

Струтинський С. В.

Ночніченко І. В.

Галецький О. С.

*Національний технічний
університет України
"Київський
політехнічний
інститут"*

Strutynskyi S. V.

Nochnichenko I. V.

Galetsky O. S.

*The National Technical
University of Ukraine
"Kyiv Polytechnic
Institute"*

УДК 621.9.04

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ НИЗЬКОЧАСТОТНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ СИСТЕМОЮ ПРИВОДІВ У ВИГЛЯДІ ШЛАНГОВИХ ПНЕВМОДВИГУНІВ (ПНЕВМОМ'ЯЗІВ)

Низькочастотні вібраційні механізми з робочими частотами до 1 Гц ефективно застосовуються для виконання ряду технологічних операцій. Розроблені низькочастотні вібраційні механізми мають виконавчий орган у вигляді платформи, яка переміщується по плоскій або сферичній поверхні за допомогою приводів розміщених радіально відносно платформи.

Проведена дослідно-експериментальна перевірка обладнання шляхом макетування. Запропоновано реалізувати вібраційне обладнання з приводами у вигляді шлангових пневмодвигунів (пневмом'язів).

З метою уточнення схемних рішень проведено теоретичний аналіз геометричних і кінематичних характеристик системи. Визначено взаємний зв'язок переміщення платформи із змінами довжини приводів.

Визначено силові характеристики шлангових пневмодвигунів. Це здійснено шляхом розрахунку напружено-деформованого стану приводів методом кінцевих елементів. В результаті знайдено залежність зусилля деформації привода від тиску в порожнинах шлангових пневмодвигунів.

Розглянуті динамічні характеристики вібраційного обладнання. На основі чисельного розв'язку рівнянь сферичного руху встановлено особливості формування циклічних траєкторій руху виконавчого органу, який переміщується по сферичній поверхні. Із врахуванням динамічних властивостей системи запропоновано ряд алгоритмів системи керування для реалізації раціональних законів переміщення виконавчого органу просторової системи приводів.

Ключові слова: вібраційні механізми, макети, кінематика, шлангові пневмодвигуни, статика, динаміка, закони руху.

Вступ. Низькочастотні вібраційні механізми з робочими частотами до 1 Гц ефективно застосовуються для виконання ряду технологічних операцій. Використання просторових систем приводів у низькочастотних вібраційних механізмах розширює їх функціональні можливості, поліпшує статичні і динамічні характеристики механізмів. Тому розробка прогресивних

просторових систем приводів є актуальною науково-технічною задачею.

Проблема в загальному вигляді полягає у розробці ефективних систем приводів низькочастотних вібраційних механізмів. Проблема пов'язана із важливими науковими і практичними завданнями створення високоєфективних вібраційних машин.



В останніх дослідженнях і публікаціях викладено досвід розробки вібраційних механізмів із просторовими системами приводів [1]. Значну увагу приділено розрахунку просторових систем приводів [2]. В ряді робіт [3,4] викладено досвід проектування просторових систем приводів та визначення їх динамічних характеристик. Проектно-технологічне забезпечення розробок просторових систем наведено в окремих роботах [5].

Просторових систем приводів низькочастотних вібраційних механізмів на базі шлангових пневмодвигунів у літературних джерелах не виявлено.

До невирішених раніше частин загальної проблеми відноситься розробка інноваційних просторових систем приводів низькочастотних вібраційних механізмів на основі шлангових пневмодвигунів.

Метою досліджень поставлено розробку інноваційних просторових систем приводів низькочастотних вібраційних механізмів на основі шлангових пневмодвигунів. Для досягнення поставленої мети сформульовані і вирішені задачі досліджень, які включають синтез схемних рішень низькочастотних вібраційних механізмів, перевірку їх працездатності шляхом макетування та розрахунок характеристик інноваційних просторових систем приводів вібраційних механізмів.

Основна частина роботи.

Низькочастотні вібраційні механізми із просторовими системами приводів застосовуються для динамічного маніпулювання об'єктами переміщуючи їх по складним криволінійним траєкторіям. В основному це спіралевидні циклічні траєкторії переміщення виконавчого органу.

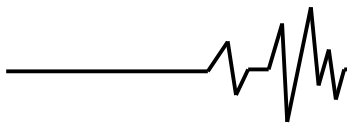
Характерним застосуванням вібраційних механізмів є пристрої переміщення стола, на якому встановлюється оброблювана деталь. Таким чином здійснюються різноманітні операції обробки, зокрема полірування, очистка поверхонь, нанесення покриттів, фарби тощо. Перспективним є використання вібраційних механізмів для сепарування дрібних об'єктів, перемішування розчинів та газо- рідинних сумішей.

Запропоновано методика проектування низькочастотних вібраційних механізмів (рис. 1).

Концепція розробки низькочастотного вібраційного обладнання обумовлена технічним завданням та необхідними умовами розробки. Запропоновано спеціальний підхід до реалізації інноваційних просторових систем приводів, що полягає у застосуванні пружних приводів з'єднаних шарнірами або безшарнірних приводів. Відповідно здійснюється синтез схемних рішень просторових систем приводів низькочастотних вібраційних механізмів.



Рис. 1. Основні етапи розробки низькочастотного вібраційного обладнання та їх взаємний зв'язок



Виконавчий орган вібраційного механізму у вигляді платформи переміщується за допомогою приводів по плоскій або криволінійній поверхні. Для зменшення сил тертя виконавчий орган встановлюється на спеціальних опорах ковзання або кочення, аеростатичних чи гідростатичних опорах. Безшарнірна радіальна система приводів має пружні приводи L_1, L_2, L_3 , які своїми кінцями А,

В, С закріплені на виконавчому органі 1, а кінцями A_0, B_0, C_0 на нерухомій основі (рис. 2, а).

При динамічних змінах довжин приводів 1, 2, 3 виконавчий орган 4 зміщується в напрямках x та y і повертається на кут ϕ . В даному випадку поступальні та поперечно-кутові переміщення виконавчого органу є взаємопов'язаними.

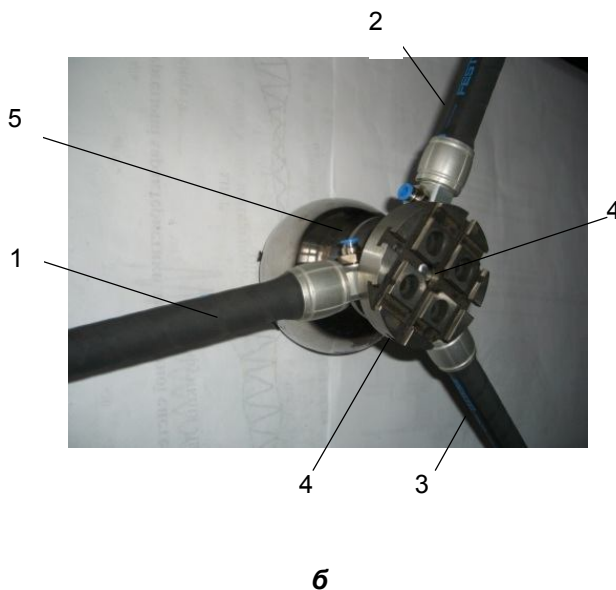
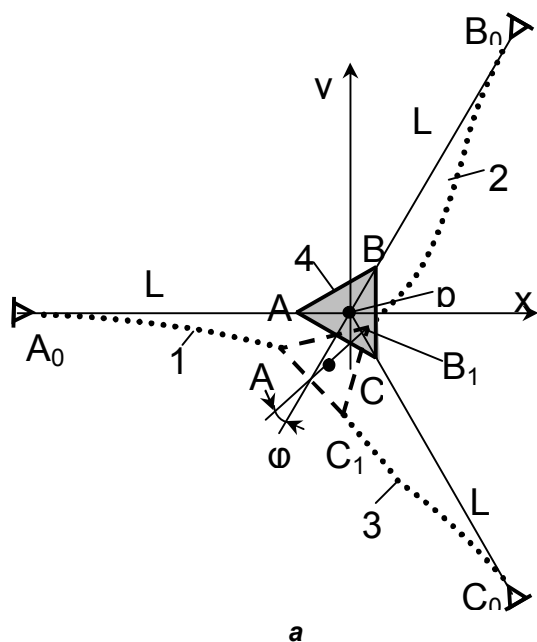


Рис. 2. Схемне рішення низькочастотного вібраційного обладнання, яке включає платформу 1, що переміщується за допомогою системи приводів безшарнірного типу L_1, L_2 та L_3

В розроблених конструкціях використовуються як приводи із значним ходом, так і приводи мікропереміщень. Приводи із значним ходом, який складає 5...15% загальної довжини мають вигляд шлангових пневмодвигунів [6] (пневмом'язів) (рис. 2,б).

В наведеному варіанті механізму виконавчий орган встановлено на сферичній поверхні 5. Використання в якості приводів шлангових пневмодвигунів є перспективним. Вони не мають сил сухого тертя, характеризуються значною несучою здатністю та ефективним демпфуванням коливань.

Можливі різні варіанти реалізації шарнірних та безшарнірних радіальних систем приводів вібраційного обладнання. Для дослідно-експериментальної перевірки схемного рішення проведено макетування низькочастотного вібраційного обладнання. Для цього розроблено набір блоків-модулів із яких формується макетний зразок обладнання.

Безшарнірні радіальні системи приводів використовують пружні приводи у вигляді сильфонних приводів або шлангових пневмодвигунів (пневмом'язів) (рис. 3, а).

Вібраційний механізм має рухому платформу 1, яка переміщується сильфонними приводами 2, що закріплені своїми кінцями 3 на нерухомій основі.

Для підвищення гнучкості регулювання в низькочастотних вібраційних механізмах застосовуються додаткові приводи. Спрощений алгоритм керування має система із чотирма приводами (рис. 3, б). Недоліком даної системи є наявність нестійких (сингулярних) положень. Для підвищення стабільності роботи рекомендується застосувати систему шести приводів (рис. 3, в).

Додаткові приводи поліпшують плавність руху виконавчого органу і суттєво покращують динамічні характеристики системи.



Рис. 3. Низькочастотні вібраційні механізми з різним числом приводів

Переміщення платформи по сферичній поверхні забезпечує складний просторовий вібраційний рух деталі встановленої на

платформі. При цьому суттєвим чином змінюється конфігурація пружно-деформованих приводів (рис. 4, а).

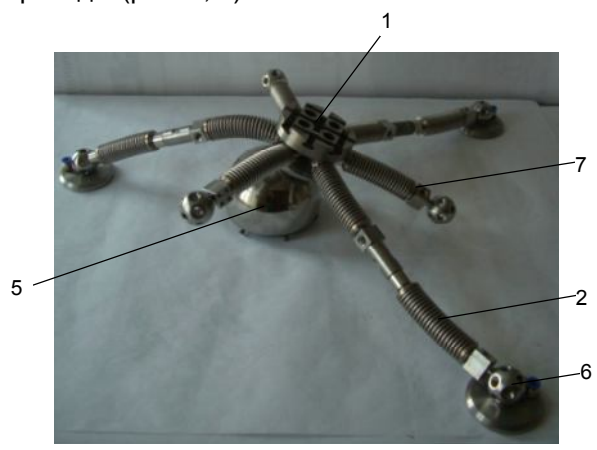
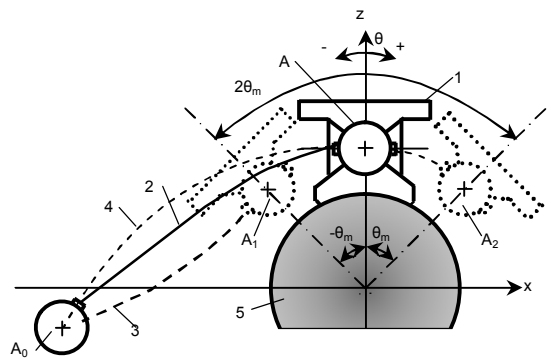


Рис. 4. Схемне рішення (а) та макет (б) просторової системи приводів призначеної для вібраційного переміщення виконавчого органу по сферичній поверхні

Платформа 1 переміщується по сфері в межах конуса з кутом при вершині $2\theta_m$. В середньому положенні платформи привід 2 має криволінійну форму A_0A . При зменшенні довжини привода платформа відхиляється від центрального положення. Мінімальна довжина привода A_0A_1 відповідає відхиленню платформи на кут $-\theta_m$. Деформований привід в даному випадку має конфігурацію відповідну кривій 3. При максимальному видовженні привода платформа відхиляється на кут $+\theta_m$, а пружна лінія привода A_0A_2 набуває вигляду кривої 4.

З метою перевірки працездатності запропонованого технічного рішення проведено його макетування. Макетний зразок пристрою має виконавчий орган 1, який переміщується по точній сферичній поверхні 5 за допомогою трьох сильфонних приводів 2 (рис. 4, б).

Кінці сильфонних приводів мають опори 6, які закріплюються на нерухомій поверхні. Пристрій обладнано демпферами коливальних

При макетуванні використані приводи різного виду.

Окремі шарнірні низькочастотні вібраційні механізми мають приводи у вигляді пневмоциліндрів 1 (рис. 5, а).

Корпуси пневмоциліндрів 1 мають шарніри 2 встановлені на нерухомій основі, а штоки пневмоциліндрів з'єднані шарнірами 3 із виконавчим органом 4, що встановлений на сферичній поверхні 5.

Для забезпечення більшої гнучкості регулювання застосовано шість приводів у вигляді пневмоциліндрів (рис. 5, б). При цьому із кожним шарніром 6 розміщеним на виконавчому органі 7 з'єднано штоки двох пневмоциліндрів 8 і 9. Наявність пари приводів, які з'єднуються в одному шарнірі стабілізує поперечно-кутове положення виконавчого органу. Даний вібраційний пристрій використано для переміщення платформи 7 по плоскій поверхні. Пристрій має аеростатичні опори 10 на яких встановлені шарніри 6.

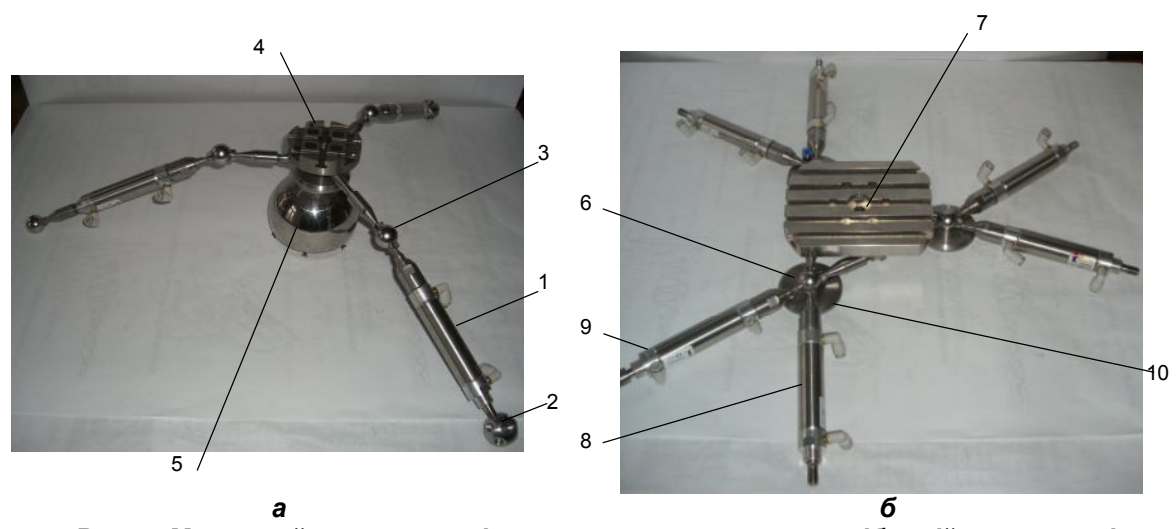


Рис. 5. Макетний зразок шарнірного низькочастотного вібраційного механізму з трьома приводами у вигляді пневмоциліндрів (а) та механізм, який має шість пневмоциліндрів (б)

Макетування дає можливість уточнити схемне рішення системи та виконати її дослідно-експериментальну перевірку.

Проведено теоретичний аналіз системи приводів із шланговими пневмодвигунами та визначено її геометричні та кінематичні характеристики. В якості першого наближення розглянуто геометричні співвідношення в плоскій радіальній системі приводів.

Виконавчий орган як тверде тіло, що здійснює плоский рух має три ступені вільності. Для опису положення виконавчого органу використано декартові координати x, y переміщення полюса Q та кут повороту навколо полюса φ (рис. 6).

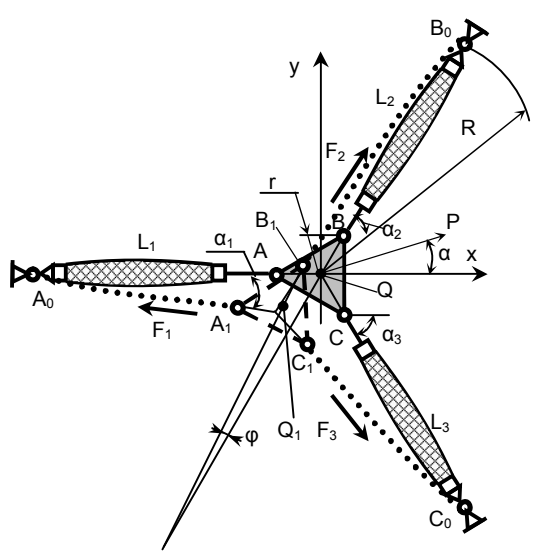


Рис. 6. Схема переміщення виконавчого органу системи приводів та силові фактори в системі

Положення виконавчого органу визначається вектором x -координат, де $x = (x, y, \varphi)^T$. Довжина кожного привода L_1, L_2, L_3 є незалежним вхідним параметром. В своїй сукупності три параметри (L -координати) утворюють тривимірний вектор:

$$(L) = (L_1, L_2, L_3)^T.$$

Має місце взаємно-ознозначний зв'язок x -координат та L -координат.

Взаємозв'язок векторів x -координат та L -координат визначено на основі розв'язку зворотної задачі кінематики [7]. Полюс Q виберемо в центрі платформи рівновіддаленому від точок A, B, C .

Початкове положення механізму визначається координатами точок A_0, B_0, C_0 та A, B, C . Ввівши позначення $A_0Q = R$ та $AQ = r$ визначимо декартові координати точок:

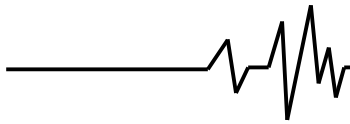
$$A_0 = \begin{bmatrix} -R \\ 0 \end{bmatrix}, B_0 = \begin{bmatrix} R \cdot \cos 60^\circ \\ R \cdot \sin 60^\circ \end{bmatrix}, C_0 = \begin{bmatrix} R \cdot \cos 60^\circ \\ -R \cdot \sin 60^\circ \end{bmatrix},$$

$$A = \begin{bmatrix} -r \\ 0 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} r \cdot \cos 60^\circ \\ r \cdot \sin 60^\circ \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} r \cdot \cos 60^\circ \\ -R \cdot \sin 60^\circ \end{bmatrix} \quad (1)$$

При зміщенні полюса виконавчого органу на величину x і y та поворот на кут φ одержимо координати точок A_1, B_1, C_1 :

$$A_1 = \begin{bmatrix} x - r \cos \varphi \\ y - r \sin \varphi \end{bmatrix}, B_1 = \begin{bmatrix} x + r \cos(60^\circ + \varphi) \\ y + r \sin(60^\circ + \varphi) \end{bmatrix},$$

$$C_1 = \begin{bmatrix} x + r \cos(60^\circ - \varphi) \\ y - r \sin(60^\circ - \varphi) \end{bmatrix}, \quad (2)$$



Значення L-координат будуть знайдені як відстані між точками A_0A_1, B_0B_1, C_0C_1 :

$$L_1 = \sqrt{(xA_0 - xA_1)^2 + (yA_0 - yA_1)^2},$$

$$L_2 = \sqrt{(xB_0 - xB_1)^2 + (yB_0 - yB_1)^2},$$

$$L_3 = \sqrt{(xC_0 - xC_1)^2 + (yC_0 - yC_1)^2}. \quad (3)$$

Наведені співвідношення (1 – 3) дають можливість обчислити залежність вектора L-координат в функції відомого вектора x-координат. Проведені обчислення L-координат при заданих законах переміщення виконавчого органу.

Значення x-координат задавались у вигляді синусоїдальних функцій із відповідними амплітудами x_a, y_a, z_a , частотами $\omega_x, \omega_y, \omega_z$

та початковими фазами ψ_x, ψ_y, ψ_z :

$$x = x_a \sin(\omega_x t + \psi_x),$$

$$y = y_a \sin(\omega_y t + \psi_y),$$

$$\varphi = \varphi_a \sin(\omega_\varphi t + \psi_\varphi), \quad (4)$$

В результаті розрахунків одержані взаємопов'язані залежності x-координат і L-координат (рис. 7).

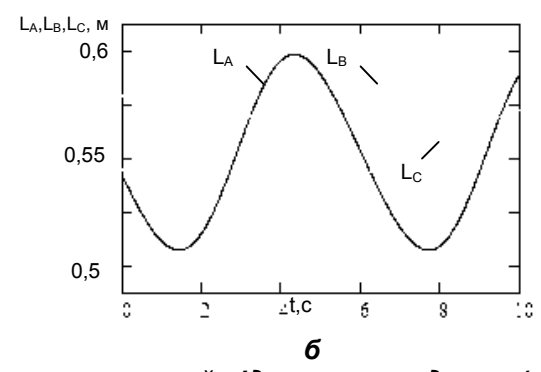
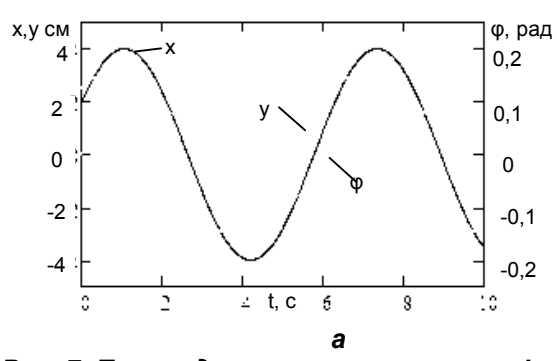


Рис. 7. Приклад визначення взаємопов'язаних залежностей від часу x-координат (а) та L-координат (б)

Система приводів вібраційного механізму є статично нестійкою. Вона працездатна лише при умові, що сили дії приводів є розтягуючими, тобто сили F_1, F_2, F_3 направлені від виконавчого органу. Нелінійність характеристик шлангових пневмодвигунів забезпечує підвищену стійкість системи.

Нелінійні характеристики приводів визначено теоретично шляхом розрахунку напружено-деформованого стану пневмодвигуна. Для цього розроблена твердотільна модель шлангового пневмодвигуна та його кевларового армування (рис. 8).

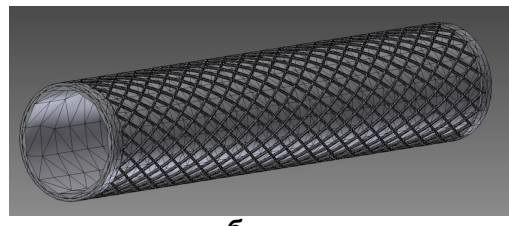
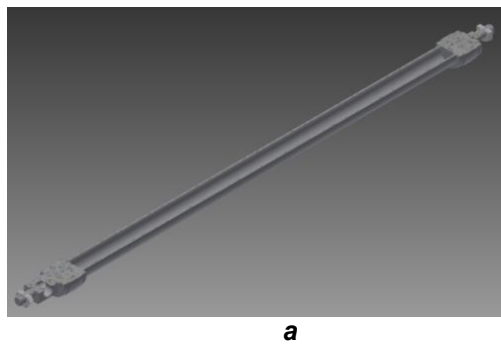


Рис. 8. Твердотільна модель шлангового пневмодвигуна в розрізі (а) та армування оболонки пневмодвигуна кевларовим волокном і схема розбивки оболонки на кінцеві елементи (б)

Проведена серія розрахунків напружено-деформованого стану пневмодвигуна методом кінцевих елементів. При цьому задавався тиск в порожнині p і величина зусилля F . Розрахунки проведені для тиску в порожнині $p=0,2...0,8$

МПа при значеннях статичного зусилля 200...1600 Н. Для кожної пари параметрів p і F визначено зміну довжини пневмодвигуна (рис. 9).

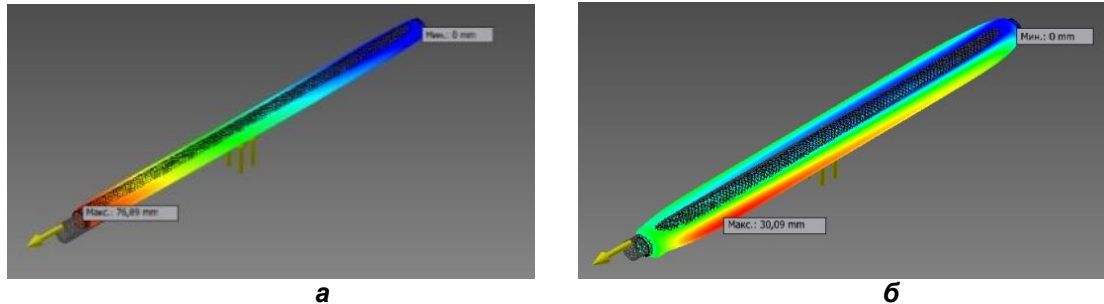
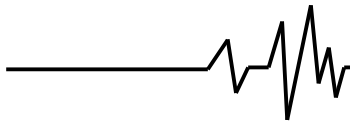


Рис. 9. Результати окремих розрахунків напружено-деформованого стану пневмодвигуна при різних значеннях тиску та навантаження: а – $p=0,4$ МПа, $F=200$ Н; б – $p=0,5$ МПа, $F=1000$ Н

На основі серії розрахунків побудована силова характеристика (рис. 10, а).

Силовa характеристика наведена на рисунку подана у вигляді залежності зусилля F

від відносного видовження $\Delta = \Delta L / L$ шлангового пневмодвигуна при фіксованих значеннях тиску в порожнині пневмодвигуна.

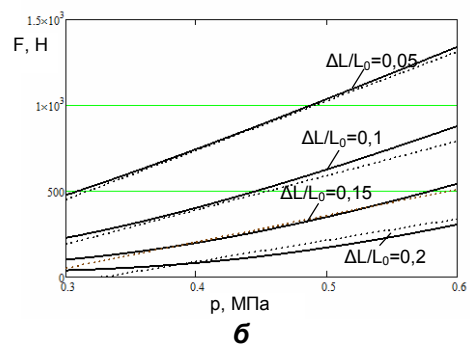
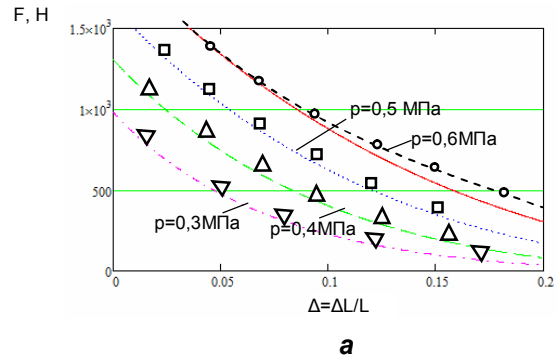


Рис. 10. Одержані розрахунком методом кінцевих елементів силові характеристики шлангового пневмодвигуна (точки) та їх опис аналітичною залежністю (5) (суцільні криві) (а) та розрахунок залежності сили від тиску в порожнині пневмодвигуна (б)

Набір характеристик описано аналітичною залежністю виду:

$$F(L, p) = \frac{F_m}{p} \left[K_L \frac{\Delta}{1 + c_L \Delta p^{-2}} - c_p \cdot p \right]^2, \quad (5)$$

де F_m , K_L , c_m , c_p - константи.

Значення констант для шлангового пневмодвигуна довжиною 600мм і діаметром 20 мм складають:

$$F_m = 10800 \text{ Н} \cdot \text{МПа} ; K_L = 1,2 ;$$

$$c_L = 0,36 \text{ МПа}^2 ; c_p = 0,55 \text{ 1/МПа} ;$$

Із аналізу графіків наведених на рис. 10, а випливає, що аналітична залежність (5) з достатньою точністю описує силову характеристику шлангового пневмодвигуна.

Залежність (5) є суттєво нелінійною. Для її спрощення за виразом (5) побудована силовa характеристика у вигляді набору кривих залежностей зусилля від тиску при фіксованих значеннях видовження (рис. 10, б).

Одержаний набір кривих мало відрізняється від прямих ліній (показані

пунктиром), які відповідають лінійним залежностям, що описані формулою:

$$F(p, \Delta) = F_0 + K_p \frac{p}{\Delta + c_\Delta}, \quad (6)$$

де F_0 , K_p , c_Δ - константи, які для даного пневмодвигуна складають $F_0 = -410$ Н, $K_p = 330$ Н/МПа, $c_\Delta = 0,065$.

Із формули (6) визначимо залежність тиску в порожнині шлангового пневмодвигуна від зусилля та відносного видовження:

$$p(F, \Delta) = (F - F_0) \frac{(\Delta + c_\Delta)}{K_p}. \quad (7)$$

Одержана спрощена залежність (7) служить для розрахунку тиску при відомому видовженні пневмодвигуна Δ та навантаженні F .

Зусилля, які сприймаються шланговими пневмодвигунами визначено із умови статичної рівноваги виконавчого органу системи приводів.



Фактичне розташування приводів при скороченні пневмодвигунів (див. рис. 6) визначається напрямними косинусами, які знаходяться для кожного приводу через проекції на вісь x векторів, які визначають довжину кожного приводу:

$$\cos \alpha_1 = \frac{(\overline{A_1 A_0})x}{L_1}, \cos \alpha_2 = \frac{(\overline{B_1 B_0})x}{L_2}, \cos \alpha_3 = \frac{(\overline{C_1 C_0})x}{L_3}.$$

Для ідеальних шарнірів закони статичної центральної системи сил обумовлюють взаємозв'язок між силами F_1, F_2, F_3 та кутами розташування приводів $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$.

Умова рівноваги центральної системи сил має вигляд:

$$\begin{cases} -F_1 \cos \alpha_1 + F_2 \cos \alpha_2 + F_3 \cos \alpha_3 + P \cos \alpha = 0, \\ -F_1 \sin \alpha_1 + F_2 \sin \alpha_2 - F_3 \cos \alpha_3 + P \sin \alpha = 0. \end{cases} \quad (8)$$

де P – зовнішнє навантаження, яке діє на виконавчий орган; α – кут між напрямком дії зовнішнього навантаження і віссю x .

Система рівнянь (8) визначає зусилля з точністю до постійного значення сили в одному із приводів. Для розв'язку системи (8) нормуємо її шляхом ділення на зусилля в першому приводі. відповідно одержимо систему рівнянь:

$$\begin{cases} \Phi_2 \cos \alpha_2 + \Phi_3 \cos \alpha_3 = \cos \alpha_1 + \Pi \cos \alpha, \\ \Phi_2 \sin \alpha_2 - \Phi_3 \sin \alpha_3 = -\sin \alpha_1 + \Pi \sin \alpha, \end{cases} \quad (9)$$

де відносні зусилля $\Phi_2 = F_2/F_1$, $\Phi_3 = F_3/F_1$, $\Pi = P/F_1$,

Розв'язок системи (9) знаходимо по правилу Крамера:

$$\Phi_2 = \frac{\begin{vmatrix} \cos \alpha_1 + \Pi \cos \alpha & \cos \alpha_3 \\ -\sin \alpha_1 + \Pi \sin \alpha & -\sin \alpha_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \cos \alpha_2 & \cos \alpha_3 \\ \sin \alpha_2 & -\sin \alpha_3 \end{vmatrix}},$$

$$\Phi_3 = \frac{\begin{vmatrix} \cos \alpha_2 & \cos \alpha_1 + \Pi \cos \alpha \\ \sin \alpha_2 & -\sin \alpha_1 + \Pi \sin \alpha \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \cos \alpha_2 & \cos \alpha_3 \\ \sin \alpha_2 & -\sin \alpha_3 \end{vmatrix}}. \quad (10)$$

Після розкриття детермінантів у (10) і перетворення тригонометричних функцій одержимо:

$$\begin{aligned} \Phi_2 &= \frac{\Pi \sin(\alpha + \alpha_3) - \sin(\alpha_1 - \alpha_3)}{\sin(\alpha_2 + \alpha_3)}, \\ \Phi_3 &= \frac{-\Pi \sin(\alpha + \alpha_2) + \sin(\alpha_1 + \alpha_2)}{\sin(\alpha_2 + \alpha_3)}. \end{aligned} \quad (11)$$

В фізичних величинах формули (11) визначають зв'язок зусиль шлангових пневмодвигунів:

$$\begin{aligned} F_2 &= \frac{P \sin(\alpha + \alpha_3) - F_1 \sin(\alpha_1 - \alpha_3)}{\sin(\alpha_2 + \alpha_3)}, \\ F_3 &= \frac{-P \sin(\alpha + \alpha_2) + F_1 \sin(\alpha_1 + \alpha_2)}{\sin(\alpha_2 + \alpha_3)}, \end{aligned} \quad (12)$$

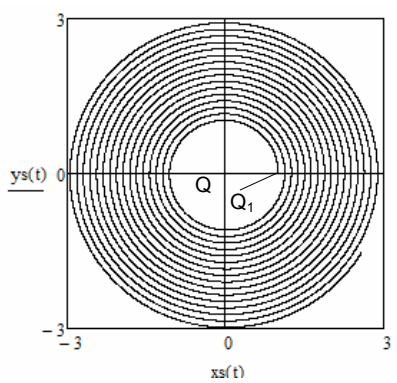
Вібраційний механізм призначено для реалізації необхідних законів переміщення виконавчого органу. Типовим і практично важливим є спірально-видний рух виконавчого органу. При цьому закон переміщення виконавчого органу визначено у вигляді:

$$x = (r_0 + c_r t) \cos t, \quad y = (r_0 + c_r t) \sin t, \quad \varphi = \theta, \quad (13)$$

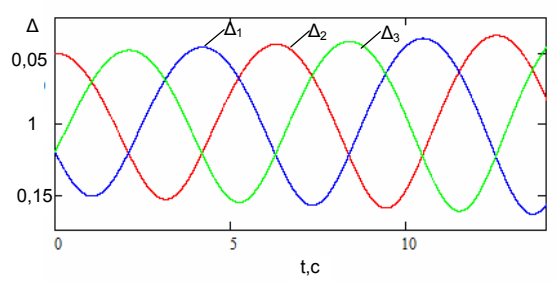
де r_0 – початкова відстань полюса від центрального положення; c_r – константа; t – час.

Розроблений алгоритм визначення геометричних і силових параметрів приводів апробовано при розрахунках спірально-видного руху полюса платформи (рис. 11, а).

Для даної траєкторії руху полюса по формулам (3) розраховані зміни довжини приводів (рис. 11, б).

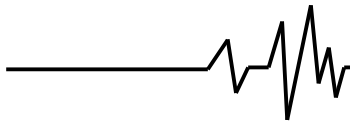


а



б

Рис. 11. Спірально-видні траєкторії вібраційного руху полюса платформи (а) та відповідні видовження шлангових пневмодвигунів (б)



Розрахунком по формулам (12) для $P=0$ знайдені зусилля в приводах, а значення тисків у шлангових пневмодвигунах визначено за

формулою (7). Результати розрахунків подані у графічному вигляді (рис. 12).

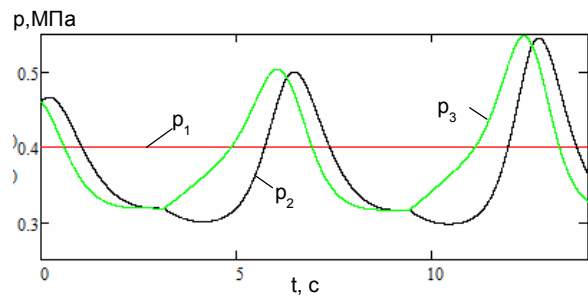
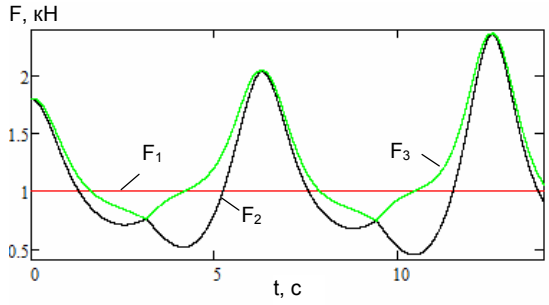


Рис. 12. Розрахунок зусилля в приводах (а) та тиску в порожнинах шлангових пневмодвигунів (б) при спіралевидному переміщенні виконавчого органу

Визначені траєкторії переміщення не враховують сил інерції, що виникають при роботі вібраційного механізму. Для врахування сил інерції досліджена динаміка механізму. Переміщення виконавчого органу по сферичній поверхні обумовлюють особливості динаміки вібраційного обладнання. Вони пов'язані із специфікою сферичного руху виконавчого органу. Закономірності сферичного руху встановлено шляхом математичного моделювання динамічної системи [8]. Сферичний рух навколо центра O відбувається під дією динамічних моментів M_x, M_y, M_z відносно вісей x, y і z із врахуванням наявності пружно-дисипативних зв'язків у динамічній системі (рис. 13).

інерційні властивості тензором моментів інерції (I_{ij}) . Пружно-дисипативні зв'язки виконавчого органу із нерухомою основою задані у вигляді коефіцієнтів жорсткості c_x, c_y, c_z та еквівалентних коефіцієнтів опору h_x, h_y, h_z .

Рівняння сферичного руху виконавчого органу вібраційного механізму як твердого тіла в загальному випадку мають вигляд:

$$\frac{d\vec{L}}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{L} = \vec{M}, \quad (14)$$

де \vec{L} – вектор кінетичного моменту виконавчого органу; $\vec{\omega}$ – вектор кутової швидкості; \vec{M} – вектор головного моменту сил, що діє на виконавчий орган.

Кінетичний момент, який входить в формулу (14) дорівнює добутку тензора інерції (I_{ij}) на вектор кутової швидкості виконавчого органу:

$$\vec{L} = I \cdot \vec{\omega}. \quad (15)$$

У проекціях на осі координат рівняння сферичного руху (14) мають вигляд:

$$\begin{cases} \frac{dL_x}{dt} + \omega_y L_z - \omega_z L_y = M_x \\ \frac{dL_y}{dt} + \omega_z L_x - \omega_x L_z = M_y \\ \frac{dL_z}{dt} + \omega_x L_y - \omega_y L_x = M_z \end{cases}, \quad (16)$$

де M_x, M_y, M_z – проекції головного момента зовнішніх сил, які діють на виконавчий орган відносно точки O на осі координат x, y, z ; $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ – проекції кутової швидкості виконавчого органу на осі координат.

В систему рівнянь (16) сферичного руху входять проекції моменту кількості руху $L_x,$

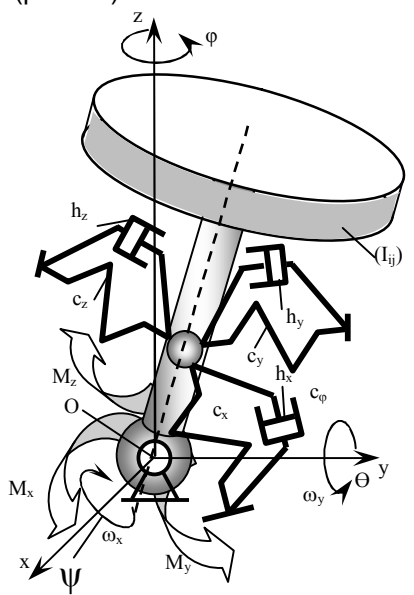


Рис. 13. Динамічна модель просторового сферичного руху виконавчого органу вібраційного обладнання

Положення виконавчого органу механізму визначається кутами Ейлера-Крилова ψ, θ, ϕ , а



L_y, L_z . Вони знаходяться із векторної залежності (15) у вигляді:

$$\begin{aligned} L_x &= I_{xx}\omega_x - I_{xy}\omega_y - I_{zx}\omega_z, \\ L_y &= -I_{xy}\omega_x + I_{yy}\omega_y - I_{yz}\omega_z, \\ L_z &= -I_{zx}\omega_x - I_{zy}\omega_y + I_{zz}\omega_z. \end{aligned} \quad (17)$$

Коефіцієнти даних формул є компонентами тензора інерції системи, який задано матрицею [7].

$$(I_{ij}) = \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_{yy} & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix}. \quad (18)$$

Тензор інерції є симетричним, тому $I_{yx} = I_{xy}$, $I_{yz} = I_{zy}$, $I_{zx} = I_{xz}$. Враховуючи, що переміщення системи є незначними, прийнято, що компоненти тензора інерції (18) є постійними. Рівняння сферичного руху використані для розробки процедури чисельних розрахунків. Для цього система диференціальних рівнянь (16) шляхом

інтегрування в часі зведена до системи трьох інтегральних рівнянь. З них визначені проекції кінетичного моменту:

$$\begin{aligned} L_x &= L_{x0} + \int_0^t (M_x - \omega_y L_z + \omega_z L_y) dt, \\ L_y &= L_{y0} + \int_0^t (M_y - \omega_z L_x + \omega_x L_z) dt, \\ L_z &= L_{z0} + \int_0^t (M_z - \omega_x L_y + \omega_y L_x) dt. \end{aligned} \quad (19)$$

Для розв'язку даної системи рівнянь розроблена структурна математична модель [9] (рис. 14, а).

Здійснено розрахунки по розробленій моделі динамічних переміщень центра платформи на початку формування спіральної траєкторії руху виконавчого органу. В результаті моделювання встановлено, що переміщення із центральної точки O супроводжується петлеподібним рухом (рис. 14, б).

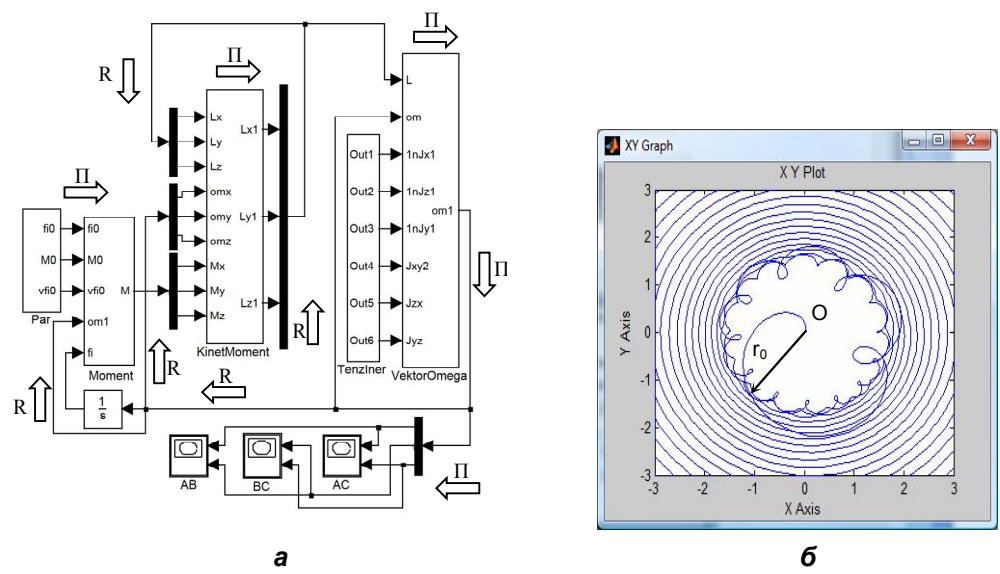


Рис. 14. Структурна математична модель сферичного руху платформи (а) та результати математичного моделювання перехідного процесу (б) переміщення полюса платформи при його виході на ділянку усталеного спіральної руху (розмірність переміщень мм)

Із результатів математичного моделювання випливає, що сили інерції впливають на вигляд траєкторії лише в початковий момент часу. В подальшому перехідний процес затухає і спіральної траєкторія є близькою до траєкторії одержаної статичними розрахунками. Тому для формування необхідного переміщення виконавчого органу низькочастотного вібраційного обладнання можна використати

визначені раніше співвідношення кінематики і статики.

Вібраційні механізми виконують ряд спеціальних операцій, зокрема полірування поверхонь деталей [10]. Для забезпечення необхідних параметрів обробки запропоновано ряд траєкторій переміщення виконавчого органу. Рациональними є циклічні траєкторії із зміною радіуса кривизни (рис. 15).

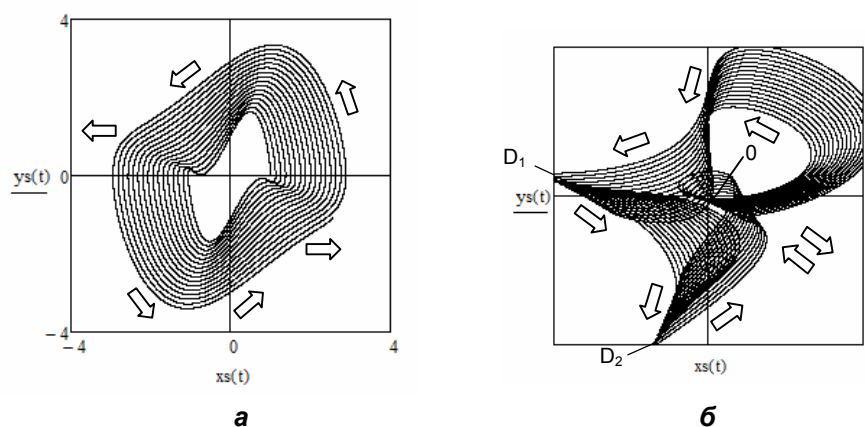


Рис. 15. Циклічні траєкторії переміщення виконавчого органу із періодичними змінами радіуса кривизни траєкторії: а – спіралевидна траєкторія з обмеженими змінами радіуса кривизни; б – циклічні петлеподібні траєкторії із суттєвими змінами напрямку та радіуса кривизни

Циклічна траєкторія (рис. 15, б) забезпечує зворотно-поступальний рух виконавчого органу на двох взаємно-перпендикулярних напрямках відповідним ділянкам D_1 та D_2 . В окремих випадках

формуються траєкторії вібраційного руху із превалюючими радіальними напрямками зворотно-поступальних переміщень. Реалізуються п'ять, вісім або більше превалюючих напрямків (рис. 16).

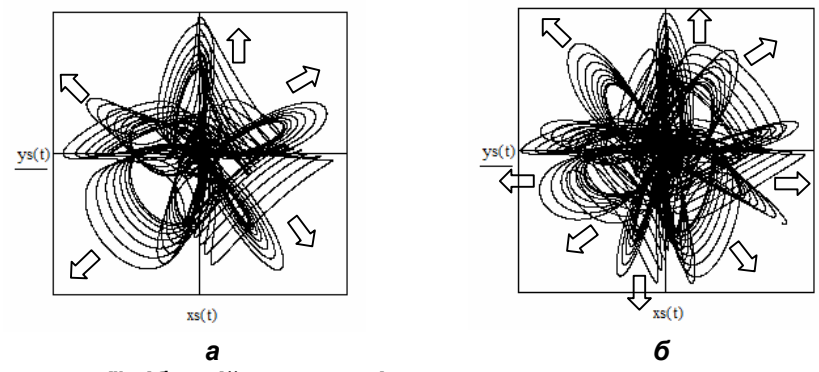


Рис. 16. Траєкторії вібраційних переміщень виконавчого органу, що мають п'ять превалюючих напрямків радіального руху (а) та вісім превалюючих напрямків (б)

Дані траєкторії є раціональними для вібраційних переміщень бункера, в якому відбувається сепарація частинок різної форми і маси.

Для задач обробки заготовок, зокрема полірування раціональними є траєкторії із одним превалюючим напрямком (рис. 17, а).

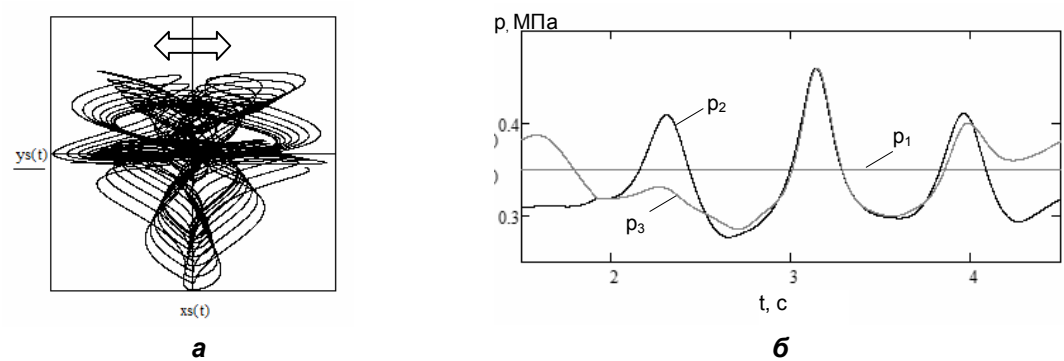


Рис. 17. Траєкторія зворотно-поступального руху виконавчого органу із превалюючим в напрямку у переміщеннях (а) та необхідні закони зміни тиску в шлангових пневмодвигунах (б), які забезпечують дану траєкторію переміщення виконавчого органу



В результаті розрахунків встановлено, що для реалізації циклічних траєкторій закони зміни тиску в шлангових пневмодвигунах близькі до полі гармонічних функцій, в яких простежуються базові синусоїдальні складові (рис. 17, б).

Період базової синусоїди зміни тиску визначає кількість превалюючих напрямків переміщення виконавчого органу.

Висновки. 1. Доведено, що низькочастотні вібраційні механізми ефективно реалізуються на основі просторової системи приводів із шланговими пневмодвигунами. Характеристики даних пневмодвигунів є нелінійними, що позитивно впливає на плавність роботи та стійкість вібраційних механізмів.

2. Статичні характеристики вібраційного механізму доцільно визначати на основі розв'язку зворотної задачі кінематики. При цьому задаються переміщення виконавчого органу по яким визначаються зміни довжини і розташування шлангових пневмодвигунів, а із розв'язку задачі статики знаходяться необхідні зусилля шлангових пневмодвигунів. По значенню зусилля і видовження знаходяться необхідні закони зміни тиску в пневмодвигунах.

3. Інерційні властивості вібраційного механізму проявляються у вигляді петле подібних переміщень виконавчого органу на початку перехідного процесу. На ділянці усталеного руху сили інерції мало впливають на траєкторії переміщення виконавчого органу та закони зміни тиску в шлангових пневмодвигунах.

4. Рациональними траєкторіями переміщень виконавчого органу є спіралевидні та циклічні траєкторії з одним або декількома превалюючими напрямками руху. Для реалізації даних траєкторій зміни тиску в шлангових пневмодвигунах визначаються полігармонічними функціями близькими до базових синусоїдальних залежностей.

Список використаних джерел

1. Merlet J.P. Parallel Robots. Solid Mechanics and Applications /J.P. Merlet/ – Berlin: Springer, 2006. – 394 p.

2. Сяньвень Кун, Клемент Госселин Структурный синтез параллельных механизмов. – М.: Физматлит, 2012. – 275 с.

3. Струтинський В.Б. Теоретичний аналіз жорсткості шестикоординатного механізму паралельної структури / В.Б. Струтинський, А.М. Кириченко // Вісник Національного технічного університету України „Київський політехнічний інститут”. Серія „Машинобудування”. – 2009. – № 57. – С. 198-207.

4. Кузнецов Ю.М., Дмитрієв Д.О., Діневич Г.Ю. Компонировка верстатов з механізмами паралельної структури. Монографія. – Херсон: ПП Вишнемирський В.С., 2009. – 456 с.

5. Афонин В.Л., Подзоров П.В., Слепцов В.В. Обработкающее оборудование на основе механизмов параллельной структуры / Под общ. Ред В.Л. Афонина. – М.:Изд-во МГТУ Станкин, Янус. – К., 2006. – 452с.

6. Пашков Е.В. Промышленные мехатронные системы на основе пневмоприводов / Е.В.Пашков, Ю.А.Осинский. – Севастополь: Изд.-во СевНТУ, 2007. – 401 с.

7. Лойцянский Л. Г. Курс теоретической механики: в 2-х томах. Т. II. Динамика. – 6-е изд. перераб. и доп. / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье – М.: Наука, 1983. – 640 с.

8. Струтинський С.В. Просторові системи приводів: Монографія / ав. Струтинський С.В., Гуржій А.А. – К.: Педагогічна думка, 2013. – 492с.

9. Jachno O., Strutins'kij S. Characteristic parameters of spherical motions in the spatial drive system / International scientific conference "Unitech 2013 Gabrovo" – Proceedings, vol. III, pp. 295-303.

10. Струтинський С.В. Математичне моделювання динамічних сферичних рухів у просторових системах приводів із шланговими пневмодвигунами / Вісник НТУУ «Київський політехнічний інститут», серія Машинобудування. – № 2 (68). – Київ, 2013.– С.139-147.

Список джерел в транслітерації

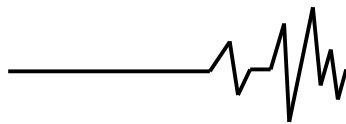
1. Merlet J.P. Parallel Robots. Solid Mechanics and Applications /J.P. Merlet/ – Berlin: Springer, 2006. – 394 p.

2. Sjan'ven' Kun, Klement Gosselyn Strukturnuj synteze paralel'nuh mehanyzmov. – М.: Fyzmatlyt, 2012. – 275 с.

3. Strutyns'kyj V.B. Teoretychnyj analiz zhorstkosti shestykoordinatnogo mehanizmu paralel'noi' struktury / V.B. Strutyns'kyj, A.M. Kyrychenko // Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universytetu Ukraїny „Kyїv's'kyj politehničnyj instytut”. Serija „Mashynobuduvannja”. – 2009. – № 57. – S. 198-207.

4. Kuznjecov Ju.M., Dmytrijev D.O., Dinevych G.Ju. Komponovka verstativ z mehanizmany paralel'noi' struktury. Monografija. – Herson: PP Vyshnemyrs'kyj V.S., 2009. – 456 с.

5. Afonyn V.L., Podzorov P.V., Slepcev V.V. Obrabatuvejushhee oborudovanye na osnove mehanyzmov paralel'noj strukturu / Pod obshh. Red V.L. Afonyna. – М.:Yzd-vo MGTU Stankyn, Janus. – К., 2006. – 452s.



6. Pashkov E.V. Promushlennue mehatronnue systemu na osnove pnevmopryvodov / E.V.Pashkov, Ju.A.Osynskij. – Sevastopol': Yzd.-vo SevNTU, 2007. – 401 s.

7. Lojcjanskij L. G. Kurs teoretycheskoj mehaniky: v 2-h tomah. T. II. Dynamyka. – 6-e yzd. pererab. y dop. / L.G. Lojcjanskij, A.Y. Lur'e – M.: Nauka, 1983. – 640 s.

8. Strutyns'kyj S.V. Prostorovi systemy pryvodiv: Monografija / av. Strutyns'kyj S.V., Gurzhij A.A. – K.: Pedagogichna dumka, 2013. – 492s.

9. Jachno O., Strutyns'kij S. Characteristic parameters of spherical motions in the spatial drive system / International scientific conference "Unitech 2013 Gabrovo" – Proceedings, vol. III, pp. 295-303.

10. Strutyns'kyj S.V. Matematychnе modeljuvannja dynamichnyh sferychnyh ruhiv u prostоровyh systemah pryvodiv iz shlangovymu pnevmodygunamy / Visnyk NTUU «Kyiv's'kyj politehnichnyj instytut», serija Mashynobuduvannja. – № 2 (68). – Kyiv, 2013. – S.139-147.

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЯ НИЗКОЧАСТОТНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ МЕХАНИЗМОВ С СИТЕМОЙ ПРИВОДОВ В ВИДЕ ШЛАНГОВЫХ ПНЕВМОДВИГАТЕЛЕЙ (ПНЕВМОМУСКУЛОВ)

Аннотация. Низкочастотные вибрационные механизмы с рабочими частотами до 1 Гц эффективно применяются для выполнения ряда технологических операций. Разработанные низкочастотные вибрационные механизмы имеют исполнительный орган в виде платформы, которая перемещается по плоской или сферической поверхности с помощью приводов размещенных радиально относительно платформы.

Проведена опытно-экспериментальная проверка оборудования путем макетирования. Предложено реализовать вибрационное оборудование с приводами в виде шланговых пневмодвигателей (пневмомускулов).

С целью уточнения схемных решений проведен теоретический анализ геометрических и кинематических характеристик системы. Определена взаимосвязь перемещения платформы с изменениями длины приводов.

Определены силовые характеристики шланговых пневмодвигателей. Это осуществлено путем расчета напряженно-деформированного состояния приводов методом конечных элементов. В результате найдено зависимость усилия деформации привода от давления в полостях шланговых пневмодвигателей.

Рассмотрены динамические характеристики вибрационного оборудования. На основе численного решения уравнений сферического движения установлены особенности формирования циклических траекторий движения исполнительного органа, который перемещается по сферической поверхности. С учетом динамических свойств системы предложен ряд алгоритмов системы управления для реализации рациональных законов перемещения исполнительного органа пространственной системы приводов.

Ключевые слова: вибрационные механизмы, макеты, кинематика, шланговые пневмодвигатели-, статика, динамика, законы движения.

THE DEVELOPMENT AND THE RESEARCH OF LOW-VIBRATION MECHANISMS WITH A DRIVE SYSTEM IN THE FORM OF PNEUMATIC HOSE

Annotation. Low-vibration mechanisms with the operating frequencies up to 1 GHz are used effectively to perform a number of manufacturing operations. The developed low-vibration mechanisms have an executive body in the form of a platform that moves along the flat or spherical surface by the means of actuators located radially comparatively to the platform.

The research and experimental verification was made by prototyping the equipment. It was proposed to implement the vibrating equipment with different types of drives: pneumatic cylinders, elastically deformed bellow drives and pneumatic hose drives.

In order to clarify circuit design the theoretical analysis of geometric and kinematic characteristics of the system was made. The correlation between the platform movement and the rods lengths was defined.

The power characteristics of pneumatic hose were determined. It was done by calculating the stress-strain state of drives by the means of finite element method. As a result the effort deformation of drives depending of the pressure in the cavities of pneumatic hose was found.

The dynamic characteristics of vibrating equipment were reviewed. Based on the numerical solution of spherical movement equations the features of forming the cyclic trajectories of executive body which moves along the spherical surface were established. Taking into account the dynamic properties of the system a number of algorithms to implement the control system for the rational laws of spatial movement of the executive body of spatial drive systems were offered.

Key words: vibrating mechanism, model, kinematic, pneumatic hose drive, static, dynamic, laws of motion.