

Розглянемо можливості керування роботою КНБК на базі ПБПС за допомогою технологічних факторів — параметрів режиму буріння. Інтенсивність зенітного викривлення свердловини пропорційна величині відхиляючої сили, яка залежить від величини ексцентриситету між осями свердловини і ПБПС, а останній, в свою чергу, залежить від довжини переміщення лопатей і кута нахилу пазів до осі пристрою. Однак інтенсивність зростання зенітного кута свердловини можна регулювати також і шляхом повертання бурильної колони ротором. В такому випадку нижні лопаті пристрою перестають контактувати зі стінкою свердловини, ексцентриситет низу бурильної колони зникає, а відхиляюче зусилля на долоті може зменшитися до нуля або взагалі досягти від'ємного значення. В такому випадку процес викривлення свердловини припиняється, а пристрій знову почне утворювати ексцентриситет між осями КНБК і свердловини. Таким чином, змінюючи частоту повертання КНБК ротором, можна регулювати також й інтенсивність викривлення свердловини в апсидальній площині.

Відомо, що при турбінному способі буріння із зміною осьового навантаження на вибій змінюються також як активний, так і реактивний моменти на турбобурі [1, 2]. При зменшенні осьового навантаження на долото реактивний момент на турбобурі також буде зменшуватися, а площа ексцентриситету повернеться за годинниковою стрілкою праворуч. КНБК в такому положенні буде орієнтована на збільшення азимуту свердловини. При збільшенні реактивного моменту на турбобурі за рахунок збільшення осьового навантаження на вибій КНБК повернеться ліворуч, і азимутальний

кут просторового положення свердловини почне зменшуватися. Виходячи з експериментальних досліджень кута закручування бурильної колони при різних осьових навантаженнях [3], можна змінювати кут нахилу площини ексцентриситету відносно апсидальної площини в діапазоні $\pm 30^\circ$.

Таким чином, застосування ПБПС в складі неорієнтованих КНБК при турбінному способі буріння дає змогу суттєво розширити їх технологічні можливості щодо управління траєкторією похило-спрямованої свердловини за рахунок наявності в її складі контактуючого елемента із змінною геометрією та використання параметрів режиму буріння: осьового навантаження і повертання бурильної колони ротором.

В даний час розробляється технічна документація на виготовлення пристрою для буріння похило-спрямованих свердловин і протягом поточного року планується його виготовити і провести промислові випробування.

Література

1. Гулизаде М.П., Мамедбеков О.К. Регулирование азимутального искривления при бурении наклонно-направленных скважин с применением неориентируемых КНБК // Обзор инф. Сер. Строительство скважин. — М.: ВНИИ-ОЭНГ, 1989. — Вып. 1.
2. Григорян Н.А., Багиров Р.Е. Анализ процесса турбинного бурения. — М.: Недра, 1982.
3. Калинин А.Г., Никитин Б.А., Солодкий К.М., Султанов Б.З. Бурение наклонных и горизонтальных скважин: Справочник. — М.: Недра, 1997.

УДК 622.24 : 621.694.2

ГІДРОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ РОЗРОБКИ МЕТОДІВ КОНТРОЛЮ ТА РЕГУЛЮВАННЯ РЕЖИМУ РОБОТИ СВЕРДЛОВИННИХ ЕЖЕКЦІЙНИХ СИСТЕМ

О.В.Паневник, Р.Г.Онацко

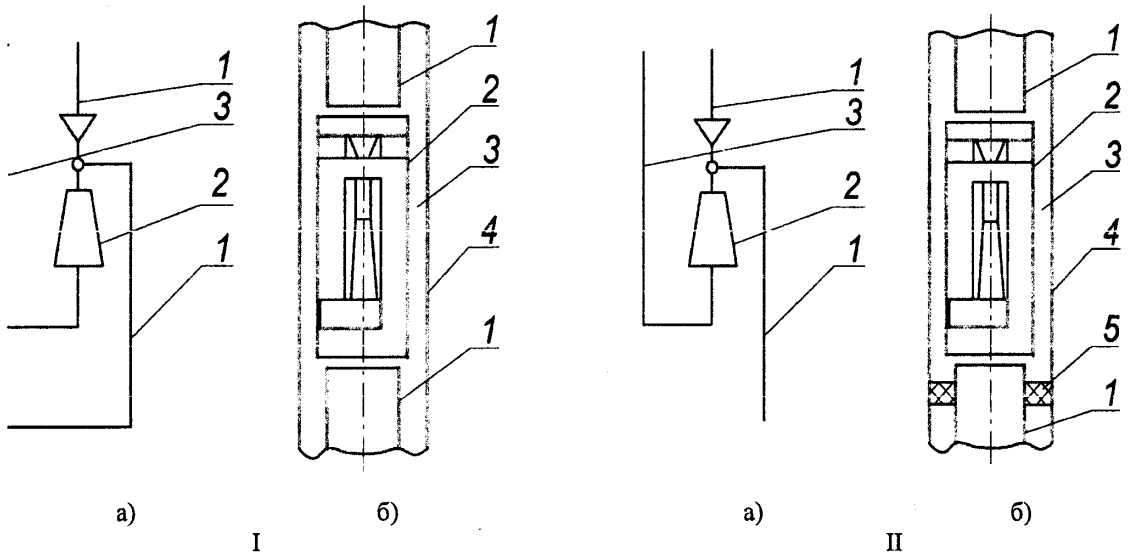
ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
тел. (03422) 42430, e-mail: public@ifdtung.if.ua

Рассмотрена возможность совершенствования методов контроля и регулирования режима работы скважинных эжекторных систем на основании определения взаимосвязи между давлением потока рабочей жидкости на входе в скважину и гидродинамическими характеристиками забойного струйного насоса.

The opportunity perfection methods of check and regulation mode operations well of ejector systems is reviewed on the basis definition of intercoupling between stress of a stream driving fluid on a going into a well and hydrodynamical performances of bottom hole jet pump.

Використання ежекційних технологій дає змогу суттєво підвищити ефективність процесів буріння, освоєння та експлуатації нафтових і газових свердловин за рахунок здатності струминного насоса знижувати диференціальний тиск на вибої, створювати додаткове статичне і

динамічне гідравлічне зусилля на долото, оптимізувати характер розподілу тисків у привибійній зоні та інтенсифікувати її промивання, не змінюючи продуктивності поверхневого насосного агрегату. Незважаючи на широкий спектр застосування, поширення ежекційних техноло-



1 – колона НКТ; 2 – струминний насос; 3 – канал затрубного простору; 4 – експлуатаційна колона; 5 – пакруючий пристрій.

Рисунок 1 – Свердловинні ежекційні системи з гідравлічно зв'язаними (I) та відокремленими (II) напірною та всмоктувальною лініями: а) гідравлічна схема; б) конструкція системи

гій обмежується недосконалістю існуючих методів контролю та регулювання режиму роботи вибійних струминних насосів, що свідчить про актуальність представлених результатів досліджень.

На основі аналізу особливостей експлуатації свердловинних струминних насосів встановлено, що існуючі методи контролю дають змогу визначати режими роботи та здійснювати регулювання параметрів ежекційних систем виключно для випадку відокремлених напірної і всмоктувальної ліній.

Приклад конструкцій свердловинних ежекційних систем (що використовуються при видобуванні пластового флюїду) з гідравлічно зв'язаними та відокремленими напірною і всмоктувальною лініями наведений на рис. 1. Наведені схеми відрізняються наявністю в конструкції ежекційної системи з відокремленими лініями пакруючого пристрою, встановленого на колоні насосно-компресорних труб. Нагнітальна лінія в показаних конструкціях виконана у вигляді кільцевого каналу між НКТ та експлуатаційною колоною, а всмоктувальна – у вигляді насосно-компресорних труб, розміщених нижче струминного насоса.

Відомі методи контролю та регулювання параметрів ежекційних систем теоретично необґрунтовані, що знижує ефективність їх використання. Розглянемо можливість розробки методів контролю та регулювання параметрів для систем з гідравлічно зв'язаними лініями та можливість удосконалення цих методів для систем з відокремленими лініями.

Стосовно ежекційних систем з гідравлічно зв'язаними лініями встановлено взаємозв'язок між тиском в маніфольді бурового насоса та величиною коефіцієнта інжекції. Розглянемо два

можливі варіанти розподілу потоків в інжекційній системі, що реалізує пряме місцеве промивання вибою свердловини. Дана схема експлуатаційної системи реалізована в конструкції пристрою для буріння свердловини [1]. Можливі напрями руху рідини в привибійному контурі циркуляції наведені на рис. 2. Точка „а” відповідає приймальній камері струминного насоса, а точка „в” – місце виходу всмоктувальної лінії струминного насоса в кільцевий простір, утворений корпусом пристрою та стінкою свердловини. Визначальну роль в характері розподілу потоків для даної експлуатаційної системи має величина гідравлічного опору вибою свердловини. Гідравлічний опір вибою свердловини K_B визначається ступенем зашламування вибою свердловини. Ця величина може змінюватися від нуля (у випадку абсолютно чистого вибою) до безмежності (втрата циркуляції на вибою). Залежно від величини гідравлічного опору вибою будемо розрізняти два режими роботи струминного насоса. Режим, що реалізує нормальну роботу струминного насоса, або прямий режим роботи, відзначається підсмоктуванням інжектваного потоку (рис. 2, а). В точці „а” відбувається з'єднання робочого Q_H та інжектваного Q_i потоків, а далі на вибій прямує змішаний потік Q_d . В точці „в” має місце поділ потоку Q_d на дві частини Q_H і Q_i . Даний випадок роботи струминного насоса визначається позитивними значеннями напору та коефіцієнта інжекції: $h > 0$, $i > 0$. У випадку перевищення гідравлічним опором K_B певної критичної величини відбувається порушення нормальної роботи струминного насоса. Значення тиску в приймальній камері струминного

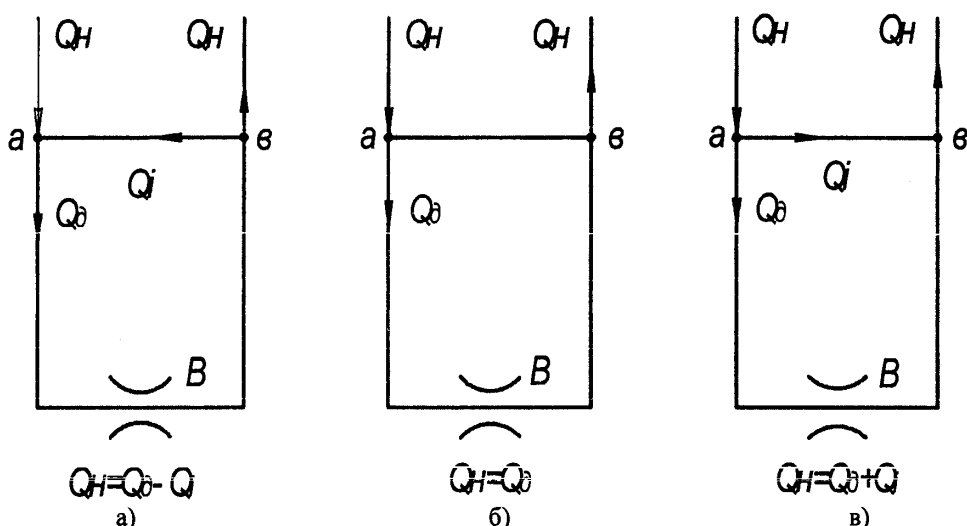


Рисунок 2 — Розподіл потоків в ежекційній системі для прямого (а), перехідного (б) та зворотного режимів роботи

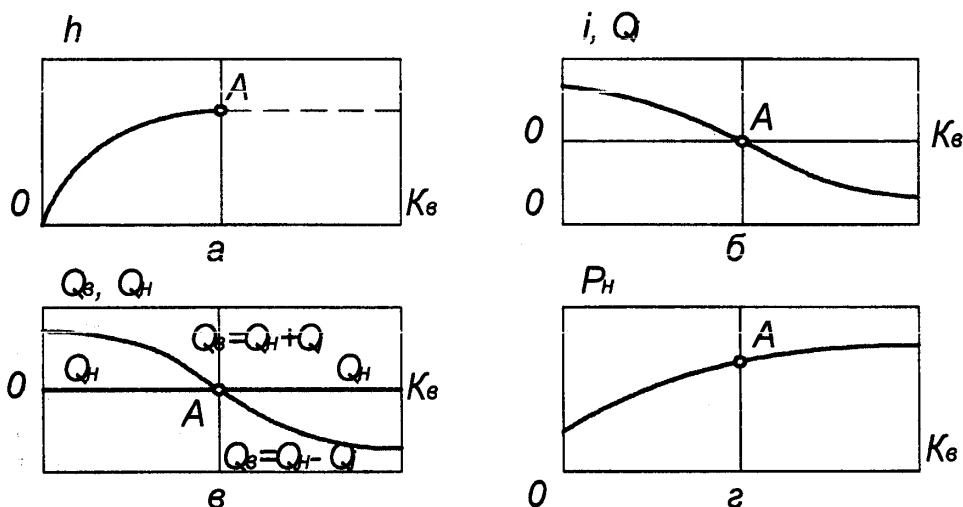


Рисунок 3 — Залежність відносного напору h (а), коефіцієнта інжекції та витрати інжектваного потоку (б), витрати робочого Q_H та змішаного Q_B потоків (в) та тиску в маніфольді бурового насоса P_H (г) від гідравлічного опору приблизної зони K_B

насоса (в точці „а”) перевищує величину тиску в точці „в”, внаслідок чого інжектований потік на ділянці (ав) змінює напрям свого руху на протилежний (рис. 2, б). В точці „а” для цього випадку відбувається не з’єднання, а поділ потоку Q_H на дві частини Q_d та Q_i . Цей режим роботи струминного насоса характеризується від’ємними значеннями коефіцієнта інжекції, а поняття „відносний напір струминного насоса h ” втрачає свій фізичний зміст. Рис. 2, б відповідає перехідній стадії роботи струминного насоса, яка визначається нульовими значеннями коефіцієнта інжекції та витрати інжектваного потоку. Перехідна стадія роботи струминного насоса не може бути реалізована на практиці, а має теоретичне значення і пояснює зміну режимів роботи інжекційної системи внаслідок перевищення критичної величини гідравлічного опору вибою. Співвідношення потоків у при-

вибійній зоні та безрозмірних відносних параметрів для трьох вищезгаданих випадків може бути записане у вигляді

$$Q_H = Q_d - Q_i, \quad h < h_{\max}, \quad i > 0; \quad (1)$$

$$Q_H = Q_d, \quad h = h_{\max}, \quad i = 0; \quad (2)$$

$$Q_H = Q_d + Q_i, \quad i < 0; \quad (3)$$

Формули (1), (2), (3) визначають відповідно прямий, перехідний та зворотний режими роботи струминного насоса.

Розглянемо характер зміни параметрів інжекційної системи, залежність яких від опору вибою, як було вказано попередньо, може бути представлена у вигляді двох ділянок (рис. 3). Перша ділянка (інтервал від 0 до т. „А”) визначає роботу струминного насоса в режимі всмоктування. Друга ділянка (праворуч точки „А”)

характеризує роботу струминного насоса з надмірним напором. В цих умовах фактичний напір насоса перевищує гранично допустимий, внаслідок чого замість всмоктування рідини здійснюється її нагнітання через всмоктувальну лінію інжекційної системи. Розглянемо більш детально зміну характеристик струминного насоса внаслідок зростання гідравлічного опору вибою свердловини K_B .

У випадку нульового значення опору K_B має місце рівність тисків (без врахування гідравлічних втрат в промивальній системі долота змішаного (на виході з насоса) та інжектованого (у всмоктувальній лінії) потоків. Напір, який створює струминний насос, у цьому випадку дорівнює нулю (рис. 3, а) $h = 0$, а коефіцієнт інжекції та витрати інжектованого і змішаного потоків набувають максимальних значень (рис. 3, б, в). Величина гідравлічних втрат на вибої визначається величиною опору K_B . При цьому будемо вважати (з подальшим експериментальним уточненням), що величина коефіцієнта інжекції та витрати інжектованого потоку не впливають на величину гідравлічних втрат в привибійній зоні свердловини.

Розглянемо параметр інжекційної системи, що відповідає точці „А” на графіках, зображених на рис. 3. Напір, що створюється струминним насосом в точці „А”, досягає граничної величини $h = h_{\max}$ (рис. 3, а). Величина коефіцієнта інжекції та витрата інжектованого потоку зменшується до нуля (рис. 3, б). Витрата на вибої свердловини на ділянці від 0 до т. „А” визначається як сума витрат робочого Q_H та інжектованого Q_i потоків. Оскільки витрата інжектованого потоку в точці „А” приймає нульове значення $Q_i = 0$, витрата на вибої свердловини для цього випадку стає рівною витраті робочого потоку $Q_H = Q_D$ (рис. 3, в). Точка „А” відповідає максимальному для ділянки OA значенню тиску на виході бурового насоса P_H (рис. 3, г).

Ділянки графічних залежностей, розмішених праворуч від точки „А”, відповідають роботі струминного насоса в зворотному режимі. Потік рідини, що проходить через робочу насадку струминного насоса на вхідній ділянці камери змішування, ділиться на дві частини: частина потоку проходить камеру змішування та дифузори, а частина надходить у всмоктувальну лінію струминного насоса. Зміна характеру розподілу потоків відбувається на характері зміни тиску в маніфольді бурового насоса, що може фіксуватися манометром, розміщеним на пульті буровика. Крива напору для цієї ділянки залежності не може бути показана, оскільки саме поняття „напір” для зворотного режиму роботи струминного насоса втрачає фізичний зміст. Залежність для напору для цієї ділянки покажемо умовною характеристикою у вигляді горизонтальної пунктирної лінії, ордината якої відповідає максимально можливому для даної конструкції струминного насоса напору (рис. 3, а). Величини коефіцієнта інжекції та витрати

інжектованого потоку на цій ділянці характеристики змінюють свій напрям на протилежний (рис. 3, б). Витрата потоку на вибої визначається як різниця витрат робочого та інжектованого потоку (рис. 3, в). Робота насоса в зворотному режимі викликає подальше зростання тиску в маніфольді бурового насоса (рис. 3, г).

Таким чином, визначений наперед прогнозований характер зміни тиску в маніфольді бурового насоса дає змогу визначити режим роботи ежекційної системи у випадку виникнення такої необхідності. Складність даного методу контролю ежекційної системи полягає у відсутності теорії роботи струминного насоса у зворотному режимі, що повинно стати завданням подальших досліджень.

Визначимо можливість регулювання параметрів ежекційної системи з відокремленими лініями шляхом зміни величини витрати робочого потоку та тиску на виході рідини з свердловини. При цьому зміна витрати робочого потоку досягається регулюванням продуктивності поверхневого насосного агрегату, а зміна тиску — шляхом зміни ступеня відкриття засувки, розміщеної на виході рідини з свердловини. Можливість регулювання режиму роботи струминного насоса шляхом зміни величини даних параметрів пов'язана з їх впливом на характеристики ежекційної системи.

Величина відносного напору h струминного насоса обернено пропорційна витраті робочого потоку Q_H (рис. 4, а) та прямо пропорційна тискові на виході з свердловини P_B (рис. 4, б). Так само величина коефіцієнта інжекції i прямо пропорційна витраті робочого потоку Q_H (рис. 4, а) та обернено пропорційна тискові на виході з свердловини P_B (рис. 4, б). Сумарний зустрічний вплив цих параметрів викликає зміну ККД струминного насоса, який визначається за формулою

$$\alpha = \frac{h \cdot i}{1 - h}, \quad (4)$$

причому дана залежність має екстремальний характер (рис. 4, в). Екстремальний характер залежності $\alpha = f(Q_H, P_B)$ дає змогу припустити існування екстремуму і на кривій, що визначає залежність вартості нафти, що надходить з свердловини, від величини регульованих параметрів $B = f(Q_H, P_B)$. Наявність екстремуму на даній кривій пояснює можливість визначення оптимального співвідношення величини Q_H, P_B , що відповідає мінімальним витратам на видобування пластового флюїду.

Рисунок 5 ілюструє процес регулювання параметрів ежекційної системи за рахунок зміни витрати робочого потоку та тиску на виході з свердловини. Внаслідок зростання витрати робочого потоку відбувається зміщення робочої точки з положення „1” в положення „2” (рис. 5, І). Напір струминного насоса зменшується від величини h_1 до значення h_2 , а витрата інжектованого потоку зростає від i_1 до i_2 .

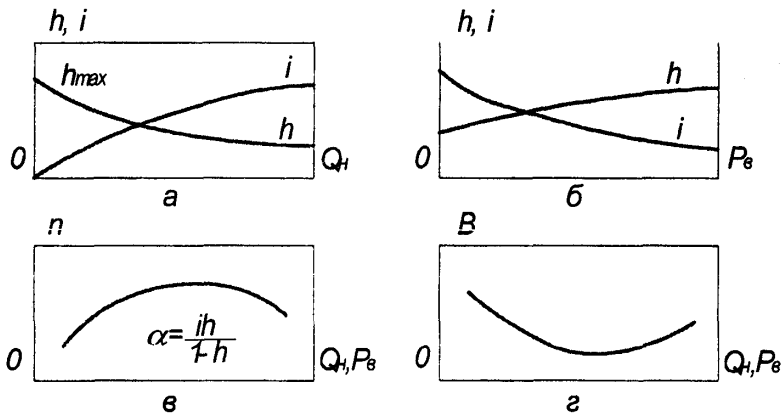


Рисунок 4 — Вплив експлуатаційних факторів на параметри свердловинної ежекційної системи

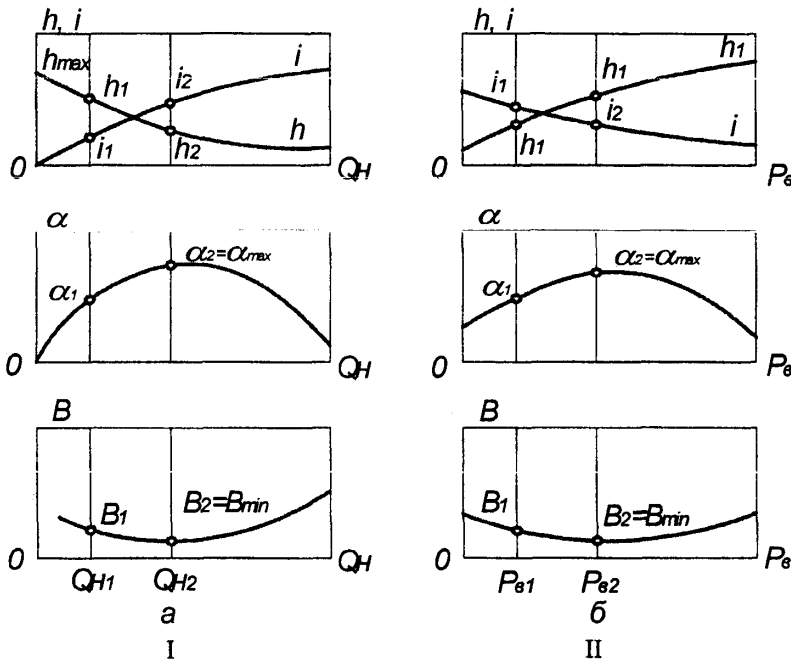


Рисунок 5 — Регулювання параметрів свердловинної ежекційної системи зміною робочої витрати (I) та тиску на виході з свердловини (II)

Сумарний вплив зміни цих характеристик виликає зростання ККД струминного насоса від α_1 до α_2 , що знаходить надалі своє відображення на залежності для вартості нафти, яка приймає для продуктивності насоса Q_{H2} мінімальні значення. Аналогічний характер зміни параметрів ежекційної системи має зростання тиску на виході з свердловини (рис. 5, II). При цьому, однак, враховуємо, що порівняно з витратою Q_H величина тиску P_B має зворотний вплив на режимні параметри струминного насоса: напір h та коефіцієнт інжекції i . Результати проведеного аналізу дають підставу стверджувати про можливість контролю параметрів ежекційних систем з гідравлічно зв'язаними лініями за допомогою попередньо визначеного взаємозв'язку між тиском на виході в свердловину та гідродинамічними характеристиками струминного насоса. Реалізація цієї технології потребує розробки математичної моделі роботи

струминного насоса у режимі перевищення максимального робочого напору гідромашини. Розглянутий спосіб регулювання параметрів ежекційної системи може застосовуватись для найпоширенішої схеми використання струминного насоса, а саме: при видобуванні пластового флюїду. Враховуючи значний об'єм [2] використання цієї технології, підвищення її ефективності дасть можливість в найближчому майбутньому суттєво поліпшити техніко-економічні показники видобування нафти.

Література

1. Султанов Б.З. Управление устойчивостью и динамикой буровой колонны. — М.: Недра, 1991. — 208с.
2. Яремийчук Р.С. и др. Технология повышения продуктивности скважин с помощью струйных аппаратов. — М.: ВНИИОЭНГ, 1992. — 49 с.