

## ОСОБЛИВОСТІ МАТЕМАТИЧНОГО ОПИСУ РОБОТИ МАЛОГАБАРИТНОГО ПНЕВМАТИЧЕСКОГО КЛАПАНА З ДВОХПОЗИЦІЙНИМ ПОЛЯРИЗОВАНИМ ЕЛЕКТРО-МАГНІТНИМ ПРИВОДОМ І БУФЕРНОЮ ПРУЖИНОЮ

## PECULIARITIES OF THE MATHEMATICAL DESCRIPTION OF COMPACTSIZED PNEUMATIC ELECTROMAGNETIC VALVE WITH TWOPOSITIONED POLARIZED ELECTROMAGNETIC DRIVE AND BUFFER SPRING

Наведено математичну модель роботи малогабаритного пневматичного клапана з двохопозиційним електромагнітним приводом і буферною пружиною. Визначено його переваги та недоліки. Враховано особливості математичного опису роботи клапана для режимів відкриття і закриття. Дано рекомендації щодо використання розробленої математичної моделі для визначення ударних навантажень на елементи клапана у перехідних процесах його відкриття і закриття.

Ключові слова: пневматичний клапан, електромагнітний привод, математична модель, буферна пружина, закриття, відкриття, ударні навантаження.

### Вступ

У виробках авіаційної і ракетнокосмічної техніки широке застосування отримали малогабаритні пневматичні клапани з електромагнітним приводом [1, 2, 3, 4].

Серед різних типів пневматичних електромагнітних клапанів на особливу увагу заслуговують клапани з двохопозиційним поляризованим електромагнітним приводом, які відрізняються високою швидкодією та споживають найменшу серед інших типів клапанів кількість електричної енергії, що обумовило їх широке використання в космічній техніці, в тому числі в системах орієнтації і стабілізації руху космічних літальних апаратів, в системах керування двигунами малої тяги, в системах енергозабезпечення тощо [5].

Отже висока швидкодія (процес відкриття чи закриття клапана зазвичай не перевищує 0,1–0,2 с) обумовлює ударний характер взаємодії елементів рухомої частини електромагнітного привода клапана із сідлом, а також верхнім і нижнім стопами, що призводить до великих динамічних навантажень на елементи клапана в процесі експлуатації і суттєво знижує його ресурсні можливості.

Рішення питань оптимізації параметрів і визначення характеристик таких клапанів на стадії проектування і дослідного відпрацювання вимагає попереднього моделювання роботи клапанів в складі основного виробу. Тому розробка адекватної математичної моделі роботи клапанів цього типу в складі основного виробу є актуальною науковою задачею, вирішенню якої присвячено роботи [1, 6, 7]. Проте, не зважаючи на існуючі розробки, до теперішнього часу відсутня адекватна математична модель роботи малогабаритного пневматичного клапана з двохопозиційним поляризованим

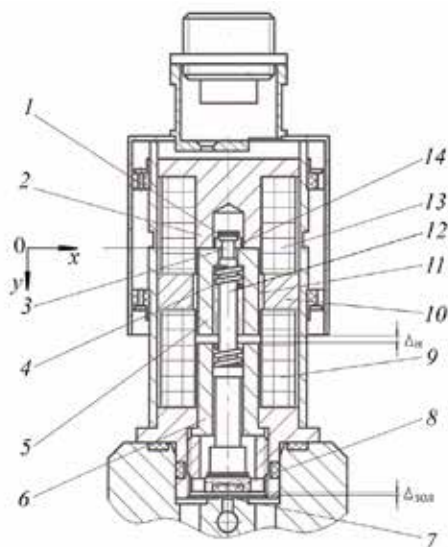
електромагнітним приводом, що має буферну пружину для забезпечення необхідного зусилля герметизації запірного вузла клапана в закритому положенні.

### Об'єкт досліджень

За об'єкт досліджень було обрано типову конструкцію малогабаритного пневматичного клапана з двохопозиційним електромагнітним приводом і буферною пружиною розробки ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування», що використовується в системах керування двигунами малої тяги космічних літальних апаратів. Конструктивну схему клапана у відкритому і закритому положеннях показано на рисунку 1.

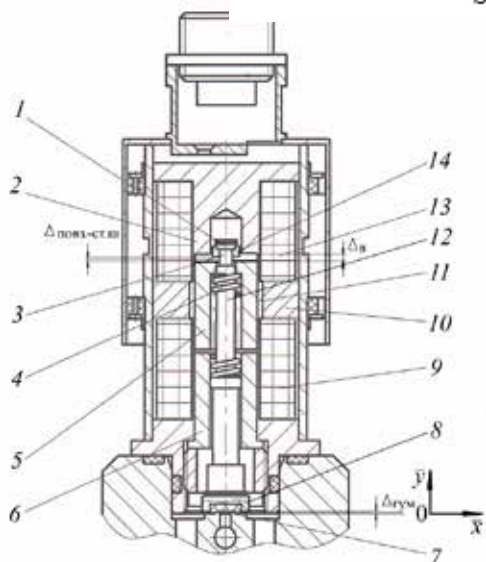
Процеси спрацьовування клапана на закриття чи відкриття мають наступні особливості.

При подачі керуючого сигналу  $U_{\text{закр}}$  на закриття клапана струм в обмотці 9 створює силу притягання у робочому зазорі між повзуном 5 і нижнім стопом 6 і послаблює магнітний потік постійного магніту 10. Під дією цих сил повзун з рухомою частиною клапана переміститься до нижнього стопа. Але, внаслідок того, що величина ходу золотника менша за величину робочого зазору, золотник сяде на сідло 7, а повзун, продовжуючи переміщення, стисне буферну пружину 4 на величину зусилля герметизації, утворивши деякий зазор зі стопорною шайбою 14. Тепер робочий зазор між повзуном і верхнім стопом збільшився, а між повзуном і нижнім стопом зменшився, магнітний потік постійного магніту перекладається до нижнього стопа, і при знятті сигналу  $U_{\text{закр}}$  рухома частина клапана утримуватиме у нижньому (закритому) положенні золотник 8 притиснутим до сідла 7.



а

$$N_{\text{ем.закр}} = 40,6 \cdot 10^{-4} \frac{\Phi_{\text{ем.закр}}^2}{S_{\text{я.закр}}}$$



б

Рисунок 1 — Конструктивна схема пневматичного клапана з двофазним полярним електромагнітним приводом: а — клапан у відкритому положенні, б — клапан у закритому положенні,

1 — головка штока, 2 — корпус електромагніту (верхній стоп), 3 — шийка штока, 4 — буферна пружина, 5 — повзун (якір), 6 — нижній стоп, 7 — сідло, 8 — золотник, 9 — обмотка закриття, 10 — постійний магніт, 11 — трубка розподільна, 12 — шток, 13 — обмотка відкриття, 14 — стопорна шайба

При подачі керуючого сигналу  $U_{\text{відкр}}$  на відкриття клапана струм в обмотці 13 створює силу притягання в робочому зазорі між повзуном 5 і верхнім стопом корпусу електромагніта 2 і послаблює магнітний потік постійного магніту 10. Під дією цих сил повзун, вдаряючи по стопорній шайбі 14, переміститься до верхнього стопа і «відірве» таким чином золотник від сідла. Через те, що

робочий зазор між повзуном і верхнім стопом зменшився, а між повзуном і нижнім стопом збільшився, магнітний потік постійного магніту перекладається до верхнього стопа, і при знятті сигналу  $U_{\text{відкр}}$  рухома частина клапана буде утримуватися у верхньому (відкритому) положенні.

### Математичний опис роботи клапана

*Клапан відкритий.* Повзун (якір) 5 знаходиться у верхньому положенні і притискається до верхнього стопа 2 силою утримання магнітного потоку постійного магніту 10 [2]

$$N_{\text{ут}} = 40,6 \cdot 10^{-4} \frac{\Phi_{\text{ут}}^2}{S_{\text{я}}} \sin^2 \alpha, \quad (1)$$

де  $N_{\text{ут}}$  — сила утримання,  $H$ ,  $\Phi_{\text{ут}}$  — магнітний потік від постійного електромагніту, що створює силу утримання,  $B\delta$ ,  $S_{\text{я}}$  — площа перетину якоря електромагніту,  $\text{см}^2$ ,  $\alpha$  — кут між віссю якоря і твірною конусу.

У нашому випадку  $\alpha = 90^\circ$  і  $\sin \alpha = 1$ , тобто

$$N_{\text{ут}} = 40,6 \cdot 10^{-4} \frac{\Phi_{\text{ут}}^2}{S_{\text{я}}}. \quad (1, a)$$

*Буферна пружина 4 повністю розтиснута.* Зазор між повзуном 5 і нижнім стопом  $\Delta_{\text{н}}$  більший за відстань між золотником і сідлом клапана  $\Delta_{\text{зол}}$  ( $\Delta_{\text{н}} > \Delta_{\text{зол}}$ ).

На шток із золотником клапана діє перепад тиску  $\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вих}}$ , де  $p_{\text{вх}}$ ,  $p_{\text{вих}}$  — відповідно тиск робочого середовища на вході і на виході запірного вузла клапана, який створює силу  $N_{\text{роб.сер}}$ , що допомагає постійному магніту 10 притискати шток до верхнього стопа.

*Процес закриття клапана.* При подачі на обмотку закриття 9 сигналу керування  $U_{\text{закр}}$  на закриття клапана струм в обмотці 9 створює силу притягання у робочому зазорі між повзуном 5 і нижнім стопом 6

$$N_{\text{ем.закр}} = 40,6 \cdot 10^{-4} \frac{\Phi_{\text{ем.закр}}^2}{S_{\text{я.закр}}}, \quad (2)$$

де  $\Phi_{\text{ем.закр}}$  — магнітний потік від обмотки закриття,  $S_{\text{я.закр}}$  — площа перетину якоря електромагніта.

Величина  $\Phi_{\text{ем.закр}}$  визначається рівнянням балансу напруг у електричному колі обмотки електромагніта

$$\frac{d\Phi_{\text{ем.закр}}}{dt} = \frac{U_{\text{закр}}}{W_{\text{закр}} \left( 1 + \frac{R_{1\text{закр}}}{R_{2\text{закр}} W_{\text{закр}}^2} \right)} - \frac{R_1 \Phi_{\text{ем.закр}}}{G_{\text{загал}} W_{\text{закр}} \left( 1 + \frac{R_1 \text{закр}}{R_2 \text{закр}} W_{\text{закр}}^2 \right)}, \quad (3)$$

де  $W_{\text{закр}}$  — кількість витків в обмотці закриття,  $R_{1\text{закр}}$  — опір обмотки закриття,  $R_{2\text{закр}}$  — опір вихровим струмам сердечника електромагніту,  $R_{\text{загал}}$  — загальна провідність магнітопровода відносно робочого зазору.

Опір вихровим струмам сердечника електромагніту визначається як

$$R_{2 \text{ закр}} = 4\pi q / l_{\text{мп.закр}}, \quad (4)$$

де  $q$  — питомий опір електроструму сталі магнітопроводу,  $l_{\text{мп.закр}}$  — довжина шляху магнітного потоку в магнітопроводі.

Сила  $N_{\text{ем.закр}}$ , долаючи зусилля утримання  $N_{\text{ут}}$  і протидію робочого середовища  $N_{\text{роб.сер}}$ , переміщує рухома систему електромагнітного привода клапана у напрямку до нижнього стопа 6 і сідла клапана 7. При цьому як одне ціле переміщується повзун (якір) 5, шток із золотником 8 і буферна пружина 4, тобто  $y_{\text{шт}} = y_{\text{повз}}$ ,  $\frac{dy_{\text{повз}}}{dt} = \frac{dy_{\text{шт}}}{dt}$ ,  $\frac{d^2 y_{\text{повз}}}{dt^2} = \frac{d^2 y_{\text{шт}}}{dt^2}$ .

Це переміщення описуватиметься диференціальним рівнянням вигляду

$$m^{\text{PC}} \frac{d^2 y_{\text{шт}}}{dt^2} = N_{\text{ем.закр}} - N_{\text{ут}} - N_{\text{роб.сер}} - N_{\text{тер}}^{\Sigma} \quad (5)$$

за умови, що  $y_{\text{шт}} = y_{\text{повз}}$ ,  $\frac{dy_{\text{повз}}}{dt} = \frac{dy_{\text{шт}}}{dt}$ ,  $\frac{d^2 y_{\text{повз}}}{dt^2} = \frac{d^2 y_{\text{шт}}}{dt^2}$  та  $|y_{\text{шт}}| \leq \Delta_{\text{зоп}}$ ,

де  $m^{\text{PC}}$  — маса рухомої частини електромагнітного привода клапана,  $y_{\text{шт}}$  — переміщення штока, яке на цьому відрізку однакове з переміщенням повзуна (якоря)  $y_{\text{повз}}$ ,  $N_{\text{тер}}^{\Sigma}$  — сумарне тертя при переміщенні рухомої частини електромагнітного привода клапана, яке складається з тертя між повзуном (якорем) 5 і розподільною трубкою 11  $N_{\text{тер.повз}}^{\text{розд.труб}}$ , тертя між штоком і нижнім стопом 6  $N_{\text{тер.шт}}^{\text{н.стоп}}$  та тертя між буферною пружиною 4 і нижнім стопом  $N_{\text{тер.пруж}}^{\text{н.стоп}}$ .

Внаслідок того, що величина зазору між золотником і сідлом клапана  $\Delta_{\text{зол}}$  менша за величину робочого зазору  $\Delta_{\text{н}}$ , після обирання зазору  $\Delta_{\text{зол}}$  золотник сяде на сідло 7, а повзун (якір) 5, продовжуючи переміщення, стисне буферну пружину 4 на величину зусилля герметизації, утворивши деякий зазор зі стопорною шайбою 14. При цьому, оскільки зазор між повзуном та верхнім стопом  $\Delta_{\text{т}}$  став більше зазору між повзуном і нижнім стопом  $\Delta_{\text{н}}$ , то магнітний потік постійного магніту перекладається до нижнього стопа, а сила утримання  $N_{\text{ут}}$  змінить свій напрямок і притягуватиме шток із золотником до сідла.

Переміщення повзуна на цій ділянці описуватиметься рівнянням вигляду

$$m^{\text{пр}} \frac{d^2 y_{\text{повз}}}{dt^2} = N_{\text{ем.закр}} + N_{\text{ут}} - N_{\text{пруж}}^{\Sigma} - N_{\text{тер.повз}}^{\text{розд.труб}} \quad (6)$$

при  $\Delta_{\text{зол}} \leq y_{\text{повз}} \leq \Delta_{\text{н}}$ ,

де  $m^{\text{пр}} = m_{\text{повз}} + \frac{1}{3} m_{\text{пруж}}$  — зведена маса повзуна, що

складається з маси повзуна  $m_{\text{повз}}$  і одної третини маси буферної пружини  $\frac{1}{3} m_{\text{пруж}}$ ,  $N_{\text{пруж}}^{\Sigma}$  — реакція протидії буферної пружини на стиснення, прикладена до повзуна, дорівнюватиме

$$N_{\text{пруж}}^{\Sigma} = N_{\text{пруж}} + N_{\text{гум.зол}} + N_{\text{тер}}^{\Sigma} + N_{\text{роб.сер}}, \quad (7)$$

де  $N_{\text{пруж}}$  — сила стисненої пружини,  $N_{\text{гум}}$  — сила від деформації гуми золотника,  $N_{\text{роб.сер}}$  — сила дії перепаду тиску робочого середовища на золотник клапана,  $N_{\text{тер}}^{\Sigma}$  — сумарна сила тертя при стисненні буферної пружини та деформації гуми золотника, яка складається з силою тертя між буферною пружиною і штоком  $N_{\text{тер.пруж}}^{\text{шт}}$ , силою тертя між буферною пружиною і повзуном  $N_{\text{тер.повз}}$ , силою тертя між буферною пружиною і нижнім стопом  $N_{\text{тер.пруж}}^{\text{н.стоп}}$ , а також силою тертя у матеріалі гумової прокладки упродовж її деформації (стиснення)  $N_{\text{тер.гум}}$ .

При цьому буферну пружину будемо вважати ідеальною пружиною, в якій відсутнє тертя в матеріалі пружини при її стисненні, а силою тертя між штоком і нижнім стопом  $N_{\text{тер.шт}}^{\text{н.стоп}}$  будемо нехтувати або враховувати при визначенні величини сили тертя між буферною пружиною і нижнім стопом  $N_{\text{тер.пруж}}^{\text{н.стоп}}$ .

Сила стисненої пружини дорівнюватиме:

$$N_{\text{пруж}} = C_{\text{пруж}} \Delta_{\text{пруж}}, \quad (8)$$

де  $C_{\text{пруж}}$  — жорсткість пружини,  $\Delta_{\text{пруж}}$  — величина переміщення (стиснення) пружини.

Величина реакції гуми золотника на стиснення визначиться як

$$N_{\text{гум}} = C_{\text{гум}} \Delta_{\text{гум}}, \quad (9)$$

де  $C_{\text{гум}}$  — жорсткість гуми на стискання,  $\Delta_{\text{гум}}$  — величина вдавлювання сідла клапана в гуму золотника.

При цьому матимуть місце подальше невелике переміщення штока 14 на величину вдавлювання сідла 7 у гуму золотника 8:

$$y_{\text{шт}} = \Delta_{\text{зол}} + \Delta_{\text{гум}}(t), \quad (10)$$

де  $\Delta_{\text{гум}}(t)$  — величина вдавлювання сідла 7 у гуму золотника 8 у функції часу.

У першому наближенні величина  $\Delta_{\text{гум}}(t)$  визначатиметься з рівняння сил

$$C_{\text{гум}} \Delta_{\text{гум}}(t) = N_{\text{пруж}}(t) = C_{\text{пруж}} \Delta_{\text{пруж}}(t). \quad (11)$$

Для визначення величини стиснення буферної пружини  $\Delta_{\text{пруж}}(t)$  та величини вдавлювання сідла клапана в гуму золотника  $\Delta_{\text{гум}}(t)$  будемо розглядати гумову вставку золотника як пружину із жорсткістю  $C_{\text{гум}}$ .

Введемо поняття сумарної жорсткості  $C_{\text{пруж}}^{\Sigma}$  системи «буферна пружина — гумова вставка золотника», яка визначиться з рівняння

$$\frac{1}{C_{\text{пруж}}^{\Sigma}} = \frac{1}{C_{\text{пруж}}} + \frac{1}{C_{\text{гум}}}. \quad (12)$$

Після перетворень маємо

$$C_{\text{пруж}}^{\Sigma} = \frac{C_{\text{пруж}} C_{\text{гум}}}{C_{\text{пруж}} + C_{\text{гум}}} = C_{\text{пруж}} \left( \frac{1}{1 + C_{\text{пр}} / C_{\text{гум}}} \right). \quad (13)$$

Сума величини стискання буферної пружини  $\Delta_{\text{пруж}}(t)$  і величини вдавлювання гуми золотника у сідло  $\Delta_{\text{гум}}(t)$  пов'язуватиметься з величиною переміщення повзуна 6 після обрання зазору  $\Delta_{\text{зол}}$  співвідношенням

$$\Delta_{\text{пруж}}(t) + \Delta_{\text{гум}}(t) = y_{\text{повз}}(t) - \Delta_{\text{зол}} \quad (14)$$

за умови  $\Delta_{\text{повз}}(t) > \Delta_{\text{зол}}$

Наприкінці процесу закриття клапана шток із золотником переміститься на величину

$$y_{\text{шт}} = \Delta_{\text{зол}} + \Delta y_{\text{гум}}^* \quad (15)$$

де  $\Delta y_{\text{гум}}^* = \Delta_{\text{гум}}^*$  — додаткове переміщення штока за рахунок вдавлювання сідла в гуму золотника на величину  $\Delta_{\text{гум}}^*$  в кінці процесу закриття клапана.

При цьому повне переміщення повзуна  $y_{\text{повз}}^*$  в кінці процесу закриття клапана дорівнюватиме  $\Delta_{\text{н}}$ .

Після закінчення процесу переміщення повзуна (вибирання зазору  $\Delta_{\text{н}}$  між повзуном і нижнім стопом) при наявності напруги в обмотці закриття  $U_{\text{закр}}$  без урахування сил тертя буферна пружина буде стиснута на величину  $\Delta_{\text{пруж}}^*$ , яка дорівнюватиме

$$\Delta_{\text{пруж}}^* = \Delta_{\text{н}} - \Delta_{\text{зол}} - \Delta_{\text{гум}}^* \quad (16)$$

Величина вдавлювання сідла в гумову вставку золотника визначиться з рівняння балансу сил

$$C_{\text{гум}} \Delta_{\text{гум}} + N_{\text{роб.сер}} = N_{\text{пруж}}^* \quad (17)$$

Звідси

$$\Delta_{\text{гум}}^* = (N_{\text{пруж}}^* - N_{\text{роб.сер}}) / C_{\text{гум}} \quad (18)$$

де сила  $N_{\text{пруж}}^*$ , з якою буферна пружина притискатиме золотник клапана до сідла, створюючи силу герметизації, дорівнюватиме

$$N_{\text{пруж}}^* = C_{\text{пруж}} \Delta_{\text{пруж}}^* \quad (19)$$

При знятті з обмотки закриття напруги  $U_{\text{закр}}$  величина вдавлювання сідла в гумову вставку золотника за умови притиснення повзуна до нижнього стопа не змінюється.

При цьому остаточна величина стиснення буферної пружини після закінчення процесу закриття клапана дорівнюватиме

$$\Delta_{\text{пруж}}^* = \Delta_{\text{н}} - \Delta_{\text{зол}} - \Delta_{\text{гум}}^* \quad (20)$$

*Процес закриття клапана закінчено.* Величина сили тиску на золотник клапана в закритому положенні визначиться як

$$N_{\text{роб.сер}} = F_{\text{зол}} (p_{\text{вх}} - p_{\text{вих}}) \quad (21)$$

де  $F_{\text{зол}}$  — площа золотника, на яку діє перепад тиску робочого середовища у закритому положенні клапана,  $p_{\text{вх}}, p_{\text{вих}}$  — тиск робочого середовища на вході і на виході клапана, що знаходиться у закритому положенні.

*Клапан закритий.* Запірний вузол клапана знаходиться в закритому положенні, сідло клапана вдавнене в гумову вставку золотника на величину  $\Delta_{\text{гум}}^*$ , буферна пружина стиснена на величину  $\Delta_{\text{пруж}}^*$  і створює сили герметизації  $N_{\text{пруж}}^*$ , повзун знаходиться у нижньому положенні ( $\Delta_{\text{н}}=0$ ) і притикається до нижнього стопа силою утримання  $N_{\text{ут}}$ , яку створює магнітне поле постійного магніту. Тиск на вході клапана дорівнює  $p_{\text{вх}}$ , на виході клапана —  $p_{\text{вих}}$ . На золотник діє сила перепаду тиску робочого середовища  $N_{\text{роб.сер}} = F_{\text{зол}} (p_{\text{вх}} - p_{\text{вих}})$ .

*Процес відкриття клапана.* Для спрощення математичного опису процесу відкриття клапана змінимо напрям і нульову точку осей системи координат, вважаючи, що  $\bar{y}_{\text{повз}} = -y_{\text{повз}}$ , а величина переміщення повзуна, притиснутого до нижнього стопа в закритому становищі клапана, дорівнює нулю. Відповідно  $\bar{y}_{\text{шт}} = -y_{\text{шт}}$ , а величина переміщення штока у закритому становищі клапана, коли сідло клапана вдавнено в гуму золотника на величину  $\Delta_{\text{гум}}^*$ , теж дорівнює нулю (рисунок 1, б).

Процес відкриття клапана має два етапи:

- етап 1 — переміщення повзуна 5 від нижнього стопа до стопорної шайби 14,

- етап 2 — переміщення повзуна 5 разом зі штоком 12 до верхнього стопа.

*Етап 1.* При подачі на обмотку відкриття 13 сигналу керування  $U_{\text{відкр}}$  на відкриття клапана в обмотці виникає магнітний потік  $\Phi_{\text{ем.відкр}}$ , який створює тягове зусилля на відкриття клапана  $N_{\text{ем.відкр}}$

$$N_{\text{ем.відкр}} = 40,6 \cdot 10^{-4} \frac{\Phi_{\text{ем.відкр}}^2}{S_{\text{л.відкр}}} \quad (22)$$

$$\Phi_{\text{ем.відкр}} = \frac{A}{B} (1 - e^{-Bt}) \quad (23)$$

де  $A = \frac{U_{\text{ем.відкр}}}{W_{\text{відкр}} \left( 1 + \frac{R_1 \text{ відкр}}{R_2 \text{ відкр}} W_{\text{відкр}}^2 \right)}$ ,

$$B = \frac{R_1 \text{ відкр}}{G_{\text{загал}} W_{\text{відкр}}^2 \left( 1 + \frac{R_1 \text{ відкр}}{R_2 \text{ відкр}} W_{\text{відкр}}^2 \right)}$$

Тягове зусилля  $N_{\text{ем.відкр}}$ , створене обмоткою відкриття, змінює баланс сил, що діють на повзун 5 і запірний орган клапана в його закритому положенні.

Повзун 5 почне переміщуватися у напрямку до верхнього стопа 2, поки не пройде шлях  $\Delta_{\text{повз.ст.ш}}$  від нижнього стопа 6 до стопорної шайби 14.

Переміщення повзуна на цій ділянці описуватиметься диференціальним рівнянням

$$m_{\text{повз}} \frac{d^2 \bar{y}_{\text{повз}}}{dt^2} = N_{\text{ем.відкр}} - N_{\text{ут}} + N_{\text{пруж}}^{\Sigma} - N_{\text{тер.повз}}^{\text{розд.труб}} - N_{\text{тер.повз}}^{\text{пруж}}$$

при  $\bar{y}_{\text{повз}} \leq \Delta_{\text{повз.ст.ш}}^*$  \quad (24)

де  $\Delta_{\text{повз.ст.ш}}^*$  — конструктивний зазор між повзуном і стопорною шайбою при закритому положенні клапана.

При цьому шток клапана 12 із золотником 8 почне незначно переміщуватися доверху під дією стисненої гуми, але клапан буде залишатися закритим у межах

релаксації гуми золотника, доки виконується умова  $\bar{y}_{шт}(t) \leq \Delta_{гум}(t)$ .

На цьому етапі буферна пружина розпрямлятиметься до початкового нестисненого повзуном стану з одночасним зменшенням величини вдавлювання сідла у гуму золотника.

Величина зусилля  $N_{пруж}^{\Sigma}$ , з яким буферна пружина допомагатиме тяговому зусиллю  $N_{см.відкр}$  переміщати повзун доверху, залежатиме від переміщення повзуна  $\bar{y}(t)$

$$N_{пруж}^{\Sigma}(t) = C_{пруж}^{\Sigma} \bar{y}_{повз}(t) \quad (25)$$

На етапі 1 шток разом зі стороною шайбою переміститься доверху на величину  $\Delta_{гум}$ .

В момент удару повзуна о стопорну шайбу буферна пружина прийме своє початкове нестиснене становище, а величини  $\Delta_{пруж}$  і  $\Delta_{гум}$  дорівнюватимуть нулю.

*Етап 2.* Вдаривши по стопорній шайбі 14, повзун продовжить своє переміщення разом зі штоком 12, поки не вибере увесь зазор  $\Delta_B$  і не вдарить по верхньому стопу 2. На цьому етапі зазор між повзуном 5 і верхнім стопом 2 стане меншим, ніж зазор між повзуном і нижнім стопом 6, унаслідок чого магнітний потік постійного магніту перекладається до верхнього стопа, а сила утримання  $N_{ут}$  змінить свій напрямок і притягуватиме повзун до верхнього стопа.

Переміщення повзуна описуватиметься диференціальним рівнянням

$$m_{повз}^{\Sigma} \frac{d\bar{y}_{повз}^2}{dt^2} = N_{эл.випр} + N_{ут} - N_{розд.труб} \quad (26)$$

де  $m_{повз}^{\Sigma}$  — сумарна маса повзуна зі штоком і буферною пружиною.

Переміщення штока 12 дорівнюватиме

$$\bar{y}_{шт}(t) = \bar{y}_{повз}(t) - \Delta_{повз-шт}^* \quad (27)$$

Величина відкриття клапана  $\Delta_{кл}(t)$  дорівнюватиме переміщенню штока  $y_{шт}(t)$ :

$$\Delta_{кл}(t) = y_{шт}(t) \quad (28)$$

Процес відкриття клапана закінчиться, коли повзун досягне нижньої поверхні верхнього стопа. При цьому величина відкриття клапана дорівнюватиме  $\Delta_{зол}$ . При знятті напруги з обмотки відкриття клапан утримуватиметься у відкритому положенні силою  $N_{ут}$  постійного магніту.

На шток 12 із золотником клапана діятиме перепад тиску  $\Delta p = p_{вх} - p_{вих}$ , де  $p_{вх}$ ,  $p_{вих}$  — відповідно тиск робочого середовища на вході та на виході запірного вузла клапана, який створює силу  $N_{роб.сер}$ , яка допомагає постійному магніту 10 притискати шток до верхнього стопа.

### **Застосування математичної моделі клапана для визначення динамічних навантажень на його елементи в процесі закриття чи відкриття**

Результати проведених спеціальних ресурсних випробувань клапанів розглянутого типу свідчать, що упродовж закриття чи відкриття клапана має місце ударне контактування елементів рухомої частини електромагнітного привода клапана з його сідлом 7, а також з нижнім 6 та верхнім 2 стопами [7] (рисунк 1).

При закритті клапана (переміщенні рухомої його частини до сідла) відбувається:

- ударне циклічне контактування золотника 8 і сідла 7, що призводить до деградації макрорельєфу поверхонь ущільнення на золотнику (рисунк 2);

- ударне циклічне контактування повзуна 5 і нижнього стопа 6, що призводить до деградації торцевих поверхонь контакту деталей 5 і 6.

При відкритті клапана (переміщенні рухомої його частини від сідла) відбувається:

- ударне циклічне контактування повзуна 5 і стопорної шайби 14, що призводить до викришування внаслідок утоми торцевих поверхонь контакту і зміни відносного положення деталей 5 і 14;

- циклічне прикладання розподіленого імпульсного зусилля, нормального до площини контакту стопорної шайби 14 і головки штока 1, що призводить до зміни форми деталей 14 і 1 внаслідок накопичення однобічних пластичних деформацій, зміни взаємного положення деталей та накопичення мікропошкоджень у матеріалі шийки штока 3 (рисунк 3);

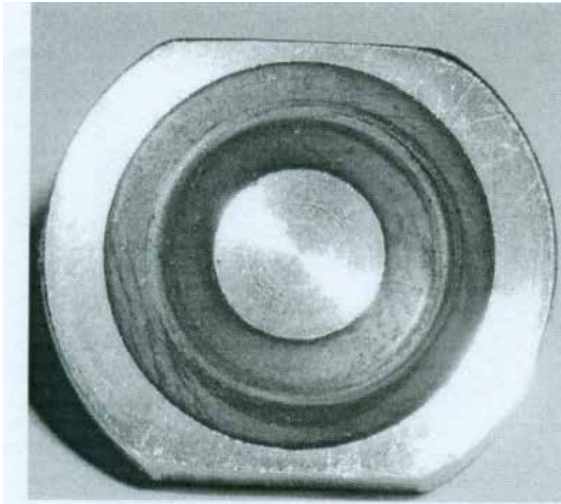
- ударне циклічне контактування повзуна 5 і верхнього стопа 2, що призводить до деградації макрорельєфу поверхонь контакту деталей 5 і 2 (рисунк 4).

Крім того, в процесі зворотнопоступального руху рухомої частини клапана має місце процес зносу циліндричних поверхонь повзуна 5 і розподільної трубки 11. Внаслідок цього відбувається поступова деградація мікрорельєфу поверхонь тертя і збільшення сил тертя.

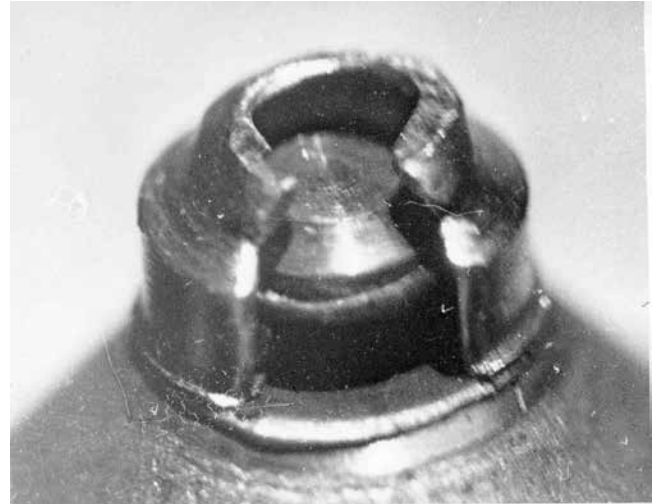
Накопичення мікродеформацій у матеріалі штока призводить після певної кількості спрацьовувань клапана до руйнування шийки штока (рисунки 3–5) і повної відмови клапана.

Проведені дослідження показали, що інтенсивність руйнування поверхонь контакту деталей клапана під час його закриття чи відкриття залежить від величини кінетичної енергії рухомих елементів клапана, яка переходить в потенціальну енергію деформації поверхонь деталей, що контракуються [8].

Для оцінки величини цієї кінетичної енергії потрібно знати швидкість переміщення повзуна 5 в моменти його контакту з стопорною шайбою 14, а також з верхнім 2 та нижнім стопом 6, яка може бути визначення шляхом чисельного рішення диференціальних рівнянь 6, 24 і 26 відповідно.



*Рисунок 2 — Канавка на гумовій поверхні*



*Рисунок 3 — Вузол кріплення штока і повзуна після виробітку ресурсу клапана*



*Рисунок 4. Пошкодження верхньої торцевої поверхні повзуна (якоря)*



*Рисунок 5 — Руїнування шийки штока від утоми*

Представлена математична модель дозволяє також визначити зусилля герметизації запірного вузла клапана і деформацію гумової вставки золотника під дією цього зусилля.

#### **Висновки**

1. Розроблену математичну модель процесів закриття і відкриття малогабаритного пневматичного клапана з двохпозиційним поляризованим електромагнітним приводом і буферною пружиною може бути рекомендовано для раціонального вибору параметрів клапана та його електромагнітного привода на етапі проектування.

2. За допомогою представленої математичної моделі може бути визначено рівень кінетичної енергії повзуна клапана, яка переходить в потенційну енергію деформації конструкційного матеріалу деталей клапана в процесі ударної взаємодії, а також визначено величину зусилля герметизації запірного вузла клапана і деформацію гумової вставки золотника під дією цього зусилля.



## Литература

1. Кармугин, Б.В. Современные конструкции малогабаритной пневмоарматуры / Б.В. Кармугин, В.Л. Кисель, А.Г. Лазебник. — К.: Техника, 1980. — 296 с.
2. Пржиалковский, А.Л. Электромагнитные клапаны / А.Л. Пржиалковский, С.Х. Щутинский. — Л.: Машиностроение, 1967. — 243 с.
3. Никитин, Ю.Ф. Электромагнитные клапаны / Ю.Ф. Никитин, Б.С. Плюгин, Н.А. Рыков. — М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1976. — 90 с.
4. Рагманский, О.И. Арматура реактивных систем управления космических летательных аппаратов / О.И. Рагманский, И.Р. Кричкер. — М.: Машиностроение, 1980. — 152 с.
5. Рыкунич, Ю.Н. Исследование по энергетическим критериям запасов работоспособности поляризованных двухпозиционных электромагнитных клапанов двигательных установок / Ю.Н. Рыкунич, А.Е. Ситников, Л.Г. Александров, Е.И. Барилюк, Г.И. Зайончковский // Вестник ФГУП «НПО им. С.А. Лавочкина». Космонавтика и ракетостроение. — 2013. — №4 (20). — С. 6167.
6. Семин, Д.А. Экспериментальные исследования силового воздействия потока на запорную часть электропневматического клапана / Д.А. Семин, Я.И. Мальцев, М.О. Мальцева // Висн. Сум. держ. унту. Сер. Техн. науки. — 2006. — № 5. — С. 6065.
7. Кисель, В.Л. Математические модели функционирования клапанов с электромагнитным приводом / В.Л. Кисель, Ю.Н. Рыкунич, Я.Б. Федоричко, Г.И. Зайончковский // Вибрации в технике и технологиях. — 2003. — №2 (28). — С. 1019.
8. Рыкуніч, Ю.М. Експериментальні дослідження зміни технічного стану малогабаритних пневмоклапанів з двохпозиційним поляризованим електромагнітним приводом під дією експлуатаційних навантажень / Ю.М. Рыкуніч, Л.В. Ананьєвська, О.Є. Ситніков та ін. — Проблеми тертя та зношування. — 2013. — № 2(61). — С. 105—115.

## References

1. Karmugin, B.V. Sovremennye konstrukcii malogabaritnoj pnevmoarmany / B.V. Karmugin, V.L. Kisel', A.G. Lazebnik. — K.: Tehnika 1980. — 295 s.
2. Pzhialkovskiy, A.L. Elektromagnitnie klanani / A.L. Pzhialkovskiy, S.H. Schutinskiy. — L.: Mashinostroenie, 1967. — 234 s.
3. Nikitin, Ju.F. Elektromagnitnie klapani / Ju.F. Nikitin, B.S. Pljugin, N.A. Rikov // M.: MVTU im. N.E. Baumana, 1976. — 90 s.

4. Ratmanskij, O.I. Armatura reaktivnih sistem upravleniya kosmicheskikh letatelnykh apparatov. — M.: Mashinostroenie, 1980. — 152 s.

5. Rikunich, Ju.N. Issledovanie po energeticheskim kriteriyam zapasov rabotosposobnosti polyarizovannykh dvuh polyarizovannykh elektromagnitnykh klapany dvigatelnykh ustanovok / Ju. N. Rikunich, A.E. Sitnikov, L.G. Aleksandrov, E.I. Bariljuk, G.J. Zajonchkovskiy // Vestrnik FGUP «NPO im. S.A. Lavochkina». Kosmonavtika i raketostroenie. — 2013. — №4 (20). — S. 6167.

6. Semin, D.A. Eksperimentalnie issledovaniya silovogo vozdeictviya na zapornuju chast elektropnevmaticheskogo klapana / D.A. Semin, Ya.I. Maltsev, M.O. Maltseva // Visn. Sum. derzh. untu. Ser. Tehnich. nauki. — 2006. — №5. — S. 60—65.

7. Kisel, V.L. Matematicheskie modeli funktsionirovaniya klapany s elektromagnitnym privodom / V.L. Kisel, Ju. N. Rikunich, Ya.B. Fedorichko, G.I. Zajonchkovskiy // Vibratsii v tehnikе i tehnologiyah. — 2003. — №2 (28). — S. 1019.

8. Rykunich, Yu.N. Eksperimentalnie issledovaniya zminy technichnogo stany malogabaritnykh pnevmoklapany z lvo-pozyciynum polyarizobanum elektromagnitnum pruvodom pid diyeyu eksplyatatsiynuch navantaczen / Ju. N. Rikunich, L.V. Ananevska, A.E. Sitnikov i dr. — Problemu tertya ta znochyvannya. — 2013. — № 2(61). — S. 105—115.

*Надійшла 25.02.2015 року*

УДК 621.646.4

## Особенности математического описания работы малогабаритного пневматического клапана с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом и буферной пружиной

Е.И. Барилюк, Г.И. Зайончковский

Приведена математическая модель работы малогабаритного пневматического клапана с двухпозиционным электромагнитным приводом и буферной пружиной. Отмечены его преимущества и недостатки. Учтены особенности математического описания работы клапана для режимов открытия и закрытия. Даны рекомендации по использованию разработанной математической модели для определения ударных нагрузок на элементы клапана в переходных процессах его открытия и закрытия.

*Ключевые слова: пневматический клапан, электромагнитный привод, математическая модель, буферная пружина, открытие, закрытие, ударные нагрузки*

UDC 621.646.4

**Peculiarities of the mathematical description of compact-sized pneumatic electromagnetic valve with two-positioned polarized electromagnetic drive and buffer spring**

**E.I. Barilyuk, G.J. Zajonchkovski**

This article depicts mathematical model of work for the compact-sized pneumatic valve with two-positioned electromag-

netic drive and buffer spring. The paper describes its advantages and imperfections. This mathematical model includes valve work peculiarities during opening and closing. This article gives recommendations for using that created mathematical model for determining shock loads on valve elements during transient process that occurs at opening and closing.

*Keywords: pneumatic valve, electromagnetic drive, mathematical model, buffer spring, opening, closure, shock loads.*