УДК 622.242.6

ВИКОРИСТАННЯ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ВИТРАТИ КЛАПАНА БУРОВОГО НАСОСА

С.С. Чаплінський, З.М.Одосій

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 45369
e-mail: chaplin@ukr.net

Рассматривается методика определения коэффициента расхода клапана №7 поршневого бурового насоса УНБТ-950 с помощью вычислительной гидродинамики. Получены эмпирические зависимости коэффициента расхода от высоты подъема тарелки клапана над седлом, как переменной величины.

A technique of definition of factor of the charge of the valve crack of the piston mud pump with the help of CFD has been considered. Empirical dependences of factor of the charge of the valve crack from height of rise of a plate of the valve above a saddle, as variable are received.

При проектуванні нових конструкцій поршневих насосів виникають труднощі щодо визначення гідродинамічних характеристик його елементів, зокрема елементів гідравлічної частини.

Для розв'язання математичної моделі руху тарілки клапана [1, 5, 7] необхідно мати емпіричну залежність коефіцієнта витрати щілини μ від висоти підйому тарілки клапана над сідлом h.

Хоча автори [1, 3, 4] використовують постійне значення коефіцієнта витрати, але вони подають результати досліджень коефіцієнта витрати як змінної величини залежної від висоти підйому тарілки клапана h і вказують, що даний коефіцієнт є експериментальним.

Більшість вчених, які досліджували роботу самодіючих клапанів, проводили дослідження $\mu = f(h)$ чи $\xi = f(h)$. Вони намагалися отримати емпіричні залежності для визначення даних коефіцієнтів. Так, в [1, 5, 6, 7] наведено емпіричні формули для визначення даних коефіцієнтів, що можуть бути використані при дослідженні умов роботи тільки клапанів визначених конструкцій.

Характерним для всіх досліджень є те, що при малих висотах підйому тарілки клапана коефіцієнт витрати щілини також малий, тому що при русі рідини через маленьку щілину виникає великий гідравлічний опір. При збільшенні висоти підйому тарілки клапана коефіцієнт опору щілини зменшується, що веде до збільшення коефіцієнта витрати. При великих значеннях підйому тарілки над сідлом потік рідини відривається від поверхні сідла, що зумовлює стискання потоку та веде до зменшення коефіцієнта витрати щілини клапана поршневого насоса.

Результати досліджень, що проводились для певних конструкцій клапанів подано в [1, 5, 6]. Розбіжність в результатах досліджень [1, табл.12 ст.88, 6] свідчить про складний характер розподілу даного коефіцієнта.

В результаті своїх досліджень (Краусс, Ліндер, Лутц, Шренк, Попов, Караев М.А.) [1, 5, 6] прийшли до висновку, що при малих висотах підйому значення коефіцієнтів h, μ та ξ сильно залежать від конструкції пари „сідло – тарілка", режиму руху рідини, розмірів клапанної коробки; тому отримати загальну залежність $\mu = f(h)$ неможливо.

Отже, для кожної нової конструкції клапанного вузла та гідравлічної частини слід проводити експерименти, які б найбільш повно відповідали реальним умовам роботи насосів.

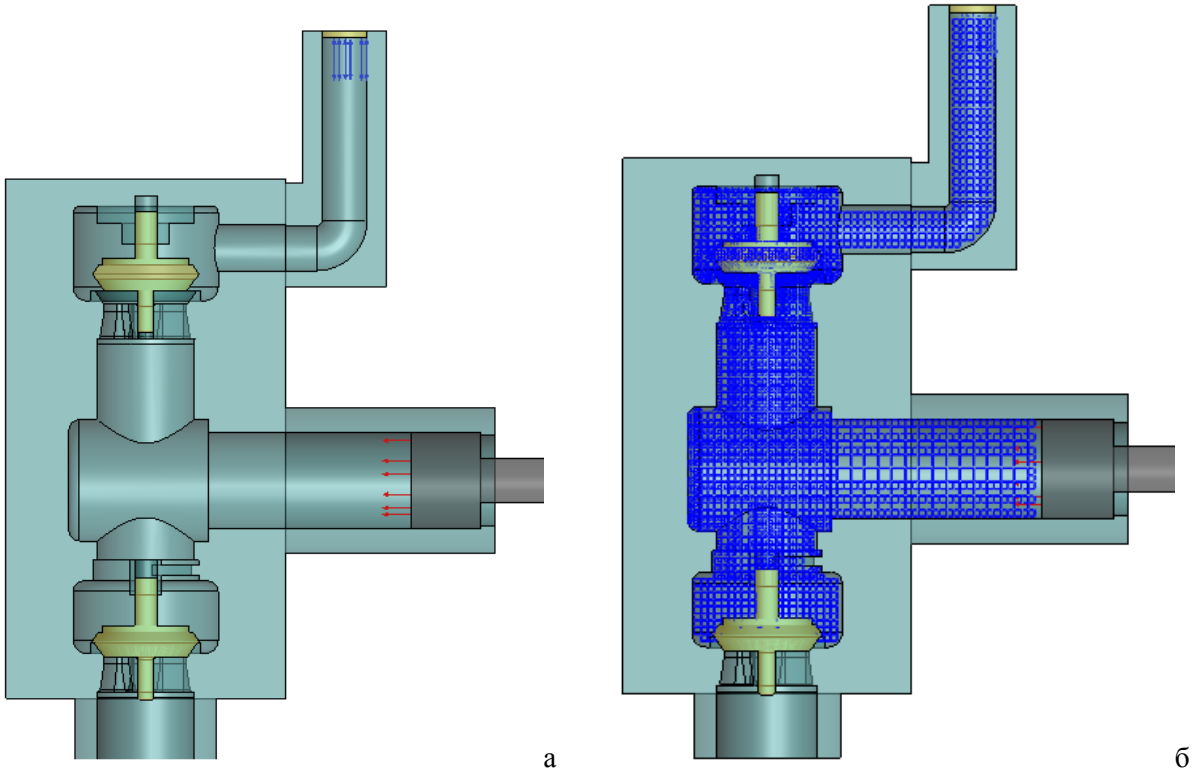
Як відомо, коефіцієнт витрати щілини клапанного вузла залежить від багатьох факторів, а саме: геометрії деталей клапанного вузла (геометрія сідла, ущільнення, кута нахилу конусної поверхні тарілки та сідла, діаметра тарілки клапана і т.п); геометрії гідравлічної частини (віддаль між стінками, віддаль від тарілки клапана до вихідного трубопроводу, шорсткості поверхонь гідравлічної частини); параметрів рідини (густина, в'язкість); параметрів руху рідини (швидкості, числа Рейнольда Re) — тому необхідно визначати даний коефіцієнт на повнорозмірній моделі гідравлічної частини з відтворенням реальних умов роботи.

На даний час конструювання деталей гідравлічної частини, і, зокрема, клапанної пари, проходить за такою схемою:

– спочатку виготовляються реальні моделі з врахуванням досвіду попередніх досліджень;

– далі проводиться ряд натурних експериментів для конкретної конструкції гідравлічної частини і досліджуваного клапанного вузла для визначення дослідних параметрів (максимальна висота підйому, висота зависання тарілки клапана, кутів запізнення закривання та відкривання), що впливають на роботу бурового насоса і входять в математичну модель, яка описує роботу клапана (одним з таких параметрів є коефіцієнт витрати щілини μ). Записують діаграми ходу клапана, індикаторні діаграми зміни тиску в гідравлічній частині. На основі таких досліджень робляться висновки про доцільність використання нових конструкцій.

Такі дослідження вимагають від конструкторів та виробників значних затрат коштів та часу, тому для здешевлення цих робіт вдаються до використання спрощених методик розрахунку роботи клапанного вузла [1, 2, 4].



а б

а – модель гідравлічної частини створена в SolidWorks;
б – сітка кінцевих об'ємів, після розбиття області руху рідини

Рисунок 1 — Комп'ютерна повнорозмірна модель гідравлічної частини поршневого бурового насосу УНБТ – 950

Отже, для зменшення та здешевлення проектування нових насосів виникає необхідність проведення досліджень для визначення коефіцієнта витрати щілини клапана без натурних експериментів.

З наявністю комп'ютерної техніки та систем CAD/CAE стало можливим швидко та якісно проектувати та досліджувати умови роботи машин та механізмів, а також досліджувати параметри руху рідини в будь-яких конструкціях за допомогою обчислювальної гідрогазодинаміки. Чисельне моделювання руху рідини базується на розв'язанні рівнянь Нав'є-Стокса.

Основними програмними продуктами, які призначені для дослідження параметрів руху рідини в конструкціях, є: CosmosFloWorks, FlowVision, Fluent, StarCD, CFX.

В даній роботі використовується програмний продукт CosmosFloWorks.

Для використання цих програм необхідно створити повнорозмірну твердотілу віртуальну модель досліджуваного об'єкту за допомогою CAD системи.

Однією з найвідоміших CAD систем середнього рівня є SolidWorks. За допомогою SolidWorks методами булевих операцій (витягування, вирізання, приклеювання, обертання) створюється повнорозмірна модель гідравлічної частини досліджуваного насоса (рис. 1, а).

Слід зазначити, що CosmosFloWorks є програмним продуктом, що інтегрований в середовище SolidWorks, і є Golden Partner (золотим партнером) компанії SolidWorks Corp.

Після створення геометрії руху рідини досліджувана область розбивається на сітку кінцевих об'ємів. В CosmosFloWorks є можливість подрібнення сітки в необхідних місцях (щілині клапана) для більш якісних та достовірних розрахунків, а також для зменшення необхідної потужності комп'ютера. На рис. 1, б показано сітку після розбиття області руху рідини в гідравлічній частині. Крім того, створена модель є параметризованою, тобто дозволяє змінювати геометрію гідравлічної частини та визначати її вплив на μ.

Після розбиття області руху рідини на сітку кінцевих об'ємів задаються граничні умови на вході та на виході рідини (можливо задавати подачу, швидкість руху рідини та тиск як на вході, так і на виході), також вибираються опції розрахунку, такі як критерії збіжності, цілі, параметри рідини.

В результаті розрахунку моделі руху рідини — розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса — отримуються шукані параметри, такі як швидкість руху рідини та тиск в гідравлічній частині.

Результати розрахунків можуть бути представлені за допомогою різноманітних можливостей програми. Так, зокрема, можна відобразити параметри руху рідини на вибраній площині (рис. 2) у вигляді тонової заливки (певному кольору відповідає певне значення тиску), поверхні — у вигляді ізоліній та ізоповерхонь, а також

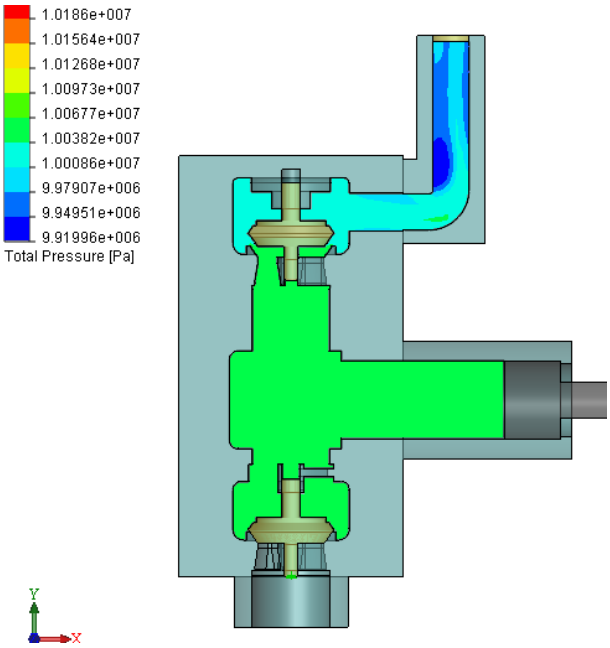


Рисунок 2 — Карта розподілу тиску в перерізі XY

результати — у вигляді таблиць та графіків. Існує можливість створення анімацій руху рідини та відображення траєкторії руху частинок рідини і твердих включень.

При дослідженні нами параметрів руху рідини (води) в гідравлічній частині бурового насоса УНБТ–950 та клапана №7 використано розбиття на 100000 кінцевих об'ємів. Граничні умови: значення на виході (тиск в свердловині) — 10 МПа; на вході (на поверхні поршня) задавалася подача, зумовлена рухом поршня — 0.001-0.03 м^3/с.

Відомо, що

$$\mu = \frac{Q}{f_{щ} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}}, \qquad (1)$$

де: Q – витрата рідини в щілині клапана (подача, яка зумовлена рухом поршня), м^3/с;

$\Delta P = P_1 - P_2$ – перепад тиску на тарілці клапана, Па (де: P_1 – тиск під клапаном, Па; P_2 – тиск над клапаном, Па);

$\rho = 1000$ кг/м^3 – густина води;

$f_{щ}$ – площа щілини між конічними поверхнями сідла та тарілки клапана, м^2.

Площа щілини $f_{щ}$ визначається за формулою (2) як бокова поверхня зрізаного конуса з більшою основою, що рівна діаметру клапана $d_{кл}$:

$$f_{щ} = \pi \cdot h \cdot d_{кл} \cdot \sin\beta \cdot (1 - \frac{\sin 2\beta}{2 \cdot d_{кл}} \cdot h), \qquad (2)$$

де: β – кут нахилу між віссю та твірною тарілки клапана.

h – висота підйому тарілки над сідлом, мм.

Після створення комп'ютерної моделі визначається перепад тиску ΔP при різних значеннях висоти h та подачі Q. Дані, отримані в результаті експериментів та оброблені за (1) та (2), подано на рис. 3 у вигляді графічних залежностей коефіцієнта витрати щілини клапана від висоти його підйому над сідлом. На цьому ж рисунку подані графічні апроксимовані залежності.

а

б

а – при прямих перетоках; б – при зворотних перетоках; 1 – експериментальна залежність; 2 – апроксимована залежність

Рисунок 3 — Залежності коефіцієнта витрати щілини клапана від висоти підйому тарілки над сідлом

При роботі поршневих насосів можливі зворотні перетоки рідини в порожнину під клапаном через запізнення посадки тарілки клапана на сідло, що негативно впливає на роботу поршневого насоса. Для визначення коефіцієнта витрати щілини при зворотних перетоках значення подачі на поршні задавалося з протилежним знаком. В результаті обробки дослідних даних отримано залежності:

– при прямих перетоках

$$\mu = 4 \cdot 10^6 \cdot h^4 + 3582{,}4 \cdot h^3 - 8113.9 \cdot h^2 + 175.03 \cdot h$$

(величина достовірності апроксимації 0,9932);

при зворотних перетоках

$$\mu = -2 \cdot 10^9 \cdot h^4 + 5 \cdot 10^7 \cdot h^3 - 482779 \cdot h^2 + 1608 \cdot h$$

(величина достовірності апроксимації 0,9922).

Збільшення коефіцієнта витрати щілини μ до певного значення висоти h, а потім його зменшення зумовлено тим, що спочатку — при збільшенні щілини — зменшується коефіцієнт опору $\xi = \frac{1}{\sqrt{\mu}}$, а надалі — при збільшенні h — відбувається відривання потоку рідини від стінок клапану та сідла і значне її обтискання, що призводить до збільшення коефіцієнта опору ξ, і відповідно до зменшення μ.

Висновки

– досліджено залежність коефіцієнта витрати щілини клапана №7 бурового насоса УНБТ-950 від висоти його підйому h;

– залежність $\mu = f(h)$ потрібно застосовувати при розв'язанні математичної моделі руху тарілки клапана з врахуванням коефіцієнта витрати щілини клапана як змінної величини для знаходження траєкторії руху тарілки клапана та коефіцієнта подачі;

– для перевірки адекватності отриманих результатів комп'ютерного моделювання потрібно провести експеримент в реальних умовах, і за умови адекватності можна рекомендувати дослідження подібних задач без проведення натурних експериментальних робіт.

Література

1 Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. – М.: Недра, 1983. – 208 с.

2 Ильский А.Л., Миронов Ю.В. Расчет и конструирование бурового оборудования. – М.: Недра, 1985. – 452 с.

3 Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972.

4 Волков А.С. Буровые геолого-разведочные насосы. – М.: Недра, 1978. – 205 с.

5 Зайцев В. И. Исследования работы клапана поршневого насоса: Канд. дисс... – М.: 1954. – 156 с.

6 Караев М.А., Мамедов А.В. Зависимости для определения гидравлических показателей клапана бурового насоса // Изв. вузов. Нефть и газ. – 1980. – № 6.

7 Чичеров Л.Г., Молчанов Г.В. и др. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования. – М.: Недра, 1987. – 422 с.

УДК 621.671:004.942

BOND GRAPH МОДЕЛЬ МАГІСТРАЛЬНИХ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ НАФТОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ СТАНЦІЙ

В.С. Костишин, П.О. Курляк

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 48003
e-mail: p_kurlyak@ukr.net

Создана компютерно-ориентированная модель магистральных центробежных насосов на основании метода Bond Graph и программы имитационного моделирования 20-sim 3.6 07 Professional, с помощью которой проведено исследование установившихся режимов работы насоса НМ 7000-210.

The computer oriented model of the main way centrifugal pumps was created on the basis of Bond Graph method and the program of imitational modeling of 20-sim 3.6 07 Professional, on the basis of which the research of set working regimes of the pump HM 7000-210 was conducted.

Постановка проблеми. Вирішення важливої задачі оперативного розрахунку та оптимізації режимів роботи відцентрових насосів (ВН) магістральних нафтопроводів вимагає створення їх комп'ютерних моделей, здатних адекватно відображати складні фізичні процеси енергоперетворення в цих лопатевих машинах. Це відкриває шлях до значного енергозаощадження, оскільки масовість, велика потужність та довготривалий режим роботи ВН визначають їх значну питому вагу в енергетичному балансі країни.

Однак, незважаючи на значні досягнення, здобуті в області фізичного та математичного моделювання процесів у лопатевих гідромашинах, загальний стан таких фундаментальних досліджень далекий до задовільного, оскільки досі не створена ефективна комп'ютерноорієнтована модель ВН, яка б давала змогу на основі каталогових конструктивних даних машини аналізувати її динамічні та усталені режимні параметри у всьому експлуатаційному діапазоні з врахуванням основних властивостей робочої рідини, зокрема її в'язкості.

Аналіз результатів останніх досліджень. Гідромеханіка лопатевих машин, за словами Вершиніна, майже повністю базується на емпіричних стохастичних формулах, які не припускають ефективного використання ЕОМ, оскільки вони не дають змоги встановити всі закономірності взаємозв'язаних фізичних процесів, що мають місце у гідромашинах [1]. Це викли-