
Системи приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва. Мехатроніка

УДК 621.646.4

Є.І. Барилюк,
Г.Й. Зайончковський, д-р техн. наук
Національний авіаційний університет, Київ, Україна

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОТИ МАЛОГАБАРИТНОГО ПНЕВМАТИЧНОГО КЛАПАНА З ДВОПОЗИЦІЙНИМ ПОЛЯРИЗОВАНИМ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ І ЗАТВОРОМ З «МЕТАЛ–МЕТАЛЕВИМ» УЩІЛЬНЕННЯМ

MATHEMATICAL MODEL OF WORK OF COMPACT PNEUMATIC VALVE WITH TWO-POSITIONED POLARIZED ELECTROMAGNETIC DRIVE AND WITH METAL–METAL SEALING UNIT

Наведено математичну модель роботи малогабаритного пневматичного клапана з двопозиційним електромагнітним приводом і затвором з металевим ущільненням. Враховано особливості математичного опису роботи клапана, що має спеціальні демпфівальні пристрої. Розроблено алгоритм розрахунку перехідних процесів у клапані під час його закриття та відкриття. Дано рекомендації щодо використання розробленої математичної моделі для визначення ударних навантажень на елементи клапана в перехідних процесах його відкриття і закриття. Наведено результати розрахунків перехідних процесів у клапані з використанням пакету прикладних програм Matlab. Проведено візуальне моделювання перехідних процесів під час спрацьовування клапана в середовищі AteSIM Lab.

Розроблено рекомендації щодо вибору коефіцієнта демпфірування, що реалізується за допомогою спеціального демпфера, вбудованого в конструкцію клапана.

Ключові слова: пневматичний клапан, електромагнітний привод, математична модель, затвор, металеве ущільнення, алгоритм розрахунку, закриття, відкриття, демпфівальні пристрої.

Вступ

У рідинно-газових системах різного призначення, що працюють в умовах високих температур або агресивного робочого середовища, широко розповсюдженні отримали електромагнітні клапани (ЕМК) з жорсткими «метал–металевими» ущільненням в затворі. Наявність такого ущільнення призводить до виникнення ударних навантажень на елементи запірної вузла клапана упродовж його закриття, збільшує інтенсивність процесів зношування цих елементів та обмежує ресурс виробу [1, 2]. Для оцінки ресурсних можливостей таких електромагнітних клапанів актуальним питанням є визначення рівня динамічних навантажень на елементи запірної вузла, що виникають протягом їх експлуатації. Для зменшення рівня динамічних навантажень на електромагнітні клапани з жорсткими «метал–металевими» ущільненнями в затворі використовують різні типи спеціальних демпферів [3, 4, 5]. Слід зазначити, що попередній інженерний розрахунок основних параметрів електромагнітних клапанів цього типу та рівнів динамічних експлуатаційних навантажень на елементи запірної вузла клапана може здійснюватись на підставі використання адекватної математичної моделі

роботи електромагнітних клапанів. Розроблені на наш час математичні моделі роботи електромагнітних клапанів з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом [6, 7] не повною мірою враховують особливості роботи ущільнення типу «метал–метал» і вплив на динамічні процеси спеціальних демпферних пристроїв. Цим обґрунтовується актуальність проведених досліджень, спрямований на удосконалення математичної моделі електромагнітних клапанів з двопозиційним електромагнітним приводом і жорстким «метал–металевим» ущільненням в затворі, в конструкції яких використовуються спеціальні демпфери для зменшення ударних динамічних навантажень на елементи запірної вузла клапана.

Об'єкт досліджень

За об'єкт досліджень було обрано експериментальний зразок малогабаритного пневматичного клапана з двопозиційним електромагнітним приводом розробки ПАТ «Київського центрального конструкторського бюро арматуробудування». Конструктивну схему клапана показано на рисунку 1.

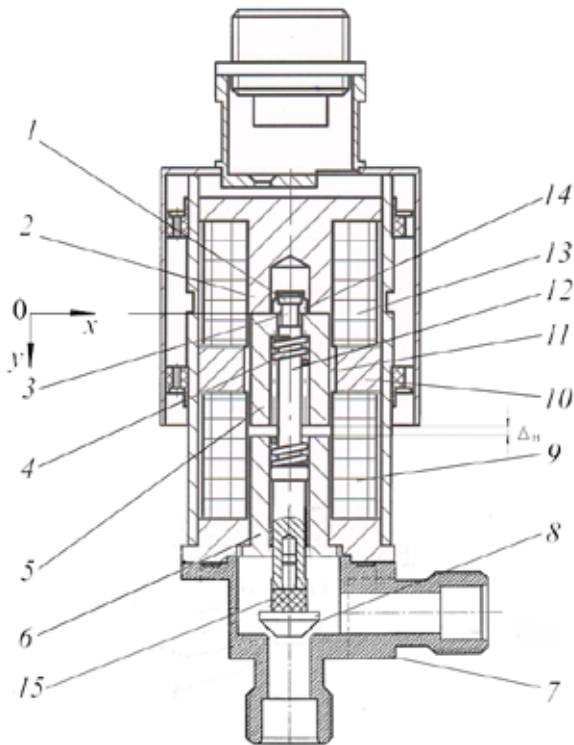


Рисунок 1 — Конструктивна схема експериментального зразка клапана з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом і жорстким «метал–металевим» ущільненням запірного вузла:

1 — головка штока, 2 — корпус електромагніта (верхній стоп), 3 — шийка штока, 4 — буферна пружина, 5 — повзун (якір), 6 — нижній стоп, 7 — сідло, 8 — металевий золотник, 9 — обмотка закриття, 10 — постійний магніт, 11 — розділова трубка, 12 — шток, 13 — обмотка відкриття, 14 — стопорна шайба, 15 — демпферна прокладка

Процеси спрацьовування клапана на закриття чи відкриття мають наступні особливості. При подачі керуючого сигналу $U_{\text{закр}}$ на закриття клапана струм в обмотці закриття 9 створює силу притягання у робочому зазорі між повзуном 5 і нижнім стопом 6 і ослаблює 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 8 менша за величину робочого зазору між верхнім та нижнім стопами, золотник сяде на сідло 7, а повзун 5, продовжуючи переміщення, стисне буферну пружину 4 на величину зусилля герметизації, утворивши деякий зазор зі стопорною шайбою 14. Відтак 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 утримуватиметься у нижньому (закритому) положенні золотник 8 притиснутим до сідла 7. Конусна поверхня золотника з поверхнею сідла створює жорстке «метал–металеве» ущільнення.

При подачі керуючого сигналу $U_{\text{відкр}}$ на відкриття клапана струм в обмотці 13 створює силу притягання у робочому зазорі між повзуном 5 і верхнім стопом корпуса електромагніту 2 і ослаблює 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 [8]:

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

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, см^2 , α — 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 Δ_n більший за відстань між золотником і сідлом клапана $\Delta_{\text{зол}}$ ($\Delta_n > \Delta_{\text{зол}}$).

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 $N_{\text{роб.сеп}}$, що допомагає постійному магніту 10 притискати шток до верхнього стопа.

Процес закриття клапана. Математичний опис процесу закриття двопозиційного поляризованого електромагнітного клапана із затвором типу «метал–метал» буде ідентичним опису процесу закриття серійного клапана із затвором типу «гума–метал» [7] з деякими особливостями, пов'язаними з ударною дією металевого золотника 8 об металеве сідло, яке є частиною корпусу 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 $N_{\text{ем.закр}}$

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

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

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

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

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, $G_{\text{загал}}$ — загальна провідність магнітопроводу відносно робочого зазору.

Опір вихровим струмам сердечника електромагніту визначається як

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

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

Сила $N_{\text{ем.закр}}$, долаючи зусилля утримання $N_{\text{ут}}$ і протидію робочого середовища $N_{\text{сер.сер}}$, 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

$$y_{\text{шт}} = y_{\text{повз}}, \quad \frac{dy_{\text{повз}}}{dt} = \frac{dy_{\text{шт}}}{dt}, \quad \frac{d^2 y_{\text{повз}}}{dt^2} = \frac{d^2 y_{\text{шт}}}{dt^2}$$

Це переміщення описуватиметься диференціальним рівнянням вигляду

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

за умови, що $y_{\text{шт}} = y_{\text{повз}}, \quad \frac{dy_{\text{повз}}}{dt} = \frac{dy_{\text{шт}}}{dt}, \quad \frac{d^2 y_{\text{повз}}}{dt^2} = \frac{d^2 y_{\text{шт}}}{dt^2}$

та $|y_{\text{шт}}| \leq \Delta_{\text{зол}}$,

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

У момент обрання зазору між золотником і сідлом клапана $\Delta_{\text{зол}}$ має місце ударний контакт конічної поверхні затвору з сідлом, а кінетична енергія контакту переходить в потенціальну енергію деформації поверхонь контакту, що призводить після певної кількості спрацювань клапана до виробітку канавки на конічній поверхні затвору і зносу сідла.

Величина цієї кінетичної енергії контакту визначатиметься як

$$E_{\text{затв}}^{\text{к}} = \frac{m^{\text{pc}} (V_{\text{затв-сідло}}^{\text{к}})^2}{2},$$

де $V_{\text{затв-сідло}}^{\text{к}}$ — швидкість переміщення затвору в момент його контакту з сідлом клапана.

Унаслідок того, що величина зазору між золотником і сідлом клапана $\Delta_{\text{зол}}$ менша за величину робочого зазору $\Delta_{\text{н}}$, після обрання 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. Через те, що зазор між повзуном і верхнім стопом $\Delta_{\text{в}}$ 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 притягувати ме шток із золотником до сідла.

Переміщення повзуна на цій ділянці буде описуватися рівнянням вигляду

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

при $\Delta_{\text{зол}} \leq y_{\text{повз}} \leq \Delta_{\text{н}}$, (6)

де $m_{\text{повз}}^{\text{пр}} = m_{\text{повз}} + \frac{1}{3} m_{\text{пруж}}$ — 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, яка дорівнюватиме

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

де $N_{\text{пруж}}$ — сила стисненої пружини, $N_{\text{роб.сер}}$ — сила дії перепаду тиску робочого середовища на золотник (затвор) клапана, $N_{\text{тер.п}}^{\Sigma}$ — сумарна сила тертя при стисненні буферної пружини, яка складається з силою тертя між буферною пружиною і штоком $N_{\text{тер.повз}}^{\text{шт}}$, силою тертя між буферною пружиною і повзуном $N_{\text{тер.пруж}}^{\text{повз}}$, силою тертя між буферною пружиною і нижнім стопом $N_{\text{тер.шт}}^{\text{н.стоп}}$.

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

Сила стисненої буферної пружини дорівнюватиме

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

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

Сума величини стиснення буферної пружини $\Delta_{\text{буф.пруж}}(t)$ пов'язуватиметься з величиною переміщення повзуна 5 після обрання зазору $\Delta_{\text{зол}}$ співвідношенням $\Delta_{\text{буф.пруж}}^*(t) = y_{\text{повз}}(t) - \Delta_{\text{зол}}$ за умови $\Delta_{\text{повз}}(t) > \Delta_{\text{зол}}$.

По закінченні процесу закриття клапана шток із золотником переміститься на величину $y_{\text{шт}} = \Delta_{\text{зол}}$.

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

Після обрання зазору Δ_n має місце ударна взаємодія повзуна із нижнім стопом. Кінетична енергія удару повзуна по нижньому стопу дорівнюватиме

$$E_{\text{повз.стоп}}^{\text{уд}} = \frac{m^{\text{PC}} (V_{\text{повз.стоп}}^{\text{к}})^2}{2}$$

де $V_{\text{повз.стоп}}^{\text{к}}$ — швидкість переміщення повзуна в момент контакту з поверхнею нижнього стопа.

Ця кінетична енергія переходить в потенціальну енергію деформації тіл контакту і призводить до поступового зносу і руйнування поверхонь контакту повзуна і нижнього стопа, що було підтверджено результатами ресурсних випробувань.

Після закінчення процесу переміщення повзуна (обрання зазору Δ_n між повзуном і нижнім стопом) при наявності напруги в обмотці закриття $U_{\text{закр}}$ без урахування сил тертя буферна пружина буде стиснута на величину

$$\Delta_{\text{буф.пруж}}^*, \text{ яка дорівнюватиме } \Delta_{\text{буф.пруж}}^* = \Delta_n - \Delta_{\text{зол}}.$$

Сила $N_{\text{буф.пруж}}^*$, з якою буферна пружина притискатиме золотник (затвор) клапана до сідла, створюючи силу герметизації, дорівнюватиме

$$N_{\text{буф.пруж}}^* = C_{\text{буф.пруж}} \Delta_{\text{буф.пруж}}^*$$

При цьому вважатимуть корпус клапана із сідлом конструкцією з великою жорсткістю і нехтуємо про сіданням сідла під дією сили герметизації $N_{\text{буф.пруж}}^*$.

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

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

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 та на виході клапана, що знаходиться в закритому положенні.

Клапан закритий

Запірний вузол клапана знаходиться у закритому положенні, сідло клапана вдавлене у 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 в нижньому положенні ($\Delta_n = 0$) і пристискається 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

Математичний опис процесу відкриття двопозиційного поляризованого електромагнітного клапана із затвором типу «метал–метал» буде ідентичним опису процесу закриття серійного клапана із затвором типу «гума–метал» з деякими особливостями, пов'язаними із відсутністю гумової прокладки в золотнику, в яку вдавнене металеве сідло клапана у його закритому положенні під дією ущільнювальної сили, що створює буферна пружина.

Як і для серійного клапана, процес відкриття електромагнітних клапанів з ущільненням типу «метал–метал» теж має два етапи:

- етап 1 — переміщення повзуна 5 від нижнього стопа 6 до стопорної шайби 14, на цьому етапі (який може бути названим етапом передвідкриття) клапан залишатиметься закритим, а буферна пружина розпрямлятиметься до свого начального стану;

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

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 $N_{\text{ем.відкр}}$ на відкриття клапана,

$$N_{\text{ем.відкр}} = 40,6 \cdot 10^{-4} \frac{\Phi_{\text{ем.відкр}}^2}{S_{\text{ем.відкр}}}, \quad (9)$$

$$F = kF_N = \frac{k^2}{2\pi m^2} p(L_c - \Delta)^2, \quad (10)$$

де

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

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

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

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

Переміщення повзуна на цій ділянці буде описуватися диференціальним рівнянням

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

$$\text{при } \bar{y}_{\text{повз}} \leq \Delta_{\text{повз-стоп}}^* \quad (11)$$

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

При обранні зазору $\Delta_{\text{повз.стоп}}$ між повзуном і стопорною шайбою, в момент, коли $\Delta_{\text{повз.стоп}} = 0$, має місце ударне контактування повзуна 5 і стопорної шайби 14, що за певною кількістю спрацьовувань призводить до викрашування торцевих поверхонь контакту як повзуна, так і стопорної шайби, і зміни відносного положення деталей у кінематичному ланцюзі рухомої частини електромагнітного привода.

Кінетична енергія ударного контактування між повзуном і стопорною шайбою визначатиметься за формулою

$$E_{\text{повзз. стоп}}^{\text{уд}} = \frac{m_{\text{повзз}}^{\Sigma} (V_{\text{повзз-в. стоп}}^{\text{к}})^2}{2},$$

де $V_{\text{повзз-в. стоп}}^{\text{к}}$ — швидкість переміщення повзуна у момент ударного контактування з верхнім стопом.

Ударне зусилля через стопорну шайбу, прикладене нормально до площі контакту стопорної шайби і нижньої поверхні головки штока, сприймається головкою штока і призводить до зміни форми стопорної шайби і головки штока, зміни їх взаємного положення та накопиченню мікропошкоджень у матеріалі шийки штока.

У момент удару повзуна о стопорну шайбу буферна пружина прийме своє початкове нестиснене становище.

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

Переміщення повзуна опишеться диференціальним рівнянням

$$m_{\text{повзз}}^{\Sigma} \frac{d\bar{y}_{\text{повзз}}^2}{dt^2} = N_{\text{ем.відкр}} + N_{\text{ут}} - N_{\text{розштр.б.тер.повзз}}$$

при $\Delta_{\text{повзз-ст.ш}} \leq \bar{y}_{\text{повзз}} \leq \Delta_{\text{в}}$, (12)

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

Переміщення штока 12 дорівнюватиме

$$\bar{y}_{\text{шт}}(t) = \bar{y}_{\text{повзз}}(t) - \Delta_{\text{повзз-ст.ш}}^* \quad (13)$$

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

$$\Delta_{\text{кл}}(t) = y_{\text{шт}}(t).$$

Процес відкриття клапана закінчиться, коли повзун досягне нижньої поверхні верхнього стопа. При цьому величина відкриття клапана дорівнюватиме $\Delta_{\text{зол}}$.

При знятті напруги з обмотки відкриття клапан утримуватиметься у відкритому положенні силою $N_{\text{ут}}$ постійного магніту.

На шток 12 із золотником клапана діятиме 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 $N_{\text{роб.сер}}$, яка допомагає постійному магніту 10 притискати шток до верхнього стопа.

Математичне моделювання роботи клапана з демпфівальними елементами в рухомій частині електромагнітного привода

Для математичного моделювання роботи пневматичного клапана з ущільненням типу «метал–метал», що мають спеціальні демпфівальні елементи, рекомендується

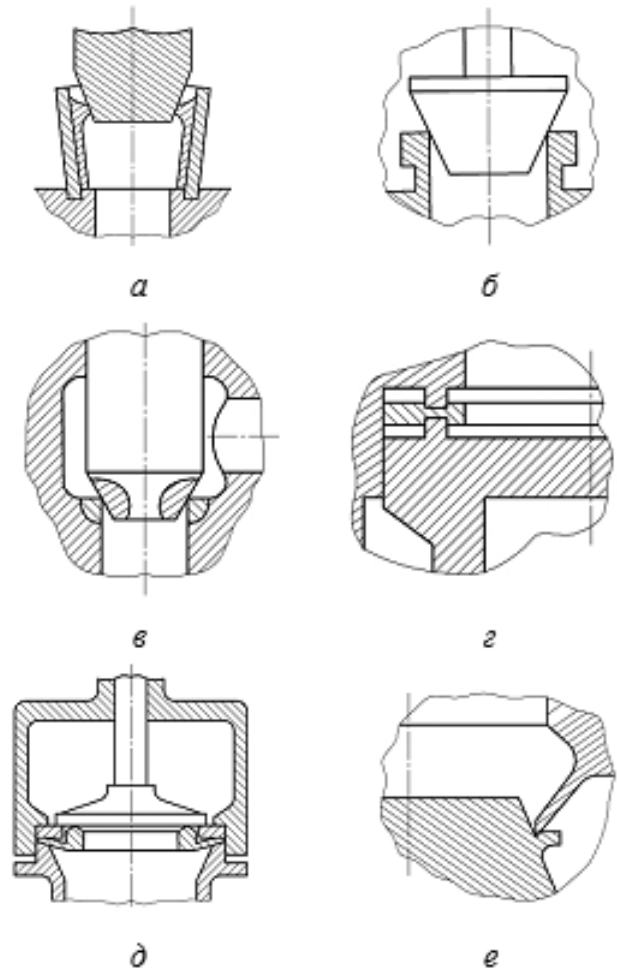


Рисунок 2 — Типові приклади використання демпфірування в метал–металевих затворах ЕМК

використовувати математичну модель електромагнітного клапана без спеціальних демпфівальних елементів, а вплив демпфівальних елементів врахувати шляхом введення еквівалентної пружини, жорсткість якої визначається буферною пружиною клапана та жорсткістю демпфівального елемента.

Клапани з наявністю демпфівального елемента в конструкції затвора (золотника). Розглянемо випадок, коли конструкція затвора 2 має демпфівальний елемент 3 (рисунок 1), наприклад гумову чи фторопластову прокладку. Таку прокладку можна розглядати як додатковий пружний елемент жорсткістю $C_{\text{дем.прокл}}$ і з внутрішнім демпфіванням [4].

У цьому випадку буферну пружину і демпфівальну прокладку можна розглядати як пружний елемент з сумарною еквівалентною жорсткістю $C_{\text{пруж+дем.прокл}}^{\Sigma}$, яку можна визначити із співвідношення

$$\frac{1}{C_{\text{пруж+сідл}}^{\Sigma}} = \frac{1}{C_{\text{буф.пруж}}} + \frac{1}{C_{\text{сідл}}}$$

Після перетворень маємо

$$C_{\text{пруж}+\text{сідл}}^{\Sigma} = \frac{C_{\text{буф.пруж}} C_{\text{сідл}}}{C_{\text{буф.пруж}} + C_{\text{сідл}}} = C_{\text{буф.пруж}} \left(\frac{1}{1 + C_{\text{буф.пруж}} / C_{\text{сідл}}} \right)$$

Тоді при визначенні сили $N_{\text{пруж}}^{\Sigma}$ в рівнянні (11) необхідно враховувати силу стиснення еквівалентної пружини з сумарною жорсткістю $C_{\text{пруж}+\text{дем.прокл}}^{\Sigma}$, яка дорівнюватиме

$$N_{\text{пруж}}^{\Sigma} = C_{\text{буф.пруж}+\text{дем.прокл}}^{\Sigma} \Delta_{\text{пруж}}^{\Sigma}$$

де $\Delta_{\text{пруж}}^{\Sigma}(t) = y_{\text{повз}}(t) - \Delta_{\text{зол}}$ за умови $\Delta_{\text{повз}}(t) > \Delta_{\text{зол}}$

Наявність сил демпфірування при стисканні демпфірувальної прокладки може бути враховано у рівнянні (11) шляхом введення додаткового члена до його правої частини, тобто визначати величину $N_{\text{дем.прокл}}^{\Sigma}$ як

$$N_{\text{пруж}}^{\Sigma} = N_{\text{пруж}}^{\Sigma} + N_{\text{пер}}^{\Sigma} + N_{\text{роб.сер}} + N_{\text{дем.прокл}}^{\Sigma} \quad (14)$$

де $N_{\text{дем.прокл}}^{\Sigma}$ — сила внутрішнього демпфірування, що виникає в матеріалі демпфірувальної прокладки упродовж її стиснення. Вона може бути визначена експериментальним шляхом. В роботі [4] її рекомендується визначати пропорційно швидкості зміни товщини прокладки під час її стискання, тобто

$$N_{\text{дем.прокл}}^{\Sigma} \approx \mu_{\text{дем}} \frac{dh_{\text{дем.прокл}}}{dt}$$

де $\mu_{\text{дем}}$ — коефіцієнт демпфірування, який залежить від матеріалу демпфірувальної прокладки, $\frac{dh_{\text{дем.прокл}}}{dt}$ — швидкість зміни товщини демпфірувальної прокладки під час стискання.

Математична модель клапана із сідлом з демпфірувальними властивостями. З літературних джерел [9] відомо багато прикладів зменшення швидкості зношування ущільнювальних поверхонь запірного вузла електромагнітних клапанів за допомогою використання явища демпфірування в елементах конструкції клапана.

Найчастіше демпфірування досягалось завдяки введенню в конструкцію елемента з меншою, ніж у сідла та золотника жорсткістю. Однак такий підхід має обмеження по максимальному ступеню демпфірування, оскільки деформація пружного елемента повинна працювати в межах дії закону Гука. Найрозповсюдженіші конструкції затворів із сідлом з демпфірувальними властивостями, в яких ущільнення утворене контактом металевих елементів затвора клапана, показано на рисунку 2.

Затвор (рисунок 2, в) має нормальну жорсткість та пружну деформацію металевих контактуючих елементів. Це традиційна конструкція затвору, яка вимагає ретельної та трудомісткої обробки ущільнюючих елементів. З метою збереження ущільнюючих поверхонь від перевантаження сідло може виконуватися з пружним обмежувальним

кільцем (рисунок 2, д). Відомі також конструкції затворів з пружними сідлами, які виконано у вигляді тонкостінних втулок (рисунок 2, а, б).

Для високовакуумних систем можуть використувуватися затвори, які показано на рисунках 2, г, е. Подібні конструкції затворів відрізняються високою герметичністю (протічка зазвичай не більше $5 \cdot 10^{-10}$ л-мкм-рт.см/с) при високих температурах та мають ресурс до $3 \cdot 10^3$ циклів.

Якщо конструкція запірного вузла клапана з ущільненням типу «метал–метал» має демпфірувальні властивості (наприклад, за рахунок конструкції із пружними сідлами, які виконано у вигляді тонкостінних втулок (рисунок 2, а, б), то під дією сили притягання в робочому зазорі між повзуном 5 і нижнім стопом 6 матиме місце певна деформація сідла в межах дії закону Гука. Тоді сідло у першому наближенні можна розглядати як пружину із жорсткістю $C_{\text{сідл}}$.

У цьому випадку буферну пружину і сідло із жорсткістю $C_{\text{сідл}}$ можна розглядати як пружний елемент з сумарною еквівалентною жорсткістю $C_{\text{пруж}+\text{дем.прокл}}^{\Sigma}$, яку можна визначити із співвідношення

$$\frac{1}{C_{\text{пруж}+\text{сідл}}^{\Sigma}} = \frac{1}{C_{\text{буф.пруж}}} + \frac{1}{C_{\text{сідл}}}$$

Після перетворень маємо

$$C_{\text{пруж}+\text{сідл}}^{\Sigma} = \frac{C_{\text{буф.пруж}} C_{\text{сідл}}}{C_{\text{буф.пруж}} + C_{\text{сідл}}} = C_{\text{буф.пруж}} \left(\frac{1}{1 + C_{\text{буф.пруж}} / C_{\text{сідл}}} \right)$$

Матиме місце додаткове осьове переміщення затвору на величину осьової деформації сідла Δy . Це спричинить додаткову силу протидії переміщенню штока із затвором, яка дорівнюватиме

$$P_{\text{сідл}} = C_{\text{сідл}} \Delta y_{\text{сідл}} \quad (15)$$

Тоді при визначенні сили $N_{\text{пруж}}^{\Sigma}$ в рівнянні (10) необхідно враховувати силу стиснення еквівалентної пружини з сумарною жорсткістю $C_{\text{пруж}+\text{дем.прокл}}^{\Sigma}$, яка дорівнюватиме

$$N_{\text{пруж}}^{\Sigma} = C_{\text{буф.пруж}+\text{дем.прокл}}^{\Sigma} \Delta_{\text{пруж}}^{\Sigma} \quad (16)$$

де $\Delta_{\text{пруж}}^{\Sigma}(t) = y_{\text{повз}}(t) - \Delta_{\text{зол}}$ за умови $\Delta_{\text{повз}}(t) > \Delta_{\text{зол}}$

При цьому величини стиснення буферної пружини $\Delta_{\text{буф.пруж}}$ і осьової деформації сідла $\Delta y_{\text{сідл}}$ знаходитимуться у співвідношенні, обернено пропорційному жорсткостям $C_{\text{буф.пруж}}$ і $C_{\text{сідл}}$, а їх сума дорівнюватиме $\Delta_{\text{пруж}}^{\Sigma}$, тобто

$$\Delta_{\text{пруж}}^{\Sigma} = \Delta_{\text{пруж}} + \Delta_{\text{сідл}}$$

Після закриття клапана на затвор разом з перепадом тиску діятиме протидіюча сила $P_{\text{сідл}}$, величина якої визначається рівнянням (15).

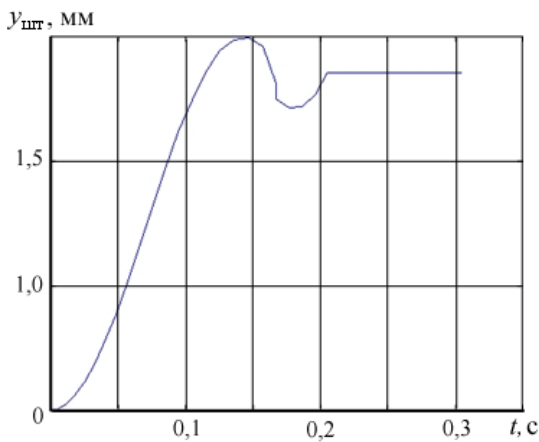


Рисунок 3 — Розрахункова осцилограма переміщення штока клапана під час його відкриття

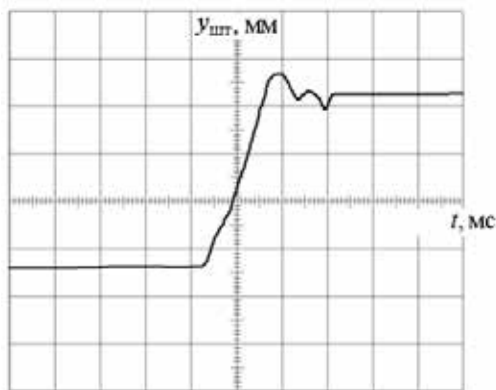


Рисунок 4 — Експериментальна осцилограма переміщення штока клапана під час його відкриття (0,5 мс, 0,5 мм — мала поділка, 5 мс, 5 мм — велика поділка)

Після закінчення процесу переміщення повзуна (обрання зазору Δ_n між повзуном і нижнім стопом) і зняття напруги в обмотці закриття $U_{\text{закр}}$ без урахування сил тертя переміщення затвору (штока) $y_{\text{шт}}$ дорівнюватиме

$$y_{\text{шт}} = \Delta_{\text{зол}} - \Delta_{\text{сидл}}$$

Дослідження перехідних процесів у електромагнітних клапанах з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом упродовж його відкриття чи закриття числовими методами

Для дослідження характеру перехідних процесів в пневматичному електромагнітному клапані з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом використовувалося наведена вище математична модель. Ця математична модель відрізняється від існуючих тим, що враховує вплив буферної пружини та демпфіруючих

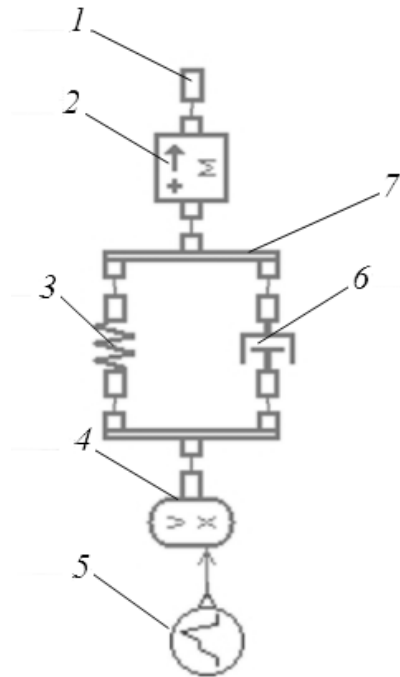


Рисунок 5 — Імітаційна модель Amesim рухомої системи ЕМК з демпфером:

- 1 — необхідний Amesim елемент для завершення імітаційної моделі, 2 — модель рухомих елементів клапана (штока, якоря, золотника), 3 — пружина стиснення, 4 — розрахунковий елемент Amesim для перетворення вихідних даних в керуючий сигнал переміщення рухомої системи, 5 — набір вихідних, що моделюють імпульс електромагніту для спрацювання клапана на закриття, 6 — демпфуючий елемент клапана, 7 — елемент для об'єднання демпфера та пружини в один пристрій

елементів в конструкції клапана на параметри перехідних процесів в клапані упродовж його відкриття чи закриття.

Слід зазначити, що рухома система електромагнітного привода клапана є достатньо складною системою, тому її дослідження аналітичними методами наштовхується на значні труднощі. Створені рівняння математичної моделі описують переміщення рухомої системи клапана від моменту подачі керуючого імпульсу електромагніту до досягнення рухомою системою клапана максимального значення переміщення, яке передбачено конструктивними особливостями клапана. Щоб не спрощувати створену математичну модель, було вирішено використати числові методи для дослідження перехідних процесів у електромагнітному клапані упродовж його спрацювання. Числові методи дозволяють досліджувати у порівнянні з аналітичними методами більш широкий клас систем, але при цьому отримані рішення носять частковий характер.

На рисунку 3 наведено розрахункову осцилограму перехідного процесу відкриття клапана, отриману за розробленим алгоритмом в пакеті *Matlab*.

При порівнянні отриманої розрахункової осцилограми із експериментальною (рисунок 4) видно, що розроблена математична модель достатньо адекватно описує пере-

міщення штока клапана протягом його відкриття. Певна різниця в характері перехідного процесу в кінці відкриття клапана пояснюється наявністю сил «сухого» тертя, яке в математичній моделі враховано як еквівалентне в'язке тертя.

Для обґрунтування вибору програмного засобу для розрахунку перехідних процесів у електромагнітних клапанах числовими методами було проведено порівняльний аналіз двох пакетів прикладних програм: *Matlab* (компанія *MathWorks*) і *Mathcad* (виробник *Mathsoft*) в якості середовища реалізації обчислювального алгоритму. Обидва пакети дозволяють складати і розраховувати математичні моделі електромагнітних клапанів на основі створених математичних рівнянь.

За результатами проведеного аналізу математичним апаратом для розрахунку перехідних процесів ЕМК був обраний пакет *Matlab* від компанії *MathWorks*.

Розрахунки перехідних процесів у електромагнітних клапанах проводилися для випадку роботи пневматичного клапана з «метал–металевим» ущільненням та зі спеціальними демпфірувальними елементами в його рухомій системі. Вихідною інформацією для створених рівнянь переміщення рухомої системи електромагнітних клапанів було взято параметри клапана згідно його конструкторської документації.

Візуальне моделювання перехідних процесів під час спрацювання у електромагнітних клапанах у середовищі *AmeSIM Lab*

Виконати візуалізацію положення рухомої системи електромагнітного привода клапана після подачі імпульсу електромагніту на спрацювання з урахуванням створеної системи рівнянь математичної моделі клапана та затухаючого перехідного процесу в програмному пакеті *Matlab* потребує суттєвого ускладнення створеної підпрограми числового розрахунку перехідних процесів у електромагнітних клапанах.

У зв'язку з цим було проведено аналіз наявних програмних пакетів із можливістю візуального моделювання. Оптимальним за пропонованими можливостями візуалізації переміщення рухомої системи електромагнітного привода клапана під час його спрацювання виявилось середовище *AmeSIM Lab*.

Ця програма є частиною платформи для багатодисциплінарного моделювання та аналізу мехатронних систем *LMS Imagine.Lab AMESim*. Програма заснована на інтуїтивно-зрозумілому графічному інтерфейсі, в якому система відображається на всіх етапах моделювання, що спрощує роботу з нею та розуміння отриманих результатів.

Для графічного представлення елементів системи в *AMESim* використовуються символи, які засновані на символах з інженерних стандартів, наприклад, ДСТ (ISO) для гідравлічних компонентів або блоків систем управління [10].

Вихідними даними при створенні моделі є бібліотеки програм, призначені для користувача, а також будь-які вхідні дані, наприклад, з інших програм. За допомогою стандартних бібліотек реалізується управління, що дозволяє проводити моделювання багатьох інженерних систем.

Основними частинами структури програми *AmeSim* є Моделювання (*Modelling*) і Симуляція-Аналіз (*Simulation-Analysis*). Моделювання відбувається у три етапи:

1. Побудова ескізу моделі.
2. Призначення підмоделей компонентів (математичний опис процесів).
3. Призначення або введення параметрів компонентів.

На стадії симуляції та аналізу відбувається розрахунок моделі, аналіз отриманих результатів та їхня оптимізація. Після виконання попередніх дій отримують вихідні дані, які можна представити у вигляді файлу, створити базу даних моделей, сформувати графічні або табличні залежності. Набір рівнянь в *AMESim* визначає динамічну поведінку системи, а модель будується з рівнянь для кожного компонента в системі.

Використовуючи стандартні елементи бібліотек *Mechanical* та *Signal Control* у програмному комплексі було побудовано імітаційну модель, що показана на рисунку 5.

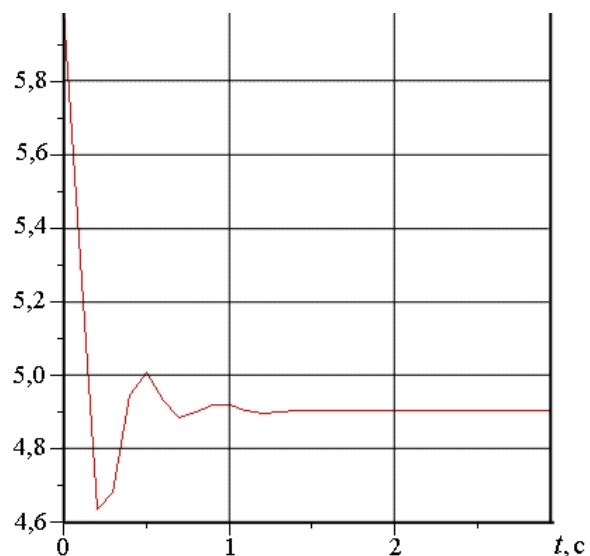


Рисунок 6 — Моделювання руху штока (золотника) електромагнітного клапана при його закритті в програмному пакеті *AmeSim*

До її складу входить демпфер 6 та буферна пружина 3, які моделюють реальні елементи серійного клапана. У якості вихідних даних було взято параметри клапана згідно його конструкторської документації.

Результати моделювання створеної моделі показано на рисунку 6.

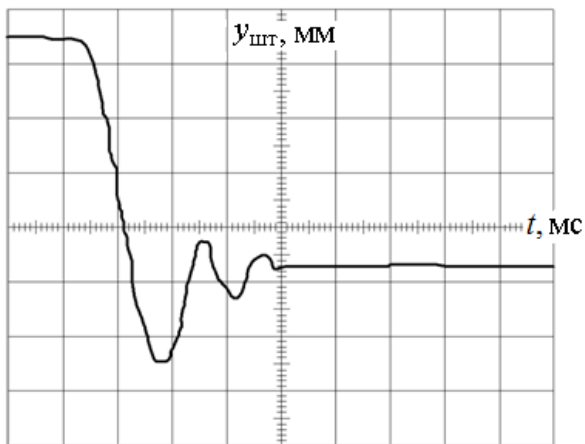


Рисунок 7 — Експериментально отримана осцилограма руху запірнього органу клапана з демпфіруючим елементом (0,5 мс, 0,5 мм — мала поділка, 5 мс, 5 мм — велика поділка)

Відповідність математичної моделі реальним процесам, які відбуваються протягом руху золотника клапана на закриття прохідного каналу, підтверджено практичним експериментом.

На рисунку 7 показано осцилограму руху запірнього органу експериментального зразка клапана при закритті за наявності демпфіруючого елемента в конструкції ЕМК.

Оптимізація параметрів демпферного пристрою в електромагнітних клапанах

Як відомо [12], час відкриття клапана можна скоротити за рахунок збільшення електромагнітної сили, тобто збільшення струму в обмотці електромагніту, а час закриття клапана можна зменшити шляхом збільшення сили його буферної пружини. Однак збільшення струму в обмотці електромагніту супроводжується зростанням механічних напружень при його відкритті та закритті, що знижує надійність роботи пристрою.

Введення демпферних елементів дозволяє знизити зазначені механічні напруження, але водночас призводить до зростання часу закриття клапана, погіршуючи швидкодію пристрою. Таким чином, виникає завдання досягнення компромісу між надійністю та швидкодією електромагнітного клапана та оптимізації параметрів елементів керування електромагнітом.

Аналіз літератури [13, 14, 15] показує, що в системах керування комутація електромагнітів здійснюється за допомогою блоків, граничні параметри яких істотно перевищують реально існуючі рівні напруги і струму в конкретному електромагнітному клапані. Теоретичний аналіз перехідних процесів у клапанах, як правило, не виконується.

Як свідчать осцилограми, показані на рисунках 6 і 7, упродовж закриття клапана з демпфіруючим пристроєм відбувається часткове відкриття клапана внаслідок

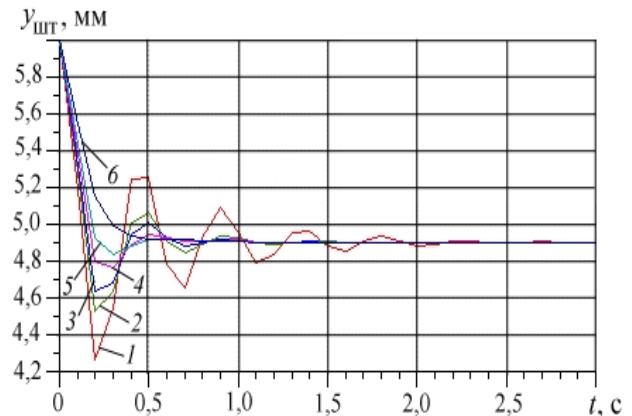


Рисунок 8 — Осцилограми переміщення штоків під час відкриття ЕМК з демпфером, що має різні рівні демпфірування: 1 — коефіцієнт демпфування $k_d = 0,4 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$, 2 — $k_d = 0,8 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$, 3 — $k_d = 1,0 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$, 4 — $k_d = 1,4 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$, 5 — $k_d = 1,8 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$, 6 — $k_d = 2,8 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$

пружного удару елементів рухомої системи об демпферний вузол. Це погіршує робочі характеристики клапана, тому кількість таких відскоків потрібно мінімізувати. Подібний відскок відбувається через повернення демпфера до початкового положення, який пружно деформується упродовж стиснення.

Оптимізація параметрів проводилася у середовищі *AmeSim*. Результати розрахунків перехідних процесів у клапані з демпфером для різних значень коефіцієнта демпфірування показано на рисунку 8.

Проведене моделювання свідчить, що зміна характеристики демпфірувального елемента має істотний вплив на рух запірнього елемента клапана. Недостатня жорсткість пружного елемента демпфера призводить до появи затухаючого періодичного коливального процесу. Завелика жорсткість демпфірувального елемента нівелює позитивний ефект від демпфера та наближує роботу клапана до такого, що не має демпфіруючого елемента у своїй конструкції.

Аналіз зображених на рисунку 8 осцилограм переміщення свідчить, що для даного експериментального зразка клапана оптимальним демпфіруванням є використання демпфера з коефіцієнтом демпфірування $k_d = 1,8 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$.

Висновки

1. Розроблено математичну модель переміщення рухомої системи пневматичного клапана з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом та жорстким «метал–металевим» ущільненням у запірньому вузлі, яка поліпшує існуючі математичні моделі переміщення рухомої системи у клапанах даного типу тим, що враховує наявність буферної пружини, а також пружних елементів в золотнику та присутність демпферного вузла в конструкції клапана.

2. Порівняння отриманої експериментально осцилограми переміщення рухомої системи клапана із візуалізованою залежністю руху його елементів клапана у часі на основі розробленої математичної моделі свідчить, що вона добре корелює із реальним фізичним процесом у клапані упродовж його відкриття та закриття.

3. Для зменшення динамічних навантажень на деталі ЕМК протягом його відкриття або закриття і визначення оптимальної швидкодії клапана необхідно проводити підбір параметрів демфера, вбудованого в конструкцію клапана.

4. Для практичних інженерних розрахунків рекомендується моделювати переміщення рухомої системи електромагнітного привода клапана упродовж його відкриття або закриття у програмному середовищі *AmeSIM*. Запропонована модель дозволяє у короткий термін здійснити моделювання переміщення рухомої системи електромагнітного привода електромагнітних клапанах та провести оптимізацію параметрів демфера.

Література

1. Рикуніч, Ю.М. Експериментальні дослідження зміни технічного стану малогабаритних пневмоклапанів з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом під дією експлуатаційних навантажень / Ю.М. Рикуніч, Л.В. Ананьєвська Л.В., О.Є. Ситніков, Я.Б. Федоричко, Г.Й. Зайончковський, Є.І. Барилюк // Проблеми тертя та зношування. — 2013. — № (61). — С.105—115.

2. Рикуніч, Ю.М. Деформація та руйнування стрижневої системи пневматичного електромагнітного клапана при циклічному ударному навантаженні / Ю.М. Рикуніч, О.Є. Ситніков, В.В. Астанін, Г.Й. Зайончковський, Є.І. Барилюк // Проблеми прочності. — 2014. — №3(429). — С. 65—76.

3. Долотов, А.М. Исследование динамических явлений, возникающих в конических парах с упругим седлом: Дисс. канд. техн. наук: 01.02.06. — Львов, 1981. — 187 с.

4. Абдюкова, Р.Я. Моделирование удара тарели клапана бурового насоса при ее посадке на седло / Р.Я. Абдюкова, Н.Я. Багаутдинов, А.Н. Зотов // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». — 2012. — № 2. — С. 52—67.

5. Рикуніч, Ю.М. Експериментальні дослідження втомної міцності стрижневих елементів пневматичних клапанів з двопозиційним електромагнітним приводом / Ю.М. Рикуніч, О.Є. Ситніков, Г.Й. Зайончковський, Барилюк Є.І. // Промислова гідраліка та пневматика. — 2012. — №3(37). — С. 55—59.

6. Семин, Д.А. Экспериментальные исследования силового воздействия потока на запорную часть электропневматического клапана / Д.А. Семин, Я.И. Мальцев,

М.О. Мальцева // Вісн. Сум. держ. ун-ту. Сер. Техн. науки. — 2006. — № 5. — С. 60-65.

7. Кисель, В.Л. Математические модели функционирования клапанов с электромагнитным приводом / Л.В. Кисель, Ю.Н. Рыкунич, Я.Б. Федоричко, Г.И. Зайончковский // Вибрации в технике и технологиях. — 2003. — №2 (28). — С. 10—19.

8. Пржиалковский, А.Л. Электромагнитные клапаны / А.Л. Пржиалковский, С.Х. Щутинский. — Л.: Машиностроение, 1967. — 243 с.

9. Кармугин, Б.В. Современные конструкции малогабаритной пневмоарматуры / Б.В. Кармугин, В.Л. Кисель, А.Г. Лазебник. — К.: Техника, 1980. — 296 с.

10. Гимадиев, А. Г. LMS Imagine. Lab AMESim как эффективное средство моделирования динамических процессов в мехатронных системах [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / А.Г.Гимадиев, П.И.Грешняков, А.Ф. Сияжков. — Электрон. текстовые и граф. дан. (4,8 Мбайт). — Самара: Изд-во СамНЦ РАН, 2014. — 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

12. Ситніков, О.Є. Прогнозування технічного стану клапанів з електромагнітним приводом на етапі проектування: дис. канд. тех. наук : 05.02.03 / Ситніков Олександр Євгенович. — К., 2007. — 204 с.

13. Turesson, M. Dynamic simulation of check valve using CFD and evaluation of check valve model in RELAP5 / M. Turesson. — Göteborg, Sweden. — 2011. — 231 p.

14. Habing, R.A. Flow and Plate Motion in Compressor Valves / R.A. Habing. — University of Twente, Enschede. — 2005. — 169 p.

15. Лавриненко, О.В. Исследование переходных процессов и выбор оптимальных параметров коммутирующих элементов для устройства управления электромагнитным клапаном отбора проб выпускных газов двигателя внутреннего сгорания / О.В. Лавриненко // Електротехніка і електромеханіка. — 2014. — №5. — С. 30—32.

References

1. Rikunich, Yu.M. Eksperimentalni doslidzhennia zminy tekhnichnogo stanu malogabaritnykh pnemoklapaniv z dvo-poziciynym polyarizovanim elektromagnitnym pryvodom pid dieyu ekspluataciynikh navantazhen / Yu.M. Rikunich, L.V. Ananevska L.V., O.E. Sitnikov, Ya.B. Fedorichko, H.Y. Zayonchkovsky, E.I. Barilyuk // Problemy tertya ta znoshuvannia. — 2013. — № (61). — S. 105—115.

2. Rikunich, Yu.M. Deformaciya ta ruinovannya strizhnevoi systemy pnevmatichnogo elektromagnitnogo klapana pry cyklichnomu udarnomu navantazheni / Yu.M. Rikunich, O.Ye. Sitnikov, V.V. Astanin, H.Y. Zayonchkovsky, Ye.I. Barilyuk // Problemy prochnosti. — 2014. — №3(429). — S. 65—76.

3. Dolotov, A.M. Issledovanie dinamicheskikh yavleniy, voznikayushchikh v konicheskikh parakh s uprugim sedlom: Diss. kand. tekhn. nauk: 01.02.06. — Lvov, 1981. — 187 s.

4. Abdyukova, R.Ya. Modelirovanie udara tareli klapana burovogo nasosa pri yeio posadke na sedlo / R.Ya. Abdyukova, N.Ya. Bagautdinov, A.N. Zotov // Yelektronnyi nauchnyi zhurnal «Neftegazovoe delo». — 2012. — № 2. — S. 52—67.

5. Rikunich, Yu.M. Eksperimentalni doslidzhennia vtomnoi mitchnosti strizhnevikh elementiv pnevmatichnikh klapaniv z dvopoziciynim elektromagnitnym privodom / Yu.M. Rikunich, O.C. Sitnikov, H.Y. Zayonchkovsky, Barilyuk Ye.I. // Promyslova gidravlika i pnevmatika. — 2012. — №3(37). — S. 55—59.

6. Semin, D.A. Eksperimentalnye issledovaniya silovogo vozdeystviya potoka na zapornuyu chast yelektropnevmaticheskogo klapana / D.A. Semin, Ya.I. Malcev, M.O. Malceva // Visn. Sum. derzh. un-tu. Ser. Tehn. nauki. — 2006. — № 5. — S. 60—65.

7. Kisel, B.L. Matematicheskie modeli funkcionirovaniya klapanov s yelektromagnitnym pryvodom / L.V. Kisel, Yu.N. Rykunich, Ya.B. Fedorichko, H.I. Zayonchkovsky // Vibracii v tekhnike i tekhnologiyakh. — 2003. — №2 (28). — S. 10—19.

8. Przhialkovskiy, A.L. Elektromagnitnye klapany / A.L. Przhialkovskiy, S.H. Shchutinsky. — L.: Mashinostroenie, 1967. — 243 s.

9. Karmugin, B.V. Sovremennye konstrukcii malogabaritnoy pnevmoarmatury / B.V. Karmugin, V.L. Kisel, A.G. Lazebnik. — K.: Tekhnika, 1980. — 296 s.

10. Gimadiev, A. G. LMS Imagine. Lab AMESim kak effektivnoye sredstvo modelirovaniya dinamicheskikh processov v mekhatronnykh sistemakh [Elektronnyi resurs] : elektron. ucheb. posobie / A.G. Gimadiev, P.I. Greshniakov, A.F. Siniakov. — Elektron. tekstovye i graf. dan. (4,8 Mbayt). — Samara: SamNC RAN, 2014. — 1 el. opt. disk (CD-ROM).

12. Sitnikov O.C. Prognozuvannya tekhnichnogo stanu klapaniv z elektromagnitnym pryvodom na etapi proektuvannya: dis. kand. tekhn. nauk : 05.02.03 / Sitnikov Oleksandr Yevgenovich. — Kyiv, 2007. — 204 s.

13. Turesson M. Dynamic simulation of check valve using CFD and evaluation of check valve model in RELAP5 / M. Turesson. — Göteborg, Sweden. — 2011. — 231 p.

14. Habing R.A. Flow and Plate Motion in Compressor Valves / R.A. Habing. — University of Twente, Enschede. — 2005. — 169 p.

15. Lavrinenko O.V. Issledovanie perekhodnykh processov i vybor optimalnykh parametrov kommutiruyushchikh elementov dlya ustroystva upravleniya elektromagnitnym klapanom otbora prob vypusknnykh gazov dvigatelya vnutrennego sgoraniya / O.V. Lavrinenko // Elektrotekhnika i elektromekhanika. — 2014. — №5. — S. 30—32.

Надійшла 1.12.2015

УДК 621.646.4

Математическая модель работы малогабаритного пневматического клапана с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом и затвором с «металл—металлическим» уплотнением

Е.И. Барилюк,
Г.Й. Зайончковский

Приведена математическая модель работы малогабаритного пневматического клапана с двухпозиционным электромагнитным приводом и затвором с металлическим уплотнением. Учтены особенности математического описания работы клапана, который имеет специальные демпфирующие устройства. Разработан алгоритм расчета переходных процессов в клапане во время его открытия и закрытия. Даны рекомендации по использованию разработанной математической модели для определения ударных нагрузок на элементы клапана в переходных режимах его открытия и закрытия.

Приведены результаты расчетов переходных процессов в клапане с использованием пакета прикладных программ *Matlab*. Проведено визуальное моделирование переходных процессов при срабатывании клапана в среде *AmeSIM Lab*. Разработаны рекомендации по выбору коэффициента демпфирования, которое реализуется с помощью специального демпфера, встроенного в конструкцию клапана.

Ключевые слова: пневматический клапан, электромагнитный привод, математическая модель, затвор, металлическое уплотнение, алгоритм расчета, закрытие, открытие, демпферное устройство.

UDC 621.646.4

Mathematical model of work of compact-sized pneumatic valve with two-positioned polarized electromagnetic drive and with metal-metal sealing unit

E.I. Barilyuk,
G.Y. Zaionchkovskiy

The article describes mathematical model of work of compact-sized pneumatic valve with two-positioned polarized electromagnetic drive and metal-metal sealing unit. It has been considered the peculiarities of mathematical description of the

valve work, which has special damping unit. The article shows an algorithm for the calculation of the transient processes in the valve during its opening and closing. The paper gives recommendations of using this created mathematical model for determining the shock loads onto the valve elements during transient processes of its opening and closing. It has been given the calculation results, which were obtained using the software package Matlab. It has been visually modeled into AmeSIM

Lab the visualization of the transient processes during valve operation.

The article gives recommendations for choosing the damping coefficient, which is made by the special damper, installed into the valve.

Keywords: pneumatic valve, electromagnetic drive, mathematical model, sealing unit, metallic sealing, calculation algorithm, closing, opening, damping devices.