

робіт і сприятиме зменшенню часу, який необхідний для їх проведення.

Література

1. Семенцов Г.Н., Горбійчук М.І. Оптиміальне адаптивне керування процесом буріння свердловин. // Нафтова і газова промисловість. – 2002. – №2. – С. 18-20.

2. Батырбаев Э.М. Суммирующие трансмиссии силовых приводов буровых установок, методы диагностики их состояния и восстановления // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1996. – № 5. – С. 32.

3. Лобанов В.А., Мнацаканов А.В., Мурадов Б.М., Шубладзе А.М. Автоматизация технологических процессов бурения // Сер. Бурение газовых и газоконденсатных скважин. – М.: ВНИИЭгазпром, 1986. – 50 с.

шин, що дало змогу підвищити їх ККД до 97% ÷ 99%. Натомість в механіці та гідравліці традиційно сформувалися інші, зазвичай емпіричні підходи в моделюванні перетворювачів енергії, результати досліджень яких вже не відповідають вимогам сьогодення. Тому з позицій існування електро-гідромеханічних аналогій [1] доцільно застосувати термодинамічний підхід і

4. Муха Т.И., Януш Б.В., Цупиков А.П. Приводы машин: Справочник / Под ред. В.В.Длоугого. – М.: Машиностроение, 1975. – 344 с.

5. Бабчук С.М. Модель контролю енергетичних параметрів дизельного привода ротора бурових установок // Науковий вісник Івано-Франківського технічного університету нафти і газу. – 2002. – № 1. – С. 60-63.

УДК 621.22+621.67+62.001.57

ПРЕДСТАВЛЕННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА У ВИГЛЯДІ ЧОТИРИПОЛЮСНИКА

В.С.Костишин, П.М.Николин

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел.(03422) 48003
e-mail: epeo@nuing.edu.ua*

На основани термодинамічного підходу розроблено математичну модель центробежного насоса в виде пасивного чотирьохполосника, определено параметри его схеми заміщення на основани електрогідравлічної аналогії, составлено банк расчётных параметров для сериї центробежных насосов магистральных нефтепроводов.

On the basis of thermodynamic approach the centrifugal pump mathematical model as passive quadripole is worked out. Equivalent circuit parameters are defined based on electrohydraulic analogy. Design parameters bank is created for centrifugal pump series of oil – trunk pipelines.

Постановка проблеми, актуальність та доцільність досліджень. На сьогоднішній день дедалі відчутнішою стає залежність економіки держави від енергоосіб. Нафтогазова промисловість є однією із найбільш енергоємних галузей народного господарства. Тому тут є значні потенційні можливості для енергозбереження, зокрема, шляхом реалізації енергоефективних режимів роботи електроприводних насосних агрегатів, установлених на перекачувальних станціях магистральних нафтопроводів. Зазвичай в рух приводяться відцентрові насоси (ВН), визначення оптимальних параметрів режиму яких вимагає в свою чергу створення нових ефективних моделей, здатних адекватно відображати складні фізичні процеси енергоперетворень у машинах.

Одним із шляхів розв'язку цієї актуальної проблеми є використання термодинамічного підходу [4] до аналізу роботи як електромеханічних, так і гідромеханічних перетворювачів енергії, суть якого полягає у представленні цих машин у вигляді чотирьохполосника із сторони різної фізичної природи. Історично такий підхід був реалізований для електричних ма-

до моделювання гідромеханічних машин, зокрема, до ВН магистральних нафтопроводів.

Аналіз результатів останніх досліджень. Огляд літературних джерел та INTERNET засвідчив, що лише в останні десятиліття зроблено декілька спроб у використанні узагальненого термодинамічного підходу до моделювання довільного перетворювача енергії, зокрема, представленого в працях І.З.Щура, І.Ш.Когана, В.А.Еткіна, М.С.Сафонова [6-9]. Однак конкретних результатів в області гідромеханіки та ВН, зокрема, не отримано. Передумовою створення ефективною термодинамічної моделі ВН є також робота [1], в якій на основі теорії кіл Кірхгофа [2] запропонована схема заміщення гідромашини (рис. 1), що оперує із зосередженими комплексними параметрами. Реактивні опори x_i в цій схемі характеризують внутрішній енергообмін у машині, викликаний силами інерції, в той час як активні опори r_i – незворотні процеси, спричинені силами тертя та дисипації теплової енергії у докілья. Так, опори x_{mex} та r_{mex} враховують механічні втрати, x_i – внутрішній

гідроопір ВН, $x_{\mu H}$ та $x_{\mu Q}$ – вплив скінченої кількості лопатей на витрату і напір машини, $x_{\Delta Q}$ та $r_{\Delta Q}$ – об’ємні втрати у насосі, $x_{\Delta H}$ та $r_{\Delta H}$ – гідравлічні втрати у спіральному відводі, $r_{нав}$ – гідроопір напірного тракту гідромережі, H_0 , Q_∞ – напір та витрата ідеалізованого ВН, Q_μ та Q_Δ – об’ємні втрати рідини, спричинені відповідно скінченою кількістю лопатей та зворотними зв’язками через ущільнення та байпаси, Q_D та H_D – витрата і напір на виході насоса.

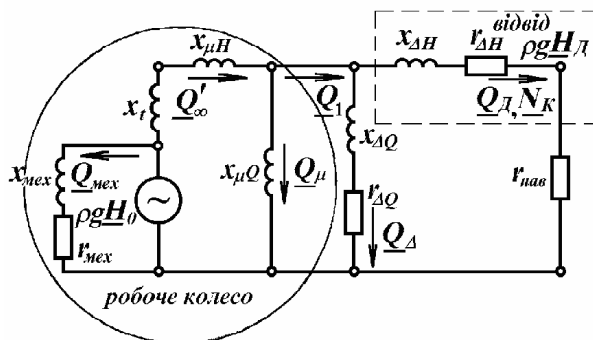


Рисунок 1 — Повна комплексна заступна схема ВН

Завдання досліджень. Метою роботи є створення математичної моделі ВН у вигляді чотириполюсника, визначення параметрів його схеми заміщення на основі електрогідравлічної аналогії та створення банку розрахункових параметрів ВН магістральних нафтопроводів.

Виклад основного матеріалу. В основі термодинамічного підходу лежить узагальнена теорія кіл Кірхгофа [2] та метод електрогідравлічної аналогії [1], з використанням яких отримана комплексна схема заміщення ВН (див. рис. 1), аналіз якої дає змогу розглядати насос як активний чотириполюсник A – схему, що має два вхідні та два вихідні затискачі, всередині якої є джерела енергії (рис. 2).

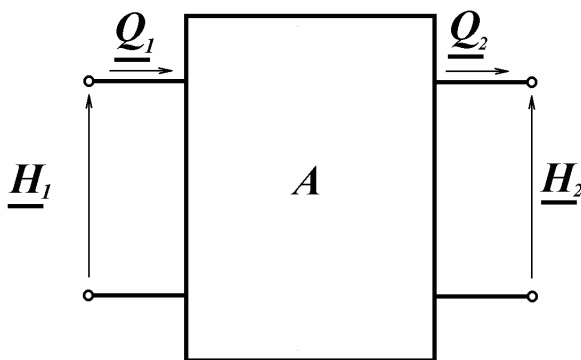


Рисунок 2 — Представлення ВН у вигляді активного чотириполюсника

Тут $Q_1, H_1; Q_2, H_2$ — відповідно вхідні та вихідні комплексні значення напорів та витрат насоса. Такий підхід пояснюється тим фактом, що ВН є гідромеханічним перетворювачем енергії, для якого справедливий принцип оборотності, а тому він може бути представлений як чотириполюсник зі сторонами загалом різної фізичної природи.

Повну комплексну заступну схему ВН (див. рис. 1) легко трансформують до вигляду активного чотириполюсника (рис. 3). Ліва частина цієї схеми відображає фізичні процеси у робочому колесі ВН, до якого підходить гідравлічна енергія з вхідного патрубку машини

$$A_1 = \rho g H_1 Q_1 t, \quad (1)$$

та обертова механічна енергія з валу приводного двигуна, що залежить від його кутової частоти обертання

$$A_{мех} = \rho g H_0 Q_1 t. \quad (2)$$

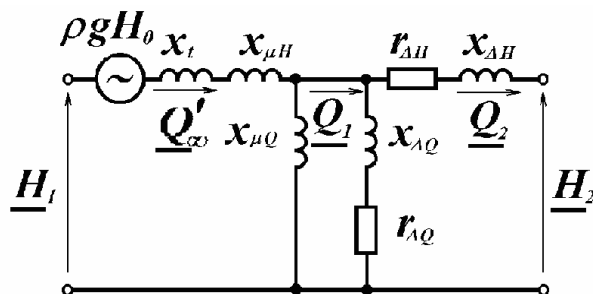


Рисунок 3 — Модифікована комплексна заступна схема ВН

В свою чергу, права частина схеми моделює фізичні процеси у спіральному відводі насоса, на виході якого рідина має гідравлічну енергію

$$A_2 = \rho g H_2 Q_2 t. \quad (3)$$

Схему активного чотириполюсника (рис. 3) легко спрощуємо шляхом еквівалентування до T -подібної схеми (рис. 4). Модулі результуючого опору $x_{рез}$ та результуючого рушійного напору $H_{рез}$ (аналога електрорушійної сили в електричному колі) визначаємо відповідно за такими формулами:

$$x_{рез} = \frac{x_{\mu Q} (x_t + x_{\mu H})}{x_{\mu Q} + (x_t + x_{\mu H})}, \quad (4)$$

$$H_{рез} = H_0 \frac{x_{рез}}{x_t + x_{\mu H}}. \quad (5)$$

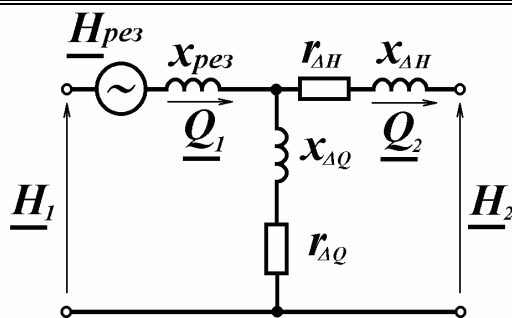


Рисунок 4 — T-подібна заступна схема ВН

Стан довільного активного чотириполосника описується системою рівнянь, складених для режиму одночасного короткого замикання входу і виходу схеми в комплексній формі [2]

$$\left. \begin{aligned} \underline{Q}_{1K}(\underline{Z}_1 + \underline{Z}_3) - \underline{Q}_{2K}\underline{Z}_3 &= \underline{H}_{рез}, \\ -\underline{Q}_{1K}\underline{Z}_3 + \underline{Q}_{2K}(\underline{Z}_2 + \underline{Z}_3) &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

де: \underline{Q}_{1K} , \underline{Q}_{2K} — відповідно вхідні та вихідні комплексні значення витрат у режимі короткого замикання схеми;

\underline{Z}_1 , \underline{Z}_2 , \underline{Z}_3 — повні комплексні опори T-подібної заступної схеми чотириполосника (рис. 5), які визначаємо через розрахункові параметри розгорнутої комплексної заступної схеми ВН за такими формулами:

$$\underline{Z}_1 = jx_{рез}, \quad (7)$$

$$\underline{Z}_2 = r_{\Delta H} + jx_{\Delta H}, \quad (8)$$

$$\underline{Z}_3 = r_{\Delta Q} + jx_{\Delta Q}. \quad (9)$$

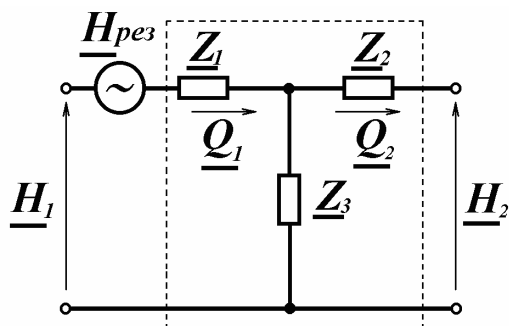


Рисунок 5 — Пасивний чотириполосник

Результати розрахунків параметрів для магістральних ВН серії НМ у відносних одиницях [1], де базовими вибрані дійсні номінальні параметри гідромашини, наведені в табл. 1.

Для спрощення аналізу розглянемо режим вхідного короткого замикання чотириполосника, для чого прирівняємо вхідну гідравлічну енергію A_1 до нуля (знехтуємо підпірним напором $H_1 = 0$). У цьому випадку перепад напорів, що створюється завдяки механічній енергії привода, буде рівний абсолютному значенню напору на виході насоса. Такий загальноживаний підхід до аналізу ВН дає змогу розглядати отриману схему як пасивний чотириполосник, що живиться від зовнішнього джерела, миттєве

значення напору якого в часі можна записати у вигляді гармонічного закону

$$h_{рез} = H_{рез} \sin(\omega \cdot t + \varphi), \quad (10)$$

де ω , φ — відповідно кутова частота та початкова фаза коливань.

Відомо, що для будь-якого пасивного чотириполосника можна знайти комплексні термодинамічні коефіцієнти \underline{A} , \underline{B} , \underline{C} , \underline{D} , які встановлюють зв'язок між вхідними та вихідними параметрами схеми

$$\left. \begin{aligned} \underline{H}_{рез} &= \underline{A}\underline{H}_2 + \underline{B}\underline{Q}_2, \\ \underline{Q}_1 &= \underline{C}\underline{H}_2 + \underline{D}\underline{Q}_2. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Комплексні коефіцієнти для T-подібної заступної схеми, що залежать від схеми внутрішніх з'єднань чотириполосника, значень опорів та частоти, визначаємо за формулами [2]

$$\underline{A} = 1 + \frac{\underline{Z}_1}{\underline{Z}_3}, \quad (12)$$

$$\underline{B} = \underline{Z}_1 + \underline{Z}_2 + \frac{\underline{Z}_1 \underline{Z}_2}{\underline{Z}_3}, \quad (13)$$

$$\underline{C} = \frac{1}{\underline{Z}_3}, \quad (14)$$

$$\underline{D} = 1 + \frac{\underline{Z}_2}{\underline{Z}_3}. \quad (15)$$

Даний чотириполосник відповідає умові взаємності, тобто для нього виконується рівність

$$\underline{AD} - \underline{BC} = 1. \quad (16)$$

Володіючи інформацією про опори заступної схеми чотириполосника за формулами (12)-(15), знайдемо комплексні коефіцієнти \underline{A} , \underline{B} , \underline{C} , \underline{D} для ВН типу НМ магістральних нафтопроводів. Результати розрахунку зводимо в табл. 2.

Із системи рівнянь чотириполосника (11) ми отримаємо рівняння напірної характеристики ВН в комплексній формі, записане із використанням коефіцієнтів

$$\underline{H}_Д = \frac{1}{\underline{A}} \cdot \underline{H}_{рез} - \frac{\underline{B}}{\underline{A}} \cdot \underline{Q}_Д, \quad (17)$$

де $\underline{Q}_Д$, $\underline{H}_Д$ — значення витрати та напору на вихідному патрубку ВН.

Рівнянню (17) відповідає зображена на комплексній площині колова діаграма режимів ВН (рис. 6).

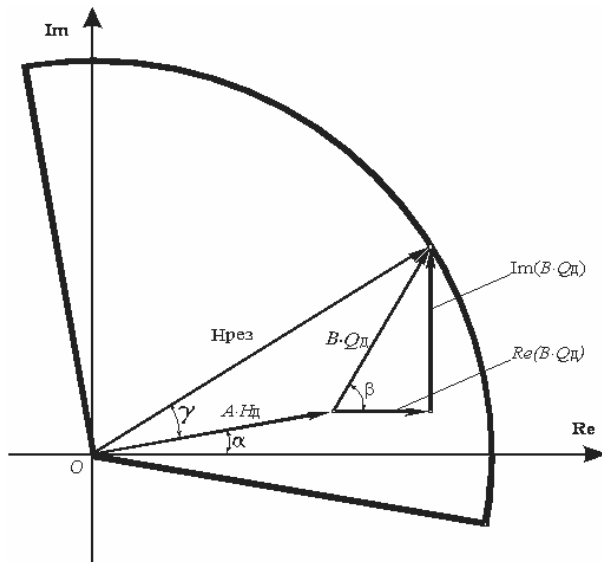


Рисунок 6 — Колова діаграма режимів ВН

Повернемо систему координат на кут α проти годинникової стрілки для того, щоб сумістити вектор дійсного напору із віссю реальних чисел Re' (рис. 7) і отримаємо скалярне рі-

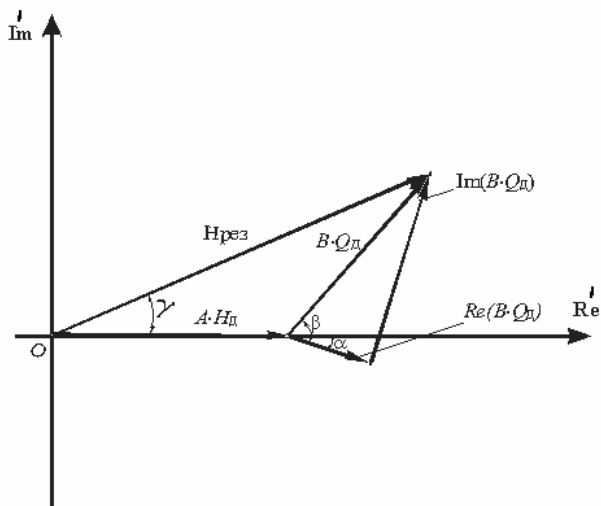


Рисунок 7 — Векторна діаграма режимів ВН

$$z_{Д} = \frac{1}{A} \left[\sqrt{(H_{рез})^2 - (B \cdot Q_{д} \cdot \sin(\beta - \alpha))^2} - B \cdot Q_{д} \cdot \cos(\beta - \alpha) \right] \quad (18)$$

Таблиця 1 — Параметри Т-подібної заступної схеми ВН

Марка насоса	Z_1	Z_2	Z_3
НМ 1250-260	$j0.05$	$0.005+j0.44$	$24.95+j11.6$
НМ 2500-230	$j0.137$	$0.002+j0.424$	$28.64+j21.14$
НМ 3600-230	$j0.293$	$0.001+j0.415$	$28.06+j26.46$
НМ 5000-210	$j0.459$	$0.00081+j0.407$	$27.67+j32.43$
НМ 7000-210	$j0.59$	$0.00053+j0.398$	$25.04+j36.74$
НМ 10000-210	$j0.796$	$0.00031+j0.39$	$21.72+j40.42$

Таблиця 2 — Комплексні коефіцієнти пасивного чотириполосника для ВН

Марка насоса	A	B	C	D
НМ-1250-260	$1.001+j0.002$	$0.004+j0.49$	$0.033-j0.015$	$1.007+j0.014$
НМ-2500-230	$1.002+j0.003$	$0.000833+j0.562$	$0.023-j0.017$	$1.007+j0.01$
НМ-3600-230	$1.005+j0.006$	$0.000964+j0.71$	$0.019-j0.018$	$1.007+j0.008$
НМ-5000-210	$1.008+j0.007$	$-0.002+j0.869$	$0.015-j0.018$	$1.007+j0.006$
НМ-7000-210	$1.011+j0.007$	$-0.002+j0.992$	$0.013-j0.019$	$1.007+j0.005$
НМ-10000-210	$1.015+j0.008$	$-0.003+j1.192$	$0.01-j0.019$	$1.007+j0.004$

вняння напірної характеристики ВН

Для підтвердження адекватності створеної математичної моделі у вигляді чотириполосника побудуємо напірну характеристику (рис. 8) магістрального відцентрового насоса НМ-2500-230 за допомогою програмного середовища Mathcad.

Результати порівняння розрахункової та отриманої експериментально [1] напірної характеристики досліджуваного насоса свідчать про добру збіжність результатів.

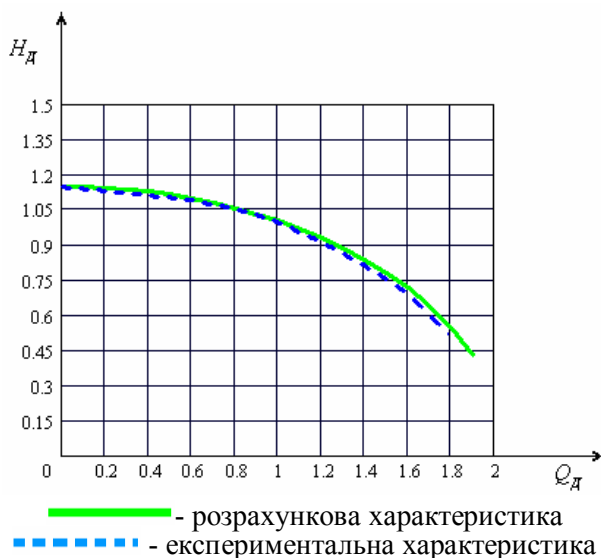


Рисунок 8 — Розрахункова напірна характеристика насоса НМ-2500-230

Висновки

1. Показано, що з позицій термодинамічного підходу ВН можна розглядати як пасивний чотириполюсник та виконано розрахунок його коефіцієнтів через параметри комплексної заступної схеми для серії ВН магістральних нафтопроводів.

2. Проілюстровано добру збіжність розрахункованих за допомогою комплексної моделі та отриманих експериментально напірних характеристик ВН магістральних нафтопроводів, де відносна похибка розрахунків для експлуатаційного інтервалу витрат машин не перевищує 2%.

3. Отримана термодинамічна модель ВН дає можливість в подальшому проводити дослідження ефективності енергетичних перетворень у лопатевих гідромашинах.

Література

1. Костишин В.С. Моделювання режимів роботи відцентрових насосів на основі електрогідравлічної аналогії. – Івано-Франківськ: Факел, 2000. – 163 с.

2. Бессонов Л.А. Теоретические основы электротехники. – М.: Высшая школа, 1973. – 752 с.

3. Меньшов Б.Г., Суд И.И. Электрификация предприятий нефтяной и газовой промышленности. – М.: Недра, 1984. – 416 с.

4. Вейник А.И. Термодинамика необратимых процессов. – Минск: Наука и техника, 1966. – 360 с.

Надійність та довговічність клапанного вузла поршневого бурового насоса головним чином визначається якістю та довговічністю ущільнення. Руйнування ущільнення зумовлено проникненням в нього абразиву в місцях контакту тарілки і сідла. Після зношення ущільнюючої манжети настає швидке руйнування робочих поверхонь деталей клапана. Таким чином, манжета є концентратором зношування. Цей фактор, а також посадка тарілки на сідло з ударом призводить до погіршення умов роботи, руйнування робочих поверхонь і передчасного виходу клапана з ладу.

Вирішенню наведених проблемних питань може допомогти конструкція безманжетного клапана з демпферною камерою [1], розрахункова схема якого представлена на (рис. 1). Наявність демпферної камери забезпечує безударну посадку тарілки, а відсутність ущільнюючої манжети сприяє зменшенню сконцентрованого зношування робочих поверхонь. Не маючи нічого проти інших існуючих конструкцій, такий клапан не складний у виготовленні, має покращені динамічні характеристики через меншу масу рухомої частини – тарілки без манжети і гайки кріплення, не потребує спеціальних пресів.

5. Костенко М.П., Пиотровский Л.М. Электрические машины. М.: Энергия, 1965. – 704 с.

6. Сафонов М.С. Метод интегральных уравнений баланса потоков массы, энергии и эксергии в анализе химико-технологических систем. – М., 2003. – 45 с.

7. Коган И.Ш. "Физические аналогии" – не аналогии, а закон природы. – 2004. <http://www.sciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/7438.htm>.

8. Эткин В.А. Термодинамика неравновесных процессов переноса и преобразования энергии. – Тольятти, 1999. – 216 с.

9. Щур І.З. Електропривод з двигуном постійного струму послідовного збудження як термодинамічний перетворювач енергії // Вісн. Нац. ун-ту "Львівська політехніка". – 2002. – № 449. – С.204-212.

МАТЕМАТИЧНО-КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПОСАДКИ ТАРИЛКИ БЕЗМАНЖЕТНОГО КЛАПАНА З ДЕМПФЕРНОЮ КАМЕРОЮ

І.Д.Лівак, М.М.Лях, І.В.Маланчук, В.І.Лівак

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел.(03422) 42353
e-mail: lyva@bigmir.net

Представлена расчетная схема безманжетного клапана с демпферной камерой поршневого бурового насоса. Создана математическая модель клапана. С помощью компьютерного моделирования определены коэффициенты расхода клапана при прямом и обратном потоке жидкости. Определено время посадки тарелки клапана и проведена проверка на безударность посадки на седло.

A calculation chart is in-process presented without the compression of valve with the damper chamber of piston boring pump. The mathematical model of valve is created. By the computer design the coefficients of expense of valve are certain at the direct and reverse stream of liquid. Time of landing of dish of valve is certain and verification is conducted on unstressedness of landing on a saddle.