

Матеріали, конструкції та обладнання об'єктів нафтогазового комплексу

УДК 622.24+621. 694.2

DOI: 10.31471/1993-9868-2020-1(33)-73-80

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ ТА РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ СВЕРДЛОВИННОЇ ЕЖЕКЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

Є. І. Крижанівський, Д. О. Паневник*

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727101,
e-mail: den.panevnik@gmail.com

Недостатні енергетичні показники ежекційного обладнання та висока імовірність виникнення неробочих режимів його експлуатації знижують ефективність використання свердловинних струминних насосів. Наведено методику визначення конструкційних та режимних параметрів свердловинної ежекційної системи, які забезпечують максимальне значення ККД струминного насоса. Запропонований алгоритм визначення оптимальних значень геометричних розмірів проточної частини струминного насоса передбачає побудову серії напірних характеристик для різних значень його геометричного параметра, розрахунку ККД та визначення коефіцієнта інжекції і відносного напору, які відповідають його максимальним значенням. У ході проведення досліджень основний геометричний параметр струминного насоса змінювався в діапазоні від 2 до 6, оскільки саме ці співвідношення геометричних розмірів використовуються в струминних апаратах, поширених в нафтовій галузі. Оптимальні розміри проточної частини струминного насоса отримані в процесі дослідження його напірної характеристики, а оптимальні розміри промивальної системи долота – в процесі дослідження характеристики гідравлічної системи. Розглянута конструкція наддолотної ежекційної системи, яка дозволяє збільшити механічну швидкість буріння, проходження долота, стабілізувати момент на долоті, знизити рівень його вібрації та здійснювати управління зенітними кутами свердловини. Ефективність використання наддолотних струминних насосів становить: зростання механічної швидкості буріння – до 18,7 %, проходження долота – до 50,8 %. Проведеними дослідженнями встановлено оптимальні діаметри робочої насадки, камери змішування та насадок долота, відстані між робочою насадкою і камерою змішування, коефіцієнт інжекції та відносний напір наддолотного струминного насоса. Отримані значення конструкційних та режимних параметрів виключають виникнення кавітаційних режимів роботи ежекційної системи та дозволяють здійснювати експлуатацію струминних насосів з максимальною ефективністю.

Ключові слова: свердловинна ежекційна система, струминний насос, оптимізація параметрів, енергетичні показники, конструкційні та режимні параметри.

Недостаточные энергетические показатели эжекционного оборудования и высокая вероятность возникновения нерабочих режимов его эксплуатации снижают эффективность использования скважинных струйных насосов. Приведена методика определения конструкторских и режимных параметров скважинной эжекционной системы, обеспечивающей максимальное значение КПД струйного насоса. Предложенный алгоритм определения оптимальных значений геометрических размеров проточной части струйного насоса предусматривает построение серии напорных характеристик для различных значений его геометрического параметра, расчета КПД и определения коэффициента инжекции и относительного напора, которые соответствуют его максимальным значениям. При проведении исследований основной геометри-

ческий параметр струйного насоса изменялся в диапазоне от 2 до 6, учитывая, что именно эти соотношения геометрических размеров используются в струйных аппаратах, распространенных в нефтяной отрасли. Оптимальные размеры проточной части струйного насоса получены в процессе исследования его напорной характеристики, а оптимальные размеры промывочной системы долота – в процессе исследования характеристики гидравлической системы. Рассмотрена конструкция наддолотной эжекционной системы, которая позволяет увеличить механическую скорость бурения, проходки на долото, стабилизировать момент на долоте, снизить уровень его вибрации и осуществлять управление зенитными углами скважины. Эффективность использования наддолотных струйных насосов составляет: рост механической скорости бурения – до 18,7 %, проходки на долото – до 50,8 %. Проведенными исследованиями установлены оптимальные диаметры рабочей насадки, камеры смешивания и насадок долота, расстояния между рабочей насадкой и камерой смешивания, коэффициент инжекции и относительный напор наддолотного струйного насоса. Полученные значения конструкторских и режимных параметров исключают возникновение кавитационных режимов работы эжекционной системы и позволяют осуществлять эксплуатацию струйных насосов с максимальной эффективностью.

Ключевые слова: скважинная эжекционная система, струйный насос, оптимизация параметров, энергетические показатели, конструкторские и режимные параметры.

Insufficient energy performance of ejection equipment and a high probability of non-operating modes of its operation reduce the efficiency of downhole jet pumps. The method of determining the design and operating parameters of the well ejection system, which provide the maximum efficiency of the jet pump, is presented. The proposed algorithm for determining the optimal values of the geometric dimensions of the flowing part of the jet pump involves the construction of a series of pressure characteristics for different values of its geometric parameter, the calculation of the efficiency and the determination of the injection ratio and the relative pressure corresponding to its maximum values. During the studies, the main geometric parameter of the jet pump varied in the range from 2 to 6, given that these geometric dimensions are used in jet devices common in the oil industry. The optimal dimensions of the current part of the jet pump are obtained in the process of studying its pressure characteristics, and the optimal dimensions of the washing system of the bit - in the process of studying the characteristics of the hydraulic system. The design of an at-bit ejection system, which allows to increase the mechanical drilling speed, the passage of the bit, to stabilize the moment on the bit, to reduce its level of vibration and to control the antiaircraft angles of the well is considered. The efficiency of using at-bit jet pumps is in the following: an increase in the mechanical drilling speed up to 18.7%, the passage of the bit up to 50.8%. The research established the optimal diameters of the working nozzle, mixing chamber and bit nozzles, the distance between the working nozzle and the mixing chamber, the injection ratio and the relative pressure of the at-bit jet pump. The obtained values of design and mode parameters exclude the occurrence of cavitation modes of operation of the ejection system and allow the operation of jet pumps with maximum efficiency.

Keywords: downhole ejection system, jet pump, parameter optimization, energy indicators, design and mode parameters.

Вступ

Незважаючи на коротку історію розвитку свердловинних ежекційних технологій струминні насоси сьогодні застосовують при здійсненні багатьох технологічних процесів розробки нафтових і газових родовищ. Проста конструкція ежекційної системи, незначні габаритні розміри та відсутність рухомих деталей поширили застосування свердловинних струминних насосів на буріння з відбором керна, первинне розкриття продуктивних горизонтів, очищення вибою, освоєння, експлуатацію та ремонт свердловин. Свердловинні ежекційні системи дозволяють подовжити тривалість фонтанного нафтовидобутку та підвищити ефективність застосування механізованих способів експлуатації нафтових свердловин шляхом використання гібридних вибійних компоновок. Застосування нафтових струминних насосів дозволяє здійснювати експлуатацію низькодебітних свердловин на пізніх стадіях розробки родовищ

вуглеводнів. Подальший розвиток ежекційних технологій обмежується низьким значенням ККД струминного насоса та можливістю його експлуатації в кавітаційному режимі. Недостатні енергетичні показники ежекційного обладнання та висока імовірність виникнення неробочих режимів його експлуатації сприяють підвищенню актуальності проведення досліджень спрямованих на оптимізацію конструкторських та режимних параметрів свердловинних струминних насосів.

Аналіз сучасних досліджень і публікацій

Поширення свердловинних ежекційних систем обмежується низьким ККД струминних насосів. За твердженням окремих авторів [1] ККД струминного насоса може досягати 0,5, проте його фактичне значення незалежно від фізичних властивостей змішуваних потоків [2, 3] та взаємної орієнтації елементів проточної частини [4, 5], зазвичай, не перевищує ве-

личини $\eta = 0,3$. Величина ККД струминного насоса визначається співвідношенням діаметрів робочої насадки і камери змішування, довжиною ділянки робочого потоку в приймальній камері, характером вирівнювання швидкостей змішуваних потоків, їх фізичними властивостями та гідродинамічними характеристиками, глибиною встановлення ежекційної системи в свердловині та іншими факторами. Особливості робочого процесу струминного насоса зумовлюють можливість зниження тиску в його проточній частині до величини тиску насичених парів нафтогазової суміші. В струминному насосі кавітація виникає переважно в струминному примежевому шарі на межі поділу робочого і ежекційного потоків, де внаслідок інтенсивного вихороутворення в камері змішування формуються зони мінімального тиску [6]. В процесі експлуатації струминного насоса можливі два режими його роботи: кавітаційний режим робочої насадки і кавітаційний режим камери змішування. У випадку реалізації кавітаційного режиму робочої насадки зберігається працездатність струминного насоса, проте його експлуатація здійснюється в області низьких значень ККД. Можливість роботи струминного насоса в кавітаційному режимі визначає мінімальну глибину його розміщення в свердловині та максимально допустимі величини витрат робочого та інжектованого потоків.

Виділення частини невирішеної проблеми

Недостатнє значення ККД струминного насоса безпосередньо впливає на величину собівартості нафтовидобутку при застосуванні гідроструминного способу експлуатації свердловин та підвищує вартість буріння при використанні наддолотних ежекційних систем. Низькі енергетичні характеристики ежекційних систем знижують економічну привабливість їх застосування при відновленні проникності продуктивних горизонтів. Виникнення кавітаційних явищ в проточній частині струминного насоса має безпосередній вплив на величину його ККД і супроводжується втратою неперервності потоку. Процес змішування робочого та інжектованого потоків внаслідок інтенсивного виділення парогазових бульбашок порушується, а тиск струминного насоса і його ККД різко знижуються. Кавітаційний режим роботи струминного насоса супроводжується інтенсивним зношуванням елементів його проточної частини. При цьому знижується ресурс глибинного обладнання та зростає необхідна кількість ремонтів свердловин. Зважаючи на домінуючий вплив умов експлуатації на ефективність реалі-

зації технологічних процесів геометричні розміри елементів струминного насоса повинні прийматись за умови можливості досягнення максимального ККД свердловинної ежекційної системи та запобігання її роботи в кавітаційному режимі.

Мета досліджень

Мета досліджень, результати яких приведені в даній роботі, полягає у визначенні раціональних співвідношень геометричних розмірів елементів ежекційної системи та встановленні оптимальних режимних гідродинамічних параметрів її експлуатації в свердловині.

Висвітлення основного матеріалу

Основним геометричним параметром, який безпосередньо впливає на величину ККД струминного насоса, є співвідношення діаметрів камери змішування та робочої насадки $K_{сн}$. За даними досліджень, які вважаються класичними [7], максимальний ККД розвивають струминні насоси з геометричним співвідношенням $K_{сн} = 1,21 - 12,25$. Такий широкий діапазон зміни геометричних розмірів ускладнює вибір оптимальної величини параметра $K_{сн}$ свердловинних ежекційних систем, співвідношення площ перерізів камери змішування і робочої насадки для яких становить $K_{сн} = 2 - 6$. Задачею наступних досліджень є встановлення величини оптимального співвідношення $K_{сн}$ саме для вищезгаданого діапазону.

Крім геометричних розмірів проточної частини струминного насоса його ККД визначається також значенням режимних параметрів: відносного напору h та коефіцієнта інжекції i . Враховуючи, що режимні параметри роботи струминного насоса безпосередньо зв'язані між собою цілком достатнім є визначення одного показника, наприклад, коефіцієнта інжекції i . Існує думка, що струминні насоси забезпечують максимальний ККД для коефіцієнта інжекції $i \approx 1$ [7], [8]. Аналіз досвіду використання струминних насосів, однак свідчить, що оптимальне значення коефіцієнта інжекції суттєво відрізняється від одиниці і залежить від величини геометричного параметра $K_{сн}$.

Враховуючи результати проведеного аналізу, завдання наступних досліджень, таким чином, полягає у визначенні умов, які забезпечують роботу струминного насоса з максимальним значенням ККД та встановленні на цій основі оптимальних конструкторських та режимних параметрів використання свердловинних ежекційних систем.

Оптимальні значення геометричних розмірів проточної частини струминного насоса визначаємо в такій послідовності (рисунок 1).

1. Будуємо серію кривих $h = f(i)$ для різних значень геометричного параметра $K_{сн}$.

2. Використовуючи отримані співвідношення $h - i$, визначаємо ККД струминного насоса для різних режимів його роботи та будуємо залежність $\eta = f(i)$.

3. Отримані нелінійні залежності $\eta = f(i)$ є екстремальними, що дає можливість визначити граничні значення ККД η_{max} та відповідні їм значення коефіцієнтів інжекції $i^{(\eta_{max})}$ для кожного співвідношення $K_{сн}$.

4. Використовуючи максимальні величини ККД струминного насоса, отримані для кожного значення геометричного параметра $K_{сн}$ та відповідних коефіцієнтів інжекції i , будуємо залежності $\eta_{max} = f(K_{сн})$ та $i^{(\eta_{max})} = f(K_{сн})$.

5. Використовуючи залежність $\eta_{max} = f(K_{сн})$, яка також є екстремальною, визначаємо величину геометричного параметра $K_{снopt}$, що відповідає максимальному значенню ККД. Отримане оптимальне значення $K_{снopt}$ використовуємо для визначення оптимальної величини коефіцієнта інжекції за залежністю $i^{(\eta_{max})} = f(K_{сн})$.

6. Після підстановки величин $K_{снopt}$, i_{opt} в рівняння характеристики струминного насоса визначаємо оптимальну величину відносного напору h_{opt} .

7. Після підстановки величин h_{opt} , i_{opt} в рівняння характеристики гідравлічної системи визначаємо діаметр робочої насадки струминного насоса d_{popt} , який відповідає його максимальному ККД. Застосовуючи співвідношення $K_{сн} = d_3^2 / d_p^2$ визначаємо оптимальну величину діаметра камери змішування $d_{зopt}$. Отримана величина геометричного параметра $K_{снopt}$ дозволяє визначити також необхідну відстань між робочою насадкою та камерою змішування l_p .

Розглянемо особливості визначення ККД струминного насоса. Величина ККД визначається за формулою

$$\eta = \frac{hi}{1-h} \quad (1)$$

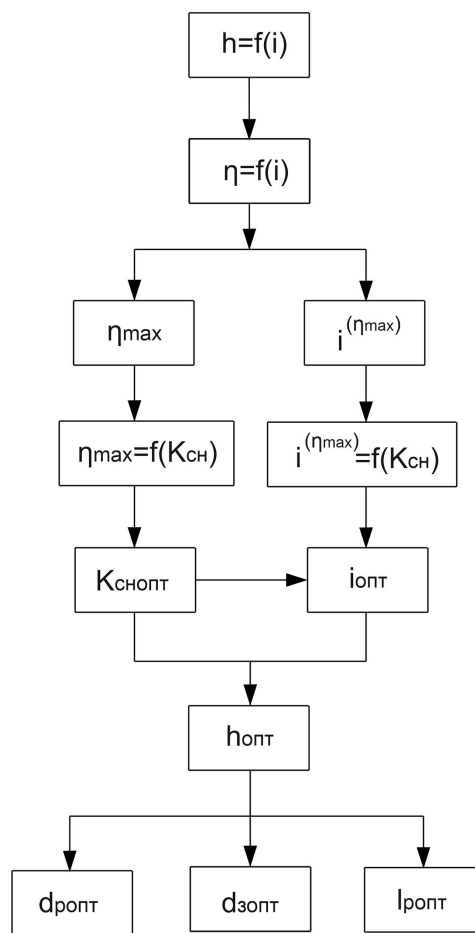
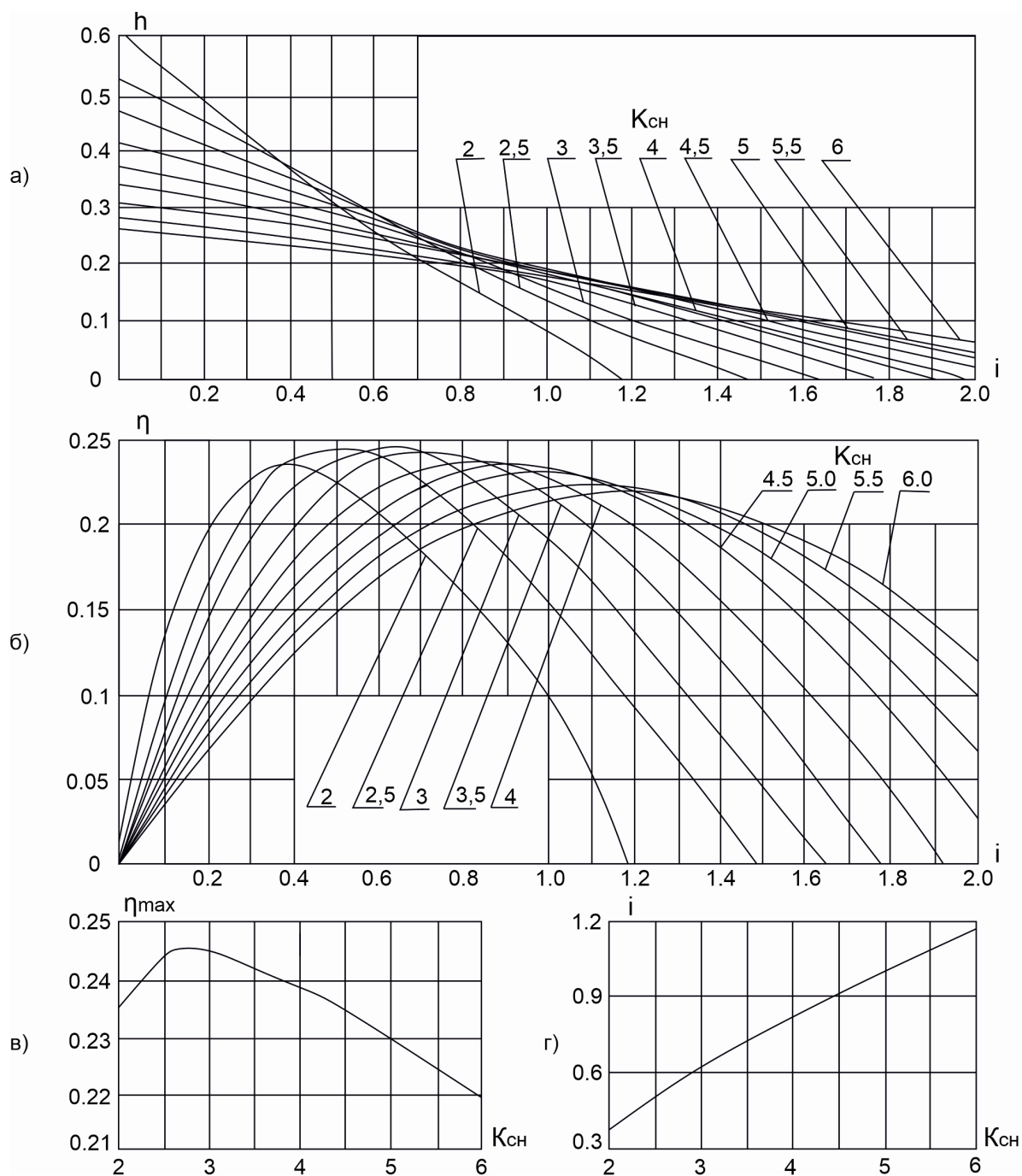


Рисунок 1 – Структурна схема послідовності визначення оптимальних геометричних розмірів проточної частини струминного насоса

Враховуючи наведене рівняння, розрахунок ККД передбачає попереднє визначення режимних параметрів струминного насоса: відносного напору h та коефіцієнта інжекції i . Режимні параметри струминного насоса розраховувались з використанням його характеристики $h = f(i)$ [8]. Зважаючи на залежність величини даного коефіцієнта від взаємної орієнтації елементів проточної частини струминного насоса, необхідно з'ясувати, яке значення відстані між робочою насадкою та камерою змішування повинне враховуватись при визначенні режимних параметрів роботи пристрою.

Оптимальна відстань від робочої насадки визначається з умови рівності площі кінцевого перерізу вільного струменя та камери змішування струминного насоса. Перевищення необхідної відстані до камери змішування призводить до того, що кінцевий переріз вільного струменя перекриває вхідний переріз камери змішування. Це призводить до виникнення зворотних течій рідини та додаткових втрат енергії.



а) відносний напір; б) поточне значення ККД; в) максимальне значення ККД;
г) коефіцієнт інжекції, який відповідає максимальному ККД

Рисунок 2 – Графічні залежності результатів розрахунку максимального ККД струминного насоса

Недостатня відстань від робочої насадки викликає переміщення кінцевого перерізу вільного струменя в камері змішування в напрямку дифузора, внаслідок чого зменшується її робоча довжина та знижується ефективність процесу обміну енергіями високонапірного та низьконапірного потоку.

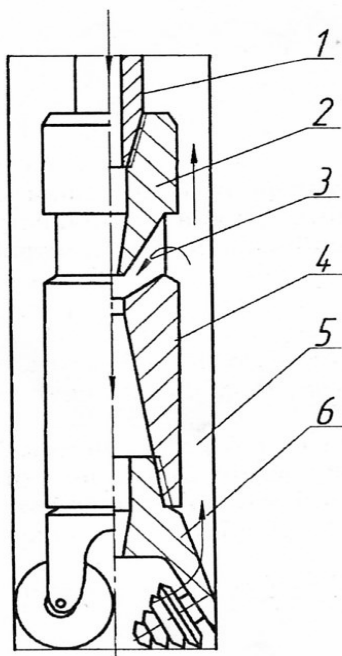
Результати розрахунку ККД струминного насоса наведені на рисунку 2.

При проведенні досліджень основний геометричний параметр струминного насоса змінювався в діапазоні від $K_{ch} = 2$ до $K_{ch} = 6$, враховуючи, що саме ці співвідношення геометричних розмірів використовуються в апаратах нафтової галузі. Результати розрахунку характеристик струминного насоса (рисунок 2 а) за допомогою формули (1) були трансформовані в серію кривих $\eta = f(i, K_{ch})$ (рисунок 2 б). Кож-

на залежність для ККД відзначається чітко визначеним максимумом, який відповідає фіксованому значенню коефіцієнта інжекції. Визначення максимального ККД дозволило встановити його залежність від основного геометричного параметра $\eta_{\max} = f(K_{сн})$ (рисунок 2 в). Необхідно зазначити існування оптимального значення геометричного параметра, яке відповідає максимальному ККД струминного насоса. Графічна залежність, наведена на рисунку 2 г, встановлює оптимальні (з точки зору ККД) значення коефіцієнта інжекції, які визначають оптимальний режим роботи струминного насоса.

За результатами проведених досліджень встановлено, що максимальне значення ККД струминного насоса, яке становить $\eta_{\max} = 0,2451$, відповідає величині основного геометричного параметра $K_{сн} = 2,785$ та відстані між робочою насадкою та камерою змішування $\bar{l}_p = 2,4232$. Отримане значення ККД відповідає таким оптимальним режимним параметрам струминного насоса: відносний напір $h_{онт} = 0,2927$; коефіцієнт інжекції $i_{онт} = 0,591$.

Конструкцію ежекційної системи, яка дозволяє інтенсифікувати пряме промивання вибою, розглянемо на прикладі пристрою, зображеного на рис. 3.



1 – бурильні труби; 2 – робоча насадка струминного насоса; 3 – всмоктувальні вікна; 4 – камера змішування з дифузором; 5 – кільцевий канал; 6 – долото

Рисунок 3 – Пристрій для буріння свердловин

Пристрій призначений [9] для підвищення ефективності промивання привибійної зони під час буріння за рахунок попередження повторного руйнування уламків гірської породи на вибої свердловини. Використання наддолотного струминного насоса дозволяє створити в привибійній зоні додатковий контур циркуляції, який викликає руйнування великих уламків гірської породи і винесення шламу на поверхню.

Пристрій подається в свердловину (рисунок 3) на колоні бурильних труб 1 і складається з робочої насадки 2 і камери змішування з дифузором 4. Корпус пристрою та стінки свердловини утворюють кільцевий канал 5. В нижній частині пристрою під'єднане долото 6. Інжектований потік рухається в камері змішування з дифузором 4, промивальній системі долота 6, в кільцевому каналі 5 та радіальному отворі 3 і утворює додатковий контур циркуляції промивальної рідини.

Потік промивальної рідини, який подається буровим насосом, проходить через робочу насадку і створює на вході в камеру змішування зону низького тиску. Інжектований потік надходить в приймальну камеру через всмоктувальні вікна 3 і з'єднується з робочим потоком. Змішаний потік після виходу з дифузора надходить в промивальну систему долота 6 і кільцевий канал 5. В кільцевому каналі 5 на рівні розміщення всмоктувальних вікон 3 відбувається поділ змішаного потоку. Частина промивальної рідини (інжектований потік) через вікна 3 надходить в камеру змішування струминного насоса, а частина (робочий потік з витратою, яка дорівнює продуктивності бурового насоса) рухається до устя свердловини. Багаторазовий обіг промивальної рідини, яка містить уламки гірської породи, забезпечує їх додаткове руйнування і винесення на поверхню. Для підвищення інтенсивності руйнування уламків гірської породи внутрішня поверхня дифузора може мати додаткову шорсткість, а на виході дифузора встановлюють екран із заглибленнями, які формують зустрічні потоки і сприяють додатковому диспергуванню частинок шламу.

Наведена на рисунку 3 схема наддолотного струминного насоса може використовуватись також для первинного розкриття продуктивного горизонту. Зниження тиску в привибійній зоні під час буріння запобігає проникненню бурового фільтрату в продуктивний горизонт, внаслідок чого зберігається його природна проникність та покращуються умови нафтовидобутку. Інтенсифікація процесу промивання привибійної зони в процесі первинного розкриття

Таблиця 1 – Ефективність використання наддолотних струминних насосів

Назва пристрою	Розробник пристрою	Призначення пристрою	Зростання показників, %	
			Механічна швидкість	Проходження долота
Наддолотний струминний насос	Уфимський нафтовий інститут	Стабілізація моменту на долоті	10	20-30
Гідравлічний демпфер ДГ-172		Зниження вібрації долота	16,4-18,7	37,1-50,8
Гідравлічний демпфер ДГ-195		Управління зенітними кутами свердловини	4,7	4,7

продуктивного горизонту при застосуванні наддолотної ежекційної системи дозволяє також збільшити механічну швидкість буріння, проходження долота, стабілізувати момент на долоті, знизити рівень його вібрації та здійснювати управління зенітними кутами свердловини [10] (таблиця 1).

Можливість зростання показників буріння, однак, має другорядний вплив на процес розробки нафтогазового родовища, оскільки збереження природної проникності продуктивного горизонту дозволяє суттєво підвищити дебіт свердловин та коефіцієнт нафтовилучення.

Визначимо співвідношення діаметрів насадок долота d_δ та струминного насоса d_p , які забезпечують максимальний ККД ежекційної системи. Рівняння характеристики гідравлічної системи струминного насоса отримане в роботі [11] та має вигляд

$$h = \frac{1}{1 + 9 \left(\frac{d_\delta}{d_p} \right)^4 \frac{1}{i^2}} \quad (2)$$

Використовуючи рівняння характеристики гідравлічної системи вищезгаданого типу струминного насоса після підстановки $h = h_{onm}$, $i = i_{onm}$ отримаємо

$$\left(\frac{d_\delta}{d_p} \right)_{onm} = \left(\frac{i_{onm}}{3} \right)^{0,5} \left(\frac{1 - h_{onm}}{h_{onm}} \right)^{0,25} \quad (3)$$

або

$$d_{p\ onm} = \left(\frac{i_{onm}}{3} \right)^{-0,5} \left(\frac{1 - h_{onm}}{h_{onm}} \right)^{-0,25} d_\delta \quad (4)$$

Після підстановки значень оптимальних режимних параметрів $h_{onm} = 0,2927$;

$i_{onm} = 0,591$ отримаємо: $\left(\frac{d_\delta}{d_p} \right)_{onm} = 0,5534$ або

$$d_{p\ onm} = 1,807 d_\delta.$$

Отримані значення конструкторських та режимних параметрів виключають виникнення кавітаційних режимів роботи ежекційної системи та дозволяють здійснювати експлуатацію струминних насосів з максимальною ефективністю.

Висновок

Встановлені раціональні режимні параметри та геометричні співвідношення між елементами ежекційної системи на основі дослідження граничних енергетичних показників, що дає можливість забезпечити роботу струминного насоса в межах максимальних значень ККД. Оптимальний режим та робоча частина характеристики відповідають таким основним режимним та конструкторським параметрам свердловинних ежекційних систем:

- відносний напір струминного насоса – 0,2927;

- коефіцієнт інжекції – 0,591;

- основний геометричний параметр $K_{сн} = 2,785$.

Завдання подальших досліджень полягає у дослідній перевірці розробленої методики визначення оптимальних конструкторських та режимних параметрів свердловинної ежекційної системи та розробці алгоритму автоматизації процесу проектування конструкцій наддолотних струминних насосів.

Література

1. Аникин Б.Н. О коэффициенте полезного действия эжекторного насоса. *Гидротранспорт и судовые системы*: Сб. научн. тр. Калининград, 1989. С. 15-21.

2. Дроздов А.Н., Мохов М.А., Осичева Л.В. Утилизация попутного газа в нефтепромысловом сборе с использованием струйного аппарата. *Нефтепромысловое дело*. 2004. № 5. С. 37-39.

3. Кабдешева Ж.Е., Вербицкий В.С., Деньгаев А.В., Ламбин Д.Н. Исследование характеристик высоконапорного струйного аппарата при откачке струей жидкости газожидкостной смеси. *Нефтяное хозяйство*. 2003. № 3. С. 81-83.
4. Кукьян А.А. Экспериментальное исследование влияния несоосности насадки и камеры смешения струйного насоса на его рабочие характеристики. *Горная механика: Межвузов. сб. научн. трудов Пермского политехн. ин-та: Пермь, 1976. № 189. С. 95–100.*
5. Темнов В.К. О влиянии положения сопла на характеристики жидкостного эжектора. *Известия вузов «Машиностроение»*. 1975. №1. С. 96-99.
6. Xiao L., Long X. Cavitating flow in annular jet pumps. *International Journal of Multiphase Flow*. 2015. Vol. 5. P. 116–132.
7. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. Л.: Машиностроение, 1988. 256 с.
8. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.
9. А.с. 802514 СССР, МКІ³ E21B 21/00. Забойный шламодробитель / А.И. Деревянных, Г.А. Коханов, Ф.И. Мартынов (СССР). № 2686668/22-03; заявл. 12.10.78; опубл. 07.02.81, Бюл. № 5.
10. Султанов Б.З. Управление устойчивостью и динамикой бурильной колонны. М.: Недра, 1991. 208 с.
11. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Моделивання робочого процесу наддолотного струминного насоса. *Нафтогазова галузь України*. 2019. № 6. С.7-10.
- nauchn. trudov Permskogo politehn. in-ta: Perm, 1976. No 189. P. 95 – 100. [in Russian]
5. Temnov V.K. O vliyaniy polozheniya sopla na harakteristiki zhidkostnogo ezhektora. *Izvestiya vuzov «Mashinostroenie»*. 1975. No 1. P. 96-99. [in Russian]
6. Xiao L., Long X. Cavitating flow in annular jet pumps. *International Journal of Multiphase Flow*. 2015. Vol. 5. P. 116–132.
7. Lyamaev B.F. Gidrostrujnyye nasosy i ustanovki. L.: Mashinostroenie, 1988. 256 p. [in Russian]
8. Sokolov E.Ya., Zinger N.M. Strujnyye apparaty. M.: Energoatomizdat, 1989. 352 p. [in Russian]
9. A.s. 802514 USSR, MKI³ E21B 21/00. Zaboyniy shlamodrobitel / A.I. Derevyannyh, G.A. Kohanov, F.I. Martynov (USSR). No 2686668/22-03; zayavl. 12.10.78; opubl. 07.02.81, Byul. No 5. [in Russian]
10. Sultanov B.Z. Upravlenie ustojchivostyu i dinamikoj burilnoj kolonny. M.: Nedra, 1991. 208 p. [in Russian]
11. Kryzhanivskiy Ye.I., Panevnyk D.O. Modelyuvannya robochogo procesu naddolotnogo struminnogo nasosa. *Naftogazova galuz Ukrayini*. 2019. No 6. P. 7-10. [in Ukrainian]

References

1. Anikin B.N. O koefficiente poleznogo dejstviya ezhektornogo nasosa. *Gidrotransport i sudovye sistemy: Sb. nauchn. tr. Kaliningrad, 1989. P. 15-21. [in Russian]*
2. Drozdov A.N., Mohov M.A., Osicheva L.V. Utilizaciya poputnogo gaza v neftepromyslovom sbore s ispolzovaniem strujnogo apparata. *Neftepromyslovoe delo*. 2004. No 5. P. 37-39. [in Russian]
3. Kabdesheva Zh.E., Verbickij V.S., Den-gaev A.V., Lambin D.N. Issledovanie harakteristik vysokonapornogo strujnogo apparata pri otkachke struej zhidkosti gazozhidkostnoj smesi. *Neftyanoe hozyajstvo*. 2003. No 3. P. 81-83. [in Russian]
4. Kukyan A.A. Eksperimentalnoe issledovanie vliyaniya nesoosnosti nasadki i kamery smesheniya strujnogo nasosa na ego rabochie harakteristiki. *Gornaya mehanika: Mezhvuzov. sb.*