918025073351; \quad (4.15)$$

$$\frac{\partial y}{\partial A} = 0,00566847862917874 \cdot A + 0,0375902931845131 \cdot f - 0,22347727953207. \quad (4.16)$$

Оптимальне значення потужності приводу $y = 4,698$ кВт спостерігається при частоті коливань лемеша $f = 5,626$ Гц та амплітуді коливань $A = 5,5$ мм.

Покажемо знайдене значення оптимуму на графічному зображенні, рис. 4.10.

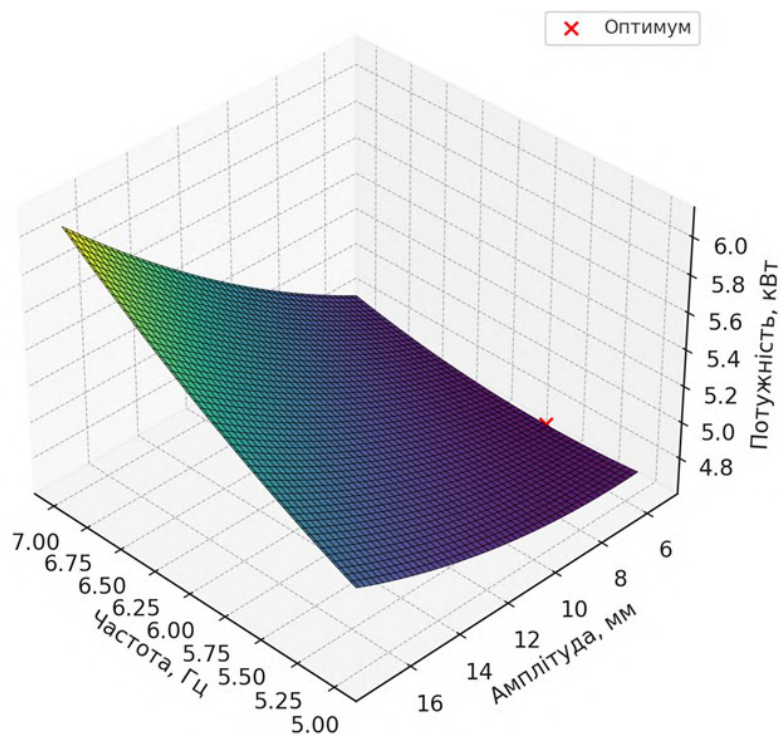


Рисунок 4.10 – Позначення оптимального значення потужності на поверхні відгуку

Отже, нами була проведена двоетапна оптимізації для віднаходження мінімальних значень шуканих величин: з допомогою часткових похідних регресійних моделей знаходили критичні точки, якщо ж вони не поза межами досліджуваної області, то тоді застосовували чисельний пошук метод повного перебору значень на регулярній сітці. Такий підхід є достатньо простим та має належну точність для такого роду інженерних розрахунків при використанні їх для технологічних налаштувань картоплекопача.

4.4 Визначення якісних показників роботи картоплекопача

Визначення якісних показників роботи картоплекопача зумовлено необхідністю провести порівняльний аналіз відповідності роботи розробленого картоплекопача з комбінованим активним лемешем до агротехнічних вимог.

Керуючись ДСТУ 7794:2015 «Машини картоплезбиральні. Методи випробування» була витримана методика проведення відповідних замірів.

Основні моменти проведеного випробування. Вибрана рівна картопляна ділянка, на якій відміряно довжину рядків протяжністю 10 м. Вологість ґрунту на час підкопування складала 19 %. Ширина міжрядь на картопляній грядці – 0,6 м. Глибина відкопування від вершини гребеня – 18 см. Швидкість руху агрегату – 0,83 м/с. Лінійна швидкість транспортера – 1,63 м/с.

Таблиця 4.9 – Показники якості роботи картоплекопача

Ділянка	Маса зібраних, кг	Втрати: кг / %	Повнота підкопування, %	Присипані ґрунтом бульби після сепарації, %
Д1	11,2	0,31/2,77	97,23	1,2
Д2	11,8	0,29/2,46	97,54	2,0
Д3	10,6	0,30/2,83	97,17	1,8
Середнє	11,2	0,3/2,69	97,31	1,67

Продовження табл. 4.9

Ділянка	Кількість бульб	Пошкоджені бульби, %	Сер. глибина, см	Ширина розкиду, см
Д1	123	2,8	17,5	55
Д2	121	2,2	18,2	52
Д3	125	2,0	19,0	54
Середнє	123	2,33	18,2 -0,5 см; +1 см	53,7

Наведені середні результати показників якості порівняємо з регламентованими, що наведені ДСТУ 7794:2015.

Повнота підкопування

$$97,31\% > [97\%].$$

Пошкоджені бульби

$$2,33\% < [3\%].$$

Втрати бульб, які залишились у ґрунті

$$2,69\% < [3\%].$$

Глибина підкопування

$$-0,5 \text{ см}; +1 \text{ см менше } \pm 2 \text{ см}.$$

Порівняльний аналіз показників якості роботи картоплекопача вказує на його високу технологічну ефективність та відповідність якості роботи агротехнічним вимогам.

Ефективність сепарації на площині лемеша та прутковому транспортері залежить від дуже багатьох чинників, але з проведених досліджень впливає, що в конструкції картоплекопача закладені раціональні межі зміни цих параметрів: частоти коливань лемеша 5-7 Гц; амплітуди коливань 5,5-17,3 мм; лінійна швидкість руху полотна транспортера – двоступенева, її значення залежить від кінематичного режиму роботи картоплекопача, урожайності та глибини підкопування бульбоносного пласта тощо і вона забезпечує значно вищу пропускну спроможність у порівнянні з руслом самого лемеша.

4.5 Висновки до четвертого розділу

1. Відповідно до програми та затвердженої методики проведення польових експериментальних досліджень було розроблено відповідне пристосування для визначення тягового опору картоплекопача, змонтовано його на машині; для визначення потужності приводу – моментомір, що введено в ланку карданного валу, який з'єднує вихідний вал ВВП трактора та кінцевий редуктор картоплекопача з контролем частоти обертання ВВП лазерним тахометром.

2. При реалізації експериментальних досліджень щодо визначення тягового опору картоплекопача було розроблено план експерименту типу 3^2 , незалежними факторами якого були: поступальна швидкість – 0,6 м/с, 1,0 м/с, 1,4 м/с; частота коливань лемеша – 5,0 Гц, 6,0 Гц, 7,0 Гц. Результатом є отримання значень тягового опору в межах 7,59 - 10,27 кН у залежності від режиму роботи лемеша та поступальної швидкості картоплекопача.

3. Експериментальні дослідження при визначенні моменту приводу робочих органів картоплекопача за незалежні фактори прийнято: частоту коливань лемеша – 5,0 Гц, 6,0 Гц, 7,0 Гц; амплітуду коливань лемеша – 5,5 мм, 11,6 мм, 17,3 мм. Знайдена потужність на різних режимах коливається у межах 4,55 - 6,15 кВт.

4. На основі отриманих експериментальних даних розв'язано локальні оптимізаційні задачі з вибору оптимальних параметрів налаштування картоплекопача для отримання мінімальних значень тягового опору $y = 7,721$ кН – швидкість $v = 0,6$ м/с, частота коливань $f = 7,0$ Гц; найменша споживана потужність ($y = 4,698$ кВт) спостерігається при частоті коливань лемеша $f = 5,626$ Гц та амплітуді коливань $A = 5,5$ мм.

Отримані значення регульовальних параметрів носять рекомендаційний характер, визначальними будуть такі регулювання, які дозволять не накопичувати підкопаний пласт ґрунту біля вхідного вікна лемеша та будуть максимально його сепарувати на коливній площині.

5. При визначенні показників якості роботи картоплекопача встановлено наступні результати: повнота підкопування – $97,31\% > [97\%]$; пошкоджені бульби – $2,33\% < [3\%]$; втрати бульб, які залишились у ґрунті – $2,69\% < [3\%]$; глибина підкопування – $-0,5$ см; $+1$ см менше ± 2 см.

Основні результати розділу опубліковані у працях [4, 52, 54, 63].

РОЗДІЛ 5

ІНЖЕНЕРНІ МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМУ ЛЕМЕША ТА ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ЛЕМЕША В СИСТЕМІ ОДНОРЯДНОГО КАРТОПЛЕКОПАЧА

5.1 Дослідження приведенного моменту інерції механізму приводу вібраційного лемеша картоплекопача

В другому розділі дисертаційного дослідження наведено основні залежності, що описують кінематичні параметри механізму приводу лемеша, наведено вираз приведенного моменту інерції даного механізму. Але для реалізації числового аналізу ефективності роботи такого приводу через приведений момент інерції необхідно знайти ще ряд параметрів, а саме, швидкості центрів мас, кутові швидкості ланок, моменти інерції ланок і т.д.

На основі побудованої моделі, що описує кінематичні параметри механізму лемеша знайдемо швидкості і прискорення центрів мас ланок цього механізму.

Центр мас кривошипа при його виконанні у вигляді планки, що одним кінцем нерухомо закріплена до ведучого валу, а на своєму іншому кінці має з'єднувальний шарнір з шатуном, що разом утворюють кривошип радіусом l_1 , знаходиться на його середині.

Розглядаємо перший варіант виконання кривошипа з метою визначення зведеного моменту інерції всього механізму.

Швидкість центра мас S_1 кривошипа буде складати

$$\vartheta_{S_1} = \frac{1}{2} \vartheta_A \quad (5.1)$$

Аналогічним чином можна знайти і прискорення для розглядуваного центра мас, тобто

$$a_{S_1} = \frac{1}{2} a_A \quad (5.2)$$

Надалі, визначивши момент інерції всього механізму лемеша з відносно мінімальним впливом моменту інерції ведучої ланки, оцінимо його нерівномірність протягом циклу та запропонуємо рішення для зрівноваження механізму шляхом використання маховика, що дозволить суттєво підняти постійну складову моменту інерції всього механізму.

Другою ланкою є шатун, твердотільна модель якого представлена на рис. 5.1.

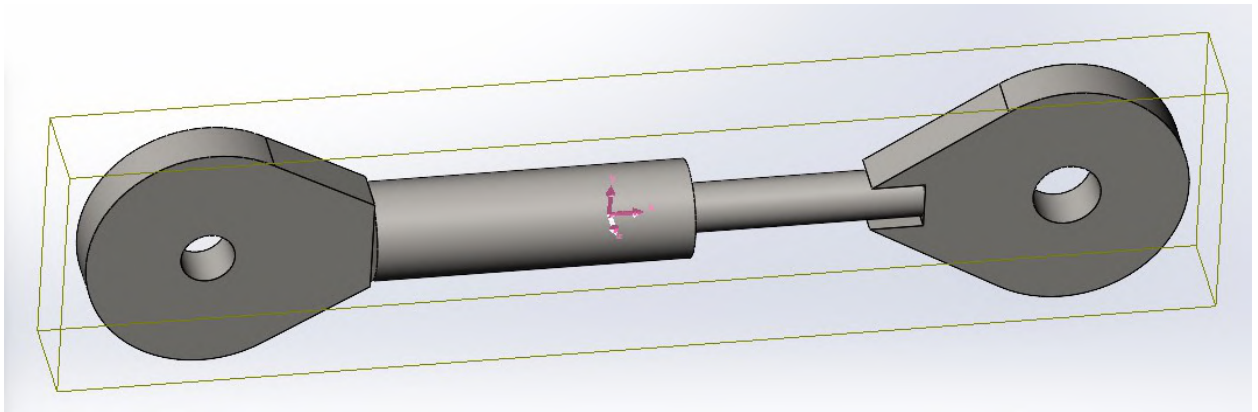


Рисунок 5.1 – Твердотільна модель шатуна картоплекопача

Для виготовлення дослідного зразка картоплекопача було використано поєднання теоретичного розрахунку з імітаційним моделюванням основних вузлів в програмі SolidWorks. Це дає можливість, наприклад, спростити складні розрахунки визначення масових моментів інерції складних тіл, оцінити напружено-деформований стан, жорсткість деталей та вузлів, отримати робочі креслення тощо. В нашому випадку за розробленою моделлю було встановлено координати центра мас шатуна для аналізу його швидкості та прискорення при роботі механізму приводу.

На кінематичну схему наносимо т. S_2 – центр мас шатуна, що знаходиться для даної конструкції на відстані $l_{AS_2} = 0,1668$ м.

Тоді швидкість центра мас т. S_2 буде визначатись із співвідношення

$$\frac{\overrightarrow{g_{BA}}}{\overrightarrow{g_{S_2A}}} = \frac{l_{BA}}{l_{S_2A}},$$

звідки

$$\overrightarrow{g_{S_2A}} = \frac{\overrightarrow{g_{BA}} \cdot l_{S_2A}}{l_{BA}}, \quad (5.3)$$

Абсолютна швидкість т. S_2 буде визначатись із планів швидкостей (результати наведені у табл. 5.1).

Так само пропорційно можна визначити і прискорення т. S_2 , використовуючи наступне співвідношення

$$\frac{\overrightarrow{a_{BA}}}{\overrightarrow{a_{S_2A}}} = \frac{l_{BA}}{l_{S_2A}},$$

звідки

$$\overrightarrow{a_{S_2A}} = \overrightarrow{a_{BA}} \frac{l_{S_2A}}{l_{BA}}. \quad (5.4)$$

Аналогічно абсолютне прискорення т. S_2 знайдемо із планів прискорень (додаток Г).

Наступною ланкою 3 є активні боковинки. Для визначення їх геометричних розмірів, розміщення центра мас та встановлення масового моменту інерції, проведемо їх моделювання аналогічним чином, рис. 5.2.

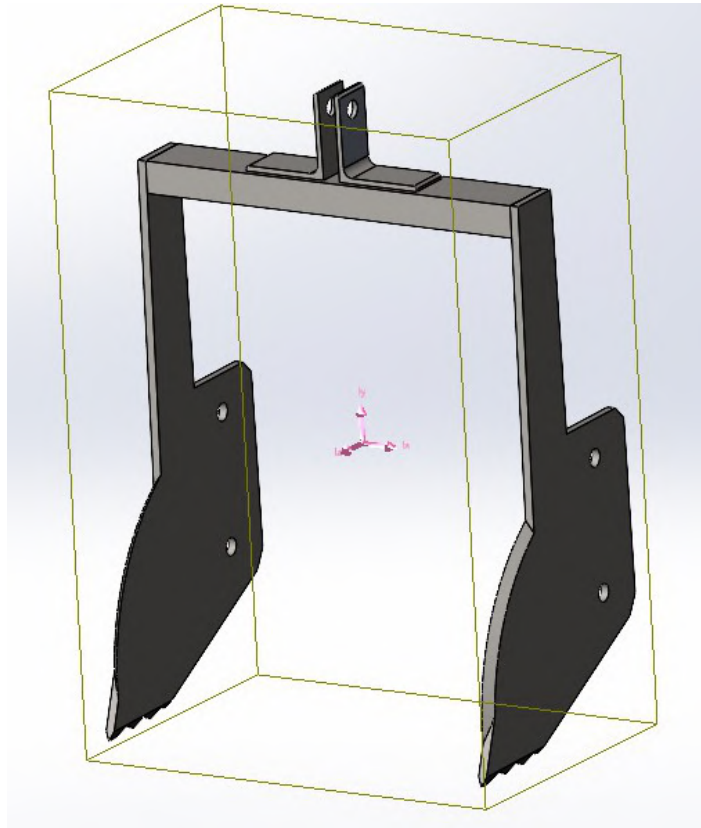


Рисунок 5.2 – Активні боковинки лемеша

Утворена ланка складається з двох нерухомо з'єднаних активних боковинок, що у верхній частині має з'єднувальний кронштейн із шарніром шатуна та піддається циклічному навантаженню [52].

Координати центра мас для наведеного виконання (рис. 5.2) відносно початку координат, що приведені до осі приєднувального пальця рами картоплекопача, складають $S_3(0,226863;0,012499;0,080633)$.

Отриману точку наносимо на кінематичну схему механізму, рис. 5.5.

Для визначення швидкості центра маси S_3 найпростіше застосовувати описаний графоаналітичний метод. Звідси випливає, що швидкість т. S_3 відносно O_2 буде визначатись через кутову швидкість ω_3 , яку має ланка 3, та відстань від її осі обертання O_2 до точки S_3 , тобто

$$v_{S_3O_2} = \omega_3 l_{S_3O_2} \quad (5.5)$$

Абсолютну швидкість визначаємо із планів швидкостей.

Повне прискорення $\overrightarrow{a_{S_3O_2}}$ буде складати

$$\overrightarrow{a_{S_3O_2}} = \overrightarrow{a_{S_3O_2}^n} + \overrightarrow{a_{S_3O_2}^{\tau}} \quad (5.6)$$

де $\overrightarrow{a_{S_3O_2}^n}$ – нормальна складова прискорення $\overrightarrow{a_{S_3O_2}}$.

$$a_{S_3O_2}^n = \frac{\vartheta_{S_3O_2}^2}{l_{S_3O_2}} \quad (5.7)$$

де $a_{S_3O_2}^{\tau}$ – тангенційна складова прискорення $\overrightarrow{a_{S_3O_2}}$.

$$a_{S_3O_2}^{\tau} = \varepsilon_3 \cdot l_{S_3O_2} \quad (5.8)$$

де ε_3 – кутове прискорення ланки 3, яке вже є попередньо визначеним.

Тоді повне прискорення т. S_3 відносно т. O_2 буде складати

$$a_{S_3O_2} = \sqrt{(a_{S_3O_2}^n)^2 + (a_{S_3O_2}^{\tau})^2} \quad (5.9)$$

Абсолютне значення прискорення a_{S_3} визначено із планів прискорень.

Леміш картоплекопача у даному механізмі утворює ланку 4. Для визначення центру мас такої складної ланки доцільно також застосувати імітаційне моделювання, тверdotільна модель лемеша показана на рис. 5.3.

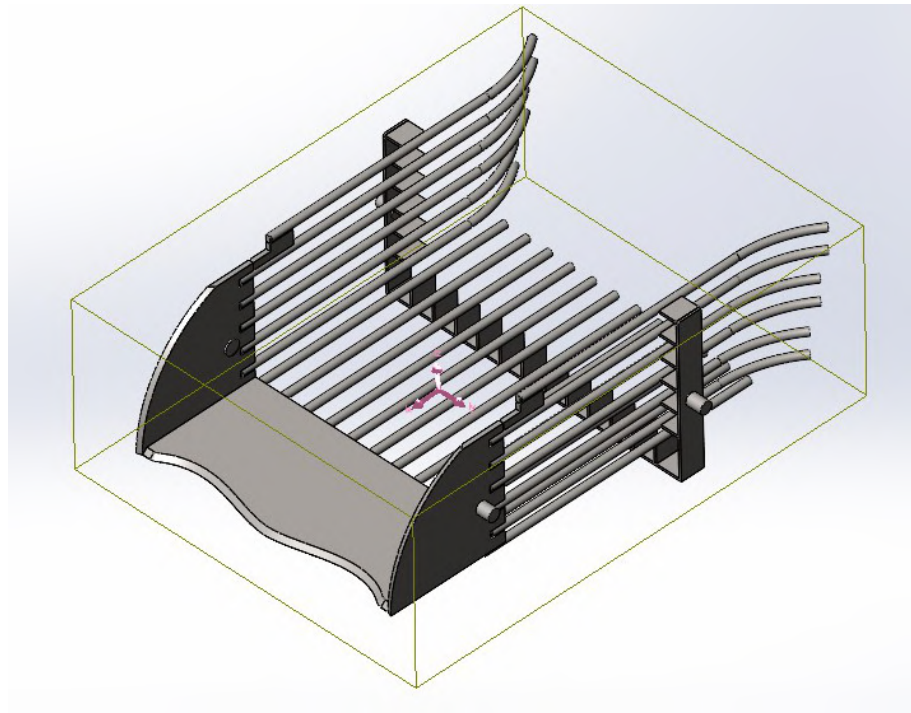


Рисунок 5.3 – Твердотільна модель лемеша

Реалізуючи наведене конструкторське рішення в прикладній програмі SolidWorks, встановлено координати центра мас лемеша – $S_4(0,245013; 0,147045; -0,034711)$.

Початок координат в цьому випадку приведено до осі з'єднувального пальця з шарніром активних боковин.

Так само отриману точку S_4 наносимо на кінематичну схему механізму (рис. 5.5) та визначаємо швидкість і прискорення, цієї точки:

$$\overrightarrow{\mathcal{G}}_{S_4F} = \omega_4 \overrightarrow{l}_{FS_4} \quad (5.10)$$

$$\overrightarrow{a}_{S_4F} = \overrightarrow{a}_{S_4F}^n + \overrightarrow{a}_{S_4F}^\tau \quad (5.11)$$

де $a_{S_4F}^n$ – нормальна складова прискорення $\overrightarrow{a}_{S_4F}$,

$$a_{S_4F}^n = \frac{g_{S_4F}^2}{l_{S_4F}} \quad (5.12)$$

де $a_{S_4F}^\tau$ – тангенційна складова прискорення $\overrightarrow{a_{S_4F}}$.

$$a_{S_4F}^\tau = \varepsilon_4 \cdot l_{S_4F} \quad (5.13)$$

де ε_4 – кутове прискорення ланки 4.

Абсолютне прискорення т. S_4 знайдено при побудові плану прискорень (додаток Г).

І замикає механізм лемеша ланка 5 – задній підвіс лемеша. За виробленою практикою, цей елемент також змодельовано у програмі SolidWorks.

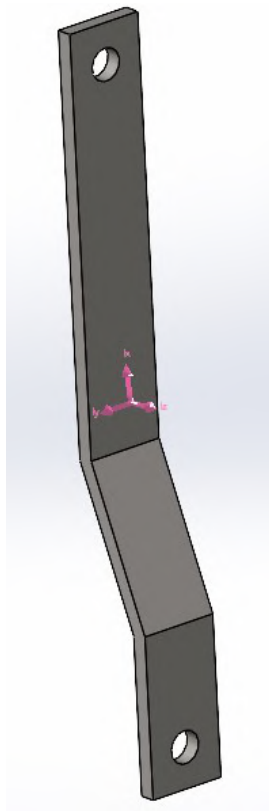


Рисунок 5.4 – Твердотільна модель заднього підвісу

Координати центра ваги змодельованого конструктивного елемента будуть складати – $S_5(0,017807; -0,226449; 0,025)$.

Для нанесення т. S_5 на плоску кінематичну схему, будемо оперувати тільки двома координатами – y та z відносно початкової точки, яка розміщена у верхньому правому куті планки заднього підвісу.

Швидкість і прискорення т. S_5 можуть бути визначені пропорційно до швидкості та прискорення т. E , тобто

$$\frac{\overrightarrow{g_{S_5O_3}}}{\overrightarrow{g_{EO_3}}} = \frac{l_{S_5O_3}}{l_{EO_3}},$$

звідки

$$\overrightarrow{g_{S_5O_3}} = \overrightarrow{g_{EO_3}} \frac{l_{S_5O_3}}{l_{EO_3}}. \quad (5.14)$$

Аналогічно, прискорення т. S_5

$$\overrightarrow{a_{S_5O_3}} = \overrightarrow{a_{EO_3}} \frac{l_{S_5O_3}}{l_{EO_3}}. \quad (5.15)$$

Швидкість та прискорення центру мас S_{p_4} бульбоносного пласта, що знаходиться на площині лемеша.

$$\overrightarrow{g_{S_{p_4}F}} = \omega_4 \overrightarrow{l_{FS_{p_4}}}, \quad (5.16)$$

$$\overrightarrow{a_{S_{p_4}F}} = \overrightarrow{a_{S_{p_4}F}^n} + \overrightarrow{a_{S_{p_4}F}^\tau} \quad (5.17)$$

де $a_{S_{p_4}F}^n$ – нормальна складова прискорення $\overrightarrow{a_{S_{p_4}F}}$,

$$a_{s_{p4F}}^n = \frac{g_{s_{p4F}}^2}{l_{s_{p4F}}} \quad (5.18)$$

де $a_{s_{p4F}}^\tau$ – тангенційна складова прискорення $\overrightarrow{a_{s_{p4F}}}$.

$$a_{s_{p4F}}^\tau = \varepsilon_4 \cdot l_{s_{p4F}}. \quad (5.19)$$

Таким чином, встановлені всі координати центрів мас ланок, описані основні залежності для визначення їх швидкостей та прискорень. Наведемо уточнену кінематичну схему, де нанесено центри мас тощо (рис. 5.5).

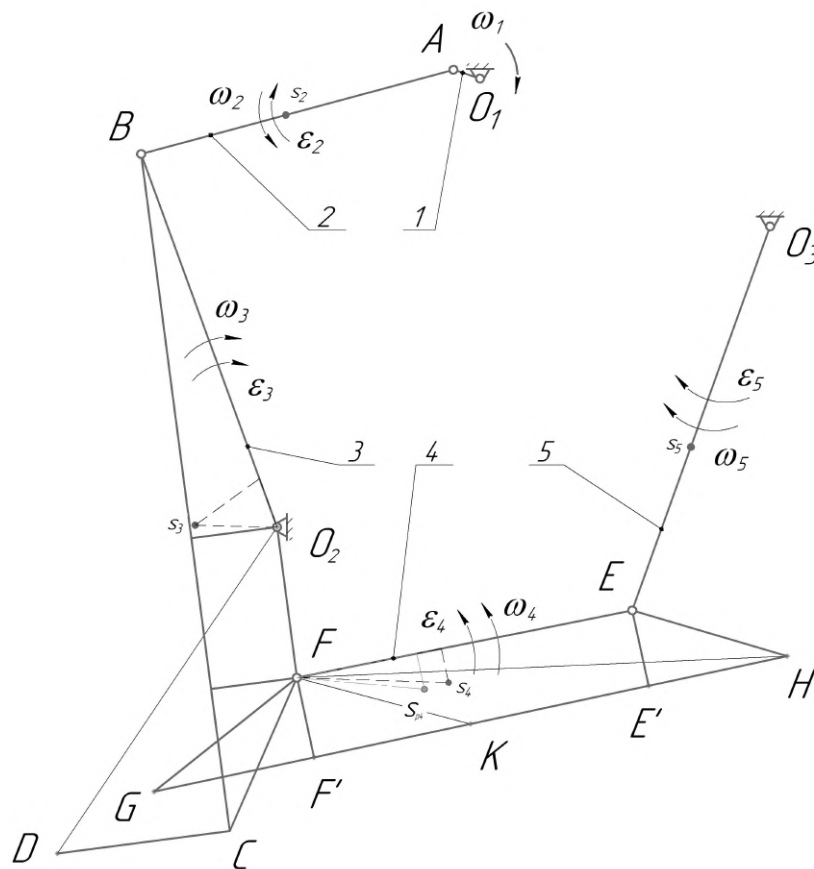


Рисунок 5.5 – Кінематична схема приводу лемеша з позначеними центрами мас ланок

Результати розрахунку швидкостей зведено до таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Швидкості центрів мас ланок механізму лемеша

	0	30 ⁰	60 ⁰	90 ⁰	120 ⁰	150 ⁰
$\mathcal{G}_{S_1}$	0,618	0,618	0,618	0,618	0,618	0,618
$\mathcal{G}_{S_2A}$	0,651	0,555	0,256	0,053	0,352	0,57
$\mathcal{G}_{S_2}$	0,584	0,832	1,151	1,23	1,068	0,767
$\mathcal{G}_{S_3}$	0	0,145	0,236	0,259	0,213	0,118
$\mathcal{G}_{S_4F}$	0	0,064	0,102	0,102	0,087	0,045
$\mathcal{G}_{S_4}$	0	0,26	0,428	0,472	0,393	0,214
$\mathcal{G}_{Sp_4F}$	0	0,054	0,086	0,086	0,073	0,038
$\mathcal{G}_{Sp_4}$	0	0,257	0,422	0,466	0,387	0,21
$\mathcal{G}_{S_5}$	0	0,173	0,285	0,32	0,262	0,143

Продовження табл. 5.1

	180 ⁰	210 ⁰	240 ⁰	270 ⁰	300 ⁰	330 ⁰
$\mathcal{G}_{S_1}$	0,618	0,618	0,618	0,618	0,618	0,618
$\mathcal{G}_{S_2A}$	0,651	0,556	0,298	0,056	0,398	0,617
$\mathcal{G}_{S_2}$	0,584	0,788	1,1	1,24	1,115	0,777
$\mathcal{G}_{S_3}$	0	0,122	0,217	0,263	0,236	0,137
$\mathcal{G}_{S_4F}$	0	0,049	0,089	0,109	0,102	0,06
$\mathcal{G}_{S_4}$	0	0,227	0,4	0,505	0,452	0,261
$\mathcal{G}_{Sp_4F}$	0	0,041	0,075	0,092	0,086	0,051
$\mathcal{G}_{Sp_4}$	0	0,223	0,394	0,474	0,422	0,244
$\mathcal{G}_{S_5}$	0	0,151	0,266	0,321	0,283	0,165

Тепер повернемося до визначення приведенного моменту інерції за виразом (2.73). Розпишемо деякі складові моментів інерції ланок, щоб отримати надалі числові значення приведенного моменту інерції [5, 35, 37].

$$\begin{aligned}
J_{S_{np}} = & J'_{S_1} + m_1 l_{S_1 O_1}^2 + J_{S_2} \left(\frac{\omega_{2i}}{\omega_1} \right)^2 + m_2 \left(\frac{g_{S_{2i}}}{\omega_1} \right)^2 + \left(J'_{S_3} + m_3 l_{S_3 O_2}^2 \right) \left(\frac{\omega_{3i}}{\omega_1} \right)^2 + \dots \\
& + J_{S_4} \left(\frac{\omega_{4i}}{\omega_1} \right)^2 + m_4 \left(\frac{g_{S_{4i}}}{\omega_1} \right)^2 + J_{Sp_4} \left(\frac{\omega_{4i}}{\omega_1} \right)^2 + \dots \\
& + m_{p_4} \left(\frac{g_{Sp_{4i}}}{\omega_1} \right)^2 + 2 \left(J'_{S_5} + m_5 l_{S_5 O_3}^2 \right) \left(\frac{\omega_{5i}}{\omega_1} \right)^2,
\end{aligned} \tag{5.20}$$

де J'_{S_1} – момент інерції кривошипа (ланка 1) відносно центра мас S_1 ;

$l_{S_1 O_1}$ – відстань від центра мас S_1 до шарніра закріплення O_1 ;

J'_{S_3} – момент інерції активних боковинок у зборі;

J'_{S_5} – момент інерції планки заднього підвісу лемеша;

$l_{S_5 O_3}$ – відстань від центра мас S_5 до шарніра закріплення O_3 .

Решту позначень відповідають поясненням, що наведені під виразом (2.73).

На рис. 5.6 показаний приведений момент інерції при виконанні кривошипа у вигляді ексцентрикового вала або радіус кривошипа реалізовано зміщеними шарнірами, що закріплені на товстостінній планці (червона суцільна лінія); синя пунктирна лінія відповідає приведеному моменту інерції при виконанні кривошипа на встановленому маховику діаметром 197 мм, товщиною 20,5 мм, виконаного з конструкційної сталі; чорна пунктирна лінія відповідає моменту інерції маховика. Тут показано співвідношення між приведеними моментами інерції при різних виконаннях приводного механізму лемеша та без врахування інерційності пласта ґрунту, що знаходиться на площині лемеша, тобто при холостій роботі лемеша.

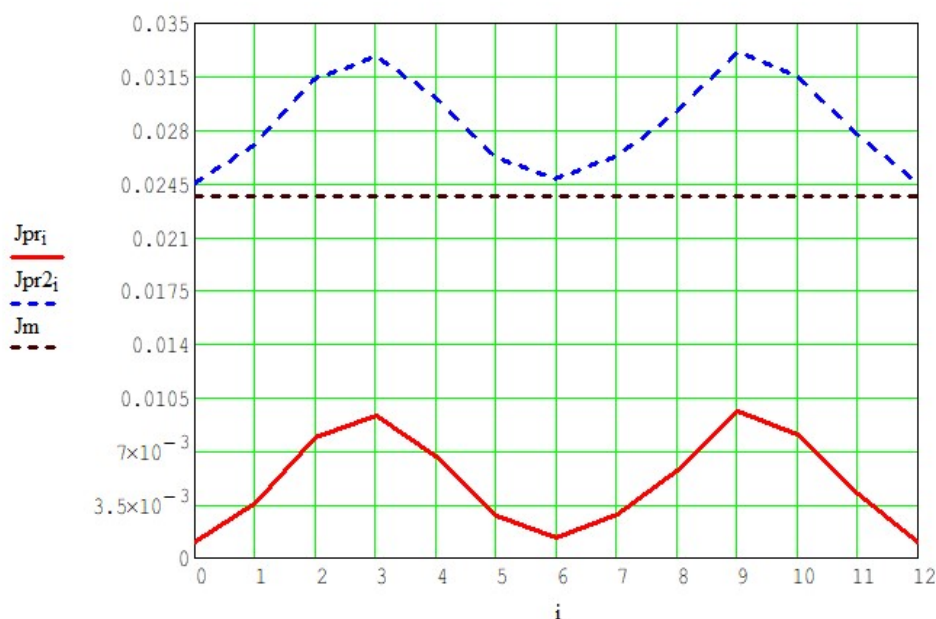


Рисунок 5.6 – Приведений момент інерції механізму без пласта ґрунту на площині лемеша

Важливим висновком тут буде наступне: нерівномірність зміни моменту інерції при першому виконанні привода лемеша, тобто відношенні максимального до мінімального значень за цикл буде складати – 9,2 рази; за другим варіантом – при використанні маховика, складе це співвідношення 1,34 рази. Звідси видно, що використання маховика в системі приводу лемеша підвищує рівномірність його роботи за цим співвідношенням майже у 7 разів при холостій роботі лемеша.

Наведемо аналогічні графічні залежності для приведенного моменту інерції лемеша при виконанні ним технологічного процесу, тобто, коли на його площині знаходиться бульбоносний пласт. Причому було так змодельовано, що пласт розміщується на всій площині лемеша, але у передній частині він відповідає профілю підкопуваного пласта, а у задній частині – третині від початкової величини, тобто частина ґрунту просіялась на прутковій частині лемеша.

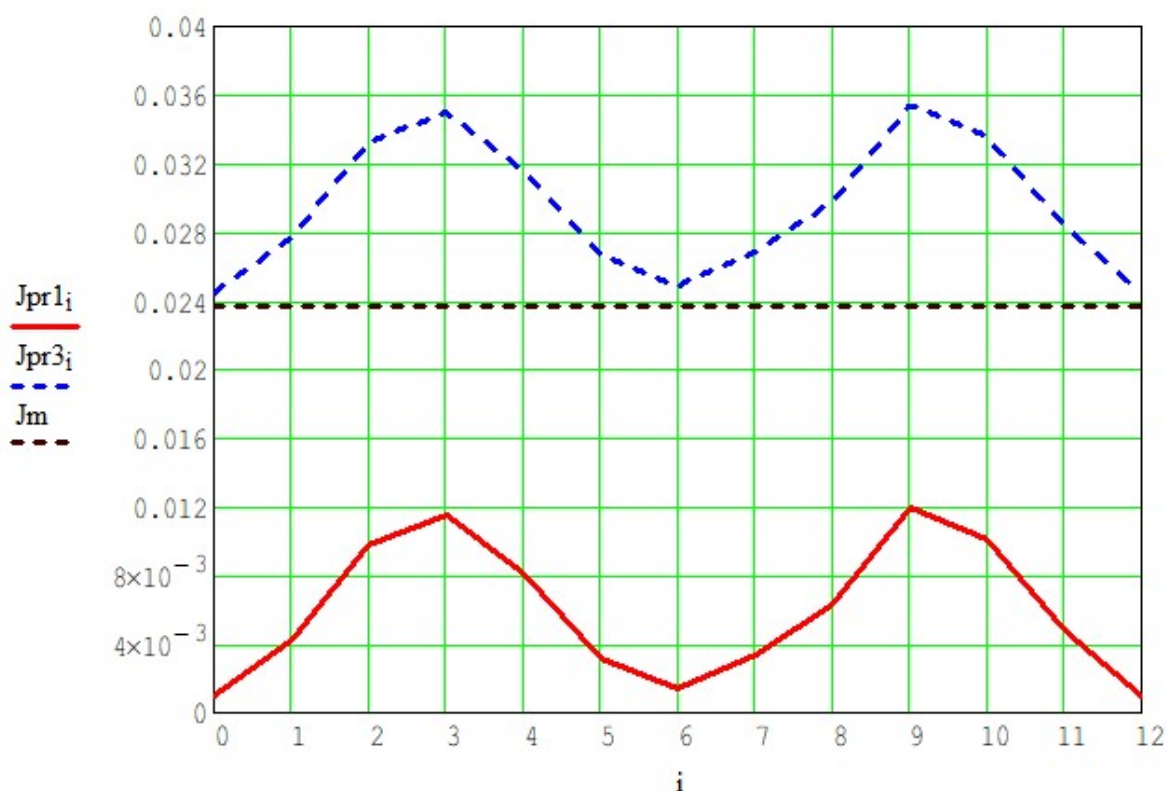


Рисунок 5.7 – Приведений момент інерції механізму при виконанні лемешем робочого процесу

Тут маємо: суцільна червона лінія – приведені момент інерції механізму з наявністю пласта бульбоносного ґрунту, але у базовому виконанні приводу; пунктирна синя лінія – те саме, але у приводі використано маховик; горизонтальна пунктирна чорна лінія – момент інерції маховика.

За таких умов маємо: перше виконання приводу лемеша – нерівномірність роботи приводу за приведеним моментом інерції складає 11,4 рази, при використанні маховика ця нерівномірність складає 1,43 рази. Якщо порівнювати варіанти виконання приводу, то використання маховика «згладжує» нерівномірність приведенного моменту інерції майже у 8 разів.

Таким чином, дослідження приведенного моменту інерції механізму лемеша свідчить про високий ефект від використання маховика як елемента стабілізації процесу приводу коливних елементів розглядуваного механізму.

5.2 Дослідження енергетичних витрат на роботу активних боковинок механізму приводу лемеша

Введений у конструкцію лемеша картоплекопача новий конструктивний елемент – активні боковинки (рис. 5.5) відіграє досить ефективну роль у процесі підкопування бульбоносного пласта.

Ця роль полягає у відділенні пласта, що підкопується від основного масиву. Кінематичні рухи приводного механізму лемеша спроектовані таким чином, що боковинки мають здатність здійснювати коливні рухи, підрізаючи пласт ґрунту.

На рисунку 5.8 показано твердотільну модель спроектованого механізму приводу вібраційного лемеша

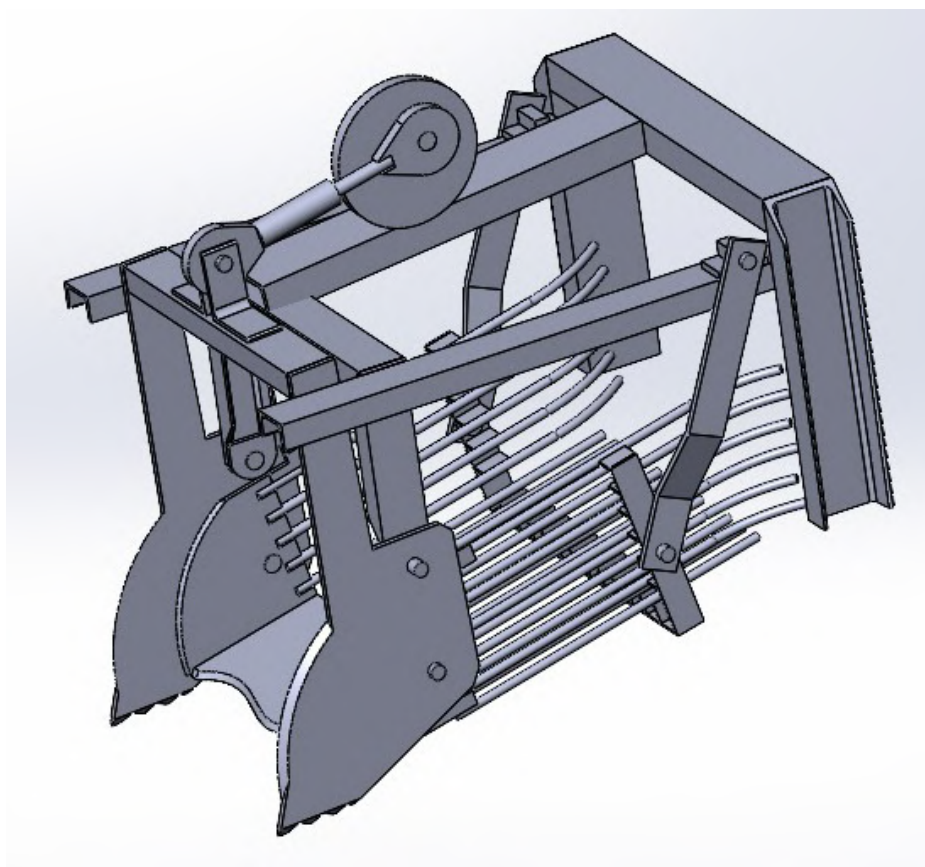


Рисунок 5.8 – Твердотільна модель механізму приводу вібраційного лемеша

Для роботи активних боковинок не застосовується якийсь спеціальний привод. Вони є як рухома ланка, що передає зусилля від дії шатуна на

передній з'єднувальний шарнір лемеша. Їх геометрія виконана таким чином, що при відхиленні цієї ланки на невеликий кут, самі різальні леза боковинок переміщуються у вертикальній площині, що дозволяє підрізати ґрунт. Тоді відокремлений пласт ґрунту легше відокремити різальним лезом лемеша, що здійснює коливання у поздовжньо-горизонтальній площині. Але поряд з технологічним ефектом – проникнення активних боковинок у пласт ґрунту, їх робота є у протифазі до роботи лемеша, що суттєво зрівноважує механізм.

Затрачену енергію будемо визначати через зусилля різальних кромок активних боковинок у ґрунт.

Загальне зусилля P_{δ} буде складатися із зусилля P_t для подолання сил тертя, що діють на поверхні боковинок та зусилля $P_{зм}$ – зминання ґрунту при їх проникненні

$$P_{\delta} = P_t + P_{зм}. \quad (5.21)$$

Для визначення першої складової P_t розглянемо переміщення активної боковинки, як двогранного клина [79], що переміщується у ґрунті, рис. 5.9.

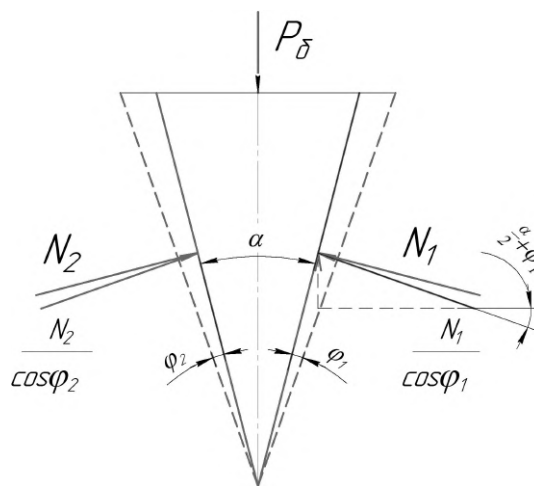


Рисунок 5.9 – Схема дії сил при проникненні різального леза боковинки у ґрунт

Вважаємо, що тертя є присутнім на обох поверхнях активних боковинок. Тоді, щоб цей ефект врахувати, потрібно нормально діючу силу

зобразити відхиленою від нормалі на кут тертя φ_t . Ми фіктивно утворили новий клин із збільшеним кутом загострення

$$\alpha_\phi = \alpha + \varphi_1 + \varphi_2 \quad (5.22)$$

де α – кут загострення різальної кромки активної боковинки;

φ_1 – кут тертя передньої (скошеної) частини різальної кромки боковинки;

φ_2 – те саме для задньої частини кромки.

Тому на такий клин будуть діяти сили:

– на передню частину

$$R = N_1 / \cos \varphi_1, \quad (5.23)$$

де N – нормальна сила;

– на задню

$$S' = N_2 / \cos \varphi_2, \quad (5.24)$$

де N_2 – опорна реакція, що виникає на задній грані.

Тоді сила P_t повинна мати таке значення, щоб виникла можливість перемістити активну боковинку у ґрунті. Якщо розглядати граничний випадок рівновагу діючих сил P_t , R , S' , то можна застосувати умову рівноваги, за якою проєктуємо всі діючі сили на вертикальну та горизонтальну осі.

Виходячи з цього, будемо мати:

$$-P_t + \frac{N_1}{\cos \varphi_1} \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_1\right) + \frac{N_2}{\cos \varphi_2} \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_2\right) = 0; \quad (5.25)$$

$$\frac{N_2}{\cos \varphi_2} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_2\right) - \frac{N_1}{\cos \varphi_1} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_1\right) = 0. \quad (5.26)$$

Записані рівняння (5.25) і (5.26) взаємопов'язані між собою, а тому можна з рівняння (5.26) виразити N_2 через N_1 , будемо мати

$$N_2 = \frac{N_1}{\cos \varphi_1} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_1\right) \frac{\cos \varphi_2}{\cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_2\right)}. \quad (5.27)$$

Підставляємо отриманий вираз (5.27) у рівняння (5.25) та визначаємо P_t

$$P_t = \frac{N_1}{\cos \varphi_1} \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_1\right) + \frac{N_1}{\cos \varphi_1} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_1\right) \cdot \frac{\cos \varphi_2}{\cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_2\right)} \cdot \frac{1}{\cos \varphi_2} \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_2\right)$$

або, спростивши

$$P_t = \frac{N_1}{\cos \varphi_1} \cdot \left(\sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_1\right) + \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_1\right) \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_2\right) \right). \quad (5.28)$$

Невідомою залишається нормальна сила N_1 , що входить у вираз (5.28). Її значення залежить від властивостей ґрунту та може бути визначене з наступних міркувань.

У ґрунт певної твердості проникає тіло – скошена поверхня активної боковинки та зминає ґрунт на величину її проникнення. Якщо механічні характеристики ґрунту виразити коефіцієнтом об'ємного зминання ґрунту q , значення якого можна знайти у літературних джерелах або визначити з

експерименту, наприклад з допомогою щільноміра ґрунту, то матимемо зв'язок

$$N_1 = N_2 = qS_{ck}h_{3m} \quad (5.29)$$

де q – коефіцієнт об'ємного змивання ґрунту;

S_{ck} – площа скошеної частинки активної боковинки;

h_{3m} – відстань проникнення скошеної частинки боковинки у ґрунт.

Разом з тим, можна бачити, що нормальна сила N_i утворена силою зминання ґрунту при проникненні в нього скошеної частини активної боковинки, а тому

$$P_{3m} = qS_{ck}h_{3m} \left(\sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_1\right) + \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_2\right) \right). \quad (5.30)$$

Якщо так, то вираз (5.21) для визначення зусилля проникнення боковинки в ґрунт можна записати

$$P_{\bar{o}} = \frac{qS_{ck}h_{3m}}{\cos\varphi_1} \cdot \left(\sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_1\right) + \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_1\right) \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_2\right) \right) + \dots$$

$$+ qS_{ck}h_{3m} \left(\sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_1\right) + \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_2\right) \right).$$

або

$$P_{\bar{o}} = qS_{ck}h_{3M} \cdot \left(\frac{1}{\cos \varphi_1} \left(\sin \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_1 \right) + \cos \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_1 \right) \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_2 \right) \right) + \dots \right. \\ \left. + \sin \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_1 \right) + \sin \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_2 \right) \right) \quad (5.31)$$

Практика показує, що найчастіше значення кутів тертя φ_1 і φ_2 є рівними, тобто $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_{\bar{o}}$, тоді вираз (5.31) можна переписати

$$P_{\bar{o}} = qS_{ck}h_{3M} \cdot \left(\frac{1}{\cos \varphi_{\bar{o}}} \left(\sin \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_{\bar{o}} \right) + \cos \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_{\bar{o}} \right) \cdot \frac{\sin \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_{\bar{o}} \right)}{\cos \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_{\bar{o}} \right)} \right) + \dots \right. \\ \left. + \sin \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_{\bar{o}} \right) + \sin \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_{\bar{o}} \right) \right) \quad (5.32)$$

після спрощення отримаємо

$$P_{\bar{o}} = 2qS_{ck}h_{3M} \cdot \left(\frac{\sin \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_{\bar{o}} \right)}{\cos \varphi_{\bar{o}}} + \sin \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_{\bar{o}} \right) \right) \quad (5.33)$$

Якщо врахувати, що в конструкції активного лемеша є дві такі активні боковинки, то зусилля для їх проникнення в ґрунт потрібно подвоїти. Далі зробимо ще деякі перетворення і остаточне значення зусилля проникнення боковинок у ґрунт буде складати

$$P_{\text{повне}} = 4qS_{\text{ск}}h_{\text{зм}} \cdot \left(\frac{\sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_{\text{с}}\right)(\cos\varphi_{\text{с}} + 1)}{\cos\varphi_{\text{с}}} \right). \quad (5.34)$$

Надалі покажемо залежність зусилля проникнення різальних кромок боковинок у ґрунт при зміні загострення кромок від 10^0 до 90^0 та коефіцієнті зминання ґрунту $q = 2 \cdot 10^6$ Н/м³, рис. 5.10.

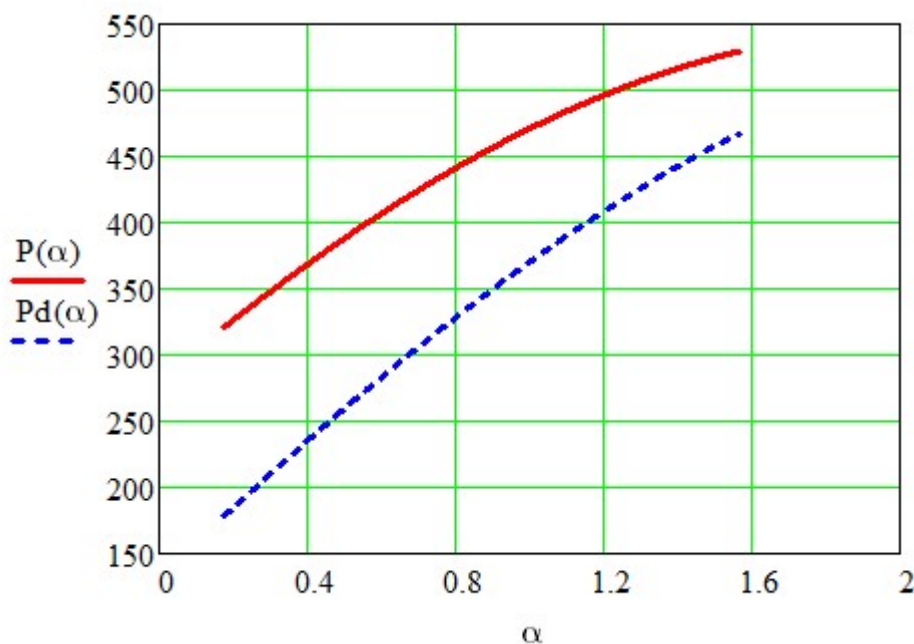


Рисунок 5.10 – Графік зміни зусилля проникнення активних боковинок в ґрунт при зміні кута загострення різальних кромок

На рис. 5.10 показано дві кривих – суцільна лінія відповідає умовно статичному проникненню боковинок у ґрунт, пунктирна лінія – зусилля при переміщенні боковинок при вібраційному їх русі. Отримані значення зусиль проникнення боковинок у ґрунт показані при різних кутах заточування їх різальних кромок. Практичне значення кута заточування лежить в межах $\alpha = 45^0$. На значення зусилля проникнення активних боковинок у ґрунт будемо орієнтуватися саме при такому куті їх заточування.

Відмінність значень отриманих зусиль лежить в площині різних значень коефіцієнтів тертя ґрунту і боковинок: при статичному проникненні значення номінальне, при вібраційному русі знижене на 35-50%.

Таким чином, отриманий вираз (5.34) виражає зусилля проникнення активних боковинок у ґрунт, яке потрібно враховувати при розрахунку загальних витрат енергії приводу лемеша при підкопуванні бульбоносного пласта картопляної грядки.

5.3 Визначення енергетичних затрат на процес підкопування бульбоносного пласта

В літературних джерелах можна побачити ряд моделей, на основі яких моделюють процеси підкопування, очищення, сепарації та транспортування коренебульбоплодів [2, 14, 16, 17, 19, 21, 29, 39, 43, 45, 79, 91, 95].

Щоб теоретичним чином оцінити енергетичні затрати, які потрібно витратити на переміщення площини лемеша у непідкопаний пласт ґрунту (розглядаємо спочатку робочий хід лемеша), побудуємо модель його взаємодії з пластом ґрунту, рис. 5.11.

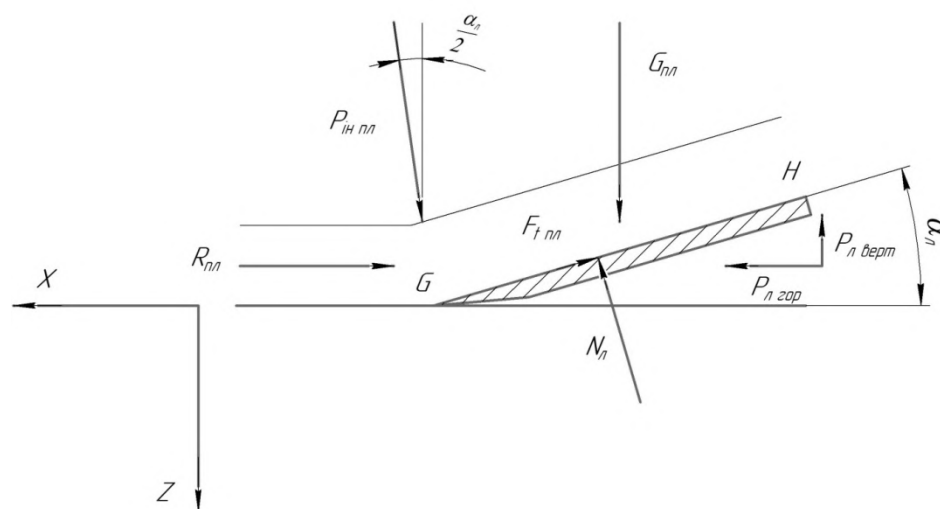


Рисунок 5.11 – Схема сил при взаємодії лемеша з пластом ґрунту

Модель будемо припускаючи, що: непідкопаний бульбоносний пласт чинить опір R_{nl} переміщенню лемеша (напрямок – паралельно до осі X, рис. 5.8); сила тертя $F_{t nl}$ між пластом ґрунту та площиною лемеша; G_{nl} – вага пласта, що знаходиться на площині лемеша; $P_{in nl}$ – сила інерції пласта, що виникає при вібраційному русі лемеша з певним прискоренням; $P_{л гор}$, $P_{л верт}$ – горизонтальна та вертикальна складові сили для переміщення лемеша при підкопуванні пласта.

Щоб зробити таку оцінку спроектуємо діючі сили на відповідні осі X та Z. В результаті цього отримаємо:

$$-R_{nl} - P_{in nl} \sin \frac{\alpha_l}{2} - F_{t nl} \cos \alpha_l + P_{л гор} = 0; \quad (5.35)$$

$$P_{in nl} \cos \frac{\alpha_l}{2} - F_{t nl} \sin \alpha_l + G_{nl} - P_{л верт} = 0. \quad (5.36)$$

Визначимо з рівняння (5.35) $P_{л гор}$, яку необхідно прикласти для переміщення лемеша. Для цього виділимо її і перепишемо вираз (5.35) в розгорнутому вигляді

$$P_{л гор} = R_{nl} + a_G m_{nl} \sin \frac{\alpha_l}{2} + N_{л} \operatorname{tg} \varphi_{nl} \cos \alpha_l, \quad (5.37)$$

де a_G – прискорення, що передає леміш в т. G пласту ґрунту;

m_{nl} – маса пласта ґрунту, що знаходиться на площині лемеша;

α_l – кут постановки лемеша до горизонту;

φ_{nl} – кут тертя;

$N_{л}$ – нормальна сила, що виникає від тиску пласта на поверхню лемеша

$$N_{\text{л}} = a_G m_{\text{нл}} \cos \frac{\alpha_{\text{л}}}{2} + m_{\text{нл}} g \cos \alpha_{\text{л}} = m_{\text{нл}} \left(a_G \cos \frac{\alpha_{\text{л}}}{2} + g \cos \alpha_{\text{л}} \right). \quad (5.38)$$

Невідомим залишається опір, що чинить недеформований пласт ґрунту при проникненні в нього леза лемеша. Його значення можна підрахувати, користуючись залежністю, що наведена у літературі [79] для максимального його значення

$$R_{\text{нл}} = h_{\text{нл}} b_{\text{нл}} \sigma_{\text{ст}}, \quad (5.39)$$

де $h_{\text{нл}}, b_{\text{нл}}$ – відповідно розміри поперечного перетину пласта;

$\sigma_{\text{ст}}$ – тимчасовий опір ґрунту стиску.

Отримані вирази (5.38) та (5.39) підставляємо у (5.37) та запишемо вираз для визначення горизонтальної складової сили переміщення лемеша у поздовжньо-горизонтальній площині

$$P_{\text{лгор}} = h_{\text{нл}} b_{\text{нл}} \sigma_{\text{ст}} + a_G m_{\text{нл}} \sin \frac{\alpha_{\text{л}}}{2} + m_{\text{нл}} \left(a_G \cos \frac{\alpha_{\text{л}}}{2} + g \cos \alpha_{\text{л}} \right) \operatorname{tg} \varphi_{\text{нл}} \cos \alpha_{\text{л}}. \quad (5.40)$$

Аналогічним чином поступаємо для визначення вертикальної складової для переміщення лемеша, визначаючи її з виразу (5.36)

$$P_{\text{лверт}} = a_G m_{\text{нл}} \cos \frac{\alpha_{\text{л}}}{2} - m_{\text{нл}} \left(a_G \cos \frac{\alpha_{\text{л}}}{2} + g \cos \alpha_{\text{л}} \right) \operatorname{tg} \varphi_{\text{нл}} \sin \alpha_{\text{л}} + m_{\text{нл}} g. \quad (5.41)$$

Надалі можна продемонструвати зміну складових зусиль, що необхідно прикласти до лемеша для його переміщення. Наведені схеми (рис. 5.11-5.13) будуть справедливими не тільки для робочого ходу лемеша, де здійснюється підрізання пласта, а й при зворотному його ході, де опір буде мінімальним

або, навіть чисто теоретично, частину енергії «повертатиметься» в систему із-за створення моменту при опусканні ваги пласта ґрунту площиною лемеша.

Зробимо спочатку порівняльний аналіз на робочому ході лемеша, вважаючи, що за першим варіантом леміш є пасивним (відключений привод збудження коливань) та другий варіант – активний, що здійснює вібраційні рухи, рис. 5.12.

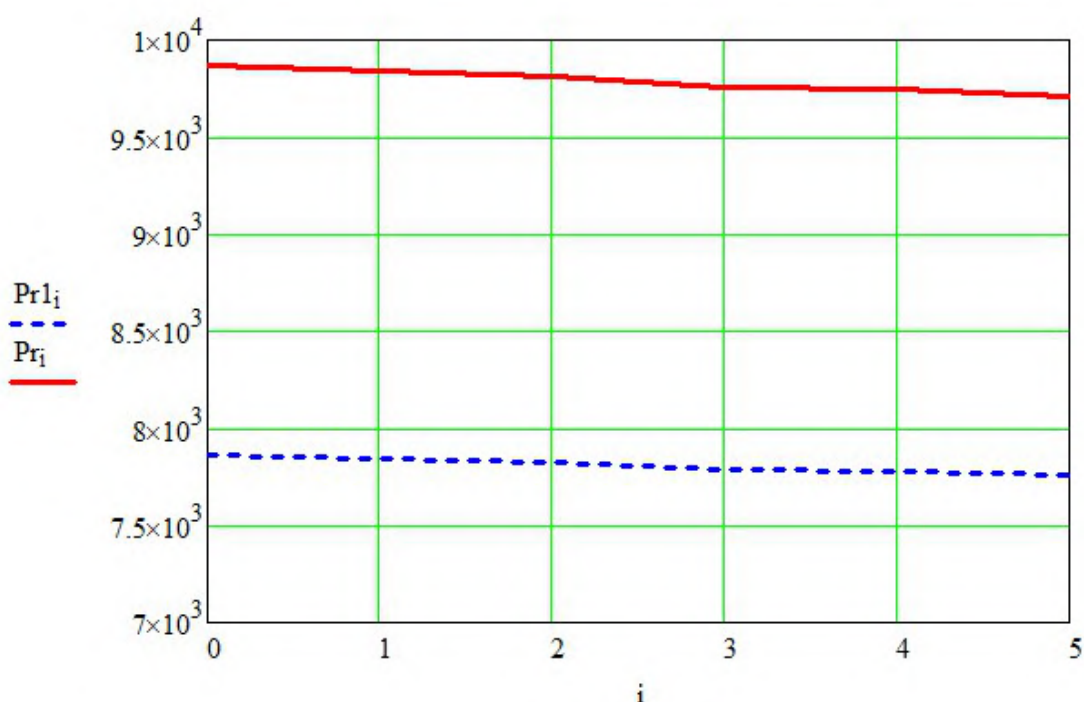


Рисунок 5.12 – Горизонтальна складова опору переміщенню лемеша

Отримана графічна залежність за виразом (5.40) показує, що ефект від вібраційного проникнення лемеша у ґрунт (пунктирна лінія) у порівнянні з опором проникненню пасивним лемешем (суцільна лінія) складає 25,3%. Тут враховано ефект вібраційного проникнення різального леза лемеша у пласт ґрунту та зниження значення динамічного коефіцієнта тертя.

Візьмемо за основу варіант вібраційного руху лемеша та покажемо зміну горизонтальної та вертикальної складової навантаження на леміш протягом прямого та зворотного ходів лемеша.

Найбільш значущою є горизонтальна складова опору переміщення лемеша, рис. 5.13.

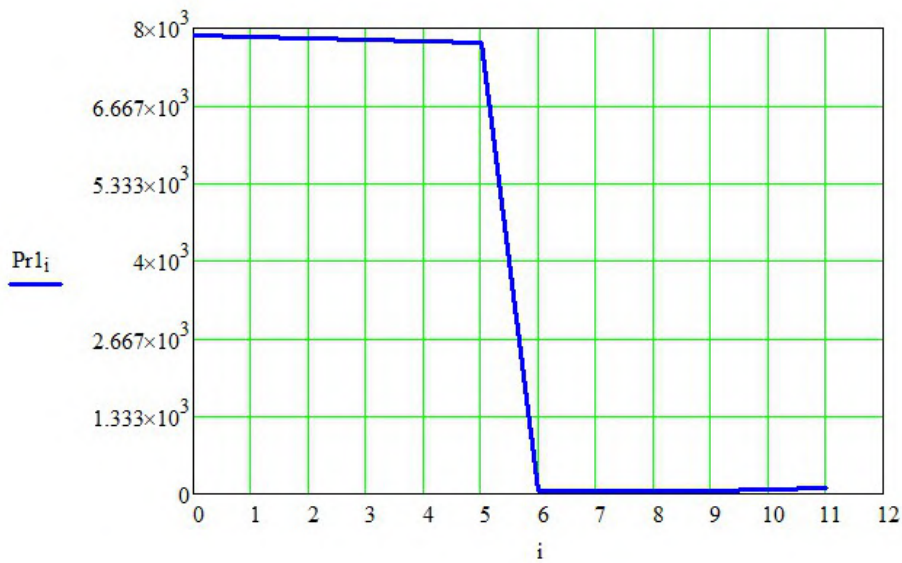


Рисунок 5.13 – Зміна горизонтальної складової опору переміщенню лемеша

Звідси видно, що опір різко падає, оскільки відбувається зворотний хід лемеша. Подивимось ближче як змінюється опір переміщенню лемеша на зворотному його ході, рис. 5.14.

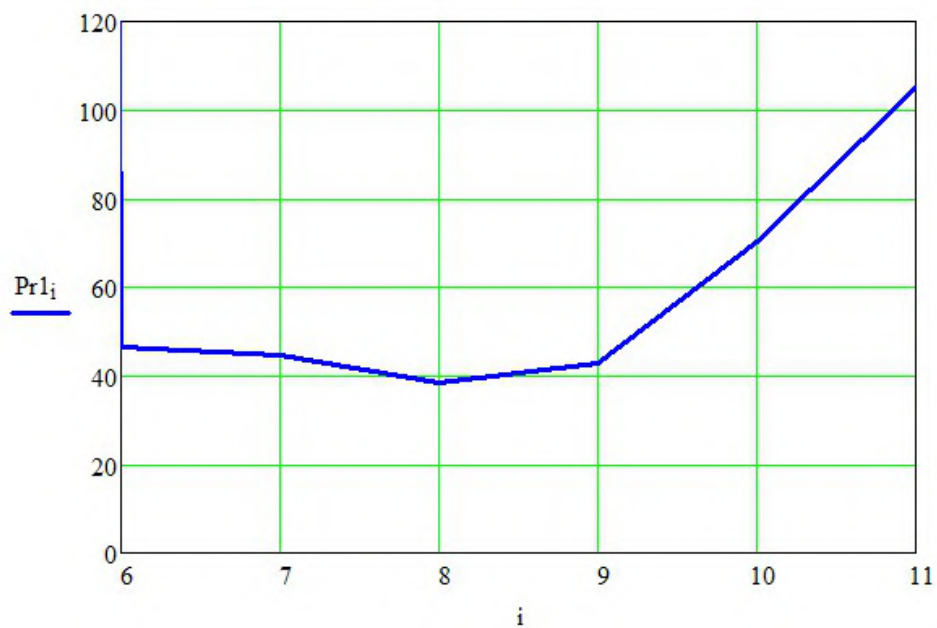


Рисунок 5.14 – Горизонтальна складова опору переміщення лемеша при зворотному його ході

Як видно з графічного зображення, що опір тут коливається від 38 Н до 105 Н – це за рахунок тертя при переміщенні пласта.

Порівнюючи горизонтальну складову опору переміщенню лемеша знайдену за теоретичною моделлю (5.40) – 7810 Н та зусилля проникнення лемеша з вібраційним рухом, що знайдене у ході проведення експерименту – 8423 Н, їх розбіжність складає 7,3%. Отримане значення є цілком допустимим для такого роду досліджень.

Тепер, крім горизонтальної складової опору існує ще вертикальна складова опору, її значення викликане вагою пласта та динамічним опором, рис. 5.15.



Рисунок 5.15 – Вертикальна складова опору переміщення лемеша

Варто зауважити, що наведені графічні залежності характеризують виробничі опори на певному режимі роботи лемеша та при конкретних умовах механічних властивостей ґрунтового середовища. Але отримані значення є достатніми, щоб зробити приблизну оцінку енергоспоживання такою конструкцією лемеша. Крім того, закладені значення механічних властивостей середовища корелюють зі значеннями, що були отримані в ході проведення експериментальних польових дослідження та результати підлягають порівняльній оцінці.

Тепер, отримавши ключові залежності, що характеризують виробничі опори при роботі вібраційного лемеша, введемо отримані значення цих опорів у модель для визначення моменту приводу, а також потужності, що споживається цим приводом.

Модель побудуємо на основі теоретичних передумов теореми Жуковського [85]. Її розвинемо на основі моделі, що описує кінематику механізму лемеша та дозволяє отримати плани швидкостей механізму приводу лемеша в будь-якому його положенні. А тому найраціональнішим буде записати загальний вираз для зрівноважувального моменту, який прикладений до ведучої ланки. Отримане значення цього моменту і буде моментом приводу лемеша картоплекопача, а його добуток на кутову швидкість дадуть потужність, що споживається приводом. Процедура отримання необхідних значень моментів полягає в тому, що до кожного із планів швидкостей, які повернуті на 90^0 і утворили жорсткий важіль Жуковського, прикласти всі діючі сили, скласти рівняння моментів відносно полюса та знайти для $i - 20$ з положень механізму зрівноважувальну силу, а за нею – зрівноважувальний момент [85, 112].

$$\begin{aligned} & \overrightarrow{P}_{3pi} h_{3pi} + \overrightarrow{G}_{2i} h_{G2i} + \overrightarrow{G}_{3i} h_{G3i} + \overrightarrow{G}_{4i} h_{G4i} + \overrightarrow{G}_{5i} h_{G5i} + \overrightarrow{P}_{2i} h_{P2i} + \overrightarrow{P}_{3i} h_{P3i} + \overrightarrow{P}_{4i} h_{P4i} + \dots \\ & + \overrightarrow{P}_{5i} h_{P5i} + \overrightarrow{P}_{Vi} h_{Vi} + \overrightarrow{P}_{ri} h_{ri} + \overrightarrow{P}_{oi} h_{oi} = 0, \end{aligned} \quad (5.42)$$

де P_{3pi} – зрівноважувальна сила, що прикладена до кривошипа приводу;

h_{3pi} – плече дії зрівноважувальної сили;

$G_{2...5i}$ – сили ваги відповідних ланок;

$h_{G2...5i}$ – плечі сил ваги;

$P_{2...5i}$ – сили інерції відповідних ланок;

$h_{P2...5i}$ – плечі сил інерції;

P_{vi} , P_{ri} – вертикальна і горизонтальна складові опору переміщенню лемеша;

h_{vi} , h_{ri} – плечі дії сил P_{vi} , P_{ri} ;

P_{oi} – опір проникнення боковинок у ґрунт;

h_{oi} – плече дії сили P_{oi} .

Причому, варто зауважити, що сила P_{oi} виникає у протифазі роботи лемеша, тобто при його холостому ході, боковинки здійснюють свій робочий хід:

$$P_{oi} = 0, \quad i = [0...6); \quad (5.43)$$

$$P_{oi} \neq 0, \quad i = (6...11].$$

Тоді, на основі моделі (5.42), можна побудувати залежність моменту приводу (Н·м) лемеша від діючих сил ваги, інерції та виробничих опорів. Отримані дискретні значення визначені з кроком повороту кривошипа 30° від положення початку робочого ходу лемеша, рис. 5.16.

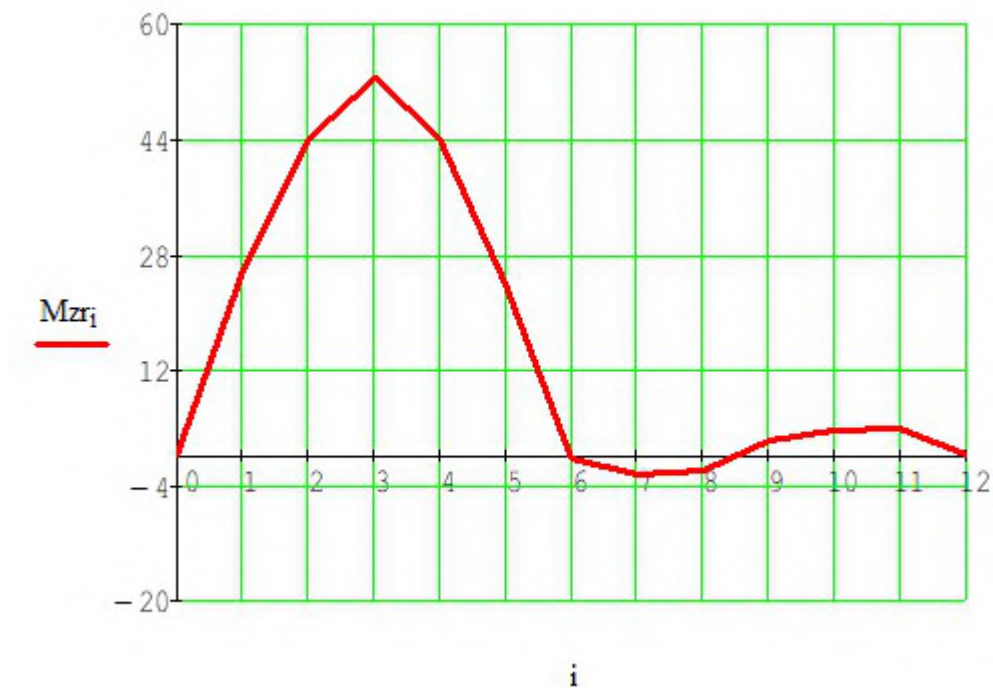


Рисунок 5.16 – Зрівноважувальний момент механізму приводу лемеша

Аналогічним чином, враховуючи кутову швидкість обертання кривошипа, можна отримати графічну залежність для споживаної потужності (Вт) механізмом приводу лемеша, рис. 5.17.

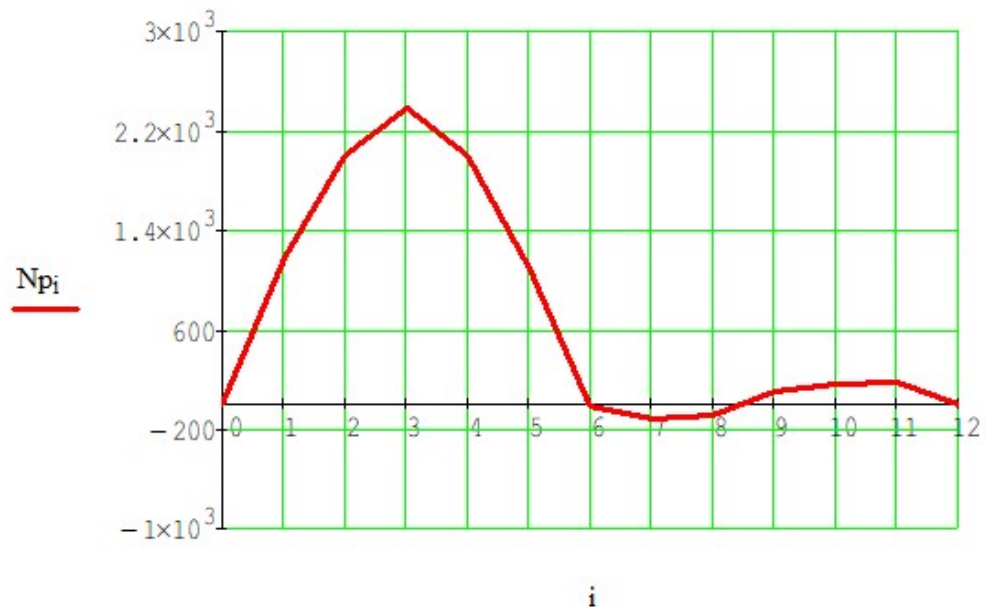


Рисунок 5.17 – Зміна споживаної потужності приводом лемеша

Щоб дати об'єктивну відповідь споживаної потужності приводом при роботі лемеша, потрібно керуватися добутком середньої миттєвої потужності за цикл на частоту коливань.

Середня споживана потужність за цикл буде складати

$$\overline{N}_{\text{цикл}} = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^n N_{pi}. \quad (5.44)$$

Дійсне споживання потужності приводом буде

$$N_{\text{дійсне}} = \overline{N}_{\text{цикл}} f, \quad (5.45)$$

де f – частота коливань лемеша.

Тоді, виберемо умови роботи приводу, за якими прорахована модель (5.42) та враховуючи частоту коливань лемеша $f = 7,2$ Гц, отримаємо дійсну потужність приводу, яка складе $N_{\text{дійсне}} = 5,315$ кВт.

Отриману величину порівняємо зі значенням потужності, що отримана експериментальним шляхом в аналогічних умовах та за мінусом 1,2 кВт на привод транспортера. Така потужність складає – $N_{\text{дійснеексп}} = 4,972$ кВт. Відносна похибка отриманих результатів становить 6,9%, що свідчить про їх добру збіжність, а отже адекватність розробленої теоретичної моделі.

Таким чином, наведені локальні моделі щодо визначення опору лемешу при підкопуванні бульбоносного пласту, визначення опору проникнення боковинок у ґрунт та загальна модель визначення енергетичних витрат на привод лемеша є адекватними, їх можна використовувати для моделювання та оцінки роботи вібраційного лемеша при різних умовах підкопування бульбоносного пласту ґрунту.

5.4 Розрахунок річного економічного ефекту від використання розробленої машини

Використання запропонованої конструкції активного лемеша в системі розробленого картоплекопача дозволило підвищити його продуктивність та сезонне напруження. Використання активних боковинок та первинна сепарація на площині лемеша з одночасним направленим рухом дозволили підвищити поступальну швидкість машини та зменшити навантаження на транспортер, а на виході отримати високі показники якості збирання картоплі. Всі ці чинники мають вплив на показники економічної ефективності представленої розробки. Визначення річного економічного ефекту базується на стандартизованих методиках, які дають узагальнені значення таких ефектів. Для порівняльного аналізу використано аналог –

картоплекопач «Bomet (Бомет) на трактор транспортерна», вартістю 35000 грн за одну машину, продуктивністю 3 га/год.

Виконаний розрахунок показав (додаток Д), що річний економічний ефект від використання розробленої машин складає 23607 грн на рік при повному її завантаженні [76]. Отримане значення економічного ефекту не враховує якісних показників роботи картоплекопача, а порівняння виконано тільки за показниками продуктивності, напрацювання та споживання енергії. Тобто отримане значення тільки приблизно визначає ефект від використання машини – за формальними показниками.

5.5 Висновки до п'ятого розділу

1. При дослідженні приведенного моменту інерції механізму приводу вібраційного лемеша картоплекопача встановлено, що при застосуванні в якості кривошипа класичного ексцентрикового вала нерівномірність зміни моменту інерції, тобто відношення максимального до мінімального значень за цикл буде складати – 9,2 рази; за варіантом – при використанні зрівноважувального маховика, це співвідношення складе 1,34 рази. Це означає, що використання маховика в системі приводу лемеша підвищує рівномірність його роботи за цим співвідношенням майже у 7 разів при холостій роботі лемеша.

При врахуванні моменту інерції бульбоносного пласта, що знаходиться на площині лемеша, маємо: перше виконання приводу лемеша – нерівномірність роботи приводу за приведеним моментом інерції складає 11,4 рази, при використанні маховика ця нерівномірність – 1,43 рази, тобто використання маховика «згладжує» нерівномірність приведенного моменту інерції майже у 8 разів.

2. За розробленою теоретичною моделлю взаємодії активних боковинок лемеша з ґрунтом отримано значення зусилля їх проникнення при відділенні підкопуваного бульбоносного пласта від основного масиву ґрунту, що значно полегшує основне підкопування. Отримані значення визначені при коефіцієнті зминання ґрунту $q = 2 \cdot 10^6$ Н/м³ та лежать в межах 325 Н при куті заточування їх лез $\alpha = 45^\circ$. Зусилля при умовно статичному проникненні активних боковинок збільшене на 35-50%.

3. На основі розробленої моделі визначення енергетичних затрат на процес підкопування бульбоносного пласта встановлено наступні результати: отримано графічні залежності та числові значення, які показують зміну зусилля підкопування при повороті кривошипа на робочому та зворотному ходах лемеша; встановлено, що зусилля для підкопування пласта «пасивним» (зафіксованим) лемешем більші на 25,3% у порівнянні із зусиллями, що необхідні для проникнення активного лемеша;

розбіжність значень горизонтальної складової опору переміщення лемеша, яка визначена теоретично (7810 Н) та із проведеного експерименту (8423 Н) складає 7,3%;

отримано залежності зміни моменту та потужності приводу протягом циклу і на цій основі визначено дійсну потужність приводу, яка складе $N_{\text{дійсна}} = 5,315$ кВт при частоті коливань лемеша $f = 7,2$ Гц;

відносна похибка теоретичної та експериментальної потужностей для аналогічних умов становить 6,9%, що свідчить про їх добру збіжність.

4. Річний економічний ефект від використання розробленої машини складає 23607 грн на рік при повному її завантаженні.

Основні результати розділу опубліковані у працях [3, 52, 63].

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ ТА ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено наукову задачу, що полягає у підвищенні ефективності підкопування картопляної грядки на основі обґрунтування параметрів комбінованого активного лемеша в системі однорядного картоплекопача.

1. За теоретичною моделлю, яка описує кінематику багатоланкового механізму лемеша отримано значення цих параметрів для характерних точок площини лемеша та боковинок, які складають основу моделі для визначення направлено руху частинок бульбоносного пласта на його коливній площині.

2. За аналізом направлено руху частинок бульбоносного пласта на коливній площині лемеша встановлено умови, за яких частинка буде направлено рухатись з метою інтенсифікації сепарації та транспортування на прутковій частині лемеша.

Для частоти обертання кривошипа 432 об/хв, початкового кута постановки лемеша до горизонту 12^0 , встановлено:

при робочому ході для околу точок різального леза лемеша в межах кута повороту кривошипа φ від 0 до $\pi/3$ – частинки будуть зрушуватись у верх; до $\varphi=\pi/2$ – рух буде разом з площиною; до $\varphi=\pi$ – зрушення частинки буде вниз з малою інтенсивністю, а також на початку зворотного ходу лемеша (до $\varphi=3\pi/2$); далі напрямок руху частинки зміниться на зрушення її в верх до завершення зворотного ходу лемеша ($\varphi=2\pi$). За аналогічним підходом зроблено аналіз для середньої та задньої частин лемеша. Рух частинки з відривом від площини спостерігається для задньої частини лемеша найближчої до пруткового транспортера. Такий ефект допомагає очистити площину лемеша від частинок бульбоносного пласта та полегшено перейти на транспортер.

3. При дослідженні приведенного моменту інерції механізму приводу вібраційного лемеша картоплекопача встановлено, що при використанні зрівноважувального маховика у порівнянні з класичним ексцентриковим валом рівномірність роботи приводу за відношенням максимального до мінімального значень приведенного моменту інерції за цикл складає: для роботи без навантаження – 7 разів та 8 разів – при навантаженні масою пласта ґрунту.

4. За розробленою теоретичною моделлю взаємодії активних боковинок та лемеша з ґрунтом встановлено значення зусиль їх проникнення при відділенні бульбоносного пласта ґрунту: для активних боковинок – в межах 325 Н; лемеша – 7810 Н. Для варіанту пасивних боковинок та лемеша (непрацюючий привод) зусилля для проникнення в ґрунт в середньому зростають: для боковинок на 42,5%, лемеша – 25,3%.

Дійсна теоретична потужність приводу механізму лемеша складає $N_{\text{дійсна}} = 5,315$ кВт при частоті коливань $f = 7,2$ Гц.

5. При проведенні експериментальних досліджень та обробці результатів встановлено показники енергоспоживання картоплекопача: опір переміщенню лемеша – 8423 Н, відносна похибка до теоретичних результатів 7,3%; потужність приводу 4,972 кВт, відносна похибка – 6,9%.

Результати оптимізаційної задачі з вибору оптимальних параметрів налаштування картоплекопача:

для отримання мінімальних значень тягового опору (7,721 кН) – швидкість $v = 0,6$ м/с, частота коливань $f = 7,0$ Гц;

найменша споживана потужність приводу (4,698 кВт) спостерігається при частоті коливань лемеша $f = 5,626$ Гц та амплітуді коливань $A = 5,5$ мм.

6. При визначенні показників якості роботи картоплекопача встановлено: повнота підкопування – $97,31\% > [97\%]$; пошкоджені бульби – $2,33\% < [3\%]$; втрати бульб, які залишились у ґрунті – $2,69\% < [3\%]$; глибина підкопування – $-0,5$ см; $+1$ см, що менше ± 2 см.

7. За результатами досліджень для розробленого однорядного картоплекопача з комбінованим активним лемешем встановлено такі раціональні параметри: швидкість руху агрегату – 0,83–1,4 м/с; діапазон регулювань амплітуд коливань лемеша – 5,5 мм; 11,6 мм; 17,3 мм; установочний кут нахилу лемеша – 12^0 ; 14^0 ; 16^0 ; розрахункова продуктивність при міжряддях 0,7 м – 0,21–0,35 га/год.

Річний економічний ефект від використання розробленої машини складає 23607 грн на рік.

8. Основні результати дисертаційного дослідження впроваджено на ТОВ «Плотича Агро», методики теоретичних розрахунків та проведення експериментів використовуються в освітньому процесі Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя при підготовці фахівців за спеціальністю «Агроінженерія».

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Agrosad. Картоплекопач транспортерний для мотоблоків універсальний. URL: https://agrosad.com.ua/product/kartofelekopalka_transporternaya_dlya_motobloko_v_universaljnaya.
2. Aliev E., Bandura V., Pryshliak V., Yaropud V., Trukhanska O.. Modeling of mechanical and technological processes of the agricultural. INMATEH - Agricultural Engineering. vol. 54, no.1. 2018. P. 95-104.
3. Babii A., Holovetskyi I. Engineering method of studying the kinematic parameters of the working body of the potato harvesting machine. Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences. 2024. Vol. 10(41)_I. P. 200-212. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.10\(41\).1.200-212](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.10(41).1.200-212).
4. Babii A., Holovetskyi I., Boiko V. (2024) Analysis of the behavior of potato bearing layer particles on the oscillating plane of the potato plant ploughshare. Scientific Journal of TNTU (Tern.), vol 116, no 4, pp. 78–89. https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2024.04.078.
5. Babii A., Dovbush T., Khomuk N., Dovbush A., Tson A., Oleksyuk V. Mathematical model of a loaded supporting frame of a solid fertilizers distributor. Procedia Structural Integrity. 1st Virtual International Conference on In service Damage of Materials: Diagnostics and Prediction, VDMDP (2021), Ternopil. 2022. P. 203 – 210.
6. Baranovsky V., Myronenko V., Pankiv V. (2024) Experimental studies of the width of the swath of tops of root crops. Scientific Journal of TNTU (Tern.), vol. 113, no 1, pp. 131-142.
7. Baranovsky V., Skalskyi O. (2018). Digging of chicory root crops by combined digger. Scientific Journal of the Ternopil National Technical University, № 2 (90), pp.115-123.

8. Baranovsky V., Tesliuk V., Lukach V., Ikalchyk M., Kushnirenko A., Kulyk V. (2021) The results of root crop cleaner experimental research. *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*, vol. 101, no 1, pp. 47-55.
9. Baranovsky V.M., Onishchenko V.B. & Solomka V.O., (2002). Improvement directions of separating working parts of the root tubers machines, *Scientific journal: The works of the NAU "Mechanization of agricultural production"*, Vol. XII, pp. 31-42, Kyiv / Ukraine.
10. Bazant Z.P., Krizek R.J. *Proc. ASCE*, 1976, Vol.102, NEM2, p.225-238.
11. Bishop, C., Rees, D., Cheema, M.U.A., Harper, G., Stroud, G. 2012. Potatoes. – In *Crop Post-Harvest: Science and Technology: Volume 3: Perishables*. (Eds. D. Rees, G. Farrell, J. Orchard). Wiley-Black-well: Chichester, West-Sussex, UK, pp. 334–359.
12. Blahovec, J., Židova, J. 2004. Potato bruise spot sensitivity dependence on regimes of cultivation. *Research in Agricultural Engineering*, 50(3):89–95. DOI: 10.17221/4932.RAE.
13. Bulgakov V., Bonchik V., Volskyi V., Holovach I., Fedosiy I., Melnik V., Ihnatiev Ye., Olt J. Justification of parameters for novel rotary potato harvesting machine / *Agronomy Research* this link is disabled, 2021, 19 (Special Issue 2), P. 984–1007.
14. Bulgakov V., Holovach I., Bonchik V., Volskyi V., Olt J. Theoretical investigation of rotary digging tool parameters for potato tubers / *Engineering for Rural Development*, 2021, 20, P. 1781–1788.
15. Bulgakov V., Holovach I., Ruzhylo Z., Fedosiy I., Ihnatiev Ye., Olt J. 2020. Theory of oscillations performed by tools in spiral potato separator. – *Agronomy Research* 18(1):38–52, DOI: 10.15159/ AR.20.058.
16. Bulgakov V., Nikolaenko S., Adamchuk V., Z. and Olt J. Theory of impact interaction between potato bodies and rebounding conveyor. *Agronomy Research*. 2018. 16(1). pp. 52-63. DOI: 10.15159/AR.18.037.

17. Bulgakov, V., Nikolaenko, S., Adamchuk, V., Ruzhylo, Z., Olt, J. 2018. Mathematical model of cleaning potatoes on surface of spiral separator. – *Agronomy Research*, 16(4):1590–1606, DOI: 10.15159/AR.18.173.

18. Digging potatoes 2019. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=xwdaXoPzeDY&t=138s>.

19. Dovbush T., Khomyk N., Dovbush A. Estimation of the load capacity and the strain-stress state of rod transporters. *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*, vol. 108, no 4,(2022) pp. 5-15.

20. Farhadi R., Sakenian N., Azizi P. Design and construction of rotary potato grader, *Bulgarian Journal of Agricultural Science*, 2, pp. 304 – 314, Bulgaria (2012).

21. Feller, R., Margolin, E., Hetzroni, A., Galili, N. 1987. Impingement angle and product interference effects on clod separation. – *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, 30(2):357–360.

22. Feng, B., Sun, W., Shi, L., Sun, B., Zhang, T. & Wu, J. 2017. Determination of restitution coefficient of potato tubers collision in harvest and analysis of its influence factors. *Nongye Gongcheng Xuebao/Transactions of the Chinese society of agricultural engineering* 33(13), 50–57.

23. Firman Yu. & Hrushetsky S., (2015). Investigation and substantiation of the parameters of the potato digger with a drum separator of potato tubers and residues, *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*, Vol. 17, No 1, pp. 17-26, Lublin / Poland.

24. Fu, Y.; Wang, C. Experiment and study of the vibration of type 4SW-170 potato digger. *Journal of Agricultural Mechanization Research*, v.35, p.147-151, 2013. <https://doi.org/10.13427/j.cnki.njyi.2013.01.052>.

25. Hevko R.B., Tkachenko I.G., Synii S.V., Development of design and investigation of operation processes of small-scale root crop and potato harvesters, *INMATEH – Agricultural Engineering*. 49 (2), pp. 53-60, Romania (2016).

26. Hrushetsky S.M., Yaropud V.M., Duganets V.I., Duganets V.I., Pryshliak, V.L. Kurylo V.M. Research of constructive and regulatory parameters of the

assembly working organs for the potato's harvesting machines. INMATEH-Agricultural Engineering. 2019. Vol. 59. № 3. pp. 101-110. DOI: 10.35633/INMATEH-59-11.

27. Hrushetskyi, Serhii, Yaropud, Vitaly, Kupchuk, Ihor, Semenyshena, Ruslana. The heap parts movement on the shareboard surface of the potato harvesting machine. Bulletin of the Transilvania University of Braşov Series II: Forestry Wood Industry Agricultural Food Engineering Vol. 14(63) No. 1 – 2021. pp.128 – 140.

28. Huali Yu, Xiaoshun Zhao, Yongying Sang and Tao Wu. Parametric Modeling and Moving Simulation of Vibrating Screen and Tubers on Potato Harvester. Advance Journal of Food Science and Technology 7(6): 474-478, 2015.

29. Hutsol T., Firman J., Komarnitsky S. Modelling of the separation process of the potato stack. Agricultural Engineering : czasopismo. Polskie Towarzystwo Inżynierii Rolniczej. 2017. Vol. 21. № 4. P. 27–35.

30. Ihnatiev Yevhen, Bulgakov Volodymyr, Bonchik Vitaliy, Volskyi Volodymyr, Ruzhylo Zinoviy, Zaryshnyak Anatoliy, Melnik Viktor, Olt Jüri. Experimental research into operation of potato harvester with rotary tool / Agraarteadusthis link is disabled, 2021, 32 (1), P. 41–48.

31. Kruchkov fabrikando fabrikamur. Картоплекопач вібраційний 2-ексцентриковий Zirka-61 (KK8). URL : Картоплекопач вібраційний 2-ексцентриковий Zirka-61 (KK8).

32. Kruchkov fabrikando fabrikamur. Картоплекопач вібраційний транспортерний (зі зміщенням причіпного) під мототрактор з гідравлікою (Скаут) (KK22). URL: <https://kruchkov.com.ua/kartoplekopach/kartoplekopach-vibratsijnij-transporternij-zi-zmischennyam-prichipnogo-pid-mototraktor-z-gidravlikoyu-skaut-kk22> .

33. Li, J.; Lv, Y.; Sun, Y.; Lin, Y. Design and experiment of separating and lifting device of potato harvester. Journal of Agricultural Mechanization Research, v.44, p.1-263, 2022a. <https://doi.org/10.13427/j.cnki.njyi.2022.12.020>.

34. Lü Jinqing, Tian Zhongen, Wu Jin'e, Yang Ying, Shang Qinqin, Wang

Yingbo, Liu Zhixin. Design and experiment on 4U1Z vibrating potato digger. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering. Vol.31 No.12. Jun. 2015. Pp. 39-47.

35. Lyashuk O.L., Hevko I.B., Hud V.Z., Tkachenko I.G., Hevko O.V., Sokol M.O., Tson O.P., Kobelnyk V.R., Shmatko D.Z., Stanko A.I. Research of non-resonant oscillations of the "Telescopic screw - fluid medium" system. INMATEH – Agricultural Engineering. Vol. 68, 2022.No. 3. Pp. 499-510.

36. Maria Pankiv; Jan Jobbagy; Bogdan Berezhenko. EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE MODULE FOR GATHERING PLANT OF CHICORY ROOTS. Scientific Journal of the Ternopil National Technical University 2021, № 1 (101), pp. 56-67.

37. Oleg Lyashuk, Andrii Diachun, Ihor Tkachenko, Mykola Stashkiv, Andrii Babii, Maria Pankiv, Zhanna Babiak, Alexander Marunych, Oleg Lakh, Artur Starikh. Investigation of the bulk material movement kinematics in conical screw conveyor. INMATEH – Agricultural Engineering. Vol. 74, 2024. No. 3. Pp. 732-744.

38. Osman V.S. The mechanics of soil cutting blades / Osman // Agriculture Engineering. 1964. Res: 313-328.

39. Pascuzzi S., Bulgakov V., Santoro F., Sotirios A., Anifantis, Olt J., Nikolaenko S. Theoretical study on sieving of potato heap elements in spiral separator. Agronomy Research. 2019. 17(1), P. 33-48. DOI: 10.15159/AR.19.073. <https://doi.org/10.15159/AR.19.073>.

40. Roman Rogatynskyi R., Hevko I., Diachun A., Rogatynska O., Melnychuk A. (2018). The cargo movement model by the screw conveyor surfaces with the rotating casing. Scientific Journal of the Ternopil National Technical University, № 4 (92), pp.34-41.

41. Shengshi Xie , Kai L. Lu , Wei G. Deng , Fang Wang , Peng Li & Guangyu Liu. Improved design and experiment of separating sieve for potato digger. Brazilian Journal of Agricultural and Environmental Engineering. v.27, n.12, 2023. P.966-972. DOI: <http://dx.doi.org/10.1590/1807->

1929/agriambi.v27n12p966-972.

42. Shengshi Xie, Chunguang Wang, Weigang Deng. Experiment of a swing separating sieve on a potato digger Engenharia Agrícola, Jaboticabal, v.39, n.4, p.548-554, jul./aug. 2019.

43. Taras Dovbush, Nadia Khomyk, Anatoliy Dovbush. Research of the mathematical model of the tribosystem head rod-bushing of the traction organ of rod transporters. Scientific Journal of TNTU. Tern.: TNTU, 2024. Vol 115. No 3. P. 112–121.

44. Tikuneh, D. B., Bedie, A. F., & Awoke, B. G. (2023). Design, manufacture, and performance evaluation of a single-axle tractor-operated potato digger elevator. Cogent Engineering, 10(2). <https://doi.org/10.1080/23311916.2023.2251744>.

45. Tkachenko Ihor, Hevko Roman, Gandziuk Mykola, Synii Sergii, Trokhaniak Oleksandra. Substantiation of the parameters of a horizontal conveyer-cleaner of root crops. Bulletin of the Transilvania University of Braşov Series II: Forestry Wood Industry Agricultural Food Engineering. Vol. 14(63) No. 1, 2021. Pp.213-222.

46. Volodymyr Boyko; Viktor Baranovsky; Vitalii Pankiv; Volodymyr Onyshchenko; Sergey Marinenko. The results of the study of the cutter of the remains of root crops haulm. Scientific Journal of the Ternopil National Technical University 2023, № 1 (109).

47. WIRAX. Картоплекопач однорядний. URL: Картоплекопач однорядний - WIRAX Tuchomie - Косарки, плуги, борони, сільгосптехніка.

48. Xie, S.; Wang, C.; Deng, W. Displacement analysis of potato relative to separation sieve and separation sieve performance test. Journal of Agricultural Science and Technology, v.21, p.71-81. 2019. <https://doi.org/10.13304/j.nykjdb.2018.0492>.

49. Аналіз впливу лемішної частини підкопуючого робочого органа на напрям змін властивостей ґрунту / А. Шимко, О. Налобіна. European Cooperation. Warszawa, 2018. Scientific Approaches and Applied Technologies.

№ 6 (37). Р.21-35.

50. Бабій А. Динамічна модель енергозберігаючого приводного механізму косарки / А. Бабій, М.Бабій // Вісник ХНТУСГ. Випуск 145 “Технічний сервіс машин для рослинництва”. Харків, 2014. С.112–118.

51. Бабій А.В. Вібраційний леміш картоплекопача / Бабій, А.В., Головецький, І.В., Гладь, Ю.Б., Андрейків О.Є., Гамрач В.О / Деклараційний патент на корисну модель ua 156320 u A01D 21/00 (2024.01). Заявлено 09.01.2024, u 2024 00129, опубліковано 05.06.2024, Бюл. №23.

52. Бабій А.В., Головецький І.В. Визначення конструктивних параметрів елементів машин при нестационарних процесах навантаження. Матеріали І-ї Міжнародної науково-технічної конференції «ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА» присвяченої 80-ти річчю з дня народження професора Ч.В. Пульки. ТНТУ, Тернопіль, 2024. С.149-151.

53. Бабій А.В., Головецький І.В. Рішення щодо покращення роботи картоплекопача. Матеріали V Міжнародної науково-практичної конференції "Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems", 19-21 квітня 2023 р. Кропивницький : ЦНТУ, 2023. С.157.

54. Бабій А.В., Головецький І.В., Бабій В.А., Гамрач В.О. Вібраційний леміш картоплекопача. Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». Кропивницький: ЦНТУ. 2023. С. 66-68.

55. Бабій А.В., Головецький І.В., Герасимович П.В. Проблеми та перспективи розвитку картоплярства в Україні. Збірник тез доповідей X-ої Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“. Тернопіль, 2021. ФОП Паляниця В.А. Т.1. С. 25-26.

56. Бабій А.В., Головецький І.В., Гладь Ю.Б. Дослідження кінематичних параметрів вібраційного лемеша картоплекопача з використанням комп'ютерної програми. Загальнодержавний міжвідомчий

науково-технічний збірник. "Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин", 2023. Вип. 53. С.227-236.

57. Білушак Г. І., Чабанюк Я. М. Теорія ймовірностей і математична статистика. Практикум. – Львів, 2001. – 418 с.

58. Бончик В.С., Вольський В.А., Лисанюк В.Г. Наукові основи механізованого збирання картоплі в умовах важких ґрунтів / Монографія. Ніжин : Видавець Лисенко М.М., 2023. 160 с.

59. Бончик В.С., Дуганець В.І., Вольський В.А. Дослідження параметрів профіля картопляної грядки та бульбоносного гнізда в умовах слабовилугованого чорнозему / Механіка та автоматика агропромислового виробництва : загальнодержавний збірник / ІМА АПВ НААН; за заг. ред. В. В. Адамчука. Глеваха, 2023. Вип. 3 (117). С. 126-133.

60. Булгаков В.М., Головач І.В., Ружи́ло З.В., Корнюшин В.М., Ігнат'єв Є.І., Андрієвська М.А. Розрахункова математична модель руху частинок вороху при вібраційному очищенні картоплі від домішок. Вісник аграрної науки 2022, №2 (827). 58-65.

61. Василенко П. М., Погорший Л. В. Основи наукових досліджень. Механізація сільського господарства : навч. посібник. Київ : Вища школа, 1998. 266 с.

62. Головецький І.В., Бабій А.В. Аналіз конструктивних особливостей найпростіших картоплекопачів. «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики»: матеріали Міжнар. наук.-практ. конфії. 29-30 вересня 2022. Тернопіль: С.49-50.

63. Головецький І.В., Бабій А.В. Аналіз типу приводу робочих органів картоплекопача. Матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції "Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems", 13-15 квітня 2022 р. Кропивницький : ЦНТУ, 2022. С.100-102.

64. Головецький І.В., Бабій А.В. Конструктивні особливості та ефективність роботи міні картоплекопачів. Центральноукраїнський науковий

вісник. Технічні науки. 2023. Вип. 8(39), ч.ІІ. С. 134-143.

65. Грушецький С. М., Рудь А. В., Корчак М. М., Замойський С. М. Обґрунтування конструктивних параметрів вдосконаленого робочого органу сепарації коренебульбозбиральних машин Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка, № 43, 2024. 168-181.

66. Грушецький С. М., Самокиш М. І., Бендера І. М., Роздорожнюк П. І. Картоплезбиральна машина з барабанним сепаратором. Деклараційний патент на корисну модель ua 56530 A A01D17/0. Заявлено 15 07 2002, 2002075794, опубліковано 15 05 2003, Бюл № 5, 2003 р.

67. Грушецький С. М., Яропуд В. М. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів картоплезбиральної машини. Вібрації в техніці та технологіях. № 1 (100), с. 139-151.

68. Грушецький С.М. Інноваційна картопляна техніка – комплексне рішення задач. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : Загальнодержавний міжвід. наук.-техн. зб. Під заг. ред. І.М. Черновола. Кіровоград : КНТУ, 2009. Вип. 39. С. 68-81.

69. Грушецький С.М., Рудь А.В., Семенишина І.В., Медведєв Є.П. The technological process pattern of potato root harvester. Журнал «Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка». № 31. Кам'янець-Подільський. 2019. DOI: 10.37406/2706-9052-2019-2-7.

70. Грушецький С.М., Яропуд В.М. Моделювання процесів сепарації картопляного вороху в барабанному сепараторі. Техніка, енергетика, транспорт АПК. № 2 (109) / 2020. С.27-41. DOI: 10.37128/2520-6168-2020-2-3.

71. Грушецький С.М., Яропуд В.М., Бабин І.А. Дослідження якості сепарації картопляного вороху підкопувальними робочими органами картоплезбиральної машини. Вібрації в техніці та технологіях. 2020. № 1 (96). С. 125–140. <https://doi.org/10.37128/2306-8744-2020-1-14>.

72. Грушецький, С. (2022) «Обґрунтування технологічної схеми роторної коренебульбозбиральної машини та основних параметрів», Науковий журнал «Інженерія природокористування», (1(23), с. 60-67.

73. Грушецький, С., Корчак, М. і Захаравеч, Т. (2021) «Аналіз сепарувально-транспортувальних механізмів для коренебульбозбиральних машин», Науковий журнал «Інженерія природокористування», (4(22), с. 63-72.

74. Державна служба статистики України. URL : Площі, валові збори та урожайність сільськогосподарських культур за їх видами та по регіонах (ukrstat.gov.ua).

75. Дідух В.Ф., Цизь І.Є., Тарасюк В.В., Данилюк В. М., Тарасюк Д.В. Особливості вирощування картоплі в умовах полісся з використанням місцевих добрив. Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Технічний прогрес в АПВ». 2023. 95-98.

76. ДСТУ 4397:2005 «Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробовування».

77. Експериментальне дослідження та обґрунтування параметрів сепаратора картопляного вороху / В. М. Булгаков, В. В. Адамчук, З. В. Ружи́ло, І. В. Головач, Є. І. Ігнат'єв. Вісник аграрної науки. 2020. № 7. С. 60-66.

78. Завінський П.А., Головецький І.В., Блащак Б.О. Використання інноваційних підходів при сільськогосподарському виробництві задля збереження ґрунту. Інноваційні технології в АПК: збірник тез доповідей ІХ Міжнародної науково-практичної конференції, 7-8 червня 2023 р., м. Луцьк [Електронний ресурс] – Луцьк: ЛНТУ, 2023. С.66-67.

79. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.1 (ч.1). Машин та знаряддя для обробітку ґрунту. Харків: Окко, 2001. 444 с.

80. Інститут картоплярства Національної академії аграрних наук України. Каталог сортів картоплі. URL : https://www.ikar.org.ua/_files/ugd/69bb4c_a1204bef13bf418092998d02c876293b.

pdf.

81. Картоплезбиральний комбайн до мотоблока. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=FV82skYaG44>.

82. Картоплекопалка трясучка до мотоблока однорядна Бут (вібролапа). URL: <https://asmoto.pro/products/navisne-motoblok-kartoplekopalky-vibrolapa-but>.

83. Картоплекопач барабанного типу до важкого мотоблока. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=MVZ5dmaG51s&t=13s>.

84. Картопля в Україні: яким був сезон-2023. URL: [Українська картопля: яким був сезон-2023 \(zemliak.com\)](https://zemliak.com).

85. Кіницький Я.Т. Короткий курс теорії механізмів і машин: Підручник для інж.-тех. спец. вищих закл. України. – 2-е вид., переобл. і скор. Львів: Афіша., 2004. 272 с.

86. Ковбаса В. П. Механіка сільськогосподарських матеріалів та середовищ: навчальний посібник. Київ: Лисенко М. М., 2015. 536 с.

87. Ковбаса, В. П. Про визначення критерію вигляду напружено-деформованого стану суцільного середовища. Вісник ХДТУСГ Підвищення надійності відновлюваних деталей машин. Харків, 2001. Вип. 8, т.2. С. 79-82.

88. Компанія «Агромарка». URL: <https://agromarka.ua/ru/kartofelekopalka-grohotnaya-motor-sich-kvg-1-amg-74020/>.

89. Компанія Bomet. Картоплекопач вібраційний Ursa з викидом назад. URL: bomet.pl.

90. Компанія Bomet. Картоплекопач конвеєрний однорядний Uрус. URL: [Картоплекопач конвеєрний однорядний Uрус \(bomet.pl\)](https://bomet.pl).

91. Корнюшин В. М. Обґрунтування параметрів пруткових барабанів підкопувально-сепаруючого пристрою картоплезбиральної машини. Механізація та електрифікація сільського господарства : Міжвідомчий темат. наук. зб. Глеваха, 2010. Вип. 94. С. 597-604.

92. Корнюшин В. М., Насонов В. А. Підкопувально-сепаруючий пристрій коренебульбозбиральної машини. Деклараційний патент на корисну

модель ua 20358 U A01D 17/00. Заявлено 31.07.2006, у 2006 08594, опубліковано 15.01.2007, Бюл. № 1, 2007 р.

93. Крушельницька О.В. Методологія та організація наукових досліджень. Навч. Посібник. К. Кондор, 2003. Л.А.Назаренко Планування і обробка результатів експерименту. Конспект лекцій. Харків. ХНУНГ ім.О.М.Бекетова, 2018.

94. Ляшук В. М., Дідух В. Ф., Герасимик-Чернова Т. П., Бартошик І. С. Особливості формування врожаю картоплі. Сільськогосподарські машини : зб. наук. ст. Луцьк, 2019. Вип. 42. С. 49–55.

95. Ляшук О.Л., Береженко Є.Б., Козаченко О.В. Математична модель переміщення зрізаної гички коренеплодів цикорію в направляючому каналі. Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. 2023. Вип. 8(39), ч.І. С.104-116.

96. Методи та засоби експериментальних досліджень : навч. посіб. / Г.Б. Параска, Д.В. Прибега, П.С. Майдан. – Київ : Кондор-Видавництво, 2017. – 138 с.

97. Методичні вказівки до виконання практичних робіт з дисципліни «Планування і обробка результатів експерименту» (для студентів 5 курсу денної форми навчання за спеціальностями 8.06010302 «Рациональне використання і охорона водних ресурсів», 8.06010108 «Водопостачання та водовідведення») / Харк. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова; уклад.: О. О. Ковальова. – Х.: ХНУМГ, 2014. – 74 с.

98. МПП «ЛИБІДЬ». Картоплекопалка КТН-1Б. URL: http://www.selhozpostavka.com.ua/cat.processing_potatoes/434.html.

99. М'ялковський Р. О., Строяновський В. С. Картоплепідкопуючий робочий орган. Деклараційний патент на корисну модель ua 106397 u A01D 21/00. Заявлено 26.10.2015, у 2015 10418, опубліковано 25.04.2016, Бюл. № 8.

100. Налобіна О. О., Шимко А. В. Активний підкопуючий робочий орган картоплезбиральної машини. Деклараційний патент на корисну модель ua

103214 U A01D 19/00 A01D 19/02 (2006.01). Заявлено 19.05.2015, у 2015 04886, опубліковано 10.12.2015, Бюл. № 23.

101. Налобіна О.О., Шимко А.В. Аналіз зміни компонентів напружень у ґрунті від дії пруткової сепарувальної поверхні робочого органа картоплезбиральної машини. Сучасні моделі розвитку агропромислового виробництва: виклики та перспективи: зб. тез доп. І Всеукраїнської наук.-практ. конф., м. Глухів, 27 вересня 2018 року. Глухів: ГАТІ ім. С.А. Ковпака. С. 125-128.

102. Налобіна О.О., Шимко А.В. Дослідження взаємодії модернізованого підкопуючого робочого органа картоплезбиральної машини з бульбою. Вісник Житомирського національного агроекологічного університету : науково-теоретичний зб. Житомир: ЖНАУ, 2017. Вип. №1(58).Т.1. С.279-283.

103. Науково-дослідна лабораторія. URL: https://kaf-th.tntu.edu.ua/?page_id=523.

104. Однорядний картоплекопач Іmac SPP 50V. URL: <https://uvc.com.ua/product/imac-spp-50v/>.

105. Основи наукових досліджень і теорія експерименту: Навчальний посібник / Укладачі: Капаціла Ю.Б., Марущак П.О., Савків В.Б., Шовкун О.П. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2023. 186 с.

106. Основи теорії планування експерименту : навч. посіб. з курсу "Теорія планув. експерименту" для студ. напрямку "Метрологія, стандартизація і сертифікація" / Засименко Віктор Михайлович ; Держ. ун-т "Львів. політехніка". Львів : Вид-во Держ. ун-ту "Львів. політехніка", 2000. 205 с.

107. Основи теорії планування експерименту: Розділ дисципліни «Методика та організація наукових досліджень» [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. освітньої програми «Комп'ютерні системи та мережі» за спеціальністю 123 «Комп'ютерна інженерія» / А.М.Волокита, В.Л.Селіванов

О. А; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 1,58 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 41 с.

108. Пастухов В. І., Кириченко Р. В., Бакун М. В., Кречет М. М., Могиляна О. М., Мельник О. В., Калашник В. В., Михайлін В. І. Обґрунтування вирощування картоплі за технологією Streep-Till. Інженерія природокористування. 2020. № 2 (16). С. 25-32.

109. Перспективи картоплярства: AgroTimes. URL: Перспективи картоплярства - AgroTimes.

110. Смолінський С. В. Обґрунтування доцільності застосування спірального очисника в конструкції дворядного картоплекопача. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України : зб. наук. праць Київ : НУБіП, 2017. Вип. 21. С. 88-92.

111. Статистичний щорічник WORLD FOOD AND AGRICULTURE 2023. URL: <https://www.fao.org/3/cc8166en/online/cc8166en.html>.

112. Токар А.М. Теоретична механіка. Кінематика: Методи і задачі. Навчальний посібник. Либідь, 2001. 416 с.

113. У Львові напроцьовували рішення задля підтримки галузі картоплярства : веб-сайт. URL : <https://old.loda.gov.ua/news?id=60096> (дата звернення: 04.10.2023).

114. Характеристики та вибір картоплекопачів для міні-трактора : веб-сайт. URL : <https://gardenunion.com.ua/kartoplekopach-dlja-mini-traktoriv-41> (дата звернення: 05.10.2023).

115. Шведик М. С. Кінний картоплекопач. Деклараційний патент на корисну модель ua 57641 A A01C9/00. Заявлено 01.08.2002, 2002086407, опубліковано 16 06 2003, Бюл № 6.

116. Шимко А. В. Обґрунтування параметрів підкопувальної частини нового робочого органу для картоплекопачки. The XXX International Scientific and Practical Conference «The newest problems of science and ways to solve them», August 02 – 05, 2022, Helsinki, Finland. 265-269.

117. Шимко А.В. Обґрунтування параметрів підкопувально-сепарувального робочого органа картоплезбиральної машини. – На правах рукопису. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – «Машини та засоби механізації сільськогосподарського виробництва». – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2020.

118. Шимко А.В., Налобіна О.О. Аналіз впливу лемішної частини підкопуючого робочого органа на зміну властивостей ґрунту. «Інженерія та технології: наука, освіта, виробництво: зб. тез доп. Міжн. наук.-техн. конф., Луцьк, 15-16 листопада 2018 року. Луцьк: ЛНТУ, 2018. С. 277-280.

119. Шимко А.В., Налобіна О.О. Формалізація форми та параметрів удосконаленого підкопуючого органу картоплезбиральної машини. Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем: зб. тез доп. І міжн. наук.-техн. інтернет конф., Рівне, 21-23 травня 2019 року. Рівне: НУВГП, 2019. С. 57-59.

120. Ясон агро. Технологія вирощування картоплі. URL: <https://yason-agro.com/articles/73-teh-potatoes>.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А
Вібраційний леміш картоплекопача





УКРАЇНА

(19) UA (11) 156320 (13) U
(51) МПК (2024.01)
A01D 21/00

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ
ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ
"УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки:	u 2024 00129	(72) Винахідник(и):	Бабій Андрій Васильович (UA), Головецький Іван Васильович (UA), Гладьо Юрій Богданович (UA), Андрейків Олександр Євгенович (UA), Гамрач Василь Орестович (UA)
(22) Дата подання заявки:	09.01.2024	(73) Володілець (володільці):	ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ, вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності:	06.06.2024		
(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію:	05.06.2024, Бюл.№ 23		

(54) ВІБРАЦІЙНИЙ ЛЕМІШ КАРТОПЛЕКОПАЧА

(57) Реферат:

Вібраційний леміш картоплекопача складається з різального леза з прутковими подовжувачами, шарнірних підвісів, що приєднані до рами, шатуна та кривошипа зі з'єднувальним шарніром, який закріплений на привідному валу. Кривошип виконано у вигляді диска, у якому в радіальному напрямку виконано паз з можливістю фіксування з'єднувального шарніра та концентрично виконані отвори для закріплення зрівноважувальної противаги. Різальне лезо з прутковими подовжувачами закріплене на двох парах шарнірних підвісів. При цьому одна пара шарнірних підвісів має регульовальні отвори, виконані у середній частині, та підвіси з'єднані між собою поперечиною у жорстку рамку, посередині якої закріплено кронштейн з отворами.

UA 156320 U

UA 156320 U

Корисна модель належить до галузі машинобудування і може бути використана в конструкціях сільськогосподарських картоплекопачів.

Відома конструкція вібраційного лемеша картоплекопача, яка складається з різального леза з прутковими подовжувачами, пари шарнірних підвісів, рами, шатуна та кривошипа зі з'єднувальним шарніром, який закріплений на привідному валу [Картоплекопач вібраційний 2-ексцентриковий Zirka-61 (KK8): веб-сайт. URL: kruchkov.com.ua (дата звернення: 22.10.2023)].

До недоліків вказаної конструкції вібраційного лемеша картоплекопача належить нездатність забезпечити заданий закон руху різального леза з прутковими подовжувачами для ефективного підкопування та сепарації бульбоносного пласта, а також наявність значних вібрацій машини в цілому.

В основу корисної моделі поставлено задачу забезпечити можливість реалізувати заданий закон руху різального леза з прутковими подовжувачами для ефективного підкопування та сепарації бульбоносного пласта, а також зменшити вібрації машини в цілому.

Поставлена задача вирішується тим, що у вібраційному лемеші картоплекопача, який складається з різального леза з прутковими подовжувачами, шарнірних підвісів, що приєднані до рами, шатуна та кривошипа зі з'єднувальним шарніром, який закріплений на привідному валу, згідно з корисною моделлю, кривошип виконано у вигляді диска, у якому в радіальному напрямку виконано паз з можливістю фіксування з'єднувального шарніра та концентрично виконані отвори для закріплення зрівноважувальної противаги, а різальне лезо з прутковими подовжувачами закріплене на двох парах шарнірних підвісів, причому одна пара шарнірних підвісів має регулювальні отвори, виконані у середній частині, та підвіси з'єднані між собою поперечиною у жорстку рамку, посередині якої закріплено кронштейн з отворами.

Суть корисної моделі пояснюється кресленням, де представлена конструкція вібраційного лемеша картоплекопача у розрізі.

Конструкція вібраційного лемеша картоплекопача складається з різального леза 1 з прутковими подовжувачами 2, що шарнірно приєднані двома парами шарнірних підвісів 3 і 4 до рами 5. При цьому пару шарнірних підвісів 4 виконано у вигляді двоплечого важеля, що між собою з'єднані поперечиною 6 у жорстку рамку та мають виконані у середній частині регулювальні отвори 7 та отвори 8 у кронштейні 9, що закріплений у середній частині поперечини 6. Шарнірні підвіси 4 у нижній частині шарнірно приєднані до різального леза 1, а регулювальними отворами 7 - до рами 5, отворами 8 у кронштейні 9 шарнірно з'єднані з шатуном 10, що протилежним кінцем приєднаний до з'єднувального шарніра 11. З'єднувальний шарнір 11 зафіксований у пазі 12 диска кривошипа 13, який закріплено на привідному валу 14. У диску кривошипа 13 виконано концентрично розміщені отвори 15, де в одному чи кількох з них закріплено зрівноважувальну противагу 16.

Конструкція вібраційного лемеша картоплекопача працює наступним чином.

Привідний вал 14 отримує крутний момент від енергетичного засобу одним із відомих способів. Разом із привідним валом 14 обертається диск кривошипа 13, в пазі 12 якого зафіксований з'єднувальний шарнір 11 на заданій відстані від осі обертання, що утворює величину радіуса кривошипа. При приєднанні до з'єднувального шарніра 11 шатуна 10, через який передається зусилля на поперечину 6, при їх з'єднанні в одному з отворів 8 у кронштейні 9, зусилля відповідно передається на пару шарнірних підвісів 4. Фіксація шарнірних підвісів 4 у середній частині за допомогою одного із регулювальних отворів 7 до рами 5 дає можливість отримати ефект важеля. Вибираючи один із регулювальних отворів 7 для приєднання до рами 5, регулюють величину нижнього плеча пари шарнірних підвісів 4. Аналогічним чином можна змінювати величину верхнього плеча пари шарнірних підвісів 4, вибираючи для з'єднання з шатуном 10 один із отворів 8 у кронштейні 9 на поперечині 6. Таким чином, парою шарнірних підвісів 4 передається зусилля до різального леза 1 з прутковими подовжувачами 2, що викликає їх переміщення. При цьому різальне лезо 1 в передній частині за допомогою пари шарнірних підвісів 3 шарнірно приєднане до рами 5. Утворена багатоланкова шарнірна система забезпечує визначений закон руху площини різального леза 1 з прутковими подовжувачами 2.

При виконанні машиною технологічного процесу викопування картоплі утворений вібраційний леміш різальним лезом 1 входить у бульбоносний пласт, підрізає його, а вібраційні зворотно-поступальні рухи утворюють ефект псевдорозрідженого середовища, що полегшує проникнення різального леза 1 у непідкопаний бульбоносний пласт. Змінюючи положення з'єднувального шарніра 11 у пазі 12 диска кривошипа 13, тобто величину кривошипа, а також величини плечей пари шарнірних підвісів 4 за допомогою відповідних регулювальних отворів 7 і отворів 8 у кронштейні 9, можна забезпечити заданий закон руху площини різального леза 1 з прутковими подовжувачами 2. Це має визначальне значення щодо можливості ефективного підкопування бульбоносного пласта, наприклад амплітуда коливань різального леза 1, а також

UA 156320 U

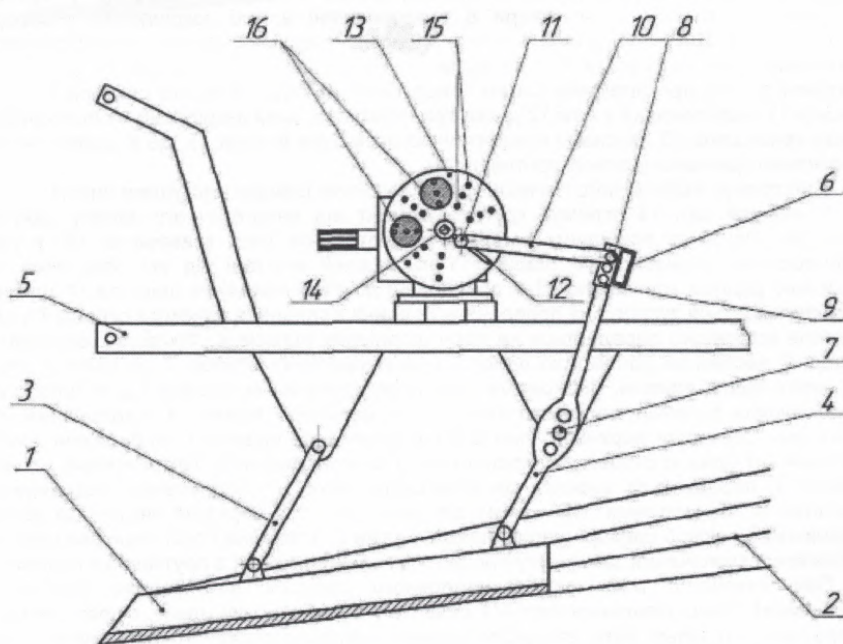
можливості направленої транспортування підкопаної маси утвореною коливною площиною з можливістю одночасної сепарації на пруткових подовжувачах 2.

Оскільки вихідна ланка утвореного вібраційного лемеша картоплекопача здійснює зворотно-поступальні рухи, то така система буде незбалансованою і утворені вібрації всієї машини будуть передаватися на енергетичний засіб, а відповідно і людину, яка ним керує. Тому для усунення такого недоліку в конструкції вібраційного лемеша картоплекопача передбачено використання диска кривошипа 13, який виконує роль маховика, а закріплена зрівноважувальна протизавага 16 у визначених концентрично розміщених отворах 15 дозволяє частково збалансувати утворену динамічну систему. Величина маси зрівноважувальної протизаваги 16 та місце її розміщення на диску кривошипа 13 визначаються додатковими розрахунками та корегуються в процесі експлуатації.

Таким чином, запропонована конструкція вібраційного лемеша картоплекопача забезпечує можливість реалізувати заданий закон руху різального леза з прутковими подовжувачами для ефективного підкопування та сепарації бульбоносного пласта, а також зменшити вібрації машини в цілому.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Вібраційний леміш картоплекопача, який складається з різального леза з прутковими подовжувачами, шарнірних підвісів, що приєднані до рами, шатуна та кривошипа зі з'єднувальним шарніром, який закріплений на привідному валу, який відрізняється тим, що кривошип виконано у вигляді диска, у якому в радіальному напрямку виконано паз з можливістю фіксування з'єднувального шарніра та концентрично виконані отвори для закріплення зрівноважувальної протизаваги, а різальне лезо з прутковими подовжувачами закріплене на двох парах шарнірних підвісів, причому одна пара шарнірних підвісів має регульовальні отвори, виконані у середній частині, та підвіси з'єднані між собою поперечною у жорстку рамку, посередині якої закріплено кронштейн з отворами.



Комп'ютерна верстка В. Мацело

ДО "Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій", вул. Дмитра Годзенка, 1, м. Київ – 42, 01601

ДОДАТОК Б

Візуалізація результатів при аналізі кінематичних параметрів механізму лемеша

Для проведення досліджень створена комп'ютерна програма розрахунку, за допомогою якої можна змінювати параметри ланок механізму з візуалізацією їх руху та отримувати графіки переміщень, швидкостей і прискорень досліджуваних точок механізму тощо.

На наведено візуалізовані результати дослідження кінематичних параметрів розробленого вібраційного лемеша картоплекопача.

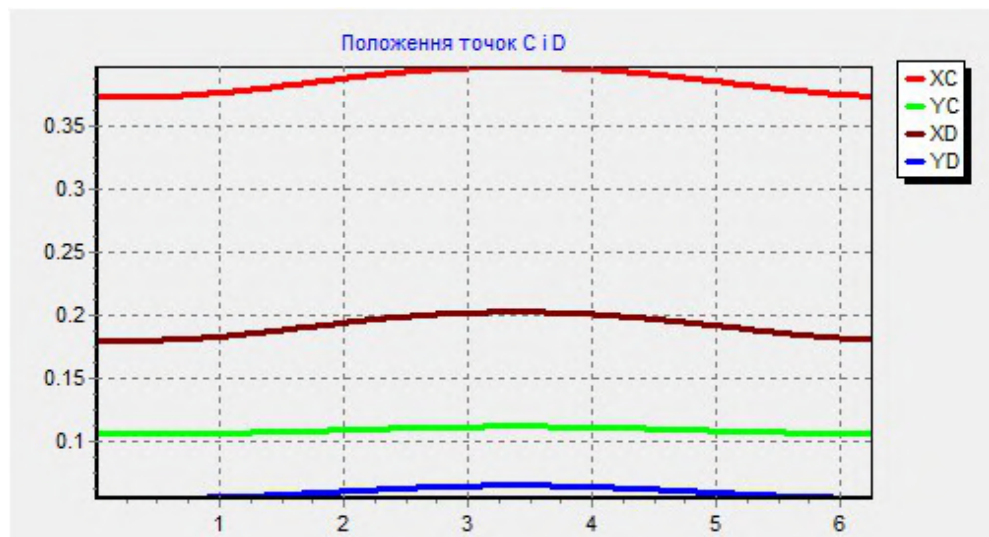


Рисунок Б.1 – Переміщення точок ланок в абсолютних координатах

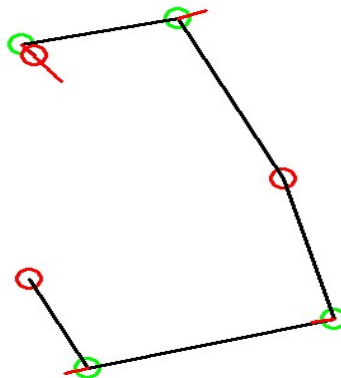


Рисунок Б.2 – Скріншот анімації руху ланок

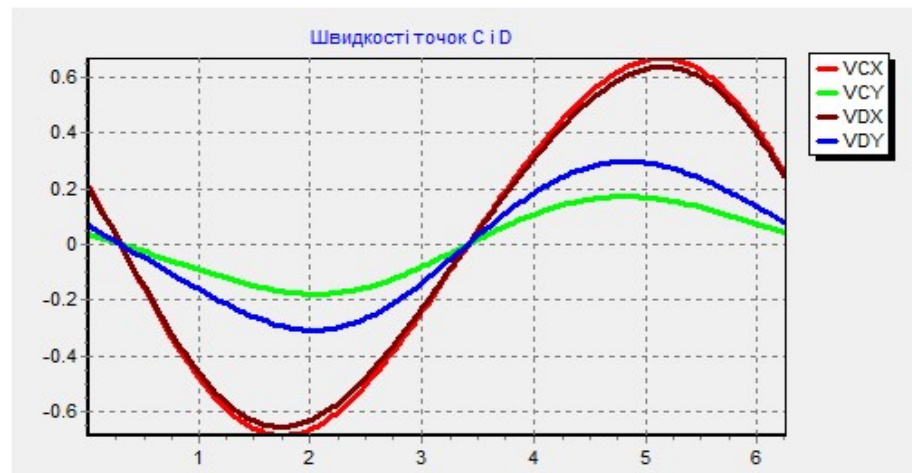


Рисунок Б.3 – Швидкості точок в проєкціях на координатні осі

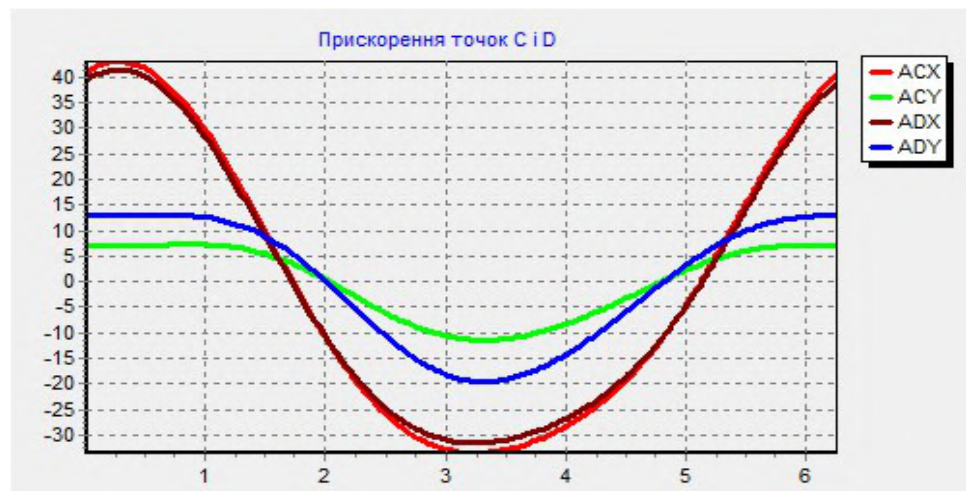


Рисунок Б.4 – Прискорення точок в проєкціях на координатні осі

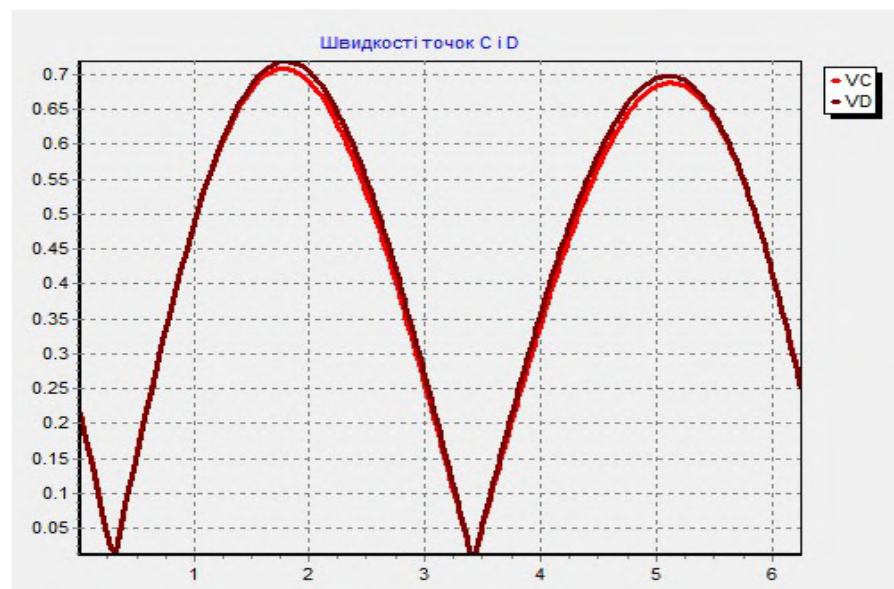


Рисунок Б.5 – Абсолютна швидкість точок

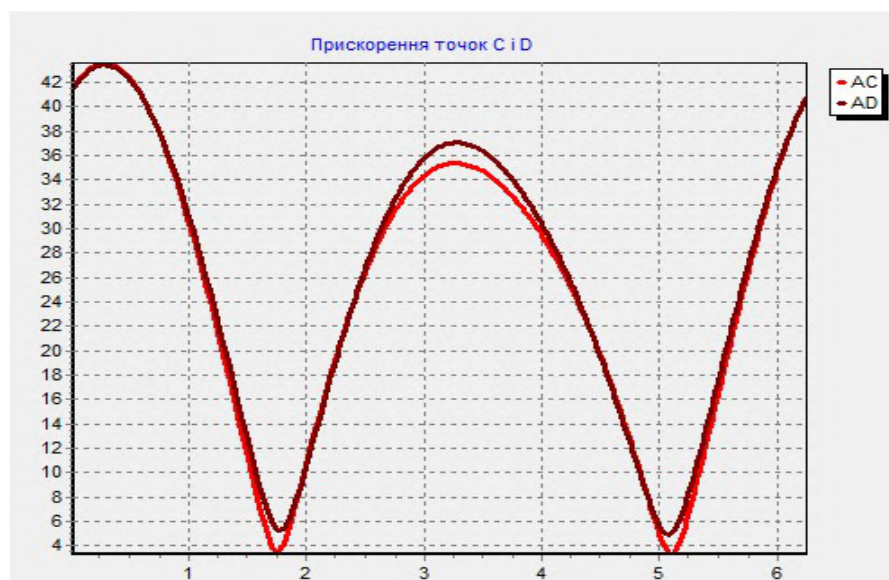


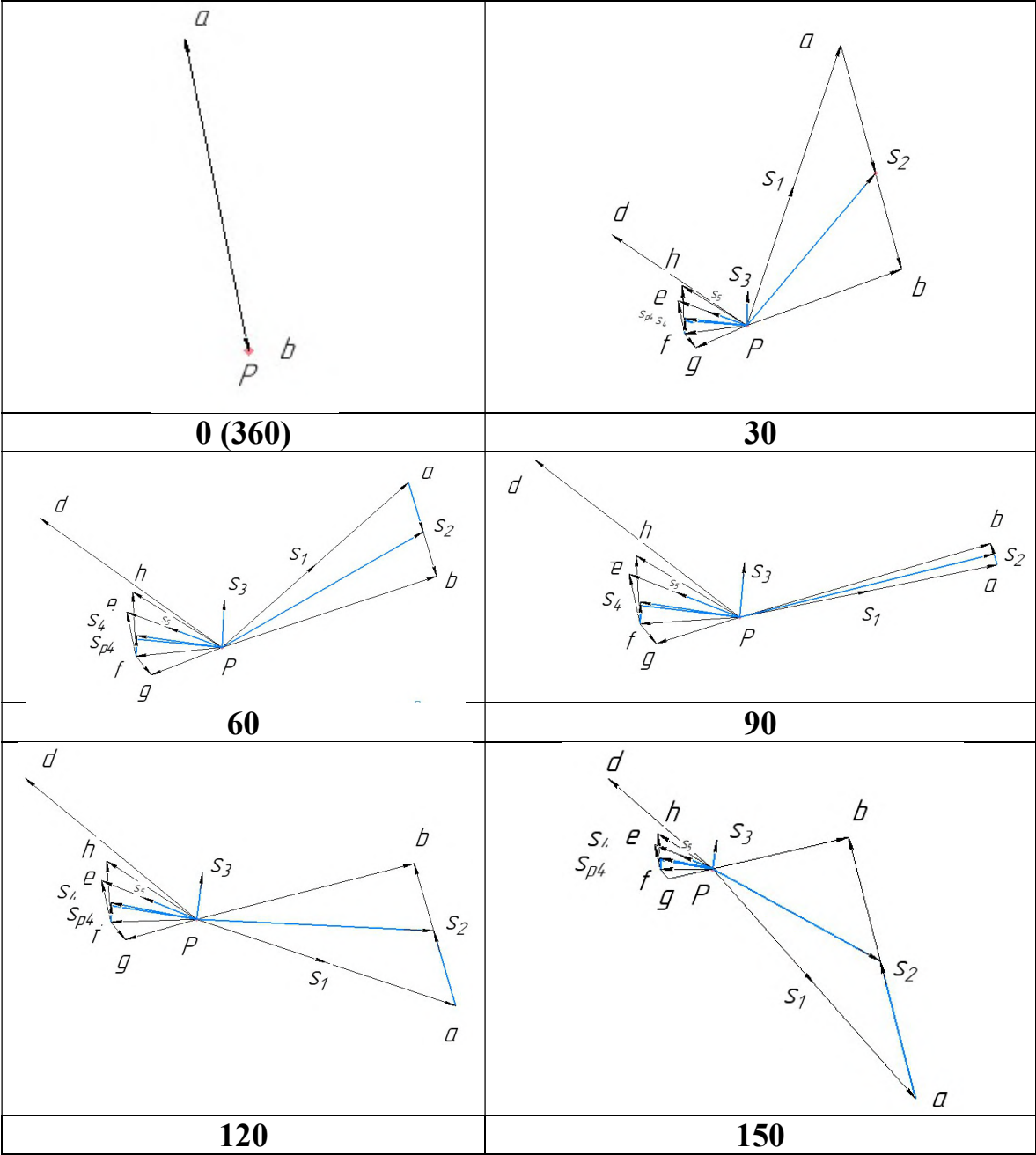
Рисунок Б.6 – Абсолютне прискорення точок

Наведені графічні залежності кінематичних параметрів характерних точок ланок визначені при частоті обертання кривошипа 540 об/хв. Геометричні розміри ланок, координати розміщення шарнірів їх обертання прийнято конструктивно та піддано аналізу з допомогою розробленої комп'ютерної програми. Отримані результати дозволяють, наклавши певні умови, віднайти раціональні параметри розробленого вібраційного лемеша картоплекопача.

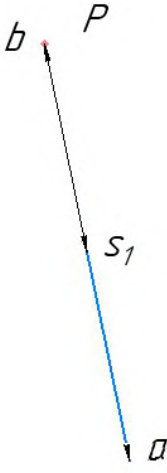
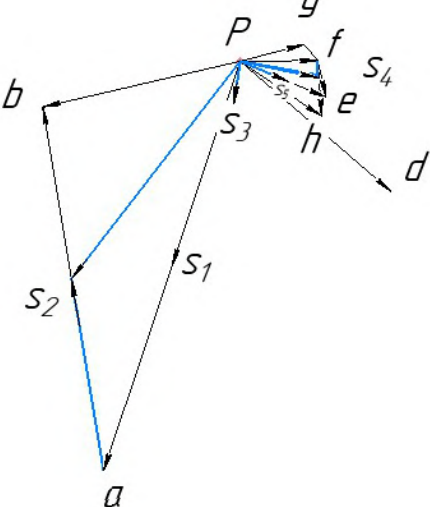
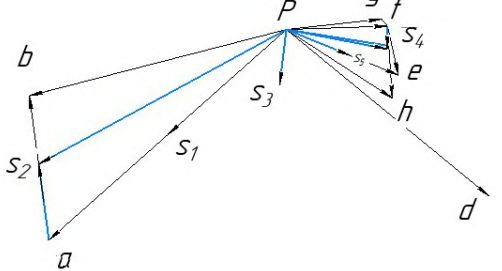
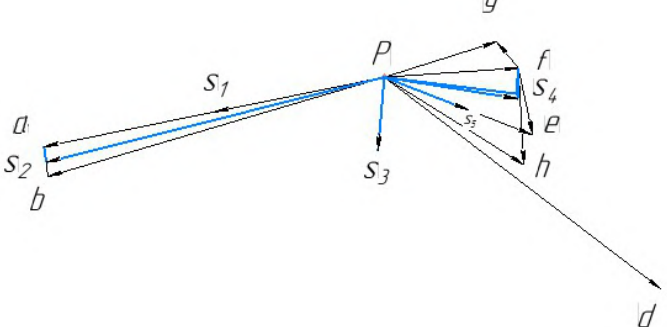
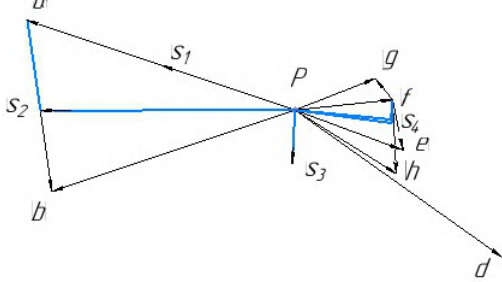
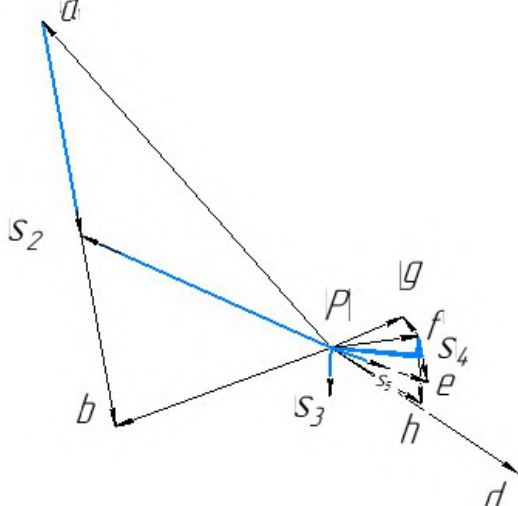
ДОДАТОК В

Плани швидкостей

Таблиця В.1 – Плани швидкостей



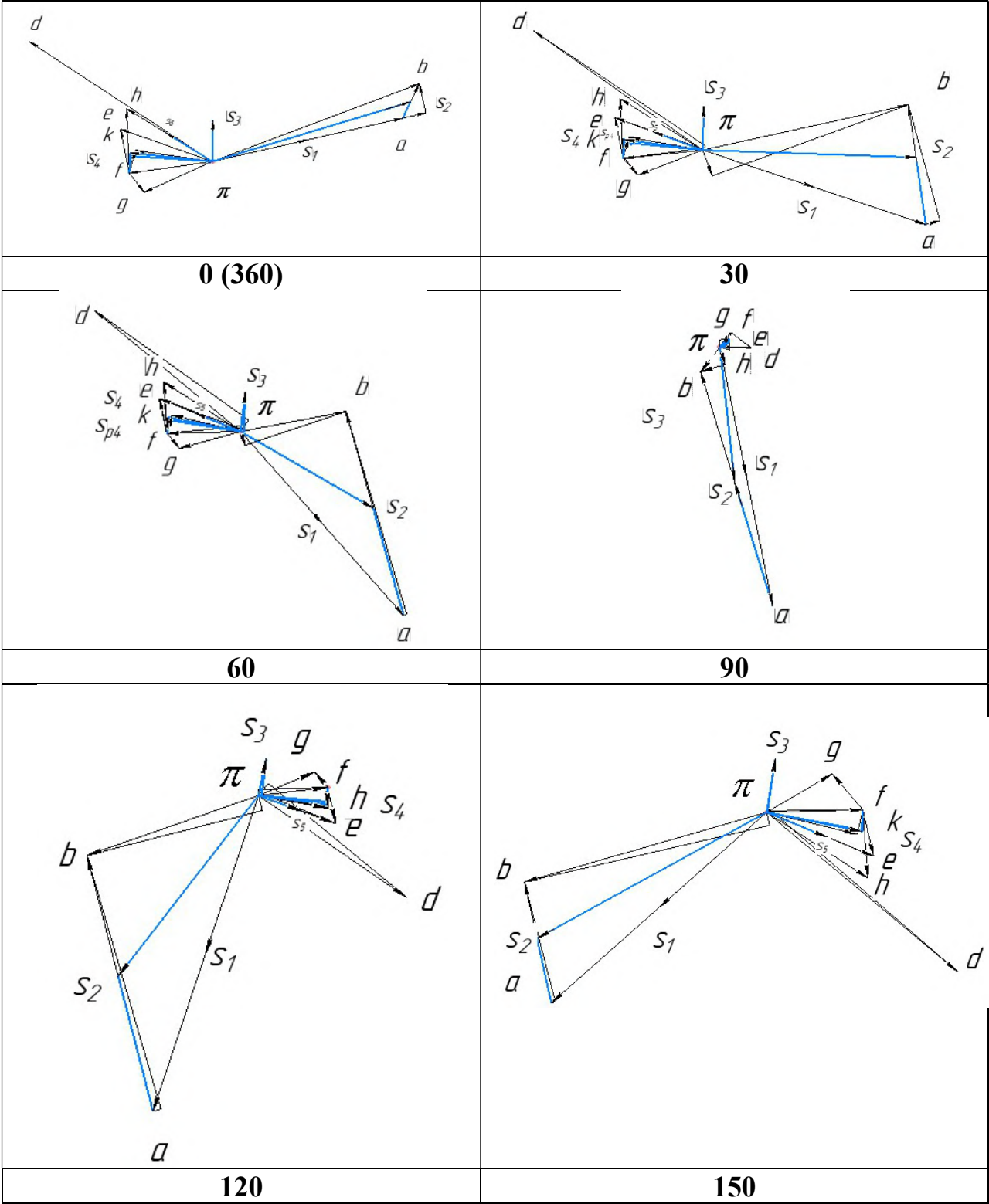
Закінчення табл. В.1

	
180	210
	
240	270
	
300	330

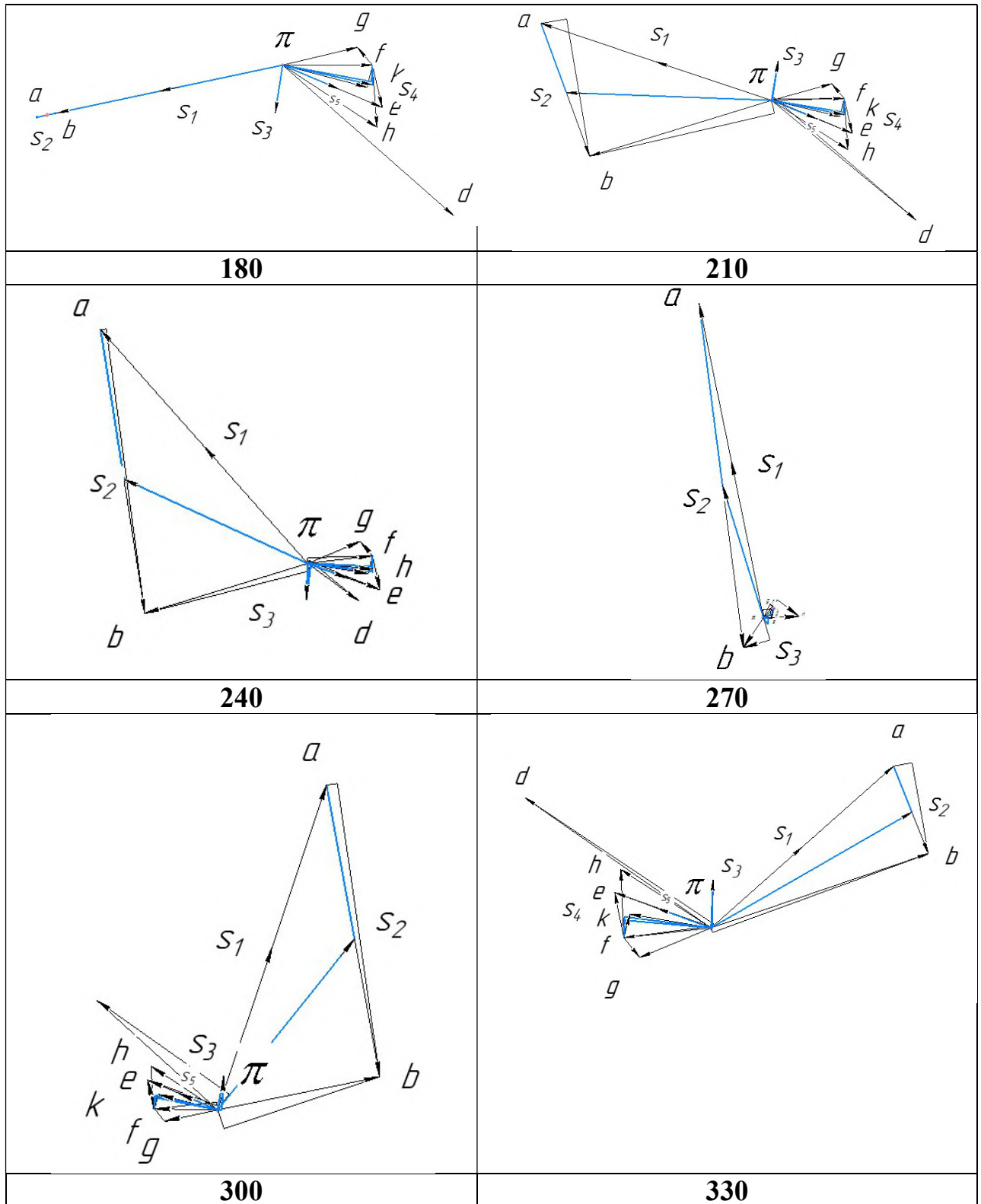
ДОДАТОК Г

Плани прискорень

Таблиця Г.1 – Плани прискорень



Закінчення табл. Г.1



ДОДАТОК Д

Розрахунок річного економічного ефекту від використання розробленої машини

Економічна ефективність розробленого картоплекопача досягається за рахунок удосконалення підкопуючого лемеша, який може забезпечити кращу здатність підбирати бульбоносний пласт та здійснювати його первинну сепарацію на своїй площині, за рахунок чого підвищуються продуктивність, надійність та обсяг річного напруцювання картоплекопача.

Економічну оцінку ефективності внесених змін машини виконуємо згідно ДСТУ 4397:2005 «Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробовування», шляхом порівняння затрат на базову та модернізовану машину.

Приведені затрати на одиницю наробітку (на 1 га) визначаються за формулою

$$П = I + KE, \quad (Д.1)$$

де I – прямі експлуатаційні затрати на одиницю наробітку;

K – капітальні вкладення на одиницю наробітку;

E – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

Прямі експлуатаційні затрати на одиницю наробітку

$$I = З + Г + Р + А + \Phi, \quad (Д.2)$$

де $З$ – затрати на оплату праці обслуговуючого персоналу;

$Г$ – затрати на паливно-мастильні матеріали;

$Р$ – затрати на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт;

$А$ – затрати на реновацію;

Φ – інші затрати (при наявності).

Необхідні характеристики для розрахунку економічної ефективності базової і удосконаленої машини наведені у таблиці Д.1.

Таблиця Д.1 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності базової та удосконаленої машини

Показники	Базовий варіант	Новий варіант
1	2	3
1. Характеристики машин		
1.1 Машини, які порівнюються	Картоплекопач Bomet (Бомет) на трактор транспортерна	Розроблений картоплекопач
1.2 Оптова ціна машин, грн.	35000	32000
1.3 Продуктивність за годину основного часу, га/год	3,0	3,5
1.4 Кількість обслуговуючого персоналу, чол.	1	1
1.5 Витрати пального, л/га	6,5	5,5
1.6 Марка трактора	Міні-трактор	
1.7 Ціна трактора, грн.	65000	65000
1.8 Нормативне річне завантаження, год.:		
- трактора	300	300
- с/г машини	200	300

Продовження табл.Д.1

1	2	3
2 Інші показники		
2.1 Коефіцієнт переводу оптової ціни в балансову	1,1	1,1
2.2 Коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	0,2	0,2
2.3 Процент відчислень на реновацію по основній роботі: - на сільськогосподарську техніку; - на трактор	14,3 12,5	14,3 12,5
2.5 Процент відрахувань на: - поточний ремонт і техогляд для основної роботи с/г машини; - на капітальний ремонт; - поточний ремонт і техогляд для основної роботи трактора	10 2 14,9	10 2 14,9
2.6 Розряд обслуговуючого персоналу на основній роботі	V	V
2.7 Погодинна ставка тракториста (з врахуванням всіх видів доплат) грн.	120	120
2.8 Ціна 1 л пального, грн.	54	54

Затрати праці у людино-годинах на одиницю наробітку при виконанні машиною виробничого процесу визначаємо за формулою

$$T = \frac{L}{W}, \quad (\text{Д.3})$$

де L – кількість виробничого персоналу на обслуговуванні техніки;

W – продуктивність машини.

Затрати на реновацію машини на одиницю наробітку

$$A = \frac{B \cdot a}{W \cdot T_3}, \quad (\text{Д.4})$$

де a – коефіцієнт відчислення на реновацію;

T_3 – річне завантаження технічних засобів;

B – балансова ціна машини.

Капітальні вкладення на машину на одиницю наробітку визначаємо за формулою

$$K = \frac{B}{W \cdot T_3}. \quad (\text{Д.5})$$

Затрати на технічне обслуговування і ремонти поточний і капітальний визначаємо за формулою

$$P = \frac{B(\chi_T + \chi_K)}{W_{\text{експ}} \cdot T_3}, \quad (\text{Д.6})$$

де χ_T – коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування;

χ_K – коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт;

$W_{\text{експ}}$ – продуктивність агрегату за 1 годину експлуатаційного часу.

Затрати на паливно-мастильні матеріали на одиницю наробітку визначаємо за формулою

$$\Gamma = q \cdot \Pi, \quad (\text{Д.7})$$

де q – розхід паливно-змащувальних матеріалів на одиницю наробітку;

Π – ціна 1 л палива.

Балансова ціна машини

$$B = C' \cdot k, \quad (\text{Д.8})$$

де C' – оптова ціна машини;

k – коефіцієнт переводу з оптової ціни на балансову.

Розрахунок затрат праці, експлуатаційних витрат і приведених витрат на базову і нову машину та енергетичний засіб подано у таблиці Д.2.

Таблиця Д.2 – Розрахунок затрат праці, приведених і експлуатаційних витрат

Базовий варіант – Картоплекопач Bomet (Бомет) на трактор транспортерна	Новий варіант – Розроблений картоплекопач	Різниця показників
1	2	3
$T_B = \frac{1}{3} = 0,33$ люд/га	$T_H = \frac{1}{3,5} = 0,29$ люд/га	0,04
$З_B = \frac{120}{3} = 40$ грн/га	$З_H = \frac{120}{3,5} = 34,29$ грн/га	5,71
$A_B = \frac{1,1 \cdot 35000 \cdot 0,143}{3 \cdot 200} = 9,18$ грн/га	$A_H = \frac{1,1 \cdot 27000 \cdot 0,143}{3,5 \cdot 300} = 4,04$ грн/га	5,14
$A_T = \frac{1,1 \cdot 65000 \cdot 0,125}{3 \cdot 300} = 9,93$ грн/га	$A_T = \frac{1,1 \cdot 65000 \cdot 0,125}{3,5 \cdot 300} = 8,51$ грн/га	1,42
$P_B = \frac{1,1 \cdot 35000 \cdot (0,1 + 0,02)}{3 \cdot 200} = 7,7$ грн/га	$P_H = \frac{1,1 \cdot 27000 \cdot (0,1 + 0,02)}{3,5 \cdot 300} = 3,39$ грн/га	4,31
$P_T = \frac{1,1 \cdot 65000 \cdot 0,149}{3 \cdot 300} = 11,84$ грн/га	$P_T = \frac{1,1 \cdot 65000 \cdot 0,149}{3,5 \cdot 300} = 10,15$ грн/га	1,69
$P_{П.Б} = P_B + P_T =$ $= 7,7 + 11,84 = 19,54$ грн/га	$P_{П.Н} = P_H + P_T =$ $= 3,39 + 10,15 = 13,54$ грн/га	6,0

Продовження табл. Д.2

$\Gamma_T = 6,5 \cdot 54 / 3 = 117$ грн/га	$\Gamma_T = 5,5 \cdot 54 / 3,5 = 84,86$ грн/га	32,14
$I_B = A_B + P_B =$ $= 9,18 + 7,7 = 16,88$ грн/га	$I_H = A_H + P_H =$ $= 4,04 + 3,39 = 7,44$ грн/га	9,44
$I_T = A_T + P_T + \Gamma_T + Z_B =$ $= 9,93 + 11,84 + 117 + 120/3 =$ $= 178,77$ грн/га	$I_T = A_T + P_T + \Gamma_T + Z_H =$ $= 8,51 + 10,15 + 84,86 + 120/3,5 =$ $137,8$ грн/га	41
$I_{П.Б} = I_B + I_T =$ $= 16,18 + 178,77 = 195,64$ грн/га	$I_{П.Н} = I_H + I_T =$ $= 7,44 + 137,8 = 145,24$ грн/га	50,4
$K_B = \frac{1,1 \cdot 35000}{3 \cdot 200} = 64,17$ грн/га	$K_H = \frac{1,1 \cdot 27000}{3,5 \cdot 300} = 28,29$ грн/га	35,88
$K_T = \frac{1,1 \cdot 65000}{3 \cdot 300} = 79,44$ грн/га	$K_T = \frac{1,1 \cdot 65000}{3,5 \cdot 300} = 68,1$ грн/га	1,34
$K_{П.Б} = K_B + K_T =$ $= 64,17 + 79,44 = 143,61$ грн/га	$K_{П.Н} = K_H + K_T =$ $= 28,29 + 68,1 = 96,38$ грн/га	47,23
$\Pi_B = I_{ПБ} + K_{ПБ} E =$ $= 195,65 + 143,61 \cdot 0,2 =$ $= 224,37$ грн/га	$\Pi_H = I_{ПН} + K_{ПН} E =$ $= 145,24 + 96,38 \cdot 0,2 =$ $= 164,51$ грн/га	59,85

Розрахунок річного економічного ефекту від виробництва і використання нової техніки, винаходів і рацпропозицій у сільськогосподарському машинобудуванні та нових засобів праці довгочасного використання з кращими якісними характеристиками здійснюється розробниками і виробниками цих засобів праці за формулою

$$E_{\Phi} = \left[\Pi_B \cdot \frac{B_H}{B_B} \cdot \frac{P_{П.Б}}{P_{П.Н}} + \frac{(I'_B - I'_H) - E_H (K'_H - K'_B)}{P_{П.Н} \cdot E_H} - \Pi_H \right] \cdot A_2, \quad (Д.9)$$

де Π_B – приведені затрати на одиницю базового комплексу;

Π_H – приведені затрати на одиницю нового комплексу;

B_H і B_B – відповідно річні об'єми роботи, виконувані при використанні одиниці базового і нового засобу праці, у натуральних одиницях:

$$B_B \approx 600 \text{ га}; B_H = 1050 \text{ га.}$$

$\frac{B_H}{B_B}$ – коефіцієнт обліку росту продуктивності одиниці нового засобу

порівняно з базовим; $\frac{B_H}{B_B} = \frac{1050}{600} = 1,75$;

A_2 – річний обсяг виробництва нових знарядь праці в розрахунковому році, в натуральних одиницях, $A_2 = 1$ шт.

$\frac{P_{П.Б}}{P_{П.Н}}$ – коефіцієнт врахування зміни строку служби нового засобу праці

порівняно з базовим;

E_H – нормативний коефіцієнт ефективності, $E_H = 0,2$;

I'_B і I'_H – річні експлуатаційні витрати споживача при використанні ним базового і нового засобу праці у розрахунку на об'єми робіт, які виконуються з допомогою нового засобу праці. У цих затратах враховується тільки частина амортизації, яка призначена на капітальний ремонт засобів праці, тобто без врахування витрат на їх відновлення.

Ці показники визначаються за формулами:

$$I'_B = I_{П.Б} \cdot B_H = 195,64 \cdot 1050 = 205426 \text{ грн.}; \quad (\text{Д.10})$$

$$I'_H = I_{П.Н} \cdot B_H = 145,24 \cdot 1050 = 152502 \text{ грн.}, \quad (\text{Д.11})$$

K'_B і K'_H – річні капітальні вкладення споживача на машину (одиницю напруцювання) при використанні ним базового і нового комплексів, визначаються за формулами:

$$K'_B = K_{П.Б} \cdot B_H = 143,61 \cdot 1050 = 150792 \text{ грн.}; \quad (\text{Д.12})$$

$$K'_H = K_{п.н} \cdot B_H = 96,38 \cdot 1050 = 101200 \text{ грн.} \quad (\text{Д.13})$$

Підставимо отримані значення у формулу (Д.9)

$$E_\phi = \left[224,37 \cdot 1,75 \cdot \frac{19,54}{13,54} + \frac{(205426 - 152502) - 0,2 \cdot (101200 - 150792)}{1354 \cdot 0,2} - 164,52 \right] \cdot 1 = 23607 \text{ грн.}$$

Термін окупності вдосконаленої машини визначаємо за формулою

$$T_{OK} = \frac{K'_H}{E_\phi} = \frac{101200}{23607} = 4,3 \text{ роки.} \quad (\text{Д.14})$$

Цей показник показує про високу економічну ефективність проведеного вдосконалення.

ДОДАТОК Е

Акти впровадження



«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор ТОВ «Плотича Агро»

Шило В.П.

01 2025 р.

АКТ

про впровадження у виробництво результатів наукових досліджень
дисертаційної роботи здобувача Головецького Івана Васильовича, аспіранта кафедри
технічної механіки та сільськогосподарських машин
Тернопільського національного технічного університету
імені Івана Пулюя

Даний акт засвідчує те, що основні результати наукового дослідження, виконані здобувачем Головецьким І.В., які стосуються розробки картоплезбиральної машини з комбінованим активним лемешем, що містить активні боковинки, якими відділяє підкопуваний перетин бульбоносного пласта від основного масиву та має можливість утворювати направлений рух підкопуваної маси з інтенсивною її сепарацією мають наукову та практичну цінність для нашого підприємства, яке випускає широкий спектр сільськогосподарської техніки та запасних частин.

Інженерні методики, програми та основні результати експериментальних досліджень, а також окремі конструктивні рішення передані до конструкторського відділу і практично використовуються при проектуванні та вдосконаленні машин такого типу.

Голова комісії:

Журба Михайло Станіславович

Члени комісії:

Колодій Андрій Олегович

Федаш Ярослав Миколайович



ЗАТВЕРДЖУЮ
Проректор з наукової роботи
ТНТУ ім. І. Пулюя

професор Павло МАРУЩАК

2025 року

АКТ

про впровадження наукових досліджень
дисертаційної роботи в освітній процес

Даним актом підтверджуємо, що результати теоретичних і експериментальних досліджень дисертаційної роботи на тему **«ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ З КОМБІНОВАНИМ АКТИВНИМ ЛЕМЕШЕМ»** дисертанта Головецького Івана Васильовича, яка подана на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування впроваджено в освітній процес в якості окремих тем при викладанні дисциплін «Сільськогосподарські машин: конструкції та розрахунок», «Методологія та організація науково-прикладних досліджень» на кафедрі технічної механіки та сільськогосподарських машин при підготовці бакалаврів та магістрів спеціальності «Агроінженерія».

Декан факультету інженерії
машин, споруд та технологій
к.т.н., доцент

Роман ЛЕЩУК

ДОДАТОК Ж

Список опублікованих праць за темою дисертації

Публікації, які відображають основні наукові результати дисертації

1. Бабій А.В., Головецький І.В., Гладь Ю.Б. Дослідження кінематичних параметрів вібраційного лемеша картоплекопача з використанням комп'ютерної програми. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. "Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин", ЦНТУ. 2023. С.227-236.
<https://doi.org/10.32515/2414-3820.2023.53.227-236>.

2. Головецький І.В., Бабій А.В. Конструктивні особливості та ефективність роботи міні картоплекопачів. Центральнуукраїнський науковий вісник. Технічні науки. 2023. Вип. 8(39), ч.ІІ. С. 134-143.
[https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.8\(39\).2.134-143](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.8(39).2.134-143).

3. Babii A., Holovetskyi I. Engineering method of studying the kinematic parameters of the working body of the potato harvesting machine. Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences. 2024. Vol. 10(41)_I. P. 200-212. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.10\(41\).1.200-212](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.10(41).1.200-212).

4. Babii A., Holovetskyi I., Boiko V. (2024) Analysis of the behavior of potato bearing layer particles on the oscillating plane of the potato plant ploughshare. Scientific Journal of TNTU (Tern.), vol 116, no 4, pp. 78–89.
https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2024.04.078.

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

5. Бабій А.В., Головецький І.В., Герасимович П.В. Проблеми та перспективи розвитку картоплярства в Україні. Збірник тез доповідей Х Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів

„Актуальні задачі сучасних технологій “. Тернопіль 24-25 листопада 2021 року. ФОП Паляниця ВА. Т.1. С. 25-26 (участь очна).

6. Головецький І.В., Бабій А.В. Аналіз типу приводу робочих органів картоплекопача. Матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції "Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems", 13-15 квітня 2022 р. Кропивницький : ЦНТУ, 2022. С.100-102 (участь он-лайн).

7. Головецький І.В., Бабій А.В. Аналіз конструктивних особливостей найпростіших картоплекопачів. *Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики»*. Тернопіль 29-30 вересня 2022. С.49-50 (участь очна).

8. Бабій А.В., Головецький І.В., Бабій В.А., Гамрач В.О. Вібраційний леміш картоплекопача. Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». Кропивницький: ЦНТУ. 2023. С. 66-68 (участь он-лайн).

9. Бабій А.В., Головецький І.В. Рішення щодо покращення роботи картоплекопача. *Матеріали V Міжнародної науково-практичної конференції "Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems", 19-21 квітня 2023 р.* Кропивницький : ЦНТУ, 2023. С.157 (участь он-лайн).

10. Завінський П.А., Головецький І.В., Блащак Б.О. Використання інноваційних підходів при сільськогосподарському виробництві задля збереження ґрунту. *Інноваційні технології в АПК: збірник тез доповідей IX Міжнародної науково-практичної конференції, 7-8 червня 2023 р., м. Луцьк [Електронний ресурс] – Луцьк: ЛНТУ, 2023. С.66-67 (участь он-лайн).*

11. Бабій А., Головецький І. Визначення конструктивних параметрів елементів машин при нестационарних процесах навантаження. Матеріали I-ї Міжнародної науково-технічної конференції «ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»

присвяченої 80-ти річчю з дня народження професора Ч.В. Пульки, Тернопіль, 2024. С. 149-151 (*участь очна*).

Публікації, які додатково відображають результати дисертації

12. Бабій А.В., Головецький І.В., Гладь Ю.Б., Андрейків О.Є., Гамрач В.О. Вібраційний леміш картоплекопача. Деклараційний патент на корисну модель 156320 A01D 21/00 (2024.01). Заявлено 09.01.2024, u202400129, опубліковано 05.06.2024, бюл. № 23.