УДК 631.332.99:635.262

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ «ВИЛКА – НАПРЯМНА» САДЖАЛКИ ЧАСНИКУ

Ярослав Семен, к. т. н.
Львівський національний аграрний університет,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: Jsemen@ukr.net

https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.039

Семен Я. Дослідження параметрів системи «вилка – напрямна» саджалки часнику
У статті подано результати наукових досліджень проблем механізованого садіння часнику і, зокрема, параметрів системи «вилка – напрямна» розробленої конструкції саджалки. Для умов технологічного процесу садіння зубків часнику з примусовим поштучним їх укладанням у клиноподібну борозенку денцем вниз, а ростком вгору теоретично досліджено взаємодію ролика штока вилки ланцюгово-плунжерного апарата з напрямною і кульок механізму керування з кронштейнами під час піднімання вилки вгору.
Наведено розрахункову схему взаємодії ролика з напрямною під час піднімання вилки вгору та виконано аналітичні дослідження системи «вилка – напрямна» саджалки часнику. Встановлено, що для запобігання заклинюванню й усунення надмірного зношування поверхонь, які контактують, під час руху вилки догори необхідно дотримуватись умови, щоб пружна сила від дії стиснутої пружини плунжера була вищою за сумарну дію сил ваги вилки і тертя, яка виникає під час контакту кульок механізму керування пальцями вилки по кронштейнах. Така умова є обов'язковою незалежно від жорсткості пружних елементів, профілю напрямної й конструктивного виконання кронштейнів ланцюгово-плунжерного апарата саджалки.
Отримано теоретичні залежності для визначення переміщення і швидкості характеризованого процесу, які розв'язані числовим методом Рунге–Кутта з наступним графічним відображенням отриманих закономірностей.
Досліджено, що під час руху вилки вгору теоретичні криві зміни її переміщення в часі в усіх випадках досліджень мають однакову закономірність і характеризуються ввігнутою кривою з плавним її зростанням за перші 0,01 с й доволі різким ростом майже за пропорційною залежністю в решті часу взаємодії ролика штока плунжера садильного апарата з напрямною.
Встановлено, що тривалість піднімання вилки з глибини садіння зубка на задану висоту змінюється залежно від жорсткості пружини плунжера та швидкості руху ланцюгового транспортера, оскільки ролик штока плунжера кінематично пов'язаний з напрямною, поверхнею якої він рухається під час вертикального переміщення вилки догори під дією пружної сили вказаної пружини.
Теоретично доведено, що зміна швидкості руху вилки у вертикальному напрямі догори під час взаємодії ролика з напрямною має однакову закономірність й описується вигнутими кривими, які залежать від жорсткості пружин плунжера і механізму керування пальцями вилки.
Ключові слова: зубок часнику, садильний апарат, вилка, напрямна, швидкість, переміщення.

Semen Ya. Investigation of parameters of "fork – guide" system of a garlic saddle
The results of scientific researches on the problems of mechanized planting of garlic and, in particular, the parameters of the "fork – guide" system of the developed design of planting are presented in the article. For the conditions of technological process of planting teeth of garlic with forced piece-laying them in a wedge-shaped groove a day down, and with a sprout up, the interaction of the roller of the stem of the fork of the chain-plunger apparatus with the guide and the balls of the control mechanism from the crown under control is investigated.
The calculation scheme of the interaction of the roller with the guide while lifting the fork is given, and analytical studies of the "fork – guide" system of the garlic seedlings are performed. It is established that in order to prevent jamming and to eliminate excessive wear of the contacting surfaces while moving the fork upwards, it is necessary to observe the conditions that the elastic force from the action of the compressed spring of the plunger is higher than the total force of the forces of the fork and friction arising during contact mechanism for controlling the fingers of the fork on the brackets. That condition is mandatory irrespective of the rigidity of the elastic elements, the profile of the directional and constructive execution of the brackets of the chain-plunger apparatus of the planter.
Theoretical dependences are obtained for determining the displacement and speed of the characterized process, which are solved by the numerical Runge – Kutta method with the following graphical representation of the obtained regularities.
It has been investigated that during the fork movement, the theoretical curves of its displacement over time in all cases of studies have the same regularity and are characterized by a concave curve with its smooth growth in the first 0.01 s and a rather sharp increase in almost proportional dependence in the rest of the interaction time of the roller plunger of the saddle machine with a guide.
It is established that duration of the fork lifting from the depth of planting the tooth to a predetermined height varies depending on the rigidity of the spring of the plunger and the speed of movement of the chain conveyor, since the roller of

the plunger stem is kinematically connected to the guide, whose surface it moves during vertical movement of the force of the fork of the specified spring.
It is theoretically proved that a change in the speed of the fork movement in the vertical direction upwards during the interaction of the roller with the guide has the same regularity and is described by curves that depend on the rigidity of the springs of the plunger and the mechanism of control of the fork fingers.
Key words: garlic cloves, planting machine, fork, guide, speed, movement.

Постановка проблеми. Безпосереднє правильно орієнтоване укладання зубків часнику в ґрунт у запропонованій конструкції машини забезпечує ланцюгово-плунжерний садильний апарат [5; 20]. У нижній його частині змонтовано напрямну, взаємодіючи з якою через ролик, шток з вилкою і зубком часнику, защемленим між її пальцями, переміщуються вертикально вниз і примусово встромляють зубок у клиноподібну борозенку [15]. Після цього кульки механізму керування пальцями вилки набігають на нерухомі, жорстко закріплені кронштейни і пальці вилки, розводячись в боки, звільняють зубок часнику, який залишається у борозенці. Як тільки зубок, орієнтований денцем вниз, а ростком вгору, опинився в борозенці, ролик штока збігає з напрямної і під дією сили пружності пружини плунжера вилка переміщується вертикально вгору [1; 8; 10; 11].

Серед основних чинників, які впливають на перебіг вказаного процесу, можна виділити швидкість руху саджалки, конструктивні параметри і жорсткість окремих елементів ланцюгово-плунжерного садильного апарата, глибину садіння та розмір і профіль поверхонь напрямної і кронштейнів, з якими контактують кульки механізму керування пальцями вилки. Саме встановлення їх оптимальних параметрів у цілому гарантуватиме ефективне повернення вилки вертикально догори після укладання зубків часнику в борозенку. Цьому повинні передувати теоретичні дослідження, зокрема й визначення окремих кінематичних показників процесу взаємодії між окремим елементами системи «вилка – напрямна» ланцюгово-плунжерного садильного апарата та встановлення найбільш впливових на нього чинників.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Під час створення робочих органів сільськогосподарських машин першочергово проводять теоретичні та експериментальні дослідження [3; 14; 16]. Вони мусять мати системний характер, бо тільки в такому разі можна з'ясувати взаємний вплив окремих ланок, вузлів чи механізмів досліджуваного об'єкта на його функціонування як цілісної системи загалом. Це дозволить у підсумку обґрунтувати параметри робочих органів машин або окремих їх складових, адаптованих до широкого діапазону зміни вхідних факторів, які виникають у конкретних умовах використання цих машин і є впливовими на їх динамічні характеристики [4; 18; 19].

Стосовно розробленої конструкції саджалки [5; 20], то в науковій праці [12] отримано аналітичні залежності для встановлення сили присмоктування зубків до отворів на поверхні барабана, обґрунтовано його кутову швидкість обертання, узгоджену з конструктивними параметрами ланцюгово-плунжерного садильного апарата та досліджено рух і тривалість падіння зубка часнику після відокремлення його від отвору на поверхні барабана до моменту захоплення пальцями вилки.

У публікації [11] проведено теоретичні дослідження взаємодії ролика, закріпленого на штоці плунжера з напрямною, що має вигляд дуги заданого радіуса, при заглибленні вилки зі зубком часнику в ґрунт. У ній, зокрема, наведено аналітичні залежності для визначення основних кінематичних параметрів взаємодії ролика, закріпленого на штоці плунжера з напрямною у вигляді дуги кола, зокрема швидкості $V_в$, прискорення $a_в$ та переміщення h вилки разом із зубком часнику в ґрунт, проте відсутній конкретний аналіз отриманих результатів.

Усунуто вказаний недолік у науковій праці [13]. У ній не тільки отримано теоретичні залежності для визначення основних кінематичних показників взаємодії ролика, закріпленого на штоці плунжера з напрямною, окресленою по дузі параболи, але й розв'язано їх числовим методом Рунге – Кутта з наступним графічним відображенням отриманих закономірностей і детальним аналізом. Досліджено, що зміна швидкості руху вилки у вертикальному напрямі під час взаємодії ролика з напрямною у вигляді дуги кола має прямо пропорційну залежність від часу їх контакту. Для напрямної у вигляді параболи зміна швидкості вилки в часі відображається графічно у вигляді вигнутої кривої.

Проте виконані попередні дослідження аналізують кінематику процесу переміщення вилки із зубком часнику тільки вертикально вниз. При цьому розглядається взаємодія двох елементів ланцюгово-плунжерного садильного апарата – на-

прямної і ролика штока. Процес повернення вилки після звільнення зубка часнику складніший, оскільки, крім контакту ролика штока з напрямною, одночасно відбувається керування пальцями вилки через взаємодію кульок їх механізму з кронштейнами та виникнення пружних сил, зумовлених роботою двох пружин. Тільки дослідивши кінематику вказаного процесу можна буде об'єктивно оцінити взаємодію елементів системи «вилка – напрямна» та встановити їх конструктивні параметри.

Постановка завдання. Отримати аналітичні залежності, які дають змогу встановити основні кінематичні параметри процесу взаємодії елементів системи «вилка – напрямна» ланцюгово-плунжерного садильного апарата під час вертикального переміщення вилки вгору після примусового встромляння нею зубків часнику в ґрунт.

Виклад основного матеріалу. Під час безпосереднього встромляння зубка часнику в зубоподібну борозенку, наперед утворену сошником саджалки, яка рухається зі швидкістю $V_м$ (рис. 1), однаковою за значенням, але різною за напрямом зі швидкістю $V_{тр}$ руху ланцюгового транспортера, ролик штока вилки ланцюгово-плунжерного апарата набігає на напрямну і вилка, разом із защемленим між її пальцями зубком часнику переміщується вертикально вниз [1; 8; 10; 20].

Після занурення вилки 7 (див. рис. 1) зі зубком 8 часнику у ґрунт на необхідну глибину її пальці 9 повністю розкриваються внаслідок руху кульок 5 механізму керування пальцями вздовж відповідних, жорстко закріплених кронштейнів 11, долаючи одночасно опір пружної сили пружини 6 механізму керування пальцями. Як тільки відбулося звільнення зубка 8 часнику від пальців 9 вилки 7, ролик 14 штока 13, перебуваючи в точці K контакту з напрямною 1, починає збігати з неї.

Одночасно вилка 7 масою m_2 починає підніматися вертикально догори внаслідок дії на поршень 12 пружної сили стиснутої пружини 4 жорсткістю c_2 плунжера 2, закріпленого на ланцюговому транспортері 3. Крім того, на вилку 7 ще діють сила ваги $G_2=m_2g$ і сила тертя T_2 , яка виникає внаслідок ковзання кульок 5 механізму керування пальцями по двох однакових кронштейнах 11. Щоб усунути можливі заклинювання вилки під час руху догори, необхідно дотримуватись умови, щоб пружна сила від дії стиснутої пружини плунжера була вищою за сумарну дію сили ваги G_2 і сил тертя T_2, зумовлених жорсткістю пружини механізму керування, яка стягує пальці вилки.

Запишемо диференціальне рівняння руху вилки у вертикальному напрямі:

$$m_2 \frac{d^2y}{dt^2} = c_2\left(\Delta_2 + y_1 - y\right) - m_2 g - T_2, \quad (1)$$

де Δ_2 – початкове підтискання пружин, мм; y_1 – переміщення вилки у вертикальному напрямі вниз для занурення зубка у ґрунт, мм; T_2 – сила тертя кульок вилки об кронштейни (Н), яку визначаємо за відомою залежністю [6; 16]:

$$T_2 = f_2 N_2,$$

де f_2 – коефіцієнт тертя ковзання кульок по кронштейну; N_2 – нормальна реакція, Н.

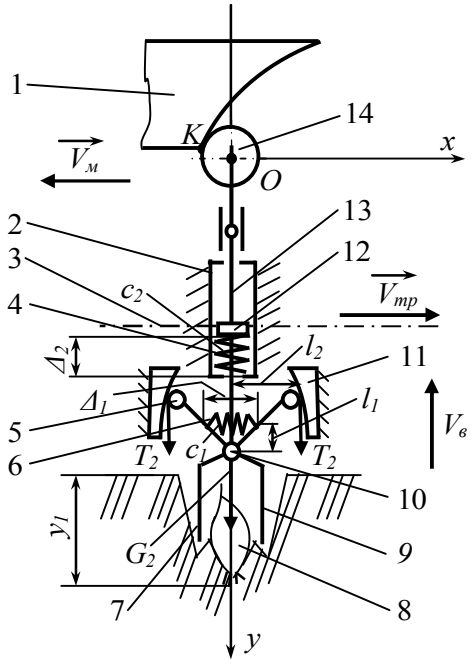

Рис. 1. Схема взаємодії ролика з напрямною під час піднімання вилки вгору:
1 – напрямна; 2 – плунжер; 3 – транспортер ланцюговий; 4 – пружина плунжера; 5 – кульки механізму керування пальцями вилки; 6 – пружина механізму керування пальцями вилки; 7 – вилка; 8 – зубок часнику; 9 – пальці вилки; 10 – шарнір; 11 – кронштейни; 12 – поршень; 13 – шток; 14 – ролик

Fig. 1. Scheme of interaction of the roller with the guide, outlined on the arc of the parabola:
1 – guide; 2 – plunger; 3 – conveyor chain; 4 – the spring of the plunger; 5 – balls of the mechanism of control of the fingers of the fork; 6 – a spring of the mechanism of control of fingers of a fork; 7 – fork; 8 – garlic clove; 9 – fingers of the fork; 10 – the hinge; 11 – brackets; 12 – piston; 13 – rod; 14 – roller

Нормальну реакцію можна обчислити за формулою

$$N_2 = \frac{c_1 \Delta_1 l_1}{l_2}, \quad (2)$$

де c_1 – жорсткість пружини, яка стягує пальці вилки, Н/мм; Δ_1 – деформація пружини при розкритих пальцях вилки, мм; l_1 – відстань від місця кріплення пружини до шарніра, мм; l_2 – відстань від центра кульок до шарніра 10 (див. рис. 1), мм.

Загальний розв'язок диференціального рівняння (1) має такий вигляд:

$$y(t) = \Delta_2 + y_1 - \frac{m_2 g + T_2}{c_2} + A_2 \cos(\omega_2 t) + B_2 \sin(\omega_2 t), \quad (3)$$

де A_2 і B_2 – сталі інтегрування; ω_2 – колова частота власних коливань (рад/с), яку визначають за формулою [7]

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}}.$$

Сталі інтегрування знаходимо з початкових умов

$$\text{при } t=0;\ y(0)=0;\ \dot{y}(0)=0. \quad (4)$$

Враховуючи, що

$$\dot{y}(t) = \frac{dy}{dt} = -A_2 \omega_2 ssn(\omega_2 t) + B_2 \omega_2 \cos(\omega_2 t),$$

на основі початкових умов (4) знаходимо

$$A_2 = -(\Delta_2 + y_1 - \frac{m_2 g + T_2}{c_2});\ B_2 = 0. \quad (5)$$

Отже, остаточний розв'язок рівняння (1) матиме такий вигляд:

$$y(t) = (\Delta_2 + y_1 - \frac{m_2 g + T_2}{c_2})(1 - \cos(\omega_2 t)). \quad (6)$$

Знайдемо тривалість (час) t_3 піднімання вилки на висоту y_1 з умови, що

$$y(t_3) = (\Delta_2 + y_1 - \frac{m_2 g + T_2}{c_2})(1 - \cos(\omega_2 t_3)). \quad (7)$$

Звідси отримаємо

$$t_3 = \frac{1}{\omega_2} \arccos(1 - \frac{c_2 y_1}{c_2(\Delta_2 + y_1 - m_2 g - T_2)}). \quad (8)$$

Якщо час t_3 задати наперед, то з рівності (8) можна визначити жорсткість c_2 пружини плунжера, яка забезпечує піднімання вилки саме за цей час. За час t_3 машина проходить максимальну відстань, яка визначається з умови

$$x_3 = V_м^{max} \mathrm{t}_3. \quad (9)$$

Ця відстань повинна відповідати довжині кронштейнів, з якими контактують кульки механізму керування пальцями вилки під час її переміщення догори.

Після обчислень у середовищі системи *Matlab* рівнянь (6) і (8) одержані залежності зміни переміщення y та встановлено тривалість руху вилки догори з глибини садіння зубка часнику в часі t контакту ролика з напрямною за різної жорсткості пружини плунжера, графічна інтерпретація яких відображена на рис. 2.

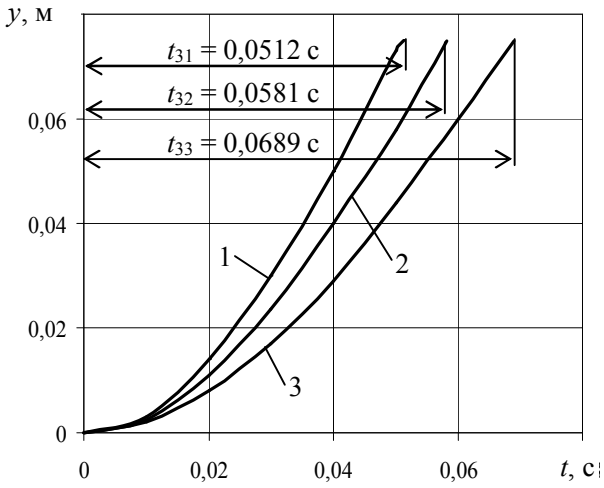

Рис. 2. Закономірність переміщення y вилки догори з глибини садіння H=0,075 м в часі t контакту ролика з напрямною за жорсткості пружин плунжера: 1 – c_2=39,0 Н/мм; 2 – c_2=32,0 Н/мм; 3 – c_2=25,0 Н/мм

Fig. 2. The regularity of moving the forks upwards from the depth of planting H = 0,075 m at time t of the roller contact with the guide for the rigidity of the plunger springs: 1 – c_2 = 39,0 N/mm; 2 – c_2 = 32,0 N/mm; 3 – c_2 = 25,0 N/mm.

Як видно з рис. 2, теоретичні криві зміни переміщення вилки в часі в усіх випадках досліджень мають однакову закономірність. При цьому тривалість (час) t_3 піднімання вилки на висоту y_1 змінюється залежно від жорсткості пружини плунжера c_2 та швидкості $V_м$ руху машини (швидкості $V_{тр}$ руху ланцюгового транспортера), оскільки ролик штока плунжера кінематично пов'язаний з напрямною, поверхнею якої він рухається під час вертикального переміщення вилки догори. Коли саджалка рухатиметься зі швидкістю $V_м$ = 1 м/с, глибина садіння H становитиме 0,075 м, а жорсткість пружини плунжера c_2 = 32,0 Н/мм, то на висоту y_1 вилка підніметься за час t_{32} = 0,0581 с. При цьому саджалка зможе пройти шлях завдовжки 0,0581 м. Якщо швидкість $V_м$ і жорсткість c_2 пружини залишити незмінними, а H зменшити до 0,05 м, тривалість піднімання вилки на висоту y_1 становитиме 0,0564 с, а саджалка за цей час переміститься на 0,0564 м.

Очевидним є й те, що зі збільшенням жорсткості пружини c_2 знижується тривалість t_3 піднімання вилки з глибини садіння зубків часнику. Проте якщо різниця між максимальними значеннями тривалостей t_{33} і t_{32} піднімання вилки догори становить 0,0117 с, то між t_{32} і t_{31} вона зменшується до 0,0069 с.

Це пояснюється недостатньою жорсткістю пружини c_2 = 25,0 Н/мм, сили пружності якої не повністю вистачає для подолання сил ваги G_2 вилки і тертя T_2, яка виникає під час контакту кульок механізму керування пальцями вилки по двох однакових, жорстко закріплених кронштейнах, а тому вилка повертається догори повільніше.

Зміну швидкості вилки під час її піднімання вертикально вгору обчислюємо за формулою

$$V_в = \frac{\mathrm{dy}}{\mathrm{dt}} = (\Delta_2 + y_1 - \frac{m_2 g + T_2}{c_2})\omega_2 \sin(\omega_2 t) . \quad (10)$$

Розв'язок рівняння (10) числовим методом Рунге–Кутта [2; 9] у середовищі системи *Matlab* дав змогу встановити закономірності зміни швидкості $V_в$ (рис. 3) вилки під час її руху догори з глибини садіння зубка часнику в часі t контакту ролика з напрямною за різної жорсткості пружини плунжера.

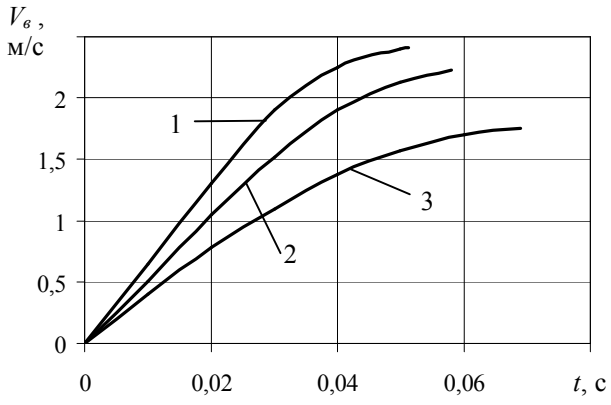

Рис. 3. Закономірність зміни швидкості $V_в$ вилки під час її руху догори з глибини садіння H=0,075 м в часі t контакту ролика з напрямною за жорсткості пружин плунжера:
1 – c_2=39,0 Н/мм; 2 – c_2=32,0 Н/мм; 3 – c_2=25,0 Н/мм
Fig. 3. The regularity of a change of speed $V_в$ of the fork during its upward movement from the depth of planting H = 0,075 m in time t of contact of the roller with the guide for the rigidity of the plunger springs:
1 – c_2 = 39,0 N/mm, 2 – c_2 = 32,0 N/mm; 3 – c_2 = 25,0 N/mm

З отриманих графіків видно, що зміна швидкості $V_в$ руху вилки у вертикальному напрямі догори під час взаємодії ролика з напрямною має однакову закономірність і залежить від тих самих параметрів, що й її переміщення. Максимального свого значення 2,48 м/с вона досягає за 0,0512 с, якщо глибина садіння становить 0,075 м, а жорсткість пружини плунжера c_2=39,0 Н/мм. Найменшою за H = 0,075 м є швидкість $V_в$ вертикального переміщення вилки догори для пружини, жорсткість якої c_2=25,0 Н/мм. Її максимальне значення сягає 1,75 м/с.

Теоретичними дослідженнями встановлено, що зі зменшенням глибини садіння до 0,05 м і жорсткості пружини c_2=32,0 Н/мм максимальне значення швидкості $V_в$ руху вилки догори становить 1,48 м/с, що на 0,69 м/с менше, ніж за глибини садіння H = 0,075 м.

Висновки. Теоретичними дослідженнями взаємодії ролика штока ланцюгово-плунжерного садильного апарата зубків часнику з напрямною під час переміщення вилки вгору встановлено таке:

1. Під час руху вилки вгору теоретичні криві зміни її переміщення в часі в усіх випадках досліджень мають однакову закономірність і характеризуються плавним зростанням за перші 0,01 с й доволі різким ростом майже за пропорційною залежністю в решті часу взаємодії ролика штока плунжера садильного апарата з напрямною.

2. Тривалість (час) t_3 піднімання вилки на висоту y_1 змінюється залежно від жорсткості пружини плунжера c_2 та швидкості $V_м$ руху машини (швидкості $V_{тр}$ руху ланцюгового транспортера), оскільки ролик штока плунжера кінематично пов'язаний з напрямною, поверхнею якої він рухається під час вертикального переміщення вилки догори під дією пружної сили вказаної пружини.

3. Інтенсивність переміщення вилки вгору залежить від жорсткості пружини плунжера садильного апарата, пружна сила якої йде на подолання сил ваги G_2 вилки і тертя T_2, яка виникає під час контакту кульок механізму керування пальцями вилки по жорстко закріплених кронштейнах. Теоретичними дослідженнями встановлено, що в плунжері недоцільно використовувати пружину з жорсткістю 25,0 Н/мм і нижче.

4. На підставі виконаних теоретичних досліджень встановлено, що максимальні значення швидкостей $V_в$ руху вилки у вертикальному напрямку догори з глибини садіння 0,075 м в часі взаємодії ролика з напрямною під дією пружних

сил пружин плунжера, жорсткість яких змінюється в діапазоні 25,0–39,0 Н/мм, перебувають у межах 1,75–2,48 м/с.

Бібліографічний список

1. Вилка ланцюгово-плунжерного садильного апарата: пат. 137149 Україна: МПК A01C 7/16. № *и* 2019 02423; заявл. 12.03.19; опубл. 10.10.19, Бюл. № 19. 4 с.
2. Вступ до числових методів: навч. посіб. для вищ. закл. освіти / Каленюк П. І., Бакалець В. А., Бакалець І. І., Горбачова Н. В., Сохан П. Л.; Держ. ун-т «Львів. політехніка». Львів, 2000. 145 с.
3. Горячкин В. П. Собрание сочинений: в 3 т. Изд. 2-е. Москва: Колос, 1968. Т. 1. 720 с.
4. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1, ч. 2: Машини для сівби та садіння. Харків: Око, 2002. 452 с.
5. Кузенко Д. В., Семен О. Я. Машина для садіння зубків часнику. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2017. № 21. С. 115–119.
6. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: підручник / Царенко О. М., Войтюк Д. Г., Швайко В. М., Довжик М. Я., Яцун С. С. Київ: Мета, 2003. 448 с.
7. Павловський М. А. Теоретична механіка: підручник. 2-ге вид., стереотип. Київ: Техніка, 2004. 512 с.
8. Рибарук В. Я., Ріпка І. І. Сільськогосподарські машини: практикум з розрахунку і досліджень робочих процесів. Львів: ЛДАУ, 1998. 264 с.
9. Самарский А. А., Гулин А. В. Численные методы. Москва: Наука, 1989. 430 с.
10. Семен О. Я. Обгрунтування способу садіння часнику машиною з ланцюгово-плунжерним садильним апаратом. *Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь*: матеріали IV Всеукр. наук.-практ. конф. (Житомир, 28-29 берез. 2018 р.). Житомир, 2018. С. 27–29.
11. Семен О. Я. Саджалка зубків часнику. *Молодь та сільськогосподарська техніка у XXI сторіччі*: матеріали IV Міжнар. форуму молоді (Харків, 5-6 квіт. 2018 р.). Харків: ХНТУСГ, 2018. С. 17.
12. Семен О. Я., Кузенко Д. В., Семен Я. В. Теоретичні дослідження параметрів системи «барабан – зубок часнику – вилка» саджалки часнику. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2018. № 22. С. 77–85.
13. Семен Я. В., Кузенко Л. М., Семен О. Я. Дослідження кінематики ланцюгово-плунжерного садильного апарата зубків часнику. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2019. № 23. С. 35-42.
14. Семен Я. В., Ніщенко І. О. Аналітична модель підсистеми «гідродвигун – віброзбурювач коливань». *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2005. № 9. С. 222–227.
15. Семен Я. В., Семен О. Я. Робочий орган для поштучного орієнтованого садіння зубків часнику. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництву: каталог інноваційних розробок*. Львів: ЛНАУ, 2019. Вип. 19. С. 57.
16. Семен Я. В., Шевчук Р. С., Ріпка І. І., Ніщенко І. О. Теоретичний аналіз взаємодії елементів системи «енергетичний засіб – струшувач – дерево». *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2008. № 12, т. 1. С. 291–297.
17. Спосіб механізованого поштучного садіння зубків часнику: пат. 138615 Україна: МПК A01C 7/18. № *и* 2019 04349; заявл. 22.04.19; опубл. 10.12.19, Бюл. № 23. 4 с.
18. Шевчук Р. С., Миронюк О. С. Модель процесу розгону системи «двигун–струшувач–дерево». *Сільськогосподарські машини*. 2000. Вип. 6. С. 201–208.
19. Kuzenko D., Krupych O., Semen Ya. Features of mathematikal modeling of mechanized operations for corn harvesting. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol. 19, No. 2. P. 41–45.
20. Semen O., Kuzenko D., Semen Ya. A machine for oriented planting of garlic teeth. *TEKA. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture.* 2017. Vol. 17, No. 2. P. 55–60.

Стаття надійшла 20.06.2020