

УДК 621.867.42

І.Гевко, О.Ляшук, О.Колесник

Тернопільський державний технічний університет ім. Івана Пулюя

## ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЯМОКОПАЧІВ

*Приведена методика дослідження конструктивних, технологічних і силових параметрів гвинтових робочих органів ямокопачів з використанням спеціального обладнання ґрунтового каналу з виведенням аналітичних залежностей.*

**Постановка проблеми.** Одним з напрямків розширення технологічних можливостей гвинтових пристроїв в народному господарстві є застосування гвинтових робочих органів (ГРО) не лише для технологічних процесів транспортування, затиску, змішування, але й для забезпечення фіксації різного роду підйимально-транспортного обладнання при використанні його у польових та інших умовах сільськогосподарського виробництва, а саме на відкритому ґрунті при вирощуванні хмелю, винограду, натягування ліній електро- та радіопередач та інше. Крім цього гвинтові опори можна використовувати в якості робочих органів ямокопачів для викопування ям. Таке використання гвинтових опор підйимально-транспортних лебідок базується на принципі модульного проектування машин і механізмів і забезпечує зменшення затрат на їх проектування і виготовлення.

**Аналіз останніх досліджень.** Питанням теорії та практики визначення конструктивних та енергосилових параметрів гвинтових робочих органів присвячено багато праць [1, 2, 3, 4], проте, відповідно до технологічного призначення гвинтових опор підйимально-транспортних машин, їх можна використовувати для виготовлення ям в ґрунті, але розрахунок кожної із конструкцій мають свої характерні особливості, які необхідно розробити.

**Мета досліджень.** Метою даної роботи є розробка інженерної методики розрахунку робочого органу ямокопача при викопуванні ям та інше, які широко використовують в якості опор підйимально-транспортних машин [5].

Робота виконувалася в рамках постанови Кабінету Міністрів України про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки

“Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі” на 2004-2008 роки.

**Результати досліджень.** На основі модульного принципу проектування механізмів і машин доцільно гвинтові опори піднімально-транспортних (ПТМ) використовувати в якості (ГРО) для викопування ям, для потреб народного господарства.

Робочими органами ямокопача є бур, призначений для спушення ґрунту і транспортування його з ями, що утворилася. Діаметр бура ямокопача залежить від діаметру викопуваної ями, і у зв'язку з тим, що в процесі роботи ямокопача виникають вібрації і його коливання, для отримання заданого діаметру  $D_0$  ями діаметр бура вибирають декілька меншим, тобто  $D = (0,93 - 0,95) D_0$  за рахунок розбиваннями [1]. Висота бура ямокопача залежить від глибини і діаметру викопуваної ями, а також від способу заглиблення бура і винесення на поверхню ґрунту.

У транспортуючих бурів, призначених для безперервного заглиблення в процесі копання ям, висоту приймають рівною глибині  $H_0$  ями, або декілька більшою, тобто  $H = (1,0 - 1,1) H_0$ . По числу заходів шнекові частини бура ямокопача можуть бути одні-, двух- і трехзаходні.

Кут  $\alpha$  підйому гвинтової поверхні рекомендується брати 10-25°. Із збільшенням  $\alpha$  посилюється відкидання ґрунту, тому менші значення  $\alpha$  приймають тоді, коли радіус відкидання ґрунту повинен бути невеликим. Швидкість заглиблення бура або подача  $S$  на один оберт може бути в межах 10-100 мм. При роботі бура на щільних ґрунтах і рихлих ґрунтах, при ремонті виноградників вони можуть мати великі значення. Для універсальності ямокопача доцільно передбачити в конструкції можливість регулювання подачі робочого органу ямокопача (рис. 1).

Кутова швидкість бура є основним параметром, від якого залежить транспортування землі шнеком. Кутова швидкість бура, при якій забезпечується рух ґрунту вгору по робочому органу (шнеку) з найменшим приводним моментом на валу бура, визначається із залежності [1]:

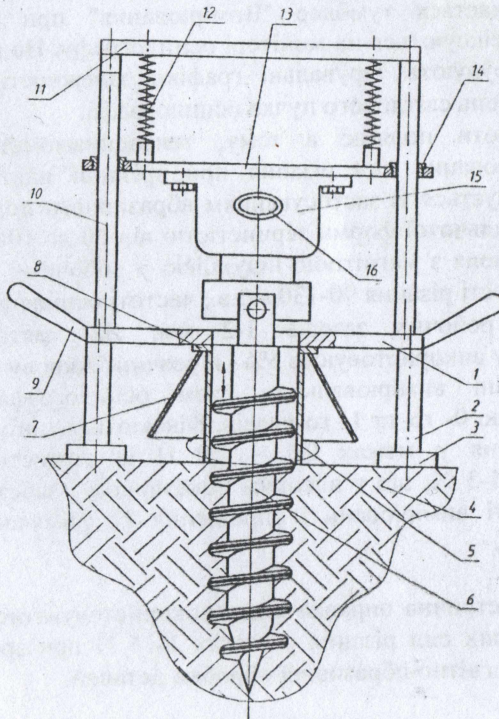


Рис. 1. Ямкопач з гвинтовим робочим органом [5]

$$\omega = (4 \div 5)\omega_{кр}, \quad (1)$$

де  $\omega_{кр}$  -кутова критична швидкість, при якій ґрунт транспортується вгору.

При цьому критичну швидкість визначають із залежності:

$$\omega_{кр} = \sqrt{2g / [ctg(\alpha + \varphi_1)AD_0f_2]}, \quad (2)$$

де  $g$  -прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$\alpha$  - кут підйому гвинтової поверхні, град;

$\varphi_1$  -кут тертя ґрунту по поверхні шнека, який виготовлений із сталі, град;

$A$  - коефіцієнт;  $D_0$  -діаметр ями, м;

$f_2$  - коефіцієнт тертя ґрунту по ґрунту ( $f_2 = 0,8 - 1,0$ ).

Коефіцієнт  $A$  визначають по формулі  $A = 1 + S / (\pi D \operatorname{tg} \alpha)$

Вертикальна швидкість  $V_z$  переміщення ґрунту в процесі роботи ямокопача є проміжним показником, необхідним для визначення привідного моменту і продуктивності. Цю швидкість можна визначити із залежності:

$$V_z = \frac{D_0 \omega \operatorname{tg} \alpha}{4P} \left[ AB - \sqrt{A^2 B^2 - 4P \left[ A^2 \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) - \frac{E}{f_2} \right]} \right], \quad (3)$$

де  $P = \operatorname{tg} \alpha [1 + 0,4 \operatorname{tg} \alpha + 0,4 \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1) + 0,16 \operatorname{tg} \alpha \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1)] + \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1)$

$$B = \operatorname{tg} \alpha + 2 \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1) + 0,4 \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1);$$

$$E = 2g / D_0 \omega^2.$$

Найменший приводний момент і осьова сила на валу бура можуть бути отримані при оптимально вибраних значеннях кутів різання гвинтового леміша.

Потужність, що витрачається безпосередньо для обертання самого бура, визначають по формулі:

$$N_b = \sum M \omega / 75 \eta_b, \quad (4)$$

де  $M$  - момент, що крутить вал бура;

$\omega$  - кутова швидкість бура;

$\eta$  - ККД механізму бура.

Звідси витікає, що загальна потужність двигуна самохідного шасі для роботи бура визначається за формулою [1]:

$$N = \frac{\sum M \omega k_{зан}}{75 \eta_1 \eta_2}, \quad (5)$$

де  $k_{зан}$  - коефіцієнт запасу потужності двигуна, ( $k_{зан} = 1,3 - 1,5$ ),  $\eta_1$  - ККД механізмів передач ямокопача, який входить ( $\eta_1 = 0,9 - 0,95$ ),  $\eta_2$  - ККД трансмісії самохідного шасі ( $\eta_2 = 0,94$ ).

Для дослідження навантажувальної здатності опор ПТЛ використовували ґрунтовий канал Волинського національного університету водного господарства і природних ресурсів. Ґрунтовий канал оснащений стендовою машиною і апаратурою для дослідження параметрів механізмів при взаємодії з ґрунтовим покривом.

Експериментальна установка для створення навантаження на опори представлена на (рис. 2), яка виконана у вигляді рами 1, яка встановлена на чотири опорні ролики 6. Останні жорстко встановлені внутрішніми отворами на осі 7 з можливістю кругового обертання, а зовнішніми діаметрами опорні ролики взаємодіють з рейсами 5 з можливістю осевого переміщення.

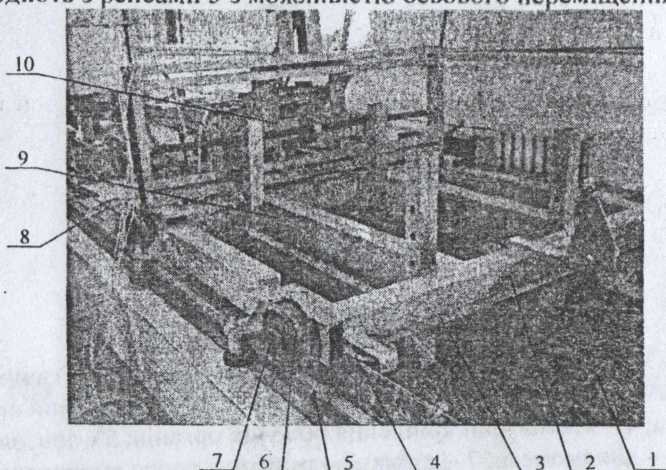


Рис. 2. Стенд для дослідження навантажувальної здатності гвинтових опор піднімально-транспортних лебідок і ямокопачів: 1 – ґрунт; 2 – рама; 3 – канат; 4 – направляючий ролик; 5 – рейки; 6 – опорні ролики; 7 – осі; 8 – натяжні канати переміщення стенда; 9 – елементи конструкції для кріплення робочих органів; 10 – механізм регулювання положення робочих органів.

До рами 1 жорстко кріпляться елементи конструкції для кріплення робочих органів 9 і механізм регулювання положення робочих органів по ширині і глибині 10.

Для створення відповідного навантаження і швидкості переміщення установки по рейках 5 використовують два натяжних канати 8, які під'єднані до редуктора-електродвигуна, який встановлений на початку ґрунтового каналу.

Важливим фактором ямокопача є його продуктивність, яка є функцією від кутової швидкості, з другої сторони при великій кутовій швидкості здійснюється велике розкидання землі і швидкий підйом ґрунту вверх по шнекові.

Продуктивність ямокопача змінної роботи визначаємо із залежності:

$$Q = K_1 K_2 F S V, \quad (6)$$

де  $K_1$  - коефіцієнт розрихлення ґрунту;

$K_2$  - коефіцієнт заповнення між виткового простору;

$F$  - площа поперечного перерізу потоку ґрунту,  $\text{м}^2$ ;

$S$  - величина подачі бура,  $\text{м/хв}$ ;

$V$  - швидкість обертання бура.

Установка для виривання і дослідження зусилля при цьому, зображена на (рис.3).

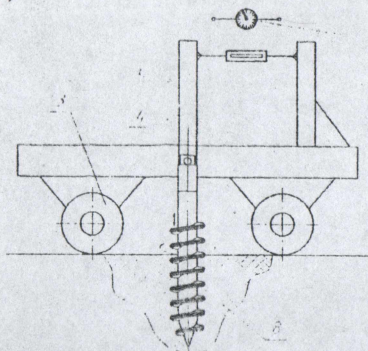


Рис. 3. Установка для вимірювання зусилля вириванням гвинтовим робочим органом: 1 – поверхня ґрунту; 2 – тензометричний візок; 3 – котки; 4 – кронштейн кріплення робочих органів; 5 – тензоланка; 6 – динамометр; 7 – стаяк; 8 – гвинтова опора ямокопача

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Гвинтові опори піднімально-транспортних лебідок з метою розширення їх технологічних можливостей на основі модульного проектування ГРО, які можуть бути успішно використані в якості робочих органів ямокопачів.

2. Приведена методика розрахунку робочих органів ямокопачів в залежності від конструктивних і технологічних факторів на спеціальному стенді і приведено рекомендації, що до вибору кінематичних і конструктивних параметрів ГРО.

1. Цимерман М.З. Рабочие органы почвообработающих машин. – М.: Машинстроение, 1978.- 294с.
2. Механізми з гвинтовими пристроями / Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М., Пилипець М.і., Матвійчук А.В. – Львів.: Світ, 1993. – 208 с.
3. Ляшук О.Л., Колесник О.А. Методика приведення експериментальних досліджень лебідок з гвинтовими опорами. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Василенка, Харків, Вип.59: 2007. - 115-119с.
4. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. - К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
5. Патент №20111 Україна, Піднімально – транспортна гвинтова лебідка, Гевко І.Б., Колесник О.А., Дзюра В.О., Бюл. № 1, 2007.