

ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА"

На правах рукопису

УДК 631.302

Вікович Ігор Андрійович

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ І ДОСЛІДЖЕННЯ
ДИНАМІКИ ШТАНГОВИХ ОБІГІСКУВАЧІВ

Спеціальність 01.02.06 - динаміка, міцність
машин, приладів і апаратури

А в т о р е ф е р а т
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Львів - 1993

Дисертацією є рукопис.

АВ 28.630

Робота виконана у Державному університеті "Львівська політехніка".

Науковий керівник - кандидат фізико-математичних наук,
доцент БАРВІНСЬКИЙ Анатолій Федорович

Офіційні опоненти - доктор технічних наук, професор
РИБАК Тимофій Іванович,
(м.Тернопіль);
- кандидат технічних наук, доцент
ПАРХОМЕНКО Анатолій Леонтійович,
(м.Львів).


Провідна організація - ІСКТБ сільгоспхімаш
(м.Львів).

Захист відбудеться " 22 " грудня 1993 р. о 17 годині
на засіданні спеціалізованої вченої ради К 068.36.05 при
Державному університеті "Львівська політехніка" (290013,
м. Львів, вул. С.Бандери, 12).

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Державного
університету "Львівська політехніка" (290013, м. Львів,
вул. Професорська, 1).

Автореферат розісланий " 20 " листопада 1993 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради,
к.т.н., доцент

 С.В.Харченко

ЛНБ України ім.В.Стефаніка



00802300 (D)

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Збільшення виробництва сільськогосподарської продукції пов'язано з впровадженням прогресивних технологій в землеробстві і значним зростанням ролі захисту рослин, що сприяє підвищенню врожайності, стійкості та збереженню сільськогосподарських культур.

Згідно статистичних даних, машини для хімізахисту в рослинництві щорічно зберігають до 20 відсотків врожаю всіх видів польових, садівних і городніх культур. Тому зараз приділяється велика увага раціональному використанню хімічних засобів захисту сільськогосподарських культур, створенню нових і удосконаленню існуючих технічних засобів їх реалізації та, зокрема, розробленню теоретичних основ проектування підвісних систем штанг обприскувачів широкої розгортки з урахуванням динамічних навантажень, що виникають при експлуатації. Отже, створення адекватних динамічних і побудова математичних моделей штангових обприскувачів та розробка сучасних методів їх розрахунку і конструювання є актуальним завданням.

Мета роботи - створення математичних моделей і дослідження динаміки штангових обприскувачів та розробка рекомендацій щодо їх проектування, спрямованих на зниження інтенсивності поперечних коливань штанг, підвищення продуктивності та якості обприскування.

Основні завдання роботи - розробка динамічних і математичних моделей машино-тракторного агрегата, обприскувача і маятникових підвісок штанг;

- кількісний і якісний аналіз динаміки обприскувача та машино-тракторного агрегата, розробка алгоритмів і програм розрахунків;

- аналіз коливань одношарнірної (простої) і шарнірно-з'єднаної (А-подібною) маятникових штанг обприскувачів;

- дослідження впливу витікання рідини через розпилувачі на спектр власних частот трубопроводів навісних штанг;

- створення методики проведення натурних випробувань різних типів штангових обприскувачів;

- розроблення методики розрахунку пасивної стабілізації штангових обприскувачів і рекомендацій щодо їх конструювання та експлуатації.

Загальна методика досліджень. Теоретичні дослідження виконані з використанням теорії коливань лінійних і нелінійних механічних систем. Динамічні моделі подані у вигляді дискретних, континуальних і дискретно-континуальних механічних систем.

Складена математична модель тракторного поїзда штангового обприскувача з врахуванням спектральної теорії підресорювання транспортних засобів.

Одношарнірна маятникова штанга обприскувача розглядалася у вигляді систем зі скінченним і нескінченним числом ступеней вільності. При цьому одержані рівняння Мат'є з демпфуванням і визначені зони стійкості коливань.

Динамічна модель А-подібної маяткової штанги описується нелінійними диференціальними рівняннями, розв'язки яких виконані числовими методами.

Аналіз коливань металоконструкцій шарнірно-з'єднаних штанг обприскувачів проводився шляхом постановки і розв'язання лінійних та нелінійних крайових задач. Лінійні крайові задачі розв'язані методом Фур'є та методом початкових параметрів. Для розв'язування нелінійних крайових задач використано асимптотичний метод Крилова-Боголюбова-Мітропольського.

При створенні математичних моделей штангових обприскувачів використані узагальнені функції.

Експериментальна перевірка вірогідності результатів теоретичних досліджень і прийнятності прийнятих припущень проводилась на дослідних зразках і серійних обприскувачах. При цьому використовувались методи планування експериментів, математичної статистики, статистичної динаміки.

Наукова новизна. Запропонована динамічна модель тракторного поїзда штангового обприскувача, що враховує рухливість рідини в ємкостях, в'язко-пружні властивості ґрунту, пружні та демпфуючі здатності підвіски і коліс.

Визначені межі та критерії зон стійкості при параметричних коливаннях для одношарнірних маятникових штанг обприскувачів. Розроблена математична модель коливань маяткової стержневої системи. Проведений уточнений аналіз коливань пасивної А-подібної маяткової штанги обприскувача. Запропонована методика розрахунку параметрів і частотних характеристик елементів несучих каркасів шарнірно-з'єднаних секцій широко-охоплювальних штанг мобільних обприскувачів. Розроблений комплекс програм для проведення числових розрахунків. Запропоновані теоретичні переду-

мови аналізу динаміки дірчастих трубопроводів стосовно до штанг обприскувачів.

Удосконалена методика і розроблені відповідні засоби вимірювань параметрів коливань штанг обприскувачів.

Практична цінність. Запропоновані математичні моделі та методи аналізу дають можливість визначити динамічні навантаження і рівні вібрацій в елементах конструкцій штангових обприскувачів, а розроблені алгоритми та програми дозволяють проводити числовий розрахунок на ЕОМ параметрів штанг.

У роботі подані практичні рекомендації щодо розрахунку і конструювання штангових обприскувачів та вибору раціональних режимів їхньої роботи, направлених на покращення якості обприскування і підвищення техніко-економічних показників.

Практичне використання результатів досліджень і ефективність застосування методики інженерного розрахунку штангових обприскувачів підтверджується актом про впровадження.

Особистий внесок у розв'язання проблеми. Дисертація є результатом багаторічних досліджень автора. Викладені в роботі теоретичні результати отримані автором особисто, а експериментальні дослідження - при співучасті співробітників ГСКТБ сільгоспхімш, м.Львів.

Апробація роботи. Основні положення дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на конференціях, семінарах і нарадах: Республіканський науково-технічний семінар (Київ, 1983); регіональний науково-технічний семінар (Львів, 1984); Всесоюзна нарада школи передового досвіду (Київ, 1985); науково-технічний семінар ГСКТБ сільгоспхімш за участю СМІ України, ЦППМ АН України, ЛДУ і ЛПІ (Львів, 1987); Республіканська науково-технічна конференція (Севастополь, 1989); IX симпозиум вібраційної техніки і віброакустики (Польща, Краків, 1990); XIU симпозиум "Колівання в фізичних системах" (Польща, Познань, 1990); XV симпозиум "Колівання в фізичних системах" (Польща, Познань, 1992); XIII польська конференція теорії механізмів і машин (Кошалін, 1992); наукові семінари кафедр "Теоретична механіка" (1975-1977, 1983-1985 р.); "Теорія механізмів і машин та підйомно-транспортних машин" (1980-1982 р.); "Нарисна геометрія і графіка" (1986-1992 р.); XXVII-III науково-технічних конференціях (1980-1990 р.) і засіданні кафедри "Деталі машин (1993 р.) Львівського політехнічного інституту.

Публікації. Основні положення і результати дисертаційної роботи викладено в 21 науковій праці.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, п'яти глав, висновків, закінчення, додатків, містить 80 рисунків, 11 таблиць, 300 найменувань бібліографічного списку і викладена на 263 сторінках друкованого тексту.

ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність теми дисертації, визначена її структура, сформульовані мета і завдання досліджень та приведено комплекс питань, які виносяться на захист.

В першій главі приведений огляд та аналіз вітчизняних і закордонних джерел, де розглядаються питання розробки і дослідження сучасних штангових обприскувачів, а також сформульовані завдання роботи. Відзначено, що число робіт, які присвячені динаміці штангових обприскувачів досить обмежено. Серед них слід відзначити роботи, виконані в Латвійській сільськогосподарській академії (Озол Я. і інших) в ГСХТБ сільгоспхіммаш (Рибак Т.І.), у ВІСХОМ, Москва (Дричик С.Т.).

Деякі важливі питання висвітлені в працях закордонних дослідників: Неймана Г.І., Фроста А.Р., Саллівена Дж.А.

У зв'язку з обмеженістю кількості праць з динаміки обприскувачів, а також відсутністю теоретичних розробок з питань математичного моделювання динамічних процесів штангових обприскувачів виникла необхідність у відповідних дослідженнях.

Проведені дослідження базуються на методах, викладених у фундаментальних працях Абрамова Б.М., Бабакова І.М., Бессонова А.П., Бідермана В.Л., Біценко К., Богинича О.Є., Боголюбова Н.Н., Болотіна В.В., Василенко М.В., Григор'єва Н.В., Динника А.Н., Клаудерера Г., Кісільова В.А., Клафа Р., Корнеєва Б.Т., Кошаєнко С.І., Матвєєва В.В., Мітропольського Ю.А., Майсеєнкова Б.І., Пановка Я.Г., Писаренко Г.С., Пономарьова К.К., Самойленка А.М., Смірнова А.Ф., Тимошенко С.П., Філіна А.П., Філіпова А.П., Фоміна В.Н. та інші.

При розробці динамічної моделі тракторного поїзда штангового обприскувача використана теорія підресорювання транспортних засобів Акоюяна Р.А., Малиновського Є.Ю., Певзнера Я.М., Ротенберга Р.В., Силаєва А.А., Яценко Н.Н. При цьому враховувались

деформівність ґрунту і вплив рухливості рідини в ємкості обприскувача на його динамічні характеристики.

При формуванні феноменологічної моделі ґрунту використовувались праці Беккера М.Г., Водяника І.І., Золотаревської Д.І., Полетаєва А.Ф., Цитовича Н.А. Дослідження з врахуванням впливу рухливості рідини в ємкостях обприскувачів на коливання штангової підвіски базуються на працях Луковського І.А., Мікішева Г.Н., Мойсєєва Н.Н., Рабіновича Б.І. В дисертаційній роботі використані результати досліджень динаміки трубопроводів, які одержані авторами Доценко П.Д., Мовчаном А.А., Моутом Мл., Мухінім О.Н., Овчинниковим В.Ф., Светлицьким В.А., Смірновим Л.В. та багатьма іншими.

У другій главі запропонована дискретна динамічна модель тракторного поїзда колісного обприскувача (Рис.1), що складається з маси штанги, підресорених і непідресорених мас трактора та обприскувача з пружно-дисипативними зв'язками між ними і враховує рухливість рідини в ємкості та в'язко-пружні властивості ґрунтів. Ця динамічна модель використана для встановлення закону руху центра мас навісної штанги в поздовжньо-вертикальній площині в процесі вимушених коливань при випадковому збуренні збоку агрофону ґрунту. Приведено математичний опис запропонованої динамічної моделі та одержано замкнений розв'язок в лінійній постановці при періодичному законі збурення. Проведений аналіз впливу змінних параметрів системи, характеристик агрофону і швидкості руху обприскувача на амплітуду коливань центра мас штанги. На рис. 2 і 3 подані відповідно залежності амплітуд Z вертикальних коливань центра мас штанги від довжини S нерівностей ґрунтового профілю і швидкості V руху обприскувача.

Основна увага в дисертації приділяється маятниковим штангам (одношарнірним і А-подібним), для дослідження яких одержані нелінійні диференціальні рівняння зі змінними коефіцієнтами. У першому наближенні ці рівняння зведені до рівнянь Мат'є з демпфуванням, за розв'язками яких визначені амплітудно-частотні характеристики і зони стійкості (Рис. 4).

Розв'язки вихідних нелінійних диференціальних рівнянь одержано числовим методом, що дозволило встановити закони руху $\psi(t)$ маятникових штанг, залежність амплітуд параметричних коливань від довжин l штанг та маятників h (Рис.5), а також від кута нахилу з'єднаних важелів β_0 і віддалі між ними B_0 (Рис.6).

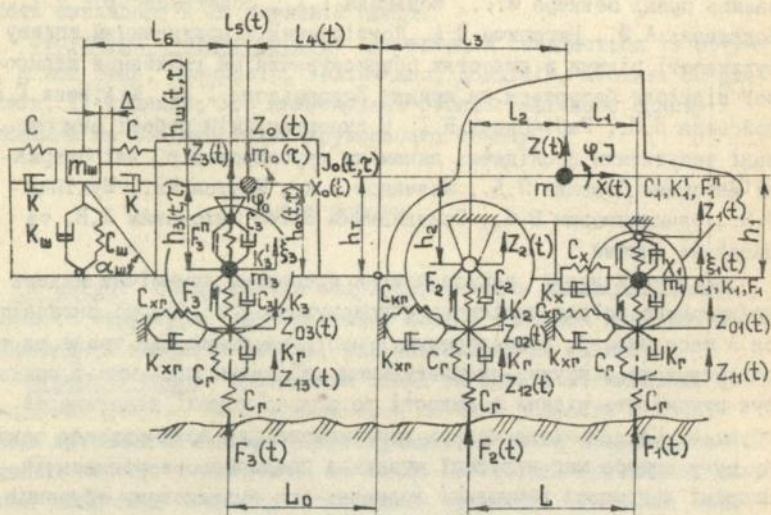


Рис. 1

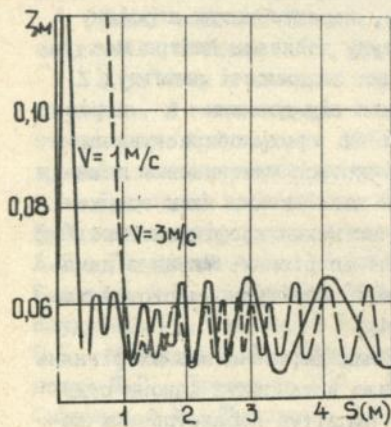


Рис. 2

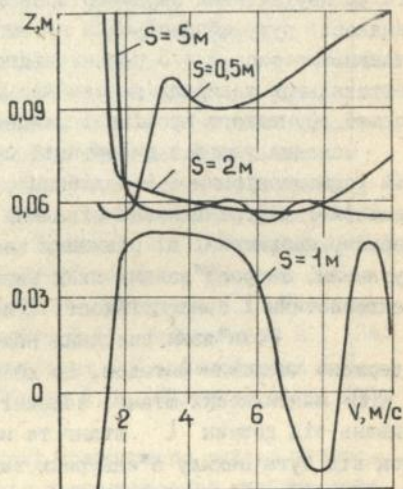


Рис. 3

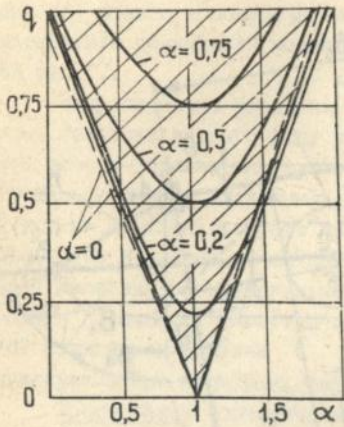


Рис. 4

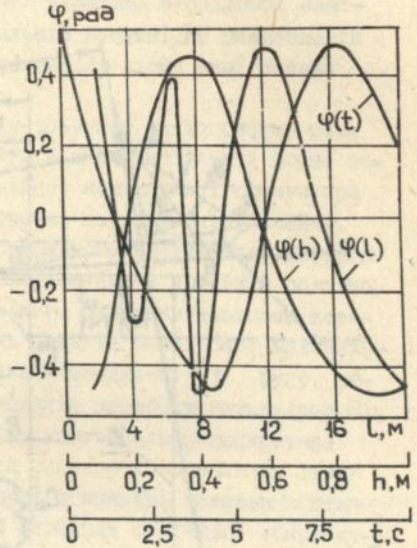


Рис. 5

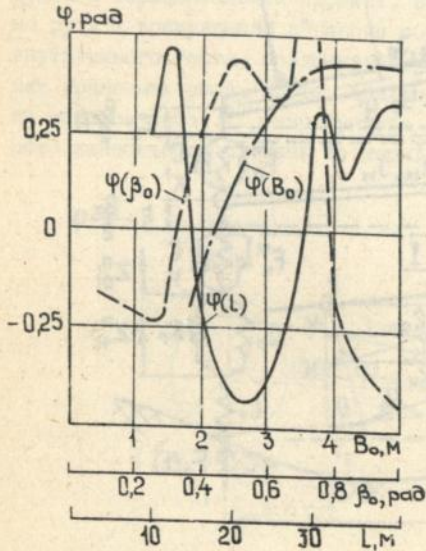


Рис. 6

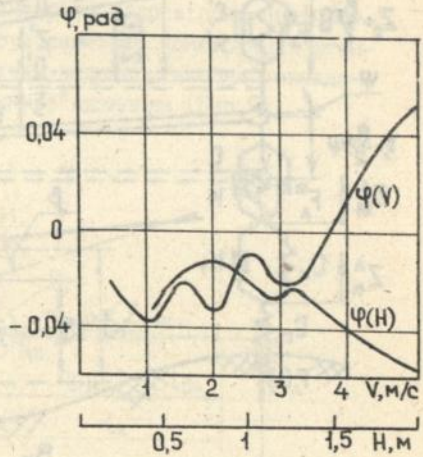


Рис. 8

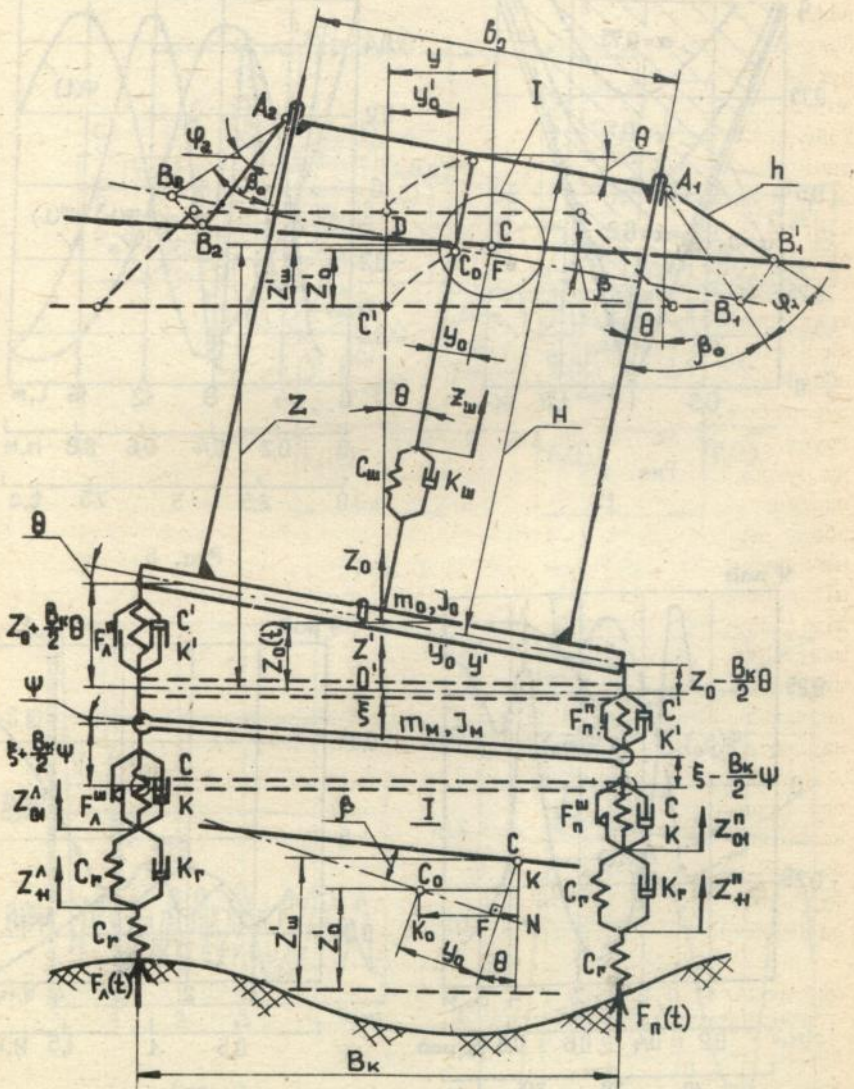


Рис. 7. Розрахункова схема коливань А-подібної маятникової штанги обприскувача в поперечно-вертимальній площині

Проведені дослідження вимушених коливань А-подібної маяткової штанги в поперечно-вертикальній площині по розробленій дискретній динамічній моделі, розрахункова схема якої подана на рис. 7.

Запропонована методика аналізу дозволяє за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду визначити в диференціальній формі закон плоско-паралельних рухів А-подібної маяткової штанги при її параметричних коливаннях в поперечно-вертикальній площині. Доведена доцільність розв'язання одержаного нелінійного диференціального рівняння зі змінними коефіцієнтами в лінійній постановці. Числовий розв'язок лінеаризованого рівняння дозволив встановити залежності амплітуд коливань важелів А-подібної маяткової штанги від довжини h маятника і швидкості V руху обприскувача при постійних характеристиках агрофону ґрунту (рис.8).

Третя глава присвячена аналізу континуально-дискретних динамічних моделей підвісних секцій широко-охоплювальних штанг обприскувачів. В цій главі розглянуті згинальні коливання штанги в горизонтальній і вертикальній площинах серійного обприскувача СШ-15. Для штанги, що здійснює згинально-крутильні коливання в горизонтальній площині, записані диференціальні рівняння руху з врахуванням в'язкого зовнішнього і в'язко-пружного внутрішнього тертя, поздовжнього стиску та відповідних нелінійних граничних умов. Проте, зраховуючи симетрію конструкції штанги обприскувача, її розрахункова схема подана у вигляді складеного консольного стержня із шарнірним з'єднанням (Рис.9).

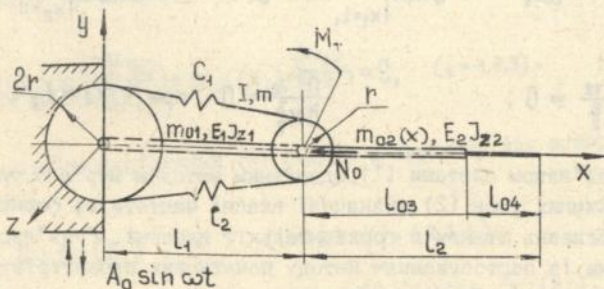


Рис. 9.

Рівняння, що описують згинальні коливання штанги в горизонтальній площині, складені згідно з технічною теорією згину стержнів без врахування крутильних коливань і подані у вигляді:

$$EJ_{z_1} \frac{\partial^4 v_1}{\partial x_1^4} + N_0 \frac{\partial^2 v_1}{\partial x_1^2} + m_{01} \frac{\partial^2 v_1}{\partial t^2} = A_0 \sin \omega t ; \quad (1)$$

$$E_2 J_{z_2} \frac{\partial^4 v_2}{\partial x_2^4} + m_{02}(x_2) \frac{\partial^2 v_2}{\partial t^2} = 0 .$$

Граничні умови мають вигляд:

$$v_1(x_1, t) = 0 ; \quad \frac{\partial v_1}{\partial x_1} = 0 \quad \text{при} \quad x_1 = 0 ;$$

$$v_1(x_1, t) = v_2(x_2, t) ; \quad \frac{\partial^2 v_1}{\partial x_1^2} = 0 \quad \text{при} \quad x_1 = L_1 ;$$

$$\left[E_2 J_{z_2} \frac{\partial^2 v_2}{\partial x_2^2} - r^2 (C_1 + C_2) \frac{\partial v_2}{\partial x_2} - I \frac{\partial^3 v_2}{\partial x_2 \partial t^2} \right]_{x_2=0} -$$

$$- M_T \operatorname{sign} \left(\frac{\partial^2 v_2}{\partial x_2 \partial t} \Big|_{x_2=0} - \frac{\partial^2 v_1}{\partial x_1 \partial t} \Big|_{x_1=L_1} \right) = 0 ; \quad (2)$$

$$\left[E_1 J_{z_1} \frac{\partial^3 v_1}{\partial x_1^3} + N_0 \frac{\partial^2 v_1}{\partial x_1^2} \right]_{x_1=L_1} - \left[m \frac{\partial^2 v_2}{\partial t^2} + E_2 J_{z_2} \frac{\partial^3 v_2}{\partial x_2^3} \right]_{x_2=0} = 0 ;$$

$$\frac{\partial^2 v_2}{\partial x_2^2} = 0 ; \quad \frac{\partial^3 v_2}{\partial x_2^3} = 0 \quad \text{при} \quad x_2 = L_2 .$$

Розв'язком системи (1), одержаним методом Фур'є з урахуванням граничних умов (2), визначені власні частоти та форми згинальних коливань штанги в горизонтальній площині. Розв'язок цієї ж системи із застосуванням методу початкових параметрів дозволив провести аналіз вимушених згинальних коливань штанги, результати якого подані на рис.10, де $w(l)$, $w'(l)$, $w''(l)$ і $w'''(l)$ — відповідно позначені: переміщення, кут повороту, згинальний мо-

мент і поперечна сила в перерізах штанги.

При дослідженні коливань штанги у вертикальній площині враховуються коливання рами машини в поперечно-вертикальній і поздовжньо-вертикальній площинах. Розрахункова схема штанги обрискувача з пружною підвіскою для дослідження її коливань у поперечно-вертикальній площині показана на рис. II.

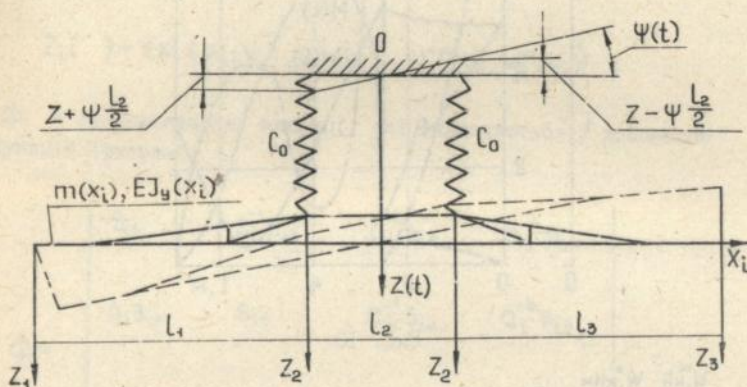


Рис. II.

Згинальні коливання секцій штанги описуються рівнянням

$$\frac{\partial^2}{\partial x_i^2} (E_i J_{y_i}(x_i) \frac{\partial^2 W_i}{\partial x_i^2}) + m_{oi}(x_i) \frac{\partial^2 W_i}{\partial t^2} = 0, \quad (i=1,2,3). \quad (3)$$

Загальний розв'язок рівняння (3) подано в зручному для використання вигляді

$$W_i = \sum_{j=1}^4 C_{ij} S_{ij}(\xi_i), \quad (i=1,2,3; j=1,2,3,4), \quad (4)$$

де окремі розв'язки взяті у формі функцій Крилова $S_{ij}(\xi_i)$, причому $S_{ij}(\xi_i)$, $\xi_i = \frac{x_i}{l_i}$ задовільняють граничним умовам типу Коші з одиничною матрицею при $x_i = 0$.

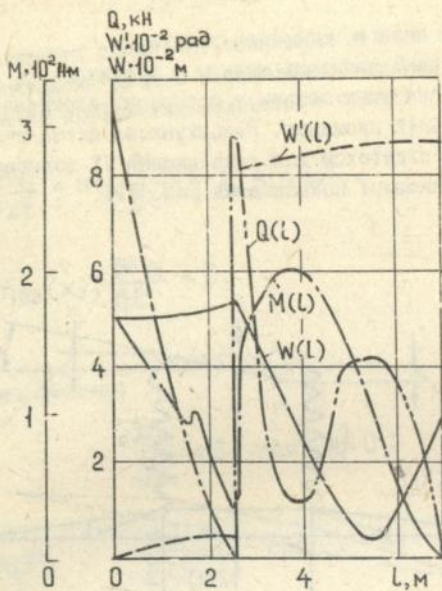


Рис. 10

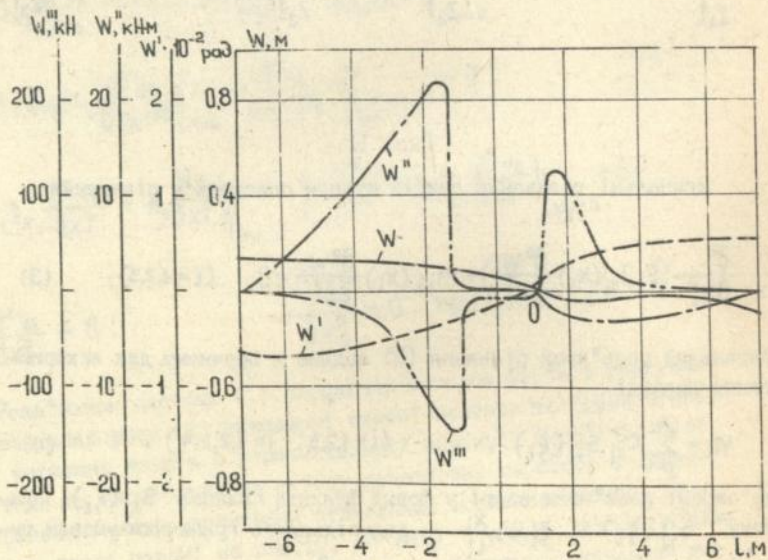


Рис. 12

Диференціюванням рівняння (4) з використанням початкових параметрів лівого кінця штанги при $\xi = 0$, і відповідних граничних умов визначені сталі інтегрування.

Розв'язок рівняння (4) подано у формі

$$Z_i(1) = \Phi_i Z_i(0), \quad (5)$$

де $Z_i(\)$ - матриці стовпці,

$$Z_i(\) = \text{col}(W_i(\xi_i), W_i'(\xi_i), W_i''(\xi_i), W_i'''(\xi_i));$$

Φ_i - фундаментальні матриці, які визначаються з допомогою функцій Кривола

$$\Phi_i = \begin{vmatrix} S_{i1} & \alpha_i^{-1} S_{i2} & \alpha_i^{-2} S_{i3} & \alpha_i^{-3} S_{i4} \\ \alpha_i S_{i4} & S_{i1} & \alpha_i^{-1} S_{i2} & \alpha_i^{-2} S_{i3} \\ \alpha_i^2 S_{i3} & \alpha_i S_{i4} & S_{i1} & \alpha_i^{-1} S_{i2} \\ \alpha_i^3 S_{i2} & \alpha_i^2 S_{i3} & \alpha_i S_{i4} & S_{i1} \end{vmatrix}$$

Числовий розв'язок рівняння (5) і його аналіз дозволили встановити розподіл внутрішніх силових факторів Q і M , що діють у поперечних перерізах штанги, а також їхні лінійні W і кутові W' переміщення. Результати аналізу подані на рис. 12.

У четвертій главі проміжна секція штанги сумісно з крайньою подані у вигляді консольного стержня з безмасовою пружною в'язкою.

Нелінійне диференціальне рівняння руху досліджуваної механічної системи з розподіленими параметрами при нелінійному законі пружності (в постановці Г.Каудерера) записано у вигляді

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EJ_y(x) \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right] + \rho F(x) \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} + \beta \frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(1 + b \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} +$$

$$+ N_1 [\sigma(x) - \sigma(x-l_1)] \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + N_2 \delta(x-l_1) +$$

$$+ 3\alpha_3 E^2 \left[\frac{\partial^4}{\partial x^4} \cdot \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \left(\frac{\partial^3 W}{\partial x^3} \right)^2 \right] \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} = 0,$$

де β - коефіцієнт в'язкого зовнішнього тертя, δ - коефіцієнт в'язко-пружного внутрішнього тертя, N_1 і N_2 - горизонтальна і вертикальна складові реакцій пружної в'язі при згинальних коливаннях штанги $N_1 = \frac{1}{2} C(\Delta + W(l, t))$;

$N_2 = C(\Delta + W(l, t)) \sin^2 \alpha$; C - жорсткість безмасової пружної в'язі;

α - кут нахилу пружної в'язі до горизонтальної осі штанги;

Δ - статичний прогин консолі в точці підвісу, зумовлений власною вагою

$$\Delta = \frac{\rho F(x) g}{24 E J_y(x)} (6l^2 l_1^2 - 4l l_1^3 + l_1^3);$$

l - загальна довжина штанги; l_1 - довжина штанги від точки закріплення пружної в'язі на рамі обприскувача до точки її підвісу; σ і δ - символи одиничної функції Хевісайда і дельта-функції; $\alpha_3 = \frac{2}{9} \frac{3K}{3K+G} \cdot \frac{\mu_2}{G}$; $G = \frac{1}{2} \frac{\mu E}{1+\mu}$; $K = \frac{1}{3} \frac{\rho E}{\mu-2}$;

$J_2 = \iint y^4 dy dz$; K - модуль об'ємного стиску, μ - коефіцієнт Пуассона, G - модуль зсуву.

Асимптотичним методом одержано в першому наближенні вираз для частоти нелінійних коливань консолі з пружною в'яззю, а саме:

$$\omega_I = \omega_0 + \frac{2c k_i}{\rho F(x) \omega_0 J_I} (\Delta J_{II} \sin 2\alpha + 2\psi_I(l_1) \sin^2 \alpha),$$

де ω_0 - власна частота коливань без пружної в'язі,

$$\omega_0 = k_i^2 \sqrt{\frac{E J_y(x)}{\rho F(x)}}; J_I = \int_0^l \psi_i^2(x) dx; J_{II} = \int_0^l \psi_i^2(x) \psi(x) dx;$$

$$\psi_i(x) = C_i [u_i(k_i x) - \beta_i(k_i l) V_i(k_i x)] -$$

розв'язок незбуреного однорідного рівняння; $\beta_i(k_i l) =$

$= S_i(K_i L) / T_i(K_i L)$; u_i, v_i, S_i, T_i - функції Крилова.

Розглянено вплив руху по трубопроводах навісної штанги рідини та витікання її з розпилювачів на коливання штанги в цілому.

П'ята глава присвячена експериментальним перевіркам математичних моделей штангових обприскувачів. Запропонована методика експериментальних досліджень, поданий перелік використаної і розробленої вимірювальної та реєструючої апаратури. Поданий порівняльний аналіз теоретичних і експериментальних результатів досліджень штангових обприскувачів і підтверджена їхня задовільна збіжність.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

В дисертаційній роботі запропоновані динамічні та побудовані математичні моделі штангових обприскувачів, розроблений комплекс програм для розрахунку й аналізу впливу параметрів обприскувачів на їхні динамічні характеристики. Проведені дослідження дозволяють забезпечити зниження інтенсивності коливань штанг при експлуатації.

Основні результати дисертаційної роботи такі:

1. Складені динамічні моделі штангових обприскувачів у вигляді дискретних, континуальних, континуально-дискретних механічних систем, які комплексно враховують вязко-пружні властивості ґрунтів, поглинаючу здатність шин і рухливість рідини в емкостях обприскувачів та трубопроводах навісних штанг, дозволили виявити коливні процеси, аналіз яких закладений у запропонованих методиках розрахунку.

2. Розроблені динамічні моделі та запропоновані методики розрахунків коливань маятникових штанг обприскувачів дозволяють визначати і раціонально вибирати їх параметри та виключати можливі резонансні режими коливань штанг при експлуатації.

3. Запропоновані нелінійні динамічні моделі одношарнірних маятникових штанг обприскувачів у вигляді механічних коливних систем з однією, двома та нескінченним числом ступенів вільності, для яких визначені зони і встановлені критерії стійкості при можливих параметричних коливаннях штанг.

Доведена доцільність адекватності подання одношарнірної маятникової штанги у вигляді одномасової коливної системи.

4. Подання штанг у вигляді континуальних динамічних моделей,

які враховують поздовжнє стискаюче зусилля, що залежить від прогину штанги, дозволяє дослідити частотний спектр нелінійних коливань і отже, прогнозувати можливість виникнення в ній резонансних явищ та враховувати їх при розрахунках. Показана істотна залежність частоти нелінійних коливань від кута нахилу пружної в'язі до поздовжньої осі штанги.

5. Запропонований автором підхід по еквівалентному поданню скісних формених штанг обприскувачів у вигляді прямокутних стержневих систем дозволив провести аналіз коливань штанг і визначити числові значення їх геометричних, жорсткісних і силових параметрів. Для серійної штанги ОПШ-15 найбільша поперечна сила виникає в шарнірному з'єднанні проміжної секції з крайньою, а максимальний згинальний момент - на стикові центральної та проміжної секцій; пікові значення згинального моменту мають місце в крайній секції штанги на віддалі 1,5 м від шарнірного з'єднання.

6. В результаті проведених досліджень встановлені ступені впливу на амплітуди коливань штанг обприскувачів збуджуючих дій агрофону ґрунту, жорсткостей і демпруючих здатностей підвісок штанг і швидкостей руху агрегатів. Показано, що для серійних обприскувачів ОПШ-15 частота зовнішніх збурень, яка виникає при русі обприскувачів зі швидкостями 1+ 1,5 м/с поперек борід з довжиною хвилі ґрунтового профілю 0,5 м, співпадає з основною частотою власних коливань штанги. Раціональними числовими значеннями коефіцієнтів жорсткості і демпрування цих підвісок штанг є відповідно (2...3) 10^2 кН/м і (1...4) кН с/м.

7. На основі числового аналізу виявлені основні закономірності частотного спектру параметричних коливань маятникових штанг обприскувачів. Установлено, що для діапазону робочих довжин штанг (7...10) м мінімальний розмах коливань забезпечується при співвідношенні довжини штанги до довжини маятника рівному 20.

8. Встановлена залежність частоти параметричних коливань А-подібних маятникових штанг обприскувачів від геометричних розмірів їхніх елементів і виявлені умови виникнення таких коливань. Відзначено, що зовнішні збурення, які з'являються при русі обприскувача по ґрунту з висотою хвилі 0,05 м зі швидкістю більшою ніж 3 м/с, зумовлюють виникнення інтенсивних параметричних коливань А-подібних маятникових штанг, для гасіння яких доцільно використати додаткові конструктивні заходи у вигляді, наприклад,

динамічних гасників коливань.

9. Подання дірчастого трубопроводу навісної штанги з рухомою рідиною у вигляді континуальної моделі дозволило одержати залежності перших двох власних частот коливань трубопроводу від його геометричних розмірів і параметрів рідини. Встановлено, що зі збільшенням тиску рідини і діаметра трубопроводу частоти істотно знижуються, а збільшення довжини трубопроводу та робочої швидкості руху рідини в ньому помітного впливу на його частоти не чинять.

10. Встановлені раціональні числові значення параметрів А-подібною маятниковою підвіски серійного оприскувача ОПШ-15 для робочих діапазонів швидкостей до 4 м/с і агрофону, що характеризується довжиною хвилі до 5 м і висотою нерівностей до 0,05 м, при яких забезпечуються мінімальні поперечні переміщення штанги по її довжині, а саме: довжина штанги 16 м і маятника 0,25 м, маса штанги 50 кг, ширина між з'єднувальними важелями маятниковою підвіски 2,2 м, кут нахилу з'єднувальних важелів - 30°, висота гідростіка 0,75 м.

11. Експериментальна перевірка, яка проведена шляхом натурних випробувань, підтвердила достовірність теоретичних викладень та прийнятих у роботі припущень.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ДИСЕРТАЦІЇ ОПУБЛІКОВАНІ В ТАКИХ ПРАЦЯХ

1. Викович І.А. Об одном случае упругого удара. Рук. ч. деп. в УкрНИИТИ. К. 1981. № 2667. 11 с.

2. Викович І.А. Об одном случае вибросажити при транспортуванні незакрепленних грузів. Рукопис деп. в УкрНИИТИ. К. 1981. № 3094. 8 с.

3. Викович І.А. Об одном случае упругого удара. Рукопис деп. в УкрНИИТИ. К. 1981. № 3095. 7 с.

4. Викович І.А. О вибросажити при транспортуванні грузів конвеєром // Вестн. Львов. політехн. ін-та. 1983. № 170. с. 28-31.

5. Викович І.А., Барвинский А.Ф. О собственных поперечных колебаниях консольного стержня с упругой связью // Вестн. Львов. політехн. ін-та. 1985. № 186. С. 16-18.

6. Незбрицкий И.М., Викович І.А., Барвинский А.Ф. Проектирование, расчет и технология изготовления каркасов штанг опрыскивателей из композиционных материалов // Тези доповіді Всесоюз-

ної конференції "Опыт применения композиционных материалов в узлах и агрегатах сельскохозяйственной техники. К. 1985. С. 81-82.

7. Викович І.А. Свободные поперечные колебания навесных секций штанг опрыскивателей. Рукопис.Деп. в УкрНИИТИ. К.1986. № 1255-Ук 86, II с.

8. Викович І.А. Определение собственных частот изгибных колебаний металлоконструкций штанги опрыскивателя ОПШ-15. Рукопис деп. в УкрНИИТИ. К. 1986. № 2087-Ук 86, I8 с.

9. Викович І.А., Боженко М.В., Гаршнев Ю.Г. Одноударные колебания в вибрационной мельнице. Рукопис деп. в УкрНИИТИ.К. 1986. № 2088-Ук 86, 9 с.

10. Викович І.А. Вынужденные поперечные колебания навесных секций штанг опрыскивателей. Рукопис деп. в УкрНИИТИ. К. 1986. № 2089-Ук 86, 8 с.

11. Викович І.А. Собственные изгибные колебания навесных штанг опрыскивателей в горизонтальной плоскости //Вестн.Львов. политехн.ин-та. 1986. № 200. С. 31-33.

12. Викович І.А. Обзор конструкций и научных разработок штанговых опрыскивателей. Рукопис деп. в УкрНИИТИ. К. 1987. № 2376-Ук 87, 32 с.

13. Викович І.А. Собственные поперечные колебания консольного стержня с упругой связью при нелинейном законе упругости// Вестн.Львов.политехн.ин-та. 1988. № 220. С. 13-15.

14. Викович І.А. Динамический расчет функционально-несущих штанг опрыскивателей // Методологическое и программное обеспечение при создании машин для химзащиты сельского хозяйства. Ред.журн. "Физ.-хим.механика материалов" АН УССР.-Львов. 1989. Рукопис деп. в ВИНТИ. -5 с.

15. Викович І.А. Колебания простой маятниковой штанги опрыскивателя при кинематическом возбуждении. Вестн. Львов. политехн. ин-та. 1989. № 230. С. 10-13.

16. Викович І.А. Изгибные колебания штанги полевого опрыскивателя // Тези доповіді XIV симпозіуму "Коливання у фізичних системах", Польща, Познань. 1990. С.179-180

17. Викович І.А. Общая динамическая модель прицепного штангового опрыскивателя //Вестн.Львов.политехн.ин-та. 1990. № 240. С. 7-II.

18. Вікович І.А. Вібродіагностика навісних штанг обприскувача // Тези допов. IX симпозіуму техніки вібраційної і вібро-

кустики, Польща. Краків. 1990. С. 183-186.

19. Вікович І.А. Врахування в'язко-пружних властивостей ґрунтів при дослідженні плавності ходу сільськогосподарських машин // Вісн. Львів. політехн. ін-ту. № 250. 1991. С. 15-18.

20. Вікович І.А. Коливання маятникової штанги обприскувача // Тези допов. XV симпозиуму "Коливання у фізичних системах" Польща. 1992. Познань. С.157 (англ.).

21. Вікович І.А. Динамічний аналіз шарнірно-важільної підвіски обприскувача // Тези допов. XIII польська конференція теорії механізмів. 1992. Кошалін. С. 127 (англ.).

Підп. до друку 15. 11. 93. Формат 60x84^I/16
Папір друк. № 2. Офс. друк. Умовн. друк. арк. 1,5
Умовн. фарб.-відб. 1,5. Умовн. видаз. арк. 1,37
Тираж 100 прим. Зам. 238. Безплатно

ДУДП 290646. Львів-13, Ст. Бандери, 12

Дідьниця оперативного друку ДУДП
Львів, вул. Городоцька, 286

463123

AB 28.630

AB 28.630