

© **Б.В. Копей**
д-р техн. наук
О.В. Паневник
д-р техн. наук
О.О. Кузьмін
канд. техн. наук
І.Ф. Концур
канд. техн. наук
ІФНТУНГ

Гідравлічне моделювання робочого процесу ежекційної системи для промивання піскових корків

УДК 622.24:621.694.2

Підвищення ефективності ежекційного промивання піскових корків потребує розробки методів прогнозування зміни характеристик гідравлічної системи в процесі проведення технологічної операції з очищення вибою свердловини, унаслідок чого зростає актуальність робіт, спрямованих на гідравлічне моделювання робочого процесу струминного насоса, що дає змогу встановити взаємозв'язок між вхідними і вихідними параметрами ежекційної системи, тобто між продуктивністю поверхневого насосного агрегату та витратою змішаного потоку, який виходить зі свердловини. Особливо важливо розробити математичну модель робочого процесу ежекційної системи, яка дасть змогу підвищити ефективність промивання піскових корків у нафтових свердловинах та зменшити собівартість видобування нафти.

Ключові слова: ежекційна система, струминний насос, гідравлічне моделювання, пісковий корок.

Повышение эффективности эжекционной промывки песчаных пробок требует разработки методов прогнозирования изменения характеристик гидравлической системы в процессе проведения технологической операции по очистке забоя скважины, вследствие чего возрастает актуальность работ, направленных на гидравлическое моделирование рабочего процесса струйного насоса, что позволяет установить взаимосвязь между входными и выходными параметрами эжекционной системы, т.е. между производительностью поверхностного насосного агрегата и расходом смешанного потока, выходящего из скважины. Особенно важно разработать математическую модель рабочего процесса эжекционной системы, которая позволит повысить эффективность промывки песчаных пробок в нефтяных скважинах и уменьшить себестоимость добычи нефти.

Ключевые слова: эжекционная система, струйный насос, гидравлическое моделирование, песчаная пробка.

The efficiency improving of ejection washing sand plugs requires the development of methods for predicting of changes in the characteristics of the hydraulic system in the process of technological operation to clean the borehole, thereby increasing the relevance of activities aimed at hydraulic modeling workflow jet pump. It allows to establish a relationship between the input and output parameters of ejection system i.e. between the performance of the surface pumping unit and the flow rate of the mixed stream exiting from the well. It is particularly important to develop a mathematical model of workflow ejection system, which will improve the efficiency of washing sand plugs in oil wells and reduce the cost of oil production.

Key words: ejection system, jet pump, hydraulic modeling, sand plugs.

Струминні насоси надобули широкого застосування в нафтовій промисловості. Так, на сьогодні 70 % механізованого фонду нафтових свердловин на Півночі Російської Федерації експлуатують із використанням струминних насосів [1]. Поширеність застосування ежекційних технологій свідчить про їх світове значення. Одна зі сфер застосування струминних насосів у нафтовій та газовій промисловості – промивання піскових корків. Реалізація цієї технології сприяє запобіганню створенню значного тиску на пласт та зниженню провідності продуктивного горизонту, що має місце у випадку традиційного промивання піскового корка [2]. Підвищення ефективності ежекційного промивання піскових корків потребує розробки методів прогнозування зміни характеристик гідравлічної системи в процесі проведення технологічної операції з очищення вибою свердловини, внаслідок чого зростає актуальність робіт, спрямованих на гідравлічне моделювання робочого процесу струминного насоса.

Поставлене завдання потребує розробки математичної моделі свердловинної ежекційної системи, яка в загальному випадку передбачає спільний аналіз рівняння власної

характеристики струминного насоса та рівняння гідравлічної системи, в якій він працює. Практично роботу ежектора щодо виносу піску на сьогодні не було досліджено. Оскільки ежекційна система є важливою частиною установки, питання надійності системи натепер недостатньо вивчені.

Метою гідравлічного моделювання робочого процесу струминного насоса є встановлення взаємозв'язку між вхідними і вихідними параметрами ежекційної системи, тобто між продуктивністю поверхневого насосного агрегату та витратою змішаного потоку, який виходить зі свердловини. Особливо важливо розробити математичну модель робочого процесу ежекційної системи, яка дасть змогу підвищити ефективність промивання піскових корків у нафтових свердловинах та зменшити собівартість видобування нафти.

Нами запропоновано математичну модель свердловинної ежекційної системи, яка в загальному випадку передбачає спільний аналіз рівняння власної характеристики струминного насоса та рівняння гідравлічної системи, у якій він працює:

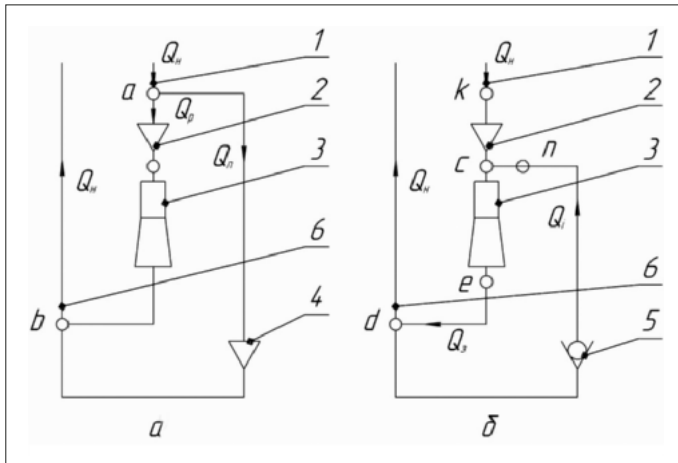


Рис. 1. Гідравлічна схема розробленого пристрою для промивання піскових корків: *a* – робота пристрою в режимі промивання пісового корка; *б* – робота пристрою в режимі видалення піску; 1 – колона НКТ, 2 – робоча насадка струминного насоса, 3 – камера змішування з дифуззором, 4 – промивальні насадки, 5 – зворотний клапан, 6 – гідравлічна лінія затрубного простору

$$h = a_0 + a_1 i + a_2 i^2; \quad (1)$$

$$h = f(i, L, \zeta, \mu); \quad (2)$$

де h , i – відносний напір та коефіцієнт інжекції струминного насоса; L – лінійні розміри елементів гідравлічної системи; ζ – безрозмірний параметр, який характеризує гідравлічний опір системи; μ – коефіцієнт витрати насадки.

Рівняння (1) визначає отриману авторами емпіричну напірну характеристику струминного насоса, а рівняння (2) – характеристику гідравлічної системи. Вигляд рівняння (2) необхідно встановити в процесі гідравлічного моделювання робочого процесу струминного насоса.

Проаналізуємо характер розподілу потоків у гідравлічній системі пристрою. Запропонований пристрій може працювати в режимах як промивання пісового корка, так і видалення піску (рис. 1). У режимі промивання пісового корка потік, який створюється поверхневим насосним агрегатом із витратою Q_n , по колоні НКТ 1 надходить на робочу насадку 2 струминного насоса (рис. 1, *a*). У точці “*a*” відбувається поділ потоку: частина його з витратою Q_p прямує на робочу насадку 2 струминного насоса, а частина з витратою Q_n – на промивальні насадки пристрою.

У точці “*b*” відбувається з’єднання потоків Q_p та Q_n , після чого сумарний потік із витратою, яка дорівнює продуктивності поверхневого насосного агрегату, по каналу 6 затрубного простору прямує до гирла свердловини. У режимі видалення піску потік із витратою Q_n проходить через робочу насадку 2, камеру змішування з дифуззором 3 і в точці “*d*” надходить у гідравлічний канал 6 затрубного простору. Внаслідок зниження тиску в приймальній камері струминного насоса (точка “*c*”) відбувається з’єднання робочого потоку з витратою Q_n та інжектованого потоку з витратою Q_i , який містить пісок. На ділянці між дифуззором струминного насоса та точкою “*d*” рухається зміша-

ний потік із витратою Q_3 . У точці “*d*” відбувається поділ змішаного потоку: частина його з витратою Q_n прямує до гирла свердловини, а частина з витратою Q_i – до вибою, після чого по всмоктувальній лінії пристрою зі зворотним клапаном 5 надходить до приймальної камери струминного насоса (точка “*c*”).

Особливості розподілу тисків безпосередньо визначають величину тисків у характерних перерізах струминного насоса та структуру рівняння його гідравлічної характеристики.

Рівняння гідравлічної характеристики струминного насоса повинне мати таку саму структуру, як і рівняння його власної характеристики:

$$h = \frac{P_3 - P_i}{P_p - P_i}, \quad (3)$$

де P_3 , P_i , P_p – значення тисків змішаного, інжектованого та робочого потоків.

Виведення рівняння гідравлічної характеристики струминного насоса передбачає розрахунок тисків у характерних перерізах ежекційної системи. Враховуючи гідравлічну схему роботи пристрою в режимі видалення піску (рис. 1, *б*), запишемо рівняння для визначення тисків змішаного, інжектованого та робочого потоків відповідно в точках “*e*”, “*n*”, “*k*”

$$P_3 = K_3 \cdot Q_n^2 + \rho g H_n, \quad (4)$$

$$P_i = P_3 - K_i \cdot Q_n^2 = K_3 \cdot Q_n^2 + \rho g H_n - K_i \cdot Q_n^2, \quad (5)$$

$$P_p = P_3 + K_p \cdot Q_n^2 = K_3 \cdot Q_n^2 + \rho g H_n + K_p \cdot Q_n^2, \quad (6)$$

де K_3 , K_i , K_p – узагальнений гідравлічний опір каналу затрубного простору, всмоктувальної лінії та робочої насадки струминного насоса відповідно; ρ – густина рідини; H_n – глибина свердловини.

Враховуючи співвідношення (3)–(6), отримаємо загальну формулу рівняння характеристики гідравлічної системи струминного насоса

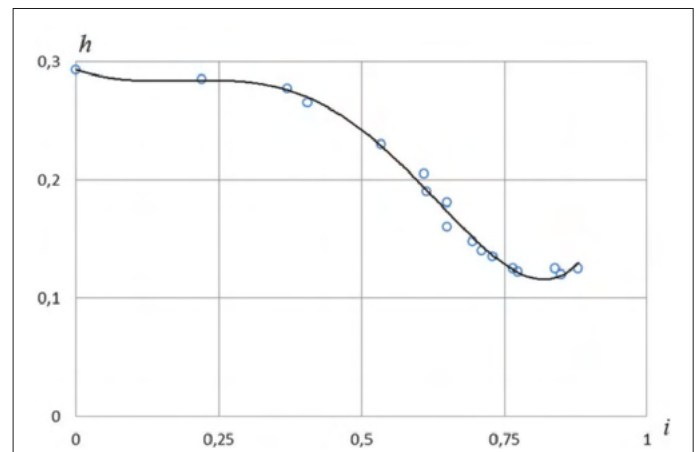


Рис. 2. Експериментальна напірна характеристика струминного насоса

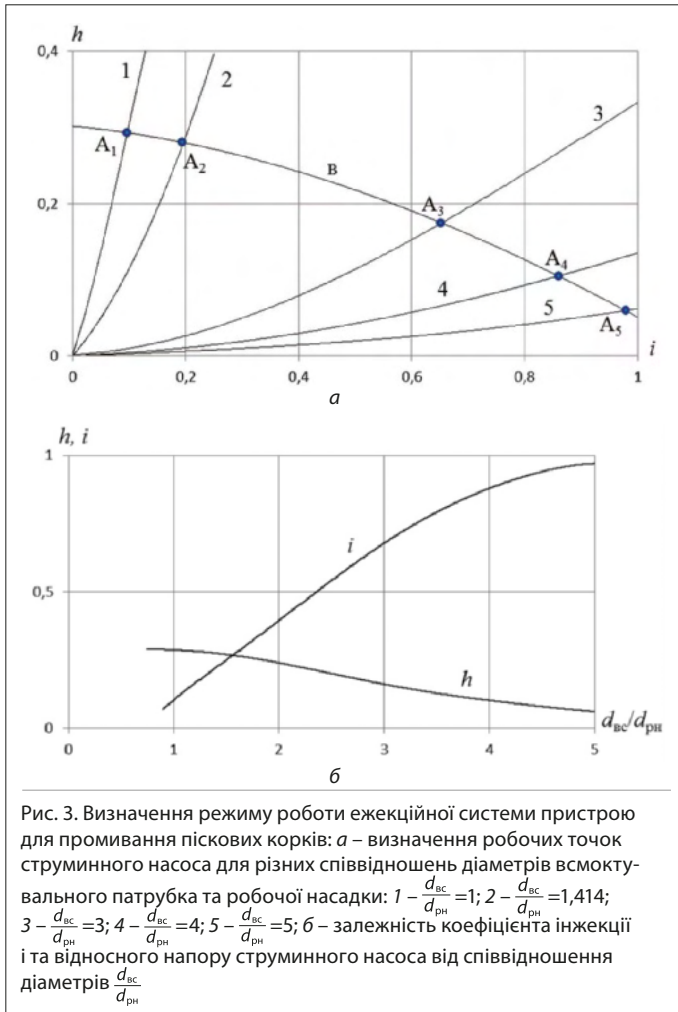


Рис. 3. Визначення режиму роботи ежекційної системи пристрою для промивання піскових корків: a – визначення робочих точок струминного насоса для різних співвідношень діаметрів всмоктувального патрубку та робочої насадки: 1 – $\frac{d_{vc}}{d_{рн}}=1$; 2 – $\frac{d_{vc}}{d_{рн}}=1,414$; 3 – $\frac{d_{vc}}{d_{рн}}=3$; 4 – $\frac{d_{vc}}{d_{рн}}=4$; 5 – $\frac{d_{vc}}{d_{рн}}=5$; b – залежність коефіцієнта інжекції i та відносного напору струминного насоса від співвідношення діаметрів $\frac{d_{vc}}{d_{рн}}$

$$h = \frac{K_i \cdot Q_i^2}{K_p \cdot Q_n^2 + K_i \cdot Q_i^2} = \frac{1}{1 + \frac{K_p}{K_i} \cdot \frac{1}{i^2}}, \quad (7)$$

де i – коефіцієнт інжекції, який визначаємо за формулою $i = \frac{Q_i}{Q_n}$.

Для можливості практичного застосування визначимо інженерну форму запису рівняння (7). Формулу для визначення гідравлічних втрат у робочій насадці струминного насоса може бути записано у вигляді [9]

$$\Delta P_{рн} = \frac{\rho Q_n^2}{2\mu_{рн}^2 \cdot f_{рн}}, \quad (8)$$

де $\mu_{рн}$ – коефіцієнт витрати робочої насадки, $f_{рн}$ – площа перерізу робочої насадки.

Тоді узагальнений гідравлічний опір робочої насадки може бути визначений за формулою

$$K_p = \frac{\rho}{2\mu_{рн}^2}. \quad (9)$$

У процесі визначення гідравлічного опору всмоктувальної лінії вважаємо, що основна частина втрат тиску викликана наявністю зворотного клапана 5 (рис. 1, б). Гі-

дравлічні втрати в будь-якому місцевому опорі можуть бути визначені за формулою Вейсбаха [6]

$$\Delta P_{кл} = \zeta_{кл} \rho \frac{v^2}{2}, \quad (10)$$

де $\zeta_{кл}$ – коефіцієнт місцевого гідравлічного опору; v – швидкість потоку в перерізі перед клапаном.

Після заміни швидкості витратою формулу (10) представимо у вигляді

$$\Delta P_{кл} = \zeta_{кл} \rho \frac{8Q_i^2}{\pi^2 \cdot d_{vc}^4}, \quad (11)$$

де d_{vc} – діаметр всмоктувальної лінії перед клапаном.

Тоді узагальнений гідравлічний опір у всмоктувальній лінії ежекційної системи можна визначити за формулою

$$K_i = \zeta_{кл} \rho \frac{8}{\pi^2 \cdot d_{vc}^4}. \quad (12)$$

Після підстановки формул (9) та (12) у формулу (7) отримаємо інженерну форму запису рівняння характеристики гідравлічної системи, у якій для промивання піщового корка працює струминний насос пристрою

$$h = \frac{1}{1 + \frac{1}{\mu_{рн}^2 \cdot \zeta_{кл}} \left(\frac{d_{vc}}{d_{рн}}\right)^4 \cdot \frac{1}{i^2}}. \quad (13)$$

Значення коефіцієнта гідравлічного опору клапана для автоматичної ділянки характеристики може бути прийняте $\zeta_{кл} = 45$ [7]. Коефіцієнт витрати конічної робочої насадки становить $\mu_{рн} = 0,95$ [8]. Після підстановки значень коефіцієнта гідравлічного опору та коефіцієнта робочої насадки в рівняння (13) отримаємо:

$$h = \frac{1}{1 + 0,0246 \left(\frac{d_{vc}}{d_{рн}}\right)^4 \cdot \frac{1}{i^2}}. \quad (14)$$

Рівняння емпіричної характеристики струминного насоса (1) визначено в процесі обробки експериментальних даних за результатами лабораторних досліджень моделі струминного насоса, діаметри камери змішування та робочої насадки становлять відповідно 40 та 18 мм.

Значення постійних коефіцієнтів формули (1), отримані в процесі побудови нелінійної парної регресії, становлять $a_0 = 0,3063$; $a_1 = -0,0736$; $a_2 = -0,1825$. Перевірку значущості емпіричної функції здійснювали з використанням критерію Фішера.

Фактичне значення F - критерію перевищує табличне значення, отримане для 1 % рівня значущості $14,26 > 3,222$. Отже, отримане емпіричне рівняння статистично значуще відображає результати експериментів.

Визначимо особливі точки рівняння емпіричної функції

$$h = 0,3063 - 0,0736i - 0,1825i^2. \quad (15)$$

У випадку нульових значень коефіцієнта інжекції $i=0$ відносний напір струминного насоса набуває максимального значення $h = h_{max} = 0,3063$.

Максимальна величина коефіцієнта інжекції відповідає нульовому значенню відносного напору. Після

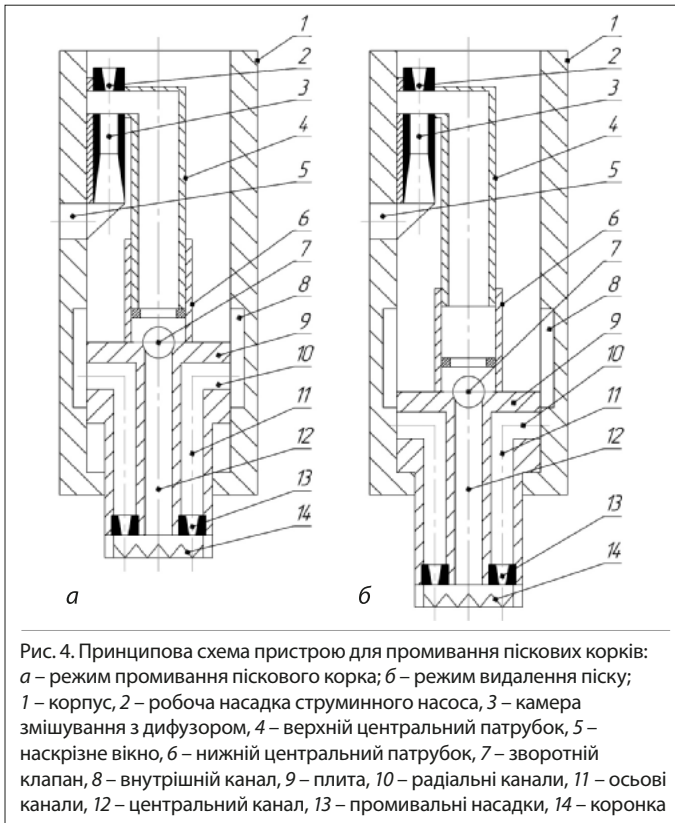


Рис. 4. Принципова схема пристрою для промивання піскових корків: а – режим промивання піскового корка; б – режим видалення піску; 1 – корпус, 2 – робоча насадка струминного насоса, 3 – камера змішування з дифузором, 4 – верхній центральний патрубок, 5 – наскрізне вікно, 6 – нижній центральний патрубок, 7 – зворотній клапан, 8 – внутрішній канал, 9 – плита, 10 – радіальні канали, 11 – осьові канали, 12 – центральний канал, 13 – промивальні насадки, 14 – коронка

підстановки у рівняння (15) значень відносного напору $h=0$ та його розв'язання відносно величини коефіцієнта інжекції отримаємо $i = i_{\max} = 1,11$. Оптимальні режимні параметри струминного насоса $h_{\text{опт}}$ та $i_{\text{опт}}$ відповідають максимальному ККД струминного насоса. Рівняння для визначення ККД струминного насоса з урахуванням прийнятої емпіричної функції (1) набуває вигляду

$$\eta = \frac{h_i}{1-h} = \frac{a_0 i + a_1 i^2 + a_2 i^3}{1 - a_0 - a_1 i - a_2 i^2}. \quad (16)$$

Графічна залежність $\eta=f(i)$ може бути побудована за формулою (16) після підстановки значень коефіцієнтів a_0, a_1, a_2 .

Оптимальні режимні параметри струминного насоса можуть бути визначені шляхом дослідження функції (16) на екстремум, яке передбачає такі етапи:

1. Визначення похідної $\frac{d\eta}{di}$ шляхом диференціювання рівняння (16).
2. Визначення оптимального коефіцієнта інжекції $i_{\text{опт}}$ шляхом розв'язання рівняння $\frac{d\eta}{di}=0$.
3. Визначення оптимального відносного напору $h_{\text{опт}}$ (за формулою (15), який відповідає величині коефіцієнта інжекції $i_{\text{опт}}$).

Після здійснення вищезгаданих операцій отримаємо оптимальне співвідношення режимних параметрів струминного насоса

$$i_{\text{опт}} = 0,575; \quad h_{\text{опт}} = 0,2036.$$

Отримане співвідношення режимних параметрів потрібно враховувати під час визначення оптимального діаметра струминного насоса пристрою для промивання піскових корків.

Експериментальну характеристику струминного насоса пристрою для промивання піскових корків зображено на рис. 2.

Спільне розв'язання рівнянь (1) та (14) дає змогу визначити режим роботи пристрою для промивання піскових корків.

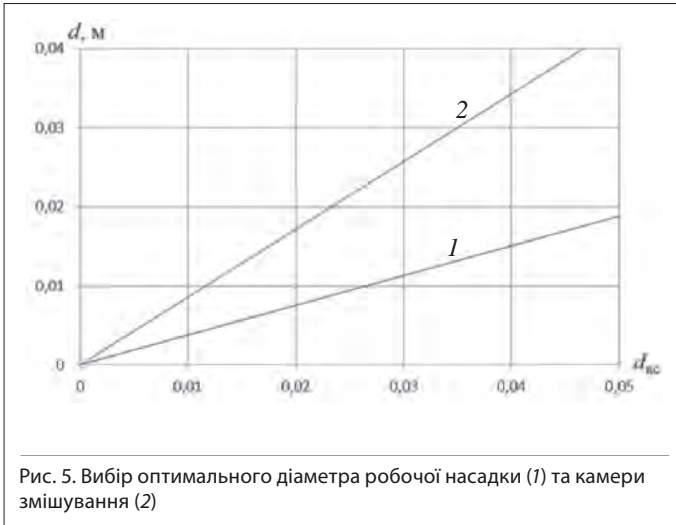
Аналіз запропонованої математичної моделі приведено на рис. 3. На рис. 3, а в спільних координатах побудовано характеристики струминного насоса (з використанням рівняння (1)) та його гідравлічної системи (для різних співвідношень діаметрів $\frac{d_{\text{вс}}}{d_{\text{рн}}}$ за рівнянням (14)). Точки перетину характеристик насоса та його гідравлічної системи визначають режимні параметри струминного насоса для кожного з розглянутих співвідношень діаметрів $\frac{d_{\text{вс}}}{d_{\text{рн}}}$ (рис. 3, б) які отримані з використанням графіка, приведенного на рис. 3, а. Отримані значення коефіцієнта інжекції допомагають визначити розподіл потоків у гідравлічній системі пристрою для промивання піскових корків.

Розробка конструкції передбачає синтез принципової схеми пристрою, встановлення оптимальних розмірів складових елементів та визначення послідовності проведення технологічних операцій, які забезпечують максимальну ефективність застосування ежекційної системи.

Пристрій складається з розміщеної в корпусі 1 робочої насадки 2 (рис. 4) струминного насоса, камери змішування з дифузором 3, верхнього 4 та нижнього 6 центральних патрубків, клапанного вузла 7 та рухомої плити 9. Корпус 1 містить радіальне вікно 5 та внутрішній канал 8. Рухома плита 9 містить центральний рухомий канал 12, який перекривається клапаном 7, і радіальні 10 та осьові 11 канали. В нижній частині плити 9 розміщено промивальні насадки 13 та коронку для руйнування піскового корка 14. Центральні патрубки 4 та 6 утворюють верхнє телескопічне з'єднання, а нижня частина плити 9 та корпусу 1 – нижнє телескопічне з'єднання. У випадку розвантаження пристрою на вибій плита 9 знаходиться у крайньому верхньому положенні, внаслідок чого має місце гідравлічний зв'язок внутрішньої порожнини НКТ (через канали 8, 10 та 11) із промивальними насадками 13.

Робочий процес пристрою полягає в такому. Колона НКТ із пристроєм розвантажується на вибій і фіксується від зміщення в осьовому напрямку. Робоча рідина по колоні НКТ потрапляє у внутрішню порожнину пристрою.

Частина загального потоку подається на робочу насадку 2, а частина через внутрішню порожнину пристрою та канали 8, 10 та 11 – на промивальні насадки 13. Унаслідок незначної витрати рідини, яка надходить на робочу насадку 2, розрідження, яке створюється в порожнинах патрубків 4 та 6, є недостатнім для спрацювання клапана 7,



а тому підсмоктування рідини не відбувається. Унаслідок комбінованої дії гострих виступів коронки 14 та високонапірних струменів, які виходять із насадок 13, відбувається руйнування піскового корка, і плита 9 поступово зміщується в низхідному напрямку. Низхідний рух плити 9 зумовлений дією “гідралічної пружини”, яка утворюється внаслідок втрат тиску в промивальних насадках 13.

Після досягнення плитою 9 граничного нижнього положення гідралічний зв'язок радіальних отворів 10 та внутрішнього каналу 8 припиняється, і весь потік рідини, що надходить на НКТ, прямує на робочу насадку 2 струминного насоса. На виході робочої насадки 2 та в порожнині патрубків 4 і 6 утворюється зона низького тиску, клапан 7 відкривається і рідинно-піщана суміш по центральному каналу 12 надходить у проточну частину струминного насоса. Після проходження камери змішування з дифузorzом піщано-рідинна суміш через радіальне вікно 5 надходить у затрубний простір свердловини і далі прямує до її гирла.

Визначимо діаметри робочої насадки $d_{рн}$, камери змішування $d_{к}$ та всмоктувального патрубка $d_{вс}$, які забезпечують максимальний ККД ежекційної системи. Оптимальне співвідношення діаметрів $(\frac{d_{вс}}{d_{рн}})_{опт}$ може бути визначене з рівняння (13):

$$\left(\frac{d_{вс}}{d_{рн}}\right)_{опт} = 2,525 i_{опт}^{0,5} \left(\frac{1-h_{опт}}{h_{опт}}\right)^{0,25}. \quad (17)$$

Після підстановки у рівняння (17) визначених оптимальних співвідношень відносного напору та коефіцієнта інжекції $h_{опт} = 0,2036$ та $i_{опт} = 0,575$ отримаємо:

$$d_{рн} = 0,3714 d_{вс}.$$

Оптимальний діаметр камери змішування визначаємо з урахуванням очевидних співвідношень

$$\frac{f_{к}}{f_{рн}} = K_{СНопт} \cdot \left(\frac{d_{к}}{d_{рн}}\right)^2 = K_{СНопт} \cdot d_{к} = K_{СНопт}^{0,5} d_{рн}. \quad (18)$$

Після підстановки значення оптимального геометричного параметра $K_{СНопт} = 4,94$ отримаємо $d_{к} = 2,223 d_{рн}$.

Отримані співвідношення, показані в графічній формі на рис. 5, забезпечують роботу ежекційної системи в зоні максимальних ККД. Визначені оптимальні значення діаметрів $d_{к}$, $d_{рн}$ допомагають відповідно до відомої методики [9] розрахувати довжину камери змішування та геометричні розміри дифузора струминного насоса.

Визначимо гідралічний опір пристрою для двох режимів його роботи. Враховуючи особливості розрахунку паралельних потоків [10], систему рівнянь балансу витрат для вузлових точок та втрат напору в ланках системи запишемо:

$$\begin{cases} \sum Q = 0; \\ \sum h_1 = \sum h_2, \end{cases} \quad (19)$$

де перше рівняння визначає баланс витрат для вузлової точки “а”, а друге характеризує рівність втрат напору в паралельних ланках *ab* (див. рис. 1). Систему рівнянь (19) може бути записано у вигляді:

$$Q_n = Q_p + Q_n, \quad (20)$$

$$\frac{\rho Q_p^2}{2\mu_{рн}^2 f_{рн}^2} = \frac{\rho Q_n^2}{2\mu_n^2 f_n^2}, \quad (21)$$

де f_n – сумарна площа промивальних насадок, μ_n – коефіцієнт витрати промивальних насадок.

У випадку однакової конструкції насадок $\mu_{рн} = \mu_n$ рівняння (21) можна спростити

$$\frac{Q_p^2}{f_{рн}^2} = \frac{Q_n^2}{f_n^2}. \quad (22)$$

Після спільного розв'язання рівнянь (20) та (22) отримаємо:

$$Q_p = \frac{Q_n}{1 + \frac{f_n}{f_{рн}}} = \frac{Q_n}{1 + 3\left(\frac{d_n}{d_{рн}}\right)^2}, \quad (23)$$

де d_n – діаметр промивальних насадок.

Останнє рівняння спрощується у разі рівності діаметрів насадок насоса та промивальних насадок $d_n = d_{рн}$, тобто $Q_p = 0,25 Q_n$. Тоді втрати тиску в системі для випадку промивання корка та видалення піску становлять:

$$\begin{cases} \Delta P_{рн1} = \frac{\rho(0,25Q_n)^2}{2\mu_{рн}^2 f_{рн}^2}, \\ \Delta P_{рн2} = \frac{\rho Q_n^2}{2\mu_{рн}^2 f_{рн}^2}. \end{cases} \quad (24)$$

Тоді зменшення втрат тиску та навантаження на поверхневий насос у процесі зміни режиму роботи пристрою становить:

$$\frac{\Delta P_{рн2}}{\Delta P_{рн1}} = 16.$$

Висновки

Отримане значення раптової зміни тиску може бути використане в процесі контролю за режимом роботи пристрою під час промивання піскового корка.

Розроблена математична модель робочого процесу ежекційної системи дає можливість підвищити ефективність промивання піскових корків у нафтових свердловинах та зменшити собівартість видобування нафти. Завданням подальших досліджень є промислово перевірка запропонованої методики визначення оптимальних та режимних параметрів пристрою для промивання піскових корків.

Список літератури

1. **Дроздов А.Н.** Разработка, исследование и результаты промышленного использования погружных насосно-эжекторных систем для добычи нефти: дис. д-ра техн. наук: 05.15.16. – М., 1998. – 423 с.
2. **Бутко О.Г.** Методы борьбы с пескопроявлениями при эксплуатации нефтяных скважин / О.Г. Бутко, Б.А. Скуин // Нефтяная промышленность. – 1987. – Вып. 13 (142). – 49 с. (Сер. «Нефтепромышленное дело»).
3. **Дерусов В.П.** Обратная промывка при бурении геологоразведочных скважин. – М.: Недра, 1984. – 184 с.
4. **Глебов В.А.** Использование струйных насосов при вскрытии зон поглощения / В.А. Глебов, В.Ф. Антонов / Бурение. – 1968. – № 3. – С. 25–27.
5. **Рабинович Н.Р.** Инженерные задачи механики сплошной среды в бурении / Н.Р. Рабинович. – М.: Недра, 1989. – 270 с.
6. **Навроцький Б.І.** Технічна механіка рідин / Б.І. Навроцький, Є.І. Сухін. – К.: Знання, 1999. – 374 с.
7. **Альтшуль А.Д.** Гидравлические сопротивления / А.Д. Альтшуль. – М.: Недра, 1982. – 224 с.
8. **Лямаев Б.Ф.** Гидроструйные насосы и установки / Б.Ф. Лямаев. – Л.: Машиностроение, 1988. – 256 с.
9. **Каменев П.Н.** Гидроэлеваторы и другие струйные аппараты / П.Н. Каменев. – М.: Машгизстройиздат, 1970. – 205 с.
10. **Навроцький Б.І.** Механіка рідин / Б.І. Навроцький, Є.І. Сухін. – К.: Дія, 2003. – 416 с.

Автори статті



Конеї Богдан Володимирович

Доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри морських нафтогазових технологій ІФНТУНГ. Наукові інтереси пов'язані з надійністю обладнання, використанням полімерних композитних матеріалів для нафтогазового обладнання, розробленням устаткування для попередження відкладень парафінів,

смоли і піску.

Паневник Олександр Васильович

Завідувач кафедри нафтогазової гідромеханіки ІФНТУНГ, доктор технічних наук, професор. Основний напрям наукових досліджень – дослідження та розробка свердловинних ежекційних систем для буріння та експлуатації нафтогазових свердловин; математичне моделювання робочого процесу вибійних струминних насосів; визначення граничних умов експлуатації свердловинних ежекційних систем.



Кузьмін Олександр Олексійович

Аспірант ІФНТУНГ. Закінчив газонафтопромисловий факультет ІФНТУНГ, за фахом – інженер-технолог. Наукові інтереси пов'язані з використанням полімерних композитних матеріалів для нафтогазового обладнання, розробленням устаткування для попередження відкладень парафінів, смоли і піску.



Концур Іван Федорович

Доцент кафедри нафтогазового обладнання ІФНТУНГ, кандидат технічних наук.



НОВИНИ

Перша продукція з родовища West Chirag у Каспійському морі

Азербайджанська операційна компанія, що знаходиться під управлінням BP, повідомила про початок видобування нафти на одній із платформ на родовищі Chirag у рамках проекту розробки групи родовищ Azeri-Chirag-Gunashli в азербайджанському секторі Каспійського моря. Отримання нафти зі згаданої платформи є завершальною стадією реалізації проекту, схваленого ще 2010 р.

Продукція з платформи West Chirag надходить із однієї із попередньо пробурених свердловин із січня 2014 р. Нафта спочатку проходить через одну зі споруджених на платформі технологічних установок, а далі подається на Сангачальський термінал через новозбудований промисловий трубопровід, з'єднаний з існуючим морським нафтопроводом. Протягом 2014 р. видобуток нафти збільшиться після введення в експлуатацію другої пробуреної свердловини.

Pipeline & Gas Journal/ March 2014, p. 122