



ЭФФЕКТИВНОЕ ВСКРЫТИЕ ПРОДУКТИВНОГО ПЛАСТА ПРИ БУРЕНИИ НЕФТЯНЫХ И ГАЗОВЫХ СКВАЖИН

В.В.Шайдаков¹, А.П.Мельников^{*2}, К.В.Чернова³, Г.Е.Коробков¹

¹Уфимский государственный нефтяной технический университет, Уфа, Россия;

²Иркутский национальный исследовательский технический университет, Иркутск, Россия;

³Тюменский индустриальный университет, Тюмень, Россия

Efficient Drilling-in in the Oil and Gas Wells Drilling

V.V.Shaidakov¹, A.P.Melnikov², K.V.Chernova³, G.E.Korobkov¹

¹Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russia;

²National Research Irkutsk State Technical University, Irkutsk, Russia;

³Tyumen Industrial University, Tyumen, Russia

Abstract

Qualitative drilling-in is the key to further effective operation of oil and gas wells. Technically and technologically, this can be achieved by reducing the differential pressure and creating a protective «shield» on the wellbore wall, preventing penetration of the drilling fluid with the cuttings into the productive formation. For these purposes a bottomhole assembly is recommended, which includes a jet pump and a jet colmatator disposed above the bit. The article describes an improved method for calculating the jet pump with colmatator given downhole conditions during the drilling process. As an example, the parameters of the jet pump are determined and its operating characteristic is presented. The possibilities of optimizing the operating parameters of the jet pump by changing the colmatator's nozzle diameter.

Keywords:

Drilling; Primary opening; Differential pressure; Fluid coating; Jet pump; Hydraulic calculation; Head; Nozzle; Mixing chamber; Diffuser

© 2018 «OilGasScientificResearchProject» Institute. All rights reserved.

Под качественным первичным вскрытием продуктивного пласта нефтяных и газовых скважин следует понимать создание условий ограниченной фильтрации промывочной жидкости с выбуренной породой в поровое пространство призабойной зоны пласта и минимальное ее загрязнение. Один из наиболее прогрессивных способов вскрытия продуктивного пласта осуществляется при бурении на депрессии и создание защитного низкопроницаемого «экрана» на стенке скважины посредством струйной кольматации. Снижение дифференциального давления позволяет значительно ограничить воздействие промывочной жидкости на продуктивный пласт, его загрязнение, существенно повысить механическую скорость бурения, создавать дополнительное гидравлическое усилие на долото [1, 2]. Обеспечить депрессию в скважине позволяет использование в компоновке низа бурильной колонны (КНБК) струйного насоса. Струйные

насосы находят широкое применение практически во всех областях техники во многом благодаря их простоте и надежности. [3]. Наиболее эффективно струйные насосы работают в стационарных условиях. В процессе бурения при изменении параметров гидравлической системы, переходе на нестационарный режим, энергетическая эффективность (КПД, коэффициент напора) струйных насосов резко падает.

В нефтегазовом деле струйные насосы в основном нашли применение в стационарных условиях на объектах нефтедобычи для отбора газа в нефтедобывающих скважинах.

Струйные насосы при всей их простоте конструкции, значительным объемом исследовательских и опытных работ, так и не нашли широкого внедрения в процессе бурения нефтяных и газовых скважин. Были попытки использовать струйные насосы при исследовании продуктивного пласта в бурении [4], в компоновке низа бурильной колонны с турбобуром [5] для создания пульсации бурового раствора с целью повысить механическую скорость проходки скважин.

*E-mail: m1a1p@yandex.ru

<http://dx.doi.org/10.5510/OGP20180400368>

Конструктивно струйный насос входит в состав наддолотного демпфера и обеспечивает повышение механической скорости бурения, стойкости шарошечных долот, надежности забойного двигателя [6]. Компоновки низа бурильной колонны, в состав которой входит струйный насос, позволяют снижать дифференциальное давление в скважине, что способствует их эффективному применению при бурении в интервалах поглощения бурового раствора [4, 7]. На рисунке 1 представлена схема компоновки низа бурильной колонны и распределение потоков с применением струйного насоса.

В состав компоновки низа бурильной колонны (рис.1) входит долото 3, переводник с размещенным в нем струйным насосом 2. Струйный насос состоит из рабочей насадки, диффузора и камеры смешения. Рабочая насадка струйного насоса соединена с каналом бурильной колонны 1, диффузор соединен с промывочным каналом долота 3, а камера смешения – с пространством над долотом 3. В процессе бурения, буровой раствор подается в колонну бурильных труб 1, создается рабочий поток (поток А) струйного насоса 2, который на выходе рабочей насадки создает перепад давления в камере всасывания, за счет чего инжектируется жидкость (поток Б) из пространства над долотом. Смешанный поток рабочей и инжектируемой жидкости поступает в долото 3 (поток Д). Шлам от забоя выносится в направлении устья скважины (поток Г), часть этого потока инжектируется струйным насосом (поток Б), а оставшаяся часть направляется к устью скважины (поток 3).

Для повышения эффективности применения струйного насоса при вскрытии продуктивного пласта предложено компоновку низа бурильной колонны дополнительно оснастить струйным кольмататором (рис. 2), струя которого обрабатывает стенку скважины снижая ее проницаемость.

При подаче рабочей жидкости (поток А) через колонну бурильных труб 1 на рабочую насадку струйного насоса 2, струйный насос инжектирует жидкость (поток Б) из затрубного пространства (поток Ж) вместе с разбуренным на забое шламом, т.е. поток Ж разделяется на поток Б и поток 3 (рис.2). Смешение рабочего (поток А) и инжектированного (поток Б) потоков происходит в камере смешения струйного насоса 2. Поток Д в кольмататоре 3 делится на два потока: поток В подается в насадки кольмататора, поток Е – в долото 4. Поток Е через гидромониторные насадки долота 4 промывает забой скважины и потоком Г выносит разбуренный шлам на поверхность. Поток В кольматирует стенки скважины, создавая низкопроницаемый защитный «экран».

Предлагается конструкция скважинного струйного насоса (рис.3), который состоит из рабочей насадки, камеры всасывания, камеры смешения и диффузора. Конструктивное отличие насоса в угловом и эксцентричном смещении рабочей насадки с целью увеличения нестационарности при смешении потоков и воздействия на твердые

частицы выбуренной породы, в том числе за счет эффекта Коанда.

В качестве примера определим основные геометрические и эксплуатационные параметры струйного насоса. Исходные данные:

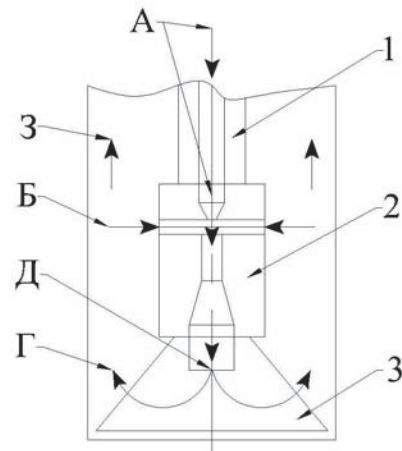


Рис.1. Схема компоновки низа бурильной колонны с наддолотным струйным насосом
1 – колонна бурильных труб; 2 – струйный насос; 3 – долото; А – рабочий поток; Б – инжектированный поток; Г – исходящий из гидромониторных насадок долота поток; Д – поток на выходе диффузора струйного насоса; 3 – восходящий поток жидкости в затрубном пространстве

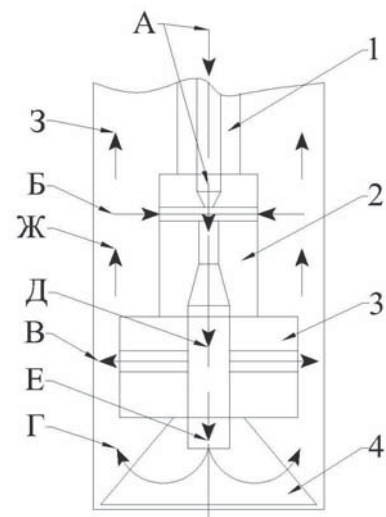


Рис.2. Схема компоновки низа бурильной колонны с наддолотным струйным насосом и кольмататором
1 – колонна бурильных труб; 2 – струйный насос; 3 – кольмататор; 4 – долото; А – рабочий поток; Б – инжектированный поток; В – исходящий из насадок кольмататора поток; Г – исходящий из гидромониторных насадок долота поток; Д – поток на выходе диффузора струйного насоса; Е – поток на вход в гидравлическую систему долота из кольмататора; Ж, 3 – восходящий поток жидкости в затрубном пространстве

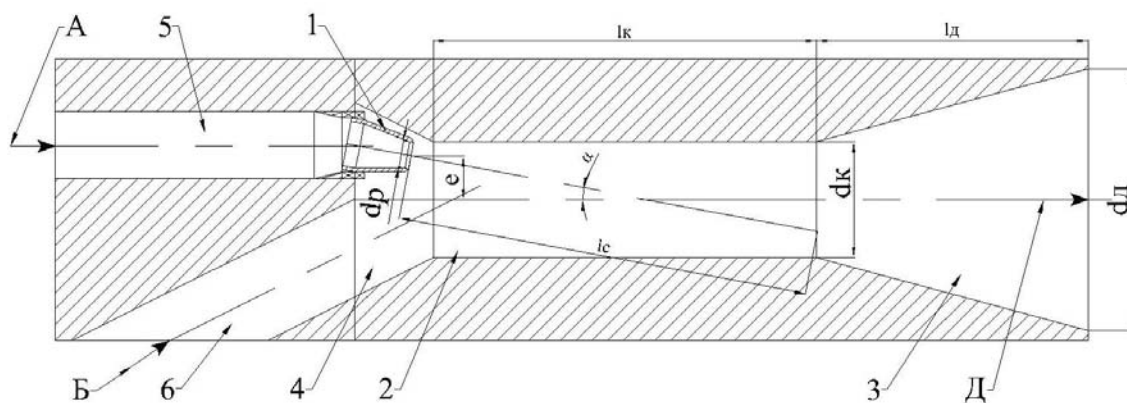


Рис. 3. Струйный насос

1 – рабочая насадка; 2 – камера смешения; 3 – диффузор; 4 – камера инжекции;
5 – канал подвода рабочей жидкости; 6 – канал инжекции; А – рабочий поток;
Б – инжектированный поток; Д – смешанный поток на выходе диффузора

1. Струйный насос работает на неоднородной неньютоновской (вязко-пластичной) жидкости;
2. Вязкость $\eta = 6$ мПа·с;
3. Динамическое напряжение сдвига $\tau_0 = 1.7$ Па;
4. Плотность $\rho_p = 1050$ кг/м³ (рабочий поток), $\rho_i = 1100$ кг/м³ (инжектируемый поток), $\rho_c = 1060$ кг/м³ (смешанный поток).
5. Глубина забоя $H = 3600$ м.
6. Пластовое давление $p_n = 36$ МПа.
7. Подача буровых насосов $Q = 20$ л/с.
8. Шероховатость проточной части струйного насоса $\Delta = 60$ мкм.

За основу расчета примем дополненную нами известную методику [8-10]. Определим значение необходимого коэффициента инжекции из равенства:

$$i = \frac{\rho_c - \rho_p}{\rho_i - \rho_c}$$

Оптимальное значение основного геометрического соотношения струйного насоса определим и принимаем $k \approx 3.9 \cdot i$.

Коэффициенты скорости камеры смешения и диффузора струйного насоса, зависящие от свойств рабочей жидкости, геометрических параметров проточной части струйного насоса, принимаем $\phi_1 = 0.95$, $\phi_2 = 0.975$, $\phi_3 = 0.9$, $\phi_4 = 0.925$.

Достигаемый относительный перепад давления струйного насоса определяется следующим:

$$h_{\max} = \frac{\phi_1^2 \cdot \phi_2^2}{(2 - \phi_3^2) \cdot (1 + i)^2 - \left(2\phi_2 - \frac{1}{\phi_4}\right) \cdot \frac{k \cdot i^2}{k - 1}}$$

Диаметр рабочей насадки струйного насоса:

$$d_1 = \sqrt[4]{\frac{8Q^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot \phi_1^2 \cdot \Delta p_p}}$$

Диаметр камеры смешения по определению:

$$d_2 = d_1 \sqrt{k}$$

Выходной диаметр диффузора определяется

по формуле: $d_3 = 1.7d_2$

Длину камеры смешения и длину диффузора соответственно определяем

$$l_2 = 7 \cdot d_2$$

$$l_3 = 6.5 \cdot (d_3 - d_2)$$

Длина рабочей струи струйного насоса при условии $i \leq 0.5$

$$l_p = \frac{(\sqrt{0.083 + 0.76 \cdot i} - 0.29) \cdot d_1}{2a},$$

где $a = 0.07 \div 0.09$ – опытная константа.

Длина рабочей струи струйного насоса при условии $i \geq 0.5$

$$l_p = \frac{(0.37 + i) \cdot d_1}{4.4a}.$$

Максимальное относительное смещение рабочей насадки струйного насоса рекомендуется принимать $\varepsilon = 0.2$, тогда эксцентрическое смещение рабочей насадки определим:

$$e = \varepsilon \frac{d_2 - d_1}{2}$$

Угол наклона рабочей насадки струйного насоса:

$$\alpha = \arcsin \frac{2e}{l_p}$$

Для струйных насосов, у которых основное геометрическое соотношение $k < 4$, необходимо определить потери напора во входном участке в камере смешения, решив известное уравнение [8]:

$$\Delta \bar{h} = \frac{\phi_1^2 \rho_p i^2}{\phi_4^2 \rho_i} \left[k - \frac{1}{\sqrt{1 + \Delta h}} \right]^2.$$

Уточняем коэффициент скорости камеры смешения с учетом параметров струйного насоса и физических свойств рабочей жидкости:

$$\varphi_2 = \frac{1}{\left[1 + 0.77 \cdot \frac{\Delta}{d_2} + \frac{53.38 \cdot \eta \cdot d_2 \cdot \left(1 + \frac{0.13 \cdot \tau_0 \cdot d_2^3}{\eta \cdot Q \cdot \cos \alpha \left(1 + i \cdot \left(1 + \frac{2}{3} \varepsilon^2 \right) \right) \right)}{\rho_c \cdot Q \cdot \cos \alpha \left(1 + i \cdot \left(1 + \frac{2}{3} \varepsilon^2 \right) \right)} \right]^{0.25}}$$

Уточняем коэффициент скорости диффузора:

$$\varphi_3 = \frac{1}{\left[1 + \frac{0.01375 \cdot \frac{\Delta}{d_2} + \frac{53.38 \eta \cdot d_2 \cdot \left(1 + \frac{0.13 \cdot \tau_0 \cdot d_2^3}{\eta \cdot Q (1+i)} \right)}{\rho_c \cdot Q (1+i)} \right]^{0.25} \cdot \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) + \sin 2\alpha \cdot \left(1 - \frac{1}{n} \right)^2}$$

Значение относительного напора в струйном насосе без учета смещений рабочей насадки определяется по известным зависимостям [8]:

$$\left\{ \begin{aligned} h_0 &= \frac{\varphi_1^2}{k} \left[2 \cdot \varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{1}{k-1} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_i} i^2 - \left(2 - \varphi_3^2 \right) \frac{1}{k} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_c} (1+i)^2 \right] & n\mu k \geq 4 \\ h_0 &= \frac{\varphi_1^2}{k} \left[2 \cdot \varphi_2 \sqrt{1 + \Delta \bar{h}} + \frac{2\varphi_2}{k - \frac{1}{\sqrt{1 + \Delta \bar{h}}}} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_i} i^2 - \left(2 - \varphi_3^2 \right) \frac{1}{k} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_c} (1+i)^2 \right] - \Delta \bar{h} & n\mu k < 4 \end{aligned} \right.$$

Определение характеристик струйного насоса с учетом возможных смещений его рабочей насадки уже известно [11], поэтому можно определить относительный напор струйного насоса при угловом h_α и h_e эксцентрическом смещении его рабочей насадки с учетом известных уравнений [8]:

$$\left\{ \begin{aligned} h_\alpha &= \frac{\varphi_1^2 \cdot \cos^2 \alpha}{k} \left[2\varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{1}{k - \cos \alpha} \cdot \frac{v_i}{v_p} i^2 - \left(2 - \varphi_3^2 \right) \frac{1}{k} \cdot \frac{v_c}{v_p} (1+i)^2 \right], k \geq 4 \\ h_\alpha &= \frac{\varphi_1^2 \cdot \cos^2 \alpha}{k} \left[2\varphi_2 \sqrt{1 + \Delta \bar{h}} + \frac{2\varphi_2}{k - \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 + \Delta \bar{h}}}} \cdot \frac{v_i}{v_p} i^2 - \left(2 - \varphi_3^2 \right) \frac{1}{k} \cdot \frac{v_c}{v_p} (1+i)^2 \right] - \Delta \bar{h}, k < 4 \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} h_e &= \frac{\varphi_1^2}{k} \left[2\varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{1}{k-1} \cdot \frac{v_i}{v_p} i^2 \cdot \left(1 + \frac{2}{3} \varepsilon^2 \right)^2 - \left(2 - \varphi_3^2 \right) \frac{1}{k} \cdot \frac{v_c}{v_p} \left(1 + i \cdot \left(1 + \frac{2}{3} \varepsilon^2 \right) \right)^2 \right], k \geq 4 \\ h_e &= \frac{\varphi_1^2}{k} \left[2\varphi_2 \sqrt{1 + \Delta \bar{h}} + \frac{2\varphi_2}{k - \frac{1}{\sqrt{1 + \Delta \bar{h}}}} \cdot \frac{v_i}{v_p} i^2 \cdot \left(1 + \frac{2}{3} \varepsilon^2 \right)^2 - \left(2 - \varphi_3^2 \right) \frac{1}{k} \cdot \frac{v_c}{v_p} \left(1 + i \cdot \left(1 + \frac{2}{3} \varepsilon^2 \right) \right)^2 \right] - \Delta \bar{h}, k < 4 \end{aligned} \right.$$

Действительное значение напора струйного насоса при смещении его рабочей насадки определится зависимостью:

При заданных исходных данных $k < 4$, поэтому, действительное значение характеристик струйного насоса с учетом углового и эксцентрического смещения рабочей насадки относительно камеры смещения определим решением системы уравнений (1):

$$\left\{ \begin{aligned} \bar{h} &= A \cdot i^2 + B \cdot i + C \\ A &= \frac{\varphi_1^2}{k} \left[\cos^2 \alpha \left(\frac{\rho_p}{\rho_i} \cdot \frac{2\varphi_2}{k - \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 + \Delta \bar{h}}}} - \frac{\rho_p}{\rho_c} \cdot \frac{(2 - \varphi_3^2)}{k} \right) - \left(\frac{\rho_p}{\rho_i} \cdot \frac{2\varphi_2}{k - \frac{1}{\sqrt{1 + \Delta \bar{h}}}} - \frac{\rho_p}{\rho_c} \cdot \frac{(2 - \varphi_3^2)}{k} \right) + \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{\rho_p}{\rho_i} \cdot \frac{2\varphi_2 \left(1 + \frac{2}{3} \cdot \varepsilon^2\right)^2}{k - \frac{1}{\sqrt{1 + \Delta \bar{h}}}} - \frac{\rho_p}{\rho_c} \cdot \frac{(2 - \varphi_3^2) \left(1 + \frac{2}{3} \cdot \varepsilon^2\right)^2}{k} \right) \right] \\ B &= \frac{\varphi_1^2}{k^2} \frac{\rho_p}{\rho_c} (2 - \varphi_3^2) \left(-2 \cos^2 \alpha - \frac{4}{3} \cdot \varepsilon^2 \right) \\ C &= \frac{\varphi_1^2 \cos^2 \alpha}{k} \left(2\varphi_2 \sqrt{1 + \Delta \bar{h}} - \frac{\rho_p}{\rho_c} \cdot \frac{(2 - \varphi_3^2)}{k} \right) - \Delta \bar{h} \\ \Delta \bar{h} &= \frac{\frac{\varphi_1^2}{\varphi_4^2} \frac{\rho_p}{\rho_i} i^2}{\left[k - \frac{1}{\sqrt{1 + \Delta \bar{h}}} \right]^2} \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Напор, создаваемый струйным насосом:

$$H = \bar{h} \cdot \frac{\Delta p_p}{\rho_p \cdot g} \quad (2)$$

Коэффициент полезного действия струйного насоса:

$$\eta_{CH} = \frac{\bar{h} \cdot i}{1 - \bar{h}} \cdot 100\% \quad (3)$$

Относительная характеристика гидравлической системы, где работает струйный насос:

$$h_T = \frac{\Delta p_d}{\Delta p_p} (1 + i)^2 \quad (4)$$

В случае использования кольмататора, перепад давления на долоте Δp_d изменится вследствие перераспределения потоков, значение которого можно определить по известной зависимости:

$$\Delta p_d = \frac{\Delta p_d}{Q^2} Q_d^2,$$

где Q_d - измененный расход жидкости через гидромониторное долото, вследствие перераспределения потоков.

Расходы жидкости через кольмататор и гидромониторное долото определим решением системы уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} Q &= Q_d + Q_{KM} \\ \frac{\Delta p_d \cdot Q_d^2}{Q^2} &= \frac{\Delta p_{KM} \cdot Q_{KM}^2}{Q^2}, \end{aligned} \right.$$

где Q_{KM} - измененный расход жидкости через кольмататор, вследствие перераспределения потоков.

Уровень депрессии на пласт определим из выражения:

$$\Delta p = p_H - \Delta p_i - \rho_i g H - \Delta p_K$$

Основные результаты расчета струйного насоса представлены в таблице 1.

На рисунке 4 представлена характеристика струйного насоса и определены рабочие точки для компоновки «струйный насос – долото» и компоновки «струйный насос-кольмататор-долото». Преобразования относительных характеристик в абсолютные выполнены используя известные зависимости, изложенные в работах [8, 10].

На рисунке 5 представлены зависимости параметров струйного насоса от коэффициента инжекции. Характеристика струйного насоса получена путем решения системы уравнений (1) для каждого значения коэффициента инжекции в диапазоне от 0 до 1.4. Аналогичным путем, с помощью уравнения (3) построена зависимость коэффициента полезного действия струйного насоса от коэффициента инжекции.

Характеристика струйного насоса (рис. 4) получена с помощью уравнения (2) для каждого значения относительного напора (ось ординат), полученного решением системы уравнений (1). Соответствующее значение подачи струйного насоса (ось абсцисс) определяется с помощью зависимости: $Q_{CH} = i \cdot Q$

Таблица 1

Расчётные параметры струйного насоса

№ п.п.	Параметр	Обозначение	Значение	
			Рис. 2	Рис. 1
1	Коэффициент инжекции	i	0.26	0.56
2	Диаметр рабочей насадки струйного насоса, мм	d_1	11.7	11.7
3	Диаметр камеры смешения, мм	d_2	18.9	18.9
4	Выходной диаметр диффузора, мм	d_3	32.1	32.1
5	Длина камеры смешения, мм	l_2	132	132
6	Длина диффузора, мм	l_3	86	86
7	Потери давления в струйном насосе, МПа	Δp_{CH}	22.87	22.87
8	Уровень депрессии на пласт, МПа	Δp	2.21	3.15
9	Расход жидкости через гидромониторное долото, л/с	Q_D	14.2	20.0
10	Расход жидкости через кольмататор, л/с	Q_{KM}	5.8	-

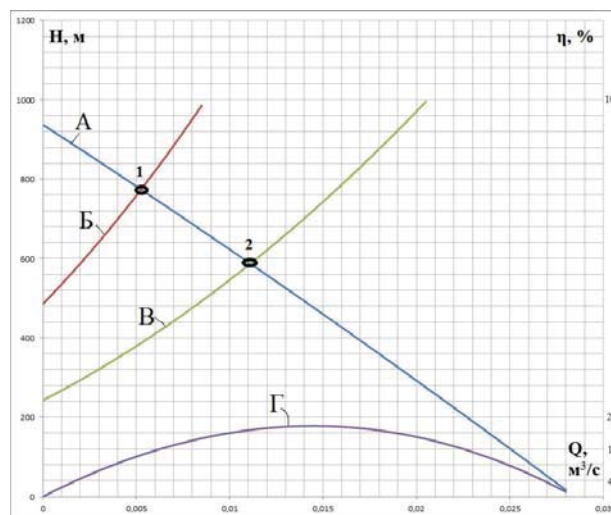


Рис.4. Характеристика струйного насоса и гидравлической системы, в которой он работает
 А – характеристика струйного насоса, В – характеристика гидравлической системы со струйным насосом и гидромониторным долотом; В – характеристика гидравлической системы со струйным насосом, кольмататором и гидромониторным долотом; Г – КПД струйного насоса; 1 – рабочая точка струйного насоса в компоновке с гидромониторным долотом; 2 – рабочая точка струйного насоса в компоновке с кольмататором и гидромониторным долотом

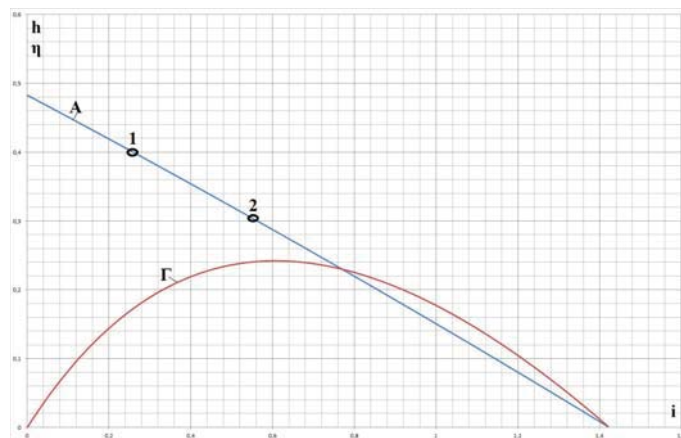


Рис.5. Зависимость параметров струйного насоса от коэффициента инжекции
 А – характеристика струйного насоса; Г – КПД струйного насоса; 1 – рабочая точка струйного насоса в компоновке с гидромониторным долотом; 2 – рабочая точка струйного насоса в компоновке с кольмататором и гидромониторным долотом

Характеристики трубопровода, в котором работает струйный насос (рис. 4), определим с помощью уравнения (4) с учетом всех положений, которые указаны выше. Аналогичным образом трансформируем зависимость КПД струйного насоса от коэффициента инжекции (рис. 5) в зависимость КПД струйного насоса от подачи струйного насоса (рис. 4).

Как видно из рис. 4 и рис. 5 введение в компоновку низа буровой колонны кольмататора позволяет изменить рабочие параметры струйного насоса. В представленном примере в компоновке с кольмататором и гидромониторным долотом струйный насос работает в режиме с более высоким коэффициентом полезного действия и коэффициентом инжекции, чем только с гидромониторным долотом, хотя и уровень депрессии несколько меньше. Таким образом, режим работы струйного насоса можно регулировать размером насадок кольмататора. Имея в комплекте один струйный насос, можно эксплуатировать его в оптимальных параметрах,

при изменяющихся внешних параметрах режима бурения.

КПД струйного насоса зависит от его смещения рабочей насадки. Поэтому необходимо провести анализ влияния углового и эксцентрического смещения рабочей насадки струйного насоса на его КПД. При анализе влияния эксцентрического смещения рабочей насадки используются формулы (1) и (3), предварительно приняв угловое смещение равное нулю (рис. 6). Другие параметры принимаем согласно исходным данным и расчетам, по данным выше - анализируем параметры струйного насоса в его рабочей точке.

Аналогичным образом проводят анализ влияния углового смещения рабочей насадки струйного насоса на его характеристику, но при этом нулю приравнивают эксцентрическое смещение рабочей насадки (рис. 7).

Из рисунков 6 и 7 видно, что принятые при расчете эксцентрическое $\varepsilon = 0.2$ ($e = 0.7$ мм) и угловое $\alpha = 2^\circ 23' 24''$ смещения рабочей насадки не являются ощутимыми в плане потерь КПД.

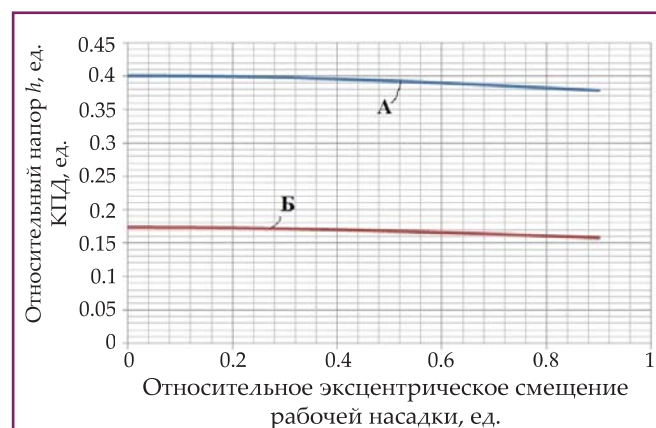


Рис. 6. Зависимость параметров струйного насоса от эксцентрического смещения рабочей насадки

А – характеристика струйного насоса;
Б – КПД струйного насоса

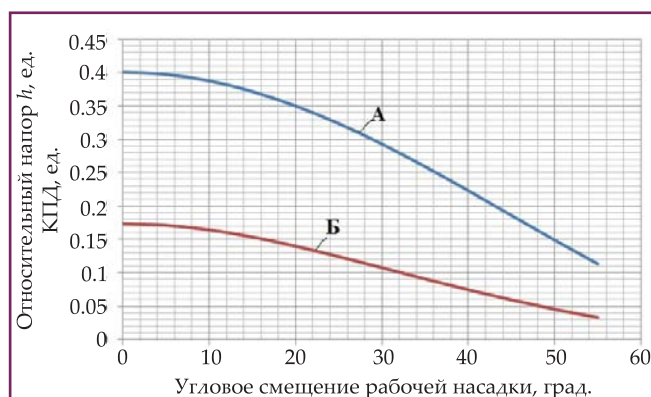


Рис. 7. Зависимость параметров струйного насоса от углового смещения рабочей насадки

А – характеристика струйного насоса;
Б – КПД струйного насоса

Заключение

Для эффективного вскрытия продуктивного пласта нефтяных и газовых скважин рекомендована компоновка низа буровой колонны, включающая струйный насос, кольмататор. Применение кольмататора, варьируя диаметром его насадки, позволяет изменять рабочие параметры струйного насоса, эксплуатировать его с максимальным КПД и более высоким коэффициентом инжекции.

Литература

1. B.Khelifa, K.Fraser, T.Pugh. Subsea hydraulic jet pump optimizes well development offshore Tunisia. <http://oilfieldmagazine.com/subsea-hydraulic-jet-pump-optimizes-well-development-offshore-tunisia/>
2. T.Pugh, C.B.Khelifa, K.Fraser. First ever subsea hydraulic jet pump system used to optimize single well development offshore Tunisia //Paper OMC-2015-207. Presented at the Offshore Mediterranean Conference and Exhibition, Ravenna, Italy, 25-27 March 2015.
3. В.В. Калачев. Струйные насосы. Теория, расчет и проектирование. - М.: Филян: «Омега-Л», 2017.
4. Ю.А.Гуторов, Ф.И.Ермоленко, Т.Н. Миннивалеев. Гидродинамическое исследование процесса отбора пластовой жидкости забойным струйным насосом при исследовании продуктивного пласта в процессе бурения скважины //Строительство нефтяных скважин на суше и на море. - 2017. - №12. - С. 8-12.
5. Б.М.Курочкин. Анализ вопроса интенсификации процесса бурения скважин долотами типа РДС через интервалы с трудно-буримыми породами с использованием турбобура со струйным насосом //Строительство нефтяных скважин на суше и на море. - 2011. - №2. - С. 6-14.
6. Б.З.Султанов. Применение глубинного демпфера для стабилизации зенитного угла и азимута скважины //Нефтяное хозяйство. - 1986. - №3. - С. 19-21
7. K.Wang K., Zh.Tian. Revised characteristics curve optimizes jet pumping //Oil & Gas Journal. - 2001. - No. 26. -Vol. 99. -P. 52.
8. Е.Я.Соколов, Н.М.Зингер. Струйные аппараты. - М.: Энергия, 1970.
9. Р.С.Яремийчук. Создание депрессий на пласт с помощью струйных аппаратов //Нефтяное хозяйство. - 1981. - № 11. - С. 12-14.
10. Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов и др. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. - М.: Машиностроение, 1982.
11. А.П.Мельников, Н.А. Буглов. Исследование влияния эксцентрического и углового смещения рабочей насадки струйного насоса на его работу при бурении скважин //Вестник ИргТУ. - 2016. - №6 (113). - С. 50-57.

References

1. B.Khelifa, K.Fraser, T.Pugh. Subsea hydraulic jet pump optimizes well development offshore Tunisia. <http://oilfieldmagazine.com/subsea-hydraulic-jet-pump-optimizes-well-development-offshore-tunisia/>
2. T.Pugh, C.B.Khelifa, K.Fraser. First ever subsea hydraulic jet pump system used to optimize single well development offshore Tunisia //Paper OMC-2015-207. Presented at the Offshore Mediterranean Conference and Exhibition, Ravenna, Italy, 25-27 March 2015.
3. V.V.Kalachev. Jet pumps. Theory, calculation and design. - M.: Filin: «Omega-L», 2017.
4. Yu.A.Gutorov, F.I.Ermolenko, T.N.Minnivaleev. Hydrodynamic study of a formation liquid discharge by means of a well bottom jet pump when studying a production formation during a well drilling //Construction of Oil and Gas Wells on Land and Sea. - 2017. - No. 12. - P. 8-12.
5. B.M.Kurochkin. Analysis of intensification of well drilling by PDC drill bits in difficultly-drilled rocks using turbo-drill with jet pump //Construction of Oil and Gas Wells on Land and Sea. - 2011. - No. 2. - P. 6-14.
6. B.Z.Sultanov. The use of the depth damper to stabilize the zenith angle and azimuth of the well //Oil Industry. - 1986. - No.3. - P. 19-21.
7. K.Wang K., Zh.Tian. Revised characteristics curve optimizes jet pumping //Oil & Gas Journal. - 2001. - No. 26. -Vol. 99. -P. 52.
8. E.Ya.Sokolov, N.M.Zinger. Jet apparatuses. - M.: Energiya, 1970.
9. R.S.Yaremiychuk. Creation of depressions on the reservoir with the jet devices //Oil Industry. - 1981. - No. 11. - P. 12-14.
10. T.M.Bashta, S.S.Rudnev, B.B.Nekrasov, et al. Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives - M.: Mashinostroenie, 1982.
11. A.P.Melnikov, N.A.Buglov. Studying the influence of working nozzle eccentric and angular misalignment in the jet pump on its operation at drilling wells //Proceedings of Irkutsk State Technical University. - 2016. - No.6 (113). - P. 50-57.

Эффективное вскрытие продуктивного пласта при бурении нефтяных и газовых скважин

В.В.Шайдаков¹, А.П.Мельников², К.В.Чернова³, Г.Е.Коробков¹

¹Уфимский государственный нефтяной технический университет, Уфа, Россия;

²Иркутский национальный исследовательский технический университет,
Иркутск, Россия; ³Тюменский индустриальный университет, Тюмень, Россия

Реферат

Качественное вскрытие продуктивного пласта в процессе бурения является залогом дальнейшей эффективной эксплуатации нефтяных и газовых скважин. Технически и технологически это может быть достигнуто снижением дифференциального давления и создания защитного «экрана» на стенке скважины, препятствующего проникновению промывочной жидкости с выбуренной породой в продуктивный пласт. Для этих целей рекомендована компоновка низа бурильной колонны, которая включает размещенный над долотом струйный насос и струйный кольмататор. В статье приведена усовершенствованная методика расчета струйного насоса с кольмататором, учитывая скважинные условия в процессе бурения. В качестве примера определены параметры струйного насоса и представлена его рабочая характеристика. Показана возможность оптимизации рабочих параметров струйного насоса за счет изменения диаметра насадки кольмататора.

Ключевые слова: бурение; первичное вскрытие; дифференциальное давление; струйная кольматация; струйный насос; гидравлический расчет; напор; насадка; камера смешения; диффузор.

Neft və qaz quyularının qazılması zaman məhsuldar layın səmərəli açılması

V.V.Şaydakov¹, A.P.Melnikov², K.V.Çernova³, G.Y.Korobkov¹

¹Ufa Dövlət Neft Texniki Universiteti, Ufa, Rusiya;

²İrkutsk Milli Tədqiqat Texniki Universiteti, İrkutsk, Rusiya;

³Tümen Sənaye Uuniversiteti, Tümen, Rusiya

Xülasə

Qazıma prosesində məhsuldar layın keyfiyyətli açılması neft və qaz quyularının sonrakı səmərəli istismarının təməlidir. Texniki və texnoloji baxımdan buna diferensial təzyiqin azaldılması və quyularında yuyucu mayenin qazılmış süxurdan məhsuldar laya keçməsinin qarşısını ala bilən qoruyucu "ekranın" yaradılması yolu ilə nail olmaq olar. Bu məqsədlər üçün balta üzərində yerləşdirilən şırnaqlı nasos və şırnaqlı kolmatatordan ibarət qazıma kəmərinin aşağısının kompozisiyası tövsiyyə olunur. Məqalədə qazıma prosesində quyuların şəraitinin nəzərə alınması ilə kolmatator və şırnaqlı nasosun təkmilləşdirilmiş hesablama metodikası göstərilmişdir. Nümunə kimi şırnaqlı nasosun parametrləri müəyyən edilmiş və onun işçi xarakteristikası təqdim edilmişdir. Kolmatatorun ucluğunun diametrinin dəyişdirilməsi hesabına şırnaqlı nasosun işçi parametrlərinin optimallaşdırılmasının mümkünlüyü göstərilmişdir.

Açar sözlər: qazıma; ilkin açılma; diferensial təzyiq; şırnaqlı kolmatasiya; şırnaqlı nasos; hidravlik hesablama; basqı; ucluq; qarışdırma kamerası; diffuzor.