



ТЕХНІЧНІ НАУКИ

УДК 631.358.44/45

Грушецький С. М.

кандидат технічних наук,
доцент кафедри агроінженерії і системотехніки імені Михайла Самокиша,
Заклад вищої освіти «Подільський державний університет»
Кам'янець-Подільський, Україна
E-mail: g.sergiy.1969@gmail.com
ORCID: 0000-0002-0487-6152

Рудь А. В.

доктор філософії в галузі технічних наук,
завідувач кафедри агроінженерії і системотехніки імені Михайла Самокиша,
Заклад вищої освіти «Подільський державний університет»
Кам'янець-Подільський, Україна
E-mail: anatoliyrudj@gmail.com
ORCID: 0000-0002-7206-7103

Корчак М. М.

кандидат технічних наук,
доцент кафедри агроінженерії і системотехніки імені Михайла Самокиша,
Заклад вищої освіти «Подільський державний університет»
Кам'янець-Подільський, Україна
E-mail: nikolaykorchak@gmail.com
ORCID: 0000-0002-8726-1881

Замойський С. М.

кандидат технічних наук,
асистент кафедри агроінженерії і системотехніки імені Михайла Самокиша,
Заклад вищої освіти «Подільський державний університет»
Кам'янець-Подільський, Україна
E-mail: stepanzam@gmail.com
ORCID: 0000 0002-1612-6009

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВДОСКОНАЛЕНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ СЕПАРАЦІЇ КОРЕНЕБУЛЬБОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Анотація

Картопля є однією з найбільш поширених культур в Україні і займає значну частину аграрних угідь. На даний момент переважно вирощування картоплі в Україні зосереджене на присадибних господарствах. Такі господарства, які зазвичай мають невелику площу землі, становлять більшість виробників картоплі. Особливості присадибних господарств полягають у використанні ручної праці та низькій механізації в технологічних операціях. Україна є одним із світових лідерів у виробництві картоплі, займаючи стабільні позиції у п'ятірці країн з найбільшими обсягами виробництва цієї культури. Однак важливо зазначити, що досягнення таких великих обсягів виробництва картоплі частково відбувається за рахунок традиційних

методів та обмеженої механізації у виробничих процесах. Відповідно, метою дослідження є підвищення експлуатаційної продуктивності картоплезбиральної машини і зниження пошкоджень бульб за рахунок обґрунтування конструктивних параметрів вдосконаленого робочого органу сепарації коренебульбозбиральних машин.

У статті обґрунтовуються конструктивні параметри вдосконаленого робочого органу сепарації коренебульбозбиральних машин. Досліджено вплив різних параметрів на продуктивність та якість сепарації картоплі, включаючи форму та розміри робочих органів, кут нахилу їхніх елементів, швидкість руху тощо. Результати дослідження дозволяють розробити оптимальну конфігурацію робочого органу, що забезпечить підвищену продуктивність та ефективність збирання картоплі з мінімальними втратами та пошкодженням продукції. Висновки статті можуть бути корисними для виробників та дослідників сільськогосподарської техніки для поліпшення якості та ефективності картоплезбиральних машин.

Ключові слова: картопля, коренебульбозбиральні машини, сепарація, робочий орган, конструктивні параметри, продуктивність, якість, втрати, пошкодження, дослідження, оптимізація.

Вступ. Особливості присадибних господарств полягають у використанні ручної праці та низькій механізації технологічних операцій.

Основні причини цього можуть бути такими:

1) масштаб вирощування. Багато присадибних господарств має обмежену площу землі, тому вони не мають можливості і необхідної економічної обґрунтованості для використання великої сільськогосподарської техніки;

2) економічні обмеження. Низькі обсяги виробництва і обмежені фінансові можливості присадибних господарств часто не дають змоги інвестувати в сучасні механізовані технології;

3) традиційні методи. У деяких регіонах для вирощування картоплі використовують традиційні методи, які передаються з покоління в покоління, і немає суттєвого попиту на механізовані технології;

4) соціокультурні фактори. Ручна праця може відігравати важливу роль в соціокультурних аспектах сільськогосподарського виробництва, сприяючи збереженню традицій та спільності в сільських громадах.

Хоча механізація процесів вирощування картоплі може покращити ефективність та виробничність, її впровадження на присадибних господарствах може бути обмеженим через вказані фактори. Однак у низці регіонів України спостерігається тенденція до зростання механізації сільськогосподарських процесів, включаючи вирощування картоплі, через впровадження новітніх технологій та підтримку уряду [8].

Так, збирання картоплі є одним з найбільш ресурсовитратних процесів у виробництві цієї культури. Це відображається на високих енерговитратах та використанні праці. Ці показники можуть бути відносно стабільними або змінюватися залежно від рівня механізації та ефективності виробничих процесів.

Основні фактори, що впливають на ресурсовитратність процесу збирання картоплі, включають:

1) типи та характеристики техніки. Використання сучасних механізованих знарядь може зменшити витрати на енергію та працю, але вони можуть бути дорогими у встановленні та утриманні;

2) умови ґрунту та картоплі. Вологість ґрунту, тип картоплі та її фізичні характеристики можуть впливати на ефективність технологій збирання;

3) методи збирання. Ручне збирання може бути більш ресурсовитратним порівняно з механізованими методами, особливо за великих масштабів виробництва;

4) рівень автоматизації. Висока автоматизація виробничих процесів може допомогти знизити витрати ресурсів, зменшуючи людську працю та оптимізуючи використання енергії. Для зменшення ресурсовитратності збирання картоплі можуть бути використані різні підходи, включаючи впровадження сучасних технологій, підвищення ефективності механізованих процесів та оптимізацію виробничих методів. Такі заходи можуть допомогти знизити витрати та підвищити конкурентоспроможність виробництва картоплі [9].

Справді, Україна є одним зі світових лідерів у виробництві картоплі, займаючи стабільні позиції у п'ятірці країн з найбільшими обсягами виробництва цієї культури. Однак важливо зазначити, що досягнення таких великих обсягів виробництва картоплі частково відбувається за рахунок традиційних методів та обмеженої механізації виробничих процесів.

У контексті зростання важливості продовольчої безпеки та попиту на екологічно чисті продукти, які вирощуються з використанням методів органічного рослинництва, Україна має потенціал збереження своїх лідерських позицій на світовому ринку картоплі. Однак для цього буде необхідне впровадження високопродуктивних технологій, зокрема у сфері механізації виробництва, з особливим акцентом на технології збирання.

Важливим етапом буде модернізація процесів збирання картоплі, оскільки це одна з найбільш ресурсовитратних операцій. Впровадження ефективних технологій збирання, які спрощують та автоматизують процес, допоможе знизити витрати праці та енергії, а також підвищить якість і врожайність продукції.

Такий підхід дозволить не лише зберегти лідерські позиції у виробництві картоплі, а й відповідати на зростання попиту на якісні, екологічно чисті продукти на світовому ринку.

Зважаючи на викладене вище, до важливих наукових та практичних завдань сільськогосподарського виробництва слід віднести дослідження та впровадження перспективних технологій та машин для збирання картоплі.

Проблемі вирощування та збирання картоплі присвячено чимало друкованих праць. Проблемами картопляної галузі займалися і займаються такі вчені, як С.М. Грушецький, Т.Д. Гуцол, В.М. Булгаков, С.В. Смолінський та інші [2–11].

Останніми дослідженнями слід вважати науковий пошук і обґрунтування конструкції та параметрів спірального сепаратора картопляного вороху та обґрунтування параметрів поздовжніх транспортерів-сепараторів коренезбиральних машин (дослідження В.М. Булгакова, С.В. Смолінського, І.В. Фльонц та інших [1; 5; 6; 11]).

Стратегічні питання з вирощування картоплі в Україні з використанням найсучасніших технологій і техніки, які б мали конкурентоспроможні якісні показники, є завжди актуальною проблемою.

Мета роботи. Метою публікації є підвищення експлуатаційної продуктивності картоплезбиральної машини і зниження пошкоджень бульб за рахунок обґрунтування конструктивних параметрів удосконаленого робочого органу сепарації коренебульбозбиральних машин.

Виклад основного матеріалу дослідження. З метою підвищення експлуатаційної продуктивності картоплезбиральної машини і зменшення пошкоджень бульб пропонується конструктивно-технологічна схема робочого органу сепарації, що містить полотно пруткового елеватора з встановленими на нього пружними елементами обмеження контакту бульб з жорсткими боковинами рами (рис. 1).

Пружні елементи (4) обмеження контакту бульб з боковинами рами (1) закріплені консольно на зовнішній стороні елеватора (2) між його прутами (3) і мають підставу у формі рівнобедреної трапеції, причому більшу основу трапеції направлено в бік центру елеватора.

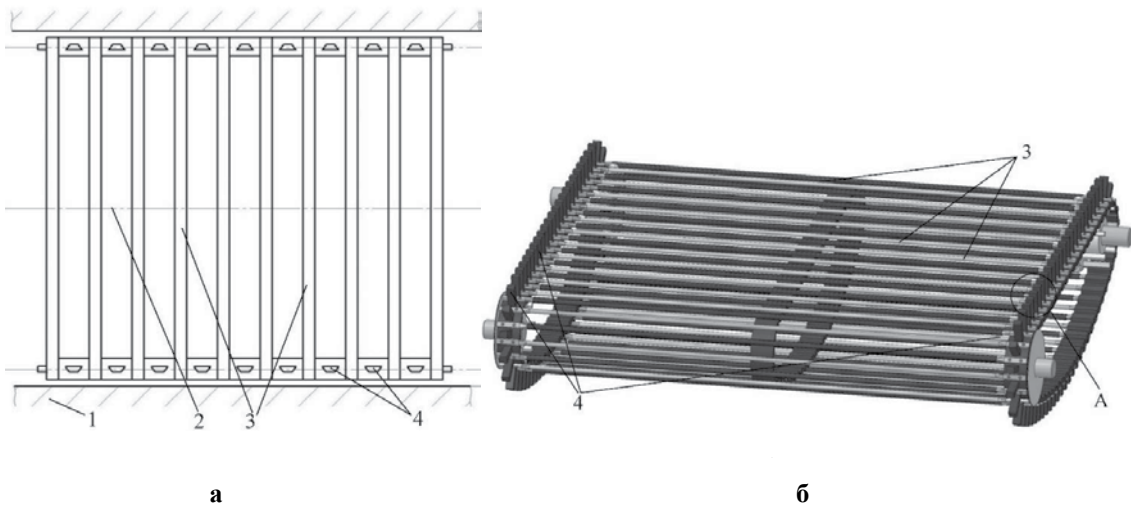


Рис. 1. Робочий орган сепарації картоплезбиральних машин:

а) технологічна схема; б) тривимірний модель; 1 – боковини рами; 2 – полотно елеватора;
3 – прутки елеватора; 4 – пружні елементи

Принцип дії пристрою такий. Картопляний ворох (рис. 1) з транспортера, що подає, надходить на полотно просіваючого пруткового елеватора (2). У міру просування по прутковому елеватору (2) частина шару зміщується до його країв, але це зміщення обмежується пружними елементами (4), розташованими вздовж полотна елеватора (2) з його боків паралельно до рами та симетрично відносно її центра. Для зниження можливості потрапляння окремих компонентів картопляного вороху в простір між боковинами рами (1) і пружними елементами (4) останні закріплені консольно до зовнішньої сторони елеватора (2) між його прутами (3) (рис. 2).

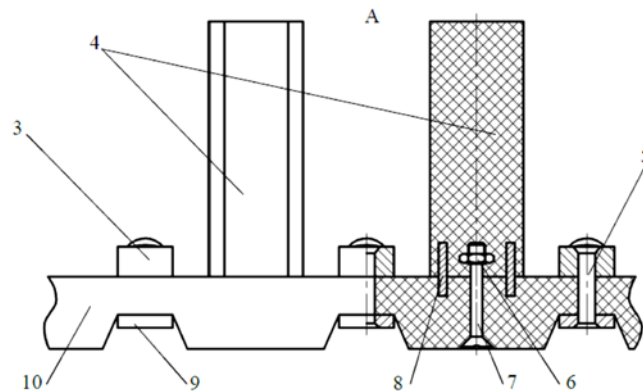


Рис. 2. Схема кріплення пружних елементів (місцевий вид):

3 – пруток елеватора; 4 – пружні елементи; 5 – заклепка; 6 – гайка; 7 – гвинт;
8 – напрямлювач; 9 – заклеплююча з'єднувальна планка; 10 – транспортерна стрічка

При впливі компонентів бульбоносного шару з боку боковини рами (1) пружні елементи (4) деформуються, забезпечуючи їм можливість повернення в центральну частину полотна елеватора (2) (в зону сепарації) [9].

Перевага запропонованого пристрою перед серійними прутковими елеваторами полягає в запобіганні защемлення бульб між боковинами рами (1) і полотном елеватора (2) [9].

Для підвищення експлуатаційної продуктивності картоплезбиральних машин і дотримання встановлених агротехнічних вимог (особливо за кількістю пошкоджень бульб) необхідно провести теоретичне обґрунтування параметрів і режимів роботи вдосконаленого робочого органу сепарації.

Обґрунтування конструктивних параметрів удосконаленого робочого органу сепарації базується на комплексному аналізі вимог до картоплезбиральної техніки та наукових досліджень з питань ефективності сепарації. Основні параметри такого органу мають забезпечити ефективне відокремлення бульб картоплі від домішок, зниження пошкоджень та втрат під час сепарації, а також збільшення продуктивності роботи картоплезбиральної машини. Для цього необхідно враховувати такі параметри, як розміри та форма елементів сепаруючої поверхні, матеріали їх виготовлення, властивості пружності та амортизації, швидкість руху бульб та інші фактори, що впливають на процес сепарації. Огляд і аналіз сучасних технологій, а також експериментальні дослідження можуть слугувати основою для обґрунтування оптимальних конструктивних параметрів вдосконаленого робочого органу сепарації.

Метою теоретичних досліджень технологічного процесу видалення ґрунтових домішок є обґрунтування раціональних параметрів нового робочого органу сепарації [9], що забезпечує мінімум пошкоджень бульб за допустимої повноти видалення ґрунтових домішок і відповідної продуктивності.

Механіко-математичне моделювання технологічного процесу видалення ґрунтових домішок проводилося за таких основних допущень і вихідних даних: 1) сорт картоплі «Беллароса»; 2) коефіцієнт тертя бульби об гуму $f = 0,71$ [9]; 4) статична міцність бульби $F_{кл} = 300$ Н [9] 5) сила тяжіння бульби $F_{тяж}$ в розрахунках не враховувалася.

Основне завдання розробленого робочого органу сепарації – зниження пошкоджень бульб під час видалення домішок з картопляного шару. Відповідно при механіко-математичному моделюванні даного технологічного процесу приділимо особливу увагу взаємодії бульби з новими конструктивними елементами – пружними прутами трапецієподібної форми – з метою обґрунтування раціональних їх параметрів. Вибір параметрів елементів проводився на умові не зісковзування бульб у простір між боковинами і пружними елементами і зменшення пошкоджень бульб.

Проведемо механіко-математичне моделювання технологічного процесу видалення ґрунтових домішок і розглянемо вплив бульби на пружний елемент з поперечним перерізом у формі: 1) кола; 2) прямокутника; 3) еліпса; 4) рівнобедреної трапеції [9]. Визначимо максимальний кут прогину осі пружного елемента θ_{max} при впливі на нього бульби з деяким зусиллям $F_{кл}$ (під $F_{кл}$ мається на увазі сила $F_{вор}$, з якою шар впливає на бульбу, а отже, і на пружний елемент). Розглянемо випадок, коли це зусилля максимальне (по модулю) відносно статичної міцності бульби, при цьому направлене воно перпендикулярно до робочої поверхні пружного елемента. За такої постановки завдання необхідно дотримуватись певних умов. Зокрема, сила, з якою бульба діє на пружний елемент, не повинна перевищувати силу тертя спокою [9]. В іншому випадку бульба починає переміщатися по поверхні до тих пір, поки не зісковзне в простір між рамою і пружними елементами [9].

З огляду на це днією з цілей механіко-математичного моделювання технологічного процесу видалення ґрунтових домішок є вибір раціональної форми пружних елементів, що забезпечує допустиме значення пошкоджень бульб картоплі за високої експлуатаційної продуктивності картоплезбиральної машини [9].

Проаналізуємо процес впливу бульби картоплі на пружний елемент з поперечним перерізом у формі кола (рис. 3) для визначення його геометричних параметрів [9].

Запишемо умову не зісковзування бульб з пружного елемента:

$$F_{кл} \cdot \sin \theta_{max} < F_{тр} = N_A \cdot f = F_{кл} \cdot f \cdot \cos \theta_{max} \quad (1)$$

де $F_{тр}$ – величина сили тертя між бульбою і пружним елементом, Н;

θ_{max} – максимальний кут прогину поздовжньої осі пружного елемента, рад;

f – коефіцієнт тертя бульби об гуму;

N_A – нормальна реакція поверхні пружного елемента на дію бульби, Н.

Отримуємо такий вираз:

$$F_{кл} \cdot \sin \theta_{max} < F_{кл} \cdot f \cdot \cos \theta_{max} \quad (2)$$

Після перетворення виразу (2) отримаємо:

$$\operatorname{tg} \theta_{max} < f. \quad (3)$$

Якщо умова (3) дотримується, то бульба не зісковзує в простір між рамою і пружними елементами (рис. 3).

Зробимо припущення, що у разі деформації пружного елемента (рис. 3) має місце прямий поперечний вигин. У цьому випадку основне диференціальне рівняння виглядає так [9]:

$$E_1 \cdot I_x \cdot \frac{d^2 y}{dZ^2} = M(Z), \quad (4)$$

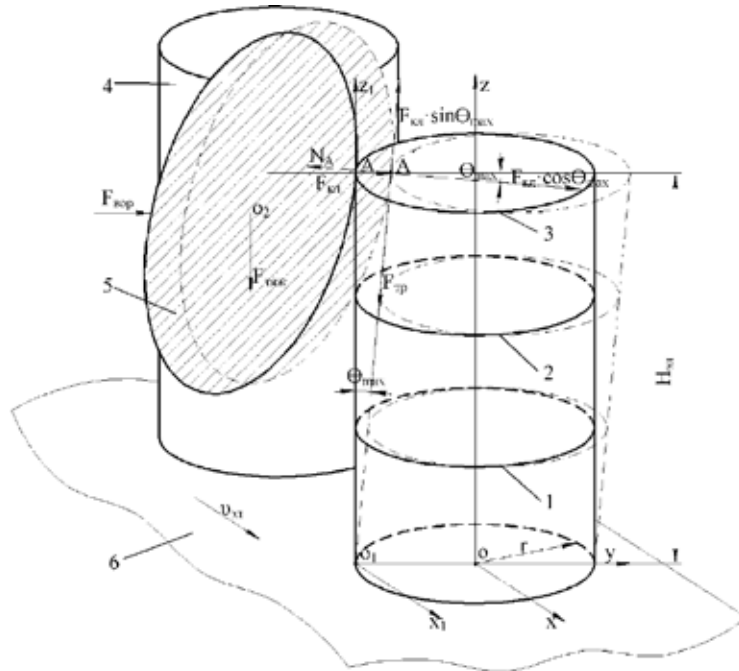


Рис. 3. Пружний елемент з перерізом у формі кола:
1 – переріз № 1; 2 – переріз № 2; 3 – переріз № 3; 4 – пружний елемент;
5 – бульба; 6 – полотно елеватора

де I_x – момент інерції щодо осі X , м^4 ;
 $M(Z)$ – згинальний момент в перерізі X , Нм .
Маємо:

$$M(Z) = F_{\text{кл}} \cdot z, \quad (5)$$

де z – відстань від підстави пружного елемента до шуканого перетину, м .
Момент інерції щодо осі X дорівнює [10]:

$$I_x = I_{x_1} + c^2 \cdot S, \quad (6)$$

де I_{x_1} – момент інерції щодо осі X_1 , м^4 ;
 c – відстань між паралельними осями X і X_1 , м ;
 S – площа підстави елемента, м^2 .

Момент інерції щодо осі X_1 для кола дорівнює [10]:

$$I_{x_1} = \frac{\pi \cdot r^4}{4}, \quad (7)$$

де r – радіус пружного елемента, м .

$$S = \pi \cdot r^2, \quad (8)$$

$$c = r. \quad (9)$$

Перетворюємо вираз (7) і отримуємо:

$$I_x = \frac{\pi r^4}{4} + r^2 \cdot \pi \cdot r^2. \quad (10)$$

Вираз (6) з урахуванням (7) і (10) набирає такого вигляду:

$$E_1 \cdot \left(\frac{\pi r^4}{4} + r^2 \cdot \pi \cdot r^2 \right) \cdot \frac{d^2 y}{dz^2} = F_{\text{кл}} \cdot (H_{\text{ел}} - z), \quad (11)$$

або

$$\frac{d^2 y}{dz^2} = \frac{F_{\text{кл}} \cdot (H_{\text{ел}} - z)}{E_1 \cdot \left(\frac{\pi r^4}{4} + r^2 \cdot \pi \cdot r^2 \right)}, \quad (12)$$

де $H_{\text{ел}}$ – висота пружного елемента, м .

Проінтегрувавши вираз (12), отримуємо:

$$\frac{dy}{dz} = tg\theta = \frac{F_{\text{кл}}}{E_1 \cdot \left(\frac{\pi r^4}{4} + r^2 \cdot \pi \cdot r^2 \right)} \cdot \left(H_{\text{ел}} \cdot z - \frac{z^2}{2} \right) + C, \quad (13)$$

де θ – кут прогину поздовжньої осі пружного елемента, рад;

C – постійна інтегрування.

Значення постійної інтегрування C знайдемо з рівняння (13) за умови нерухомості підстави пружного елемента ($tg\theta = 0, z = 0$)

$$C = 0. \quad (14)$$

Після підстановки виразу (14) в (13) отримуємо:

$$tg\theta = \frac{F_{кл}}{E_1 \cdot \left(\frac{\pi r^4}{4} + r^2 \cdot \pi \cdot r^2\right)} \cdot \left(H_{ел} \cdot z - \frac{z^2}{2}\right). \quad (15)$$

Максимальне значення $tg\theta_{max}$ буде в перерізі № 3 (рис. 3) при $z = H_{ел}$. З огляду на викладене вираз (15) виглядає так:

$$tg\theta_{max} = \frac{F_{кл}}{E_1 \cdot \left(\frac{\pi r^4}{4} + r^2 \cdot \pi \cdot r^2\right)} \cdot \frac{H_{ел}^2}{2}. \quad (16)$$

Остаточно вираз (3) з урахуванням (16) набуде такого вигляду:

$$f > \frac{F_{кл}}{E_1 \cdot \left(\frac{\pi r^4}{4} + r^2 \cdot \pi \cdot r^2\right)} \cdot \frac{H_{ел}^2}{2}. \quad (17)$$

Виразимо з виразу (17) модуль Юнга матеріалу:

$$E_1 > \frac{2}{5} \cdot \frac{F_{кл} \cdot H_{ел}^2}{f \cdot \pi \cdot r^4}. \quad (18)$$

Отримане значення модуля Юнга буде використовуватися в подальших розрахунках геометричних параметрів інших форм пружних елементів.

Розглянемо процес впливу бульби на пружний елемент з перерізом у формі прямокутника для визначення його геометричних параметрів (рис. 4) [9].

Момент інерції щодо осі X_1 для прямокутника знайдемо так [9]:

$$I_{x1} = \frac{b_{пр} \cdot a_{пр}^3}{12}, \quad (19)$$

де $a_{пр}$ – ширина прямокутника, м;

$b_{пр}$ – довжина прямокутника, м.

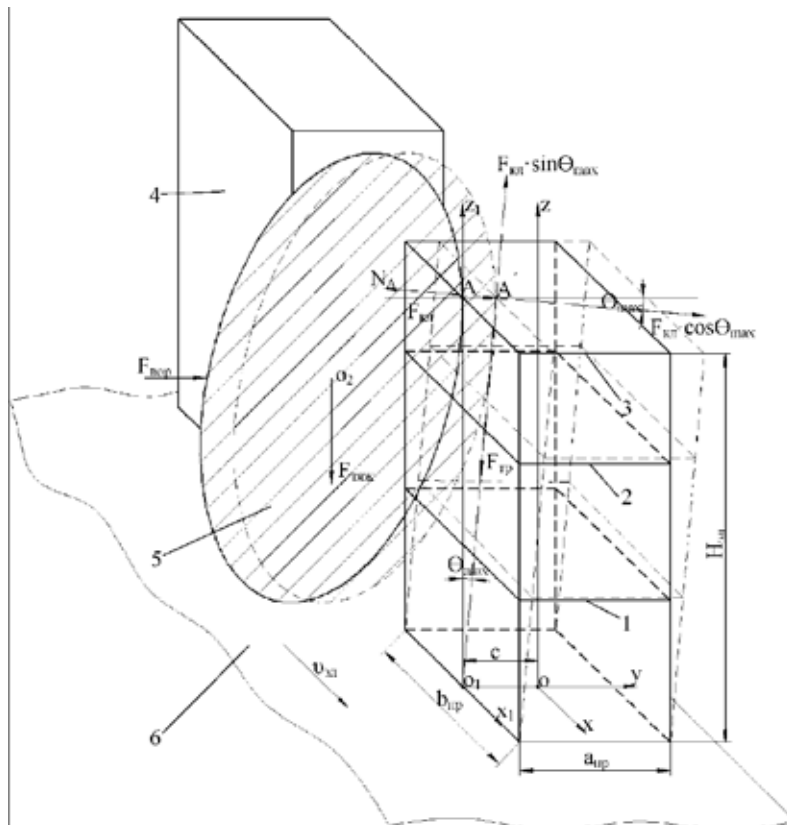


Рис. 4. Пружний елемент з перерізом у формі прямокутника:

1 – переріз № 1; 2 – переріз № 2; 3 – переріз № 3; 4 – пружний елемент; 5 – бульба; 6 – полотно елеватора

$$S = a_{\text{пр}} \cdot b_{\text{пр}}. \quad (20)$$

$$c = \frac{a_{\text{пр}}^3}{2}. \quad (21)$$

Перетворюємо вираз (6) з урахуванням (19–21), отримаємо:

$$I_{x1} = \frac{b_{\text{пр}} \cdot a_{\text{пр}}^3}{12} + \left(\frac{a_{\text{пр}}}{2}\right)^2 \cdot a_{\text{пр}} \cdot b_{\text{пр}}. \quad (22)$$

Вираз (4) з урахуванням (5 і 22) набуде такого вигляду:

$$E_1 = \left(\frac{b_{\text{пр}} \cdot a_{\text{пр}}^3}{12} + \left(\frac{a_{\text{пр}}}{2}\right)^2 \cdot a_{\text{пр}} \cdot b_{\text{пр}}\right) \cdot \frac{d^2 y}{dz^2} = F_{\text{кл}} \cdot (H_{\text{ел}} - z), \quad (23)$$

$$\frac{d^2 y}{dz^2} = \frac{F_{\text{кл}} \cdot (H_{\text{ел}} - z)}{E_1 \cdot \left(\frac{b_{\text{пр}} \cdot a_{\text{пр}}^3}{12} + \left(\frac{a_{\text{пр}}}{2}\right)^2 \cdot a_{\text{пр}} \cdot b_{\text{пр}}\right)}. \quad (24)$$

Проінтегрувавши вираз (24), отримаємо:

$$\frac{dy}{dz} = tg\theta = \frac{F_{\text{кл}}}{E_1 \cdot \left(\frac{b_{\text{пр}} \cdot a_{\text{пр}}^3}{12} + \left(\frac{a_{\text{пр}}}{2}\right)^2 \cdot a_{\text{пр}} \cdot b_{\text{пр}}\right)} \cdot \left(H_{\text{ел}} \cdot z - \frac{z^2}{2}\right) + C. \quad (25)$$

Значення C знайдемо з рівняння (25) при $tg\theta = 0$, $z = 0$:

$$C = 0. \quad (26)$$

Після підстановки виразу (26) в (25) отримаємо:

$$tg\theta = \frac{F_{\text{кл}}}{E_1 \cdot \left(\frac{b_{\text{пр}} \cdot a_{\text{пр}}^3}{12} + \left(\frac{a_{\text{пр}}}{2}\right)^2 \cdot a_{\text{пр}} \cdot b_{\text{пр}}\right)} \cdot \left(H_{\text{ел}} \cdot z - \frac{z^2}{2}\right). \quad (27)$$

Максимальне значення $tg\theta_{\text{max}}$ буде в перерізі № 3 (рис. 4) при $z = H_{\text{ел}}$

$$tg\theta_{\text{max}} = \frac{F_{\text{кл}}}{E_1 \cdot \left(\frac{b_{\text{пр}} \cdot a_{\text{пр}}^3}{12} + \left(\frac{a_{\text{пр}}}{2}\right)^2 \cdot a_{\text{пр}} \cdot b_{\text{пр}}\right)} \cdot \frac{H_{\text{ел}}^2}{2}. \quad (28)$$

Остаточню вираз (3) з урахуванням (28) набуде такого вигляду:

$$f > \frac{F_{\text{кл}}}{E_1 \cdot \left(\frac{b_{\text{пр}} \cdot a_{\text{пр}}^3}{12} + \left(\frac{a_{\text{пр}}}{2}\right)^2 \cdot a_{\text{пр}} \cdot b_{\text{пр}}\right)} \cdot \frac{H_{\text{ел}}^2}{2}. \quad (29)$$

Виразимо з виразу (29) a :

$$a_{\text{пр}} > \sqrt[3]{\frac{3F_{\text{кл}} \cdot H_{\text{ел}}^2}{2E_1 \cdot f \cdot b_{\text{пр}}}}. \quad (30)$$

Проаналізуємо процес впливу бульби на пружний елемент з поперечним перерізом у формі еліпса (рис. 5). Момент інерції щодо осі X_1 для еліпса розрахуємо як [7]:

$$I_{x1} = \frac{\pi \cdot a_{\text{ел}} \cdot b_{\text{ел}}^3}{4}, \quad (31)$$

де $a_{\text{ел}}$ – велика піввісь еліпса, м;

$b_{\text{ел}}$ – мала піввісь еліпса, м.

$$S = \pi \cdot a_{\text{ел}} \cdot b_{\text{ел}}. \quad (32)$$

$$c = b_{\text{ел}}. \quad (33)$$

Перетворивши вираз (6) з урахуванням (31–33), отримаємо:

$$I_x = \frac{\pi \cdot a_{\text{ел}} \cdot b_{\text{ел}}^3}{4}. \quad (34)$$

Вираз (4) з урахуванням (5 і 34) набуде такого вигляду:

$$E_1 \cdot \left(\frac{\pi \cdot a_{\text{ел}} \cdot b_{\text{ел}}^3}{4} + b_{\text{ел}}^2 \cdot \pi \cdot a_{\text{ел}} \cdot b_{\text{ел}}\right) \cdot \frac{d^2 y}{dz^2} = F_{\text{кл}} \cdot (H_{\text{ел}} - z), \quad (35)$$

$$\frac{d^2 y}{dz^2} = \frac{F_{\text{кл}} \cdot (H_{\text{ел}} - z)}{E_1 \cdot \left(\frac{\pi \cdot a_{\text{ел}} \cdot b_{\text{ел}}^3}{4} + b_{\text{ел}}^2 \cdot \pi \cdot a_{\text{ел}} \cdot b_{\text{ел}}\right)}. \quad (36)$$

Проінтегрувавши вираз (36), отримаємо:

$$\frac{dy}{dz} = tg\theta = \frac{F_{\text{кл}}}{E_1 \cdot \left(\frac{\pi \cdot a_{\text{ел}} \cdot b_{\text{ел}}^3}{4} + b_{\text{ел}}^2 \cdot \pi \cdot a_{\text{ел}} \cdot b_{\text{ел}}\right)} \cdot \left(H_{\text{ел}} \cdot z - \frac{z^2}{2}\right) + C. \quad (37)$$

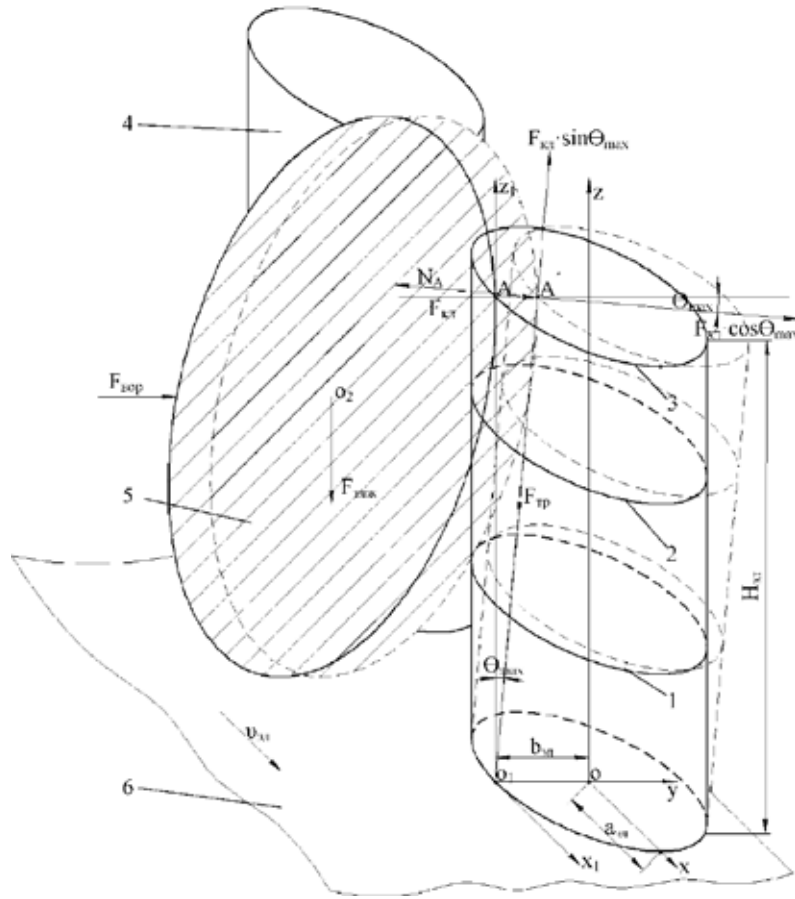


Рис. 5. Пружний елемент з перерізом у формі еліпса:
1 – переріз № 1; 2 – переріз № 2; 3 – переріз № 3; 4 – пружний елемент;
5 – бульба; 6 – полотно елеватора

Значення C знайдемо з рівняння (37) при $\text{tg}\theta = 0, z = 0$

$$C = 0. \quad (38)$$

Після підстановки виразу (38) в (37) отримаємо:

$$\text{tg}\theta = \frac{F_{кл}}{E_1 \cdot \left(\frac{\pi \cdot a_{ел} \cdot b_{ел}^3}{4} + b_{ел}^2 \cdot \pi \cdot a_{ел} \cdot b_{ел} \right)} \cdot \left(H_{ел} \cdot z - \frac{z^2}{2} \right). \quad (39)$$

Максимальне значення $\text{tg}\theta_{max}$ буде в перерізі № 3 (рис. 5) при $z = H_{ел}$:

$$\text{tg}\theta_{max} = \frac{F_{кл}}{E_1 \cdot \left(\frac{\pi \cdot a_{ел} \cdot b_{ел}^3}{4} + b_{ел}^2 \cdot \pi \cdot a_{ел} \cdot b_{ел} \right)} \cdot \frac{H_{ел}^2}{2}. \quad (40)$$

Остаточно вираз (3) з урахуванням (40) набуде такого вигляду:

$$f > \frac{F_{кл}}{E_1 \cdot \left(\frac{\pi \cdot a_{ел} \cdot b_{ел}^3}{4} + b_{ел}^2 \cdot \pi \cdot a_{ел} \cdot b_{ел} \right)} \cdot \frac{H_{ел}^2}{2}. \quad (41)$$

Виразимо з виразу (41) b :

$$b_{ел} > \sqrt[3]{\frac{2F_{кл} \cdot H_{ел}^2}{5E_1 \cdot f \cdot \pi \cdot a_{ел}}}. \quad (42)$$

Розглянемо процес впливу бульби картоплі на пружний елемент з поперечним перерізом у формі рівнобедреної трапеції (рис. 6) для визначення його геометричних параметрів [9].

Момент інерції щодо осі X_1 для рівнобедреної трапеції розраховується так [9]:

$$I_{X1} = \frac{h_{тр}^3 (b_{тр}^2 + 4a_{тр} \cdot b_{тр} + a_{тр}^2)}{36(b_{тр} + a_{тр})}, \quad (43)$$

де $h_{тр}$ – висота трапеції, м;
 $a_{тр}$ – верхня (менша) основа трапеції, м;
 $b_{тр}$ – нижня (більша) основа трапеції, м.

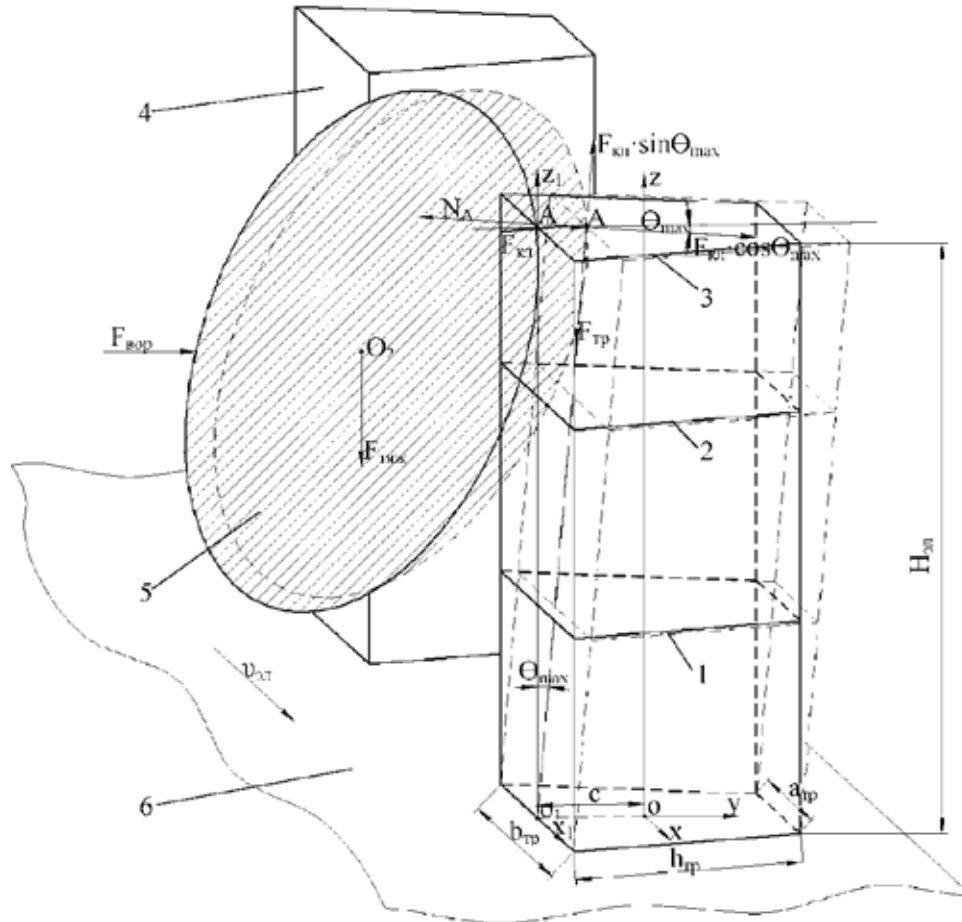


Рис. 6. Пружний елемент з перерізом у формі рівнобедреної трапеції:

1 – переріз № 1; 2 – переріз № 2; 3 – переріз № 3; 4 – пружний елемент; 5 – бульба; 6 – полотно елеватора

$$S = \frac{(b_{тр} + a_{тр})}{2} \cdot h_{тр}, \tag{44}$$

$$c = \frac{h_{тр}}{3} \cdot \frac{(b_{тр} + 2a_{тр})}{(b_{тр} + a_{тр})}. \tag{45}$$

Перетворивши вираз (29), отримаємо:

$$I_x = \frac{h_{тр}^3 (b_{тр}^2 + 4a_{тр} \cdot b_{тр} + a_{тр}^2)}{36(b_{тр} + a_{тр})} + \left(\frac{h_{тр}}{3} \cdot \frac{(b_{тр} + 2a_{тр})}{(b_{тр} + a_{тр})} \right)^2 \cdot \frac{(b_{тр} + a_{тр})}{2} \cdot h_{тр}. \tag{46}$$

Вираз (27) з урахуванням (28 і 46) набуде такого вигляду:

$$\frac{d^2 y}{dz^2} = \frac{F_{кл} \cdot (H_{ел} - z)}{E_1 \cdot \left(\frac{h_{тр}^3 (b_{тр}^2 + 4a_{тр} \cdot b_{тр} + a_{тр}^2)}{36(b_{тр} + a_{тр})} + \left(\frac{h_{тр}}{3} \cdot \frac{(b_{тр} + 2a_{тр})}{(b_{тр} + a_{тр})} \right)^2 \cdot \frac{(b_{тр} + a_{тр})}{2} \cdot h_{тр} \right)}. \tag{47}$$

Проінтегрувавши вираз (24), отримаємо:

$$\frac{dy}{dz} = \frac{F_{кл} \cdot \left(H_{ел} \cdot z - \frac{z^2}{2} \right)}{E_1 \cdot \left(\frac{h_{тр}^3 (b_{тр}^2 + 4a_{тр} \cdot b_{тр} + a_{тр}^2)}{36(b_{тр} + a_{тр})} + \left(\frac{h_{тр}}{3} \cdot \frac{(b_{тр} + 2a_{тр})}{(b_{тр} + a_{тр})} \right)^2 \cdot \frac{(b_{тр} + a_{тр})}{2} \cdot h_{тр} \right)} + C. \tag{48}$$

Значення постійної інтегрування C знайдемо з рівняння (48) за умови нерухомості основи пружного елемента ($tg\theta = 0, z = 0$):

$$C = 0. \tag{49}$$

Після підстановки виразу (49) в (48) отримаємо:

$$tg\theta = \frac{F_{кл} \cdot \left(H_{ел} \cdot z - \frac{z^2}{2} \right)}{E_1 \cdot \left(\frac{h_{тр}^3 (b_{тр}^2 + 4a_{тр} \cdot b_{тр} + a_{тр}^2)}{36(b_{тр} + a_{тр})} + \left(\frac{h_{тр}}{3} \cdot \frac{(b_{тр} + 2a_{тр})}{(b_{тр} + a_{тр})} \right)^2 \cdot \frac{(b_{тр} + a_{тр})}{2} \cdot h_{тр} \right)}. \tag{50}$$

Максимальне значення $tg\theta_{max}$ буде в перерізі № 3 (рис. 6) при $z = H_{ел}$. Отже, вираз (50) виглядає так:

$$tg\theta_{max} = \frac{F_{кл}}{E_1 \cdot \left(\frac{h_{тр}^3 (b_{тр}^2 + 4a_{тр} \cdot b_{тр} + a_{тр}^2)}{36(b_{тр} + a_{тр})} + \left(\frac{h_{тр} (b_{тр} + 2a_{тр})}{3(b_{тр} + a_{тр})} \right)^2 \cdot \frac{(b_{тр} + a_{тр})}{2} \cdot h_{тр} \right)} \cdot \frac{H_{ел}^2}{2}. \quad (51)$$

Остаточно вираз (26) набуде такого вигляду:

$$f > \frac{F_{кл}}{E_1 \cdot \left(\frac{h_{тр}^3 (b_{тр}^2 + 4a_{тр} \cdot b_{тр} + a_{тр}^2)}{36(b_{тр} + a_{тр})} + \left(\frac{h_{тр} (b_{тр} + 2a_{тр})}{3(b_{тр} + a_{тр})} \right)^2 \cdot \frac{(b_{тр} + a_{тр})}{2} \cdot h_{тр} \right)} \cdot \frac{H_{ел}^2}{2}. \quad (52)$$

Потім виразимо значення a :

$$a_{тр} > \frac{2F_{тр} \cdot H_{ел}^2}{E_1 \cdot f \cdot h_{тр}^3} - \frac{b_{тр}}{3}. \quad (53)$$

Для побудови графіка залежності максимального кута прогину пружного елемента від площі його основи застосовувався пакет прикладних програм MathCad-15. Для цього використовувалися дані теоретичних досліджень, що дозволяють знайти відповідні кути θ_{max} через $arctg$. Як максимальне зусилля була взята величина статичної міцності бульби $F_{кл} = 300 \text{ Н}$ [9]. У результаті був отриманий графік, представлений на рис. 7.

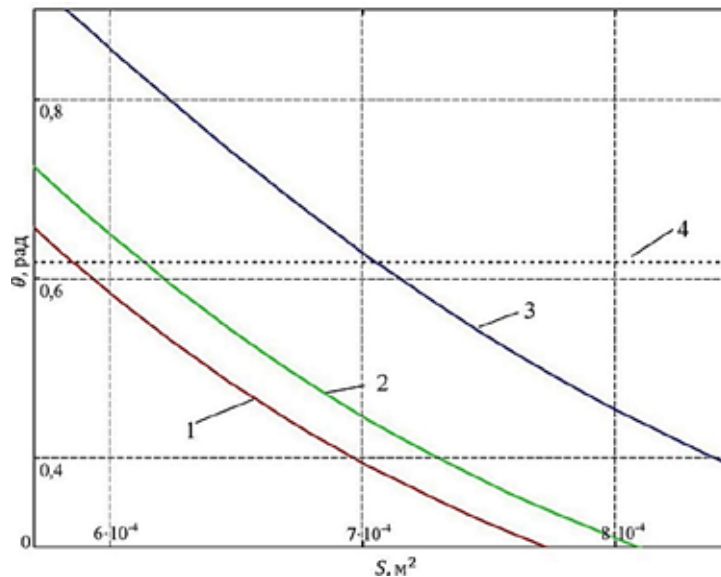


Рис. 7. Графік залежності максимального кута прогину від площі основи пружного елемента:

- 1 – пружний елемент з основою у формі рівнобедреної трапеції;
- 2 – пружний елемент з основою у формі еліпса;
- 3 – пружний елемент з основою у формі прямокутника;
- 4 – максимально допустимий кут прогину елемента

Усі розглянуті криві мають гіперболічну залежність. Зісковзування бульби з пружного елемента спостерігатиметься у разі перевищення максимального кута його прогину $\theta_{max} = 0,617$ рад. В інших випадках елементи будуть виконувати покладені на них функції. Як видно з графіка на рис. 7, для дотримання цієї умови пружним елементам з формою рівнобедреної трапеції потрібні менш значущі габаритні розміри, ніж у інших зразків.

Побудуємо графік залежності прикладеного зусилля F з боку картопляного шару від площі основи пружних елементів S (рис. 8).

Встановлена межа на рівні 300 Н характеризує межу, коли бульби не будуть руйнуватися під дією статичних навантажень [9]. У цьому випадку нас цікавить діапазон параметрів, що задовольняють поставлені завдання (рис. 8). Як видно з графіка, мінімальна площа основи пружного елемента, за якої досягається межа допустимого навантаження $F_{кл} = 300 \text{ Н}$, відповідає кривій рівнобедреної трапеції (крива № 1). В аналогічних умовах пружні елементи з формою основи у вигляді еліпса будуть ефективно функціонувати при навантаженні менше номіналу на 9,3%, а з формою прямокутника на 40,3% відповідно.

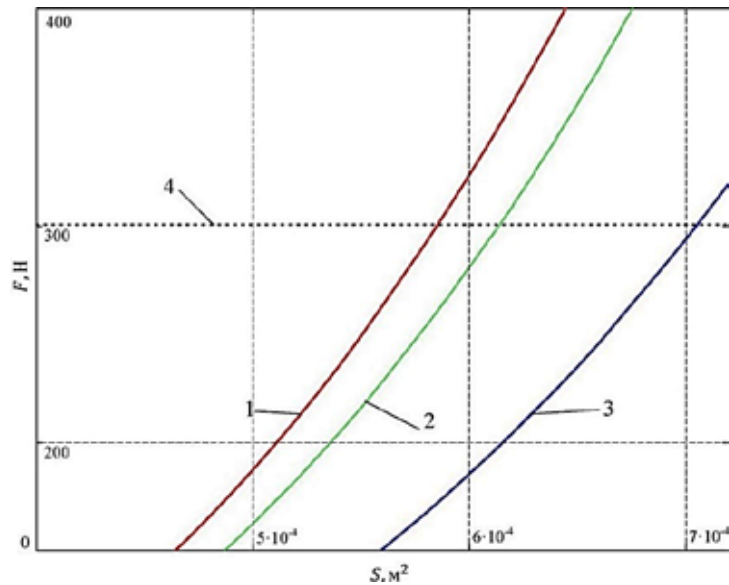


Рис. 8. Графік залежності гранично допустимого навантаження на пружний елемент від площі його основи:

- 1 – пружний елемент з основою у формі рівнобедреної трапеції;
- 2 – пружний елемент з основою у формі еліпса;
- 3 – пружний елемент з основою у формі прямокутника;
- 4 – максимально допустиме навантаження на пружний елемент

Для визначення кількісних значень параметрів пружних елементів використовувався пакет прикладних програм MathGad-15, а отримані результати за кожним випадком заносилися в таблицю 1.

Таблиця 1. Характеристики пружних елементів

Форма перерізу пружного елементу	Висота пружного елементу, м	Прикладаємо зусилля, Н	Модуль Юнга, Па	Розміри основи елементу, м	Площа основи, м ²
круг	$H_{\text{ел}} = 0,06$	$F_{\text{кл}} = 300$	$E_1 = 5,1 \cdot 10^6$	$r = 0,014$	$6,15 \cdot 10^{-4}$
прямокутник				$b_{\text{пр}} = 0,028a_{\text{пр}} = 0,026$	$7,28 \cdot 10^{-4}$
еліпс				$b_{\text{ел}} = 0,015$ $a_{\text{ел}} = 0,014$	$6,59 \cdot 10^{-4}$
рівнобедрена трапеція				$b_{\text{тр}} = 0,028$ $h_{\text{тр}} = 0,033$ $a_{\text{тр}} = 0,008$	$5,94 \cdot 10^{-4}$

1. Пружний елемент з перерізом у формі кола.

З метою виконання умови неспирання бульб між пружними елементами (рис. 1) необхідно забезпечити зазор між ними не більше 29 мм [9] (виходячи з даних польових випробувань [11], мінімальна товщина бульб сорту «Беллароса» становить 29,2 мм). Прийемо, що діаметр кола $d = 0,028$ м. Звідси випливає, що $r = 0,014$ м.

Підставивши у вираз (49) вихідні дані ($F_{\text{кл}} = 300$ Н, $H_{\text{ел}} = 0,06$ м, $\text{tg}\theta_{\text{max}} = 0,709$, $r = 0,014$ м), отримаємо $E_1 = 5,049 \cdot 10^6$ Па, остаточно прийемо, що $E_1 = 5,1 \cdot 10^6$ Па.

Отримане значення модуля Юнга в подальшому буде використовуватися для розрахунку геометричних параметрів інших пружних елементів.

2. Пружний елемент з перерізом у формі прямокутника.

Використовуючи вираз (53) в пакеті прикладних програм MathGad-15 при $F_{\text{кл}} = 300$ Н, $H_{\text{ел}} = 0,06$ м, $\text{tg}\theta_{\text{max}} = 0,709$, $b_{\text{пр}} = 0,028$ м, $E_1 = 5,1 \cdot 10^6$ Па, отримаємо $a_{\text{пр}} = 0,026$ м.

3. Пружний елемент з перерізом у формі еліпса.

Підставивши у вираз (42) вихідні дані ($F_{\text{кл}} = 300$ Н, $H_{\text{ел}} = 0,06$ м, $\text{tg}\theta_{\text{max}} = 0,709$, $a_{\text{ел}} = 0,014$ м, $E_1 = 5,1 \cdot 10^6$ Па), прийемо $b_{\text{ел}} = 0,015$ м.

4. Пружний елемент з перерізом у формі рівнобедреної трапеції.

Використовуючи вираз (53) при $F_{\text{кл}} = 300$ Н, $H_{\text{ел}} = 0,06$ м, $\text{tg}\theta_{\text{max}} = 0,709$, $b_{\text{пр}} = 0,028$ м, $E_1 = 5,1 \cdot 10^6$ Па, $a_{\text{тр}} = 0,008$ м, отримаємо $h_{\text{тр}} = 0,033$ м.

Як видно з таблиці 1, пружні елементи з основою у формі рівнобедреної трапеції мають найменшу площу з усіх представлених зразків за однакової величини допустимого їх навантаження.

Аналіз техніки для вирощування та первинної переробки картоплі від провідних фірм Європи, таких як Grimme, свідчить про її високий технологічний рівень та надійність. Ці фірми віддані завданню забезпечити високу якість та надійність своєї продукції, що робить їх продукцію популярною серед фермерів та аграріїв у всьому світі.

Висновки. 1. Запропоновано оригінальну конструктивно-технологічну схему робочого органу підкопування і сепарації, оснащену обмежувачами контакту бульб з рамою картоплезбиральної машини, які виконані з пружного матеріалу з основою у формі рівнобедреної трапеції, причому більша її основа направлена в бік центральної осі елеватора.

2. Розроблено методуку теоретичного обґрунтування характеристик пружних елементів удосконаленого робочого органу сепарації, за допомогою якої були визначені такі її конструктивні параметри: висота $H_{\text{ен}} = 0,06$ м, розміри основи трапеції $b_{\text{тр}} = 0,028$ м, $h_{\text{тр}} = 0,033$ м, $a_{\text{тр}} = 0,008$ м.

3. Встановлено, що при однаковій площі основи пружні елементи з поперечним профілем у формі рівнобедреної трапеції здатні при дотриманні АТП сприймати навантаження на 49,1% більше прямокутної форми і на 57,7% більше еліптичної форми, що дає передумови до підвищення експлуатаційної продуктивності машини в цілому.

Список використаних джерел

1. Плоскі вертикальні криві, які забезпечують постійні тиск і швидкість руху матеріальної точки / В.М. Булгаков, С.Ф. Пилипака, Т.Н. Захарова, Г.М. Калетник, В.М. Яропуд. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2014 р. Вип. 1 (73). С. 5–12.
2. Грушецький С.М., Підлісний В.В. Аналіз конструкцій та результати досліджень сепараторів картопляного вороху. *Сучасний рух науки* : тези доп. VI міжнародної науково-практичної інтернет-конференції журналу «WayScience», м. Дніпро, 4–5 квітня 2019 р. Дніпро, 2019. С. 274–282. URL: http://dspace.tnpu.edu.ua/bitstream/123456789/13556/1/kostuyk_3-1.pdf.
3. The technological process pattern of potato root harvester / С.М. Грушецький, А.В. Рудь, І.В. Семенишина, С.П. Медведєв. *Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка*. 2019. № 31. DOI: <https://doi.org/10.37406/2706-9052-2019-2-7>.
4. 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>.
5. Modeling of mechanical and technological processes of the agricultural / E. Aliev, V. Bandura, V. Pryshliak, V. Yaropud, O. Trukhanska. *INMATEH - Agricultural Engineering*. 2018. Vol. 54. № 1. P. 95–104.
6. Theory of impact interaction between potato bodies and rebounding conveyor / V. Bulgakov, S. Nikolaenko, V.Z. Adamchuk, J. Olt. *Agronomy Research*. 2018. № 16 (1). P. 52–63. DOI: 10.15159/AR.18.037. <https://doi.org/10.15159/AR.18.037>.
7. Hrushetskiy S.N., Korchak N.N., Zaharevich T.S. Analysis of separation and transportation mechanisms for root potato harvesters. *Engineering of nature management*. 2021. № 4 (22). P. 63–72.
8. Research of constructive and regulatory parameters of the assembly working organs for the potato's harvesting machines / S.M. Hrushetskiy, V.M. Yaropud, V.I. Duganets, V.L. Pryshliak, V.M. Kurylo. *INMATEH – Agricultural Engineering*. 2019. Vol. 59. № 3. P. 101–110. DOI: 10.35633/INMATEH-59-11. URL: <http://repository.vsau.org/card.php?lang=en&id=23148>.
9. The heap parts movement on the share-board surface of the potato / S. Hrushetskiy, V. Yaropud, I. Kupchuk, R. Semenyshena. *Harvesting machine bulletin of the Transilvania university of Braşov series II: Forestry Wood Industry Agricultural Food Engineering*. 2021. Vol. 14 (63) № 1. S. 127–140. <https://doi.org/10.31926/but.fwiafe.2021.14.63.1.122>.
10. 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.
11. Theoretical study on sieving of potato heap elements in spiral separator / S. Pascuzzi, V. Bulgakov, F. Santoro, A. Sotirios, J. Olt, S. Nikolaenko. *Agronomy Research*. 2019. № 17 (1). P. 33–48. DOI: 10.15159/AR.19.073. <https://doi.org/10.15159/AR.19.073>.

Hrushetskyi S. M.

*Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor at the Department of Agricultural Engineering and System Engineering
named after Mykhailo Samokysh,
Higher Educational Institution “Podillia State University”
Kamyanets-Podilskyi, Ukraine
E-mail: g.sergiy.1969@gmail.com
ORCID: 0000-0002-0487-6152*

Rud A. V.

*Doctor of Philosophy in the field of Technical Sciences,
Head of the Department of Agricultural Engineering and System Engineering
named after Mykhailo Samokysh,
Higher Educational Institution “Podillia State University”
Kamianets-Podilskyi, Ukraine
E-mail: anatoliyrudj@gmail.com
ORCID: 0000-0002-7206-7103*

Korchak M. M.

*Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor at the Department of Agricultural Engineering and System Engineering
named after Mykhailo Samokysh,
Higher Educational Institution “Podillia State University”
Kamyanets-Podilskyi, Ukraine
E-mail: nikolaykorchak@gmail.com
ORCID: 0000-0002-8726-1881*

Zamoysky S. M.

*Candidate of Technical Sciences,
Assistant at the Department of Agricultural Engineering and System Engineering
named after Mykhailo Samokysh,
Higher Educational Institution “Podillia State University”
Kamyanets-Podilskyi, Ukraine
E-mail: stepanzam@gmail.com
ORCID: 0000 0002-1612-6009*

JUSTIFICATION OF THE DESIGN PARAMETERS OF THE IMPROVED WORKING BODY OF SEPARATION OF POTATO HARVESTING MACHINES

Abstract

Potatoes are one of the most widespread crops in Ukraine and occupy a significant part of agricultural land. At the moment, the vast majority of potato cultivation in Ukraine is concentrated on homestead farms. Such farms, which usually have a small area of land, constitute the majority of potato producers. Peculiarities of homestead farms are the use of manual labor and low mechanization in technological operations. Ukraine is one of the world leaders in the production of potatoes, occupying a stable position in the top five countries with the largest production volumes of this crop. However, it is important to note that the achievement of such large volumes of potato production is partly due to traditional methods and limited mechanization in production processes. Accordingly, the purpose of the research is to increase the operational productivity of the potato harvester and reduce tuber damage due to the substantiation of the design parameters of the improved working body of the separation of potato harvesters and planned prospective directions.

The article substantiates the design parameters of the improved working body of the separation of potato harvesters. The influence of various parameters on the productivity and quality of potato separation, including the shape and size of the working organs, the angle of inclination of their elements, the speed of movement, and others, was studied. The results of the research make it possible to develop an optimal configuration of the working body, which will ensure increased productivity and efficiency of harvesting potatoes with minimal losses and product damage. The conclusions of the article can be useful for manufacturers and researchers of agricultural machinery to improve the quality and efficiency of potato harvesters.

Key words: potatoes, root and tuber harvesters, separation, working body, design parameters, productivity, quality, losses, damage, research, optimization.

References

1. Bulhakov, V.M., Pylypaka, S.F., Zakharova, T.N., Kaletnik, H.M., Yaropud, V.M. (2014). Ploski vertykal'ni kryvi, yaki zabezpechuyut' postiyini tysk i shvydkist' rukhu material'noyi tochky [Flat vertical curves that provide constant pressure and velocity of material point]. *Vseukrayins'kyi naukovo-tekhnichnyy zhurnal «Vibratsiyi v tekhniyi ta tekhnolohiyakh»*. VNAU. Vyp. 1 (73), 5–12 [in Ukrainian].
2. Hrushetskiy, S.M., & Pidlisnyy, V.V. (2019). Analiz konstruksiyi ta rezul'taty doslidzhen' separatoriv kartoplyanoho vorokhu [Analysis of designs and research results of potato pile separators]. *Suchasnyy rukh nauky: tezy dop. VI mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi internet-konferentsiyi zhurnalu «WayScience»*. Dnipro, 274–282 [in Ukrainian].
3. Hrushetskiy, S.M., Rud, A.V., Semenushyna, I.V., & Medvedyev, YE.P. (2019). The technological process pattern of potato root harvester [The technological process pattern of potato root harvester]. *Zhurnal "Podil's'kyi visnyk: sil's'ke hospodarstvo, tekhnika, ekonomika"*, 31. Kam"yanets'-Podil's'kyi, 52–62 [in Ukrainian].
4. Hrushetskiy, S.M., Yaropud, V.M., & Babyn, I.A. (2020). Doslidzhenia yakosti separatsii kartoplyanoho vorokhu pidkopoval'nymy robochymy orhanamy kartoplezbyral'noi mashyny [Investigation of the quality of potato heap separation by digging working bodies of a potato harvester]. *Vibratsiyi v tekhniyi ta tekhnolohiyakh*, 1(96). Vinnytsia, 125–140 [in Ukrainian].
5. Aliev, E., Bandura, V., Pryshliak, V., Yaropud, V., & Trukhanska, O. (2018). Modeling of mechanical and technological processes of the agricultural [Modeling of mechanical and technological processes of agricultural]. *INMATEH - Agricultural Engineering*. vol. 54, 1, 95–104 [in English].
6. Bulgakov, V., Nikolaenko, S., Adamchuk, V., Z. & Olt, J. (2018). Theory of impact interaction between potato bodies and rebounding conveyor. *Agronomy Research*. 16(1), 52–63 [in English].
7. Hrushetskiy, S.N., Korchak, N.N., & Zaharevich, T.S. (2021). 'Analysis of separation and transportation mechanisms for root potato harvesters', *Engineering of nature management*, (4(22)), pp. 63–72 [in English].
8. Hrushetskiy, S.M., Yaropud, V.M., Duganets, V.I., Duganets, V.I., Pryshliak, V.L., & Kurylo, V.M. (2019). Research of constructive and regulatory parameters of the assembly working organs for the potato's harvesting machines. *INMATEH-Agricultural Engineering*. Vol. 59, 3, 101–110 [in English].
9. Hrushetskiy, S., Yaropud, V., Kupchuk, I., & Semenushyna, R. (2021). The heap parts movement on the share-board surface of the potato. Harvesting machine bulletin of the Transilvania university of Braşov series II. *Forestry Wood Industry Agricultural Food Engineering* Vol. 14(63), 1, 127–140 [in English].
10. Hutsol, Taras, Firman, Jurii, & Komarnitsky, Sergiy. (2017). Modelling of the separation process of the potato stack. *Agricultural Engineering : czasopismo. Polskie Towarzystwo Inżynierii Rolniczej*. Vol. 21, 4, 27–35 [in English].
11. Pascuzzi, S., Bulgakov, V., Santoro, F., Sotirios, A., Anifantis, Olt J., & Nikolaenko, S. (2019). Theoretical study on sieving of potato heap elements in spiral separator. *Agronomy Research*. 17(1), 33–48 [in English].