

гідротранспорту підтверджено можливість його використання для ізоляції припливу пластової води.

Таблиця 4 – Пенетрація суміші структуроутворювача і нафти

| Номера сумішей | Вміст суміші, % | | Пенетрація, мм |
|----------------|--------------------|-------|----------------|
| | структуроутворювач | нафта | |
| 1 | 100 | 0 | 3,25 |
| 2 | 80 | 30 | 0,57 |
| 3 | 60 | 40 | 5,6 |
| 4 | 40 | 60 | 10,3 |

Таким чином, експериментальне вивчення властивостей структуроутворювача дало змогу запропонувати його як водоізоляційний матеріал для тампонування високопровідних тріщин у видобувних і нагнітальних свердловинах, для створення міжсвердловинних потоковідхилювальних бар'єрів. Великий інтервал зміни розмірів частинок (0,17-2 мм) і велика гранулометрична неоднорідність дають змогу рекомендувати його для тампонування різнорозкритих тріщин великої провідності. Він може переноситися водою на великі відстані (густина 1025 кг/м³). У разі невеликого надходження нафти в зону тампонування створюється злипла маса, а при вмісті нафти понад 20% відбувається розчинення і вимивання тампонуємого матеріалу, що виключає перекриття нафтопровідних тріщин. Температура його застосування не повинна перевищувати 140-160°C. За більш високих температур пенетрація розтопу наближається до пенетрації (рухомості, сипкості) структуроутворювача за нормальних умов. За температур вище 40°C різко знижується його рухомість, що обмежує застосування структуроутворювача в районах з високою температурою повітря.

Література

1. Бойко В.С. Об определении проницаемости трещин трещиновато-пористой среды. – Иванов-Франковск: ИФИНГ, 1988. – 8 с. – Деп. в УкрНИИТИ 25.05.88, №1288-Ук 88.
2. Физические свойства горных пород (Петрофизика): Справочник геофизика. – М.: Недра, 1984. – 455 с.
3. Беянин Б.В., Эрих В.Н. Технический анализ нефтепродуктов и газа. – Л.: Химия, 1970. – 260 с.

УДК 622.691

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ ДІАГНОСТИЧНОЇ МОДЕЛІ ЦИЛІНДРА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА

В. Я. Грудз, В. В. Костів, Я. В. Грудз

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42157

e-mail: public@ifdtung.if.ua

УМГ "Прикарпаттрансгаз", 76000, м. Івано-Франківськ, вул. Незалежності, 15, тел. (03422) 42195, e-mail: public@ifdtung.if.ua

Рассмотрены вопросы создания математической модели цилиндра поршневого компрессора с учетом возможных перетоков сквозь неплотности. Сделаны предпосылки создания на основе предложенного математического аппарата диагностической модели поршневого компрессора.

В циліндрі поршневого компрессора відбувається сукупність термодинамічних процесів, що називається циклом і об'єднує послідовно минаючі процеси: розширення робочого тіла з мертвого простору, наповнення, стиски, нагнітання. У циклі відбувається обмін із зовнішнім середовищем у вигляді тепла, роботи і маси робочого тіла. Корисний масообмін, тобто такий, що відповідає функціональному призначенню компрессора, проходить у процесах наповнення і нагнітання. Шкідливий масообмін, тобто такий, що відповідає нефункціональному призначенню компрессора, проходить при будь-якому процесі циклу і визначається перетоками через негерметичності ущільнень.

The questions of creation of mathematical model of the cylinder of a piston compressor are reviewed taking into account of possible overflow through leakiness. Are made thenecessary prerequisites for creation on the basis of the proposed mathematical vehicle of diagnostic model of a piston compressor.

Негерметичність ущільнень може створити отвір, щілина, що конструктивно не передбачені, негерметичність оцінюється кількісно розміром площі перерізу отвору або щілини, скорочено – перетином негерметичності. Переріз негерметичності є функцією процесу: якщо процес циклу передбачає "відключення" ущільнення, наприклад, відкриття клапана, то переріз негерметичності відключеного клапана тотожно дорівнює нулю; в інших процесах розмір перерізу негерметичності залежить від посадки ущільнюючого елемента, перепаду тисків на ущільненні, маси рухомих елементів, пружних характеристик деталей. Таким чином, розмір перерізу негерметичності – змінний,

найбільша його зміна відбувається в моменти “вмикання” і “вимкнення” ущільнень.

Оскільки початкові і граничні параметри циклу загалом змінні в часі, однозначна оцінка розміру шкідливих мас обмінів за весь цикл неможлива. Тому необхідно знайти такий процес циклу, де розмір перерізу негерметичності можна було б умовно вважати константою, тобто встановити однозначну оцінку. Очевидно, що такий процес не може включати два різні послідовних процеси, тому що на їхній межі відбувається “вмикання” або “вимкнення” ущільнень. У процесах наповнення і нагнітання переріз негерметичності одного з клапанів тожний нулю, тому не може бути ідентифікований. У такий спосіб ідентифікацію перерізів негерметичності всіх ущільнень необхідно проводити на одному з процесів розширення газу з мертвого простору.

До відмов, що викликають енерговтрати, відноситься зміна стану проточної частини клапана, що виражається у втратах газодинамічної роботи, зумовленої зазвичай нагароутворенням або деформацією запірних елементів, або неправильно підібраним зусиллям пружин. Ці відмови не можуть ідентифікуватися в процесах розширення і стиску, їх ідентифікують у процесах наповнення або нагнітання, або спеціальними методами діагностики. Таким чином, досліджуючи процес розширення або стиску, можна оцінити технічний стан циліндра.

Процес розширення або стиску – політропічний зі змінним показником політропи. Це нестационарний процес змінної маси. Для таких процесів необхідно використовувати вираз першого начала термодинаміки у вигляді

$$Q_{12} = L_{12} = E_1 - E_2 - \sum_{k=1}^n \int_{t_1}^{t_2} \left(i_k + \frac{c_k^2}{2} + gz_k \right) dG_{mk}, \quad (1)$$

де: Q_{12} – тепло, передане за час $t_2 - t_1$; L_{12} – технічна робота, що виконується за цей же час; E_1, E_2 – запас енергії відкритої системи відповідно в моменти часу t_1, t_2 .

Запас енергії системи – це сума кінематичної, потенціальної і внутрішньої енергій системи. Оскільки політропічний процес, що відбувається в циліндрі компресора за час $t_2 - t_1$, не передбачає збільшення потенціальної і кінематичної енергій робочого тіла, то одержуємо

$$E_2 - E_1 = \Delta E = \Delta U, \quad (2)$$

де U – повна (масова) внутрішня енергія системи.

Оскільки геометричні розміри циліндра ПГПА невеликі, то будемо вважати, що масообмін проходить без привнесення потенціальної енергії, зумовленої силою земного тяжіння.

Оскільки поршневі компресор – проточна машина об'ємного класу, то в моменти здійснення в циліндрі політропічних процесів газу нагнітальному трубопроводі за клапаном не має кінематичної енергії, у цьому випадку

$$i_n + \frac{c_n^2}{2} + gz_n = i_n, \quad (3)$$

де i_n – питома ентальпія газу, що підраховується за параметрами тиску і температури в нагнітальному трубопроводі за клапаном.

У термодинамічних моделях поршневих компресорів прийнято вважати, що термодинамічна система гомогенна, прийняті припущення не суперечать загальноприйнятим.

У відповідності з ними рівняння (1) зводиться до вигляду

$$\Delta U = Q_{12} - L_{12} + \sum_{k=1}^n \int_{t_1}^{t_2} i_k G_{mk}. \quad (4)$$

Визначимо початкові умови. Відомо [1], що жодна точка політропного процесу не може належати одночасно двом процесам циклу, що відбуваються послідовно. В [1] встановлено, що запізнення закриття клапана викликає істотні перетоки. За даними [2] запізнення закриття оцінюється до $5-10^\circ$ положення вала після крайньої мертвої точки. За цей час об'єм, що визначається ходом поршня, збільшиться на $0,9\%$ робочого об'єму. Оцінимо розмір температури в точці початку процесу розширення в момент повного закриття клапана.

Припустимо, що температура газу мертвого простору в крайній мертвої точці дорівнює температурі в нагнітальному трубопроводі за клапаном. Теплообмін у процесі розширення вирахуємо за величиною показника політропи, що дорівнює $1,2$ [2].

Знехтуємо зміною температури газу внаслідок дросель-ефекту з причини значного перепаду тиску в проточній частині клапана в процесі його закриття. Враховуючи, що об'єм мертвого простору прийнятні на порядок перевищує розмір збільшення об'єму в процесі закриття клапана, процес змішування газів із мертвого простору і перетоку під час закриття клапана будемо вважати ізохорним змішуванням. Газ у цьому процесі вважаємо ідеальним. Температура газу з мертвого простору як однієї з частин, що змішуються, визначається для умов політропного розширення.

Тоді, відповідно до закону ізохорного змішування, за розміром температури наприкінці процесу закриття клапана [3] одержуємо відносну зміну температури наприкінці процесу закриття клапана

$$T = \frac{G_0 T_m + G_n T_n}{G_0 + G_n}; \quad (5)$$

$$\delta T = \frac{T - T_n}{T_n} = - \frac{\varphi \theta}{1 + \varphi \theta}; \quad (6)$$

$$\theta = \frac{V_0}{V_1} - \left(\frac{V_0}{V_1} \right)^n; \quad \varphi = \frac{P_0}{P_1},$$

де: G_0, T_m – маса і температура газу з мертвого простору; G_n, T_n – маса і температура газу

перетоку в процесі закриття клапана; P, V, n – відповідно тиск, об'єм і показник політропи розширення; індекси 0, 1 відповідають моментам положення поршня в крайній мертвій точці і наприкінці процесу закриття клапана.

Величина масового перетоку в цьому процесі

$$G_n = P_1 V_1 \frac{1}{ZRT_n} \frac{Z_1 \varphi V_0}{Z_0 V_1}, \quad (7)$$

де Z, R – відповідно коефіцієнт стисливості і газова постійна газу.

Початкова умова (6) відповідає процесу розширення в одній порожнині циліндра двосторонньої дії. Оскільки технічний стан цих порожнин пов'язаний одним загальним структурним параметром стану – негерметичністю поршневого ущільнення, то оцінка негерметичностей у порожнинах повинна проводитись спільно. Тому одночасно з процесом розширення в одній порожнині необхідно розглядати процес стиску в іншій порожнині.

Для процесу стиску неможливо визначити початкову умову аналогічно (6), оскільки невідомі ні маса, ні температура в моменти 0, 1. Для цього процесу може бути встановлена тільки кінцева умова [4]

$$t_k = t; P(t_k) = \max P(t), \quad (8)$$

де t – час; k – індекс до моменту кінця процесу стиску.

Час процесу розширення t_{1-n} менший від часу процесу стиску t_{1-k} (індексу n відповідає момент кінця процесу розширення), тому для замикання системи рівнянь (4) для двох порожнин необхідна додаткова інформація про процеси в порожнині після моменту n , оскільки після моменту n напрям перетоків з порожнини, де проходить процес стиску (відповідно до перепаду тиску), в порожнину, що примикає до неї, у період t_{n-k} може бути задано тільки $P(t)$. Ця залежність відповідає процесу наповнення, в якому внаслідок незначності коливань тиску зазвичай приймають $P(t) = P = idem$ [5].

В результаті такої схематизації можливо оцінити перерізи негерметичності всмоктувальних і нагнітальних клапанів, поршневого і штокового ущільнень. Для замикання рівняння (4) необхідно мати закон теплообміну, який може бути встановлений із точністю до 2-х констант – температури поверхні стінки циліндра і константи в коефіцієнті тепловіддачі. Таким чином, оцінці підлягають 12 параметрів: 6 параметрів перерізів негерметичності, 4 параметри теплообміну, 2 розміри мертвого об'єму.

Періоди часу t_{1-n} , t_{1-k} визначаються розміром ступеня підвищення тиску, а енергообмін через негерметичність в нагнітальних клапанах – величиною тиску і температури в нагнітальному трубопроводі за клапаном, тобто цю сукупність розмірів можна визначити як

“граничні умови”. Частота обертання вала також стосується таких умов.

Граничні умови – функції часу, але за такий короткий проміжок часу, як один цикл, якщо агрегат працює в усталеному режимі (тобто не в режимі запуску, гальмування, переключення, регулювання), зміною цих розмірів можна знехтувати [40].

У рівнянні (4) використовуються значення внутрішньої енергії і ентальпії, питомі характеристики цих функцій для реальних газів, якими є природні гази, та залежності двох термодинамічних параметрів, наприклад, тиску і температури. Закон $P(t)$ одержують експериментально індукуванням циліндрової порожнини, вимір $T(t)$ у даний час вважається неможливим, оскільки вимір температури можливий тільки з поверхонь, а розбіжність температур за об'ємом може відрізнитися на 4-6°, що відповідно до рівняння стану може призвести до похибки в 1,5% у визначенні масової подачі. Така помилка може цілком “виключити” перетоки в остаточному результаті або істотно спотворити його.

Оскільки закон $T(t)$ вважається незадалим для визначення температури в процесах, рівняння (4) доповнюється рівнянням стану газу.

Таким чином, для проведення оцінки 12 параметрів необхідно розв'язати систему принаймні з $2 \cdot 12 = 24$ рівнянь. Кожна пара рівнянь подає формулу (4) та рівняння стану газу, записані для деякого відрізка процесу.

Для розв'язання системи необхідно визначити залежності, за якими знаходяться внутрішня енергія, ентальпія, маса перетоку, кількість теплоти, робота процесу, характеристики робочого тіла і процесу.

Література

1. Мясников В.Г. Исследование влияния динамических процессов на рабочий цикл самодействующих прямооточных клапанов поршневых компрессоров // Дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук. – Л., 1974. – 174 с.
2. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. – Л.: Машиностроение.
3. Кириллин В.А., Сычѳв В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1979. – 512с.
4. Копелевич А.С. Газодинамическая работа ступени поршневого компрессора // Известия вузов. Машиностроение. – 1979. – № 3. – С.62-64
5. Пластинин П.И. Расчѳт и исследование поршневых компрессоров с использованием ЭВМ // В сб. Насосостроение и компрессостроение: Итоги науки и техники. – М.: ВИНТИ, 1981. – Т.2. – 168 с.