

УДК 621.302:621.314.1

Б.М. ДІВЕЄВ, І.А. ВІКОВИЧ, І.А. БУТИТЕР, Ю.Я. РОЙКО

Національний університет “Львівська політехніка”

## КЕРУВАННЯ ВІБРАЦІЙНИМИ ПРОЦЕСАМИ ДИНАМІЧНИМИ ГАСНИКАМИ КОЛИВАНЬ В СІЛЬГОСПАГРЕГАТАХ З ОБЕРТОВИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

© Дівеев Б.М. Вікович І.А., Бутитер І.А., Ройко Ю.Я., 2006

*Розглянуто методи розрахунку та оптимізації динамічних процесів у віброванантажених конструкціях з динамічними гасниками. Розглядаються випадки: перший – гасник приєднаний до корпусу агрегату; другий – гасник приєднаний до обертового елемента*

*The paper deals with the methods of calculation and optimization of dynamic processes in vibroexcited constructions with the dynamic absorbers. Two cases are discussed: first – absorber is attached to the case of the aggregate; second – absorber is attached to the rotating element*

Важливим питанням розробки сучасних машин є зменшення вібрації. Традиційні методи віброізоляції часто недостатньо ефективні. Ефективним у такому разі може стати застосування динамічного гасника коливань (ДГК) [1-3]. Значний вплив мають вібрації і в вентиляторних обприскувачах, в насосах і трансмісіях сільгоспагрегатів. Вони значно зменшують ресурс цих агрегатів. Тому розглянемо застосування ДГК у конструкції машин. Більшість практичних застосувань ДГК ґрунтуються на неадекватних математичних моделях складних конструкцій і неефективному проектуванні пасивного типу ДГК. Наявність такого ДГК може створити нові резонансні піки в первинному частотному відгуку. Якщо збурювальна частота значно змінюється, додаткова маса може резонувати, спричиняючи підсилення навантаження, чого звичайно не спостерігається, якщо абсорбер відсутній. Наші конструкції пасивних ДГК не мають цих недоліків.

**Математичні моделі динаміки агрегатів.** У динаміці складних конструкцій багато уваги приділяється методам конденсації систем рівнянь високого порядку, що охоплюють широкий частотний спектр. Однак у реальному випадку вібраційного збурення колісного екіпажу від рельєфу дороги вищі частоти поглинаються у шинах коліс і підвісці. Тому практично залишається тільки низькочастотна складова, яка і спричиняє руйнування несучої конструкції. Це характерно для великогабаритних штангових обприскувачів, які порівняно повільно переміщуються на колесах. У роботі запропоновано алгоритм конденсації для основного робочого елемента штангового обприскувача – великогабаритної ферми на підвісці. Якість обприскування та довговічність обприскувача визначає здебільшого динаміка цього елемента. Кінематика штанги у вертикальній площині з достатньою для практики точністю визначається моделлю жорсткості тіла. Проте для коливань штанги у горизонтальній площині, площині меншої жорсткості, динамічна модель штанги неадекватна моделі у вертикальній площині, бо проявляється явище напускання її кінців. Ще менше ця модель може застосовуватися до визначення динамічних напружень у штанзі.

Для аналізу динамічної поведінки складних колісних сільськогосподарських агрегатів з приєднаними подовгастими елементами (одним з яких є штанговий обприскувач) запропоновано два способи пониження розмірності систем рівнянь математичної моделі. Перший – зменшення розмірності завдяки врахуванню симетрії конструкції машини та низькочастотного характеру збурень, що передаються через шасі на робочі органи агрегату. Другий – варіант динамічної конденсації – зменшення порядку системи рівнянь динамічної рівноваги апріорним врахуванням формозміни елементів. Ці конденсовані моделі дають змогу оперувати з конструктивними

параметрами, що безпосередньо впливають на якість функціонування агрегату та його міцність. На підставі цих моделей, а також алгоритмів нелінійної оптимізації з використанням генетичних методів розроблено комплекс програм, який застосовано до розрахунку штангового обприскувача.

Розглянемо систему ДГК – складна обертова машина. Застосуємо такий метод декомпозиції: розділимо множину елементів  $A_i$  конструкції машини на дві множини: множину вузлів з'єднань  $A_i^n$  та множину континуальних елементів  $A_i^c$ . Для кожного континуального елемента  $A_i^c$  виберемо систему координатних функцій  $\varphi_i$  з довільного ряду ортогональних за кінетичною енергією функцій. Тоді переміщення довільної точки елемента  $A_i^c$  будуть

$$x_i(t, X) = \begin{bmatrix} q_{xli}(t)\varphi_{xli}(X) \\ \dots \\ q_{xni}(t)\varphi_{xni}(X) \end{bmatrix}, \quad (1)$$

де  $q_i$  – довільні часові функції, а  $\varphi$  – функції просторових координат тіл  $A_i^c$ . Ці функції потрібно вибирати з таких міркувань, щоб вони давали змогу з потрібним ступенем точності апроксимувати як довільні (звичайно достатньо гладкі) поля переміщень всередині елемента, так і довільні граничні значення, як кінематичні, так і силові. Визначимо варіації кінетичної та пружної енергій в континуальних елементах

$$\delta U_i^c = (K_i^{uc} \cdot q_i^c)^T \cdot \delta q_i^c \quad \delta K_i^c = (M_i^{kc} \cdot q_i^c)^T \cdot \delta q_i^c. \quad (2)$$

З варіаційного принципу Гамільтона–Остроградського, згрупувавши члени при незалежних варіаціях  $\delta q_i^c$  та  $\delta q_i^n$  (дискретних), отримуємо систему нелінійних звичайних диференціальних рівнянь. Для розрахунків використовувалися модальні методи у схемах дискретно-континуального адаптивного моделювання [3–9].

Розглянемо дві схеми приєднання ДГК (рис. 1)

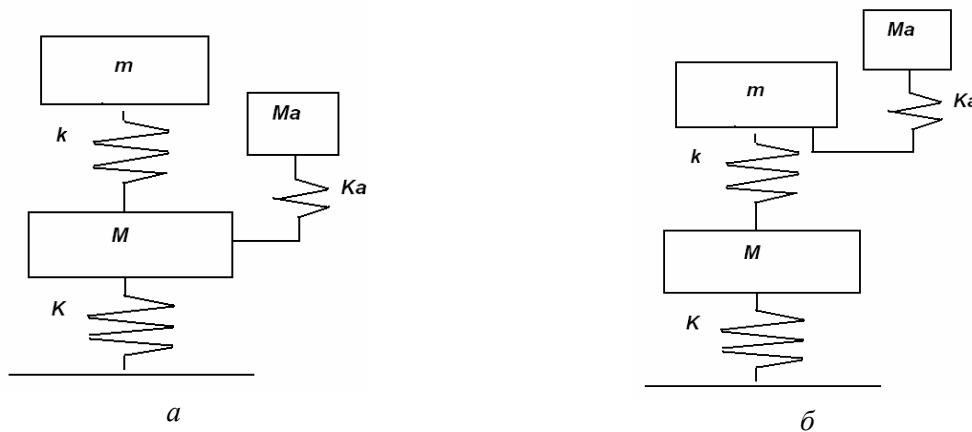


Рис.1. ДГК приєднаний: до опори (а), до обертового елемента(б)

**ДГК приєднаний до опори.** Розглянемо спочатку схему рис.1,а. Розглянемо динаміку вала обертової машини з урахуванням гнучкості вала, як поперечної, так і на скручення. Будемо виходити з варіаційного принципу Гамільтона. Прийнемо кінематичні гіпотези для відхилень осі від деякого статично зрівноваженого положення вала на підшипниках. Вважаємо, що центр мас цього перерізу вала збігається з його центром ваги у нерухомій системі координат, жорстко зв'язаної з статично рівноважним положенням вала на пружних опорах. Тоді кінетична енергія буде складатися з двох доданків

$$T = T_w + T_{rot}, \quad (3)$$

де перший доданок – поступальна складова буде дорівнювати

$$2T_w = \int_0^L \rho V_C^2 dz = \int_0^L \rho (V_r^2 + V_\varphi^2) dz, \quad (4)$$

( $\rho(z)$  – погонна маса вала), сумі квадратів радіальної та тангенціальної швидкості центра цього перерізу вала, помноженому на його масу  $\rho(x)$  проінтегровано по довжині вала, а другий – крутильна складова відносного руху буде дорівнювати

$$2T_{rot} = \int_0^L \rho R^2 \gamma_\varphi^2 dz, \quad (5)$$

де  $R(x)$  – радіус циліндричної вала,  $\gamma_\varphi$  – осьова кутова швидкість. Тут знехтувано гіроскопічними складовими [10,11].

Прийmemo кінематичні гіпотези для переміщень вала. Вважаємо, що в нерухомій системі координат  $(z, r, \varphi)$  вал здійснює пружні крутильні коливання зі змінним кутом закручування

$$\varphi = q_\varphi(t) \lambda_\varphi(z), \quad (6)$$

та радіальні коливання у рухомій системі координат  $(z, r, \varphi)$ , жорстко зв'язаній з валом у ортогональних площинах [8]

$$W_1 = \sum_i q_i^1(t) \lambda_i(z), \quad W_2 = \sum_i q_i^2(t) \lambda_i(z) \quad (7)$$

Запишемо кінетичну та потенціальну енергію. Для останньої вважаємо опори валу лінійно пружними. Згідно з (3)–(7) отримуємо:

$$2T_{rot} = \int_0^L \rho(z) R^2(z) (\omega + \dot{\varphi}(z,t))^2 dx, \quad (8)$$

$$2T_w = \int_0^L \rho(z) [(-\varepsilon_2(z) + W_2(z,t)) (\omega + \dot{\varphi}(z,t)) + \dot{W}_1(z,t)]^2 + ((\varepsilon_1(z) + W_1(z,t)) (\omega(t) + \dot{\varphi}(z,t)) + \dot{W}_2(z,t))^2 dx. \quad (9)$$

де  $\rho(z)$  – погонна вага вала,  $\varepsilon_i(z)$  – розподілений вздовж вала ексцентриситет,  $W_i(z,t)$  – динамічні відхилення осі вала,  $\omega(t)$  – у загальному випадку змінна кутова швидкість (що змінюється набагато повільніше ніж крутильні коливання  $\varphi(z,t)$ ). Розглядаючи згинальні коливання вала у вигляді двох форм коливань у перпендикулярних напрямках (в рухомій системі координат), запишемо

$$W_y = q_1(t) \lambda_1(x, y, z) \quad W_z = q_2(t) \lambda_2(x, y, z) \quad (10)$$

Підставивши переміщення (6,10) у варіаційні співвідношення, отримуємо, використавши (8,9), систему лише трьох диференціальних рівнянь

$$a_{\varphi\varphi} \frac{d^2 q_\varphi}{dt^2} + a_{\varphi 1} \frac{d^2 q_1^1}{dt^2} + a_{\varphi 2} \frac{d^2 q_1^2}{dt^2} + f_\varphi = F_\varphi, \quad a_{1\varphi} \frac{d^2 q_\varphi}{dt^2} + a_{11} \frac{d^2 q_1^1}{dt^2} + f_1 = F_1, \quad (11)$$

$$a_{2\varphi} \frac{d^2 q_\varphi}{dt^2} + a_{22} \frac{d^2 q_1^2}{dt^2} + f_2 = F_2 .$$

де  $f_i$  – доданки, що враховують зовнішнє і внутрішнє тертя в роторі,  $F_i$  – зовнішні зусилля в опорах (підшипниках). Для урахування ДГК потрібно ще розглянути дискретні рівняння динамічної рівноваги корпусу та приєднаного вібропоглинача.

$$M \frac{d^2 x_1}{dt^2} = -k_{1A}(x_1 - x_{1A}) - c_{1A} \left( \frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_{1A}}{dt} \right) - F_1$$

$$M \frac{d^2 x_2}{dt^2} = -k_{2A}(x_2 - x_{2A}) - c_{2A} \left( \frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_{2A}}{dt} \right) - F_2 \quad (12)$$

$$M_A \frac{d^2 x_{1A}}{dt^2} = k_{1A}(x_1 - x_{1A}) + c_{1A} \left( \frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_{1A}}{dt} \right)_1$$

$$M_A \frac{d^2 x_{2A}}{dt^2} = k_{2A}(x_2 - x_{2A}) + c_{2A} \left( \frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_{2A}}{dt} \right)$$

де  $x_i$  – переміщення корпусу,  $x_{iA}$  – переміщення ДГК по відповідних осях,  $k$ ,  $c$  – відповідні коефіцієнти пружності та в'язкого тертя. На рис. 2. подано результати застосування ДГК для зменшення вібрації ротора на підставі лінеаризованих співвідношень (11, 12)

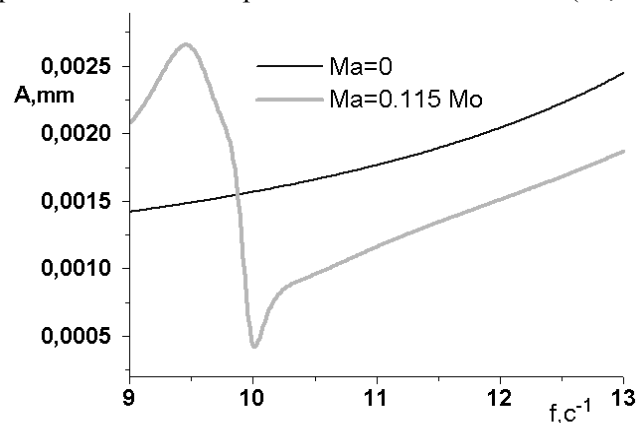


Рис.2. АЧХ коливань корпусу за наявності ДГК (лінія  $Ma=0.115 Mo$ ) та без ДГК ( $Ma=0$ )

Відношення мас вібропоглинача та корпусу  $M_a/M_k$  вибиралося таким, що дорівнює 0.115. Жорсткості затиснення ротора та ДГК вважали однаковими рівними у взаємоперпендикулярних площинах.

**ДГК приєднаний до обертового елемента.** Розглянемо тепер другу схему приєднання ДГК (рис. 1,б). У [8] наведена проста модель поперечних симетричних коливань штанги як суцільного стержня. Ця модель справді може служити для дослідження якісної картини коливань штанги у вертикальній площині. Однак, в горизонтальній площині вона вимагає уточнення, оскільки секції штанги розкладаються за допомогою гідравлічної системи саме в цій площині. Внаслідок цього штангу можна подати у вигляді пружних елементів – стержнів, з'єднаних пружно-демпфувальними зв'язками. Поширені штанги з пружно закріпленою крайньою секцією для зменшення негативного впливу ударних навантажень при зачіпанні крайньої секції за ґрунт.

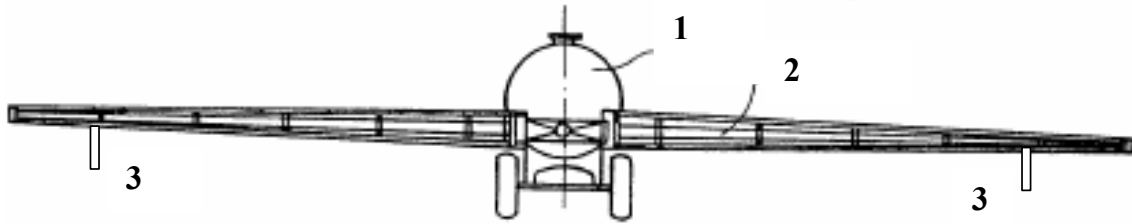


Рис. 3. Прицеп обприскувача (1) зі штангою (2), до якої приєднані ДГК (3)

Розглянемо двосекційну розрахункову модель штанги (рис.4)

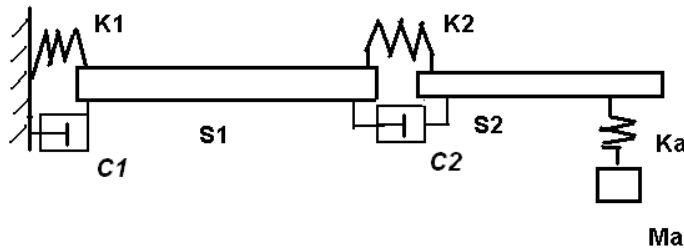


Рис. 4. Розрахункова схема коливань двосекційної штанги обприскувача з ДГК.  
Si – секції, Ki – пружини, Ci – демпфери

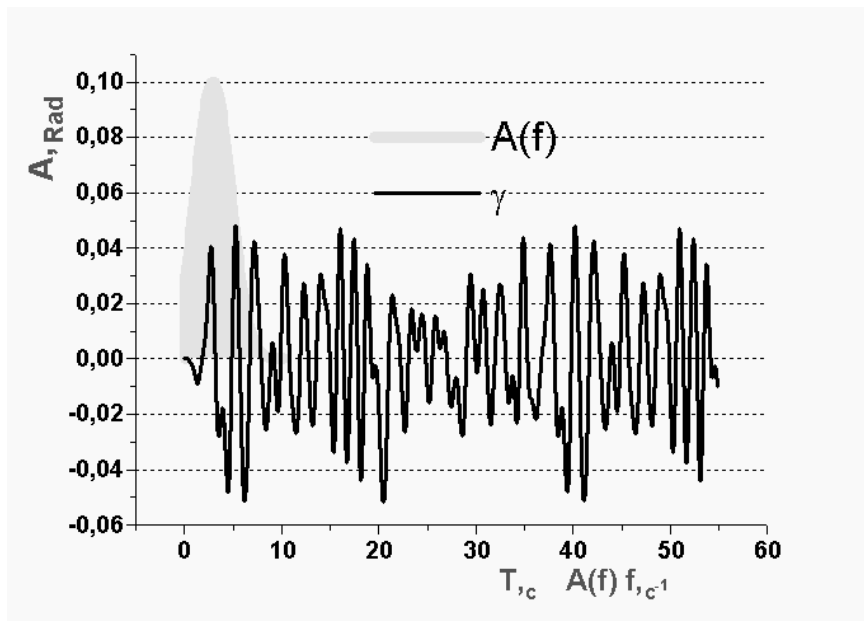


Рис.5. Сформоване згідно з експериментальними даними зовнішнє кутове збурення.  
A(f) – розподіл спектральної густини сигналу,  $\gamma$  – випадкова реалізація цього збурення.

Кінематичні гіпотези візьмемо тепер для континуальних елементів – секцій штанги у такому вигляді

$$W_1 = q_1(t)Y_1(x) + U_0, W_2 = q_2(t)Y_2(x) + U_0. \quad (13)$$

Рівняння динамічної рівноваги тепер одержують у вигляді системи рівнянь на  $q_i$  ([4]) плюс рівняння на ДГК

$$M\ddot{q} + K\dot{q} = b.$$

$$m\ddot{u} + k(u - q_2(L_a)) + c\left(\dot{u} - \dot{q}_2(L_a)\right) = 0 \quad (14)$$

де  $k$  – жорсткість закріплення маси  $m$  ДГК,  $c$  – демпфування в ДГК.

Ця система рівнянь проаналізована для вібраційного випадкового збурення, з параметрами (спектральними щільностями, амплітудами), що моделюють реальну взаємодію агрегату з рельєфом.

На рис. 6 наведений рівень вібрації краю штанги залежно від параметрів ДГК: приведеної жорсткості  $P_r = k/m$  та демпфування  $D_{emp} = c/km$

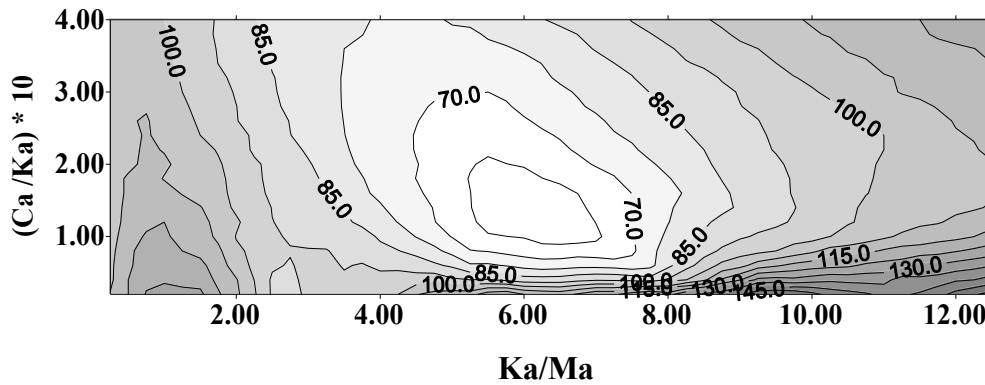


Рис. 6. Карта рівнів вібрації краю штанги (см) залежно від параметрів ДГК

**Висновки.** Для розв'язання інженерної задачі оптимального проектування сільгоспагрегатів як, зрештою, для будь-якої вібронавантаженої техніки, не існує стандартних програмних засобів. Універсальні, переважно імпорتنі програми мало пристосовані до специфіки проектування цих конструкцій та описання умов експлуатації машин, не враховують їхню вартість, важкість освоєння. Проте нині розроблено низку ефективних алгоритмів та програмних засобів моделювання динамічних процесів, що визначають ресурсні та функціональні властивості таких машин. За допомогою таких програм можна успішно аналізувати міцність і функціональність підвісок штанг обприскувачів, насосів і трансмісій. Малопараметричні математичні моделі дають інженеру змогу в інтерактивному режимі оптимізувати ці конструкції ще на стадії проектування, а не після виготовлення, що потребує більше затрат. Додатково введений ДГК забезпечує зменшення інтенсивності горизонтальних кутових коливань корпусу ротора. Введення ДГК забезпечує зменшення інтенсивності кутових коливань начіпної штанги, забезпечує її віброзахист при русі обприскувача на підвищених швидкостях під час виконання технологічного процесу обприскування, збільшує довговічність роботи обприскувача загалом і сприяє покращанню рівномірності нанесення препарату на рослини.

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М., 1967. 2. Стоцько З. А., Дівеєв Б.М., Сокіл Б.І., Топільницький В.Г. Математичні моделі керування віброактивністю технологічних машин / *Машинознавство*. №2, 2005. – С. 37–42. 3. Дівеєв Б.М. Оптимізація процесів віброзахисту на основі напівавтоматичного гасника коливань // *Вісник НУ "Львівська політехніка"*, 2005. – №39. – С.71–76. 4. Diveiev Bogdan. Rotating machine dynamics with application of variation-analytical methods for rotors calculation. *Proceedings of the XI Polish – Ukrainian Conference on "CAD in Machinery Design – Implementation and Education Problems."*, Warsaw, June 2003, pp. 7-17. 5. Zinovij Stotsko, Bogdan Diveiev, Bogdan Sokil, Volodymyr Topilnytskyu. Устройства устранения вибрации технологических машин. *Manufacturing Engineering. Vyrobnе Inzenierstvo*. 2006. – Т.V. – №2. – С.52–53. 6. Дівеєв Б.М. Інженерні проблеми оптимального проектування обприскувачів // *Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. I Міжнар. наук.-техн. конф. (DSR AM - I)*, 4 – 7 жовтня 2004 р., – Тернопіль: Терн. держ. техн. ун-т, 2004. – С. 451 – 457. 7. Дівеєв Б.М., Дорош І.А. Проблеми віброзахисту та динамічної стабілізації у штангових обприскувачах. // *Всеукр. наук.-техн. журнал "Вібрації в техніці та технологіях"*. – Вінниця: ВДАУ, 2006. - № 1 (43). – С. 27 – 29. 8. Вікович І. А.,

Дівеєв Б. М. Конденсована модель поперечних коливань багатосекційної штанги обприскувача // Вісник ДУ "Львівська політехніка". Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2001. – № 434. – С.19 – 23. 9. Гацук П.М., Вікович І.А., Дівеєв Б.М. Застосування дискретно-континуальних розрахункових схем для визначення вібронпружень в механічних конструкціях // Труды Одесского политехнического университета. – Одесса. 1999. – Вып. 2 (8), с. 34–40. 10. Тондл А. Динамика ротора турбогенераторов. – Л., 1971. 11. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. 1959.

УДК 621.01:632.981.2  
Б.М. ДІВЕЄВ<sup>1</sup>, І.Р. ДОРОШ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Національний університет "Львівська політехніка", м. Львів  
<sup>2</sup>Приватне підприємство "Дора", м.Львів

## ПРОБЛЕМИ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ШТАНГ ШТАНГОВИХ ОБПРИСКУВАЧІВ

© Дівеєв Б.М., Дорош І.Р., 2006

*Проаналізовано методи оптимального проектування штангових обприскувачів і розвиток нових методів. Застосовуються числові методи, що ґрунтуються на блоково-варіаційних модальних і адаптивних схемах. Одержано оптимальні проекти для різних елементів: секції штанги з підвищеною міцністю, підвіски з підвищеними стабілізуючими і віброзахисними властивостями*

*The main task of this work is to analyze optimal design-system of the boom-sprayers and develop new methods. The calculation procedure of machine dynamics, resting on the synthesis of block-variation, modal and adaptive schemes, should be applied. The optimal designs for the various units will be obtained: the boom-sections with increased reserved strength, the suspension with increased stabilizing and vibroprotecting properties*

**Вступ.** Оптимальне проектування сільгоспагрегатів, зокрема штангових та вентиляторних обприскувачів, охоплює широке коло інженерних дисциплін – від технічних до екологічних. Наприклад, якщо для вертикальних коливань великогабаритних штанг питання вирішується за допомогою маятникової підвіски то для коливань штанги у горизонтальній площині повністю відсутні ідеї зменшення цих вібрацій. Оскільки при таких коливаннях нерівномірність обприскування може досягти 600 %, то перед країнами ЄС (парк таких машин у Європі становить 400000) постало питання розроблення нових обприскувачів з покращаними властивостями. У цій роботі на підставі раніше відомих та отриманих авторами математичних моделей динаміки та міцності складних конструкцій, аеро- та гідродинаміки розв’язується задача багатокритеріального раціонального проектування обприскувачів. Розглянуто питання міцності та матеріалоемності несучих конструкцій агрегатів (рами, великогабаритні штанги) у режимах динамічного навантаження, наведено оптимізовані структури цих елементів. Особливу увагу приділено динаміці робочих органів агрегатів: штанги на підвісці, поширення повітряного струменя від обприскувача у приповерхневому шарі атмосфери. Ці задачі тісно пов’язані з інженерною екологією довкілля. Досліджується вплив параметрів робочих органів агрегатів та їхнього загального компонування на рівномірність внесення біологічно активних препаратів у заданих межах землекористування.

**Особливості конструкцій обприскувачів.** Відомо багато видів конструкцій обприскувачів. Основний принцип їхньої будови незмінний: подовгаста несуча конструкція – рама, приєднаний до