

*Пошукове конструювання на сучасному розвитку експериментальних засобів та аналітичних досягнень – концептуальна триєдина модель / Рибак Т., Попович П., Бабій А., Ріпецький Є. // Вісник ТНТУ. — 2011. — Спецвипуск — частина 2. — С.164-172. — (механіка та матеріалознавство).*

УДК 669.539

**Т. Рибак, докт. техн. наук; П. Попович, канд. техн. наук;  
А. Бабій, канд. техн. наук; Є. Ріпецький, канд. техн. наук**

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя*

## **ПОШУКОВЕ КОНСТРУЮВАННЯ НА СУЧАСНОМУ РОЗВИТКУ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ЗАСОБІВ ТА АНАЛІТИЧНИХ ДОСЯГНЕНЬ – КОНЦЕПТУАЛЬНА ТРИЄДИНА МОДЕЛЬ**

*Резюме.* Запропоновано концепцію сільськогосподарського машинобудування у вигляді моделі, що передбачає створення нової і якісної техніки на трьох етапах на сучасному рівні розвитку технічних засобів. Наведено структуру кожного етапу та основні напрями їх реалізації, розвинуто методику, що дозволяє проводити динамічне моделювання гідромеханічних систем навісних сільськогосподарських машин.

*Ключові слова:* триєдина модель; гідромеханічна система; трикомпонентні фактори; мобільні машини; потенціальна енергія; бімоменти; ресурс; оптимізовані параметри.

**T. Rybak, P. Popovich, A. Babi, Y. Ripetskiy**

## **THE SEARCHING CONSTRUCTING ON MODERN DEVELOPMENT OF EXPERIMENTAL FACILITIES AND ANALYTICAL ACHIEVEMENTS IS A CONCEPTUAL TRIUNE MODEL**

*The summary.* Conception of constructing of mobile and stationary hardwares is offered after the algorithm of model which foresees creation of difficult technique on three stages. The base of theoretical and empiric researches is developed for the classes of c/z machines with the most expressed signs of generating of three-component dynamic factors of their loadings.

*Key words:* triune model; three-component factors; mobile machines; potential energy; bimoments; resource; parameters are optimized.

**Постановка проблеми.** На сьогодні при конструюванні мобільної с/г техніки актуальним є модернізація й узагальнення комплексу конструкторських робіт з урахуванням аналітичних досягнень та експериментальних засобів на сучасному рівні.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** За характером виконання технологічного процесу сільськогосподарські машини класифікують як стаціонарні, пересувні та мобільні. До першої групи відносять машини, які встановлено на постійній основі, характерною особливістю є те, що робоче середовище доправляється допоміжними технічними засобами. Пересувні машини характеризуються ходовою частиною, яка приводить машину в рух у межах виконання технологічної операції, проте до місця її виконання агрегатуються іншими технічними засобами. Мобільна група сільськогосподарської техніки складає найбільший діапазон виконання технологічних процесів у русі. До даної групи відносять: машини для основного та поверхневого обробітку ґрунту; машини для внесення добрив; посівні та садильні; машини для хімзахисту в рослинництві (штангові, вентиляторні обприскувачі та обпилювачі); збиральні комбайни та інші – всього понад 500 найменувань різного призначення й агрегаткування, включаючи самохідні машини та знаряддя. За характером комплексних збурень динамічних навантажень мобільна сільськогосподарська техніка вирізняється складністю математичного описання існуючих процесів, відповідно і точністю визначення фактичних значень динамічних показників, як функції вихідних даних для розрахунків. Доцільно акцентувати увагу на вказаних проблемах. [1, 2, 3].

**Мета дослідження.** Підвищення ефективності пошукового конструювання мобільної та стаціонарної с/г техніки шляхом розроблення моделі, що передбачає створення нової і якісної техніки на трьох етапах з розроблення структури кожного етапу та основних напрямів їх реалізації.

**Результати досліджень.** У стратегічному плані концепція пошукового конструювання мобільних сільськогосподарських машин з прогнозованим ресурсом роботи формулюється: „Якісна і високотехнологічна сільськогосподарська машина може бути створена тільки при реалізації всіх етапів триєдиної моделі пошукового конструювання: перший етап – зародження і розвиток ідеї розроблення (вдосконалення) з відтворенням її в аналітичній моделі, яку можна реалізувати на ПК; другий етап – дослідження реальних динамічних процесів на дослідному зразку в натурних або імітаційних умовах експлуатації з виробленням критеріїв оцінювання конструктивних структур для оптимізування параметрів розроблення та прогнозування ресурсу роботи; третій етап – автоматизоване розроблення технічної документації для впровадження у виробництво машини з наступною науково-консультативною підтримкою працівників які її експлуатують» [2].

Дана концепція набуває ефекту при вирішенні на належному рівні наступних аналітично-пошукових і експериментально-дослідницьких проблем:

1. Розвиток нових і систематизація існуючих аналітичних напрацювань з позиції розгляду ресурсу роботи конструктивних структур, виходячи з енергетичного балансу структури (1-го закону термодинаміки) із врахуванням стану матеріалу, його дефектності і всіх фізико-хімічних факторів, які діють на нього під час експлуатації машини. Вирішення завдань у динамічній постановці, враховуючи енергію деформації від депланації елементів конструкцій відкритого і замкненого профілів. Комплексний підхід до розв'язку нелінійних задач при збуренні динамічних процесів залежно від характеру ґрунтів, жорсткості підвіски сільськогосподарської техніки, динаміки руху робочих рідин в ємностях, трубопроводах, ширини розгортки, наприклад, штангових обприскувачів, їх стабілізації при виконанні технологічних процесів тощо;

2. Визначення реальної динаміки навантаженості розгляданого об'єкта шляхом проведення ґрунтовних експериментальних досліджень у натурних умовах експлуатації машин на характерних рельєфах і кліматичних зонах, з вибором особливостей оброблюваних площ, що є найбільш трудомісткою, дороговартісною і енергонасиченою експериментально-дослідницькою проблемою. Наступною процедурою є статистичне опрацювання і систематизація отриманого цифрового фактажу за трикомпонентними динамічними характеристиками;

3. Створення відправної бази, тобто вироблення критеріїв оцінювання міцності або, як ще прийнято називати, – “життєздатності” конструкцій. Зарубіжні фірми США, Франції, Німеччини давно оцінюють довговічність і прогнозують ресурс роботи конструкцій при втомному руйнуванні з позицій залишкової довговічності.

4. Видача оптимізованих (відповідно ефективності вирішення проблеми, пункти 1, 2, 3) за геометрією параметрів конструкцій, поперечних перетинів їх елементів і побудовою принципів схем, з прогнозованим ресурсом роботи в цілому на графопобудову або верстати з ЧПК; формування альбому робочих креслень у цілому машин, конструкцій, деталей, тощо.

Експериментально-аналітичне прогнозування надійності та ресурсу роботи конструкцій у процесі проектування машин, у відповідно до наведеного вимагає проведення системи цільових досліджень. При цьому розв'язуються дві основні задачі: створення моделі напружено-деформівного стану конструкції, який відповідає життєвому циклу машини; прогноз надійності конструкції за її напружено-деформівним станом. Ефективність розв'язання цих задач визначається об'єктом і

достовірністю експериментальних даних, тому, враховуючи, що дослідження напружено-деформівного стану і навантажень здійснюються, як правило, одночасно, необхідно дотримуватись загальних вимог до об'єкта дослідження й умов його експлуатації, тобто до створення необхідної моделі об'єкта.

Основою для створення статистичних моделей напруженого і деформівного стану конструкцій є натурні й напівнатурні експерименти на зразках, переважно взятих з реальних елементів машин. Основні вимоги до методики проведення напівнатурних досліджень включають обґрунтований і правильний вибір схеми навантаження та режиму досліджень. Вони повинні забезпечити відтворення характеру і виду руйнувань типових для конкретного елемента конструкцій, що відповідають експлуатаційним руйнуванням. При цьому не завжди відтворюють повністю весь експлуатаційний характер навантаження, оскільки об'єкт, що досліджується, завжди може бути аналогічно зруйнований і без повного відтворення експлуатаційної навантаженості, тобто при імітації його навантаженості. Це дозволяє набагато простіше здійснювати вибір схеми навантаження, ширше використовувати універсальне дослідне обладнання. Підтвердженням цьому є побудова емпіричних автмоделей подібності.

При виборі параметрів режиму циклічного навантажування натурних деталей або елементів конструкцій необхідно дотримуватися відповідних принципів та враховувати деякі особливості:

- експлуатаційний характер руйнування при лабораторних дослідженнях може бути виявлений при відповідному виборі схеми навантаження, причому важливе значення має режим навантаження за величиною та частотою їх прикладання; зміна навантаженості призводить до зміни механізму руйнування;

- чим вище значення перевантаження відносно границі витривалості матеріалу, тим менший ефективний коефіцієнт концентрації напружень, що, в свою чергу, може дати помилкову уяву про фактичну дію того чи іншого концентратора напружень у випадку роботи деталі протягом тривалого часу;

- руйнування від корозійності при підвищенні частоти досліджень і рівня діючих зусиль зростає разом зі збільшенням бази циклічної навантаженості.

Завдяки напівнатурним дослідженням надається можливість з максимальною вірогідністю та точністю визначити фактичну міцність і встановити ресурс критичних елементів основних несучих систем. Це зумовлено тим, що натурні вузли (деталі) при врахуванні фактора масштабування у більшості випадків відрізняються незначно від малогабаритних зразків, виготовлених чи безпосередньо вирізаних із тих же профілів; інфлюент розподілу, а також напрям дії сил залишаються без змін. Не змінюється і градієнт механічних властивостей в перетині у зв'язку з такою технологією виготовлення зразків [3].

Аналогічно, як і в натурних конструкціях, витривалість вирізаних із них (чи виготовлених) малогабаритних зразків значною мірою залежить від сумарної (одночасної) дії таких факторів: напруженого стану, який викликаний умовами навантаження; нерівномірністю розподілу і концентрації напружень; впливу масштабного фактора; стану поверхневого шару і дією залишкових напружень; частоти навантаження і т.п.

Для оцінювання характеру напруженого стану елементів конструкції і визначення шляхів пошуку оптимальних параметрів їх геометрії і матеріалу важливе значення має теоретичний підхід до визначення силових факторів у перерізі елемента за повним напруженим станом. При розробленні теоретичних засад, особливо мобільних сільськогосподарських машин, досить ефективним є метод, основою якого є принцип мінімуму потенціальної енергії деформації [3, 4]. Особливий ефект отримано при модифікації цього методу з врахуванням лише енергії деформації від депланації

$$U_{\omega} = \sum \int_l \frac{B_{\omega}^2 ds}{2EI_{\omega}} \quad \text{при системі рівнянь} \quad \frac{\partial U_{\omega}}{\partial B_{\omega_i}} = 0, \quad (1)$$

де  $B_{\omega}$  – згинально-крутний бімомент,  $H \cdot m^2$ ;  
 $I_{\omega}$  – секторіальний момент інерції,  $m^6$ ;  
 $E$  – модуль пружності першого роду, Па.

Розроблення на цій основі комбінованого методу, що поєднує в собі варіаційний принцип Лагранжа, узагальнений принцип додаткової енергії Холінгена-Рейснера, метод кінцевих елементів, теорему Кастиліано, теорему про найменшу роботу, правило Лейбніца з диференціювання підінтегральних функцій можна використовувати для статичного і динамічного розрахунку. Розглянутий варіаційний принцип розповсюджується на динамічні задачі, враховуючи сили інерції.

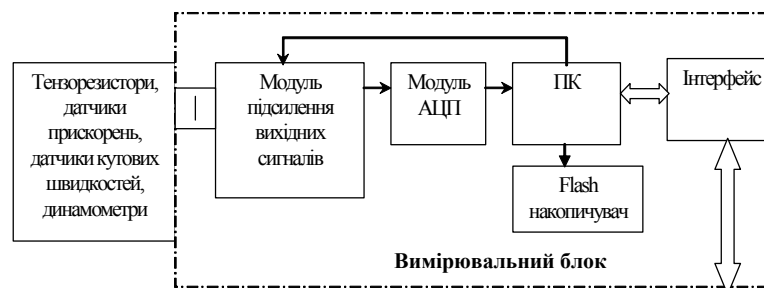
У зв'язку з доступністю модифікованого методу мінімуму потенціальної енергії формування виразів підінтегральних функцій, якими описуються технічні, технологічні, механічні та інші процеси і явища, традиційністю визначення означених інтегралів, вдалося розв'язати цілий клас інженерних задач у динамічній постановці для плоских і просторових конструктивних структур. Тут можна виділити: розрахунок коливань тонкостінних стержневих систем; розрахунок транспортерів бурякозбиральних та інших с.г. машин; розрахунок функціонально-несучих систем обприскувачів.

Для реалізації цієї моделі на першому етапі серед інших підходів розроблено ефективну математичну модель контактної взаємодії бандажів, опор у вигляді ложементів, робочої рідини з врахуванням дії динамічних сил і додаткового тиску з обичайкою бака обприскувача, що ґрунтується на основі теорії пологих оболонок типу Тимошенка та побудові числових розв'язків при послідовнісному підході до узагальнених розв'язків крайових задач теорії оболонок методом Фур'є [5]. Отримано кінцеві залежності для визначення змінної жорсткості опор при забезпеченні раціональних умов контакту з обичайкою бака обприскувача.

Загальною особливістю вказаних аналітичних методик є теоретична частина, яка приведена до оптимального для реалізації на ПК вигляду, отже конструктори середньої ланки можуть проводити аналітичні дослідження, моделюючи віртуальні вузли сільськогосподарських машин, підставляючи вихідні дані в розробленні моделі, отримують кінцевий результат у вигляді напружень, переміщень тощо. Вся проблема зводиться до підстановки реальних (правдивих) вихідних даних, які аналітично описуються досить складно, вимагають ряд припущень і спрощень, не враховують випадкових процесів або враховують із великим запасом, через що кінцевий результат не є точним. Тобто, тут слід розуміти, що навіть при використанні найточніших теорій у поєднанні з неточними вихідними даними, результат прямо буде залежати від останніх.

Тому другий етап при реалізації пропонованої триєдиної моделі пошукового конструювання сільськогосподарських машин є не менш важливим, оскільки він передбачає віднаходження відправної бази до розрахунку будь-якої конструкції.

Реальні вихідні навантаження розглядуваних вузлів знаходять при експериментальних дослідженнях. Крім коректного планування експерименту необхідно застосувати технічні засоби фіксації результатів випробувань. Вимірювальна система (рис. 1) розроблена і використовується на кафедрі технічної механіки і сільськогосподарського машинобудування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.



1



2

Рисунок 1. Універсальна вимірювальна система: 1 – принципова схема; 2 – загальний вигляд

Універсальна вимірювальна система призначена для виконання комплексних досліджень динаміки сільськогосподарських машин, вимірювання експлуатаційних параметрів і енергетичного оцінювання сільськогосподарської техніки при її випробуваннях.

Склад системи: вимірювальний блок; набір спеціальних динамометричних засобів для реєстрації трикомпонентних динамічних характеристик у реальних умовах експлуатації, датчики кутових швидкостей і віброприскорень, динамометричні тяги триточкової тракторної навіски, тензорезистори, пристрої для енергетичного оцінювання машин; програмне забезпечення.

Універсальна реєструюча система працює в автономному режимі при реєстрації інформації на flash-накопичувач у системі із зовнішнім комп'ютером.

Основні технічні характеристики універсальної реєструючої системи:

загальне число вимірювальних каналів – 8;

використання каналів комбіноване;

частота дискретизації на канал – 1–2000 Гц;

час реєстрації інформації в автоматичному режимі при максимальній частоті дискретизації – 52 хв.

Тестування системи в лабораторних та натурних умовах представлено на рис. 2.



Рисунок 2. Тестування системи: 1 – у лабораторних умовах; 2 – в натурних умовах

Комплексні дослідження можуть проводитися для зернозбиральних комбайнів, бурякозбиральних комплексів, тракторів, культиваторів, сівалок, плугів, машин для хімічного захисту у рослинництві та іншої мобільної і стаціонарної сільськогосподарської техніки, а також для автомобільного та залізничного транспорту при постановці на виробництво нової, вдосконаленні або модернізації існуючої техніки з видачею енергетичних характеристик машин та рекомендацій з прогнозування їх довговічності та ресурсу роботи у відповідності з сучасними вимогами до висновків державних випробувальних станцій.

Критеріальне оцінювання міцності та прогнозування ресурсу роботи металоконструкцій сільськогосподарських машин складається з теоретичної та експериментальної частин [3, 5]. Складність вироблення критеріїв оцінювання міцності і прогнозування ресурсу роботи полягає, перш за все, у різнопрофільному наборі складових елементів цих конструкцій та специфіки їх з'єднань між собою. Оптимізувати такі конструкції складно через відсутність фактичних характеристик їх циклічної дефектостійкості зі структурною зміною матеріалу в біляшовній зоні відповідно до конкретної технології виготовлення, особливо складних зварних стикових з'єднань, а також геометрії поперечних перетинів тонкостінних елементів, відкритого та замкненого профілів.

Реалізація методики вироблення критеріїв оцінювання міцності й прогнозування ресурсу роботи конструкцій умовно проводиться у такій послідовності:

- дослідження кінетики розвитку дефектності натурних елементів конструкцій, наприклад, лонжеронів рам;
- отримання аналітичних залежностей для визначення коефіцієнтів інтенсивності напружень, у даному випадку відкритих або замкнених тонкостінних профілів [2];
- визначення характеристик дефектності матеріалу профілів та їх з'єднань;
- побудова діаграми руйнування натурних профілів, наприклад, лонжеронів рам із концентраторами і гладких;
- отримання відповідної залежності для прогнозування довговічності з врахуванням специфіки конструкцій;
- отримання теоретичної залежності визначення КІН тонкостінних відкритих і замкнених профілів елементів конструкцій з врахуванням залишкових напружень від додаткових силових факторів;
- побудова емпіричної автомоделі подібності.

В даній постановці задачі КІН для реальних конструкцій (наприклад, відкритого профілю типу швелера) з дефектністю, визначається

$$K_1 = \frac{M}{I} \cdot (H + 2 \cdot b)^{\frac{3}{2}} \cdot F(\varepsilon), \quad (2)$$

де  $M$  – згинальний момент у перетині як функція від зовнішніх навантажень;

$I$  – момент інерції поперечного перетину;

$H, b$  – відповідно висота стінки і ширина полиці швелера;

$F(\varepsilon)$  – функція поправки при  $\varepsilon = \frac{l}{H + 2 \cdot b}$ ;

$l$  – довжина (глибина) дефекту.

Для замкненого прямокутного профілю з наскрізним кутовим дефектом КІН визначається так:

$$\begin{cases} K_{I(1)} = \sigma_{\omega} \sqrt{a \cdot \varepsilon_1} \cdot F_1^{(B_{\omega})}(\varepsilon_1), \\ K_{I(2)} = \sigma_{\omega} \sqrt{b \cdot \varepsilon_2} \cdot F_2^{(B_{\omega})}(\varepsilon_2); \end{cases} \quad (3)$$

$$F_1^{(B_{\omega})}(\varepsilon_1) = \frac{(b-a)(S_1 + S_2)}{(a+b)S_2} \begin{pmatrix} 1.058 + 4.684\varepsilon_1 + 9.126\varepsilon_1^2 - \\ - 25.254\varepsilon_1^3 + 40.602\varepsilon_1^4 \end{pmatrix}; \quad (4)$$

$$F_2^{(B_{\omega})}(\varepsilon_2) = \frac{(b-a)(S_1 + S_2)}{(a+b)S_1} \begin{pmatrix} 1.193 + 9.099\varepsilon_2 + 126.653\varepsilon_2^2 - \\ - 704.649\varepsilon_2^3 + 1864.595\varepsilon_2^4 - \\ - 2234.832\varepsilon_2^5 + 1019.341\varepsilon_2^6 \end{pmatrix}, \quad (5)$$

де  $\sigma_{\omega}$  – нормальні секторіальні напруження при стисненому крученні, МПа;

$a$  і  $b$  – ширина горизонтальної та вертикальної стінки профілю, м;

$$\varepsilon_1 = \frac{l}{a}, \quad \varepsilon_2 = \frac{l}{b}, \quad S_1 = a \cdot \delta_1, \quad S_2 = b \cdot \delta_2,$$

$\delta_1, \delta_2$  – відповідні товщини профілю;

$F_1^{(B_{\omega})}(\varepsilon_1, \varepsilon_2), F_2^{(B_{\omega})}(\varepsilon_1, \varepsilon_2)$  – функції поправки, які враховують зміну геометрії тонкостінного замкненого профілю при поширенні у ньому втомної тріщини.

Для визначення довговічності і прогнозу ресурсу отримано вираз (6)

$$t = \frac{N}{\omega}; \quad N = \int_0^{l_*} \Phi(l) dl, \quad (6)$$

де  $\Phi(l)$  – характеристична функція втомного руйнування;

$\omega$  – середня частота навантажень у процесі експлуатації;

$l_*$  – критичне значення дефектності.

Дані параметри слугують критеріями при оптимізації конкретного елемента конструкції машини.

Пропонується методика, що дозволяє проводити динамічне моделювання гідромеханічних систем навісних сільськогосподарських машин, розв'язки описаних рівнянь дозволяють визначити динамічні навантаження в пружних ланках і встановити оптимальне місце монтування гідророзподільника з урахуванням зв'язку між імпульсом у гідросистемі й динамікою виконання технологічних процесів грейферними навантажувачами. Розрахункову схему гідроприводу з помпою змінної продуктивності і довгим трубопроводом та зворотно-поступальним рухом вихідної ланки можна представити у вигляді, рис. 3, де  $t$  – маса рідини виділеного елемента трубопроводу;  $t_1$



– зведена маса помпи;  $t_2$  – зведена маса рухомих частин гідродвигуна;  $t_3$  – зведена маса рухомих частин машини, зв’язаних з поршнем;  $C$  – зведена жорсткість штока й елементів передач механізму.

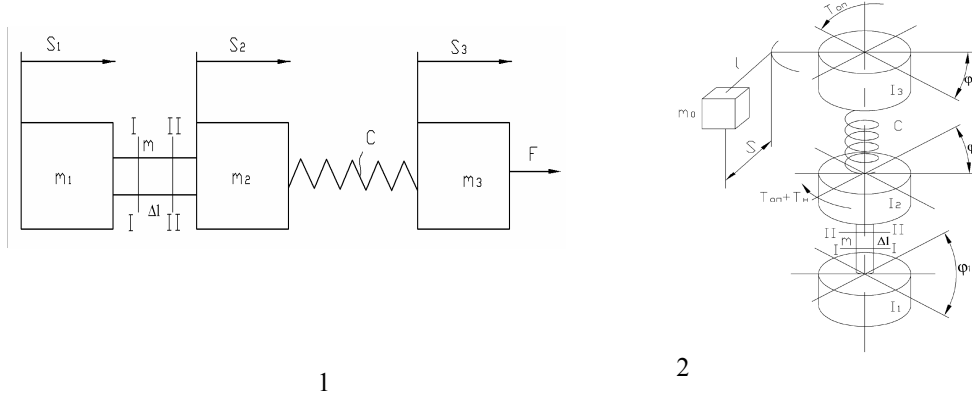


Рисунок 3. Розрахункові схеми: 1 – гідроприводу; 2 – гідромеханічної системи

При обертovому русі вихідної ланки розрахункова схема такої гідромеханічної системи може мати вигляд, рис. 3, де  $I_1$  – зведений момент інерції помпи;  $I_2$  – зведений момент інерції рухомих частин гідродвигуна;  $I_3$  – зведений момент інерції стріли навантажувача і його обертovих частин. Маса  $t_1$  і  $t_2$  з’єднані довгим трубопроводом. Маса рідини, виділеного елемента дорівнює [6]

$$m = A \cdot \rho \cdot \Delta l, \tag{7}$$

де  $A$  – площа перетину трубопроводу;  $\rho$  – питома вага рідини;  $\Delta l$  – довжина виділеного елемента трубопроводу.

Рівняння руху елемента рідини довжиною  $\Delta l$  можна записати у вигляді

$$m \frac{\partial V}{\partial l} + 32\mu \frac{AV\Delta l}{D^2} = A(p_1 - p_2), \tag{8}$$

де  $D$  – діаметр трубопроводу;  $V$  – середня швидкість руху елемента рідини;  $\mu$  – коефіцієнт динамічної в’язкості рідини;  $p_1 - p_2$  – різниця тисків у перетинах I-I і II-II.

Система диференціальних рівнянь руху рідини в довгому трубопроводі

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial V}{\partial t} = \left( -\frac{\partial p}{\partial X} \right)_{X=l} - 2h \cdot p(t), \\ \left( \frac{\partial p}{\partial X} \right)_{X=l} = -\frac{1}{\rho a^2} \cdot \frac{\partial p}{\partial t}. \end{cases} \tag{9}$$

У момент запуску зведена маса помпи розігнана і процес запуску гідродвигуна здійснюється з допомогою гідророзподільника.

Розгін досліджуваної гідромеханічної системи з довгим трубопроводом буде складатися з двох етапів: перший – від початку ввімкнення гідророзподільника, другий – від початку руху всієї системи. На першому етапі рідина вступає в рух у міру поширення пружної хвилі в напрямку до маси  $t_2$ . Тривалість першого етапу

$$t_0 = \frac{l}{a},$$

де  $l$  – довжина трубопроводу.

Початок руху маси  $t_2$  і всієї системи визначають кінець першого етапу.

Система рівнянь (9) описує рух гідромеханічної системи на першому етапі.

На другому етапі рух системи описується такими диференціальними рівняннями:



$$\begin{cases} m_2 \cdot \frac{\partial^2 S_2}{\partial t^2} + C(S_2 - S_3) = EA \left( \frac{\partial S_2}{\partial X} \right)_{X=l}, \\ m_3 \cdot \frac{\partial^2 S_3}{\partial t^2} - C(S_2 - S_3) = -F, \end{cases} \quad (10)$$

де  $E$  – приведений модуль пружності;  $F$  – навантаження на шток.

На другому етапі від початку руху всієї системи рух системи описується такими диференціальними рівняннями:

$$\begin{cases} I_2 \cdot \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + C(\varphi_2 - \varphi_3) = T_{\text{оп}} + T_{\text{н}}, \\ I_3 \cdot \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} - C(\varphi_2 - \varphi_3) = -T_{\text{оп}} - \frac{m_0 \cdot g \cdot l_0}{l} \cdot S. \end{cases} \quad (11)$$

Для розв’язання цих рівнянь пропонується використати метод характеристик: спочатку шляхом відповідного вибору систем координат можна перейти від диференціальних рівнянь у частинних похідних до системи звичайних диференціальних рівнянь, справедливих вздовж певних ліній у площині  $X-t$ , які називають характеристиками. Після отримання звичайних диференціальних рівнянь перетворюють останні в кінцево-різницеві, які і розв’язують на ПК. Розв’язання цих рівнянь дозволить визначити динамічні навантаження в пружних ланках і визначити оптимальне місце встановлення гідророзподільника (золотника).

На завершальному, третьому етапі запропонованої моделі відповідно до отриманих параметрів в автоматизованому режимі формуються робочі креслення оптимізованої конструкції розробленої деталі, вузла чи машини. Дані матеріали передаються на завод-виробник для реалізації проекту. Крім того, фахівці-розробники повинні проводити супровід розробки – надавати науково-консультативну підтримку персоналу, який обслуговує машини.

**Висновки.** При виконанні всіх етапів триединої моделі пошукового конструювання сільськогосподарських машин у кінцевому результаті отримуємо якісно спроектовану, перевірену на практиці машину, яка є високотехнологічною та конкурентоспроможною на ринку.

#### Література

1. Аналітична оцінка ресурсу несучих металоконструкцій сільськогосподарських машин [Текст] / П. Попович, Т. Рибак, М. Сташків, Я. Господарський // Вісник ХНТУСГ, Вип.100. Харків, 2010. – С. 17–20.
2. Рибак, Т. Триединая модель пошукового конструювання сільськогосподарських машин [Текст] / Т. Рибак, А. Бабій, Є. Ріпецький // Свідectво про реєстрацію авторських прав на твір №33031 від 29.04.2010.
3. Рибак, Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин: підручник-посібник [Текст] / Т.І. Рибак. –Тернопіль: Збруч, 2003. – 332с.
4. Дмитриченко, С.С. Опыт расчетов на прочность, проектирования и доводки сварных металлоконструкций мобильных машин [Текст] / С.С. Дмитриченко //Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006, №1. – С. 11–14.
5. Федоренко, В.А. Расчет гидравлических и пневматических приводов гибких производственных систем [Текст] / В.А. Федоренко. – К.: Вища школа, 1988. – 179 с.