

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАПАСІВ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ МАЛОГАБАРИТНИХ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ КЛАПАНІВ

Представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований по научному обоснованию определения запасов работоспособности малогабаритных электромагнитных клапанов при проектировании.

Presented results of theoretical and experimental studies of scientifically determinate efficiency of electromagnetic valves during design process.

Вступ

Розвиток сучасної авіаційної і космічної техніки (АКТ) вимагає суттєвого скорочення термінів розробки і впровадження нових виробів АКТ, які відповідають підвищеним вимогам до їх надійності і безвідмовності. Повною мірою ці вимоги відносяться до розробки малогабаритних електромагнітних клапанів (ЕМК) систем обладнання АКТ. Проте, традиційні шляхи розробки ЕМК залишаються недостатньо ефективними й вже не відповідають вимогам часу. Потрібно впровадження нових, більш ефективних підходів до їх розробки. Один з таких підходів складається у використанні науково обґрунтованих методів визначення запасів працездатності клапанів на підставі прогнозування можливих експлуатаційних змін технічного стану малогабаритних ЕМК на етапі проектування. Це дозволяє ще на стадії ескізного проектування:

- виявляти ті експлуатаційні впливи на працездатність і надійність клапанів, для визначення яких при традиційному підході потрібно проведення довготривалих і витратних ресурсних випробувань;
- виявити експлуатаційні фактори та їхні рівні, що найсуттєвіше впливають на зародження й розвиток деградаційних змін у конструктивних елементах і вузлах клапана;
- визначити елементи конструкції клапана, що лімітують його ресурс;
- своєчасно розробити конкретні заходи щодо вдосконалення конструкції клапана й забезпечення необхідного рівня його надійності й безвідмовності під час експлуатації.

Таким чином, можна зробити висновок, що використання науково обґрунтованих методів визначення запасів працездатності малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ протягом проектування дає можливість реалізувати значну частину заходів щодо вдосконалення конструкції клапана і забезпечення вимог до його надійності і безвідмовності ще на стадії розробки проектної документації. Це дозволяє істотно скоротити час і підвищити ефек-

тивність дослідно-конструкторських робіт (ДКР) сучасних малогабаритних електромагнітних клапанів систем обладнання АКТ. Цим обґрунтовується актуальність проведення даних досліджень з метою розвитку наукових основ визначення запасів працездатності малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ на етапі проектування з урахуванням особливостей їх експлуатаційних навантажень.

Результати досліджень

Досвід проектування малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ свідчить, що до 70 % їх відмов у експлуатації пов'язано з виходом функціональних параметрів (ФП) клапанів за межі встановлених обмежень, а понад 30 % — внаслідок руйнування конструктивних елементів ЕМК. У більшості випадків стрижневих елементів рухомої системи (РС) їх електромагнітного привода [1].

Отже, для вибору запасів працездатності ЕМК на етапі проектування необхідним є вирішення двох пов'язаних між собою задач: визначення параметричних запасів працездатності ЕМК за їх функціональними параметрами і визначення запасів утомної міцності конструктивних елементів клапана.

Алгоритм визначення запасів працездатності ЕМК, що проектується, побудовано на рисунку 1.

Ним передбачається, що на початковій стадії проектування ЕМК на підставі вимог Технічного завдання (ТЗ) за типовими методиками проводиться розрахунок основних параметрів і характеристик проектного виробу та визначаються початкові запаси його працездатності, які мають забезпечити необхідний рівень експлуатаційної надійності і безвідмовності клапана протягом виробітку визначеного ресурсу.

Як об'єкт досліджень було обрано пневматичний клапан з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом розробки ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» (КЦКБА), конструктивну схему якого наведено на рисунку 2.



Рисунок 1 — Алгоритм визначення запасів працездатності ЕМК.

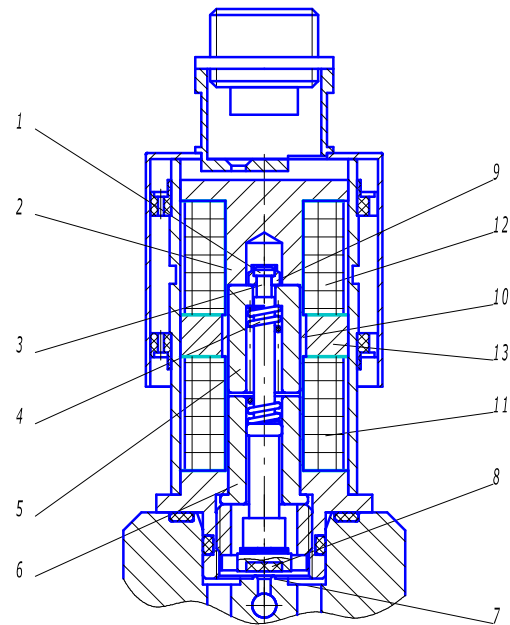


Рисунок 2 — Конструктивна схема клапана з двопозиційним електромагнітним приводом:
 1 — головка штока; 2 — корпус електромагніта;
 3 — шийка штока; 4 — буферна пружина;
 5 — повзун (якір); 6 — нижній стоп; 7 — сідло;
 8 — золотник; 9 — стопорна шайба; 10 — трубка розподільна; 11 — обмотка закриття; 12 — обмотка відкриття; 13 — постійний магніт.

Для оцінки експлуатаційних змін технічного стану клапанів цього типу та їх основних функціональних параметрів було проведено спеціальні ресурсні випробування к зразків виробу до їх повної відмови.

У процесі випробувань періодично, через кожні 20 тис. циклів спрацьовування, що складали один блок-цикл, контролювалися основні функціональні параметри клапанів (напруга $U_{\text{відкр}}$ і час відкриття клапана $t_{\text{відкр}}$, напруга $U_{\text{закр}}$ і час $t_{\text{закр}}$ його закриття), проводився мікрообмір деталей клапанів і визначався хід золотника $x_{\text{зол}}$. Було зроблено фотографії деталей клапанів після відмови, а також проведено дослідження поверхонь контактів та місць руйнувань механічних елементів клапана.

Аналіз отриманих експериментальних даних показав, що при спрацьовуванні клапана мають місце наступні характерні процеси.

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

- ударне циклічне контактування повзуна 5 і шайби 9, що призводить до викришування внаслідок утоми торцевих поверхонь контакту і зміни відносного положення деталей 5 і 9;
- циклічне прикладення розподіленого імпульсного зусилля, нормального до площини контакту шайби і головки штока, що призводить до зміни форми деталей 9 і 3 внаслідок накопичення однобічних пластичних

деформацій, зміни взаємного положення деталей та накопичення мікропошкоджень у матеріалі шийки штока 3;

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

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

Крім того, в процесі зворотно-поступального руху рухомої частини клапана має місце процес зносу циліндричних поверхонь повзуна 5 і розподільної трубки 10. Внаслідок цього відбувається поступова деградація мікрорельєфу поверхонь тертя і збільшення сил тертя.

У результаті проведених досліджень було виявлено, що в процесі виробітку ресурсу має місце пластична деформація деталей рухомої частини клапана. Суттєво змінюється положення повзуна 5 відносно шайби 9 і штока 3 через виробку кільцевої канавки на торцевій поверхні повзуна (c'') та пластичної деформації деталей 3 і 9 на величину c' (рисунок 3), що призводить до зменшення ходу золотника на величину

$$\Delta x_{\text{зол}} = c' + c'',$$

а також до збільшення довжини камери під буферну пружину 4, що призводить до зменшення встановлювального і робочого зусилля пружини.

До повної відмови клапана призводить руйнування шийки штока 3 через утому матеріалу і розвиток мікротріщин.

За результатами отриманих експериментальних даних було побудовано залежності зміни функціональних параметрів клапана (рисунок 4) і ходу його золотника (рисунок 5) від кількості блок-циклів спрацювання

$$(n_{\text{б.ц}} = 20000n).$$

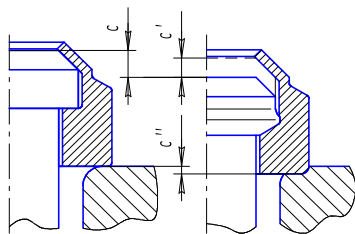


Рисунок 3 — Зміна форми головки штока і стопорної шайби в процесі напрацювання ресурсу клапана.

Проведені ресурсні випробування клапанів цього типу показали, що в процесі виробітку ресурсу має місце певне зменшення напруги і часу відкриття клапану, певне збільшення напруги і часу закриття і суттєве зменшення ходу золотника клапана за рахунок зміни положення

повзуна відносно шайби і штока через виробіток кільцевої канавки на торцевій поверхні повзуна та пластичної деформації деталей клапана (у першу чергу шийки штока). При зменшенні величини до критичної (0,1 мм) має місце руйнування шийки штока.

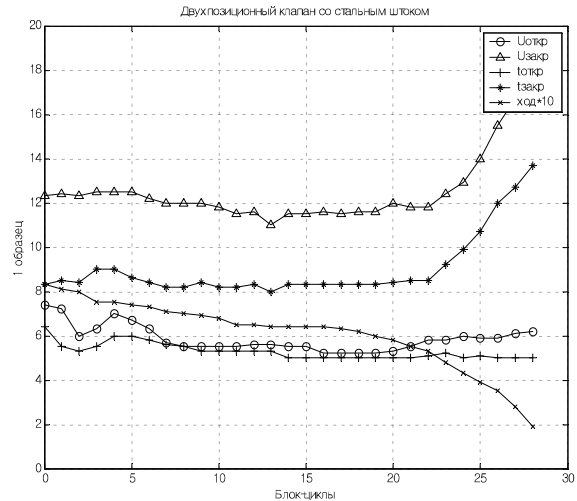


Рисунок 4 — Залежності зміни функціональних параметрів 1-го зразка клапана зі сталевим штоком від кількості блок-циклів спрацювання.

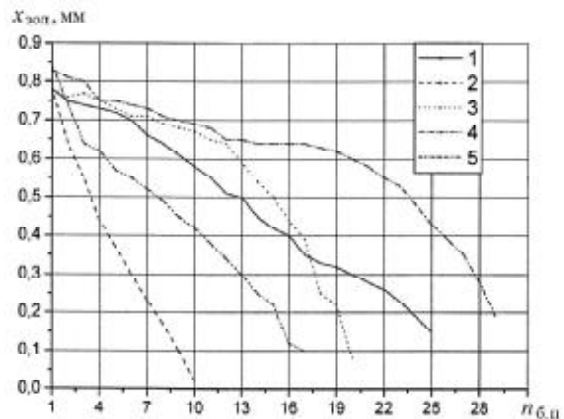


Рисунок 5 — Залежності зміни ходу золотника п'яти випробовуваних зразків клапана зі сталевим штоком від кількості блок-циклів спрацювання.

Отримані експериментальні залежності було покладено до основи інженерної методики прогнозування експлуатаційних змін функціональних параметрів ЕМК даного типу в процесі виробітку ресурсу. Подальшим розвитком цієї методики стала методика визначення і наукового обґрунтування параметричних запасів працездатності малогабаритних ЕМК, яку розробили і впровадили до практики проектування в ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» [3].

Під запасом працездатності клапана за y_i -м ФП будемо розуміти різницю $\Delta y_i^{3n}(t)$ між нормованим за ТЗ значенням i -го параметру $[y_i]^{T3}$ і його реалізацією $\hat{y}_i(t)$ у момент наробітку t , тобто

$$\Delta y_i^{3n}(t) = [y_i]_{\text{в}}^{T3} - \hat{y}_i(t)$$

у разі обмеженні параметра зверху;

$$\Delta y_i^{3n}(t) = \hat{y}_i(t) - [y_i]_{\text{н}}^{T3}$$

у разі обмеження параметра знизу.

Під коефіцієнтом запасу працездатності клапана за y_i -м ФП $\eta_{y_i}(t)$ розуміють співвідношення між нормованим за ТЗ значенням y_i -го ФП $[y_i]^{T3}$ і його реалізацією $\hat{y}_i(t)$ у момент наробітку t , тобто

$$\eta_{y_i}(t) = \frac{[y_i]_{\text{в}}^{T3}}{\hat{y}_i(t)}$$

у разі обмеження параметра зверху;

$$\eta_{y_i}(t) = \frac{\hat{y}_i(t)}{[y_i]_{\text{н}}^{T3}}$$

у разі обмеження параметра знизу.

Розроблена методика дозволяє визначити на етапі проектування ЕМК такі значення запасів працездатності за його вихідними функціональними параметрами $\Delta y_{i0}^{3n}(t_0)$ та відповідних коефіцієнтів запасу працездатності $\eta_{y_i}(t_0)$, що забезпечуватимуть протягом усього періоду експлуатації клапана перебування ФП у межах допустимої області із заданою ймовірністю $[P_i]^{T3}$.

Визначення параметричних запасів працездатності ЕМК за змінами їх основних функціональних параметрів будується на ймовірнісних оцінках можливості виходу ФП клапана за доступні межі у будь-який довільний момент експлуатації.

При цьому приймалися наступні припущення:

– зміна ФП $y_i(t)$ клапана протягом періоду його експлуатації є собою випадковим процесом із нормальним розподілом;

– зміну детермінованої основи (математичного очікування) y_i -го ФП $m_{y_i}(t)$ може бути представлено монотонно-зростаючою (чи монотонно-спадною) степеневою функцією від наробітку t

$$m_{y_i}(t) = m_{y_{i0}}(t_0) + ct^\alpha$$

або у залежності від кількості блок-циклів спрацьовування $n_{\text{б.ц}}$

$$m_{y_{iN}}(n_{\text{б.ц}}) = m_{y_{i0}} + kn_{\text{б.ц}}^\beta,$$

де c і k — коефіцієнти, що визначають швидкість зміни математичного очікування $m_{y_i}(t)$ y_i -го ФП відповідно від наробітку t або блок-циклів спрацьовування клапана $n_{\text{б.ц}}$; α , β — відповідні коефіцієнти степеневої функції.

Окремим випадком степеневої функції за $\alpha = 1$ (чи $\beta = 1$) розглядається лінійний закон зміни математичного очікування параметра $m_{y_i}(t)$ y_i -го ФП;

– закон розподілу y_i -го ФП у кожному t_j -му перерізі процесу експлуатації не змінюється протягом заданого наробітку.

Запаси працездатності клапана за y_i -м параметром після $n_{\text{б.ц}}$ блок-циклів напрацювання визначаються як:

– у разі обмеження параметра зверху:

$$\Delta y_{i_n} = [y_i]_{\text{в}}^{T3} - m_{y_{in}};$$

– у разі обмеження параметра знизу:

$$\Delta y_{i_n} = m_{y_{in}} - [y_i]_{\text{н}}^{T3}.$$

Тоді умова працездатного стану ЕМК має вигляд:

$$\begin{cases} \Delta y_{i_1} \geq 0; \\ \Delta y_{i_2} \geq 0; \\ \dots \\ \Delta y_{i_n} \geq 0; \\ \dots \\ \Delta y_{i_n} \geq 0. \end{cases} \quad (1)$$

Дослідження змін функціональних параметрів ЕМК, доповнені за результатами відпрацювальних (ресурсних) випробувань, свідчать, що вони носять невідновлювальний характер і можуть бути зображені випадковим процесом з монотонними реалізаціями.

У загальному ж випадку за даними відпрацювальних та ресурсних випробувань виробів-аналогів для кожного функціонального параметру y_i проектованого ЕМК може бути побудована емпірична функція

$$v_{y_{in}} = f_{y_{in}}(n_{\text{б.ц}}),$$

яка поєднує коефіцієнт варіації $v_{y_{in}}$ y_i -го ФП клапана з напрацюванням (кількістю блок-циклів спрацьовування $n_{\text{б.ц}}$).

У разі обмеження y_i -го ФП клапана зверху (або знизу) оцінка імовірності безвідмовної роботи ЕМК за змінами їх ФП може бути одержана з виразу:

$$P_{y_i}(t, n) = F(u_{y_i}); \quad (2)$$

$$u_{y_i} = \frac{[y_i]_{\text{в}}^{T3} - m_{y_{in}}}{\hat{S}_{y_{in}}} = \frac{[y_i]_{\text{в}}^{T3} - m_{y_{in}}}{m_{y_{in}} v_{y_{in}}}, \quad (3)$$

якщо $y_i \leq [y_i]_{\text{в}}^{T3}$

або

$$u_{y_i} = \frac{\bar{y}_{i_n} - [y_i]_{\text{н}}^{T3}}{\hat{S}_{y_{in}}} = \frac{\bar{y}_{i_n} - [y_i]_{\text{н}}^{T3}}{\bar{y}_{y_n} v_{y_{in}}}, \quad (3a)$$

якщо $y_i \geq [y_i]_{\text{н}}^{T3}$,

де $F(\cdot)$ — знак функції нормованого нормального розподілу; u_{y_i} — квантиль розподілу y_i параметра; $m_{y_{in}}$, $\hat{S}_{y_{in}}$ та $v_{y_{in}}$ — вибіркові оцінки математичного очікування, середнього квадратичного відхилення і коефіцієнта варіації y_i -го ФП клапана після $n_{б.ц}$ блок-циклів відпрацювання.

Аналіз виразів (3) і (3, а) показує, що на етапі проектування ЕМК, коли $[y_i]_B^{T3} = \text{const}$, оцінка імовірності безвідмовної роботи проектного клапана залежить від параметрів $m_{y_{in}}$, $\hat{S}_{y_{in}}$ та $v_{y_{in}}$. Вираз (3) одержав у літературі назву “рівняння зв’язку”.

Таким чином, розподіл випадкових значень y_i -го ФП у t -му перерізі процесу відпрацювання ресурсу (або після $n_{б.ц}$ блок-циклів спрацювань) визначається параметрами $m_{y_{in}}$, $S_{y_{in}} = v_{y_{in}} m_{y_{in}}$ (або $m_{y_{in}}$, $S_{y_{in}} = v_{y_{in}} m_{y_{in}}$).

Узагальнення досвіду розробки малогабаритних ЕМК у ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» свідчить, що зміни математичного очікування ФП клапанів з електромагнітним приводом з напрацюванням (кількістю блок-циклів спрацювання $n_{б.ц}$) можуть бути у першому наближенні описані степеневими або навіть лінійними функціями вигляду:

а) у разі обмеження y_i параметра зверху

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n_{б.ц}^\beta \quad (4)$$

або за $\beta \approx 1$

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n_{б.ц}; \quad (4a)$$

б) у разі обмеження y_i параметра знизу

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n_{б.ц}^\beta \quad (5)$$

або за $\beta \approx 1$

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n_{б.ц}; \quad (5a)$$

де $\Delta \bar{m}_{y_{iR}} = (\Delta m_{y_{iR}} / m_{y_{i0}})$ — відносна зміна математичного очікування параметра y_i після n блок-циклів спрацювання внаслідок дії експлуатаційних факторів; k_{y_i} — коефіцієнт, що відображає швидкість зміни y_i -го параметра з напрацюванням; $n_{б.ц}$ — напрацювання клапана у блок-циклах; β — показник степені.

Функціональний параметр, якому відповідає мінімальне значення $P(t)$, може розглядатися як параметр, що лімітує безвідмовність проектного ЕМК.

Розглянемо випадок обмеження y_i -го ФП зверху.

Перетворемо вираз (3) у безрозмірну форму, поділимо чисельник і знаменник на $m_{y_{in}}$.

Тоді “рівняння зв’язку” набуде вигляду

$$u_{y_{in}} = \frac{\eta_{y_{in}} - 1}{v_{y_{in}}}, \quad \text{якщо } y_i \leq [y_i]_B^{T3}. \quad (6)$$

Вирішивши рівняння (6) відносно $\eta_{y_{in}}$ для граничної умови $u_{y_{in}} = [u_{y_i}]^{T3}$, отримаємо

$$\eta_{y_{in}} = [u_{y_i}]^{T3} v_{y_{in}} + 1. \quad (7)$$

Рівняння (7) дає можливість за відомим значенням коефіцієнта варіації y_i -го ФП клапана $v_{y_{in}}$ визначити коефіцієнт запасу працездатності ЕМК після $n_{б.ц}$ блок-циклів напрацювання або коефіцієнт запасу працездатності клапана після виробу ним після виробітку встановленого ресурсу n_p , якщо $n_{б.ц} = n_p$.

Тоді початковий запас працездатності клапана за y_i ФП визначиться як

$$\eta_{y_{i0}} = \eta_{y_{in}} + \Delta \eta_{y_{in}}, \quad (8)$$

де $\Delta \eta_{y_{in}} = f(n_{б.ц})$ — зменшення запасу працездатності клапана за y_i ФП внаслідок експлуатаційної зміни технічного стану клапана під дією навантажень протягом виробітку ресурсу.

З виразу (8) випливає

$$\Delta \eta_{y_{in}} = \eta_{y_{i0}} - \eta_{y_{in}} = \frac{[y_i]_B^{T3}}{m_{y_{i0}}} - \frac{[y_i]_B^{T3}}{m_{y_{in}}}$$

або

$$\Delta \eta_{y_i} = \frac{[y_i]_B^{T3} (m_{y_{in}} - m_{y_{i0}})}{m_{y_{i0}} m_{y_{in}}}. \quad (9)$$

З урахуванням $m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} + k_{y_i} n_{б.ц}^\beta$, отримаємо

$$\Delta \eta_{y_i} = \frac{[y_i]_B^{T3} \cdot k_{y_i} n_{б.ц}^\beta}{(m_{y_{i0}})^2 + m_{y_{i0}} \cdot k_{y_i} n_{б.ц}^\beta}. \quad (9a)$$

Підставивши у вираз (8) вирази (7) і (9), отримаємо значення запасу працездатності клапана для початкового перерізу процесу:

$$\eta_{y_{i0}} = 1 + [u_{y_i}]^{T3} (v_{y_{i0}} + \Delta v_{y_{in}}) + \frac{[y_i]_B^{T3} (m_{y_{in}} - m_{y_{i0}})}{m_{y_{i0}} m_{y_{in}}}. \quad (10)$$

Оскільки зміна математичного очікування параметра y_i близька до лінійного закону

$$m_{y_{in}} \approx m_{y_{i0}} + k_{y_i} n_{б.ц}, \text{ то}$$

$$\Delta \eta_{y_i} \approx \frac{[y_i]_B^{T3} \cdot k_{y_i} n_{б.ц}}{(m_{y_{i0}})^2 + m_{y_{i0}} \cdot k_{y_i} n_{б.ц}} = \frac{[y_i]_B^{T3} \cdot k_{y_i} n_{б.ц}}{m_{y_{i0}} (m_{y_{i0}} + k_{y_i} n_{б.ц})}. \quad (11)$$

Розглянемо випадок обмеження параметра $y_i(t)$ знизу допустимою межею $[y_{i_n}]_{н}^{T3}$.

Перетворимо вираз (3, а) у безрозмірну форму, вводячи параметри

$$\eta_{y_{in}} = \frac{m_{y_{in}}}{[y_i]_{н}^{T3}}; \quad v_{y_{in}} = \frac{\hat{S}_{y_{in}}}{m_{y_{in}}}. \quad (12)$$

Після перетворення отримаємо

$$m_{y_{in}} = \frac{[y_i]_{н}^{T3}}{1 - [u_{y_i}]^{T3} \cdot v_{y_{in}}}; \quad (13)$$

$$\eta_{y_i} = \frac{1}{1 - [u_{y_i}]^{T3} \cdot v_{y_{in}}}. \quad (14)$$

Тоді

$$\Delta\eta_{y_i} = \eta_{y_{i0}} - \eta_{y_{in}} = \frac{m_{y_{i0}} - m_{y_{in}}}{[y_i]_{н}^{T3}}. \quad (15)$$

З огляду на те, що $y_i(t, n_{б.п.})$ є лінійною монотонно-спадною степеневу функцією, запишемо:

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} - k_{y_i} n_{б.п.}^\beta. \quad (16)$$

Підставивши вираз (16) у формулу (15), отримаємо

$$\Delta\eta_{y_i} = \frac{k_{y_i} n_{б.п.}^\beta}{[y_i]_{н}^{T3}}. \quad (17)$$

Тоді вираз для вираховування коефіцієнта запасу $\eta_{y_{i0}}$ визначиться як

$$\eta_{y_{i0}} = \frac{1}{1 - [u_{y_i}]^{T3} \cdot v_{y_{in}}} + \frac{k_{y_i} n_{б.п.}^\beta}{[y_i]_{н}^{T3}}. \quad (18)$$

Коли зміна математичного очікування параметра y_i близька до лінійного закону $m_{y_{in}} \approx m_{y_{i0}} - k_{y_i} n_{б.п.}$, то

$$\Delta\eta_{y_i} = \frac{k_{y_i} n_{б.п.}}{[y_i]_{н}^{T3}}; \quad (19)$$

$$\eta_{y_{i0}} = \frac{1}{1 - [u_{y_i}]^{T3} \cdot v_{y_{in}}} + \frac{k_{y_i} n_{б.п.}}{[y_i]_{н}^{T3}}. \quad (20)$$

Таким чином, для визначення параметричного коефіцієнта запасу $\eta_{y_{i0}}$ за y_i -м ФП клапана на етапі проектування необхідні наступні статистичні дані:

- відомості про вихідне значення математичного очікування $m_{y_{i0}}$ й коефіцієнта варіації $v_{y_{i0}}$;
- дані щодо прогнозованих значень $m_{y_{in}}$ та $v_{y_{in}}$ у перерізі процесу, що відповідає наробітку $n_{б.п.}$;
- відомості про характер зміни ФП із наробітком $m_{y_{in}} = f(n_{б.п.})$.

Ці необхідні статистичні дані визначаються на підставі узагальнення досвіду експлуатації клапанів-аналогів, а також за результатами ресурсних випробувань дослідних зразків клапана, що проектується.

Визначення коефіцієнтів запасів утомної міцності

для критичних елементів конструкції клапана, що лімітують його ресурс

Експериментальні ресурсні випробування ЕМК показали, що критичним елементом клапанів цього типу є стрижневий елемент — шток (золотник) рухомої частини електромагнітного привода клапана, який працює в умовах значних імпульсних циклічних навантажень.

У роботі [2] показано, що для таких випадків навантаження доцільно використовувати енергетичні критерії оцінки працездатного стану стрижневих елементів ЕМК. Встановлено, що процес накопичення ушкоджень від утомленості в елементах ЕМК з приводом типу ДШВ, які зазнають значних динамічних циклічних навантажень, безпосередньо пов'язано з величиною питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи привода E_k^{PC} .

Умову працездатності проектованого ЕМК через питому кінетичну енергію рухомої системи привода можна записати у вигляді $E_k^{PC} \leq [E_n^{T3}]$, де $[E_n^{T3}]$ — допустимий рівень питомої кінетичної енергії рухомої системи привода клапана, що відповідає заданому в ТЗ напрацюванню n^{T3} .

Отримано наступну аналітичну залежність для визначення запасів утомної міцності стрижневих елементів ЕМК:

$$\eta_E \approx 1,414[u]^{T3} \cdot v_{E_{k0}} + 1, \quad (21)$$

де $[u]$ — квантиль нормального розподілу; $v_{E_{k0}}$ — коефіцієнт варіації параметра E_{k0} в початковому перетині процесу.

Визначення рівня питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи ЕМК, який забезпечує потрібну імовірність неруйнування стрижневого елемента ЕМК протягом виробітку ресурсу, може бути проведено за формулою:

$$\left(E_k^{PC}\right)_0 = \frac{[E_k^{PC}]_{n_p}}{1,414[u]^{T3} \cdot v_{E_{k0}} + 1}. \quad (22)$$

Для практичної реалізації розробленої методики визначення запасів утомної міцності стрижневих елементів ЕМК отримано експериментальні залежності кількості циклів напрацювання до руйнування штока ЕМК від рівня питомої енергії переміщення рухомої системи привода для різних конструктивних матеріалів: 08X18H10T (рисунк 6), ВТ1-0, АК4-1.

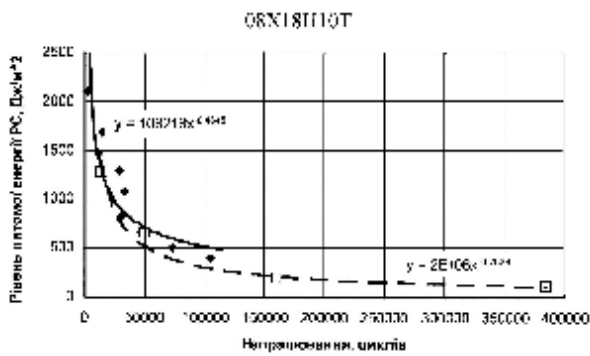


Рисунок 6 — Залежність кількості циклів напрацювання стрижневого елемента клапана від питомої кінетичної енергії його рухомої частини.

Висновки

1. Запропоновано алгоритм визначення запасів працездатності ЕМК на етапі проектування, який враховує особливості зміни технічного стану клапанів в процесі виробітку ресурсу.

2. Визначені за розробленим підходом параметричні запаси працездатності ЕМК дозволяють обґрунтувати на етапі проектування необхідні вихідні значення параметрів проектованого клапана перед початком регулярної експлуатації з урахуванням вимог ТЗ щодо експлуатаційної

надійності виробу. Забезпечення цих необхідних значень вихідних ФП клапана реалізується шляхом відповідного розрахунку ЕМК.

3. Отримано аналітичну залежність (21) для визначення коефіцієнту запасу втомної міцності стрижневих елементів двопозиційного електромагнітного клапана, яка ґрунтується на залежності кількості спрацьовувань клапана до руйнування від питомої кінематичної енергії рухомої системи його електромагнітного привода.

Експериментальним шляхом визначено залежності кількості циклів напрацювання до руйнування штока ЕМК від рівня питомої енергії переміщення рухомої системи привода для різних конструктивних матеріалів.

Література

1. Хильчевский, В.В. Надежность трубопроводной пневмогидроарматуры / В.В.Хильчевский, А.Е.Ситников, В.А.Ананьевский. — М.: Машиностроение, 1989. — 208 с.
2. Рикуніч, Ю.М. Оцінка утомленості елементів конструкції клапанів з електромагнітним приводом у разі циклічного імпульсного навантаження / Ю.М. Рикуніч, О.Є. Ситніков, О.Г. Кучер, Г.Й. Зайончковський // Промислова гідроліка і пневматика. — 2009. — №2 (24). — С. 61—65.
3. Рикуніч, Ю.М. Визначення параметричних запасів працездатності електромагнітних клапанів / Ю.М. Рикуніч, О.Є. Ситніков, Г.Й. Зайончковський // “Промислова гідроліка і пневматика”, 2011, №4 (34). — С. 50—54.

Надійшла 2.03.2012 року