

УДК 631.332.99:635.262

## ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ «БАРАБАН – ЗУБОК ЧАСНИКУ – ВИЛКА» САДЖАЛКИ ЧАСНИКУ

Олег Семен, Дмитро Кузенко, к. т. н., Ярослав Семен, к. т. н.

*Львівський національний аграрний університет,*

*вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,*

*e-mail: Olehsemen@i.ua*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.077>

**Постановка проблеми.** Принцип роботи запропонованої конструкції саджалки часнику полягає в першочерговому присмоктуванні зубків до отворів на поверхні пустотілого барабана, завдяки розрідженню в його середині, з наступним захопленням зубка пальцями вилки ланцюгово-плунжерного апарата і примусовим поштучним встромлянням його денцем вниз, а ростком догори у дно борозенки [4; 8; 15; 16]. У момент відокремлення зубка від отвору на поверхні барабана він під дією власної ваги падає на нижній палець розкритої вилки й одразу затискається двома боковими пальцями цієї ж вилки. А тому очевидним постає завдання узгодженої роботи кожного елемента системи «барабан – зубок часнику – вилка», передувати якому повинні теоретичні дослідження вказаної системи.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У сільськогосподарській техніці, зокрема в посівних машинах, пневмомеханічні системи набули доволі широкого поширення й використовуються для внутрішньомашинного транспортування насіння та добрив, забезпечуючи їх ефективно дозування і точне скерування у визначене місце. А тому питанням створення та обґрунтування параметрів таких систем і їх робочих органів присвячено чимало наукових праць. Особливе місце в доробку вчених посідають роботи, спрямовані на підвищення ефективності однозернинного забирання й розподілу в ґрунті насіння зернових культур. Так, у наукових працях М. О. Свіреня [10; 11] присмоктування і захоплення насіння отворами висівного диска розглядається як безперервний динамічний процес, зумовлений поступовим нарощуванням контактної взаємодії зерна (еліпса) з отвором (колом), а умова утримання насінини визначається сумарними зусиллями, які діють на неї в різних фазах її руху.

Подібними дослідженнями пневматичного апарата з конічним висівним елементом

встановлено, що числове значення сили присмоктування насіння зернових колосових культур до комірки залежить як від їх фізико-механічних властивостей, так і від конструктивно-технологічних параметрів висівного апарата [19; 20], а в науковій праці [2] автори констатують: під час взаємодії насіння просапних культур з активною комірною спрямованої дії присмоктувальна сила змінюється обернено пропорційно квадрату відстані між насінною і комірною.

Слід зазначити, що в проаналізованих публікаціях переважно розглядається процес присмоктування насіння до отворів на торцевих поверхнях дисків, від'єднавшись від яких воно скеровується в ґрунт, що не є характерним для досліджуваної моделі, в якій зубок часнику, відокремлений від отворів на пневматичному барабані, потрапляє на нижній палець розкритої вилки ланцюгово-плунжерного садильного апарата, який рухається поступально.

Обґрунтуванню параметрів барабанного пневмомеханічного пристрою під час розселення подіуса присвячена наукова праця [7]. У ній наведено диференціальні рівняння руху личинок, приєднаних до отворів на поверхні пустотілого барабана, на основі яких отримано залежності для визначення сумарної нормальної сили, що діє на личинку за умови відсутності її травмування. Відмінність вказаної моделі від досліджуваної полягає в тому, що личинки перебувають усередині бункера-барабана, а зубки часнику – ззовні.

Серед наукових праць, присвячених створенню робочих органів машин для орієнтованої сівби, необхідно відзначити роботи А. Г. Аксенова, П. А. Ємельянова, В. А. Соколова [1; 3; 18]. У них розглядаються не тільки теоретичні основи орієнтування загалом, а й запропоновані математичні моделі процесу сівби близьких за фізико-механічними властивостями культур, зокрема цибулі. Проведеними дослідженнями вібраційно-пневматичного садильного апарата встановлено, що максимальна кількість ци-

булин (50 ... 52 %), розміщених у ґрунті денцем донизу, отримана за висоти встановлення садильного апарата 0,10...0,13 м, частоти обертання барабана  $0,47 \dots 0,48 \text{ с}^{-1}$ , поступальної швидкості саджалки 0,95 ... 1,05 м/с [1]. Отримані числові значення окремих параметрів можуть орієнтовно вказати й на аналогічні межі роботи садильного апарата запропонованої саджалки часнику.

Стосовно зубків окремих сортів часнику як елементів досліджуваної системи, то необхідно зазначити, що переважна більшість науковців присвячує свої роботи біологічним особливостям і технологіям вирощування вказаної культури [6; 17]. Зокрема встановлено, що зубки часнику можуть мати різноманітні розміри, форми поверхні та масу, зумовлені їх біологічними особливостями, але відсутня інформація про їх пристосованість до механізованого садіння з погляду орієнтування в ґрунті денцем донизу, а ростком догори [6]. Частково вирішують вказану проблему дослідження, відображені у статтях [5; 12; 13], в яких наведено результати експериментів з визначення розмірно-масових показників і коефіцієнтів тертя зубків часнику сортів Спас, Лідія та Лідер по різних поверхнях. Отримані в них дані слугуватимуть основою для моделювання як системи «барабан – зубок часнику – вилка», так і процесу безпосереднього поштучного встромляння зубка в ґрунт робочими органами ланцюгово-плунжерного садильного апарата. До вказаних досліджень слід додати також запропоновану аналітичну модель зубка часнику, який розглядається однорідним тілом однакової густини [14]. Отримані у вказаній науковій праці теоретичні залежності дозволяють знайти масу й координати центра маси зубка, що є суттєвим додатковим чинником для моделювання загального процесу садіння часнику.

Щодо вилки садильного апарата, то попередні теоретичні дослідження взаємодії ролика штока плунжера з напрямною садильного апарата розробленої конструкції саджалки розглянуто в науковій праці [8]. У ній, зокрема, наведено аналітичні залежності для визначення основних кінематичних параметрів взаємодії ролика, закріпленого на штоці плунжера, з напрямною у вигляді дуги кола під час заглиблення вилки зі зубком часнику в ґрунт, проте відсутній конкретний аналіз отриманих результатів.

На основі проведеного огляду публікацій можна зробити висновок, що під час обґрунтування параметрів різних пневмомеханічних систем застосовували подібні аналітичні моделі, кожна з яких була адаптована до розв'язування

конкретних задач, що стояли перед науковцями. Очевидно, що, досліджуючи систему «барабан – зубок часнику – вилка», слід врахувати вже відомі теоретичні моделі, виокремивши коло завдань, характерних винятково для процесу садіння зубків часнику запропонованою машиною.

**Постановка завдання.** Рух барабана, який обертається і захоплює під дією розрідження зубки часнику з бункера саджалки, та вилки плунжера, закріпленого на транспортері, що переміщується з відносною постійною швидкістю, повинні бути узгоджені. Важливим при цьому є встановлення оптимального кута, за якого відбувається відокремлення різних за розмірами зубків від отворів на поверхні барабана, і тривалості їх падіння до моменту зустрічі з нижнім пальцем розкритої вилки.

Тому метою досліджень є визначення параметрів окремих елементів системи «барабан – зубок часнику – вилка» та встановлення їх впливу на перебіг її роботи в цілому.

**Виклад основного матеріалу.** Нехай на барабані  $I$  (рис. 1) рівномірно розміщені по колу  $n$  отворів для присмокування зубків  $2$  часнику з площею перерізу  $S$  кожний. Тоді центральний кут  $\alpha$  між двома сусідніми отворами буде становити:

$$\alpha = \frac{2p}{n} \text{ рад або } \alpha = \frac{360}{n} \text{ град.} \quad (1)$$

Знайдемо час  $t_n$ , за який транспортер  $5$  переміщується на відстань  $C_n$ , яка дорівнює кроку розміщення робочих органів (плунжерів  $4$  з вилками  $3$ ) на ланцюгу:

$$t_n = \frac{C_n}{V_m}, \quad (2)$$

де  $V_m$  – швидкість переміщення транспортера, м/с;  $C_n$  – відстань (крок) між сусідніми плунжерами, м.

За цей час барабан, що обертається з постійною кутовою швидкістю  $\omega$ , повинен повернутися з положення  $I$  у положення  $II$  на кут  $\alpha$ , тобто

$$\alpha = \omega \cdot t_n. \quad (3)$$

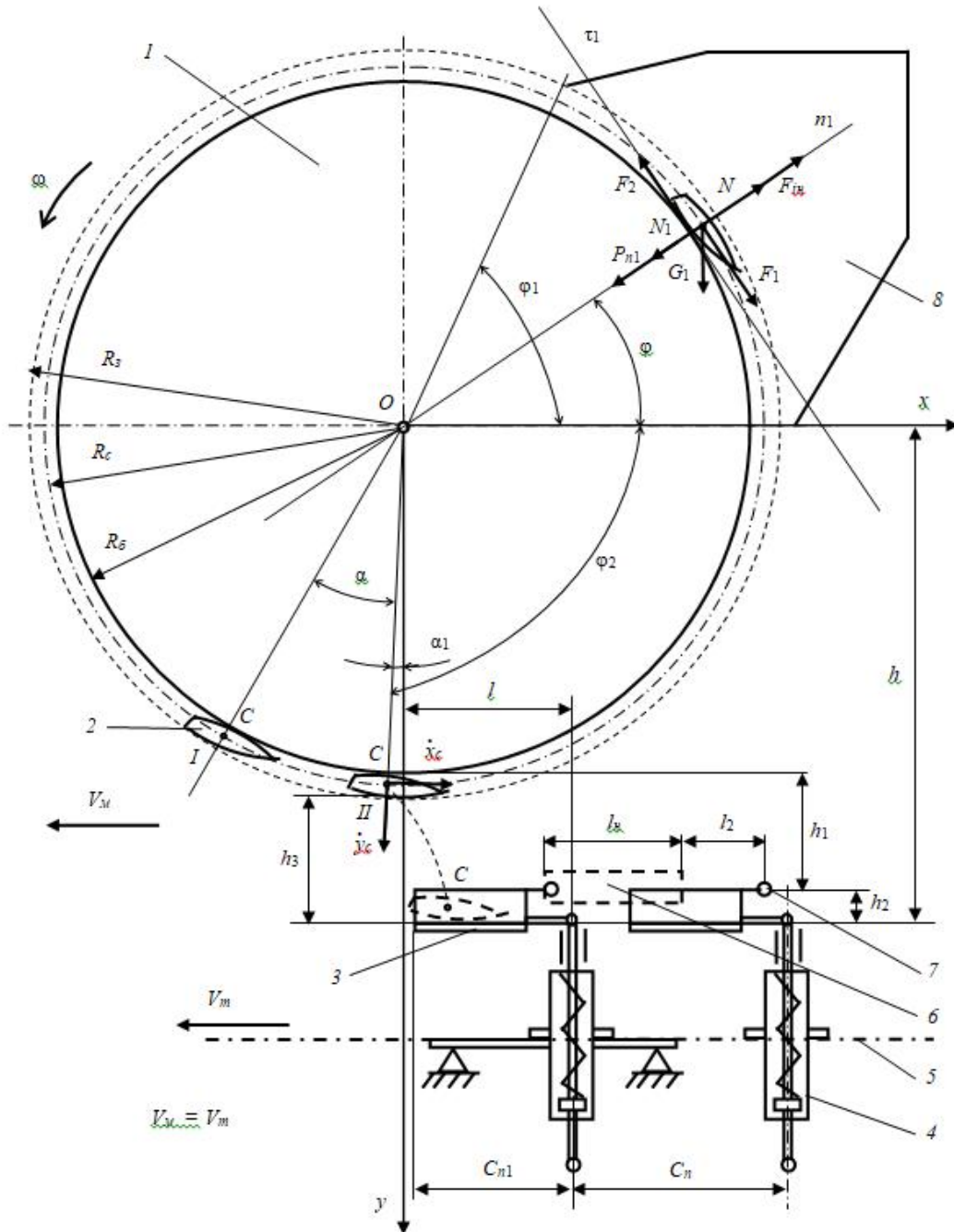
Враховуючи рівності (1), (2), з (3) одержуємо формулу для знаходження кутової швидкості барабана  $\omega$ , рад/с:

$$\omega = \frac{2pV_m}{nC_n}. \quad (4)$$

Виконаними теоретичними дослідженнями встановлено, що за незмінного кроку

між сусідніми плунжерами  $C_n = 114,3$  мм кутова швидкість  $\omega$  барабана, на поверхні якого розміщені 12 отворів, зростає від 2,29 до 6,87 рад/с зі збільшенням швидкості переміщення транс-

портера  $V_m$  від 0,5 до 1,5 м/с. Якщо таких отворів буде дев'ять, то  $\omega$  змінюватиметься в діапазоні 3,05...9,16, а за восьми – 3,44...10,31 рад/с.



**Рис. 1.** Розрахункова модель системи «барабан – зубок часнику – вилка»:

1 – барабан; 2 – зубок часнику; 3 – вилка; 4 – плунжер; 5 – транспортер ланцюговий; 6 – напрямна; 7 – куля механізму керування пальцями вилки; 8 – бункер

**Fig. 1.** The calculation model of the system «drum – garlic clove – fork»:

1 – drum; 2 – garlic clove; 3 – fork; 4 – plunger; 5 – transport chain; 6 – guideline; 7 – a ball of the control mechanism with the forks; 8 – bunker

Для дослідження параметрів пневмомеханічної системи саджалки знову скористаємося рис. 1. На зубок часнику, який знаходиться в бункері 8 і прилягає до отвору, діє сила присмокування  $P_{n1} = \Delta p \cdot S$ , сила ваги зубка  $G_1 = mg$ , напрямлена вертикально вниз,  $N_1$ ,  $F_1$  – нормальна та зсувна сили від дії інших зубків, нормальна реакція  $N$  і сила тертя  $F_2$  зубків часнику об матеріал поверхні барабана.

Згідно з принципом Даламбера [9], якщо ще прикласти відцентрову силу інерції  $F_{in} = m \cdot \omega^2 \cdot R_c$ , напрямлену по нормалі  $n_1$ , то можна скласти два рівняння рівноваги:

$$\sum_{i=1}^k F_{ini} = 0 \quad N + m\omega^2 R_c - N_1 - \Delta p S - mg \sin j = 0 ;$$

$$\sum_{i=1}^k F_{iti} = 0 ; \quad F_2 - F_1 - mg \cos j = 0 ; \quad (5)$$

$$(0 \leq j \leq j_1),$$

де  $\Delta p$  – різниця тисків ззовні та всередині барабана, Н/м<sup>2</sup>;  $m$  – маса зубка часнику, кг;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $R_c$  – радіус барабана за центром маси зубка часнику, присмоктаного до отвору на його поверхні, м;  $\varphi$  – змінний кут, який визначає положення зубка часнику на барабані, що обертається з кутовою швидкістю  $\omega$ , град;  $\varphi_1$  – змінний кут, який відповідає ділянці барабана, де відбувається присмокування до його поверхні зубка часнику, град.

З першого рівняння знаходимо нормальну реакцію  $N$ , а з другого – силу тертя  $F_2$ :

$$N = N_1 + \Delta p S + mg \sin j - m\omega^2 R_c ;$$

$$F_2 = F_1 + mg \cos j . \quad (6)$$

Щоб не було проковзування зубка по поверхні барабана, сила тертя повинна бути меншою від граничного значення, тобто

$$|F_2| < fN , \quad (7)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання зубка часнику об матеріал поверхні барабана.

Підставивши вирази (6) у (7), отримаємо:

$$|F_1 + mg \cos j| < f(\Delta p S + N_1 + mg \sin j - m\omega^2 R_c). \quad (8)$$

Звідси знаходимо необхідну силу присмокування зубка часнику до поверхні барабана

$$\Delta p S > \frac{|F_1 + mg \cos j|}{f} - mg \sin j - N_1 + m\omega^2 R_c. \quad (9)$$

Якщо зубок часнику, присмоктаний до отвору на поверхні барабана, знаходиться поза бункером, то  $F_1 = N_1 = 0$  і нерівність (9) спрощується до вигляду

$$\Delta p S > \frac{mg \cos j}{f} - mg \sin j + m\omega^2 R_c, \quad (10)$$

де  $(j_1 \leq j \leq 2p - j_2)$ ;  $\varphi_2$  – змінний кут, який відповідає ділянці барабана, на якій відсутні зубки часнику, град.

У цьому разі найбільше значення присмокувальної сили буде за  $\varphi = \pi = 180^\circ$ , тобто:

$$\Delta p S > \frac{mg}{f} + m\omega^2 R_c. \quad (11)$$

Як показали теоретичні дослідження, зі збільшенням радіуса барабана від 0,2912 до 0,4368 м, на поверхні якого розміщено 12 отворів, а його кутова швидкість  $\omega = 6,8714$  рад/с, сила присмокування  $P_{n1}$  зубків часнику масою  $m = 8$  г зростає в межах 0,3754 – 0,4304 Н. Якщо кількість отворів на поверхні барабана зменшити до дев'яти і залишити незмінними його радіуси, а кутову швидкість збільшити до 9,1618 рад/с, то сила присмокування таких самих зубків змінюватиметься в межах 0,4639 – 0,4883 Н; відповідно для  $n = 8$  шт. і  $\omega = 10,3071$  рад/с,  $P_{n1}$  становитиме 0,5176 – 0,6413 Н.

Аналогічні закономірності спостерігаються й під час теоретичних досліджень зубків часнику масою 2 та 5 г. Різняться вони тільки межами змін числових значень окремих показників. Найменше ж значення сили присмокування спостерігається за використання барабана радіусом  $R_b = 0,2912$  м з дванадцятьма отворами на поверхні, до яких приєднані зубки часнику масою 2 г –  $P_{n1} = 0,0686$  Н. При цьому швидкість руху транспортера саджалки  $V_m = 0,5$  м/с, а відповідна їй кутова швидкість барабана  $\omega = 2,2905$  рад/с.

Від'єднавшись від отворів на поверхні барабана, зубок часнику падає на нижній палець вилки, а тому дослідимо його рух після відокремлення і до моменту захоплення його боковими пальцями вилки. Виберемо декартову систему координат  $Oxy$  (див. рис. 1), яка рухається поступально разом з машиною (саджалкою) з постійною швидкістю  $V_m$ . Нехай у положенні зубка  $II$ , яке характеризується центральним кутом  $\alpha_1$ , на нього перестає діяти присмокувальна сила ( $\Delta p = 0$ ). Саме в цей момент він і відокремлюється від отвору на поверхні барабана.

Тоді на зубок буде діяти тільки сила ваги  $G_1$  і диференціальні рівняння відносного руху його центра мас матимуть вигляд:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 x_c(t)}{dt^2} = 0; \\ m \frac{d^2 y_c(t)}{dt^2} = mg, \end{cases} \quad (12)$$

де  $x_c(t)$ ,  $y_c(t)$  – зміна координат центра мас зубка часнику в часі.

Розв'язок рівнянь (12) повинен задовольняти початкові умови:

$$\begin{aligned} \text{при } t = 0 \quad & x_c(0) = -R_c \sin a_1; \\ & y_c(0) = R_c \cos a_1; \\ & \dot{x}_c(0) = wR_c \cos a_1; \\ & \dot{y}_c(0) = wR_c \sin a_1. \end{aligned} \quad (13)$$

Отже, розв'язок диференціальних рівнянь (12) з урахуванням початкових умов (13) буде таким:

$$\begin{aligned} x_c(t) &= wR_c t \cos a_1 - R_c \sin a_1; \\ y_c(t) &= wR_c t \sin a_1 + R_c \cos a_1 + \frac{gt^2}{2}, \end{aligned} \quad (14)$$

де ( $t \geq 0$ ).

У деякий момент часу  $t_1$  зубок часнику падає на нижній палець, який знаходиться на рівні нижньої площини пальців вилки, і в цей момент ордината його центра мас становитиме:

$$y_c(t_1) = h - (R_3 - R_c) = R_\delta + h_1 + h_2 - (R_3 - R_c), \quad (15)$$

де  $h_1$  – відстань від нижньої точки барабана до нижнього пальця вилки, м;  $h_2$  – висота бокових пальців вилки, м;  $R_\delta$  – радіус барабана, м;  $R_3$  – радіус барабана за розміром (за товщиною або за шириною) зубка часнику, присмоктаного до отвору на його поверхні, м.

Підставляємо (15) у (14) і друге його рівняння розв'язуємо відносно  $t_1$ , а саме:

$$t_1 = -\frac{wR_c}{g} + \sqrt{\left(\frac{wR_c}{g}\right)^2 + (y_c(t_1) - R_c \cos a_1) \frac{2}{g}}. \quad (16)$$

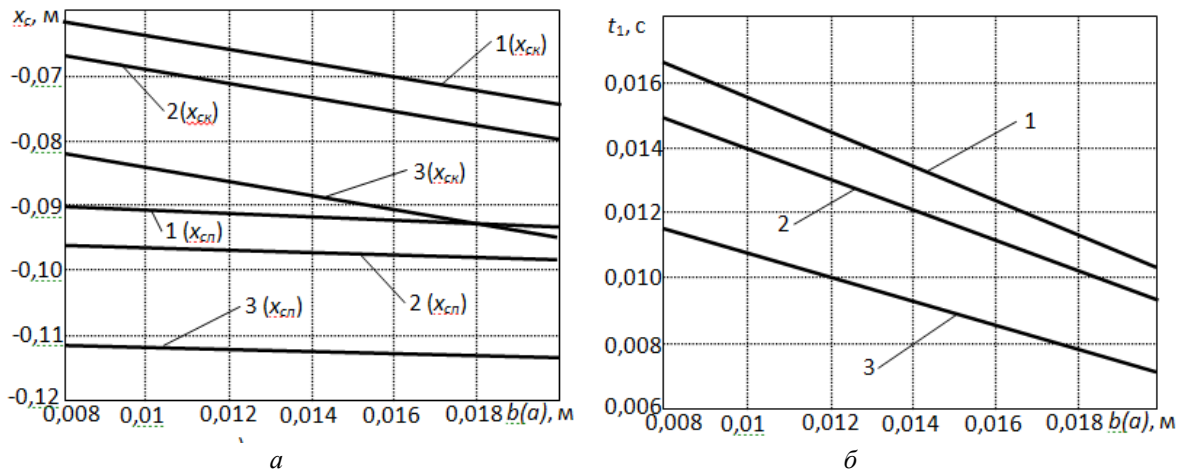
Отримане  $t_1$  підставляємо у (14), з першого рівняння якого знаходимо абсцису  $x_c(t_1)$ :

$$\begin{aligned} x(t_1) &= wR_c \left( \sqrt{\left(\frac{wR_c}{g}\right)^2 + \frac{2}{g}(y_c(t_1) - R_c \cos a_1)} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{wR_c}{g} \right) \cos a_1 - R_c \sin a_1. \end{aligned} \quad (17)$$

Оскільки  $R_c$  і  $R_3$  можуть змінюватися в певних межах залежно від розмірів зубка, то й значення абсциси  $x_c(t_1)$  і часу  $t_1$  відповідно можуть змінюватися в певних межах:

$$\begin{aligned} t_{1\min} &\leq t_1 \leq t_{1\max}; \\ x(t_{1\min}) &\leq x(t_1) \leq x(t_{1\max}). \end{aligned} \quad (18)$$

Розв'язок рівнянь (16) і (17) числовим методом Рунге–Кутта в середовищі системи Matlab дозволив встановити закономірності зміни початкової ( $x_{cn}$ ) та кінцевої ( $x_{ck}$ ) абсцис центра маси під час падіння і часу  $t_1$  падіння різних за масою зубків часнику на нижній палець вилки від характерних розмірів ( $b$  – ширини та  $a$  – товщини) його поперечного перерізу (рис. 2).



**Рис. 2.** Залежність початкової ( $x_{cn}$ ) та кінцевої ( $x_{ck}$ ) абсцис центра маси (а) під час падіння і часу  $t_1$  падіння (б) зубка часнику масою  $m = 8$  г на нижній палець вилки від характерних розмірів ( $b$  – ширини ( $a$  – товщини)) його поперечного перерізу за швидкості транспортера  $V_m = 1,0$  м/с, кількості отворів на барабані  $n = 9$  шт., відстані від нижньої точки барабана до пальця вилки  $h_1 = 0,01$  м, висоти пальця вилки  $h_2 = 0,15$  м для барабанів радіусом  $R_\delta = 0,291$  м (1),  $R_\delta = 0,3276$  м (2) та  $R_\delta = 0,4368$  м (3), кутова швидкість обертання яких  $\omega = 6,1079$  рад/с

**Fig. 2.** Dependence of the initial ( $x_{cn}$ ) and the final ( $x_{ck}$ ) abscissa of the center of gravity (a) during the fall and time  $t_1$  of the fall (б) of the garlic clove of  $m = 8$  g mass on the lower finger of the fork from the characteristic sizes ( $b$  – width ( $a$  – thickness)) of its cross-section on the  $V_m = 1,0$  m/s conveyor speed, the number of holes on the drum  $n = 9$ , the distance from the bottom of the drum to the finger of the fork  $h_1 = 0,01$  m, the height of the fork  $h_2 = 0,15$  m for drums with a radius of  $R_\delta = 0,291$  m (1),  $R_\delta = 0,3276$  m (2) and  $R_\delta = 0,4368$  m (3), the angular speed of which is  $\omega = 6,1079$  rad/s

Як показали теоретичні дослідження, закономірності зміни початкової та кінцевої абсцис центра маси під час падіння різних за масою зубків часнику на нижній палець вилки мають лінійний характер і залежать від радіуса  $R_\delta$  барабана і кількості отворів  $n$  на його поверхні, від яких, своєю чергою, залежать кутові швидкості їх обертання  $\omega$ , що мають бути узгоджені зі швидкістю  $V_{mp}$  переміщення транспортера садильного апарата.

Як видно з наведених графіків, для зубків часнику масою  $m = 8$  г (див. рис. 2, а), присмоктаних до отворів ( $n = 9$  шт.) на поверхні барабана, радіус якого  $R_\delta = 0,2912$  м, мінімальне значення початкової абсциси центра маси зубків часнику під час їх падіння на нижній палець вилки характерне для ширини (товщини) зубка  $0,008$  м і становить  $(-0,093)$  м, а максимальне – для зубків, ширина (товщина) яких  $0,02$  м –  $(-0,090)$  м. Для цих же зубків за незмінних параметрів барабана кінцева абсциса центра маси зубка в момент падіння становить  $(-0,063)$  м (максимальне значення) і  $(-0,074)$  м (мінімальне значення).

Аналогічні закономірності простежуються і для барабанів, радіуси яких  $R_\delta = 0,3276$  м та  $R_\delta = 0,4368$  м. Якщо кількість отворів на барабані радіусом  $0,3276$  м залишити незмінною, то  $x_{cn}$  змінюється в межах від  $(-0,098)$  до  $(-0,097)$  м, а  $x_{ck}$  – у межах  $(-0,080) \dots (-0,068)$  м. Для барабана  $R_\delta = 0,4368$  м маємо такі діапазони змін досліджуваних параметрів:  $x_{cn} = (-0,0113) \dots (-0,0112)$  м, а  $x_{ck} = (-0,074) \dots (-0,062)$  м. При цьому розміри зубків за товщиною (шириною) вибирали в межах  $0,008 \dots 0,020$  м.

Стосовно тривалості падіння відокремленого від отворів на барабані зубка часнику до моменту його контакту з нижнім пальцем вилки, теоретичними дослідження встановлено, що між часом  $t_1$  (див. рис. 2, б) і розмірами зубка  $b(a)$  існує прямо пропорційна залежність, причому чим менший радіус барабана, тим тривалішим є час падіння зубка. Так, для  $R_\delta = 0,2912$  м мінімальний час падіння зубка на нижній палець вилки  $t_{1min}$  становить  $0,0103$  с ( $b(a) = 0,008$  м), а максимальний  $t_{1max} = 0,0166$  с ( $b(a) = 0,020$  м). Найнижчі межі змін часу  $t_1$  притаманні барабану радіусом  $0,4368$  м. Вони лежать у діапазоні  $0,0071 \dots 0,0115$  с. Це пояснюється ще й тим, що момент (кут) відривання зубків від отворів барабана також змінюється і чим більший радіус барабана, тим він менший.

Для зубків масою  $2$  і  $5$  г характерні аналогічні залежності, що відображені на графіках (див. рис. 2). Відмінними є тільки числові

значення досліджуваних показників, особливо зі зміною кількості отворів на поверхні барабана до восьми і до дванадцяти.

У момент падіння зубка на нижній палець вилки два її бокові пальці повинні бути повністю розкритими протягом відрізка часу

$$t_2 = (t_{1max} - t_{1min}). \quad (19)$$

Це означає, що довжина  $l_n$  напрямної б (див. рис. 1), при якій вилка повністю відкрита, становить

$$l_n = V_m t_2. \quad (20)$$

У момент відривання зубка від отвору на барабані відстань від осі плунжера до осі  $O_u$  становить

$$l = C_{n1} + V_m t_{1min} + x(t_{1min}). \quad (21)$$

У цьому разі відстань  $l_2$  від куль 7 (див. рис. 1) механізму керування пальцями вилки до напрямної б, при якій пальці вилки повністю відкриті, обчислюємо за формулою

$$l_2 = V_m t_{1min}. \quad (22)$$

Мінімальне значення кута  $\alpha_1$ , за якого перестає діяти присмоктувальна сила і зубок часнику відривається від отвору на поверхні барабана, знайдемо з умови, щоб зубок, який є защемленим між пальцями вилки, не зустрівся (не контактував) із наступним зубком, приєднаним до отвору на барабані через кут  $\alpha$ .

Для визначення кута  $\alpha_1$  відривання зубка скористаємося рис. 1, з якого видно, що має місце співвідношення

$$\cos \alpha_1 = \frac{h - h_3}{R_3^{max}}, \quad (23)$$

де  $h$  – відстань від осі обертання барабана до площини зубка, захопленого пальцями вилки, м,

$$h = R_\delta + h_1 + h_2; \quad (24)$$

$R_3^{max}$  – радіус барабана за максимальним розміром (за товщиною або за шириною) зубка часнику, присмоктаного до отвору на його поверхні, м;

$h_3$  – відстань, що характеризує максимальний розмір зубка часнику за шириною (товщиною), м;

$$h_3 = b(a)_{max} = R_3^{max} - R_\delta, \quad (25)$$

де  $b(a)_{max}$  – максимальна товщина (ширина) зубка, м.

З урахуванням (25) вираз (23) матиме вигляд

$$\cos \alpha_1 = \frac{h - b(a)_{max}}{R_\delta + b(a)_{max}}. \quad (26)$$

Звідси знаходимо значення кута  $\alpha_1$  відривання зубка часнику від отворів на поверхні барабана

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \arccos\left(\frac{h - b(a)_{max}}{R_\delta + b(a)_{max}}\right) = \\ &= \arccos\left(\frac{R_\delta + h_1 + h_2 - b(a)_{max}}{R_\delta + b(a)_{max}}\right) \end{aligned} \quad (27)$$

На підставі виконаних досліджень встановлено, що кут  $\alpha_1$  відривання зубка залежить від його максимальних розмірних параметрів і радіуса барабана незалежно від кількості отворів на ньому та кутової швидкості  $\omega$ . Саме за товщиною (шириною) зубка вибирають висоту бокових пальців вилки  $h_2$  і встановлюють відстань від нижньої точки барабана до нижнього пальця вилки  $h_1$ . Так, для  $b(a)_{max} = 0,010$  м  $h_1 = 0,005$  м, а  $h_2$  становить 0,010 м. За таких умов кут відривання зубка  $\alpha_1$  для барабана, радіус  $R_6$  якого становить 0,2912, 0,3276 та 0,4368 м, складає відповідно 10,45, 9,87 та 8,58 град. Якщо  $b(a)_{max} = 0,015$  м, то  $h_1$  слід збільшити до 0,008 м, а  $h_2$  не має бути меншим за 0,013 м. У такому разі для вже відомих радіусів  $R_6$  кут  $\alpha_1$  становить 13,90, 13,14 і 11,44 град. Коли  $b(a)_{max} = 0,020$  м,  $h_1$  встановлюють на рівні 0,010 м, а  $h_2 = 0,015$  м, то для радіуса  $R_6 = 0,2912$  м кут  $\alpha_1$  складає 17,86 град, якщо  $R_6 = 0,3276$  м, то  $\alpha_1 = 16,89$  град і для  $R_6 = 0,4368$  м  $\alpha_1 = 14,72$  град.

**Висновки.** Теоретичними дослідженнями системи «барабан – зубок часнику – вилка» встановлено таке:

1. Зі зменшенням кількості отворів для присмоктування зубків часнику на поверхні барабана його кутова швидкість  $\omega$  і відповідна їй швидкість  $V_m$  переміщення транспортера зростають.

2. Сила присмоктування  $P_{n1}$  зубків часнику до поверхні барабана зростає зі збільшенням його кутової швидкості  $\omega$ , зменшенням кількості отворів на його поверхні та збільшенням маси  $m$  зубка, що до них приєднується.

3. Закономірності зміни початкової та кінцевої абсцис центра маси різних за масою зубків часнику під час їх падіння на нижній палець вилки мають лінійний характер і залежать від радіуса  $R_6$  барабана та кількості отворів  $n$  на його поверхні.

4. Між часом  $t_1$  падіння відокремленого від отворів на барабані зубка часнику до моменту його контакту з нижнім пальцем вилки і розмірами зубка  $b(a)$  існує прямо пропорційна залежність, причому зі зменшенням радіуса барабана тривалішим стає час падіння зубка.

5. Кут  $\alpha_1$  відривання зубка залежить від його максимальних розмірів за товщиною (шириною) і радіуса барабана, незважаючи на кількість отворів на ньому та його кутову швидкість  $\omega$ , а також висоти бокових пальців вилки  $h_2$  і відстані від нижньої точки барабана до нижнього пальця вилки  $h_1$  плунжера садильного апарата.

## Бібліографічний список

1. Аксенов А. Г. Повышение качества посадки лука-севка с разработкой и обоснованием параметров вибрационно-пневматического высаживающего аппарата: дисс. ... канд. техн. наук. Пенза, 2011. 142 с.
2. Бойко А. І., Банний О. О., Попик П. С. Аналіз зусиль, що діють на зернини при переміщенні їх дозуючим елементом пневмомеханічного апарата торцевої дії. *Науковий вісник Житомирського національного агрокологічного університету*. Житомир, 2014. Вип. 2 (45), т. 4, ч. 1. С. 258–263.
3. Емельянов П. А., Ибрагимов Н. М. Введение в теорию ориентирования тел техническими средствами в сельскохозяйственных технологических процессах. Пенза: РИО ПГСХА, 2007. 128 с.
4. Кузенко Д. В., Семен О. Я. Машина для садіння зубків часнику. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2017. № 21. С. 114–118.
5. Кузенко Д. В., Семен О. Я., Гошко З. О., Семен Я. В. Дослідження розмірно-масових показників зубків часнику. *Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей*. Луцьк, 2018. Вип. 39. С. 86–93.
6. Лихацкий В. И. Чеснок. Биология и технология выращивания: практ. пособие. Киев: Изд-во УСХА, 1990. 96 с.
7. Ніщенко І. О., Левчук О. В. Теоретичне обґрунтування конструкційних параметрів пристрою для дозованого розселення подізуса. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2002. № 6. С. 152–158.
8. Semen O., Kuzenko D., Semen Ya. A machine for oriented planting of garlic teeth. *TEKA. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin; Rzeszów, 2017. Vol. 17, No. 2. P. 55–60.
9. Погорелый Л. В. Пневматические сеялки. Конструирование и расчет. Киев: Техника, 1992. 222 с.
10. Свірень М. О. Елементи теорії пневмомеханічного апарату для однозернового висіву насіння зернових культур. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвідом. наук.-техн. зб.* Кіровоград, 1999. Вип. 27. С. 158–164.
11. Свірень Н. А. Механика процесса присасывания семян к отверстию высевающего диска. *Сборник научных трудов ВИМ*. Москва, 1990. Т. 124. С. 46–48.
12. Семен О. Я. Визначення динамічного коефіцієнта тертя зубків часнику. *Сучасні проблеми землеробської механіки: матеріали XVII Міжнар. наук. конф., присвяч. 116-річчю з дня народження академіка П. М. Василенка (Суми, 17-18 жовт. 2016 р.)*. Суми, 2016. С. 81–84.
13. Семен О. Я. Визначення коефіцієнта та кута зовнішнього тертя зубків часнику. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2016. № 20. С. 162–167.
14. Семен О. Я., Кузенко Д. В., Семен Я. В. Аналітична модель зубка часнику. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету: Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. Кропивницький, 2018. Вип. 31. С. 40–46.

15. Семен О. Я. Обґрунтування способу садіння часнику машиною з ланцюгово-плунжерним садильним апаратом. *Перспективи і тенденції розвитку конструкторської та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь*: матеріали IV Всеукр. наук.-практ. конф. (Житомир, 28-29 берез. 2018 р.). Житомир, 2018. С. 27–29.

16. Семен О. Я. Саджалка зубків часнику. *Молодь та сільськогосподарська техніка у XXI столітті*: матеріали XIV Міжнар. форуму молоді (Харків, 5-6 квіт. 2018 р.). Харків, 2018. С. 17.

17. Снітинський В. В., Ліщак Л. П., Ковальчук Н. І., Ліщак І. О. Часник на фермському полі та присадибній ділянці. Львів: Укр. бестселер, 2010. 110 с.

18. Соколов В. А. Обоснование параметров вилочного захвата аппарата точного посева лука-севка. *Научно-технический бюллетень / Всесоюзный НИИ механизации сельского хозяйства*. Москва, 1981. Вып. 48.1. С. 20–23.

19. Шведик М. С., Решетило О. М. Аналіз дії сили тиску зернового шару на насінину, що знаходиться в комірчині конічного висівного елемента при його обертанні. *Наукові нотатки*. Луцьк, 2002. Вип. 10. С. 248–254.

20. Шведик М. С., Степанюк О. М. Визначення сили присмокування насінини до комірчки конічного висівного елемента з вертикальною віссю обертання. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 1995. С. 227–242.

**Семен О., Кузенко Д., Семен Я.**

### **ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ «БАРАБАН – ЗУБОК ЧАСНИКУ – ВИЛКА» САДЖАЛКИ ЧАСНИКУ**

У статті розглянуто наукову проблему з пошуку оптимальних конструктивно-технологічних рішень під час розробки саджалки для поштучного встромлення зубків у дно борозенки на основі теоретичного обґрунтування параметрів окремих елементів системи «барабан – зубок часнику – вилка» та їх взаємного впливу на процес садіння в цілому. Встановлено, що пневмомеханічні системи набули доволі значного поширення у сільськогосподарській техніці, особливо в посівних машинах, агрегатах для внесення добрив. Використовувані ними робочі органи – це переважно диски з горизонтальною віссю обертання й отворами на торцевій поверхні, під час теоретичних досліджень яких застосовувалися подібні аналітичні моделі, основним завданням яких було визначення числового значення сили присмокування зернини до отвору диска.

Запропоновано аналітичні моделі, що враховують узгоджену роботу барабана, до отворів на поверхні якого під дією розрідження приєднані зубки часнику, та ланцюгово-плунжерного садильного апарата, вилки якого захоплюють зубки й поштучно встромляють у дно борозенки, орієнтуючи їх денцем униз, а ростком угору. Наведено розрахункову модель системи «барабан – зубок часнику – вилка». Описано методику теоретичних досліджень та отримано аналітичні залежності для встановлення сили присмокування зубків до отворів на поверхні барабана, обґрунтовано його кутову швидкість обертання, узгоджену з конструктивними параметрами ланцюгово-плунжерного садильного апарата. Теоретично досліджено рух зубка часнику після відокремлення його від отвору на поверхні барабана до моменту захоплення пальцями вилки. Отримано аналітичні залежності для визначення часу падіння та кута відривання зубка від поверхні барабана, встановлено та проаналізовано основні закономірності вказаного процесу.

**Ключові слова:** зубок часнику, барабан, вилка, сила присмокування, швидкість, час.

**Semen O., Kuzenko D., Semen Ya.**

### **THEORETICAL STUDY OF PARAMETERS OF THE «DRUM – GARLIC CLOVE – FORK» SYSTEM OF THE GARLIC PLANTER**

The article deals with the scientific problem of finding the optimal structural and technological solutions during the development of planter for single-piece insertions of the garlic clove into the bottom of the furrow on the basis of the theoretical substantiation of the individual elements parameters of the «drum – garlic clove – fork» system and its mutual influence on the process of garlic planting in general.

An analysis of recent publications was found that pneumatic mechanical systems have become quite widespread in agricultural machinery, especially in planting and seeding machines, fertilizer aggregates. The working bodies used in these machines are mainly discs with a horizontal axis of rotation and apertures on the end surface. During the theoretical research of working bodies, similar analytical models were used. The main task of study was to determine the magnitude of the suction force of the grain to the disk aperture.

For the examined planter the analytical models that take into account the coordinated work of the drum with the garlic cloves and the chain plunger planting apparatus are developed. The garlic cloves are attached to the apertures on the drum surface under the action of rarefaction (suction force). The forks of chain plunger planting apparatus take the garlic cloves and insert them into the bottom of the furrow with cloves centering of downwards to down and germinating to up. The calculation model of the system «drum – garlic clove – fork» is developed and analyzed.



The method of theoretical research is described and analytical dependencies are obtained for establishing the force of suction of the cloves to the apertures on the surface of the drum. It is established that the force of suction of garlic clove to the surface of the drum was increased with increase of drum angular velocity, with reduce of the number of openings on its surface and with increase of the mass of the cloves attached to them.

The angular speed of the drum, harmonized with the structural parameters of the chain-plunger planting machine is substantiated. It is proved that the angular velocity of the drum was increased with the increase in the speed of transport of the conveyor and the decrease in the number of openings on its surface. In this case, the placement of plungers on the conveyor chains was constant.

The movement of the garlic clove after separating it from the aperture of the drum surface until the moment of capture it with fingers of the fork was studied theoretically. The equation is obtained and solved with a PC using by the numerical Runge Kutt method in the Matlab system. The solution of equation allowed to determine the regularities of the change of the initial and final abscissa of the garlic clove gravity center during the clove fall on the lower finger of the fork and the time of garlic clove falling with various weight from the characteristic dimensions (width (thickness) of its cross-section). It was determined the linear regularities of the change of the initial and final abscissa of the center of gravity of different in weight garlic cloves during its fall on the lower finger of the fork and depending on the radius of the drum and the number of openings on its surface. The angular velocities of the drum are coordinated with the speed of the transponder of the planting machine and depended of the radius of the drum and the number of openings on its surface.

The analytical dependences for determining the time of fall and the angle of leaving off the surface of the drum are determined, and the basic regularities of the process are established and analyzed. It is established the directly proportional dependence of the size of the clove and of the time of fall of the garlic clove separated from the holes on the drum to the moment of its contact with the lower finger of the fork. With the decrease of the radius of the drum, the falling time of the garlic clove becomes longer.

The minimum value of the angle at which the sucking force was stopped to act and the garlic clove was separated from the opening on the surface of the drum was found from the condition that the clove pinched between the fingers of the fork did not meet (not touching) with the next tooth attached to the drill hole through the same angle.

Theoretical studies have established that the angle of leaving off the clove depends on its maximum dimensions in thickness (width) and the radius of the drum, regardless of the number of opening on it and its angular velocity, as well as the height of the fork pins and the distance from the bottom of the drum to the lower finger of the plunger fork of the planting machine.

**Key words:** garlic clove, drum, fork, suction force, velocity, time.

*Стаття надійшла 26.10.2018*