

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-43-49>

УДК 622

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ КЛАПАНІВ ШТАНГОВОГО СВЕРДЛОВИННОГО НАСОСА

Федорович Я. Т., Шостаківський І. І., Михайлюк В. В.,
Процюк В. Р., Семенчук А. В., Ковтун В. М.

ANALYSIS OF DESIGNS AND RESEARCH OF VALVES SUCKER ROD PUMP

Fedorovych Y. T., Shostakivskiy I. I., Mykhailiuk V.V.,
Protsiuk V.R., Semenchuk A. V., Kovtun V. M.

Для видобування нафти використовують штангові свердловинні насоси, у яких одними із найвідповідальніших елементів є клапани. Зазвичай у таких насосах використовують кулькові клапани. Проте, проведений аналіз кулькових клапанів показав, що вони мають ряд недоліків, серед яких втрата герметичності клапана під час роботи, неможливість застосування у свердловинах із викривленим стовбуром, низька працездатність, знос тощо. Сьогодні існують інші конструкції клапанів, такі як тарілчасті та золотникові, які мають суттєві переваги над кульковими. У статті наведено будову та принцип дії пропонованого клапана золотникового типу. Для визначення його гідродинамічних характеристик та порівняння із гідродинамічними характеристиками кулькового клапана побудовано тривимірні моделі та проведено імітаційне моделювання їх роботи за однакових граничних умов. Програма, яка використовувалась для імітаційного моделювання – FlowSimulation, яка є доповненням програми SolidWorks. FlowSimulation дозволяє вирішувати такі завдання як аеродинаміка твердих тіл, процеси теплообміну в системах охолодження, процеси фільтрації. Також у цій програмі можливо досліджувати відразу кілька варіантів моделі виробу або можливих його конфігурацій і отримати більш наочні результати: будь-які параметри доступні для аналізу – швидкість, тиск, густина, температура – безпосередньо на моделі виробу. Для отримання точніших результатів імітаційного моделювання сітки скінченних елементів обох клапанів було оптимізовано. У результаті імітаційного моделювання отримано розподіли швидкостей руху рідини у поздовжніх та поперечних перерізах досліджуваних клапанів. Встановлено, що гідравлічний опір руху рідини у золотникового клапана майже такий, як і у кулькового. Золотниковий клапан дозволяє збільшити

коефіцієнт наповнення насоса без збільшення глибини занурення його під динамічний рівень, збільшити подачу насоса, зменшити навантаження на штангову колону та застосовувати його при інтенсивніших режимах роботи штангової свердловинної насосної установки. Також золотниковий клапан рекомендується використовувати під час відкачування в'язких рідин і рідин, у яких наявний вільний газ, та у свердловинах, в яких спостерігаються асфальто-смоло-парафінові відклади.

Ключові слова: ШСНУ, насос, клапан, імітаційне моделювання, гідравлічний опір.

Вступ. Сьогодні зростає необхідність у нафтогазовому обладнанні, яке б працювало безвідмовно, мало б високі технічні характеристики. До такого обладнання відноситься штанговий свердловинний насос, який приводиться в дію за допомогою верстатка-качалки. Варто зазначити, що за допомогою установок штангових свердловинних насосів у нашій державі видобувається значна частина нафти. Проте, більшість відмов штангових насосних установок припадає на клапани насосів. Попри те, що понад 95% всіх клапанних вузлів штангових насосів виконані із запірним елементом у виді кульки, в світовій практиці використовується велика кількість інших конструкцій клапанів, які сьогодні є малодосліджені та не оптимізовані для певних умов експлуатації.

Аналіз закордонних і вітчизняних досліджень та публікацій. У штангових свердловинних насосах найчастіше

використовуються вхідні та нагнітальні кулькові клапани. Хоча вони є простими та надійними у роботі, їхня конструкція залишається незмінною протягом багатьох років, незважаючи навіть на низький коефіцієнт наповнення циліндра насоса, який не перевищує 0.5. Збільшення коефіцієнта наповнення циліндра насоса можна досягнути модернізувавши конструкції клапанних вузлів. Для цього необхідно відмовитись від використання запірних елементів клапана сферичної форми, оскільки він забезпечує герметичність клапана за рахунок лінійного контакту кульки із сідлом. Щонайменша зміна форми кулі у результаті її зношування та корозії впливає на герметичність клапана [1, 2].

Геометричні розміри, матеріали деталей клапанів необхідно ретельно вибирати, враховуючи конкретні умови їх експлуатації, такі як глибина свердловини, властивості рідини, наявність корозійного середовища, механічних домішок, витрату тощо. Належне технічне обслуговування клапанів є важливими для забезпечення надійної та ефективної роботи штангового насоса протягом тривалого використання [2, 3].

Удосконалення конструкції клапанів дозволить зменшити кількість їх відмов і покращити загальну продуктивність штангових насосів загалом [3].

Далі наведено окремі конструкції клапанів, що використовуються у складі штангових насосів.

Клапани з примусовим закриттям. Клапан (рис. 1) складається з корпусу 1 зі встановленим у ньому сідлом 2.

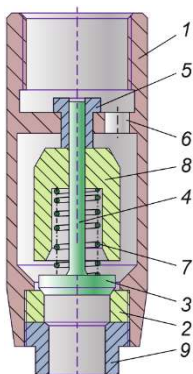


Рис. 1. Клапан з примусовим закриттям:
1 – корпус; 2 – сідло; 3 – тарілка; 4 – шток;
5 – напрямна; 6 – отвори; 7 – пружина;
8 – рухомий вантаж; 9 – затискна гайка

З сідлом 2 взаємодіють тарілка 3 зі штоком 4, який проходить через напрямну 5. Напрямна

виконана у перегородці корпусу 1 з периферійними отворами 6 для проходження рідини. Пружина 7 підтискає тарілку до сідла. Між перегородкою та пружиною встановлено рухомий вантаж 8.

У клапана, поданого на рисунку 2, є два запірні елементи у вигляді кульки – 1 та 3 [4].

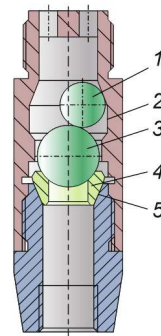


Рис. 2. Клапан:

1, 3 – запірний елемент; 2 – клітка клапана;
4 – сідло; 5 – обойма

Другий додатковий запірний елемент 1 є допоміжним та слугує для гальмування обертання робочого елемента 3 під час його посадки на сідло 4, а також для збільшення навантаження на клапан. Через наявність двох запірних елементів клітка клапана 2 є видовженою. Сідло 4 має зовнішню конічну посадочну поверхню для встановлення в обойму 5.

Працездатність кулькових клапанних вузлів є низькою, оскільки кулька з сідлом контактує лінійним контактом. При лінійній герметизації найменша розбіжність з ідеальними геометричними формами призводить до появи зазорів між контактуючими елементами. Через ці зазори відбувається витікання пластової рідини.

Надійність кулькового клапана знижується внаслідок впливу корозивного середовища та гідроабразивного зносу.

Недоліки кулькових клапанів проявляються також і при збільшенні кута нахилу свердловини через неможливість посадки кульки в сідло, що призводить до одностороннього зносу сідла.

Недоліками кулькових клапанів є також несвоєчасне відкриття і закриття під час всмоктування та нагнітання пластової рідини.

Для усунення недоліків, які притаманні кульковим клапанам свердловинних насосів були розроблені золотникові клапани [4].

Золотниковий клапан має напрямну, яка забезпечує примусову посадку запірних елементів на сідло, за рахунок чого збільшується коефіцієнт наповнення насоса.

Конструкція клапана наведена на рисунку 3.

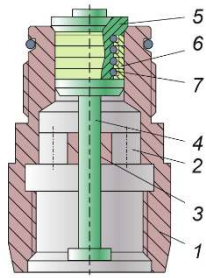


Рис. 3. Золотниковий клапан:

- 1 – сідло; 2 – отвори; 3 – напрямний отвір;
4 – хвостовик; 5 – корпус золотника;
6 – металеві кільця; 7 – еластичні кільця

Клапан складається з сідла 1 із отворами 2 для проходження пластової рідини та напрямним отвором 3 у корпусі золотника 5 для хвостовика 4. Золотник утворений набором металевих кілець 6, що утворюють запірну пару з внутрішньою поверхнею сідла. Кільця 6 можуть переміщуватись у осьовому та радіальному напрямках та ущільнені з поверхнею корпусу золотника 5 еластичними кільцями 7 круглого поперечного перерізу, які розміщені ексцентрично попарно відносно одного. Ексцентричне зміщення еластичних кілець досягається за рахунок виконання на поверхні корпусу золотника п'яти кільцевих пазів із заданим ексцентриситетом (0,2...0,5 мм).

Для полегшеного входу золотника з набором ущільнювальних кілець у сідло, на вході сідла виконана конічна фаска, що відповідає конічному бурту, який виконано на корпусі золотника 5.

Наявність конічної фаски на сідлі та конічного бурта на корпусі золотника збільшує герметичність запірної пари при контакті конічних поверхонь у закритому положенні клапана.

Клапан золотникового типу має високу ремонтпридатність за рахунок можливості заміни еластичних та металевих кілець нового ремонтного розміру.

Наведені вище конструкції клапанів мають різні характеристики, і, відповідно, для підбору клапанного вузла необхідно враховувати конкретні умови його експлуатації.

Мета роботи та обґрунтування необхідності її виконання

Метою роботи є імітаційне моделювання роботи клапанів штангового свердловинного

насоса для оцінки їх гідродинамічних характеристик.

Для досягнення мети необхідно:

- провести аналіз конструкцій клапанів штангових свердловинних насосів;
- створити тривимірні моделі клапанів штангового свердловинного насоса та провести імітаційне моделювання їх роботи за однакових граничних умов;
- оцінити гідродинамічні характеристики досліджуваних клапанів штангового свердловинного насоса та подати рекомендації щодо використання пропонованого клапана.

Викладення основного матеріалу.

Конструкція пропонованого клапана золотникового типу показана на рисунку 4.

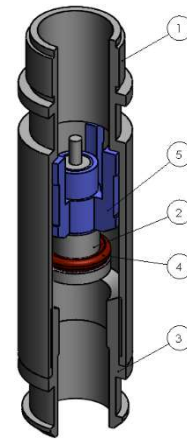


Рис. 4. Клапан золотникового типу:

- 1 – корпус; 2 – тарілка; 3 – сідло; 4 – ущільнююче кільце; 5 – центратор

Клапан золотникового типу складається з корпусу 1 і сідла 3. В порожнині корпусу 1 встановлена тарілка 2, в проточці якої розміщено гумове кільце 4. Тарілка 2 приєднана до центратора 5, на зовнішній циліндричній поверхні якого виконані напрямні.

Клапан жорстко кріпиться до циліндра штангового насоса. Крайне верхнє і крайнє нижнє положення тарілки 2 обмежується відповідними поверхнями корпусу 1 і сідла 3. У момент закриття клапана спочатку тарілка 2 входить у контакт із внутрішньою поверхнею сідла 3, відбувається первинна герметизація зони всмоктування від зони нагнітання. За рахунок перепаду тиску тарілка 2 рухається вниз до упора центратора 5 в направляючу поверхню сідла 3.

Конструкція даного клапана дозволяє збільшити коефіцієнт наповнення циліндра насоса без занурення його на більшу глибину

(під динамічний рівень). За рахунок цього збільшується подача насоса без зростання енерговитрат та зменшується навантаження на колону насосних штанг. Це дозволяє переходити на інтенсивніші режими роботи штангової насосної свердловинної установки.

Клапан рекомендовано використовувати:

1) при відкачуванні в'язких рідин зі свердловин;

2) при відкачуванні рідин зі свердловин із наявним вільним газом (де газ різко знижує коефіцієнт наповнення циліндра штангового насоса, що призводить до необхідності експлуатації насосів з великою глибиною їх занурення нижче динамічного рівня);

3) при експлуатації свердловин із високою продуктивністю;

4) в свердловині, де спостерігаються асфальто-смоло-парафінові та сольові відклади, які швидко забивають канали клапанів насосів.

З метою порівняння гідродинамічних характеристик клапанів кулькового та золотникового типів штангових насосів побудовано їх тривимірні моделі, які показані на рисунку 5.

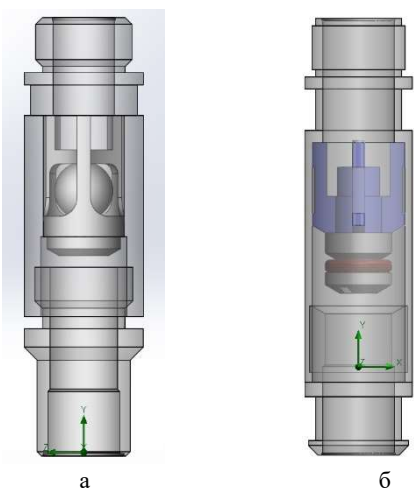


Рис. 5.– Кульковий (а) та золотниковий (б) клапани

Перед проведенням дослідження запірні елементи клапанів виставлені у крайніх положеннях, тобто клапани повністю відкриті.

Для отримання точніших результатів імітаційного моделювання було оптимізовано сітки скінченних об'ємів. Під оптимізацією сітки розуміються такі її налаштування, за яких скінченні елементи є дрібнішими у певних зонах (вузких каналах та зонах контакту робочого середовища із внутрішніми поверхнями клапанів). Сітки скінченних елементів для обох

варіантів конструкцій клапанів показані на рисунку 6.

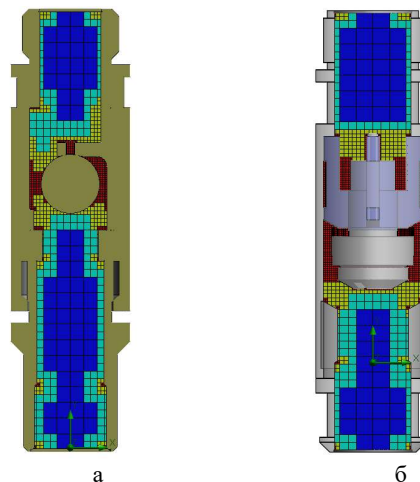


Рис. 6. Сітки скінченних елементів (кульковий (а) та золотниковий (б))

Граничними умовами, що застосовувались під час проведення досліджень, прийнято тиск на виході клапана (18 МПа), витрату рідини на вході клапана ($12 \text{ м}^3/\text{добу}$) та температуру рідини ($40 \text{ }^\circ\text{C}$). Також при дослідженні використано рідину, взяту із бібліотеки матеріалів програми FlowSimulation – Olive Oil. Характеристики цієї рідини близькі до характеристик пластової рідини. Варто зауважити, що у характеристиках Olive Oil використано залежність її в'язкості від температури.

Розрахункова схема для кулькового та золотникового клапанів показана на рисунку 7. Оскільки граничні умови для обох клапанів однакові, то показано тільки один клапан (золотниковий).

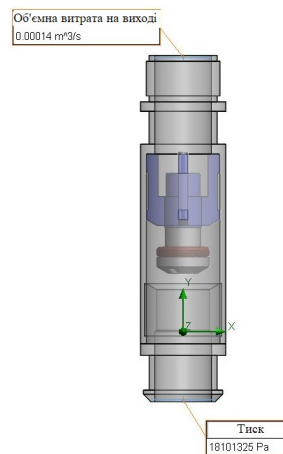


Рис. 7. Розрахункова схема

На наступних рисунках показано результати імітаційного моделювання. Для зручності їх порівняння результати для кулькового та золотникового клапана наведені поруч.

На рисунку 8 показано розподіл тиску рідини у поздовжньому перерізі клапанів.

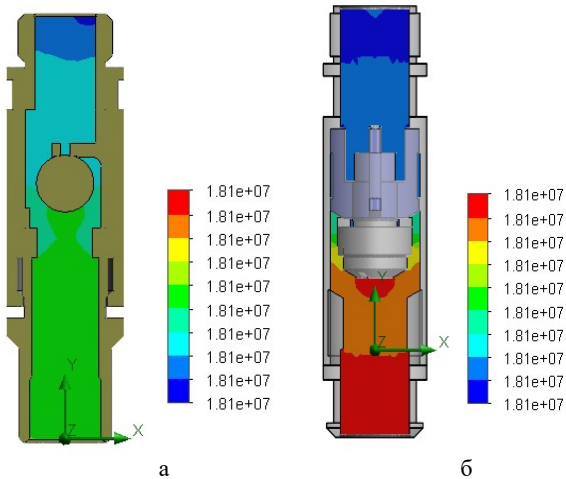


Рис. 8. Розподіл тиску (Па) в поздовжньому перерізі клапанів (кульковому (а) та золотниковому (б))

Для порівняння гідродинамічних характеристик клапанів доцільно визначити величини гідравлічних опорів, які вони створюють. Оскільки з рисунку 8 зробити це неможливо, то, скориставшись певними інструментами програми FlowSimulation, було визначено:

- гідравлічний опір кулькового клапана складає 1166 Па;
- гідравлічний опір золотникового клапана становить 1206 Па.

Отже, згідно розрахунків, величина гідравлічного опору золотникового клапана незначно відрізняється від величини гідравлічного опору кулькового клапана. Це означає, що коефіцієнт заповнення штангового насоса за використанням клапана нової конструкції буде вищим, що позитивно вплине на ефективність роботи насосної установки загалом.

Розглянемо далі інші результати імітаційного моделювання клапанів – розподіл швидкостей руху рідини у поздовжньому перерізі (рис. 9).

Згідно з рисунком 9 більші швидкості руху рідини спостерігаються у золотниковому клапані. Це підтверджує саме більший його гідравлічний опір. Варто зауважити, що максимальні швидкості руху рідини спостерігаються у найменших поперечних перерізах клапанів (рис. 10).

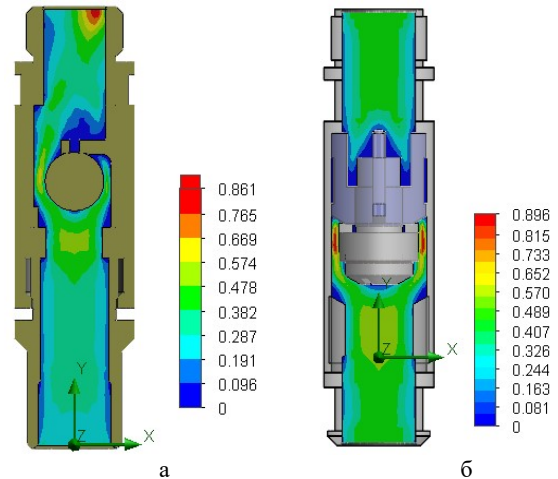


Рис. 9. Розподіл швидкості (м/с) у поздовжньому перерізі клапанів (кульковому (а) та золотниковому (б))

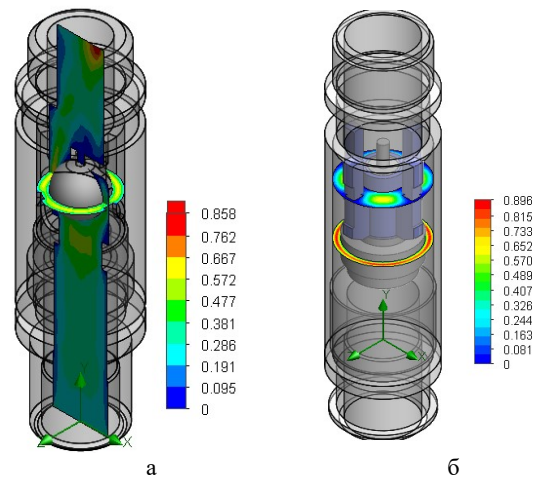


Рис. 10. Розподіл швидкості (м/с) у найменших перерізах клапанів (кульковому (а) та золотниковому (б))

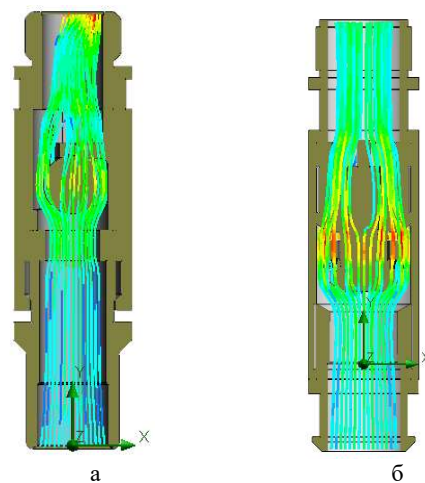


Рис. 11. Траєкторія руху рідини (кульковий (а) та золотниковий клапани (б))

На рисунку 11 показано траєкторії руху рідини у клапанах.

Висновки. Проведений аналіз конструкцій клапанів штангових свердловинних насосів виявив ряд недоліків, що притаманні кульковим клапанам. До цих недоліків відносяться втрата герметичності клапана під час роботи, неможливість застосування у свердловинах із викривленим стовбуром, низька працездатність, вплив корозії, знос тощо. Сьогодні існують інші конструкції клапанів, такі як тарілчастий та золотниковий, які мають суттєві переваги над кульковими.

Однією з основних характеристик клапанів є опір, який вони створюють під час руху рідини. Для визначення величин опорів кулькового та золотникового клапанів побудовано їх тривимірні моделі та проведено імітаційне моделювання роботи за однакових граничних умов. Для отримання точніших результатів імітаційного моделювання клапанів попередньо було оптимізовано сітки скінченних елементів.

За результатами проведеного імітаційного моделювання встановлено, що гідравлічний опір золотникового клапана є майже такий самий як у кулькового. Золотниковий клапан дозволяє збільшити коефіцієнт наповнення насоса без збільшення глибини занурення його під динамічний рівень, збільшити подачу насоса, зменшити навантаження на штангову колону та застосовувати його при інтенсивніших режимах роботи штангової свердловинної насосної установки. Також золотниковий клапан рекомендується використовувати під час відкачування в'язких рідин, рідин у яких наявний вільний газ та у свердловинах, в яких спостерігаються асфальто-смоло-парафінові та сольові відклади.

Література

1. 1 Дженнінгс, Джеймс В. «Дизайн насосних систем насосної штанги». Доповідь, представлена на столітньому симпозиумі SPE у Нью-Мехіко Тех, Сокорро, Нью-Мексико, жовтень 1989 р. doi: <https://doi.org/10.2118/20152-MS>
2. 2 Fakher, Sherif & Khlaifat, Abdelaziz & Hossain, M. & Nameer, Hashim. (2021). A comprehensive review of sucker rod pumps' components, diagnostics, mathematical models, and common failures and mitigations. *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*. 11. 10.1007/s13202-021-01270
3. 3 Khabibullin, M. (2019). Development of the design of the sucker-rod pump for sandy wells. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 560. 012065. 10.1088/1757-899X/560/1/012065.

Conference Series: Materials Science and Engineering. 560. 012065. 10.1088/1757-899X/560/1/012065.

4. 4 Федорович Я. Т.. *Машины та обладнання для видобутку нафти і газу. Навчальний посібник.* Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2014. 297 с.

References

1. 1 Dzhenninhs, Dzheims V. «Dyzain nasosnykh system nasosnoi shtanhy». *Dopovid, predstavlena na stolitnomu sympoziumi SPE u Niu-Mekhiko Tekh, Sokorro, Niu-Meksyko, zhovten 1989 r.* doi: <https://doi.org/10.2118/20152-MS>
2. 2 Fakher, Sherif & Khlaifat, Abdelaziz & Hossain, M. & Nameer, Hashim. (2021). A comprehensive review of sucker rod pumps' components, diagnostics, mathematical models, and common failures and mitigations. *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*. 11. 10.1007/s13202-021-01270
3. 3 Khabibullin, M. (2019). Development of the design of the sucker-rod pump for sandy wells. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 560. 012065. 10.1088/1757-899X/560/1/012065.
4. 4 Fedorovych Ya. T.. *Mashyny ta obladnannia dlia vydobutku nafty i hazu. Navchalnyi posibnyk.* Ivano-Frankivsk: IFNTUNH, 2014. 297 p.

Fedorovych Y.T., Shostakivskiy I.I., Mykhailiuk V.V., Protsiuk V.R., Semenchuk A.V., Kovtun V.M. Analysis of designs and research of valves sucker rod pump

Rod well pumps are used for oil extraction, in which valves are one of the most responsible elements. Ball valves are usually used in such pumps. However, the analysis of ball valves showed that they have a number of disadvantages, including loss of valve tightness during operation, impossibility of use in wells with a curved stem, low efficiency, wear, etc. Today, there are other valve designs, such as poppet and spool valves, which have significant advantages over ball valves. The article describes the structure and principle of operation of the proposed spool type valve. In order to determine its hydrodynamic characteristics and compare them with the hydrodynamic characteristics of the ball valve, three-dimensional models were built and simulated simulations of their operation under the same boundary conditions were carried out. The program used for simulation modeling is FlowSimulation, which is an add-on to the SolidWorks program. FlowSimulation allows you to solve such tasks as the aerodynamics of solid bodies, heat exchange processes in cooling systems, and filtration processes. Also, in this program, it is possible to investigate several options of the product model or its possible configurations at once and get more visual

results: any parameters are available for analysis - speed, pressure, density, temperature - directly on the product model. To obtain more accurate simulation results, the mesh of finite elements of both valves was optimized. As a result of the simulated modeling, distributions of fluid movement velocities in the longitudinal and transverse sections of the studied valves were obtained. It was established that the hydraulic resistance to fluid movement in a spool valve is almost the same as in a ball valve. The spool valve allows you to increase the filling factor of the pump without increasing the depth of its immersion below the dynamic level, increase the pump supply, reduce the load on the rod column and use it in more intensive modes of operation of the rod well pump installation. Also, the spool valve is recommended for use when pumping viscous liquids and liquids containing free gas, and in wells where asphalt-tar-paraffin deposits are observed.

Key words: *rod well pump installation, pump, valve, simulation modeling, hydraulic resistance.*

Федорович Ярослав Теодорович – к. т. н, доцент кафедри нафтогазових машин та обладнання, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Шостаківський Ігор Іванович – старший викладач кафедри нафтогазових машин та обладнання, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Михайлюк Василь Володимирович – к. т. н, доцент кафедри нафтогазових машин та обладнання, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Процок Василь Романович – к. т. н, доцент кафедри інженерії програмного забезпечення, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Семенчук Андрій Васильович – кандидат фізико-математичних наук, доцент кафедри фізико-математичних наук, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Ковтун Віталій Миронович – асистент кафедри геодезії та землеустрою, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Стаття подана 17.04.2024.