

Отримана залежність (11) на графіку (рис. 3) показує, що ефективність уловлювання залежить від швидкості руху агрегату і раціональне значення ефективності уловлювання знаходиться в межах $E=0,92-0,96$ при $V_{agr}=10-20$ км/год. Це пояснюється тим, що при збільшенні швидкості руху падає керованість агрегату, а також на швидкість впливає нерівномірність між рядками пасльонових культур.

Література

1. Вольвач В.В. Моделирование влияния агрометеорологических условий на развитие колорадского жука. – Л.: Гидрометеиздат, 1987. – 297 с.
2. Онопа В.А. Оптимізація параметрів пневматичної насадки пневмодезинсектора на стендовій установці // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск 31. – Кіровоград: КДТУ, 2001. – С. 100-104.
3. Петренко М.М., Кириченко А.М., Онопа В.А. Теоретичне дослідження руху шкідників у повітряному потоці пневматичної насадки пневмодезинсектора // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск 33. – Кіровоград: КДТУ, 2003. – С. 249-254.
4. Онопа В.А., Петренко М.М., Богатирьов Д.В., Онопа В.В. Методика визначення параметрів пневматичної насадки пневмодезинсектора // Збірник наукових праць КНТУ (техніка в сільськогосподарському машинобудуванні, галузеве машинобудування, автоматизація). Випуск 17. – Кіровоград: КНТУ, 2006. – С.35-41.
5. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции. – М.: Стройиздат, 1979. – С. 154-156.
6. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментальных исследования и обработки опытных данных. – М.: Колос, 1973. – 196 с.

Одержано 16.04.2007 р.

УДК 62.752

І.Сидоренко, канд. техн. наук

Одеський національний політехнічний університет

ДО ПИТАННЯ ПРО РІВНОЧАСТОТНІ ВІБРОІЗОЛЯТОРИ

Описано засіб захисту оператора машинного агрегату від коливань – віброізолююче крісло. В основі конструкції використано автономний віброізолюючий пристрій нового типу, що дозволяє синтезувати необхідну, згідно з вимогами рівночастотної віброізоляції, характеристику жорсткості. Проведено конструктивну розробку його основних вузлів. Отримано основні залежності, які можуть бути використані при створенні методики розрахунку таких пристроїв.

I.Sidorenko

TO A QUESTION ABOUT EQUIFREQUENT VIBROINSULATORS

The presented means of protection of the operator of the machine unit from fluctuations - antivibration chair. In a basis of a design it is used independent antivibration the device of new type which allows to synthesize necessary, according to requirements equiprequent vibration insulation, the characteristic of rigidity. Constructive development of his basic units is lead. The basic dependences which can be used at creation of a design procedure of such devices are received.

Умовні позначення

- p – частота системи;
- m – маса тіла;
- c – жорсткість пружного зв'язку;
- a – постійна величина;
- g – прискорення вільного падіння;
- x – переміщення рухомого штока пристрою;
- B – жорсткість при згині;

s – відстань від осі вала до місця кріплення пружного елемента;
 l – довжина пружного елемента;
 n_n – початкова кількість витків на пружному елементі;
 $y(x)$ – корегуюче переміщення;
 r – радіус ділального кола коліщатка.

При роботі двигунів виникають помітні вібрації всієї механічної системи, які не тільки викликають шум, але й негативно впливають на обладнання і на оператора, який є присутнім у робочій зоні. Чутливі прилади, які досить часто використовуються в механічних системах, від дії вібрації зношуються, втрачають точність і виходять з ладу, а в оператора розвиваються різні професійні захворювання. Одним із засобів боротьби з цими явищами є віброізоляція обладнання. При цьому прагнуть до того, щоб відношення частоти збудження вібрації до власної частоти коливань було найбільшим [1]. Крім того, бажано, щоб це відношення було однаковим для всіх різноманітних об'єктів амортизації, тобто, щоб однаковими були власні частоти [2]. Але частота системи з одним ступенем вільності залежить від маси тіла і жорсткості пружного зв'язку

$$p = \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (1)$$

Отже, для різних значень мас необхідні і різні значення жорсткості. Формально, у випадку, коли маса агрегату залишається незмінною, то підібрати пружний елемент або віброізолюючий пристрій з необхідною жорсткістю досить просто. На сьогодні розроблено цілий комплекс рекомендацій з усунення резонансних або інших коливальних явищ, які пов'язані з розрахунком власних частот коливань і визначенням частот збудження.

На основі результатів таких розрахунків конструктору пропонується одержати певну величину маси технічного об'єкта або жорсткість його опор, що визначають власну частоту коливань, яка може знаходитись поза діапазоном робочих частот збудження. Проте не всі механічні системи можуть бути спроектовані з використанням подібних рекомендацій без істотного погіршення показників металоемності, міцності, довговічності і т.д. Взагалі це стосується технічних об'єктів, які тим або іншим чином можуть бути використані в підйомно-транспортних операціях. У цих операціях параметри системи, що визначають її вібраційні властивості, постійно змінюються. Один з основних параметрів, який визначає власну частоту коливань таких систем – це їхня маса бруто, що містить у собі не тільки стабільну масу самого технічного об'єкта, але й ту корисну масу, яку він переміщає або втримує. Саме зміна корисної маси в цілому визначає зміну власної частоти коливань. У такому випадку підбір віброізолятора просто стає неможливим, оскільки для кожного значення маси об'єкта потрібний віброізолятор зі своїми особливими властивостями.

Відповідно метою наших досліджень є теоретичне обґрунтування параметрів та розробка віброізолятора з механічним зворотнім зв'язком на базі спіральних пружин.

Дослідження проводились в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2002-2006 роки.

При вирішенні даного завдання Ю.І.Йоріш [3] вперше запропонував і розробив ідею рівночастотних віброізоляторів, жорсткість яких змінюється в залежності від ваги об'єкту, що амортизується.

Диференціальне рівняння для характеристики відновлюючої пружної сили $P = P(x)$ рівночастотного віброізолятора має вигляд

$$a \left(\frac{dP}{dx} \right) = P. \quad (2)$$

Розв'язане рівняння (2) має вигляд

$$a \ln P = x + C. \quad (3)$$

Інтегральні криві рівняння (3) є однакові за формою і паралельні одна одній (рис.1,а).

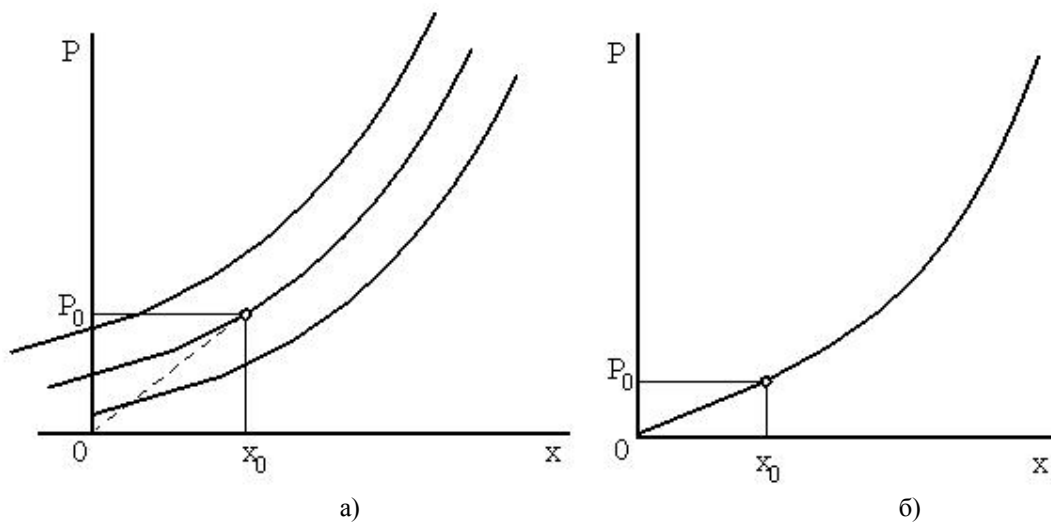


Рисунок 1 – Залежності відновлюючої пружної сили: а) – рішення рівняння (3); б) – ідеальна характеристика рівночастотного віброізолятора за Ю.І.Йоріш

Кожна із цих наведених характеристик задовольняє рівнянню (3), але для визначеності рішення потрібно знайти постійну C і тим самим зафіксувати одну конкретну інтегральну криву – статичну характеристику віброізолятора.

Для цієї мети безпосередньо може бути використана початкова умова, що визначає відсутність деформацій при відсутності навантаження. Це властиво традиційним пружним елементам, у яких статична характеристика проходить через початок координат ($x = 0$ при $P = 0$). Однак складність полягає в тому, що жодна з нескінченної безлічі вказаних інтегральних кривих через початок координат не проходить, отже, донедавна не могла бути прийнята за потрібну характеристику.

Припустивши, що P_0 – найменша вага вантажу, що амортизується, Ю.І.Йоріш вперше отримав ідеальну характеристику рівночастотного віброізолятора (рис.1,б). Отримана характеристика складається із двох частин [3]. Нелінійна частина характеристики обумовлена виразом:

$$P = P_0 \cdot e^{\frac{p^2 x}{g}} \quad (4)$$

Ця крива починається в точці з координатами $x = g/p^2$, при умові, що $P = P_0$.

Від цієї точки, за умови що $p = const$, до початку координат проводиться пряма, яка є лінійною частиною характеристики і рівняння якої має вигляд

$$P = P_0 \cdot \frac{p^2 x}{g} \quad (5)$$

Проте на базі цих теоретичних аспектів з'являється вже безпосередньо дуже складна інженерна задача розрахунку й конструювання, а також виготовлення такого пружного елемента, що володіє вище наведеною характеристикою. Частково ця задача була вирішена при створенні спеціальних пружних опор на базі нециліндричних комбінованих кручених пружин, сконструйованих в експериментальному науково-дослідницькому інституті металорізальних верстатів [1]. Ці опори забезпечують постійність власної частоти в широкому діапазоні ваги вантажів, що амортизуються (відношення найбільшої ваги до найменшої становить 15:1). Але через велику складність й вартість, як технологічної підготовки виробництва, так і самого виробництва таких пружин ці опори не знайшли широкого використання в загальному машинобудуванні.

Розглянута задача була вирішена за допомогою віброізолятора з механічним зворотнім зв'язком, розробленого на базі спіральних пружин (рис.2).

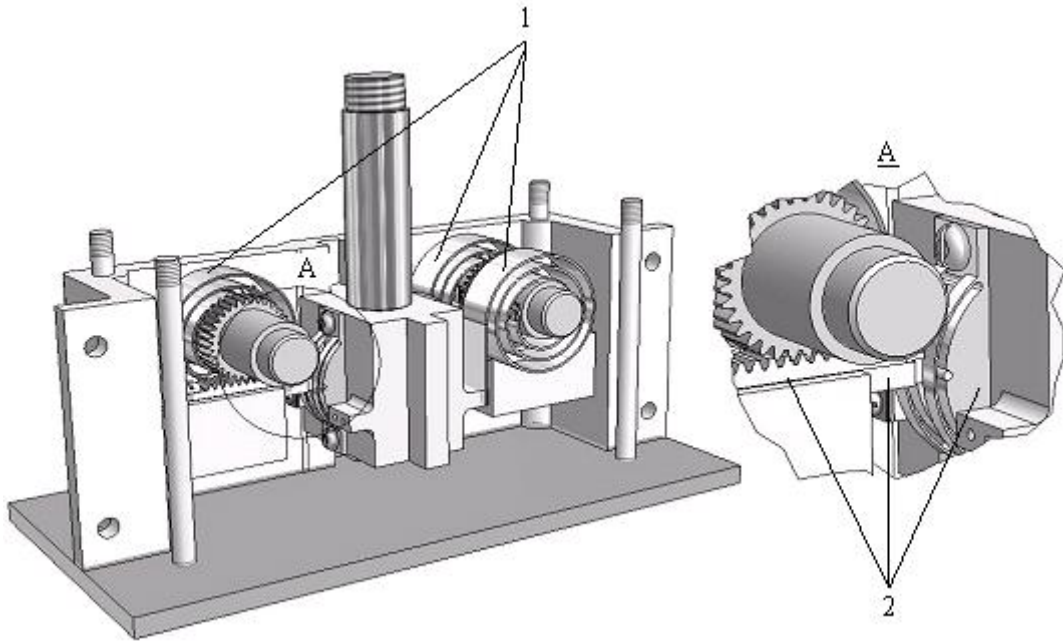


Рисунок 2 – Віброізолятор з механічним зворотнім зв'язком:
1 – спіральні пружини; 2 – механічний зворотній зв'язок у вигляді кулачкового механізму

Цьому сприяли наступні передумови:

– згідно з властивостями застосованого пружного елемента, при початкових умовах (переміщення штока $x = 0$), пристрій має певне значення відновлюючої пружної сили. Це дозволяє відмовитися від характеристики із двох частин, а синтезувати теоретично отриману характеристику відновлюючої пружної сили;

– при наявності високоефективного зворотного зв'язку, пристрій дозволяє синтезувати широкий спектр різноманітних за виглядом характеристик відновлюючої пружної сили. В загальному вигляді характеристика відновлюючої пружної сили пристрою описується виразом

$$P(x) = \frac{4B}{s \cdot l} \cdot \left[2\pi \left(n_n + \frac{x}{2\pi \cdot s} + \frac{y(x)}{2\pi \cdot r} \right) \right]; \quad (6)$$

– створення віброізолюючих систем у вигляді блокової структури з наведених пристроїв дозволяє охопити широкий діапазон сприйманих навантажень і сприяє більш точному синтезу необхідної характеристики жорсткості на основі підсумовування жорсткості блоків.

Взявши до уваги основну задачу даного пристрою, якою є захист оператора машинного агрегату від шкідливих впливів вібрації, були надані наступні вихідні дані для проектування:

- діапазон зміни маси об'єкта $m = 55 \dots 130$ кг;
- максимальне переміщення штока, що відповідає максимальній масі об'єкта віброізоляції $x = 100$ мм;
- частота власних коливань системи у заданому діапазоні зміни маси $p = 3$ Гц.

Скориставшись виразом (3), було визначено необхідну, за умовою рівночастотності, залежність відновлюючої пружної сили від переміщення штока. Для зручності наступних математичних перетворень отримана залежність, за допомогою математичного пакету MachCad, була перетворена у поліном:

$$P(x) = 522 + 5,06x + 0,263x^2 + 6,18 \cdot 10^{-5}x^3 + 2,6 \cdot 10^{-7}x^4. \quad (7)$$

Перший доданок поліному (7) відповідає значенню відновлюючої пружної сили P_n , при початкових умовах ($x = 0$). Виходячи із цього, були отримані геометричні параметри пружного елемента і деякі конструктивні розміри.

Оскільки в розглянутому прикладі $P_n = 522$ Н, то розрахунки були проведені, виходячи з наступного виразу

$$P_n = \frac{8B \cdot \pi \cdot n_n}{s \cdot l} = 522. \quad (8)$$

Інші складові у даному виразі дозволяють визначити форму зворотного зв'язку

$$\frac{8B}{s \cdot l} \cdot \left[2\pi \left(\frac{x}{2\pi \cdot s} + \frac{y(x)}{2\pi \cdot r} \right) \right] = 5,06x + 0,263x^2 + 6,18 \cdot 10^{-5}x^3 + 2,6 \cdot 10^{-7}x^4. \quad (9)$$

Розв'язання даного рівняння відносно $y(x)$, дозволяє отримати вираз, який пов'язує корегувальне переміщення з переміщенням рухливого штоку пристрою

$$y(x) = \frac{0,25 \cdot 10^{-8} x \cdot r \cdot \left[-400 \cdot 10^6 \cdot B + s^2 \cdot l \cdot (252 \cdot 10^6 + 118 \cdot 10^4 x + 3090x^2 + 13x^3) \right]}{B \cdot s}. \quad (10)$$

Оскільки зворотній зв'язок пристрою виконаний у вигляді кулачкового механізму, то, відповідно до виразу (10), був отриманий реальний профіль кулачка. Після необхідної перевірки отриманого профілю по кутах тиску (рис.3.а) було проведено розробку зворотного зв'язку з конструктивним вирішенням питання переміщення різних знаків на базі силового замикання (рис.3.б).

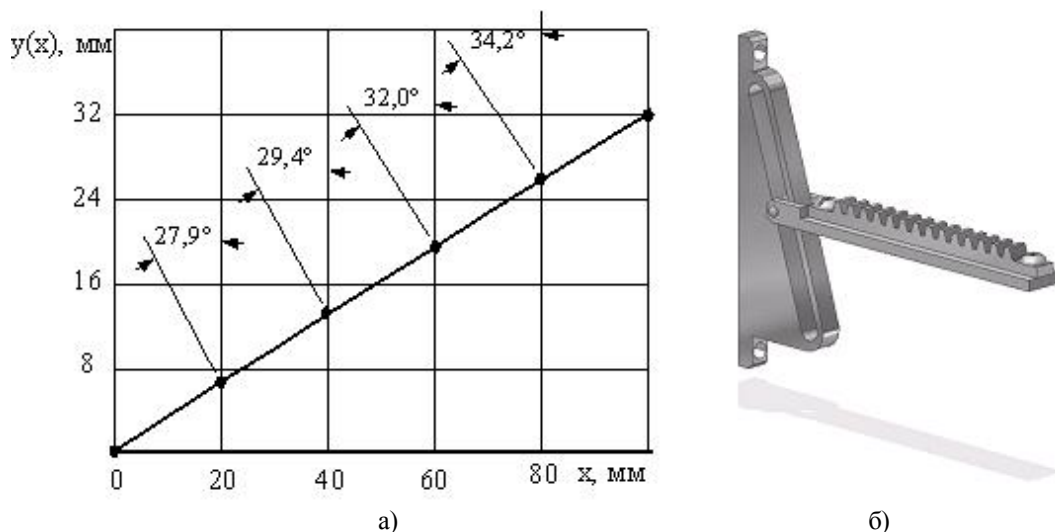


Рисунок 3 – Реалізація потрібного зворотного зв'язку:
а) – перевірка кутів тиску; б) – конструктивне виконання

Після проведених розрахунків і наступного за ними коректування геометричних параметрів віброізолюючого пристрою були проведені розрахунки міцності його складових елементів. Все це лягло в основу для конструювання реального виробу – віброізолюючого крісла (рис.4). Розроблена конструкція має широкі можливості при вирішенні задач віброізоляції. Має великий ступінь надійності і високу технологічність. Конструктивне пророблення вузлів показало, що виготовлення віброізоляторів такого типу не вимагає застосування спеціального верстатного парку й може бути організоване на звичайному машинобудівному підприємстві.

На підставі отриманих у даній роботі результатів можна зробити наступні висновки:

1. Розроблено автономний пристрій віброізоляції нового типу, що дозволяє синтезувати необхідну, згідно з вимогами рівночастотної віброізоляції, характеристику жорсткості.



Рисунок 4 – Віброізолююче крісло

2. Проведено конструктивну розробку його основних вузлів.

3. Отримано основні залежності, які можуть бути використані при створенні методики розрахунку таких пристроїв.

Все це може сприяти широкому застосуванню результатів досліджень при вирішенні завдань рівночастотної віброізоляції, що дозволяє підвищити ефективність використання машинного агрегату.

Література

1. Виброизоляция прецизионных станков. Руководствующие материалы. – М.: Эксперим. Науч. – исслед. Ин-т металлорежущих станков, 1964. – 88 с.
2. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле / Пер. с англ. Л.Г.Корнейчука Под ред. Э.И.Григолюка. – М.:Машиностроение, 1985. – 427 с.
3. Ёориш Ю.И. Виброметрия. Измерение вибрации и ударов. Общая теория, методы и приборы./Изд.2 переработ. и доп. – М.: Машгиз, 1963. – 771 с.

Одержано 20.02.2007 р.

УДК 631.356.42

О. Постол¹; М. Паньків², канд. техн. наук

¹*Національний аграрний університет*

²*Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя*

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ ДООЧИСНИКА

У статті наведено математичну модель, яка характеризує взаємозв'язок необхідної пропускної здатності доочисника залежно від секундної подачі вороху або від умов і швидкості руху коренезбиральної машини, лінійних параметрів викопувального робочого органу та агрофізичних характеристик коренеплодів.

O. Postol, M. Pankiv

MATHEMATICAL MODEL OF CARRYING CAPACITY OF PURIFIER

A mathematical model, which characterizes intercommunication of necessary carrying capacity of purifier depending on the second serve to the lots or from terms and rate of movement of rootcollective machine, linear parameters of excavating working organ and agrophysical descriptions of root crops, is resulted in the article.

Умовні позначення

Q_M - продуктивність робочого органу, кг/с;

γ_G - об'ємна маса вантажу, кг/ м³;