

3. Текстури порід домінують тонко паралельні і лінзувано-шаруваті, рідше згусткові та “облямування”, що зумовило характер та напрям дислокацій (ослаблених зон) як на макро-, так і мікрорівнях.

4. Органічна речовина присутня у всіх досліджених породах у вигляді вуглефікованого детриту; залишок стулок форамініфер (повністю заміщених кальцитом), які сприяли на контакт з іншими мінералами утворенню ослаблених зон, рідко трапляються сліди перегонки бітумної речовини по ослаблених зонах та крупні лукоподібні лінзочки, щозаповнені нею, і дуже рідко – уривки червоних спорових оболонок.

5. Для більшості порід характерною є наявність різнонаправлених дислокацій під кутом від 8° – 60° і також 85° – 90° до шаруватості.

6. Серед виявлених порід методом ртутної порометрії визначені колектори лише V класу та неколектори. Проникність перших – становить від $2,3 \cdot 10^{-15}$ м² до $1,04 \cdot 10^{-15}$ м².

7. Пониження проникності у колекторах V класу можна очікувати (порівняно із заміряною ртутним пороміром) як за розміром, так і за простяганням (тобто у масиві), судячи з особливостей характеру структури порового простору і головних параметрів колекторських властивостей.

8. Серед неколекторів можна виділити 2 групи:

- локальні неколектори;
- слабкі флюїдоупори.

Перші – показали достатньо високу пористість “по повітрю” (від 7 до 10%) та збагаченість розсіяною органікою, що вказує на те, що ці породи можуть бути не тільки генераторами вуглеводнів, але й постачати їх в сусідні горизонти. Не виключено, що у всіх породах висока пористість могла виникнути і технологічним шляхом. Тому вкрай необхідним є технічно грамотне опробування пластів, які вміщують вказані породи.

9. Вивчені нами породи дуже подібні до порід баженовської і майкопської серій, з яких були отримані притоки нафти, тому доцільним є планомірна ревізія старих родовищ Передкарпаття з метою отримання додаткових резервів для видобутку нафти і газу.

Література

1. Клубова Т.Т. Глинистые коллектора нефти и газа. – М.: Недра, 1988. – 136 с.
2. Демьянчук О.В. Низкопроницаемые коллекторы – перспективный объект приосевой части ДДВ. – М.: ИФИНГ, 1986. – С. 15-17.
3. Зубков М.Ю. Морские черные сланцы и их нефтегазоносность. – М.: ИФИНГ, 1986. – С. 18-19.

УДК 622.24:621.694.2

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОТИ СВЕРДЛОВИННОГО СТРУМИННОГО НАСОСА В ЗВОРОТНОМУ РЕЖИМІ

О.В.Паневник, Р.Г.Онацко

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42430,
e-mail: public@ifdtung.if.ua

На основе анализа распределения потоков в гидравлической системе скважинного струйного насоса получена безразмерная форма уравнения его характеристики, соответствующей работе гидромашины в обратном режиме. Использование полученных аналитических зависимостей позволяет решать задачи контроля и последующего регулирования гидродинамических параметров, скважинных эжекционных систем.

On the basis of analysis of currents in a hydraulic system downhole of a jet pump the dimensionless shape of the equation of his performance to the applicable operation of the hydroambulance in an inverse condition is obtained. Use of analytical dependences allows to decide tasks of check and consequent regulating of hydrodynamic arguments downhole of ejector system.

Завдяки високим техніко-економічним параметрам ежекційні технології сьогодні можуть використовуватись практично на всіх етапах буріння та експлуатації свердловин. Суттєвою перевагою використання свердловинних струминних насосів є їхня здатність інтенсифікувати технологічні процеси в умовах аномально низьких пластових тисків, при бурінні в породах підвищеної категорії міцності, при ліквідації аварійних ситуацій та інших ускладнень. Незважаючи на високу ефективність, поширення

ежекційних технологій стримується недостатнім рівнем розвитку теоретичних питань, пов'язаних з контролем та регулюванням режиму роботи вибійних струминних насосів. Проведення науково-дослідних робіт в цьому напрямі дасть змогу інтенсифікувати процеси буріння, освоєння та експлуатації свердловин, особливо за наявності різного роду ускладнень, які знижують ефективність застосування традиційних технологій.

В процесі аналізу існуючих методів удосконалення контролю за режимом роботи вибірного струминного насоса встановлена можливість визначення параметрів експлуатації свердловинної ежекційної системи на основі значень тиску потоку робочої рідини на вході в свердловину. Для реалізації такої можливості необхідно попередньо встановити аналітичну залежність значень тиску робочого потоку від характеристик ежекційної системи на всьому діапазоні зміни її робочих параметрів. Зокрема, робота струминного насоса може здійснюватись у так званому режимі перевищення граничного напору, коли напрям руху інжектваного потоку змінюється на протилежний. Виявлення умов, що відповідають неробочому режиму роботи струминного насоса дає змогу встановити гранично допустимі характеристики ежекційної системи, тобто допустимий діапазон зміни його параметрів. Теоретичні дослідження роботи струминного насоса у зворотному режимі до цього часу не проводились, що робить актуальним розробку математичної моделі процесу і, зокрема, виведення рівняння роботи ежекційної системи з від'ємними значеннями коефіцієнта інжекції.

Розв'язок поставленої задачі спирається на використання теорії гідравлічного моделювання та гідродинамічної подібності, а саме: розподіл потоків в елементах розгалуженої замкненої і розімкненої гідравлічних систем, закони збереження кількості руху рідини та енергії, рівняння суцільності потоку, безрозмірні критеріальні параметри. Отриманий розв'язок повинен виконуватись для всього діапазону зміни реальних гідродинамічних параметрів сучасних свердловинних ежекційних систем.

В процесі реалізації ежекційних технологій може виникати невідповідність між значеннями тисків в гідравлічній системі свердловини та можливостями створення струминним насосом необхідного напору. Фактичне необхідне значення напору струминного насоса перевищує максимально можливу для даної конструкції величину, внаслідок чого напрям руху рідини у всмоктувальній лінії ежекційної системи змінюється на протилежний. Такий характер розподілу потоків в ежекційній системі може бути визначений як зворотний режим роботи струминного насоса. Враховуючи необхідність розробки методики розрахунку зворотного режиму ежекційної системи для контролю її параметрів введемо рівняння характеристики струминного насоса, що відповідає нагнітання рідини через всмоктувальну лінію. Серед відомих підходів до аналізу [1–5] процесів в проточній частині струминного насоса зупинимось на методиці, в основі якої лежить використання закону збереження імпульсу руху рідини.

Розглянемо характер руху потоків в проточній частині струминного насоса, що відповідають його роботі у зворотному режимі.

Потік рідини з робочої насадки G_p надходить в камеру змішування струминного насоса, де відбувається його поділ: частина рідини з

масовою витратою G_3 проходить через камеру змішування та дифузор струминного насоса, а частина (з витратою G_i) – надходить у всмоктувальну лінію струминного насоса. Характер розподілу потоків в камері змішування визначається співвідношенням тисків на вході в робочу насадку P_p , у всмоктувальній лінії P_i та на виході з дифузора струминного насоса P_3 . Для оцінки співвідношення цих величин використаємо загальноприйнятий в теорії струминних насосів параметр – відносний напір h

$$h = \frac{P_3 - P_i}{P_p - P_i}. \quad (1)$$

Задача теоретичного аналізу, враховуючи співвідношення (1), полягає у встановленні функціональної залежності, що пов'язує динамічні та кінематичні параметри струминного насоса [4]

$$h = f(G_p, G_i, G_3). \quad (2)$$

На розрахунковій схемі струминного насоса показані: робоча насадка 1, камера змішування 2, дифузор 3 та всмоктувальна лінія 4. Для аналізу стану потоків в характерних перерізах ежекційної системи введемо позначення: $a - a$ – вихідний переріз робочої насадки струминного насоса; $1 - 1$ – вихідний переріз робочої насадки струминного насоса; $2 - 2$ – вхідний переріз камери змішування; $3 - 3$ – вихідний переріз камери змішування. Відповідно з прийнятими позначеннями характерних перерізів введемо необхідну індикацію для позначення основних гідродинамічних параметрів. Для зовнішніх перерізів струминного насоса покажемо позначення індексів, що відповідають двом основним параметрам: тискові та витраті потоку. Для цих перерізів відповідно запишемо: переріз $a - a - P_p, G_p$; переріз $b - b - P_i, G_i$; переріз $c - c - P_3, G_3$. Для внутрішніх характерних перерізів струминного насоса додатково позначимо швидкості руху потоку на площі перерізів: переріз $1 - 1 - V_{p1}, f_{p1}$; переріз $2 - 2 - V_{i2}, f_{i2}$; на рисунку не показано переріз $3 - 3 - V_3, f_3$.

Основним рівнянням, що будемо використовувати для виявлення залежності (2), є гідравлічне рівняння кількості руху для сталого потоку, яке запишемо у вигляді

$$d \sum (mV) = \sum Fdt, \quad (3)$$

де: $d \sum (mV)$ – зміна кількості руху рідини; Fdt – імпульс сили.

В процесі визначення кількості руху рідини врахуємо, що для дійсного потоку розподіл швидкостей в рідині відрізняється від рівномірного. На відміну від коефіцієнта Буссінеска, який мало відрізняється від одиниці відмінність фактичних швидкостей руху рідин від теоретичної може бути суттєвою внаслідок з'єднання потоків з енергетичними показниками.

Коефіцієнт швидкості робочої насадки φ_p пов'язаний з коефіцієнтом гідравлічного опору ζ_{ph} співвідношеннями

$$\varphi_p = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_{ph}}}, \text{ або } \frac{1}{\varphi_p^2} = 1 + \zeta_{ph}. \quad (11)$$

Тоді остаточно зв'язок між тисками P_p та P_{p1} представимо у вигляді

$$P_{p1} = P_p - \rho \cdot \frac{V_{p1}^2}{2 \cdot \varphi_p^2}. \quad (12)$$

Зв'язок між тисками P_{i2} та P_i визначається рівнянням

$$\frac{P_{i2}}{\rho \cdot g} + \frac{V_{i2}^2}{2 \cdot g} = \frac{P_i}{\rho \cdot g} + \frac{V_i^2}{2 \cdot g} + h_{2b}, \quad (13)$$

де: V_i – швидкість потоку в перерізі $b-b$.

h_{2b} – втрати напору між перерізами $2-2$ та $b-b$.

Переходячи від напорів до тисків, запишемо

$$P_{i2} + \frac{\rho \cdot V_{i2}^2}{2} = P_i + \frac{\rho \cdot V_i^2}{2} + \Delta P_{2b}, \quad (14)$$

де ΔP_{2b} – втрати тиску між перерізами $2-2$ та $b-b$.

Враховуючи конструкцію проточної частини струминного насоса, виконуються такі співвідношення:

$$V_i \approx V_{i2} \text{ або } V_i^2 - V_{i2}^2 \approx 0. \quad (15)$$

Для визначення останньої складової рівняння (14) використаємо формулу, що пов'язує витрату потоку з різницею тиску у відповідних перерізах ΔP_{2b}

$$Q = \mu_{bx} \cdot f_{bx} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{2b}}{\rho}}, \quad (16)$$

де μ_{bx} – коефіцієнт витрати кільцевого підводу.

Після перетворень формули (16) з врахуванням виразів (15) отримаємо

$$\Delta P_{2b} = P_i + \frac{\rho \cdot V_{i2}^2}{2 \cdot \mu_{bx}^2}. \quad (17)$$

Оскільки діаметр каналу дорівнює діаметру струменя, можна прийняти, що коефіцієнти витрати та коефіцієнти швидкості набувають однакових значень $\mu_{bx} = \varphi_{bx}$. Тоді рівняння (14) запишеться у вигляді

$$P_{i2} = P_i + \frac{\rho \cdot V_{i2}^2}{2 \cdot \varphi_{bx}^2}. \quad (18)$$

Рівняння Бернуллі, записане для перерізів $3-3$ та $c-c$, має вигляд

$$\frac{P'_3}{\rho \cdot g} + \frac{V_3^2}{2 \cdot g} = \frac{P_3}{\rho \cdot g} + \frac{V_c^2}{2 \cdot g} + h_{3c}, \quad (19)$$

де: V_c – швидкість потоку в бурильній колоні в перерізі виходу з дифузора;

h_{3c} – гідравлічні втрати в дифузори.

Остання складова рівняння (19) визначається за формулою

$$h_{3c} = \zeta_{диф} \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g}, \quad (20)$$

де $\zeta_{диф}$ – коефіцієнт гідравлічного опору дифузора.

Рівняння (19) запишемо у вигляді

$$P'_3 = P_3 + \frac{\rho \cdot V_c^2}{2} - \rho \cdot \frac{V_3^2}{2} \cdot (1 - \zeta_{диф}). \quad (21)$$

Введемо позначення

$$\beta_{диф} = \sqrt{1 - \zeta_{диф}}. \quad (22)$$

Крім того, врахуємо, що $V_c^2 \ll V_3^2$ або $V_c^2 \approx 0$, оскільки потік рідини з дифузора надходить безпосередньо в гідравлічний канал, площа якого набагато перевищує площу камери змішування струминного насоса. Тоді остаточно запишемо формулу, яка пов'язує тиски P'_3 та P_3

$$P'_3 = P_3 - \rho \cdot \frac{\beta_{диф}^2 \cdot V_3^2}{2}. \quad (23)$$

Для подальших перетворень рівняння (4) враховуємо характер розподілу потоків в проточній частині струминного насоса

$$G_3 = G_p - G_i, \quad (24)$$

а також зв'язок між витратами і швидкостями руху рідини у відповідних перерізах

$$G_p = \rho \cdot f_{p1} \cdot V_{p1}; \quad G_i = \rho \cdot f_{i2} \cdot V_{i2}; \quad (25)$$

$$G_3 = \rho \cdot f_3 \cdot V_3.$$

При цьому враховуємо, що густина потоків у трьох під'єднувальних лініях струминного насоса має однакові значення.

Враховуючи формули (12), (18), (23), (24), рівняння (4) запишемо у вигляді

$$G_p \cdot V_{p1} - G_i \cdot V_{i2} - G_3 \cdot V_3 + \frac{\beta_{диф}^2 \cdot \rho \cdot f_3 \cdot V_3^2}{2} -$$

$$- \frac{\rho \cdot f_{p1} \cdot V_{p1}^2}{2 \cdot \varphi_p^2} + \frac{\rho \cdot f_{i2} \cdot V_{i2}^2}{2 \cdot \varphi_{bx}^2} = \quad (26)$$

$$= P_3 \cdot f_3 - P_p \cdot f_{p1} - P_i \cdot f_{i2}.$$

Враховуючи формули (25), рівняння (26) перепишемо у формі

$$\frac{G_p^2}{\rho \cdot f_{p1}} \cdot \left(1 - \frac{1}{2 \cdot \varphi_p^2}\right) - \frac{G_i^2}{\rho \cdot f_{i2}} \cdot \left(1 - \frac{1}{2 \cdot \varphi_{bx}^2}\right) -$$

$$= \quad (27)$$

$$-\frac{G_3^2}{\rho \cdot f_3} \cdot \left(1 - \frac{\beta_{\text{диф}}^2}{2}\right) = P_3 \cdot f_3 - P_p \cdot f_{p1} - P_i \cdot f_{i2}$$

Перетворимо праву частину рівняння (27). Для струминного насоса з циліндричною камерою змішування виконується таке співвідношення:

$$f_3 = f_{p1} + f_{i2} \quad (28)$$

Тоді права частина рівняння (27) може бути записана у вигляді

$$P_3 \cdot f_3 - P_p \cdot f_{p1} - P_i \cdot f_{i2} = P_3 \cdot f_3 - P_p \cdot f_{p1} - P_i \cdot f_3 + P_i \cdot f_{p1} \quad (29)$$

або

$$P'_i \cdot f_3 - P_p \cdot f_{p1} - P_i \cdot f_{i2} = (P_3 - P_i) \cdot f_3 - (P_p - P_i) \cdot f_{p1} \quad (30)$$

Введемо позначення $\Delta P_3 = P_3 - P_i$ та $\Delta P_p = P_p - P_i$, після чого отримаємо

$$\frac{G_p^2}{\rho \cdot f_{p1}} \cdot \left(1 - \frac{1}{2 \cdot \varphi_p^2}\right) - \frac{G_i^2}{\rho \cdot f_{i2}} \cdot \left(1 - \frac{1}{2 \cdot \varphi_{\text{вх}}^2}\right) - \frac{G_3^2}{\rho \cdot f_3} \cdot \left(1 - \frac{\beta_{\text{диф}}^2}{2}\right) = \Delta P_3 \cdot f_3 - \Delta P_p \cdot f_{p1} \quad (31)$$

Враховуючи прийняті позначення, запишемо вираз для визначення масової витрати через робочу насадку струминного насоса

$$G_p = \varphi_p \cdot f_{p1} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_p \cdot \rho} \quad (32)$$

або

$$G_p^2 = 2 \cdot \varphi_p^2 \cdot f_{p1}^2 \cdot \Delta P_p \cdot \rho \quad (33)$$

Поділимо обидві частини рівняння (31) на вираз (33). Тоді, враховуючи, що

$$G_i = G_p \cdot i \text{ та } G_3 = G_p \cdot (1 - i), \quad (34)$$

де i – коефіцієнт інжекції, отримаємо

$$\frac{\Delta P_3}{\Delta P_p} = \varphi_p^2 \cdot \frac{f_{p1}}{f_3} \cdot \left[2 - \left(2 - \frac{1}{\varphi_{\text{вх}}^2}\right) \cdot \frac{f_{p1}}{f_{i2}} \cdot i^2 - \left(2 - \beta_{\text{диф}}^2\right) \cdot \frac{f_{p1}}{f_3} \cdot (1 - i)^2\right] \quad (35)$$

Для подальших перетворень рівняння (35) враховуємо такі співвідношення:

$$h = \frac{\Delta P_3}{\Delta P_p}; \quad K_{CH} = \frac{f_3}{f_{p1}}; \quad \frac{f_{p1}}{f_{i2}} = \frac{f_{p1}}{f_3 - f_{p1}} = \frac{1}{K_{CH} - 1} \quad (36)$$

де K_{CH} – відносна площа проточної частини струминного насоса.

Враховуючи (36), рівняння (35) приведемо до остаточного вигляду

$$h = \frac{\varphi_p^2}{K_{CH}} \cdot \left[2 - \left(2 - \frac{1}{\varphi_{\text{вх}}^2}\right) \cdot \frac{i^2}{K_{CH} - 1} - \left(2 - \beta_{\text{диф}}^2\right) \cdot \frac{(1 - i)^2}{K_{CH}}\right] \quad (37)$$

Рівняння (37) встановлює взаємозв'язок між гідравлічними (напір h), кінематичними (коефіцієнт інжекції i) та конструкторськими (відносна площа K_{CH}) параметрами струминного насоса. Безрозмірна форма характеристики дає змогу замінити серію однотипних кривих єдиною узагальненою характеристикою для струминних насосів, що зберігають геометричну подібність ($K_{CH} = idem$) деталей проточної частини. Використання відносної форми складових рівняння полегшує також розробку розрахункових алгоритмів для визначення показників роботи ежекційної системи.

Отримана аналітична залежність є теоретичною основою для подальшої розробки методів контролю та регулювання режиму роботи свердловинних ежекційних систем.

Література

1. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. – М.: Физмашгиз, 1960. – 824 с.
2. Дунцевский Г.М., Цабиев О.Н., Соломин В.С. Определение потерь в камере смешения струйных насосов различного типа // Изв. вузов: Машиностроение. – 1987. – №5. – С. 29-32.
3. Каменев П.Н. Смешивание потоков. – М.: ГОНТИ, 1936. – 218 с.
4. Подвидз Л.Г., Кирилловский Ю.А. Расчет струйных насосов и установок // Сб. тр. ВНИИГидромаш. – М., 1968. – Вып. 38. – С. 50-70.
5. Сизов Г.Н., Аристов Ю.К., Лукин Н.В. Судовые насосы и вспомогательные механизмы. – М.: Транспорт, 1982. – 303 с.