

технологічних параметрів гичковідокремлювального робочого органу на частоту та період коливань лопаті.

Список літератури

1. Булгаков В.М. Теорія робочого процесу видалення гички з коренеплодів цукрових буряків / В.М. Булгаков, А.М. Борис // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2011. – Вип. 166, ч. 1. – 350 с.
2. Гуляев В.И. Колебания систем твердых и деформируемых тел при сложном движении / В.И. Гуляев, П.П. Лизунов. – К.: Вища школа, 1989. – 197 с.

Приведены результаты теоретических исследований колебаний лопастей копирно-роторного ботвосрезающего аппарата. Определенно период и круговую частоту колебаний лопасти.

Корнеплод, головка корнеплода, ботва, лопасть ротора, копирно-роторный ботвосрезающий аппарат.

The results of theoretical researches of vibrations of blades of template-controlled-rotor are resulted. Certainly period and circular frequency of vibrations of blade.

Root crop, head of root crop, beet tops, blade of rotor, template-controlled-rotor.

УДК 621.752.2

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ НЕЛІНІЙНОЇ ПНЕВМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ ВІБРОЗАХИСТУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ЗІ ЗМІННОЮ СТРУКТУРОЮ ДЕМПФУВАННЯ

***Д.Г. Войтюк, кандидат технічних наук,
член-кореспондент НААН України
Ю.В. Човнюк, Ю.О. Гуменюк, О.П. Гуцол,
кандидати технічних наук***

Наведена методика розрахунку нелінійної пневматичної системи віброзахисту сільськогосподарських машин зі змінною структурою демпфування, яка дозволяє проектувати та конструювати вказані системи, що є ефективним у області низьких частот; прості і доступні до впровадження у сучасному сільськогосподарському машинобудуванні.

Віброзахист, демпфірування, резонатор, підвіска, пневмосистема.

© Д.Г. Войтюк, Ю.В. Човнюк, Ю.О. Гуменюк, О.П. Гуцол, 2012

Постановка проблеми. Застосування пневматичних систем віброзахисту сільськогосподарських машин з електромагнітним керуванням в широких масштабах найближчим часом буде стримуватись високою вартістю і вимогами до обслуговування цих систем, а системи з мертвим ходом можуть застосовуватись лише для пружних систем з демпфером сухого тертя.

В зв'язку з цим пошук найбільш простих і доступних до впровадження в даний час систем віброзахисту, ефективних в області низьких частот стає особливо актуальним.

Аналіз останніх досліджень. Питанню створення пневмоелектричної віброзахисної системи зі змінною структурою демпфування присвячені роботи С.В. Елисеєва, В.В. Олькова [1]. Принцип роботи такої системи базується на зміні структури двохкамерного пневмоамортизатора за допомогою керованого електромагнітного клапана, встановленого в з'єднувальному трубопроводі, причому двом можливим положенням клапана («закрито», «відкрито») відповідають дві ефективні жорсткості системи.

Розв'язку аналогічної задачі присвячені роботи Г.М. Иоффе [2], де поставлена мета здійснюється за рахунок включення в підвіску спеціальної ланки нелінійного демпфування, вимкнення якої на зарезонансних частотах забезпечується за допомогою введення в демпфіруючий пристрій елемента з мертвим ходом, який налагоджується в залежності від розмаху відносних коливань вібраційного об'єкта (сільськогосподарської машини) на резонансних частотах, що суттєво підвищує ефективність віброізоляції в резонансному режимі.

Динамічні характеристики віброізолюючої пневматичної підвіски, яка містить дросельний пристрій з резонатором, визначається за методикою розрахунку пневматичних систем з нелінійним дроселем, яка викладена в роботі [3]. Автор [4] описує пневматичний пружний елемент, який працює як нелінійна пневматична система віброзахисту зі змінною структурою демпфірування. Результати робіт [1-4] будуть використані в даному дослідженні.

Мета досліджень полягає в обґрунтуванні методики розрахунку нелінійної пневматичної системи віброзахисту сільськогосподарських машин зі змінною структурою демпфірування.

Результати досліджень. Механічна модель двохкамерної нелінійної пневматичної системи віброзахисту зі змінною структурою демпфування подана на рис. 1. Тут введені наступні умовні позначення: $z(t)$ – переміщення віброізолюючого об'єкта масою M ; $y(t)$ – переміщення безінерційного майданчика; $x(t)$ – зміщення

заслінки резонатора демпфіруючого пристрою; $n(t)$ – переміщення основи; K – жорсткість демпферної камери; $N=V_2/V_1$ – безрозмірний коефіцієнт, який характеризує відношення об'ємів демпферної і робочої камер; $C_* = 2\alpha \omega_n M$ – еквівалентний коефіцієнт демпфірування лінійної системи; $\omega_n = \sqrt{K'/M}$ – еквівалентна жорсткість системи; K' – безрозмірний коефіцієнт демпфірування.

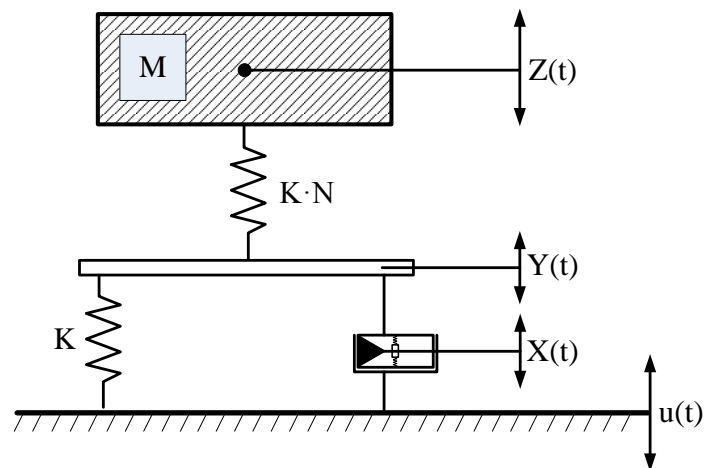


Рис. 1. Механічна модель двохкамерної пневмосистеми зі змінною структурою демпфірування.

Розрахункова схема резонатора наведена на рис. 2,а, його конструктивна реалізація – на рис. 2,б. Резонатор складається з герметично закритого корпусу 1 кронштейна 2, на осі якого встановлено важіль-заслінку 3 перед соплом 4. На правому плечі важеля розміщена маса у вигляді кульки, яка отримується пружиною 5. Резонатор налагоджується на певну власну частоту коливань, і за частоти віброзбурення, яка дорівнює власній частоті, почне резонувати. При цьому заслінка 3 буде відхилятися від свого середнього положення і періодично відкривати отвір в соплі 4, тим самим зменшуючи непружний опір віброізолятора.

При затуханні коливань резонатора заслінка 3 почне перекривати отвір сопла 4 і зупиниться перед його торцем, коли коливання резонатора повністю затухнуть, при цьому непружний опір віброізолятора знову досягне свого першопочаткового значення. Пневматичним опором даного дросельного пристрою є опір типу «сопло-заслінка».

Початковим рівнянням для розрахунку статичних характеристик дросельного пристрою є [3] $F_3 = \pi dh$, де d – діаметр сопла; F_3 – оптимальна площа прохідного перерізу опору типу «сопло-заслінка», яка розраховується за формулою:

$$F_3 = \sqrt{\rho S_n^3 / (2\mu_g^2 C_*)}$$

де S_H – ефективна площа поршневої дії виконуючого органа;
 ρ – густина повітря;
 μ_g – коефіцієнт динамічної в'язкості;
 h – зазор між соплом і заслінкою.

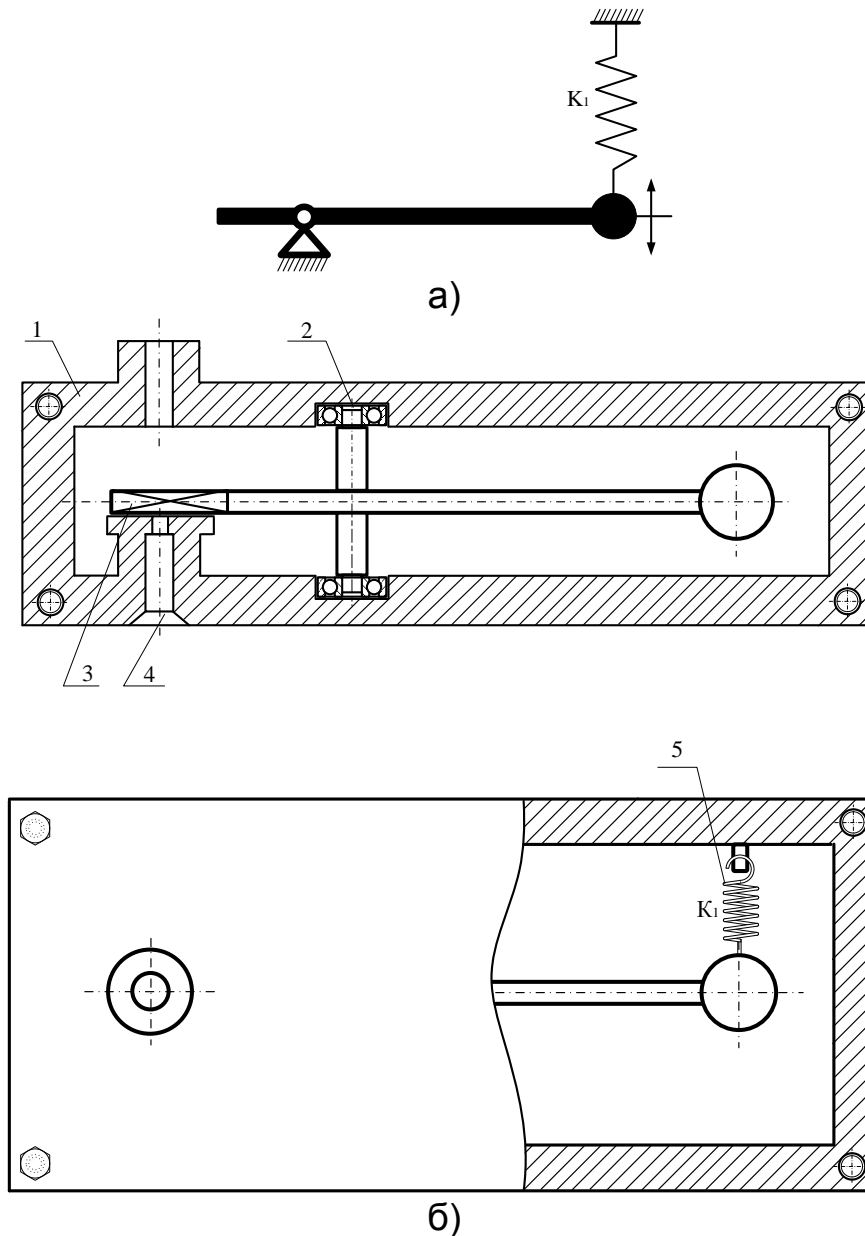


Рис. 2. Дросельний резонаторний пристрій пневматичної системи віброзахисту: а) принципова розрахункова схема; б) конструктивна реалізація: 1 – корпус пристрою, 2 – кронштейн, 3 – важіль-заслінка, 4 – сопло, 5 – пружина.

Під час роботи підвіски з резонаторним дросельним пристроєм буде змінюватись площа прохідного перерізу пневмоопору типу «сопло-заслінка» F_3 в залежності від рівня і частоти віброзбурення. Тому при розрахунку динамічних характеристик дросельного

пристрою необхідно визначити функціональну залежність F_3 від параметрів вхідного процесу з урахування конструктивної реалізації даного пристрою [4].

На рис. 2,а подано розрахункову схему резонатора. Система обладнана симетричними упорами, які обмежують переміщення заслінки відносно сопла. Відновлювальна сила, яка виникає в системі, має лінійну характеристику, однак наявність сухого тертя і упорів роблять систему нелінійною.

При ретельному аналізі руху заслінки відносно сопла можна вивести наступну закономірність зміни площі прохідного перерізу даного пристрою:

$$F_3 = 2\pi r h - \pi h (l_1/l_2) x(t) + (\pi r/2) (l_1/l_2) x(t) \quad (1)$$

де l_1/l_2 – відношення плечей важеля-заслінки резонатора;

r – радіус сопла.

Задача розрахунку F_3 зводиться до визначення характеру руху резонатора. Методика наближеного розрахунку $x(t)$ базується на застосуванні методи гармонічної лінеаризації.

Вихідними даними для розрахунку є власна частота резонатора ω_p і безрозмірний коефіцієнт демпфірування α . Спрощені характеристики резонатора підбираються із співвідношення $\omega_p = \sqrt{2K_1/m}$.

Характер руху заслінки резонатора визначається за формулами:

$$x(t) = \frac{-B + \sqrt{B^2 + AC}}{A} l \quad (2)$$

де $A = (1 - (\omega/\omega_p)^2)^2 + [2\alpha(\omega/\omega_p)]^2$; $B = 2\alpha Q(\omega/\omega_p)$; $C = b^2(\omega/\omega_p)^4 - Q^2$; $Q = 4F_0/(\pi K_1 l)$;
 $b = ag/(\omega^2 l)$; $a = 1, 2, \dots, n$;

F_0 – абсолютна величина сухого тертя;

l – вільних хід заслінки до упора;

ag – рівень віброзбурення;

g – прискорення вільного падіння.

Для того, щоб скористатися рівнянням (2), необхідно встановити залежність величини сухого тертя від параметрів резонатора і рівня віброзбурення. Для цього скористаємося основним рівнянням вимушених коливань для даної системи:

$$m\ddot{\delta} + c\dot{\delta} + K_1\delta = m\ddot{u}_0 = m(ag), \quad (3)$$

його розв'язком буде

$$\delta = \frac{m(ag)}{\sqrt{(-m\omega^2 + K_1)^2 + c^2\omega^2}}, \quad (4)$$

де $\delta = u - x$, $c = 1, 27 F_0/(\delta\omega)$ (5)

підставимо вираз (5) у рівняння (4) і отримаємо:

$$\delta = \frac{m(ag)}{\sqrt{(-m\omega^2 + K_1)^2 + c^2\omega^2 + \frac{1,27^2 F_0^2}{\delta^2}}}, \text{ або } \delta^2(-m\omega^2 + K_1)^2 + 1,27^2 F_0^2 - m^2(ag)^2 = 0 \quad (6)$$

З іншого боку, справедлива залежність $2m\alpha\omega_p = 1,27F_0/(\delta\omega_p)$

звідки $F_0 = 2m\alpha\delta\omega_p^2/1,27 \quad (7)$

Підставляючи вираз (7) у рівняння (6), отримаємо:
 $\delta^2(-m\omega^2 + K_1)^2 + 4m^2\alpha^2\omega_p^4\delta^2 - m^2(ag)^2 = 0$, звідки

$$\delta = \frac{m(ag)}{\sqrt{(K_1 - m\omega^2)^2 + 4m^2\alpha^2\omega_p^4}} \quad (8)$$

Тепер, підставивши (8) в (7), в кінцевому результаті отримаємо:

$$F_0 = \frac{2\alpha\omega_p^2 m^2(ag)}{1,27\sqrt{(K_1 - m\omega^2)^2 + 4m^2\alpha^2\omega_p^4}} \quad (9)$$

Підставляючи (9) в (2), отримаємо формулу для визначення безрозмірної величини Q:

$$Q = \frac{8\alpha\omega_p^2 m^2(ag)}{1,27\pi K_1 l \sqrt{(K_1 - m\omega^2)^2 + 4m^2\alpha^2\omega_p^4}} \quad (10)$$

Характер руху язичкового резонатора визначається за формулою (2) з урахуванням (10).

Знайдемо функціональну залежність площі прохідного перерізу дросельного пристрою від параметрів резонатора і характеристик вхідного процесу:

$$F_3 = f[r, h, (l_1/l_2), l, \alpha, \omega_p, m, K_1, x(t), (ag)] \quad (11)$$

Динамічні характеристики віброізольуючої пневматичної підвіски сільськогосподарських машин, яка містить дросельний пристрій з резонатором, визначається за методикою розрахунку пневматичних систем з нелінійним дроселем, яка викладена в роботі [3], відповідно до якої за заданим рівнем вхідного процесу (ag) визначається відносне переміщення безінерційного майданчика, а потім визначається безрозмірний коефіцієнт демпфірування α з урахуванням виразу (11) за формулою $2\alpha = (0,85x\omega)/(2m\mu^2 F_3\omega_n)$ і підставляється його значення в формулу для визначення коефіцієнта передачі $T_A(\omega)$:

$$T_A(\omega) = \sqrt{\frac{1 + \left[2\alpha\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}{\left[1 - \frac{1+N}{N}\frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right]^2 + \left(2\alpha\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 \left[1 - \frac{1}{N}\frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right]^2}}$$

Висновки

1. Запропонована методика розрахунку дозволяє проектувати принципово нові системи пневматичного віброзахисту, які базуються на зміні структури демпфування в зарезонансній зоні частотної характеристики пасивної пневмопідвіски сільськогосподарських машин.

2. Під час проведення експериментальних досліджень амплітудо-частотних характеристик двохкамерних пневмосистем з

резонатором (за рівня віброспотворення 0,15 г як з людиною-оператором, так і з масою) в залежності $T_A(\omega)$ проявиться вплив на амплітудо-частотну характеристику динаміки тіла людини-оператора на частотах 4,5 Гц, яка веде себе як динамічний гаситель з частотою порядку 4 – 6 Гц.

3. В зарезонансній області крива $T_A(\omega)$ для маси (еквівалентній масі людини-оператора) наближається до характеристики системи з нульовим демпфіруванням, коефіцієнт віброзахисту якої в два і більше разів вище у порівнянні з системою звичайного пневмодемпфірування.

4. Отримані в роботі результати можуть в бути використані для уточнення і удосконалення існуючих інженерних методик розрахунку нелінійних пневматичних систем віброзахисту сільськогосподарських машин зі змінною структурою демпфірування як на стадіях їх конструювання/проектуювання, так і в режимах реальної експлуатації.

Список літератури

1. *Елисеев С.В.* Некоторые задачи виброзащиты в классе систем с переменной структурой / *С.В. Елисеев, В.В. Ольков* // Научн. труды Иркутского политехнического института. – 1971. – Вып.1. – С. 22–26.
2. *Иоффе Г.М.* Повышение эффективности амортизаторов введением нелинейного демпфирования. / *Г.М. Иоффе*. – В кн.: Виброзащита человека-оператора и колебания в машинах. – М.: Наука, 1977. – С. 232–237.
3. *Дмитриев В.Н.* Основы пневмоавтоматики / *В.Н. Дмитриев, В.Г. Градецкий*. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.
4. Заявка на изобретение 94008142 Россия, МПК F16F9/02. Способ виброизоляции / *Кочетов О.С.* ; заявитель – Московская государственная текстильная академия им А.Н.Косыгина. – : №94008142/28, заявл 09.03.1994; опубл. 27.12.1995, Бюл. № 12. – 1 с: ил.
5. *Прочность, устойчивость, колебания* / Под ред. *И.А. Биргера* и *Я.Г. Пановко*. - Справочник в трех тома. – Т. 3.– М.: Машиностроение, 1968. – 567 с.

Приведена методика расчета нелинейной пневматической системы виброзащиты сельскохозяйственных машин с переменной структурой демпфирования, которая позволяет проектировать и конструировать указанные системы, что является эффективным в области низких частот; простые и доступные для внедрения в современном сельскохозяйственном машиностроении.

Виброзащита, демпфирование, резонатор, подвеска, пневмосистема.

In paper described method of calculation of nonlinear pneumatic system of vibrational protection for agricultural machines with variable damping structure, which allows to design and construct these systems

which are effective at low frequencies, and which are simple and accessible for introduction in modern agricultural machinery.

Vibrational protection, damping, resonator, suspension arm, pneumatic system.

УДК 621.7.044.4:666.924

ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНЕ ОБРОБЛЕННЯ - ЯК СПОСІБ ОЧИЩЕННЯ ДИФУЗІЙНОГО СОКУ В БУРЯКОЦУКРОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ

***В.П. Василів, А.М. Матиящук, кандидати технічних наук
Д.В. Михайлюк, магістр***

***Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

А.І. Маринін, кандидат технічних наук

Національний університет харчових технологій

В.Г. Жекул, кандидат технічних наук

Інститут імпульсних процесів та технологій НАН України

У статті наведені результати досліджень впливу параметрів способу електрогідравлічного оброблення на властивості сокостружкової суміші з метою отримання дифузійного соку підвищеної чистоти.

Електрогідравлічне оброблення, сокостружкова суміш, дифузійний сік, чистота, напруга розряду, кількість розрядів.

Постановка проблеми. В сучасній технології бурякоцукрового виробництва одним із головних завдань є максимальне вилучення з бурякової стружки цукрози та отримання дифузійного соку високої чистоти. Нажаль, сьогодні доводиться констатувати той факт, що в бурякоцукровому виробництві класичні методи отримання дифузійного соку потребують великих витрат енергоресурсів та хімічних реагентів, що відображається на ціні кінцевого продукту [1]. Тому на сьогоднішній день актуальним для бурякоцукрової галузі України є створення прогресивних технологій, застосування яких дозволить здійснювати більш повну та якісну переробку рослинної сировини, а також інтенсифікувати існуючі технологічні процеси [2, 3].

Аналіз останніх досліджень. Сьогодні, в технологіях багатьох галузей промисловості використовують різні електрофізичні способи оброблення, зокрема, спосіб створення електричного розряду в рідині, наслідком якого є електрогідравлічний ефект [4]. Імпульсний

© В.П. Василів, А.М. Матиящук, Д.В. Михайлюк, А.І. Маринін, В.Г. Жекул, 2012