DOI: 10.17122/ntj-oil-2020-3-9-19

УДК 622.24

Т.Н. Миннивалеев (Филиал Уфимского государственного нефтяного технического университета в г. Октябрьском, г. Октябрьский, Республика Башкортостан, Российская Федерация)

УПРАВЛЕНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЗКОЙ УСТЬЕВОГО И ЗАБОЙНОГО БУРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРИМЕНЕНИЕМ ЗАБОЙНОГО ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОГО КОМПЕНСАТОРА В КОМПОНОВКЕ НИЗА БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ

Timur N. Minnivaliev (Oktyabrskiy Affiliate of Ufa State Petroleum Technological University, Oktyabrskiy, Republic of Bashkortostan, Russian Federation)

CONTROLLING THE VIBRATION LOAD OF WELLHEAD AND DOWNHOLE DRILLING EQUIPMENT USING A DOWNHOLE HYDRAULIC COMPENSATOR IN BOTTOMHOLE ASSEMBLY

Введение

Современные условия функционирования буровых компаний предъявляют более высокие требования к технико-экономическим показателям бурения. Данное обстоятельство обусловлено, во-первых, усложняющимися профилями, увеличением глубин скважин; во-вторых, в последние годы заметна тенденция снижения стоимости нефти на международном рынке и, как следствие, требование к снижению себестоимости разработки нефтегазовых месторождений несмотря на усугубляющий характер действия первого фактора. При бурении нефтяных и газовых скважин забойное и устьевое буровое оборудование подвержено влиянию значительных вибрационных процессов разной направленности и имеющих различные амплитудно-частотные характеристики.

Цели и задачи

- провести аналитическое исследование совокупности причин возникновения колебательных процессов при бурении;

Background

Modern conditions for the functioning of drilling companies impose higher requirements on the technical and economic performance of drilling. This circumstance is caused, firstly, by complicated profiles, an increase in well depths; secondly, in recent years, there has been a noticeable tendency to lower oil prices on the world market and, as a consequence, the requirement to reduce the cost of developing oil and gas fields despite the aggravating nature of the first factor. When drilling oil and gas wells, downhole and wellhead drilling equipment is exposed to significant vibrational processes of different directions and having different amplitude-frequency characteristics.

Aims and Objectives

- conduct an analytical study of the entire set of causes of oscillatory processes during drilling;

- провести классификацию колебаний бурильного инструмента и промывочной жидкости, взяв в качестве критерия классификации частотный диапазон колебаний;
- предложить конструкцию забойного устройства, позволяющего снизить амплитуду колебаний инструмента, а также давления промывочной жидкости.

Результаты

Таким образом, буровое оборудование в процессе бурения совершает сложные колебательные движения, включающие в себя осевые, крутильные и поперечные колебания. Это приводит к преждевременным отказам элементов бурильной колонны, происходящим в частности по причине длительного действия усталостных напряжений. Учитывая широкий диапазон частот вибраций инструмента, можно с легкостью подсчитать, что количество циклов напряжений, влекущих усталостное разрушение элементов компоновки даже за незначительный период, например 5 ч, может превысить 1000000. Значительными по своей амплитуде и разрушающей силе являются колебания компоновки низа бурильной колонны при прохождении перемежающихся по твердости пород. Породоразрушающий инструмент в данном случае в буквальном смысле периодически ударяется о забой и, в первую очередь, снижает ресурс долот PDC, очень чувствительных к ударным нагрузкам.

- classify the vibrations of the drilling tool and the flushing liquid, using the frequency range of vibrations as the classification criterion;
- offer a design of a downhole device that allows reducing the amplitude of tool vibrations, as well as the pressure of the washing liquid.

Results

Thus, drilling equipment performs complex oscillatory movements during drilling, including axial, torsional and transverse vibrations. This leads to premature failures of the drill string elements, which occur in particular due to the long-term effects of fatigue stresses. Given the wide range of vibration frequencies of the tool, it is easy to calculate that the number of stress cycles that cause fatigue destruction of the layout elements, even for a small period, for example 5 h, can exceed a million. Significant in its amplitude and destructive force are the fluctuations of the bottomhole assembly during the passage of rocks alternating in hardness. The rock-breaking tool in this case literally periodically hits the face and first of all reduces the resource of PDC bits, which are very sensitive to shock loads.

Ключевые слова: бурение; вибрация; механическая скорость; амплитуда колебания давления; винтовой забойный двигатель; динамичность бурильного инструмента

Key words: drilling; vibration; mechanical speed; pressure fluctuations amplitude; screw downhole motor; drill tool dynamics

В процессе бурения возникают колебания устьевого и забойного бурового оборудования, различающиеся как по направленности в пространстве, так и по величине. В зависимости от направленности перемещения бурильного инструмента можно выделить следующие виды его колебаний (рисунок 1):

1. *осевые (продольные) колебания*, представляющее собой циклическое перемещение компоновки низа бурильной колонны (КНБК) вдоль ствола скважины и обусловленные как процессами, происходящими при взаимодействии породоразрушающего инструмента на забое, так и работой буровых

насосов [1]. Последние в частности способны раскачивать всю бурильную колонну с частотой приблизительно 1 Гц и вызывать значительные усталостные напряжения (рисунок 1, а);

2. *крутильные колебания*, причиной которых служат периодическое изменение частоты оборотов компоновки низа бурильной колонны, соответственно существуют моменты замирания КНБК во времени. Данный вид колебаний усиливается при увеличении длины бурильной колонны ввиду изменения упругих свойств всей колонны. При изменении момента сопротивления на долоте последнее после периодов «замирания» стремится резко увеличить свою скорость (рисунок 1, б);

3. *поперечные колебания*, являющиеся следствием значительных изгибающих напряжений и представляющие собой перемещения КНБК от одной стенки скважины к другой. Крайне опасным проявлением поперечных колебаний представляются периодические ударения компоновки о стенки скважины, происходящие со значительным ускорением (рисунок 1, в).

Остановимся детально на описании факторов, вызывающих вибрационные процессы при буровых работах и проведем их классификацию. Выберем критерием классификации частотный диапазон колебаний и в соответствии с ним выделим группу инфранизких частот, группу с низким частотным диапазоном колебаний, а также группы со спектром средних и высоких частот.

В условно обозначенную нами первую группу частот включим колебания, происходящие в диапазоне частот до 1 Гц. Среди источников вибраций компоновки инструмента и бурового раствора можно назвать периодические биения давления при параллельной работе двух буровых насосных агрегатов, ручной режим подачи инструмента на забой, а также колебания, обусловленные влиянием ветровой нагрузки на вышку и упругими свойствами грунта.

Необходимо отметить, что колебания данной группы в основном происходят из-за процессов, происходящих на устье скважины, и не способны оказывать значительное влияние на показатели бурения.

а) продольные; б) крутильные; в) поперечные

Рисунок 1. Виды колебательных процессов КНБК при бурении

К следующей группе отнесем те колебательные процессы, которые лежат в диапазоне от 1 до 70 Гц.

Говоря об источниках колебаний данной частотной группы, следует, в первую очередь, отметить буровой насос, который в силу своих конструктивных особенностей приводит к появлению высокоамплитудных колебаний перекачиваемого бурового раствора внутри бурильной колонны с частотой около 1 Гц [1-4]. Учитывая, что реальные условия бурения скважин предполагают установку среднего давления на уровне 10 МПа и выше, неравномерность подачи насосами бурового раствора становится причиной не только высокоамплитудных колебаний давления раствора, но и раскачивания всей бурильной колонны [5].

Буровые насосы генерируют импульсы давления бурового раствора в частотных диапазонах 4-5, а также 50-60 Гц [5]. Причиной появления данных колебаний является работа клапанных механизмов, однако их амплитуда намного меньше вышеназванных колебаний с частотой 1 Гц.

В группу низкочастотных колебаний включим те, что возникают в результате упругих деформаций талевого системы.

Гидравлические забойные двигатели также могут возбуждать импульсы давления в столбе промывочной жидкости. Особенно выражено они проявляются при работе винтовых забойных двигателей. Ввиду того, что последний является представителем объемного вида гидродвигателя, на каждое изменение момента сопротивления на долоте он незамедлительно «отвечает» скачками давления промывочной жидкости, движущимися вверх по направлению к буровому насосу.

Источниками появления вибраций инструмента и бурового раствора могут быть буровые шланги, выступающие в качестве связующего звена между буровым насосом и бурильной колонной. Среди отличительных особенностей, представляющих интерес в исследованиях в рамках настоящей работы, представляется важным выделить упругие свойства шланга от бурильной трубы. Учитывая данное обстоятельство в сочетании с большим многообразием применяемых ре-

жимов бурения, можно предположить, что в гидросистеме буровой установки может возникнуть резонанс и, как следствие, значительное возрастание амплитуд колебательных процессов.

Теперь обратимся к забойным источникам колебаний. В первую очередь, это породоразрушающий инструмент, непосредственно контактирующий с горной породой. Возникающие в процессе взаимодействия долота и разбуриваемой породы вибрации передаются жестко соединенной с долотом бурильной колонне.

При помощи специального набора приборов и датчиков можно не только зафиксировать их амплитудно-частотные характеристики, но также считать такие параметры, как частота вращения долота, количество лопастей PDC долот и степень износа, состояние гидравлических двигателей, динамическая составляющая осевой нагрузки, моменты подкачивания долота на забое. Несмотря на сложность колебательного движения КНБК в результате интерпретации и анализа его амплитудно-частотной характеристики можно использовать полученные данные для корректировки режима бурения и соответственно повысить технико-экономические показатели бурения.

Все еще применяемые (в основном для бурения направления) в настоящее время шарошечные долота позволяют относительно эффективно разбуривать породы в различном диапазоне по твердости. Разрушение породы происходит при прокатывании шарошек по забою и внедрении в породу большого числа зубьев, расположенных на шарошках. В силу реакции забоя на напряжения, идущие со стороны долота, последнее вынуждено совершать колебательные движения.

Взаимодействие породоразрушающих инструментов с забоем влечет не только появление изменяющегося во времени момента на долоте, частоты вращения вала забойных двигателей, но и передается всей колонне.

Так, например, при возвратно-поступательном движении вала такого гидродвигателя, как турбобур в столбе бурового раствора возникают импульсы давления. На скорость распространения волн давления

оказывают влияние такие параметры, как модуль объемной упругости бурового раствора и его плотность.

Частота вращения применяемых на сегодняшний день гидравлических забойных двигателей, а также верхних силовых приводов обычно находится в интервале от 100 до 300 об/мин. Соответственно частота колебаний КНБК, возбуждаемых при вращении породоразрушающего инструмента в указанном интервале частот, будет находиться в диапазоне 1,6-5 Гц. В случае использования трехшарошечных долот при условии отсутствия проскальзывания долота при контакте с породой частоты генерируемых им колебаний увеличиваются втрое и будут находиться в интервале от 4,8 до 15 Гц соответственно. Также отметим, что применение шарошечных долот в отличие от долот PDC вызывает меньший момент сопротивления вращению долота. Данное обстоятельство обусловлено тем, что шарошки перекатываются по забою и встречают меньшее сопротивление движению. Таким образом, при работе шарошечных долот преобладают именно осевые вибрации инструмента, которые могут быть выражены циклическим изменением величины осевой нагрузки.

В третью группу колебательных процессов средней частоты отнесем колебания, возникающие в результате внедрения резцов PDC долот и зубцов шарошечных долот в контактирующую с ними горную породу и соответственно имеющие забойный характер возникновения. Колебания данной частотной группы также могут быть зафиксированы специальной аппаратурой, при последующей интерпретации полученных результатов установлено, что они лежат в интервале частот 100-500 Гц [5].

При использовании современных долот PDC дробяще-скалывающее действие шарошечного долота сменяется на режущее-истирающее. Следствием становится большее значение момента сопротивления на долоте, проводящее к упругим деформациям на скручивание всей бурильной колонны.

В связи со значительной длиной бурильной колонны последняя упруго деформируется, и в определенные моменты накоп-

ленная потенциальная энергия деформации переходит в кинетическую энергию вращения долота.

Следует отметить, что при необходимости использования калибраторов для придания жесткости компоновке происходит возрастание площади соприкосновения последней с породой ствола скважины. Это обуславливает увеличение сопротивления вращения КНБК при бурении, и, как следствие, приводит к более высоким скручивающим нагрузкам на колонну. В результате буровое долото после периодических моментов замедления частоты вращения или даже остановки стремительно развивает свою скорость. Высокая скорость вращения долота при его контакте с разбуриваемой породой приводит к значительному повышению температуры алмазных режущих резцов, их интенсивному скалыванию, появлению высокоамплитудных высокочастотных колебаний.

Описанный разброс диапазона частот колебаний породоразрушающего инструмента помимо большой вариации конструкций, используемых при бурении долот и бурильных головок (например, диаметр долота, число шарошек и зубцов на каждой из них, геометрическое соотношение этих параметров, а также число лопастей, количество и диаметр резцов на каждой лопасти, высота профиля долот PDC), объясняется разной частотой вращения забойного двигателя, определяемой режимом бурения.

В последнюю из условно обозначенных частотных групп включим колебания с частотой более 500 Гц. Колебания бурильного инструмента и бурового раствора столь высоких частот имеют незначительные амплитуды и быстро затухают в бурильной колонне и по этим причинам зарегистрировать их труднее всего.

Данный спектр колебаний инструмента и промывочной жидкости возникает при использовании, например в процессе бурения, крепких пород алмазных долот и коронок [5].

Дав амплитудно-частотную характеристику колебательным процессам, происходящим при бурении нефтяных скважин, обратимся более подробно к колебаниям расхода и давления промывочной жидкости, а вместе

с ними и бурового оборудования, возбуждаемого при работе буровых насосов.

Горно-геологические и технологические условия бурения в определенных случаях предполагают работу двух насосных буровых агрегатов, работающих на один манифольд и соединенных параллельно. Результатом этого может стать появление в циркуляционной системе буровой установки так называемых биений давления.

Эти явления в общем случае происходят при складывании двух периодических колебаний какого-либо параметра с приблизительно одинаковыми частотами и схожими амплитудами.

Различие частот колебаний давления жидкости, генерируемых буровыми насосами, можно объяснить разностью натяжки клиноременной передачи, соединяющей электродвигатели с насосами, а также относительным проскальзыванием на шкивах. В результате, в те моменты, когда эти колебания происходят синфазно, суммарная амплитуда будет максимальной, а в момент, когда они находятся в противофазе, происходит их взаимное гашение.

Рассмотрим на примере зарегистрированные значения величин давления бурового раствора на манифольде высокого давления (1, рисунок 2), осевой нагрузки (2, рисунок 2), а также механической скорости (3, рисунок 2) при бурении скважины № 7063 Холмовской площади Азнакаевским ПБР ООО «Татбурнефть».

При интерпретации графиков рисунка 2 видно, что величина давления промывочной жидкости при прохождении разбуриваемых пород изменяется в широком диапазоне, в частности, при рабочем давлении раствора 9 МПа размах амплитуды колебаний может составлять до 5 МПа или до 40 % от рабочего давления [6].

Сотрудниками Азнакаевского ПБР ООО «Татбурнефть» также отмечено, что достаточно частым явлением является выход из строя резиновых диафрагм пневмокомпенсаторов поршневых буровых насосов ввиду чрезмерного повышения давления в гидросистеме и усталостного ее износа.

Как известно, принцип работы пневмокомпенсатора заключается в периодическом сжатии и расширении газа в наддиафрагменном пространстве. В соответствии с законами физики происходят быстро сменяющие друг друга повышения и снижения температуры газа и контактирующей с ним диафрагмы. Как следствие, подверженность усталостному разрушению материала диафрагмы. Более пагубное влияние скачков давления бурового раствора может происходить при прохождении Серпуховского горизонта, представленного трещиноватыми горными породами.

Так, при прохождении данных типов пород к достаточно распространенным явлениям можно отнести периодические обвалы горных пород, вызванные ими заклинки КНБК и забивку промывочных каналов буровых долот. Буровой насос продолжает качать раствор, однако в связи с отсутствием вращения забойного двигателя жидкость резко встречает препятствие на своем пути у двигателя.

Данное обстоятельство вызывает появление мощной ударной волны гидравлического удара, стремящейся вверх от забоя к устьевому буровому оборудованию. В результате этого более часто выходит из строя диафрагма бурового насоса, а еще чаще срабатывают предохранительные устройства насоса.

Все это требует дополнительных непроизводительных затрат на ремонты и вынужденную остановку процесса бурения, что негативно сказывается на технико-экономических показателях.

Пульсация давления и расход промывочной жидкости могут привести к таким негативным последствиям, как поглощение бурового раствора, обвалы стенок скважины, особенно при бурении слабоустойчивых пород. Таковыми, например, могут быть известняки, песчаники, доломиты с пропластками глин, алевролитов и мергелей, глины и др. Поэтому при бурении неустойчивых интервалов необходимо уделить особое внимание снижению колебательных процессов бурильного инструмента, промывочной жидкости и подбору буровых растворов с определенными технологическими свойствами.

а) интервал 355-570 м; б) интервал 570-850 м;
в) интервал 850-1120 м; г) интервал 1120-1410 м

Рисунок 2. Записанные параметры бурения скважины № 7063 в различных интервалах

Помимо вышеназванных негативных последствий колебания давления и расхода промывочной жидкости влияют на неравномерность частоты вращения забойных двигателей, в результате чего происходит непрерывное изменение режима их работы, и возникают колебания в бурильной колонне, изменяющие нагрузку на забой [7]. Неравномерность давления промывочной жидкости приводит к неравномерному вращению турбобура и снижает эффективность его работы [8].

Рассмотрим влияние колебаний расхода и давления бурового раствора на работу гидравлических забойных двигателей на примере турбобура.

Упругие волны промывочной жидкости оказывают существенное влияние на динамику работы машинного агрегата бурильной колонны (долото-турбобур).

Так, они, пройдя путь от вертлюга до турбобура, вызывают в его турбине колебания расхода и давления, результатом которых являются колебания угловой скорости ω , гидравлической силы P , мощности N и момента M на валу турбобура, возбуждающие продольные и крутильные колебания долота и вала турбобура, т.е. вследствие колебаний давления и расхода промывочной жидкости происходит постоянные изменения режима работы турбобура и нагрузки на забой.

Изменения $\omega_1; M_1; N_1$; и соответственно на $\omega_2; M_2; N_2$; и случае изменения расхода промывочной жидкости с Q_1 на Q_2 или давления с p_1 на p_2 при неизменном удельном ее весе можно выразить формулой:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{p_1}{p_2}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \sqrt{\frac{M_1}{M_2}} = \sqrt[3]{\frac{N_1}{N_2}} = \sqrt{\frac{P_{г1}}{P_{г2}}}. \quad (1)$$

С увеличением динамичности КНБК возрастают продольные осевые колебания долота, а также жестко соединенной с ним всей бурильной колонны. Вибрации инструмента неизбежно приводят к кратковремен-

ным подсакиваниям долота относительно забоя. В работе [9] автором в результате попытки количественной оценки совокупного времени отрывов долота от забоя при осевых вибрациях установлено, что до 60 % времени чистого бурения долото может вообще не касаться забоя. В результате, в периоды «зависания» над забоем породоразрушающего инструмента последнее не производит работу по разрушению горной породы, то есть фактически это - непроизводительное время, ято естественным образом приводит к снижению потенциально возможной механической скорости проходки. Вибрационный режим работы КНБК и ударные нагрузки различных амплитуд ведут к усталостным напряжениям элементов бурильной колонны, ускоренному разрушению долота.

В результате периодического подсакивания долота и удара о забой резко и значительно меняется частота вращения забойных двигателей, приводя к чрезмерным ударным нагрузкам на рабочие органы двигателей и их преждевременные поломки. При значительном увеличении момента сопротивления на долоте может произойти остановка двигателя, вероятность которой высока при бурении упругопластичных пород.

Исходя из полученных зависимостей, видно, что такие параметры работы забойного двигателя, как момент на валу и частота вращения, очень чувствительны к нестационарному характеру течения жидкости в бурильной колонне. Нестабильность вращения может стать причиной возрастания вибрационных нагрузок на КНБК, снижения моторесурса двигателя, возникновения осевых, поперечных и, прежде всего, крутильных колебаний всей бурильной колонны.

Учитывая вышеизложенное, можно сделать вывод, что несмотря на устанавливаемые в современных насосных буровых установках диафрагменные компенсаторы последние не обеспечивают требуемого снижения амплитуд колебаний расхода и давления раствора.

С целью увеличения ресурса работы забойных двигателей и долот, а также гашения колебаний давления и гидравлических ударов, возникающих на забое и распростра-

няющихся вверх по столбу промывочной жидкости к устьевому оборудованию, был разработан забойный компенсатор [10], изображенный на рисунке 3.

Разработанное и запатентованное на уровне изобретения устройство состоит из корпуса 1, который снабжен выступом 2, на которое при помощи резьбы крепится кожух 3, имеющий отверстия 4 и уплотнение 5. Между корпусом 1 и кожухом 3 устанавливается кольцевой поршень 6, имеющий уплотнения 7 и 8. Поршень 6 образует полости высокого 9 и низкого давления 10. В полости низкого давления установлена пружина 16, опирающаяся на кожух 3, и поршень 6. Полость низкого давления 10 сообщается с затрубным пространством через отверстие 4. В

полости высокого давления 9 установлена запрессованная металлическая стружка 11. Эта полость сообщается через каналы 12 с внутритрубной полостью 13. Устройство устанавливается в колонне бурильных труб при помощи присоединительных резьб 14 и 15.

Пульсации жидкости из внутритрубной полости посредством каналов 12 попадают в полость высокого давления, проходя демпфирование через стружки 11, действуют на поршень 6, сжимают пружину. При сжатии пружины поршень вытесняет жидкость через предусмотренные в кожухе каналы. Дросселированному буровому раствору из надпоршневого пространства также препятствует находящийся в затрубном пространстве столб раствора.

Рисунок 3. Конструктивная схема забойного компенсатора

Таким образом, происходит снижение амплитуд колебательных процессов жидкости. Рекомендуемое место установки данного устройства - непосредственно над забойным объемным гидравлическим двигателем, обеспечивает тем самым более равномерную частоту вращения двигателя и гашения импульсов колебаний жидкости, происходящих вследствие изменения момента сопротивления на долоте и распространяющихся в направлении бурового насоса.

Результаты

Таким образом, буровое оборудование в процессе бурения совершает сложные колебательные движения, включающие в себя осевые, крутильные и поперечные колебания. Это приводит к преждевременным отказам элементов буровой колонны, происходящим в частности по причине длительного действия усталостных напряжений. Учитывая широкий диапазон частот вибраций инструмента, можно с легкостью подсчитать, что

количество циклов напряжений, влекущих усталостное разрушение элементов компоновки, даже за незначительный период, например 5 ч, может превысить 1000000. Значительными по своей амплитуде и разрушающей силе являются колебания КНБК при прохождении перемежающихся по твердости пород.

Породоразрушающий инструмент в данном случае в буквальном смысле периодически ударяется о забой и, в первую очередь, снижает ресурс долот PDC, очень чувствительных к ударным нагрузкам.

Выводы

Учитывая высокую степень негативного влияния колебаний бурового инструмента и давления промывочной жидкости на работоспособность устьевого и забойного бурового оборудования, а также на технико-экономические показатели строительства скважин, разработка техники и технологии демпфирования колебаний при бурении скважин является актуальной задачей.

Список литературы

1. Николитч А.С. Поршневого бурового насоса. М.: Недра, 1973. 224 с.
2. Литвиненко В.С., Калинин А.Г. Основы бурения нефтяных и газовых скважин. М.: Центр-ЛитНефтеГаз, 2009. 541 с.
3. Мирзаджанзаде А.Х., Ентов В.М. Гидродинамика в бурении. М.: Недра, 1985. 196 с.
4. Низамов Х.Н., Дербуков Е.И., Применко В.Н. Волновые процессы в гидросистеме закачки бурового раствора в пласт и способы их устранения // Нефтепромысловое дело. 1996. № 11. С. 20-24.
5. Шлык Ю.К. Повышение эффективности турбинного бурения путем улучшения характеристик турбобура и передачи забойной информации по механико-гидравлическому каналу связи: дис. ... д-ра техн. наук. Уфа: УГНТУ, 2000. 237 с.
6. Габдрахимов М.С., Миннивалеев Т.Н., Галимов Р.М. Анализ бурения нефтяных скважин в Азнакаевском ПБР ООО «Бурение» // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2013. № 5. С. 8-11.
7. Гусман М.Т., Балденко Д.Ф., Кочнев А.М. Забойные винтовые двигатели для бурения скважин. М.: Недра, 1981. 232 с.
8. Габдрахимов М.С., Ермоленко Ф.И., Миннивалеев Т.Н., Сулейманов Р.И. Гидродинамиче-

References

1. Nikolich A.S. *Porshnevyye burovyye nasosy* [Piston Mud Pumps]. Moscow, Nedra Publ., 1973. 224 p. [in Russian].
2. Litvinenko V.S., Kalinin A.G. *Osnovy bureniya neftyanykh i gazovykh skvazhin* [Basics of Drilling Oil and Gas Wells]. Moscow, TsentrLitNefteGaz Publ., 2009. 541 p. [in Russian].
3. Mirzadzhanzade A.Kh., Entov V.M. *Gidrodinamika v burenii* [Hydrodynamics in Drilling]. Moscow, Nedra Publ., 1985. 196 p. [in Russian].
4. Nizamov Kh.N., Derbukov E.I., Primenko V.N. *Volnovyye protsessy v gidrosisteme zakachki burovogo rastvora v plast i sposoby ikh ustraneniya* [Wave Processes in the Hydraulic System of Drilling Mud Injection into the Formation and Methods for Their Elimination]. *Neftepromyslovoe delo - Oilfield Engineering*, 1996, No. 11, pp. 20-24. [in Russian].
5. Shlyk Yu.K. *Povysheniye effektivnosti turbinogo bureniya putem uluchsheniya kharakteristik turbobura i peredachi zaboinoi informatsii po mekhaniko-gidravlicheskomu kanalu svyazi: dis. d-ra. tekhn. nauk* [Improving the Efficiency of Turbine Drilling by Improving the Characteristics of a Turbodrill and Transmitting Downhole Information through a Mechanical-Hydraulic Communication Channel: Doct. Engin. Sci. Diss.]. Ufa, UGNTU Publ., 2000. 237 p. [in Russian].

ское исследование работы забойного гидромеханического компенсатора колебаний давления бурового раствора // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2015. № 11. С. 26-29.

9. Балицкий П.В. Осевые динамические силы, действующие на турбобур при бурении вертикальных скважин // Машины и нефтяное оборудование. 1976. № 10. С. 35-39.

10. Пат. 2464404 РФ, МПК Е 21 В 21/00. Компенсатор промывочной жидкости / М.С. Габдрахимов, Р.И. Сулейманов, В.Ш. Шаисламов, Т.Н. Миннивалеев. 2010152927/03, Заявлено 23.12.2010; Опубл. 27.06.2012. Бюл. 18.

6. Gabdrakhimov M.S., Minnivaliev T.N., Galimov R.M. Analiz bureniya neftyanykh skvazhin v Aznakaevskom PBR OOO «Burenie» [Analysis of Oil Wells Drilling in Aznakaevsky Drilling Department of «Burenie, Ltd.».]. *Stroitel'stvo neftyanykh i gazovykh skvazhin na sushe i na more - Construction of Oil and Gas Wells on Land and Offshore*, 2013, No. 5, pp. 8-11. [in Russian].

7. Gusman M.T., Baldenko D.F., Kochnev A.M. *Zaboinye vintovye dvigateli dlya bureniya skvazhin* [Downhole Screw Motors for Drilling Wells]. Moscow, Nedra Publ., 1981. 232 p. [in Russian].

8. Gabdrakhimov M.S., Ermolenko F.I., Minnivaliev T.N., Suleimanov R.I. Gidrodinamicheskoe issledovanie raboty zaboinogo gidromekhanicheskogo kompensatora kolebaniy davleniya burovogo rastvora [Hydrodynamic Research of Operation of Downhole Hydro-Mechanical Compensator of Pressure Fluctuation]. *Stroitel'stvo neftyanykh i gazovykh skvazhin na sushe i na more - Construction of Oil and Gas Wells on Land and Offshore*, 2015, No. 11, pp. 26-29. [in Russian].

9. Balitskii P.V. Osevyie dinamicheskie sily, deistvuyushchie na turbobur pri burenii vertikal'nykh skvazhin [Axial Dynamic Forces Acting on a Turbodrill while Drilling Vertical Wells]. *Mashiny i neftyanoe oborudovanie - Machinery and Oil Equipment*, 1976, No. 10, pp. 35-39. [in Russian].

10. Gabdrakhimov M.S., Suleimanov R.I., Shaislamov V.Sh., Minnivaliev T.N. *Kompensator promyvochnoi zhidkosti* [Flush Water Compensator]. Patent RF, No. 2464404, 2012. [in Russian].

Автор

• Миннивалеев Тимур Наилевич, канд. техн. наук
Филиал Уфимского государственного нефтяного
технического университета в г. Октябрьском
Доцент кафедры «Разведка и разработка
нефтяных и газовых месторождений»
Российская Федерация, 452607, Республика
Башкортостан, г. Октябрьский,
ул. Девонская, 54 а
e-mail: timxn@yandex.ru

The Author

• Minnivaliev Timur N., Candidate of Engineering
Sciences
Oktyabrskiy Affiliate of Ufa State Petroleum
Technological University
Assistant Professor of Oil and Gas Field
Development and Operation Department
54 a, Devonskaya str., Oktyabrskiy,
Republic of Bashkortostan, 452607,
Russian Federation
e-mail: timxn@yandex.ru