

УДК 631.348
© 2014

Іванов О. М., Арендаренко В. М., кандидати технічних наук
Полтавська державна аграрна академія

РОЗРАХУНКОВА МОДЕЛЬ ГІДРООБПРИСКУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ТУНЕЛЬНОГО ТИПУ

Рецензент – кандидат технічних наук Р. М. Харак

Наведено результати теоретичних досліджень зі складання розрахункової моделі гідрообприскувальної установки тунельного типу, призначеної для обприскування під високим тиском рослин у тунельній камері. Дослідження проводились із залученням теорії гідродинаміки та гідростатики для розрахунку складних трубопроводів і багатокомпонентних гідравлічних систем. За результатами розрахункових досліджень було складено аналітичні рівняння, що визначають величини гідравлічних параметрів у вузлових точках і встановлюють взаємозв'язок між основними компонентами гідравлічної установки.

Ключові слова: *трубопровід, гідравлічна система, гідростатика, форсунка, гідродинамічні параметри, розрахункова модель.*

Постановка проблеми. Забезпечення населення високоякісною та екологічно чистою продукцією – основне завдання сільськогосподарського виробництва. Проте для отримання якісної продукції товаровиробники застосовують різноманітні отрутохімікати, які шляхом обприскування наносяться на рослини.

Обприскування насаджень картоплі виконується декілька разів (залежно від появи дорослих жуків та їх личинок). Для цього використовуються штангові обприскувачі, обладнанні форсунками. Таке обприскування передбачає розпилення робочої рідини на транспортування утворених крапель повітряним потоком до об'єктів обробки. У такому разі частина робочої рідини потрапляє на ґрунт, а інша з бадилля картоплі стікає знову ж на ґрунт, збільшуючи його пестицидне навантаження.

Для усунення цього недоліку пропонується гідрообприскувальна установка тунельного типу, в якій відбувається обприскування насаджень картоплі у закритому об'ємі. Така схема обприскування забезпечує збір стікаючої робочої рідини та її повторне використання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми. Збиранням і знищенням колорадського жука на насадженнях картоплі займалися різні науковці. Так, у роботах [1–3] пропонується збирання

шкідника пневматичним шляхом, а знищення його – механічним. Однак такий принцип не дає можливості збирати й знищувати личинок жука першого та другого покоління.

Для вирішення проблеми збирання дорослих жуків та їх личинок нами запропоновано і запатентовано корисну модель України [6]. У запропонованій установці струшування личинок і дорослих жуків відбувається стисненим струменем робочої рідини. Установка складається з робочої камери П-подібного типу, форсунок, розміщених ярусно в середині робочої камери, насоса, бака, фільтрів, струминного насоса та трубопроводів.

Мета роботи і завдання досліджень. Метою запропонованого дослідження є складання розрахункової моделі гідравлічної системи тунельної обприскувальної установки з використанням основних положень теорій гідростатики та гідродинаміки для використання її в подальших теоретичних дослідженнях із визначення та узгодження гідравлічних параметрів і характеристик основних складових даної установки.

Завданням запропонованого дослідження є наведення чіткого математичного алгоритму для визначення гідропараметрів у вузлових точках конструкції зі складними трубопроводами та з різноманітними за характером і принципом дії гідравлічними елементами.

Результати дослідження. Принципова гідравлічна схема тунельної гідрообприскувальної установки відображена на рис. 1 а. Установка обладнана баком великого об'єму, з якого за допомогою відцентрового насоса відбувається відбір рідини та нагнітання її під високим тиском до великої кількості форсунок у камері для обприскування (рис. 1 б). Кількість форсунок та характер їхнього розташування в середині камери відповідає вимогам ефективного процесу обприскування. З метою економії обприскувальної рідини до складу установки входить збірний бак, використання якого дає змогу збирати й накопичувати ту частину рідини, що не потрапляє на об'єкт обприскування і природним шляхом стікає з поверхні цього об'єкта. Для відкачування

зібраної рідини до установки вводиться струминний насос та фільтр, який очищує потік рідини від механічних і рослинних домішок.

Інжекційним потоком струминного насоса є відгалужена частина основного гідравлічного потоку, що подається штатним відцентровим насосом установки до форсунок камери обприскування.

Розв'язання завдання зі складання розрахункової моделі гідравлічної системи зі складними трубопроводами передбачає розбиття єдиної

конструкції на елементарні частини, які б представляли собою комплекс простих трубопроводів і розрахунок яких зводиться до застосування закону (рівняння) Бернуллі [4] та рівняння нерозривності потоку робочої рідини.

У зв'язку з цим гідравлічна схема установки (рис. 1 а) розбита на окремі складові (рис. 2). Розглянемо кожен складову зокрема. Перша складова на рис. 2 а представляє собою гідравлічну штангу з кількома начепленими форсунками, що приєднана до вхідного вузла С.

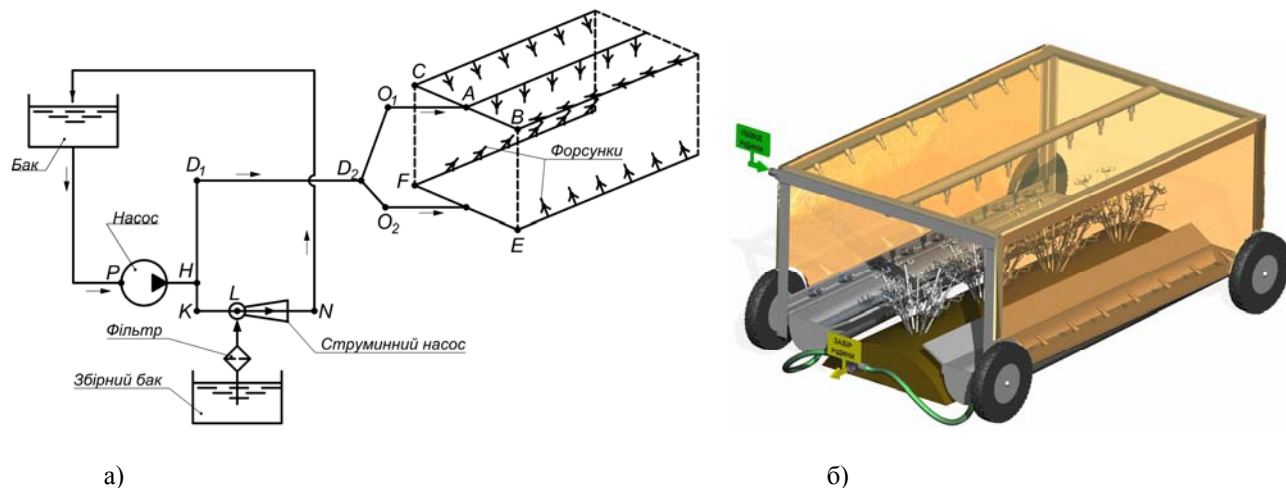


Рис. 1. Принципова гідравлічна схема установки (а) та загальний вигляд її обприскувальної камери (б)

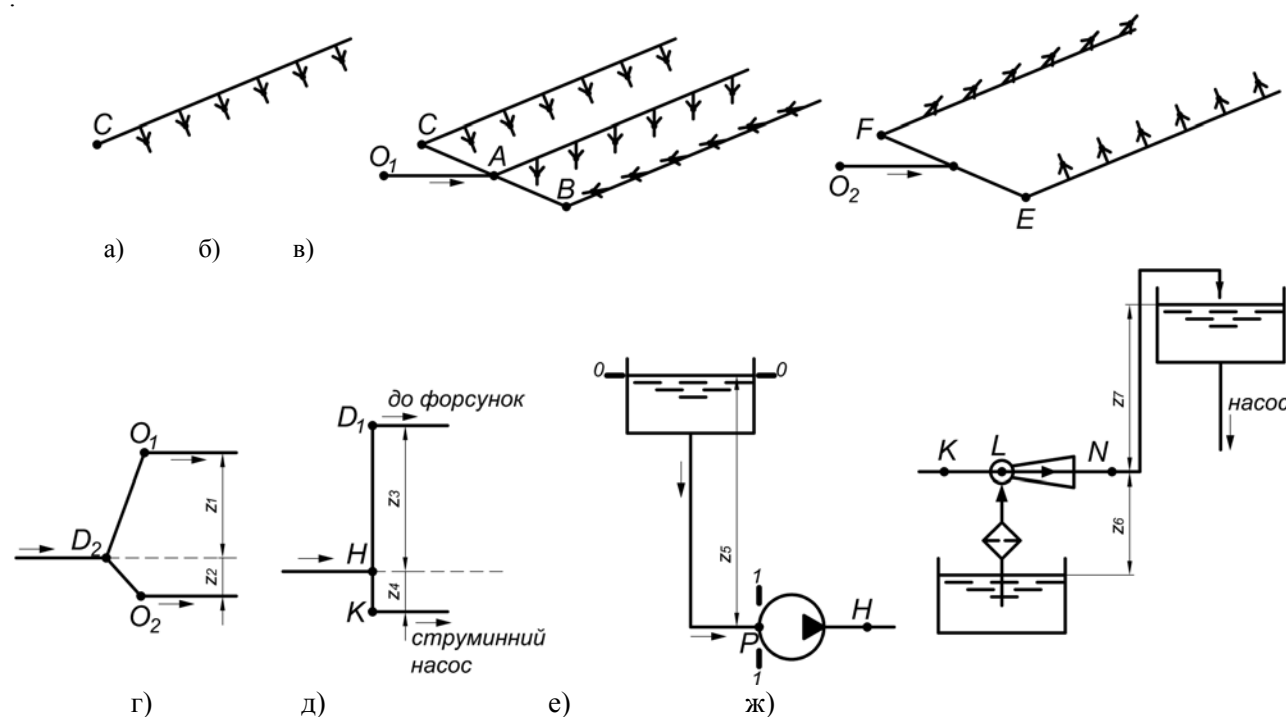


Рис. 2. Відокремленні компоненти гідравлічної системи

Розрахуємо для даної вузлової точки гідравлічний тиск p_C і величину витрати робочої рідини (Q_C).

Сукупна величина витрати Q_C визначається як сума витрат рідини через кожну форсунку, які приєднані до штанги [5]:

$$Q_C = Q_{\phi_1} + Q_{\phi_2} + \dots + Q_{\phi_n} \quad (1)$$

де Q_{ϕ_1} , Q_{ϕ_n} – величина витрати рідини через першу та n-ну форсунки.

Якщо форсунки є однотипними й мають однакові регулювання, то витрата рідини через кожну з них буде однаковою. Тоді сумарна витрата Q_C дорівнюватиме:

$$Q_C = n \cdot Q_{\phi} \quad (2)$$

де n – кількість форсунок на штанзі.

Для визначення величини тиску p_C складемо рівняння Бернуллі для двох перерізів відносно площини порівняння, що проходить через точку C . Перший переріз проходить через точку C , інший – через поперечний переріз вихідного сопла першої форсунки. Ваговими тисками нехтуємо, так як точка C і вихідне сопло форсунки лежать на одній горизонтальній площині. З урахуванням цього рівняння Бернуллі матиме вигляд:

$$p_C + \frac{\rho}{2} v_C^2 = p_{атм} + \frac{\rho}{2} v_{\phi_1}^2 + \Delta p_{тр} + \Delta p_{міс} \quad (3)$$

Звідси тиск p_C дорівнюватиме:

$$p_C = p_{атм} + \frac{\rho}{2} (v_{\phi_1}^2 - v_C^2) + \Delta p_{тр} + \Delta p_{міс} \quad (4)$$

де: $p_{атм}$ – атмосферний тиск;

ρ – густина рідинного потоку;

v_{ϕ_1} – швидкість потоку у вихідному соплі форсунки;

v_C – швидкість потоку в точці C ;

$\Delta p_{тр}$ – втрата тиску по довжині трубопроводу;

$\Delta p_{міс}$ – втрата тиску на місцеві гідравлічні перешкоди.

Втрати тиску по довжині та на місцеві опори можуть бути знайдені за формулами Вейсбаха і Дарсі-Вейсбаха [5]:

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{\rho \cdot \ell}{2 \cdot d_c} \cdot v_C^2 \quad (5)$$

$$\Delta p_{міс} = \sum \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v_{\phi_1}^2}{2} \quad (6)$$

Втрата величини тиску $\Delta p_{міс}$ визначається як сукупні втрати енергії потоку рідини в середині форсунки при протіканні його від точки C до вихідного кінця сопла.

Зробимо деякі спрощення аналітичного виразу, що визначає витрату рідини в певному перерізі трубопроводу, визначимо величину швидкості руху потоку [4]:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad (7)$$

Тоді формули (5) та (6) матимуть вигляд:

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{8 \cdot \rho \cdot \ell}{\pi^2 \cdot d_c^5} \cdot Q_c^2 \quad (8)$$

$$\Delta p_{міс} = \sum \zeta \cdot \frac{8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_{\phi_1}^4} \cdot Q_{\phi_1}^2 \quad (9)$$

У рівняннях (5), (6), (8), (9) виконаємо наступні заміни:

$$C_{\phi} = \frac{8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_{\phi_1}^4} \quad (10)$$

$$C_c = \frac{8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_c^4} \quad (11)$$

$$K_c = \lambda \frac{8 \cdot \rho \cdot \ell}{\pi^2 \cdot d_c^5} \quad (12)$$

$$K_{\phi} = \sum \zeta \cdot \frac{8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_{\phi_1}^4} \quad (13)$$

З урахуванням вищезазначених заміни, формула (4) набуде наступного вигляду:

$$p_C = p_{атм} + C_{\phi_1} \cdot Q_{\phi_1}^2 - C_c \cdot Q_c^2 + K_c \cdot Q_c^2 + K_{\phi_1} \cdot Q_{\phi_1}^2 \quad (14)$$

Об'єднавши всі спільні складові рівняння (14) та ввівши нижче наведені заміни,

$$Z_{\phi} = C_{\phi_1} + K_{\phi_1}; \quad (15)$$

$$Y_c = K_c - C_c \quad (16)$$

остаточне рівняння величини гідравлічного тиску p_C матиме форму:

$$p_C = p_{атм} + Z_{\phi} \cdot Q_{\phi_1}^2 - Y_c \cdot Q_c^2 \quad (17)$$

Аналогічним чином складаються рівняння гідравлічного тиску p_C по відношенню до інших форсунок. У загальному випадку тиск p_C буде

визначатися через систему однотипних рівнянь, складених для кожної з форсунок.

Знехтуємо величиною втрати гідравлічного тиску по довжині трубопроводів від точки С до окремо взятої форсунок (несуттєвого значення для даної гідравлічної схеми). Тоді величина тиску p_C буде визначатися лише рівнянням (17).

Таким чином, наведена нижче система рівнянь у повній мірі визначає всі шукані гідравлічні параметри для точки С:

$$\begin{cases} Q_C = n \cdot Q_\phi; \\ p_C = p_{атм} + Z_\phi \cdot Q_\phi^2 - Y_C \cdot Q_C^2. \end{cases} \quad (18)$$

Використавши наведену вище методику, визначаємо необхідні гідравлічні параметри для точок А та В (рис. 2 б):

$$\begin{cases} Q_A = n \cdot Q_\phi; \\ p_A = p_{атм} + Z_\phi \cdot Q_\phi^2 - Y_A \cdot Q_A^2. \end{cases} \quad (19)$$

$$\begin{cases} Q_B = n \cdot Q_\phi; \\ p_B = p_{атм} + Z_\phi \cdot Q_\phi^2 - Y_B \cdot Q_B^2. \end{cases} \quad (20)$$

Перейдемо до обрахунків у точці O_1 (рис. 2 б).

Оскільки точка O_1 є спільним входом для то-

чок А, В і С, то витрата Q_{O_1} буде визначатися за наступним виразом:

$$Q_{O_1} = Q_A + Q_B + Q_C. \quad (21)$$

З умови однаковості витрати через точки А, В, С

$$Q_A = Q_B = Q_C. \quad (22)$$

Витрата Q_{O_1} буде обраховуватися:

$$Q_{O_1} = n \cdot Q_A, \quad (23)$$

де n – кількість вихідних ліній із точки O_1 з однаковою витратою.

Відповідно до рівняння Бернуллі тиск p_{O_1} визначатиметься:

$$p_{O_1} = p_A + \rho \cdot g \cdot \sum \zeta_{O_1A} \cdot \frac{8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_A^4} \cdot Q_A^2, \quad (24)$$

де $\sum \zeta_{O_1A}$ – сукупний коефіцієнт втрат тиску на переході від точки O_1 до точки А.

Для спрощення виразу зробимо наступну заміну:

$$Z_A = \sum \zeta_{O_1A} \cdot \frac{8 \cdot g \cdot \rho^2}{\pi^2 \cdot d_A^4}. \quad (25)$$

Тоді тиск у точці O_1 буде визначатися:

$$p_{O_1} = p_A + Z_A \cdot Q_A^2. \quad (26)$$

Складання рівняння (26) по відношенню до точок В та С здійснюється за наведеним вище способом. Тоді величина тиску p_{O_1} буде визначатися наступною системою рівнянь:

$$\begin{cases} p_{O_1} = p_A + Z_A \cdot Q_A^2; \\ p_{O_1} = p_B + Z_B \cdot Q_B^2; \\ p_{O_1} = p_C + Z_C \cdot Q_C^2. \end{cases} \quad (27)$$

Для точки O_1 обрахунок гідравлічних параметрів здійснюється за системою:

$$\begin{cases} Q_{O_1} = n \cdot Q_A \\ p_{O_1} = p_A + Z_A \cdot Q_A^2; \\ p_{O_1} = p_B + Z_B \cdot Q_B^2; \\ p_{O_1} = p_C + Z_C \cdot Q_C^2. \end{cases} \quad (28)$$

Методика складання систем рівнянь для нижнього ряду форсунок (рис. 2 в) та вузлових точок F, E, O_2 є відповідною, тому наведемо лише остаточні результати:

Точка F:

$$\begin{cases} Q_F = n \cdot Q_\phi; \\ p_F = p_{атм} + Z_\phi \cdot Q_\phi^2 - Y_F \cdot Q_F^2. \end{cases} \quad (29)$$

Точка E:

$$\begin{cases} Q_E = n \cdot Q_\phi; \\ p_E = p_{атм} + Z_\phi \cdot Q_\phi^2 - Y_E \cdot Q_E^2. \end{cases} \quad (30)$$

Точка O_2 :

$$\begin{cases} Q_{O_2} = n \cdot Q_E \\ p_{O_2} = p_E + Z_E \cdot Q_E^2; \\ p_{O_2} = p_F + Z_F \cdot Q_F^2. \end{cases} \quad (31)$$

Для точки D_2 (рис. 2 г) врахуємо висотність розташування вихідних точок O_1 та O_2 і прийнявши за основу вищевикладену методику обрахунку гідравлічних параметрів, зокрема для точки O_2 , отримаємо:

$$\begin{cases} Q_{D_2} = Q_{O_1} + Q_{O_2}; \\ p_{D_2} = \rho g z_1 + p_{O_1} + Z_{O_1} \cdot Q_{O_1}^2; \\ p_{D_2} = -\rho g z_2 + p_{O_2} + Z_{O_2} \cdot Q_{O_2}^2. \end{cases} \quad (32)$$

Однотипним до точки D є розрахунок гідравлічного тиску та витрати і для точки H (рис. 2 д). Для неї система рівнянь матиме вигляд:

$$\begin{cases} Q_H = Q_{D_1} + Q_K; \\ p_H = \rho g z_3 + p_{D_1} + Z_{D_1} \cdot Q_{D_1}^2; \\ p_H = -\rho g z_4 + p_K + Z_K \cdot Q_K^2. \end{cases} \quad (33)$$

Визначимо потрібну величину тиску, яку необхідно створити відцентровому насосу для задоволення потреби в отриманні належної величини тиску (витрати рідини) через форсунки з урахуванням усіх гідравлічних втрат у системі.

Як відомо, величина тиску насосу визначається як різниця енергії потоків рідини між його виходом та входом:

$$p_{\text{насос}} = E_{\text{вих}} - E_{\text{вх}} \quad (34)$$

Вихідна енергія потоку має вираз:

$$E_{\text{вих}} = p_H + \frac{\rho}{2} v_H^2 \quad (35)$$

Значення тиску p_H та швидкості (витрати)

рідини v_H визначається з системи рівнянь (33).

Для знаходження енергії потоку рідини на вході складемо рівняння Бернуллі для двох перерізів 0-0 та 1-1 (рис. 2 е):

$$p_{\text{атм}} - \rho \cdot g \cdot z_5 = p_1 + \frac{\rho}{2} v_P^2 + \Delta p_{\text{міс}} \quad (36)$$

Тоді $E_{\text{вх}}$:

$$E_{\text{вх}} = p_P + \frac{\rho}{2} v_P^2 = p_{\text{атм}} - \rho \cdot g \cdot z_5 - \Delta p_{\text{міс}} \quad (37)$$

Необхідна величина тиску насосу визначається наступним рівнянням:

$$p_{\text{насос}} = E_{\text{вих}} - E_{\text{вх}} = p_H + \frac{\rho}{2} v_H^2 - p_{\text{атм}} + \rho \cdot g \cdot z_5 + \Delta p_{\text{міс}} \quad (38)$$

Використовуючи знання про потрібний вихідний тиск і витрату рідини, можна за допомогою напірних характеристик підібрати необхідний відцентровий нагнітальний насос.

Для струминного насосу (рис. 2 е) визначимо потрібний тиск на виході, необхідний для перекачки зібраної рідини в збірному баку до основного баку установки. Для цього складемо рівняння Бернуллі для вільної поверхні рідини в баку та площиною вихідного патрубку струминного насосу (точка N):

$$p_N + \frac{\rho}{2} \cdot v_N^2 = \rho \cdot g \cdot z_7 + p_{\text{атм}} + \frac{\rho}{2} v_{\text{вих}}^2 + \Delta p_{\text{міс}} \quad (39)$$

Так як діаметри трубопроводів $d_N = d_{\text{вих}}$, то і $v_N = v_{\text{вих}}$, внаслідок чого величина потрібного тиску буде виражатися рівнянням:

$$p_N = \rho \cdot g \cdot z_7 + p_{\text{атм}} + \Delta p_{\text{міс}} \quad (40)$$

Для струминного насосу величина вихідної подачі є сумою витрат робочої та всмоктувальної рідини:

$$Q_N = Q_K + Q_F \quad (41)$$

Для вихідного перерізу струминного насосу:

$$\begin{cases} Q_N = Q_K + Q_L; \\ p_N = \rho \cdot g \cdot z_7 + p_{\text{атм}} + Z_N \cdot Q_N^2. \end{cases} \quad (42)$$

Коефіцієнт Z_N обраховується за формулою (25).

Здійснимо розрахунок всмоктувальної лінії струминного насосу для визначення можливого рівня тиску для відсмоктування рідини з баку. Для цього цілей використаємо рівняння Бернуллі для вхідного перерізу всмоктувальної лінії насосу (точка L (рис. 2 ж)) та вільною поверхнею збірного баку. Після незначних перетворень та скорочень величина тиску дорівнюватиме:

$$p_L = -\rho \cdot g \cdot z_6 + p_{\text{атм}} - Z_L \cdot Q_L^2 \quad (43)$$

Коефіцієнт Z_L обраховується за формулою (25).

Продуктивність струминного насосу за всмоктувальною лінією визначається за формулою:

$$Q_L = \frac{\pi d_{\text{вх}}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\text{атм}} - p_L)} \quad (44)$$

Об'єднавши знайдені вище гідравлічні параметри, отримаємо кінцеву систему розрахункових рівнянь:

$$\begin{cases} Q_L = \frac{\pi d_{\text{вх}}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\text{атм}} - p_L)}; \\ p_L = -\rho \cdot g \cdot z_6 + p_{\text{атм}} - Z_L \cdot Q_L^2. \end{cases} \quad (45)$$

На підставі отриманих значень тисків на виході зі струминного насосу та у всмоктувальній лінії можна визначитися на основі положень теорії струминних апаратів із конструкцією й типом його звужуючого елемента.

Висновок. Наведений математичний алгоритм розрахунку гідравлічних параметрів в основних вузлових точках гідравлічної системи тунельної обприскувальної установки дасть змогу краще зрозуміти процеси, що відбуваються в ній, а також дати аргументовану оцінку якості її функціонування.

Крім того розроблена модель дасть можливість підібрати необхідний нагнітальний і струминний насоси, які б задовольняли необхідні

технологічні потреби та вимоги щодо забезпечення ефективної роботи гідрообприскувальної установки.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Арендаренко В. М.* Використання технічних засобів при збиранні та знищенні колорадського жука / В. М. Арендаренко. – Монографія. – Кременчук : ПП Щербатих О.В. – 2012. – 132 с.

2. А.С. 1685347 СССР А1, МКИ А01М5/08 Устройство для сбора насекомых с растений / Эргашов К., Алимухамедов С. Н., Жуйков Н. В., Кадыров А. К., Хакимов А. К., Болтабаев Ю. (СССР). – №449410/15; Опубл. 23.10.91, Бюл. №39. – С. 6.

3. *Гуцол Т. Д.* Обґрунтування параметрів та режимів роботи пристрою для механічного збирання комах-шкідників просапних сільськогосподарських культур : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 – «Машини і засоби механі-

зації сільськогосподарського виробництва» / Тарас Дмитрович Гуцол. – Львів, 2007. – 19 с.

4. Закон Бернуллі / Википедія. Свободная энциклопедия [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://ru.wikipedia.org/wiki/Закон_Бернуллі.

5. *Лупина Т. А.* Гидравлический расчет напорных трубопроводов / Т. А. Лупина, К. В. Симонов. – М.: МИИТ, 2008. – 214 с.

6. Патент на корисну модель UA 360034 України, кл. А01 М5/05. Установка для збирання та знищення колорадського жука АСЖ-1 / Арендаренко В. М., Е. Я. Прасолов, О. П. Слинько, Р. М. Харак, С. А. Браженко, Л. В. Знова, В. А. Шенель, С. В. Гладкий, О. О. Багмен, Д. О. Швець (Україна). – №200806109; заявл. 12.05.08; опубл. 10.10.08, Бюл. №19.