

ПРОЕКТУВАННЯ ПЕРЕКРИВНИХ ВУЗЛІВ ТРУБОПРОВІДНОЇ АРМАТУРИ З УЩІЛЬНЕННЯМ ТИПУ “МЕТАЛ-МЕТАЛ”

Показан подход к проектированию затворов трубопроводной арматуры плоского типа с подачей среды на золотник. Проведено численное моделирование деформации элементов перекрывного уплотнения, получена картина деформации золотника и седла при подаче среды на золотник.

The design approach to flat-type valve locks with feeding the medium onto the slide has been shown. A numerical simulation of deformation of the valve sealing was conducted. A picture of the valve slide and valve seat deformation during the application the work flow onto the slide was obtained.

Вступ

Сфера застосування запірної та регулюючої трубопроводної арматури доволі широка: авіаційна та космічна техніка, морський транспорт, атомна енергетика, хімічна і нафтопереробна промисловість, вакуумна техніка, трубопровідний транспорт, гідропневмопаливні системи різних машин, апаратів та обладнання, комунальне господарство та інше. Надійність запірної трубопроводної арматури є найважливішою характеристикою машин, апаратів та обладнання, яка визначає нормальну експлуатацію, ризики аварійних ситуацій, безпеку людей, екологічну обстановку.

Так, трубопровідна арматура є одним з основних технічних пристроїв, які формують якісне ведення технологічних процесів, а також безпеку установок і систем нафтопереробних виробництв. Це пов'язано з великою її кількістю в системах (на одному виробництві може застосовуватися більше ніж 20000 одиниць арматури [1]), порівняною складністю та її визначальним значенням у забезпеченні режимів нормальної експлуатації і в аварійних умовах. Арматура може сама по собі бути джерелом небезпеки для обслуговуючого персоналу. У той же час відмови арматури можуть бути вихідними подіями, що призводять до порушення умов безпечної експлуатації виробництва. Неправильне функціонування арматури може посилити перебіг аварійного процесу.

Практика експлуатації та аналіз причин аварійних ситуацій, що мали місце на об'єктах нафтохімічної промисловості, свідчать, що кількість подій, пов'язаних з несправністю арматури, становить близько 35% від загальної кількості [1]. Це обумовлює необхідність підвищення якості процесу проектування арматури, оскільки саме на етапі проектування можливо вносити кардинальні зміни до конструкції виробу.

Постановка задачі

При розробці трубопроводної арматури, проектувальнику надаються наступні початкові дані:

- номінальний діаметр D_N (або середній діаметр зони ущільнення D_c);
- необхідний рівень герметичності Q ;
- вид робочого тіла, його тиск p , температура T ;
- напрямок дії середовища — “на золотник”; термін служби ($n_{ц}$ циклів “закрито-відкрито”).

Завданням конструктора є визначення такого поєднання вихідних конструктивних параметрів виробу, щоб забезпечити виконання його заданих властивостей з мінімальним зусиллям герметизації, що забезпечить мінімальні масогабаритні характеристики виробу та його максимальний ресурс. При близьких значеннях мінімального зусилля герметизації перевагу має конструкція з великим значенням $n_{ц}$.

Сучасна теорія проектування передбачає генерування значного числа варіантів проєктованого вузла для вибору кращого теоретичного рішення [2, 3, 4]. Проте результати опрацювання навіть дуже великої кількості альтернативних варіантів, заснованих на традиційних підходах, не можуть дати конструктору уявлення про можливості конструкції. Ускладнюючою обставиною є те, що завдання розробки трубопроводної арматури має суперечливі вимоги, тому конструктору важко вибрати обґрунтоване компромісне рішення. У зв'язку з цим актуальним є розробка узагальненої методики вибору параметрів перекидного вузла трубопроводної арматури з ущільненням типу “метал-метал”.

Розглянемо схему металевого затвору плоского типу (рисунк 1).

Оскільки затвор саме такого типу має найбільшу площу контакту, в зоні контакту сідла та золотника створюються мінімальні напруження. Затвор такого типу працює наступним чином. При закритті клапана його електромагнітний привод створює зусилля притиснення N , яке ще називається зусиллям герметизації. Окрім цього, герметизувати клапан допомагає

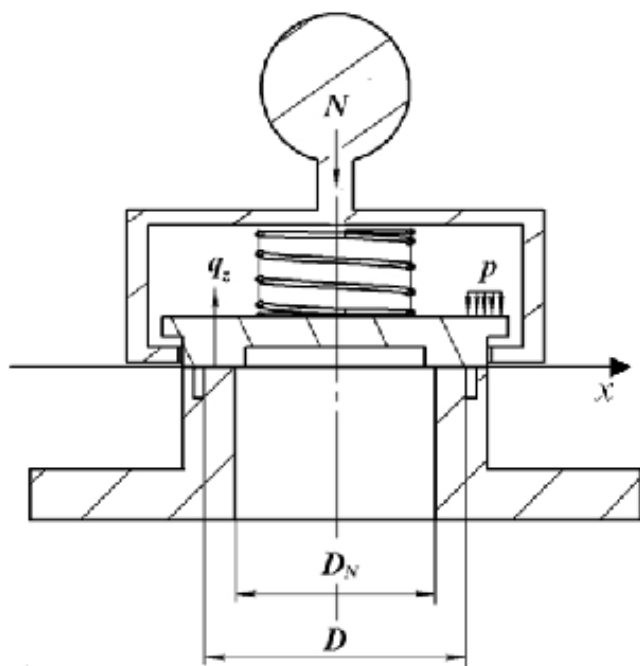


Рисунок 1 — Схема металевого затвора плоского типу

робоче середовище, що створює додаткову розподілену силу p на золотник.

Припустимо, що кожне з контактуючих тіл (виступ сідла і золотника) поблизу ділянки контакту є пружним півпростором. Вирахуємо потрібне зусилля герметизації в затворі

$$q_z = \frac{N + Sp}{\pi D_c}, \quad (1)$$

де $D_c = (D + D_N) / 2$ — діаметр сідла, q_z — погонне зусилля, потрібне для створення необхідного притискного зусилля; p — розподілена сила тиску робочого середовища на золотник (при подачі на золотник), S — ефективна площа золотника.

Згідно з [5], коли клапан закритий без тиску середовища, під дією центрально прикладеної сили N , він деформується таким чином, як це представлено на рисунку 2, тобто розкриття кільцевого сполучення замку відбувається зовні. Зі збільшенням питомих тисків на ущільнюючих кільцях, розмір D повинен наближатися до D_c .

Для візуалізації процесів, що відбуваються в ущільнювальному органі, проведено чисельне моделювання в програмному пакеті ANSYS v11. Тривимірна модель золотника і сідла з плоскими ущільнюючими поверхнями була піддана однократному статичному навантаженню з силою 100 Н. Ця величина обрана за умовами еквівалентності навантаження для однократного спрацювання клапана.

Результати чисельного моделювання деформації плоского затвора клапана під навантаженням показано на рисунку 3. При цьому контакт кромки ущільнення зберігається повністю за рахунок відповідної

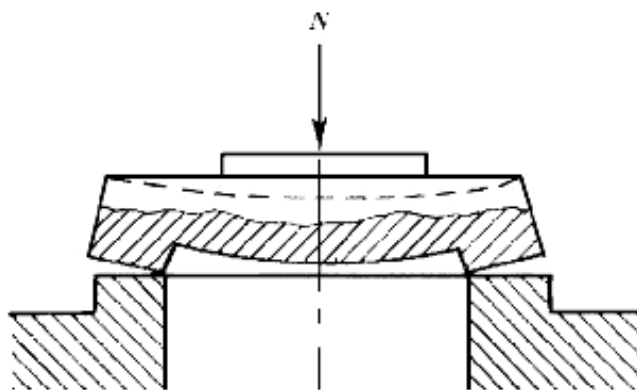


Рисунок 2 — Схема деформації металевого затвора плоского типу під навантаженням

деформації ущільнювальної поверхні і циліндричної частини сідла. Таким чином, погонне зусилля герметизації потрібно вираховувати за спрощеною формулою

$$q_n = \frac{Sp}{b}, \quad (2)$$

де $b = D - D_N$ — ширина контактної зони (рисунки 1).

Крім того, при деформації золотника, як показано на рисунку 3, може виникати проковзування поверхонь одна відносно одної.

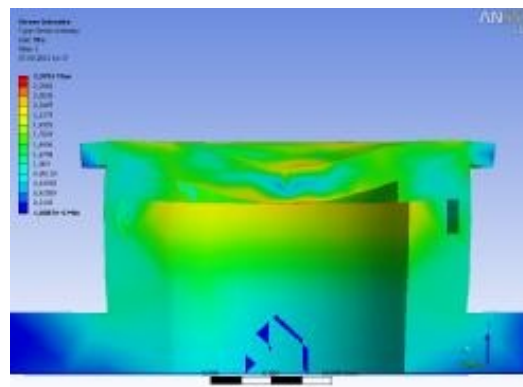


Рисунок 3 — Чисельне моделювання деформації затвора плоского типу під навантаженням

Розрахуємо силу проковзування

$$q_\tau = \mu_{\text{тер}} q_z, \quad (3)$$

де $\mu_{\text{тер}}$ — коефіцієнт тертя.

Отже,

$$q_n = c \cdot \int_{-1}^1 q_z(X) dX = \frac{q_z}{\sin \alpha + \mu_{\text{тр}} \cos \alpha}, \quad (4)$$

де α — реальний кут конусності затвора, c — ширина зони контакту, x — координата по осі Ox (рисунки 1).

Враховуючи рівняння (4), потрібне розподілене контактне зусилля можна вирахувати наступним чином:

$$\theta q_n(X) = \frac{c}{2\pi r} \sqrt{1-X^2} \cdot 2 \arccos B + (X+B) \times \ln \left| \frac{B+X}{1+BX + \sqrt{(1-X^2)(1-B^2)}} \right| - (X-B) \ln \left| \frac{B-X}{1-BX + \sqrt{(1-X^2)(1-B^2)}} \right|, \quad (5)$$

де $X = x/c$, $B = b/c$, — коефіцієнт пружності, θ — ширина зони контакту, визначається з рівняння

$$\frac{c}{r} \left(\arccos \frac{b}{c} - \frac{b}{c} \sqrt{1 - \frac{b}{c}} \right) = \frac{2\theta q_{in}}{c}.$$

Вирахуємо витрату робочого тіла через золотник при рівномірному розподіленні контактного тиску. Проникність стику перекидного ущільнювача визначається

$$U = \frac{Q}{p}, \quad (6)$$

де Q — величина протікання робочого тіла через капіляри ущільнення.

Тоді визначимо протікання через ущільнення

$$Q = \frac{\pi D_c R_{\max}^3 p^2 \Lambda^3 v_i}{8l\mu(1-\eta)^2 K_l}, \quad (7)$$

де μ — динамічна в'язкість, Λ — щільність зазорів у стику, η — відносна площа контакту, K_l — коефіцієнт звивистості, v — доля ефективних мікроканалів, R — висота мікронерівностей шорховатості.

Згідно з даними [4], зв'язок питомого протікання в ущільненні визначається рівнянням

$$\int_{-1}^1 \exp(2,3(k_{0i}k_r\theta q_n(X) - b_{0i}))dX = \frac{\pi D_c R_{\max}^3 p^2 \Lambda^3 v_i}{8l\mu(1-\eta)^2 K_l}. \quad (8)$$

Крім того, металеві ущільнення характеризуються тим, що в них величина протікання залежить від чистоти робочих поверхонь перекидного органа. Тому кінцевим етапом проектування затвора є вибір класу чистоти обробки згідно [5], яку показано на рисунку 4.

Висновки

Наведена вище методика дозволяє на початковому етапі проектування електромагнітного клапана з ущільненням метал по металу визначити параметри перекидного вузла у залежності від характеристик робочого середовища і вимог герметичності.

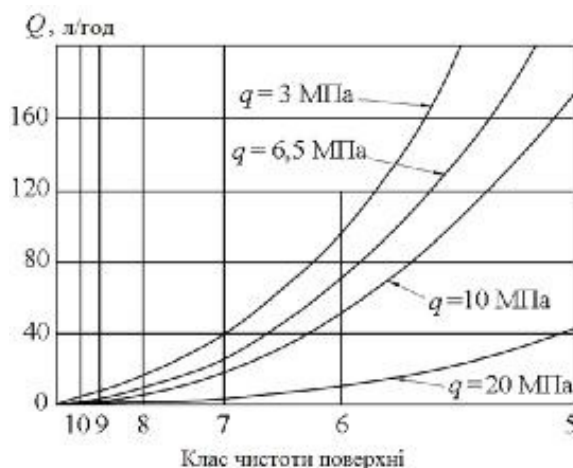


Рисунок 4 — Залежність впливу чистоти ущільнюючих поверхонь на протічку

За допомогою чисельного моделювання у програмному пакеті ANSYS v11 було візуально показано напруги, що виникають при деформації ущільнювальних елементів клапана. Показано необхідність враховувати при розрахунку силу проковзування поверхонь ущільнювачів золотника і сідла відносно одне одного.

Література

1. Астахов, А.Ю. Повышение качества изготовления задвижек совершенствованием технологического процесса и методов контроля: автореф. диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук: специальность 05.02.13 — “Машины, агрегаты и процессы”. — Уфа, 2002. — 24 с.
2. Оптимальное проектирование затворов трубопроводной арматуры с уплотнением “металл-металл”. Современные технологии. Системный анализ. Моделирование: науч. журн. / С.В. Белокобыльский, П.М. Огар, В.А. Тарасов. — Иркут. гос. ун-т путей сообщения. — 2008. — №5(17). — С. 10—15.
3. Mechanism of operation of a gate valve having a self-sealing ring with an axial stop / Shvets Yu. I., Livshits V. I., Drevin A. K., Chemical and Petroleum Engineering Volume 23, Number 4 (1987), 177–181, DOI: 10.1007/BF01149340.
4. Проектирование затворов трубопроводной арматуры Современные технологии. Системный анализ. Моделирование: науч. журн. / П.М. Огар, В.А. Тарасов, А.Н. Черемных А.Н. — Иркут. гос. ун-т путей сообщения. — 2007. — №3(15). — С. 6—10.
5. Гуревич, Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. / Д.Ф. Гуревич. — 4-е изд. — М.: Машиностроение, 1969. — 887 с.

Надійшла 20.09.2012 року