

УДК 631.333

**А. Матвіїшин**

*Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя*

## РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА МОДЕЛЬ РОБОТОЗДАТНОСТІ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ МАЛОГАБАРИТНОГО ОБПРИСКУВАЧА

*У статті викладено основні положення розробки розрахунково-експериментальної моделі дослідження ресурсу роботи та описано параметри базових функціональних робочих органів малогабаритного обприскувача, призначеного для хімічного захисту сільськогосподарських культур у середніх та дрібних фермерських господарствах.*

Розробка нових, модернізація та удосконалення існуючих засобів механізації сільськогосподарського виробництва зводиться до вирішення наступних проблем:

- опис кінематичних процесів функціональними робочими органами і накопичення пошкоджень у конструкціях, опис граничного стану конструкцій;
- визначення трикомпонентних динамічних характеристик машини в певній формі;
- моделювання зовнішніх випадкових дій на динамічну систему.

Оцінку граничного стану конструкції будемо проводити за граничним станом її елементів. Зміною навантаженості елементів в статично невизначеній стержневій системі будемо нехтувати. Таке припущення дозволяє провести опис граничного стану конструкції внаслідок накопичення в ній втомних пошкоджень у межах теорії стаціонарних систем.

Накопичення втомних пошкоджень у конструкціях сільськогосподарських машин переважно відбувається при наявності спектра випадкових навантажень, які для розрахунку ресурсу схематизуються певним чином. Нехай схематизований процес випадкових навантажень на елемент має вигляд квазістаціонарного процесу послідовності блоків навантаження. Кожен блок характеризує стаціонарний випадковий процес тривалістю  $t_{ол}$  і вектором параметрів  $\vec{\rho}$ . Нехай  $p(\vec{\rho})$  – густина ймовірності розподілу вектора  $\vec{\rho}$  виражається залежностями, наведеними в роботі [10]. Будемо вважати, що випадкові події зміни значення вектора  $\vec{\rho}$  кожного блоку незалежні. Тоді ресурс елементів можна отримати

$$\frac{1}{T_M} = \sum_{j=1}^L \varepsilon_j \int_{\theta_{\rho}} \frac{p(\vec{\rho}) d\vec{\rho}}{T_j(\vec{\rho})}, \quad (1)$$

де  $T_M$  - медіанний ресурс;

$\varepsilon_j$  - ваговий коефіцієнт блоку навантаження (режиму експлуатації);

$L$  - кількість різних блоків навантаження;

$T_j(\vec{\rho})$  - ресурс елемента при постійному значенні  $\vec{\rho}$ ;

$\theta_{\rho}$  - окіл зміни вектора параметрів апроксимації.

В роботі [1] показано, що для параметрів кривих втомленості і параметрів широкополосних процесів навантаження, характерних для машинобудівних конструкцій, метод спектрального сумування пошкоджень дає такі ж оцінки ресурсу, як і метод повних циклів [3]. Використаємо гіпотезу спектрального сумування пошкоджень для оцінки ресурсу

$$T(\vec{\rho}) = \frac{(2\pi)^{\frac{1}{2}} B}{2^{\frac{b}{2}} \Gamma(b/2 + 1) [m_k(\vec{\rho})]^{\frac{b}{2}}}, \quad (2)$$

де  $B$  і  $b$  – параметри кривої втомленості деталі (елемента).

$$N = B\sigma^{-b}, \quad (3)$$

тут  $N$  – число циклів напружень до руйнування;

$$m_k(\bar{\rho}) = \int_0^{\infty} \omega^k S_{\sigma}(\omega, \bar{\rho}) d\omega; \quad k = \frac{2}{b}, \quad (4)$$

де  $S_{\sigma}(\omega, \bar{\rho})$  - спектральна щільність напружень в деталі (елементі).

В роботі [3] пропонується метод визначення функції розподілу ресурсу на основні припущення, що її формою виступає логарифмічно-нормальний закон. Дане припущення підтверджується проведеними нами експериментальними дослідженнями і статистикою відмов сільськогосподарських машин [2,6,9]. Тоді функція розподілу ресурсу запишеться

$$\lg T_p = \lg T_M + u_p \delta_{\lg T}, \quad (5)$$

де  $T_p$  – ресурс, який відповідає ймовірності руйнування  $p$ ;

$u_p$  – квантиль нормального розподілу;

$\delta_{\lg T}$  – середнє квадратичне відхилення логарифму ресурсу;

$$\delta_{\lg T} = 0.434b \sqrt{V_{\sigma_{-lg}}^2 + V_{\sigma_{an}}^2}, \quad (6)$$

тут  $V_{\sigma_{-lg}}$  – коефіцієнт варіації границі витривалості деталі (елемента);

$V_{\sigma_{an}}$  – коефіцієнт варіації граничних амплітуд напружень.

Величина  $V_{\sigma_{-lg}}$  залежить від властивостей матеріалу і функціонального призначення деталі.

В роботі [3] розглянуті розрахункові методи визначення характеристик опору втомленості деталей машин на основі довідникових даних.

Величина  $V_{\sigma_{an}}$  характеризує процес навантаження елементів конструкції. В якості граничної амплітуди напружень ( $\sigma_{an}$ ) пропонується вибрати величину, перевищення якої відбувається настільки рідко, що не призводить до втомленісного пошкодження.

В роботі [4] показано

$$V_{\sigma_{an}} = V_{\delta_{\sigma}}, \quad (7)$$

де  $V_{\delta_{\sigma}}$  – коефіцієнт варіації середніх квадратичних значень напружень в елементі конструкції за різними з врахованих  $L$  блоків навантажень (1).

Визначення спектральних характеристик і середніх квадратичних значень напружень в елементах конструкції може бути проведено за допомогою динамічної кінцево-елементної моделі. Для розв'язку задач динаміки складних механічних систем дійсні континуальні системи подаються у вигляді з'єднань дискретних конструкційних елементів. Існує декілька методів заміни континуальної механічної конструкції дискретною моделлю, але найбільш ефективним є метод кінцевих елементів.

Прикладом такої моделі може бути динамічна модель несучої конструкції малогабаритного обприскувача.

На рис. 1 подано загальний вигляд малогабаритного обприскувача, коли штанга перебуває у робочому положенні. Характерними особливостями даної конструкції обприскувача є підвіска штанги, яка забезпечує якісне виконання технологічних операцій завдяки адаптивному регулюванню в просторі її секцій [6]. Таку машину можна використовувати як для обробітку городньо-польових культур, так і для

садових.

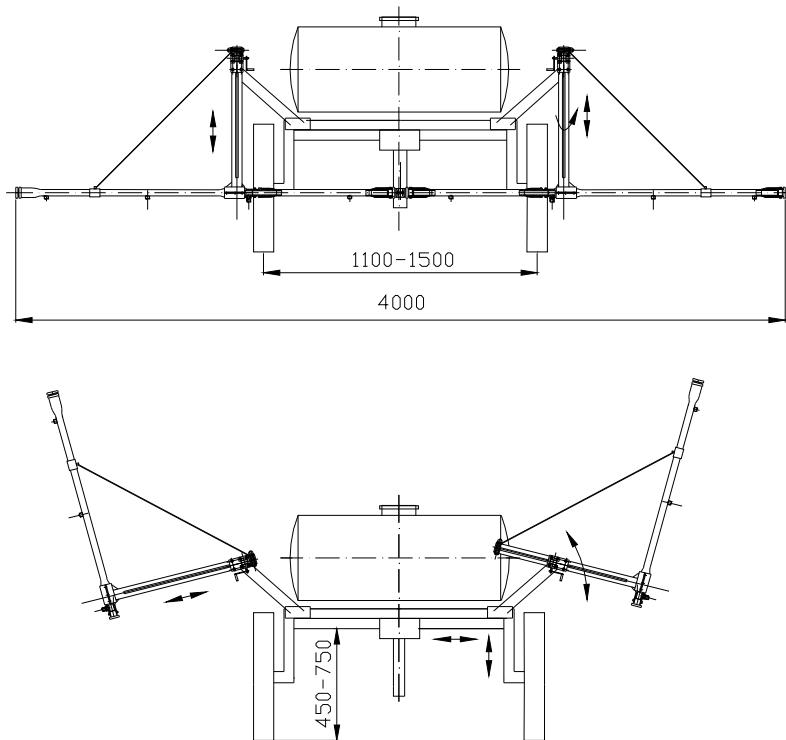


Рисунок 1 - Принципова схема малогабаритного обприскувача.

Крім вказаних позитивних моментів щодо конструкції штанги з елементами начіпки такого обприскувача, доповненням його універсальності є ще конструкція рами, яка дозволяє проводити регулювання ширини колії та кліренсу (див. рис. 1) [7].

Дана несуча конструкція малогабаритного обприскувача, як і будь-яка деформівна система, нараховує велику кількість степенів вільності. Під динамічною моделлю несучої конструкції розглядуваного обприскувача будемо розуміти таку механічну систему з кінцевим числом степенів вільності, яка виражає дану реальну конструкцію. Для зведення цієї системи до системи з кінцевим числом степенів вільності використаємо метод прямої дискретизації, при цьому, чим більше число елементів розбиття, тим модель ближча до реальної конструкції. Для опису моделі вибрані кінцеві елементи - стержневі. Ними моделюється каркас несучих елементів конструкції штанги. Кінцеві елементи з'єднуються між собою у вузлах, координати яких виступають тими змінними, які повністю описують стан системи при динамічних навантаженнях. Якщо  $\vec{U}(t)$  – вектор переміщення вузлів системи з положення рівноваги, а  $\vec{F}(t)$  – вектор зовнішніх сил, зосереджених в її вузлах, при врахуванні поглинання енергії пропорційно швидкості коливань, припускаючи, що тертя в'язке, то рівняння рівноваги запишеться у вигляді

$$\hat{M} \frac{d^2 \vec{U}(t)}{dt^2} + \hat{K} \frac{d \vec{U}(t)}{dt} + \hat{C} \vec{U}(t) = \hat{F}(t), \quad (8)$$

де  $\hat{M}$  – матриця інерційних характеристик системи;

$\hat{K}$  – матриця демпфування системи;

$\hat{C}$  – матриця жорсткості системи.

Для складної механічної системи, типу несучих каркасів секцій штанги малогабаритного обприскувача, матриці  $\hat{M}$ ,  $\hat{K}$ ,  $\hat{C}$  мають розмірність, яка досягає порядку  $10^3$  одиниць. Зовнішні впливи  $\vec{F}(t)$  являють собою випадковий векторний процес. Вектор зовнішніх впливів на динамічну систему можна записати у вигляді  $\vec{F}(\vec{p}, t)$ , вказуючи, що навантаження належить до блоку з означеними параметрами. Даний блок піддається аналітичному опису з певними припущеннями та реалізовується

у викладеній методиці для визначення ресурсу роботи необхідної динамічної системи. Іншим шляхом опису зовнішніх впливів є проведення аналітико-експериментальних досліджень динамічної навантаженості розглядуваної системи, які використані для прогнозування ресурсу роботи елементів конструкції штанги малогабаритного обприскувача. З цією метою було проведено ряд експериментальних досліджень щодо встановлення динамічних інерційних сил за методикою, що описана в праці [9]. Використовуючи найновітнішу вимірювальну техніку, процеси досліджень вдалося максимально спростити. Наприклад, на штангу розглядуваного обприскувача було встановлено такі спеціальні вимірювальні пристрої, як датчики кутових швидкостей, акселерометри двокомпонентних прискорень. Результати окремих фрагментів цих досліджень наведені на рис. 2.

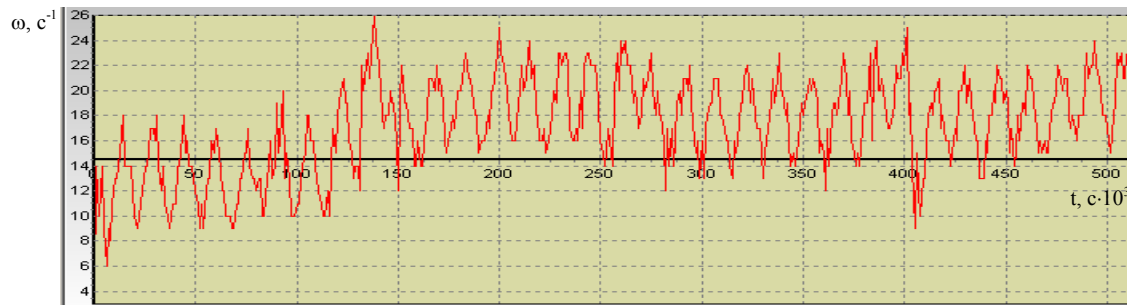


Рисунок 2 - Фрагмент експериментальних досліджень при визначенні кутових швидкостей.

Внаслідок використання типових прикладних програм дані числові масиви були систематизовані і зведені до графічного зображення (рис. 2).

Таким чином, використовуючи експериментальні дослідження та аналітичні розробки, створена методика прогнозування ресурсу роботи досліджуваних об'єктів. Наприклад, для режиму виконання технологічного процесу обприскування (при обробі просапних культур) зі швидкістю руху машини  $v_m = 6$  км/год та врахуванням нульової дефектності за пропонованою методикою ресурс роботи штанги складає  $T = 2350$  год при необхідному -  $T_n = 1500$  год. Отже, припущення про нульову початкову дефектність для конструкції штанги в металевому виконанні свідчить про необхідність суттєвого її доопрацювання в напрямку матеріаломісткості, що на даний час є надзвичайно актуальним.

*In the article position of development of in experimental model of research of resource of work is expounded and described the parameters of base functional working organs of small sprinkler of intended for chemical defence of agricultural cultures of shallow farmer economies.*

### Література

1. Гусев А.С. Сопротивление усталости и живучести конструкций при случайных нагрузках. - М.: Машиностроение, 1989. – 248 с.
2. Дмитриченко С.С. Современные методы оценки надежности машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 56 с.
3. Когаев В.П. и др. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенко. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
4. Луконин Ю.А., Спиченков В.В. Применение метода конечного элемента для оценки ресурса несущих систем зерноуборочных машин // Динамика и прочность сельскохозяйственных машин: Межвуз. сб. / РИСХМ. – Ростов н/Д, 1986. – С. 6-17.
5. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин на прочность и надежность / Под ред. П.М. Волкова, М.М. Тенненбаума. - М.: Машиностроение, 1977. – 310 с.
6. Патент України №55199 А на винахід, МКИ А01М7/00, А01М11/00. Штанга малогабаритного обприскувача / Рибак Т.І., Бабій А.В. Бюл. №3, 2003.
7. Патент України №68939 А на винахід, МКИ А01М7/00, А01М11/00. Рама причіпного обприскувача / Рибак Т.І., Бабій А.В., Матвішин А.Й. Бюл. №8, 2004.
8. Прогнозирование надежности трактора / В.Я. Анилович, А.С. Гринченко, В.Л. Литвиненко и др.; Под общ. ред. В.Я. Аниловича. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.

9. Рыбак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. – Тернопіль: Збруч, 2002. – 330 с.
10. Современные методы повышения конструктивной надёжности сельскохозяйственной техники / Т.И. Рыбак, В.В. Спиченков, М.В. Руденький и др. – К.: Техника, 1991. – 120 с.

*Одержано 15.12.2005 р.*