

СПЕЦІАЛЬНИЙ ЗВОРОТНИЙ КЛАПАН СТЕНДА ДЛЯ РЕСУРСНИХ ВИПРОБУВАНЬ РУКАВІВ ВИСОКОГО ТИСКУ

¹Вінницький національний технічний університет

Розглянута конструкція спеціального зворотного клапана стенда для ресурсних випробувань рукавів високого тиску в імпульсному режимі навантаження та його математична модель, яка дозволила отримати рівняння статичних характеристик клапана.

Ключові слова: зворотний клапан, стенд для ресурсних випробувань рукавів високого тиску, математична модель, рівняння статичних характеристик.

Вступ

Для забезпечення експлуатаційних характеристик продукції, яка виготовляється в різних галузях промисловості, зокрема, потрібні випробувальні стенди. Одним із таких стендів є стенд для проведення ресурсних випробувань рукавів високого тиску (РВТ), наприклад, представлений в [1]. Важливим елементом такого стенда є зворотний клапан.

До зворотного клапана в такому стенді висуваються суперечливі вимоги. З одного боку, перепад тиску на клапані при прямому потоці рідини має бути мінімальним, щоб уникнути зайвих енерговитрат, з іншого боку — клапан повинен мати достатньо високу швидкість, що досягається значним попереднім натягом клапанної пружини. Крім того, пульсуючий характер роботи стенду (стенд призначений для створення всередині РВТ імпульсу тиску, форма і параметри якого обумовлені ГОСТ 6286-73, який розповсюджується на гумові РВТ з металевими обплетеннями; ці імпульси з відповідною частотою повторюються до руйнування РВТ; на цьому стенді також можна випробувати надійність приєднувальних фітінгів) висуває вимогу високої зносостійкості деталей клапана, в першу чергу пари «клапан—сідло».

Відомі конструкції зворотних клапанів мають низку недоліків: складність конструкції, громіздкість, відносно велика матеріаломісткість для однакових умовних проходів, несприятливий розподіл контактного тиску в процесі роботи ущільнення запірного органу, що призводить до низької швидкості роботи клапана, або великий перепад тиску, що призводить до досить великих енерговитрат клапану та низької зносостійкості його деталей [2, 3, 4].

Таким чином, постає задача розробки досконалішої конструкції зворотного клапану та рівнянь його статичних характеристик на базі розробленої математичної моделі, які в подальшому потрібні, зокрема, для лінеаризації рівнянь динаміки клапана і для розрахунку перехідних процесів за допомогою нелінійної математичної моделі.

Основна частина

1. Опис конструкції зворотного клапана

Запропонована конструкція має відповідати вищеперерахованим вимогам. Конструктивна схема зворотного клапана стенда для ресурсних випробувань РВТ, далі «Клапан» [5] показана на рис. 1. Конструкція включає: тонкостінне сопло 6, укріплене за допомогою пружної мембрани 8 в корпусі 1; притискуваний пружиною 11 до сопла 6 затвор містить наконечник 9 із сферичним запірним елементом 10, між якими розміщена демпфувальна прокладка 18; співвісно із соплом 6 в корпусі 1 встановлений упор 4 так, що при дотику запірного елемента із соплом між деталями 4 і 10 залишається деякий зазор; осьове положення упора 4 регулюється контргайкою 15 під час настроювання пристрою. Пружна мембрана 8 ущільнена в корпусі 1 гумовим кільцем 19 і додатково притиснута до корпусу пружним кільцем 7. Через штуцери 5 і 2 здійснюється, відповідно, підведення і відведення робочої рідини.

Пристрій працює так. Під час паузи між циклами навантаження через штуцер 5 до клапана надходить з певною витратою промивочне масло, нагріте до необхідної температури. При цьому затвор клапана 9, 10 підводиться на деяку висоту над сідлом і знаходиться в динамічній рівновазі між зусиллям пружини 11 і тиском рідини на сферичну поверхню затвора. В період зародження переднього фронту імпульсу навантаження напрям потоку масла в пристрої змінюється на зворотний; при цьому затвор клапана під дією пружини і перепаду тиску, оберненого по відношенню до початкового, переміщується у напрямі до сопла 6.

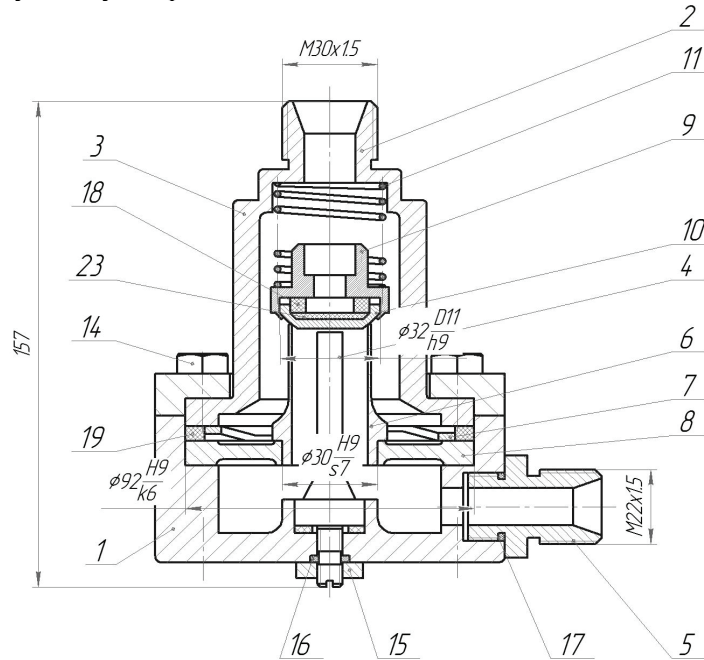


Рис. 1. Конструктивна схема зворотного клапана [5]

Ударне навантаження, викликане контактом сферичного запірнього елемента 10 з соплом 6, пом'якшується за рахунок деформування демпфувальної прокладки 18. Тонкостінне сопло за рахунок пружних деформацій забезпечує герметичний контакт зі сферичним запірнім елементом. Зростання випробувального тиску зумовлює осьову деформацію пружної мембрани 8; при цьому затвор клапана разом із соплом опускається донизу до контакту з упором 4. Це обмежує контактне напруження пари «затвор—сідло», сприяючи підвищенню довговічності клапана.

Таким чином, оснащення зворотного клапана тонкостінним соплом, пружною мембраною, демпфувальною прокладкою між сферичним запірнім елементом і наконечником пружини, упором, встановленим з осьовим зазором щодо запірнього елемента, доповнені відповідними розрахунками і аналізом динамічної моделі клапана, дозволили створити пристрій, працездатний в умовах імпульсного навантаження випробувального стенда.

2. Математична модель зворотного клапана

Запропонована схема клапана на основі міцнісних розрахунків та конструктивних міркувань (див. рис. 1), дозволяє отримати лише наближені розміри клапана при таких технічних характеристиках: номінальний тиск — 0,5 МПа, максимальний тиск — 16 МПа, номінальний потік — 0,7...10 м³/с. Тобто для повної оцінки його можливостей функціонування на діючому стенді можна лише за результатами аналізу динамічних характеристик. Але насамперед, потрібно отримати статичні характеристики, наприклад, залежність $p_n = \psi(Z)$ при фіксованій витраті Q_K , на яких буде базуватися нелінійна модель динаміки клапану, зокрема, при визначенні перехідних характеристик. Тобто, метою цього розділу роботи є отримання диференціальних рівнянь, що описують рух елементів зворотного клапана.

Зовнішніми діями вважатимемо тиск p_n рідини (рис. 2), підживлення, що подається насосом, і подачу робочої рідини $Q(t)$ від мультиплікатора тиску.

Координати системи: Z — координата запірнього елемента; X — координата вільного торця (наконечника) пружини; $p(t)$ — тиск робочої рідини у випробовуваній порожнині РВТ.

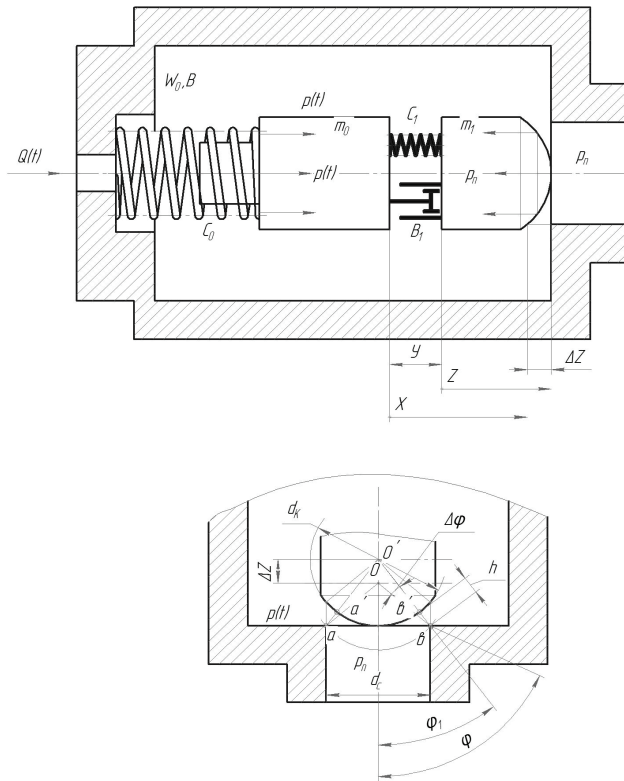


Рис. 2. Розрахункова схема клапана

моделі клапана прийняті такі припущення:

тиск в усіх точках порожнини W_0 прийнятий постійним, іншими словами не враховуються хвильові процеси і шляхові втрати в рукаві високого тиску; пружина клапана розглядається як елемент із зосередженими параметрами; тиск p_n в передклапанній порожнині прийнятий постійним незалежно від витрати рідини через клапан; порожнина після клапана (де тиск $p(t)$) відмежована від порожнини перед клапаном (де тиск p_n) кінчною поверхнею із твірними a — a' і b — b' (див. рис. 2), перепад тиску на клапані виникає в області, близько розташованій до твірних згаданого конуса; гідростатичний тиск, прикладений до затвора клапана, в межах, обмежених поверхнею розділу (див. попередній пункт), прийнятий постійним, без завалів по краях області, тобто в розрахунках гідростатичних сил не враховуються краєві ефекти.

Складаючи математичну модель, застосуємо методику, описану в роботах І. А. Немировського і його послідовників, а саме складаються три групи рівнянь: рівняння балансу витрат (для кожного з виділених об'ємів); рівняння рівноваги рухомих елементів (для кожної з рухомих деталей); рівняння витоку (для кожного з елементів системи, що чинить опір потоку).

Стосовно клапана, що розглядається, такими рівняннями будуть:

— рівняння балансу робочої рідини в порожнині випробовуваного РВТ

$$BW_0 \frac{dp(t)}{dt} = Q(t) + Q_K - F_{\text{еф}} \frac{dZ}{dt}, \quad (1)$$

де Q_K — виток рідини в робочому вікні клапана; $F_{\text{еф}}$ — ефективна площа заслінки, на яку діє вхідний тиск p_n ;

— рівняння рівноваги: а) сферичного затвора

$$m_1 \cdot \frac{d^2 Z}{dt^2} = C_1 (X - Z) + B_1 \cdot \frac{d(X - Z)}{dt} - p_n \cdot F_{\text{еф}}; \quad (2)$$

б) наконечника пружин

$$m_0 \frac{d^2 X}{dt^2} = C_0 (\lambda - X) - C_1 (X - Z) - B_1 \frac{d(X - Z)}{dt} + F_{\text{еф}} \cdot p(t); \quad (3)$$

Параметри системи: W_0 — об'єм порожнини, обмеженої плунжером мультиплікатора з одного боку, і затвором клапана — з іншого. Таким чином, до W_0 входить, в першу чергу, об'єм внутрішньої порожнини випробовуваного РВТ і, крім того, об'єм приєднаної до рукава апаратури стенду; B — коефіцієнт, що характеризує в'язкі властивості порожнини W_0 ; C_0 — жорсткості пружини клапана; m_0 — маса наконечника плюс ефективна (1/3) маса пружини; C_1, B_1 — коефіцієнти, що характеризують пружно-в'язкі властивості демпфувальні прокладки; m_1 — маса сферичного сегмента затвора.

Крім того, розглядаючи модель, використані такі позначення: Y — пружна деформація демпфувальної прокладки; ΔZ — підйом затвора з сідла; h — робочий зазор в парі «клапан—сідло»; d_c — діаметр сопла; d_k — діаметр робочої поверхні сферичного запірної елемента; φ_i — кут контакту запірної елемента з кромкою сідла; φ_{i1} — робочий кут контакту.

Під час складання рівнянь математичної

— рівняння витоку рідини в робочому вікні клапана:

$$Q_k = S \sqrt{\frac{2(p_n - p(t))}{\zeta \rho}}, \quad (4)$$

де S — площа робочого вікна клапана, тобто бічної поверхні зрізаного конуса «а—а b—b» (див. рис. 2); ρ — густина робочої рідини; ζ — коефіцієнт місцевих гідравлічних опорів; у першому наближенні може бути прийнятий $\zeta = 3$ [6].

3. Рівняння статичних характеристик клапана

Зафіксуємо витрату Q_k через клапан і розглянемо характеристики клапана в координатах $p_n - Z$.

Для знаходження функції $p_n = \psi(Z)$ використаємо рівняння витоку робочої рідини через робоче вікно зворотного клапана

$$Q_k = S \sqrt{\frac{2p_n}{\zeta \rho}}. \quad (5)$$

Протидію $p(t)$ приймаємо рівною нулю.

Позбавимось від знака кореня

$$\frac{Q_k^2}{S^2} = \frac{2p_n}{\zeta \rho},$$

тоді

$$p_n = \frac{Q_k^2 \zeta \rho}{2S^2}.$$

Площу робочого вікна прийmemo як бокову поверхню зрізаного конуса:

$$S = \pi h d_{cp} = \pi \frac{\sqrt{2}}{2} \left(d_c - \frac{1}{2} Z \right) Z, \quad (6)$$

так як $d_{cp} = d_c - h \cdot \sin \varphi = d_c - Z \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi = d_c \frac{1}{2} Z \cdot \sin 2\varphi = d_c - \frac{1}{2} \cdot Z$, коли $\varphi = 45^\circ$.

Таким чином, функція $p_n = \psi(Z)$ може бути представлена так:

$$S(Z) = \frac{\sqrt{2}}{2} \pi \left(d_c - \frac{1}{2} Z \right) Z; \quad p_n = \frac{Q_k^2 \zeta \rho}{2S^2(Z)}. \quad (7)$$

Функція $Z = f(p_n)$ шукається з умови статичної рівноваги заслінки клапана:

$$p_n F_{\text{еф}}(Z) = C_0 \lambda + C_0 Z, \quad (8)$$

де λ — попередній натяг пружини; C_0 — жорсткість пружини клапана.

Визначимо ефективну площу заслінки:

$$F_{\text{еф}}(Z) = \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{еф}} = \frac{\pi}{4} (d_c - 2h \cdot \sin \varphi) = \frac{\pi}{4} (d_c - 2Z \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi) = \frac{\pi}{4} (d_c - Z). \quad (9)$$

Остаточно

$$p_n = (C_0 \lambda + C_0 Z) \cdot \frac{4}{\pi (d_c - Z)^2}. \quad (10)$$

Якщо позначити $p_0 = \frac{4C_0 \lambda}{\pi (d_c - Z)^2}$, то розрахунковий вираз матиме такий вигляд:

$$p_n = p_0 + \frac{4C_0}{\pi(d_c - Z)^2} Z. \quad (11)$$

Примітка: отримано функцію $p_n = f^{-1}(Z)$, обернену до шуканої; враховуючи більш простий вигляд отриманої функції у порівнянні з функцією $Z = f(p_n)$, у розрахунках будемо використовувати знайдену функцію.

Таким чином отримано три функції:

$$\begin{cases} S(Z) = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \pi \left(d_c - \frac{1}{2} Z \right) Z; & p_n = \frac{1}{2} \frac{Q_k^2 \zeta \rho}{S^2(Z)}; \\ p_n = p_0 + \frac{4C_0}{\pi(d_c - Z)^2} Z. \end{cases} \quad (12)$$

Перші дві функції відображають закон витоку рідини в робочому вікні клапана, третя — умова рівноваги заслінки клапана.

Статична характеристика клапана є сукупністю точок $[p_{n_i}; Z_i]$, де Z_i підбирається для фіксованої витрати Q_{k_i} .

Для звуження області пошуку значення Z , що задовольняє систему (12) при заданому Q_k , знайдемо наближений розв'язок системи (12) за припущення малості Z у порівнянні з діаметром сідла d_c . Перші два рівняння набувають вигляду:

$$\begin{aligned} S(Z) &\cong \frac{\sqrt{2}}{2} \pi d_c Z; \\ p_n &= \frac{2Q_k^2 \zeta \rho}{2\pi^2 d_c^2 Z^2} = \frac{Q_k^2 \zeta \rho}{\pi^2 d_c^2 Z^2}. \end{aligned} \quad (13)$$

Увівши позначення $A_k = \frac{\zeta \rho 10^{-3}}{\pi^2 d_c^2} \left(\text{конструктивний параметр; } [A_k] = \frac{\text{Нс}^2}{\text{М}^6} \right)$ отримаємо наближену функцію:

$$p_n \cong A_k \frac{Q_k^2}{Z^2}. \quad (14)$$

Аналогічно, третє рівняння системи набуде вигляду

$$p_n \cong p_0 + C_W Z, \quad (15)$$

де $C_W = \frac{4C_0}{\pi d_c^2} \left(\text{конструктивний параметр; } [C_W] = \frac{\text{Н}}{\text{М}^3} \right)$.

Прирівнявши праві частини функцій (14) і (15), отримаємо:

$$p_0 + C_W Z = A_k \frac{Q_k^2}{Z^2}. \quad (16)$$

Помноживши праву і ліву частини отриманого рівняння на Z^2 , отримаємо:

$$p_0 Z^2 + C_W Z^3 = A_k Q_k^2.$$

Для того, щоб не розв'язувати кубічне рівняння (17), можна, привівши його до вигляду:

$$Q_k = \sqrt{\frac{p_0}{A_k} Z^2 + \frac{C_W}{A_k} Z^3} \quad (18)$$

та задавшись Z , отримати наближене значення Q_k , підставити отримане в систему (12), і знайти з необхідною точністю Z .

Для попередніх розрахунків можна зробити припущення, що в формулі (5) величина ζ є постійною. Насправді, за малих відкриттів клапана

$$\zeta = \frac{320}{\text{Re}}, \quad (19)$$

де $\text{Re} = \frac{2Vh}{N_{\text{лв}}}$ — критерій Рейнольдса.

Тобто, для нашого випадку:

$$\text{Re} = 2 \frac{Q_k h}{\pi d_c h \nu} = \frac{2}{\pi \nu} \frac{Q_k}{d_c}; \quad \zeta = \frac{320}{\text{Re}} = \frac{320 \pi d_c}{2 Q_k} = 40 \pi d_c \frac{1}{Q_k},$$

де $\nu = 0,25 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Таким чином, з математичної моделі зворотного клапана отримані рівняння статичних характеристик (12), які після чисельних розрахунків можна в подальшому використати при розгляді перехідних процесів у цьому пристрої.

Висновки

1 Запропонована конструкція зворотного клапана стенда для ресурсних випробувань рукавів високого тиску, яка забезпечує її менші габарити, підвищення швидкодії, зменшення енерговитрат та підвищення зносостійкості деталей в парі «запірний елемент—сідло».

2 Розроблена математична модель клапана, з якої отримані рівняння статичних характеристик, які в подальшому можуть бути використані під час розгляду динамічних характеристик клапана.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Муляр Ю. І. Гідросистема стенда для випробування рукавів високого тиску / Ю. І. Муляр, В. О. Глушич / Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 1999. — С. 61—63.
2. Патент № 2069806 Российская федерация, МПК 6F 16 K15/18. Обратный клапан / Б. Є. Канищев, А. П. Куршин. Оpubл. 27.11.96.
3. А. с. СССР №1229494, МПК 4F 16 K15/02. Обратный клапан / В. К. Коцюбинский, Г. Г. Тибилов. Оpubл. 07.05.86.
4. Патент України № 61820, МПК 7F 16K15/02. Зворотний клапан для трубопроводу / А. О. Фоменко, М. Р. П'ятковський, І. К. Іванов. Оpubл. Бюл. №11, 2003.
5. Патент України № 34469, МПК F16K15/02. Зворотний клапан / Ю. І. Муляр, О. А. Когут. Оpubл. Бюл. № 11, 2008
6. Гидроприводы сельскохозяйственных машин / под ред. И. А. Немировского. — К. : Техніка, 1979. — 139 с.

Рекомендована кафедрою технології та автоматизації машинобудування ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 05.05.2015

Муляр Юрій Іванович — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технології та автоматизації машинобудування, e-mail: yuri.mulyar@gmail.com.

Вінницький національний технічний університет, Вінниця

Yu. I. Muliar¹

Special reverse valve of the rack for the durability tests of high-pressure hoses

¹Vinnytsia National Technical University

The construction of the special reverse valve of the rack for the durability tests of high-pressure hoses in the pulse-mode of loading and its mathematical model that allows getting equalization of static descriptions of valve are considered in the paper.

Keywords: reverse valve, rack for the durability tests of high-pressure hoses, mathematical model, equalization of static descriptions.

Muliar Yuri I. — Cand. Sc. (Eng.), Assistant Professor, Assistant Professor of the Chair of Mechanical Engineering Technologies and Automation, e-mail: yuri.mulyar@gmail.com

Ю. И. Муляр¹

Специальный обратный клапан стенда для ресурсных испытаний рукавов высокого давления

¹Винницкий национальный технический университет

Рассмотрена конструкция специального обратного клапана стенда для ресурсных испытаний рукавов высокого давления в импульсном режиме нагрузки и ее математическая модель, которая позволила получить уравнение статических характеристик клапана.

Ключевые слова: обратный клапан, стенд для ресурсных испытаний рукавов высокого давления, математическая модель, уравнение статических характеристик.

Муляр Юрий Иванович — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технологии и автоматизации машиностроения, e-mail: yuri.mulyar@gmail.com