

АНАЛІЗ ВЕЛИЧИНИ ПЕРЕБІГУ ВИХІДНОГО ШТОКА ПНЕВМАТИЧНОГО БАГАТОПОЗИЦІЙНОГО ПРИВОДУ З ЦИФРОВИМ КЕРУВАННЯМ

© М. А. Новік, к.т.н., Ю. М. Кучерук,
НТУУ «КПІ», Київ, Україна

Рассмотрена структура пневматического привода с цифровым управлением. Приведена система дифференциальных уравнений, описывающих динамику пневматического цифрового привода. Получены аналитические зависимости, позволяющие определять величины перебегов выходного штока при его выходе в заданную позицию. Дан анализ динамическим характеристикам в зависимости от изменения значений величин начальных объемов разрядных полостей, эффективных площадей подводящих трубопроводов, присоединенной к штоку массы и давления подпора в штоковой полости цифрового привода.

Structure of pneumatic digital drive with digital drive has been considered. System of differential equalizations which describe dynamics of pneumatic digital drive has been resulted. Analytical dependences which allow determining the sizes of motions of initial rod on his leaving in the set position have been got.

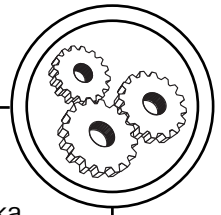
Analysis of dynamic descriptions in dependence from the change of values of sizes initial volumes of bit cavities, effective areas of bringing pipelines, weight attached to a rod and pressure of emphasis in rod cavities of a digital drive.

Постановка проблеми

В наш час задачі автоматизації технологічних процесів вирішуються шляхом втілення у виробництво робототехнічних систем та гнучких виробничих систем з комп'ютерним керуванням. В цих системах в якості виконавчих приводів в багатьох випадках застосовуються пневматичні приводи. Із всієї кількості промислових роботів та маніпуляторів пневматичними виконавчими приводами оснащено біля 50 %. При цьому в основному використовуються двопозиційні приводи, що в значній степені

знижує функціональні можливості та універсальність робототехніки і обмежується область застосування. Застосування в якості багатопозиційних виконавчих пристроїв пневматичних та гідروпневматичних цифрових приводів відкриває великі перспективи створення високопродуктивного з широкими функціональними можливостями технологічного обладнання. Але широке застосування пневматичних цифрових двигунів (ПЦД) стримується як незадовільною якістю динамічних характеристик, так і значними осьовими га-

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



баритними розмірами і дискретністю. Тому пошук нових рішень, розробка конструкцій багатопозиційних приводів з поліпшеними динамічними характеристиками, малою дискретністю і малими осьовими габаритними розмірами, їх теоретичне та експериментальне дослідження є актуальною проблемою, яка має важливе наукове і практичне значення.

Аналіз попередніх досліджень

При створенні пневматичних цифрових приводів виникають питання по розрахунку дискретності і точності позиціонування, швидкодії і надійності, унеможливлення викидів, провалів і перебігів вихідного штоку. Точності позиціонування вихідного штока пневматичних та гідравлічних цифрових приводів присвячені роботи [1—3]. Аналізу величин викидів і провалів присвячені роботи [4, 5]. В роботах [5, 6] розглянуті пневматичні і пневмогідравлічні цифрові приводи з направляючими і гальмівними пристроями. Але в цих роботах не надається належної уваги дослідженню і аналізу динаміки пневматичних цифрових приводів як від зміни величини ефективних площ живлячих трубопроводів і початкових («мертвих») об'ємів розрядних камер, так і від зміни величин тиску в штоковій камері і приєднаній до вихідного штоку маси. В той час як оптимальний підбір зазначених параметрів дає можливість при високій швидкодії зменшити співудари розрядних поршнів, коливальний процес і перебіги вихідного штоку цифрового приводу.

Мета роботи

Метою роботи є розробка математичної моделі пневматичного цифрового приводу (ПЦП) без гальмівних пристроїв. Визначення величин перебігів вихідного штоку при його виході в задану позицію. Аналіз динамічних характеристик в залежності від зміни значень його основних параметрів: початкового («мертвого») об'єму розрядних камер, приєднаній до вихідного штоку, маси, величини ефективної площі живлячих розрядні камери трубопроводів і тиску у штоковій камері.

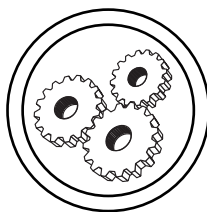
Результати проведених досліджень

На рис. 1 показана схема пневматичного цифрового приводу (ПЦП). Привод складається із циліндра 6, в якому послідовно розміщені розрядні поршні 1, 2, 3 і 4 з ходами: X, 2X, 4X і 8X.

Розрядні поршні утворюють розрядні камери I, II, III, IV і штокову камеру V. З поршнем 4 з'єднаний вихідний шток 5, до якого кріпиться змінна маса m_4 . Поршень молодшого розряду 1 обмежувачем сполучений з задньою кришкою 7. В штокову камеру V постійно підводиться через редуційний клапан РК тиск живлення $p_{ж}$. В цю ж камеру підключений підпірний клапан ПК. Ефективна площа поршня 4 зі сторони штока 5 дорівнює

$$F_5 = \frac{1}{2} \cdot F_4$$

Принцип дії пневматичного цифрового приводу полягає в наступному. У вихідному положенні тиск живлення $p_{ж}$ через



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

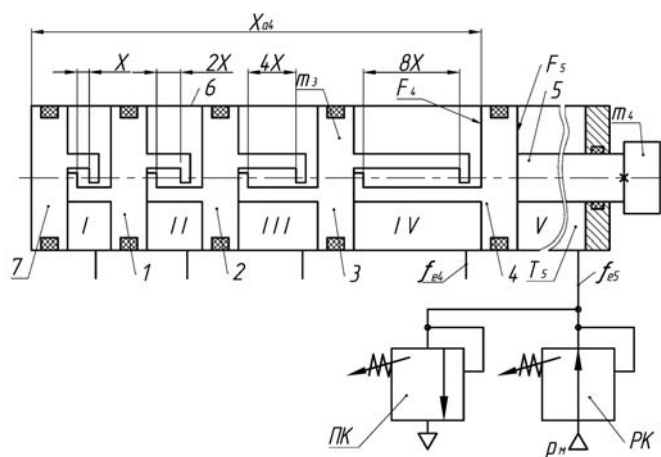


Рис. 1. Розрахункова схема пневматичного цифрового приводу

редукційний клапан РК підводиться до камери V. Під дією цього тиску всі поршні займають ліве (по кресленню) положення. При подачі тиску живлення, наприклад, в розрядну камеру I поршень 1 переміститься вправо на величину X , внаслідок чого і шток 5 теж переміститься на величину X . При подачі тиску живлення в камеру II вихідний шток переміститься вправо на величину $2X$. При одночасній подачі тиску в камери I і II вихідний шток 5 переміститься вправо на сумарну величину переміщень поршнів 1 і 2, тобто на величину $X + 2X = 3X$. При одночасній подачі тиску живлення в камери I, II, III і IV вихідний шток 5 переміститься вправо на величину $X + 2X + 4X + 8X = 15X$. Таким чином кожній комбінації керуючих сигналів відповідає величина переміщення вихідного штока. Кількість позицій вихідного штоку $N = 2^n$, де n — кількість розрядів (поршнів) цифрового приводу. Максимальна величина переміщення вихідного штока:

$$X_{\max} = (2^n - 1) \cdot X,$$

де X — дискретність цифрового приводу (величина максимального переміщення поршня молодшого розряду).

Величини переміщення розрядних поршнів визначаються по формулі:

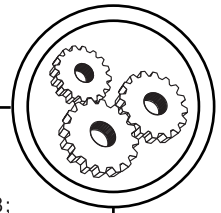
$$X_i = X \cdot 2^{i-1},$$

де i — порядковий номер розрядного поршня.

Вибір обґрунтування розрахункової схеми пневматичного цифрового приводу. В якості розрахункової схеми розглянемо чотирирозрядний пневматичний цифровий привод, схема якого показана на рис. 1.

Аналіз динаміки пневматичного цифрового приводу показує, що всі процеси, які відбуваються в керуючих розрядних камерах, ідентичні, вони описуються одними і тими ж диференціальними та алгебраїчними рівняннями і відрізняються тільки значеннями деяких параметрів. По цій причині дослідження динаміки і її особливостей доціль-

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



но проводити на поршні старшого розряду, так як він визначає вихідні характеристики приводу в цілому.

При аналізі динаміки пневматичного цифрового приводу приймаємо такі допущення. Термодинамічні процеси вважаємо квазістаціонарними, які проходять при сталих режимах течії. Крім того вважаємо, що процес адіабатний, тобто $k = 1,4$. Час перемикання розподільників приймаємо рівним нулю. Приймавши такі допущення система диференціальних рівнянь, що описує динаміку поршня старшого розряду має такий вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{dp_4}{dt} &= \frac{k}{x_{a4}} \left[c_1 \cdot f_{e4} \cdot \varphi \left(\frac{p_4}{p_M} \right) - p_4 \cdot V_{a4} \right]; \\ \frac{dp_5}{dt} &= \frac{k \cdot p_5}{c_3 - x_{a4}} \left[-c_4 \cdot f_{e5} \cdot \varphi \left(\frac{p_5}{p_{5B}} \right) \sqrt{T_5} + V_{a4} \right]; \\ \frac{dT_4}{dt} &= \frac{T_4 \cdot V_{a4}}{x_{a4}} + \frac{dp_4 \cdot T_4}{dt \cdot p_4} \cdot c_2 \cdot f_{e4} \cdot T_4^2 \cdot \frac{\varphi \left(\frac{p_4}{p_M} \right)}{p_4 \cdot X_{a4}}; \\ \frac{dT_5}{dt} &= \frac{T_5}{c_3 - X_{a4}} \times \\ &\times [-V_{a4} + (c_3 - X_{a4}) \cdot \frac{dp_5}{dt} \cdot \frac{1}{p_5} + c_4 \cdot f_{e5} \cdot \sqrt{T_5} \cdot \varphi \left(\frac{p_5}{p_{5B}} \right)]; \\ \frac{dV_{a4}}{dt} &= \left[\frac{(p_4 - K_n \cdot p_5)}{F_4 - P_{T4} \pm P} \right] / m_4, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\text{де } c_1 = \frac{p_M \cdot K \sqrt{R \cdot T_M}}{F_4};$$

$$c_2 = p_M \frac{K \sqrt{R T_M}}{F_4 \cdot T_M}; \quad K_n = \frac{F_5}{F_4};$$

$$c_3 = X_{04} + S_4 + X_{05}; \quad c_4 = \frac{K \cdot \sqrt{R}}{F_5};$$

$$\varphi \left(\frac{p_4}{p_M} \right) = \varphi_* \left(\frac{p_4}{p_M} \right) \quad \text{при } 0 \leq \frac{p_4}{p_M} < 0,528;$$

$$\varphi \left(\frac{p_4}{p_M} \right) = \begin{bmatrix} \left(\frac{p_4}{p_M} \right)^{1,42857} \\ - \\ \left(\frac{p_4}{p_M} \right)^{1,714286} \end{bmatrix} \quad \text{при}$$

$$0,528 \leq \frac{p_4}{p_M} < 1; \quad k \text{ — показник адіа-}$$

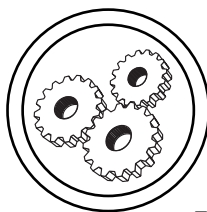
бати; p_4 і p_5 — відповідно тиск у камерах IV і V; p_M — тиск магістральний, f_{e4} і f_{e5} — ефективні площі трубопроводів камер IV і V; V_{a4} — абсолютна швидкість поршня 4; p_{5B} — тиск вихлопу із камери V; T_4 і T_5 — абсолютні температури в камерах IV і V; X_{a4} — абсолютна координата поршня 4; F_4 і F_5 — площа поршня 4 і площа поршня зі сторони камери V; m_4 — маса поршня 4; R —

газова стала; $K = \sqrt{\frac{2gk}{k-1}}$ — коефіцієнт; g — прискорення земного тяжіння; P — навантаження; P_{T4} — сила тертя поршня 4.

Дослідження роботи пневматичних цифрових приводів без гальмуючих пристроїв дозволили встановити, що при постановці на упори розрядних поршнів в русі вихідного штоку спостерігаються перебіги, величини яких при прямому русі можуть бути визначені по залежностям:

1. Для випадку, коли тиск живлення підводиться в одну із камер молодших розрядів, наприклад, в робочу камеру III (рис. 1.)

$$l_4 = \frac{m_4 \cdot V_{a4}^2}{\begin{bmatrix} p_a (F_4 - F_5) + \\ 2 + p_5 \cdot F_5 - p_4 \cdot \\ F_4 + P_{T4} \end{bmatrix}}, \quad (2)$$



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

де V_{a4} — швидкість руху поршня 4; m_4 — маса поршня 4.

2. Для випадку, коли тиск живлення підводиться тільки в камеру IV поршня старшого розряду величину перебігу можна визначити за формулою:

$$l_{34} = \frac{\left(m_4 + \sum_{i=1}^{i=n-1} m_i \right) V_{a4nc}^2}{2 \left[p_a (F_4 - F_5) + p_5 F_5 - p_i F_i + \sum_{i=1}^{i=n} P_{T,i} \right]}, \quad (3)$$

де V_{a4nc} — швидкість руху

поршня 4 після співудару; $\sum_{i=1}^{i=n-1} m_i$

— сумарна маса, що приєднана до поршня 4 після співудару;

$\sum_{i=1}^{i=n} P_{T,i}$ — сумарна сила тертя

поршнів після співудару, які рухаються як одне тверде тіло; p_i — тиск в камері, з'єднаною з атмосферою і найбільш близько розташованою до поршня старшого розряду. Швидкість руху поршнів після співударяння можна приблизно визначити за формулою

$$V_{a4nc} = \frac{m_4 \cdot V_{a4}}{m_4 + \sum_{i=1}^{i=n-1} m_i}, \quad (4)$$

Залежності (2) і (3) забезпечують високу точність розрахунку величин перебігу у випадку, коли тиски повітря p_i , p_5 , p_4 і сила тертя в процесі руху залишаються сталими або змінюються на незначну величину.

Аналіз залежностей (2) і (3) показує, що величини перебігу пропорційні квадрату швидкості

та масі і зворотно пропорційні тиску живлення в штоковій камері і силам тертя.

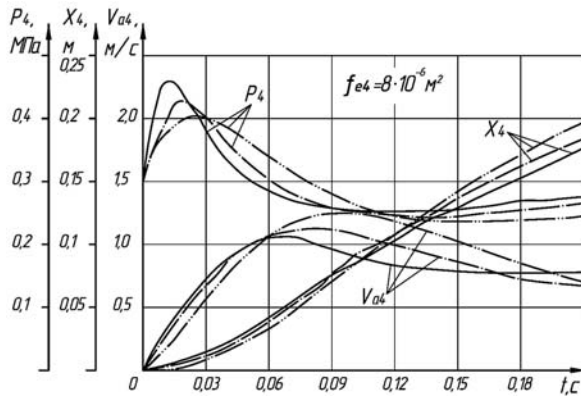
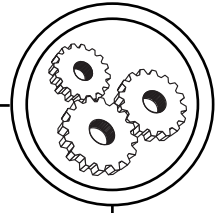
Приєднана маса до поршня 4 і сили тертя в процесі роботи приводу часто лишаються незмінними, тому швидкість руху можна змінювати за рахунок зміни тиску живлення і підпору, а також початковими об'ємами камер і величинами ефективних площ живлячих трубопроводів.

Для аналізу впливу на динамічні характеристики цифрового приводу величин початкових об'ємів розрядних камер, величин ефективних площ живлячих трубопроводів, тиску живлення, приєднаної маси і сил тертя розроблена програма розрахунку системи диференціальних рівнянь (1).

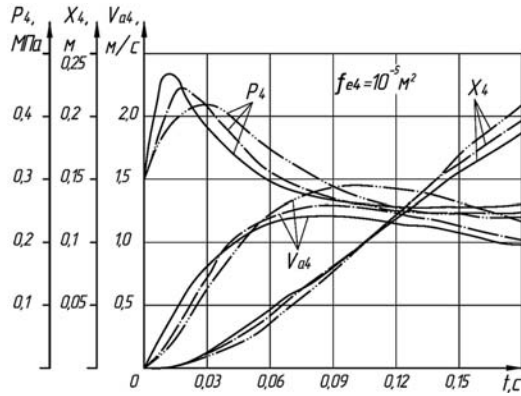
На рис. 2, а-в приведені результати розрахунку пневматичного цифрового приводу. В процесі розрахунку змінювалась величина ефективної площі живлячого трубопроводу f_{e4} і величина початкового об'єму X_{04} камери IV старшого розряду. При цьому приєднана маса дорівнювала $m_n = 5$ кг, тиск живлення $p_{ж} = 0,5$ МПа, тиск в штоковій камері $p_5 = 0,328$ МПа, сила тертя $P_{T4} = 78,48$ Н, величина переміщення поршня старшого розряду дорівнює $0,128$ м.

Аналіз результатів розрахунку дає можливість зробити такі висновки, що із збільшенням початкового («мертвого») об'єму в 4 рази швидкість руху поршня 4 в кінці переміщення на величину $0,128$ м збільшується в 1,387 рази для $f_{e4} = 8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; у 1,212 рази для $f_{e4} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ і в 1,14 рази для $f_{e4} = 12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. Таким чином для менших вели-

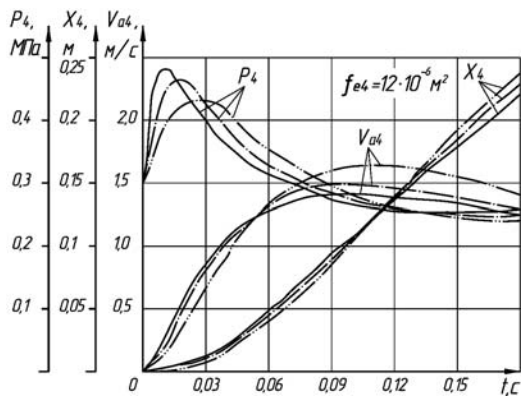
МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



а



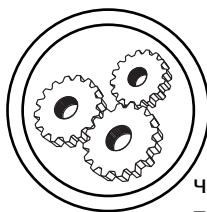
б



в

Рис. 2. Графіки залежності параметрів руху від величин початкового об'єму камери IV: а - $X_{04} = 0,0256$ м; б - $X_{04} = 0,512$ м;

в - $X_{04} = 0,1024$ м.



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

чин f_{e4} зміна початкового («мертвого») об'єму призводить до значної зміни швидкості руху в кінці переміщення. Із збільшення величини f_{e4} степінь впливу початкового об'єму камери на швидкість руху зменшується.

Час руху на величину $x_4 = 0,128$ м для розглянутого випадку зміни початкового об'єму зменшується у 1,087 рази для $f_{e4} = 8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, в 1,024 рази для $f_{e4} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ і у 1,027 рази для $f_{e4} = 12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. Несуттєвість залежності часу руху можна пояснити тим, що із зменшенням початкового об'єму камери на ділянці від 0 до 0,075 м швидкість інтенсивно збільшується, а потім інтенсивно зменшується. Така залежність швидкості руху від величини початкового об'єму дозволяє значно зменшити швидкість в кінці переміщення не понижаючи швидкості приводу. Суттєве змен-

шення швидкості в кінці руху поршня 4 обумовлює зменшення удару і величини перебігу вихідного штока.

На рис. 3 приведена комп'ютерна осцилограма (графік) залежності параметрів руху приводу від величини підпора тиску в штоковій камері. При цьому початковий тиск в штоковій камері дорівнював 0,328 МПа.

Аналіз впливу величини тиску підпора на швидкість руху поршня 4 показує, що зі зміною тиску з 0,35 МПа до 0,49 МПа час руху поршня 4 на величину 0,128 збільшується на 0,025 с, а швидкість руху в кінці переміщення зменшується з 1,64 м/с до 0,95 м/с. Таким чином змінюючи величину тиску підпора можна отримати задану швидкість руху поршня в кінці переміщення.

Вплив приєднаної до поршня 4 маси розглянемо використав-

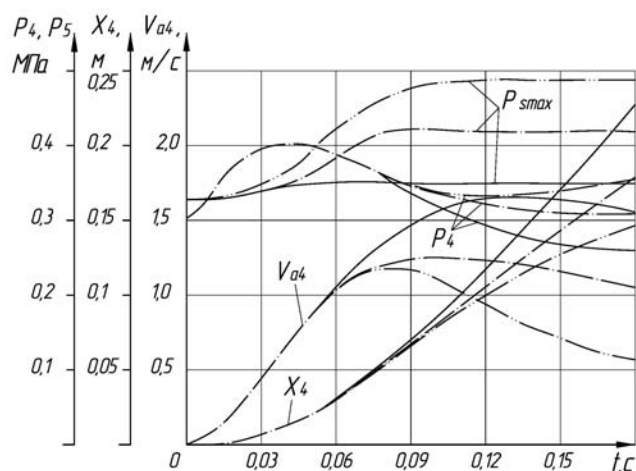
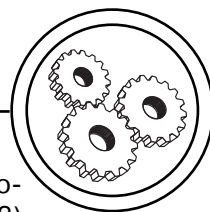


Рис. 3. Графік залежності параметрів руху приводу від величини тиску підпора в штоковій камері: — $p_5 = 0,35$ МПа; - - - $p_5 = 0,42$ МПа; - · - · $p_5 = 0,49$ МПа.

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



ши комп'ютерну осцилограму перехідного процесу, яка показана на рис. 4.

Із проведеної осцилограми на рис. 4 випливає, що із збільшенням маси зменшується час виходу на сталу швидкість і амплітуда коливання. Час руху на величину 0,1 м зі зміною маси від 20 кг до 2,5 кг зменшується з 0,185 до 0,112 с, тобто підвищується швидкодія приводу.

При цьому зменшення маси обумовлює збільшення амплітуди і частоти коливання тиску.

Із приведеного аналізу випливає, що для створення пневматичного цифрового приводу з заданими динамічними характеристиками необхідно врахувати їх залежність від багатьох параметрів приводу. Обґрунтований підбір яких сприяє зменшенню швидкості в кінці ходу і підвищенню швидкодії приводу в цілому.

Отримані теоретичним розрахунком величини швидкості і

тиску в штоковій камері дозволяють по залежностям (2) і (3) визначати величини перебігів вихідного штока.

Величина перебігу поршнів 3 і 4 після їх замикання може бути визначена по залежності (3), підставивши в неї значення параметрів приводу в кінці переміщення на величину 0,128 м. По результатам розрахунку, приведених на рис. 3, побудований графік залежності (рис. 5) величин перебігу від тиску підпора в штоковій камері. При цьому маси поршнів 3 і 4, відповідно дорівнювали: $m_3 = 0,75$ кг; $m_4 = 5$ кг; сили тертя $P_{T3} = 49$ Н; $P_{T4} = 78,48$ Н.

На рис. 5 пунктирною лінією показана залежність перебігу без врахування співударання поршнів 3 і 4.

Із аналізу співударання поршнів встановлено, що

$$l_{34} = \frac{m_4}{m_3 + m_4} \cdot l_4 \quad (5)$$

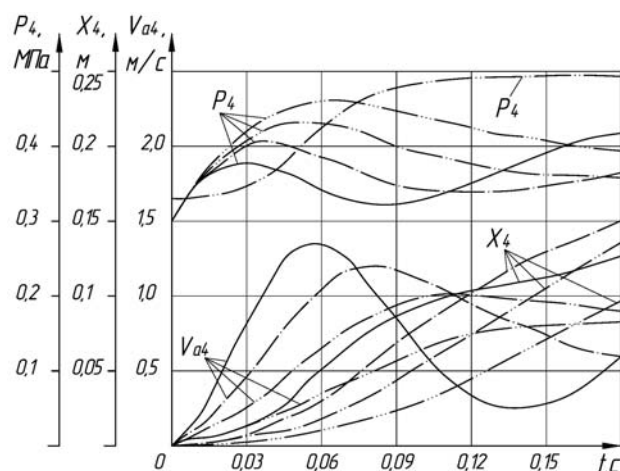
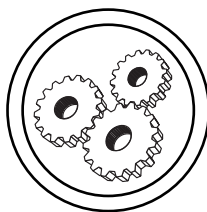


Рис. 4. Графік залежності параметрів руху приводу від приєднаної до штоку маси: — $m_4 = 2,5$ кг; --- $m_4 = 5$ кг; - · - · $m_4 = 10$ кг, · · · · $m_4 = 20$ кг.



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

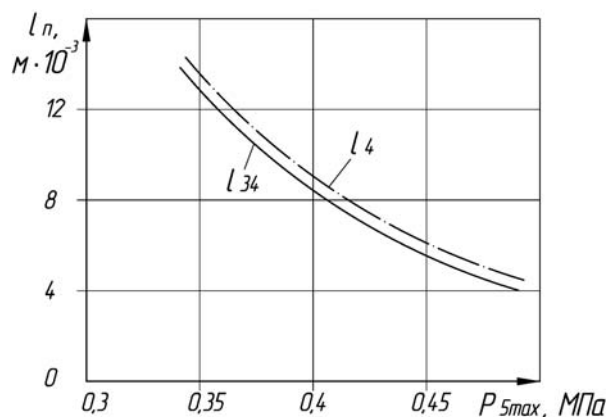


Рис. 5. Графік залежності величин перебігу штока від тиску підпора

де l_4 — перебіг вихідного штока без врахування співударяння.

Із залежності (5) випливає, що при великій масі приєднаної до вихідного штока і малій масі поршня 3 співударянням поршнів можна знехтувати.

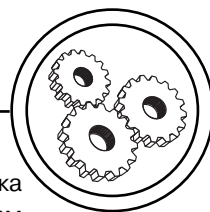
Висновки

Таким чином запропонована математична модель дає можливість на стадії проектування пневматичних цифрових приводів визначити динамічні характеристики і їх залежність від різноманітних параметрів. Показано, що в процесі роботи приводу виникають співударяння розрядних поршнів і перебіги вихідного штока, що знижує його надійність, довговічність і область застосування. Показано,

що перебіги вихідного штока можна значно зменшити за рахунок оптимального підбору параметрів приводу і забезпечити його автоматичне гальмування в кінці переміщення. В пневматичних цифрових приводах режими автогальмування практично неможливо забезпечити для всіх варіантів вмикання-перемикання розрядних камер так як при цьому змінюються сили тертя, маса рухомих поршнів, початкові об'єми та величини ефективних площ живлячих трубопроводів. Тому для забезпечення безударної зупинки поршнів і для запобігання виникнення перебігів в русі вихідного штока в структуру пневматичного цифрового приводу необхідно включати внутрішні або зовнішні гальмуючі пристрої.

1. Марочкина И. А. К вопросу исследования точности цифрового пневмопривода / И. А. Марочкина // Динамика и точность функционирования тепломеханических систем. — 1972. — № 2. — С. 235—245. 2. Новик Н. А. Статический расчет цифрового привода / Н. А. Новик, В. А. Федорец // Технология и автоматизация машиностроения. — 1978. — Вып. 22. — С. 76—81. 3. М. А. Новік. Аналіз точності позиціонування цифрових приводів / М. А. Новік // Вестник национального технического университета Украины «КПИ». Машиностроение. — К. : НТУУ «КПИ», 2008. — № 54. — С. 124—130.

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



4. Новік М. А. Аналіз незапрограмованих переміщень вихідного штока пневматичного цифрового приводу з гідравлічним запираючим пристроєм / М. А. Новік, Ю. М. Кучерук // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету ім. Михайла Остроградського. — 2008. — Вип. 2(49). — Частина 2. — С. 107—109. 5. М. А. Новік. Синтез структури багато-позиційного пневматичного приводу з цифровим керуванням / М. А. Новік // Вестник национального технического университета Украины «КПИ». — Машиностроение. — К. : НТУУ «КПИ», 2009. — № 55. — С. 6—13. 6. Пат. України № 32252. МПК F15B11/00. Цифровий гідравлічний привод / Новік М. А.; заявник і патентовласник НТУУ «КПИ». № U200714828. — заявл. 26.12.2007; опубл. 12.05.2008. — Бюл. № 9.

Рецензент — А. В. Узунов,
доцент, НТУУ «КПИ»

Надійшла до редакції 15.03.10