СТЕНДОВОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ПРИВОД ШТАНГОВЫХ УСТАНОВОК

TEST BED SIMULATION STRESS LOADS ON THE SUCKER ROD PUMP DRIVE

К. Р. Уразаков
Kamil R. Urazakov

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

М. М. Ахтямов
Marat M. Akhtyamov

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет, филиал,
г. Октябрьский,
Российская Федерация

Ufa State Petroleum
Technological University, Branch,
Oktyabrsky, Russian Federation

П. М. Тугунов
Pavel M. Tugunov

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

В. А. Молчанова
Veronika A. Molchanova

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

В статье рассмотрены вопросы стендового моделирования нагрузок на привод штанговых установок. Проведение детальных экспериментальных исследований работы штанговых установок является сложной технологической задачей, требующей значительных трудовых и материальных затрат. В работе предложен метод механического моделирования нагрузок на головку балансира, базирующийся на аналогии между упругими деформациями в штанговой колонне при откачке скважинной продукции и деформациями пружины с сосредоточенной массой. Разработан стенд физического имитационного моделирования нагрузок на привод штанговой установки, включающий станок-качалку и имитатор нагрузки на головку балансира.

Разработана математическая модель работы стенда, основанная на линейном неоднородном дифференциальном уравнении второго порядка, описывающем упругие деформации пружины. Показано, что конфигурация модельных динамограмм, полученных в стендовых условиях, хорошо согласуется с конфигурацией фактических промышленных динамограмм работы скважинных штанговых насосов. Проанализировано влияние параметров стенда (массы грузов, коэффициента жесткости пружины) на особенности формирования динамических нагрузок на головку балансира. Показано, что увеличение массы первого груза, моделирующего вес колонны штанг, приводит к возрастанию как минимальной, так и максимальной нагрузки на головку балансира пропорционально росту массы груза с учетом возрастающих динамических вибрационных нагрузок; увеличение массы второго груза, моделирующего вес жидкости и соответственно силы сухого трения, действующей в паре «зажим — шток», обуславливает пропорциональное возрастание максимальной и снижение минимальной нагрузки на головку балансира с учетом возрастающих динамических вибрационных нагрузок;

Ключевые слова

штанговая насосная установка;
станок-качалка; привод; нагрузка
на головку балансира; стенд;
моделирование;
динамограмма; пружина

длина линий нагрузки и разгрузки динамограмм насосных штанг закономерно возрастает с увеличением массы второго груза и уменьшением коэффициента упругости пружины, эквивалентной снижению диаметра насосных штанг или увеличению диаметра плунжера и длины штанговой колонны.

The article considers the test bed simulation stress loads on the sucker rod pump drive. Conducting detailed experimental studies of the operation of the sucker rod pumping unit is a complex technological task requiring significant labor and material costs. The article proposes a method of mechanical simulation of loads on the horsehead, based on the analogy between elastic deformations in the rod string during pumping downhole products and spring range with concentrated mass. A test bed for physical simulation modeling stress loads on the sucker rod pump drive, including a conventional pumping unit and the load simulator on the horsehead been developed.

A mathematical model of the test bed based on second-order linear non-uniform differential equation, describing the elastic deformation of the spring has been developed. It has been shown, that configuration of model dynamograms obtained in the test bed conditions are in good agreement with the actual oilfield dynamograms configuration of the sucker rod pumps operation.

The influence of the parameters of the test bed (weight of loads, spring rate) on the formation features dynamic loads on the horsehead has been analyzed. It has been shown, that the gain of the first load, simulating the weight of the rod string, leads to increase in both minimum and maximum horsehead loads in proportion to the growth of the weight of load, taking into account dynamic vibratory; the increase in mass of the second load, simulating the weight of a liquid and, accordingly, dry friction force, acting in a pair of «clamp — rod», determines the proportional increase in maximum and decrease in minimum load on the horsehead taking into account the increasing dynamic vibrational loads; the length of the load and unload intensity dynamogram of the sucker rods regular increases with increasing mass of the second load and a decrease in the spring rate, equivalent reducing the diameter of the sucker rods or increasing the diameter of the plunger and the length of the rod string.

Введение

Эффективность работы установки скважинных штанговых насосов (УСШН) в значительной степени определяется надежностью наземного привода. Одним из ключевых факторов, влияющих на техническое состояние привода штанговых установок и работу узлов станков-качалок (СК), является нагрузка на головку балансира, причем нагрузка изменяется в течение цикла откачки. Преобразующим механизмом станков-качалок в большинстве случаев служит четырехзвенный кривошипно-шатунный механизм с двуплечим балансиром. Нагрузки в этой механической цепочке взаимосвязаны и определяются нагрузкой в точке подвеса штанг. Нагрузка на балансир и редуктор, усилия в кривошипно-шатунном механизме, генерируемый электродвигателем крутящий момент на кривошипном валу редуктора, энергопотребление штанговой установки, натяжение приводных ремней — все эти параметры в значительной

Key words

sucker rod pumping unit;
conventional pumping unit; drive;
load on the horsehead; test bed;
modeling; dynamogram; spring

степени определяются динамикой нагрузки в точке подвеса штанг (а также геометрией СК и распределением масс в приводе). В связи с этим актуальной задачей является физическое моделирование нагрузок на привод штанговых установок, с помощью которого можно исследовать влияние условий эксплуатации, в том числе осложняющих факторов, на работу привода [1–3].

Комплекс задач, решаемых с привлечением физического моделирования работы штанговой установки, в общем виде включает:

- контроль натяжения приводных ремней и проскальзывания;
- исследование динамики нагрузок на узлы СК (шатун, кривошип и др.) при различных технологических параметрах и условиях эксплуатации насосного оборудования;
- уравнивание привода, обоснование оптимальных критериев уравнивания;
- исследование и оптимизация энергопотребления штанговых установок [4, 5].

Одним из перспективных путей обеспечения надежности привода является повышение надежности клиноременных передач. В процессе эксплуатации станков-качалок натяжение приводных ремней изменяется, поскольку в течение цикла откачки непрерывно изменяется нагрузка на головку балансира, а значит и крутящий момент на кривошипном валу, необходимый для обеспечения гармонического движения головки балансира. Подобный циклический переменный характер нагрузок приводит с течением времени к растяжению и ослаблению натяжения ремней.

Ослабление натяжения, термический режим окружающей среды, появление осадков и износ ремней в процессе работы станка-качалки, недостаточная величина натяжения, смазка шкива, растяжение из-за нагрева ремней приводят к росту их проскальзывания, снижению угловой скорости вращения кривошипа и производительности насосной установки. Для экспериментальных исследований закономерностей этих процессов необходим инструмент, позволяющий моделировать нагрузку на головку балансира, т.е. стенд моделирования нагрузок на штанговую колонну [6–9].

Детальные экспериментальные исследования, проводимые на добывающих скважинах или специальных стендовых скважинах с использованием натуральных образцов насосного оборудования, в ряде случаев оказываются весьма затруднительными в связи с технологической сложностью реализации, значительными материальными и трудовыми затратами. Одним из наиболее удобных является метод исследования, базирующийся на аналогии между процессами, происходящими при откачке скважинной продукции штанговыми установками (упругими колебаниями в стержнях с нелинейными граничными условиями) и эквивалентными им механическими, электрическими процессами. Методы воспроизведения процессов, происходящих при штанговой насосной эксплуатации, при помощи электрических процессов в колебательных контурах, рассмотрены в работе А.С. Вирновского [10]. Варьированием параметров колебательного контура (индуктивностей, емкостей, активных сопротивлений и др.) автором получены теоретические динамограммы — осциллограммы работы штангового насоса при различных технологических параметрах работы насосной установки. Преимуществом данного подхода является простота получения

усилий на головку балансира и перемещения различных сечений колонны штанг, недостатком — отсутствие модели привода штанговой установки, дополняющей модель работы внутрискважинного оборудования.

Известен метод механического моделирования нагрузок на головку балансира [11, 12], для которого эквивалентная схема внутрискважинного оборудования УСНН включает в себя пружинную подвеску, штифт, установленный с возможностью горизонтального перемещения, и два груза, один из которых связан штоком с нижней частью гибкой пружинной подвески, а другой груз связан со штифтом и предназначен для создания силы трения в паре штифт — шток. Установка предназначена, главным образом, для исследования сил граничного трения в искривленном участке ствола скважины. В данной работе предложен аналогичный метод механического моделирования, позволяющий исследовать не только нагрузку на головку балансира, но и нагрузку, действующую на узлы привода штанговой установки.

Стенд физического (имитационного) моделирования нагрузок на головку балансира

Стенд включает (рисунок 1) в себя станок-качалку 1 и имитатор нагрузки А, для крепления которого предусмотрен кронштейн 2, на котором установлен упор 3 штока 4. К головке 5 балансира через пружину 6 на канатную подвеску 7 с тензодатчиком 8 подвешен шток 4. Проходящий через имитатор нагрузки шток 4 взаимодействует с перемещающимся по направляющим зажимом 9, приводимым в действие грузом 10 посредством блоков 11 и гибкой тяги 12. В нижнем конце штока 4 подвешен груз 13, находящийся в емкости 14 с вязкой жидкостью 15.

Для замера основных параметров станка-качалки 1, а именно числа-качаний, нагрузки и потребляемой электродвигателем мощности, на стенде предусмотрены устройство 16 для учета и регистрации числа-качаний с магнитной меткой 17 на кривошипе, тензодатчик 8 и ваттметр 18. Информация с датчика передается на ПК 19.

Имитация веса жидкости на плунжере насоса производится грузами 10 и 13 зажимом 9, блоком 3 и штоком 4. При ходе головки 5 балансира вверх на шток действует вес груза 13 и сила трения, возникающая из-за прижатия штока 4 к зажиму 9 к неподвижному

фиксатору 3 с помощью груза 10, т.е. эти силы при ходе вверх складываются. При ходе головки 5 балансира вниз вес груза 13 способствует перемещению штока 4, а сила препятствует ему, поэтому она снижает усилие от веса груза 13.

Размещение груза 13 в емкости 14 с вязкой жидкостью 15 моделирует гидродинамическое трение колонны штанг.

Грузы 10 и 13 подбираются так, чтобы обеспечивать разгрузку штанг от веса жидкости при ходе вниз, а при ходе вверх — воспроизводить нагрузку от веса жидкости, как это происходит в реальных насосах после откры-

тия нагнетательного клапана в начале движения плунжера вниз. Вес груза 11 рассчитывается с учетом критерия подобия в зависимости от глубины моделируемой скважины и диаметра моделируемого насоса.

Преимуществом разработанного стенда является то, что в отличие от натуральной модели глубинного насоса, не требуется использования рабочей жидкости с повышенным давлением, создания перепада давлений (напора) через насос, т.е. исключается ряд усложнений, связанных с созданием перепадов давления, герметизацией подводящих линий и полированного штока.

Рисунок 1. Стенд физического (имитационного) моделирования нагрузок на головку балансира

Формирование динамических нагрузок на головку балансира

Физические принципы моделирования нагрузок на головку балансира рассматриваются на примере работы штанговой насосной установки без влияния осложняющих факторов. В таблице 1 представлены для наглядности составляющие результирующей нагрузки на головку балансира и способы их моделирования, реализуемые на стенде. Кинематическая схема задачи представлена на рисунке 2.

Результирующая нагрузка, действующая на устьевой шток стендовой установки, определяется силой упругого растяжения пружины. Для расчета динамики ее упругих деформаций вводится обобщенная координата y , связанная с положением груза 1 массой m_1 :

$$y = x + \frac{S}{2} \cos(\omega t), \quad (1)$$

где x — длина пружины; S — длина хода головки балансира; ω — угловая скорость кривошипа.

Лагранжиан системы L представляет собой сумму кинетической энергии груза 1 и потенциальной энергии системы, которая, в свою очередь, складывается из энергии сжатия-растяжения пружины и потенциальной энергии груза 1 в поле силы тяжести

$$L = \frac{1}{2} m_1 \left(\dot{x} - \frac{S}{2} \sin(\omega t) \right)^2 - \frac{k(x - x_0)^2}{2} + m_1 g \left(x + \frac{S}{2} \cos(\omega t) \right). \quad (2)$$

Записав уравнения Лагранжа 2 рода для рассматриваемой системы, получаем диффе-

Таблица 1. Составляющие результирующей нагрузки на головку балансира и способы их моделирования

Составляющая нагрузки	Принцип стендового моделирования
Вес штанг в жидкости	Вес груза l
Вес жидкости в лифтовых трубах (за вычетом нагрузки от давления на приеме)	Сила трения в паре «шток — зажим», обусловленная весом груза 2
Динамическая инерционная нагрузка	Сила инерции груза l
Динамическая вибрационная нагрузка	Силы упругой динамической деформации пружины
Вязкое трение	Сила вязкого трения груза l в жидкости

Рисунок 2. Кинематическая схема насосной установки

ренциальное уравнение 2 порядка, описывающее деформацию пружины:

$$m_1 \ddot{x} + b \dot{x} + k(x - x_0) = \frac{S\omega^2}{2} m_1 \cos(\omega t) + m_1 g - f m_2 g \cdot \text{sign}(\dot{x}), \quad (3)$$

где x_0 — длина нерастянутой пружины; b — коэффициент вязкого трения; f — коэффициент трения в паре «зажим — шток»; m_2 — масса груза 2.

Численным решением уравнения (3) методом Рунге-Кутты 4 порядка рассчитываются динамика деформаций пружины, и соответственно, переменная нагрузка, действующая на головку балансира.

На графиках (рисунок 3) показаны теоретические модельные динамические динамограммы стендовой штанговой установки, по-

строенные при различной величине числа качаний головки балансира. Параметры технологического режима стенда представлены в таблице 2. Видно, что конфигурация динамограмм, полученных для стендовых условий, хорошо согласуется с конфигурацией фактических промышленных динамограмм работы скважинных штанговых насосов: моделируются линии максимальных и минимальных нагрузок на штанговую колонну при ходе штанг вверх и вниз соответственно, процессы снятия и восприятия нагрузки веса жидкости, динамические инерционные и вибрационные нагрузки, силы вязкого трения. С увеличением числа качаний за счет динамических инерционных нагрузок возрастает максимальная нагрузка на головку балансира и снижа-

ется минимальная, увеличивается длина линий восприятия и снятия нагрузки.

Таблица 2. Технологические параметры стенда

Параметр	Величина
Масса груза 1, кг	200
Масса груза 2, кг	100
Коэффициент жесткости пружины, Н/мм	10
Коэффициент трения в паре «зажим — шток»	0,6
Длина хода головки балансира, м	1
Число качаний, мин ⁻¹	10
Коэффициент вязкого трения	300

На графиках (рисунки 4–6) показано формирование динамических нагрузок на устьевой шток для различных параметров стенда (варьировались массы грузов 1 и 2, коэффициент жесткости пружины).

Увеличение массы груза 1, моделирующего вес колонны штанг, приводит к возрастанию как минимальной, так и максимальной нагрузки на головку балансира (рисунок 4) пропорционально росту массы груза с учетом

возрастающих динамических нагрузок. Максимальная динамическая составляющая нагрузки увеличивается на величину порядка 170 Н при росте массы груза 1 со 150 до 250 кг, что составляет порядка 4,5 % максимальной результирующей нагрузки на головку балансира. Увеличение массы груза 2 и, соответственно, силы сухого трения, действующей в паре «зажим — шток», обуславливает возрастание максимальной и снижение минимальной нагрузки на головку балансира (рисунок 5). Моделирование нагрузки веса столба жидкости в лифтовых трубах силой сухого трения, как следует из графиков, позволяет адекватно учитывать физические принципы формирования нагрузки на головку балансира. С увеличением силы трения (аналогичной увеличению веса жидкости) возрастает нагрузка на головку балансира при ходе штанг вверх (пропорционально росту сил сухого трения с учетом динамической вибрационной нагрузки). Максимальная динамическая составляющая нагрузки увеличивается на величину порядка 210 Н при росте массы груза 2

1 — число качаний $n = 15$; 2 — $n = 10$; 3 — $n = 5$

Рисунок 3. Динамические динамограммы работы штанговой установки

1 — $m_1 = 250$ кг; 2 — $m_1 = 200$ кг; 3 — $m_1 = 150$ кг

Рисунок 4. Динамика нагрузок на устьевой шток при различной массе груза 1

1 — $m_2 = 150$ кг; 2 — $m_2 = 100$ кг; 3 — $m_2 = 50$ кг

Рисунок 5. Динамика нагрузок на устьевой шток при различной массе груза 2

1 — $k = 15$ Н/мм; 2 — $k = 10$ Н/мм; 3 — $k = 5$ Н/мм

Рисунок 6. Динамика нагрузок на устьевой шток при различных коэффициентах упругости пружины

с 50 до 150 кг, что составляет порядка 6 % от максимальной результирующей нагрузки на головку балансира. Длина линий нагрузки и разгрузки «насосных штанг» с увеличением сил сухого трения с 300 до 900 Н закономерно возрастает с 0,1 до 0,3 м вследствие увеличения упругой деформации пружины, необходимой для восприятия нагрузки сухого трения. Длина линий деформации «насосных штанг» и потери хода «плунжера» (груза I) возрастают также при уменьшении коэффициента упругости пружины, эквивалентной снижению диаметра насосных штанг или увеличению длины штанговой колонны и диаметра плунжера штангового насоса.

Выводы

1. Разработан стенд физического имитационного моделирования нагрузок на головку балансира штанговой насосной установки, учитывающий переменный характер нагрузок в системе. Показано, что конфигурация динамограмм, полученных для стендовых условий, хорошо согласуется с конфигурацией фактических промысловых динамограмм работы скважинных штанговых насосов.

2. Проанализировано влияние параметров стенда (массы грузов, коэффициента жестко-

сти пружины) на особенности формирования динамических нагрузок на головку балансира:

- увеличение массы груза I , моделирующего вес колонны штанг, приводит к возрастанию как минимальной, так и максимальной нагрузки на головку балансира пропорционально росту массы груза с учетом возрастающих динамических инерционных нагрузок (максимальная динамическая составляющая нагрузки увеличивается на величину порядка 4,5 % при росте массы груза I на 70 %);

- увеличение массы груза 2 и, соответственно, силы сухого трения, действующей в паре «зажим — шток», обуславливает пропорциональное возрастание максимальной и снижение минимальной нагрузки на головку балансира с учетом возрастающих динамических вибрационных нагрузок (максимальная динамическая нагрузка увеличивается на величину порядка 6 % при росте массы груза 2 в 3 раза).

- длина линий нагрузки и разгрузки динамограмм «насосных штанг» закономерно возрастает с увеличением массы груза 2 и уменьшением коэффициента упругости пружины, эквивалентной снижению диаметра насосных штанг или увеличению диаметра плунжера и длины штанговой колонны.

СПИСОК ИСПОЛЪЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гилаев Г.Г., Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р. Современные методы насосной добычи нефти. Уфа: Восточная печать, 2016. 412 с.

2. Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Латыпов Б.М., Ишмухаметов Б.Х. Утечки жидкости в штанговом насосе с регулярным микрорельефом на поверхности плунжера // Нефтегазовое дело. 2016. Т. 14. № 4. С. 33–39.

3. Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Исмагилов С.Ф., Топольников А.С., Давлетшин Ф.Ф. Динамическая модель штанговой насосной установки для скважин с направленным профилем ствола // Научные труды НИПИ «Нефтегаз» ГНКАР. 2017. № 4. С. 74–82. DOI: 10.5510/OGP20170400333.

4. Уразаков К.Р., Жулаев В.П., Булюкова Ф.З., Молчанова В.А. Насосные установки для малодебитных скважин. Уфа: УГНТУ, 2014. 236 с.

5. Уразаков К.Р., Молчанова В.А., Топольников А.С. Математическая модель штанговой установки с эжектором для откачки газа из затрубного пространства // Интервал. Передовые нефтегазовые технологии. 2007. № 6. С. 54–60.

6. Уразаков К.Р., Тимашев Э.О., Шайжанов Н.С., Тугунов П.М. Исследование автоматизированной системы натяжения ремней привода станка-качалки // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2019. Т. 330. № 8. С. 45–54. DOI: 10.18799/24131830/2019/8/2211.

7. Уразаков К.Р., Шайжанов Н.С., Кашбуллин Ю.Р. Автоматический натяжитель приводных ремней станка-

качалки // Нефтегазовое дело. 2018. Т. 16. № 5. С. 37–43. DOI: 10.17122/ngdelo-2018-5-37-43.

8. Тугунов П.М. Прогнозирование безотказной работы штанговых установок на базе комплексного показателя надежности // Нефтегазовое дело. 2018. Т. 16. № 6. С. 81–90. DOI: 10.17122/ngdelo-2018-6-81-90.

9. Пат. 2626616 РФ, МПК F 04 B 47/02. Устройство для измерения числа качаний станка-качалки / К.Р. Уразаков, П.М. Тугунов, Н.С. Шайжанов, Б.Х. Ишмухаметов, С.Ф. Исмагилов. 2016132092, Заявлено 03.08.2016; Оpubл. 31.07.2017. Бюл. 22.

10. Вирновский А.С. Теория и практика глубинно-насосной добычи нефти. М.: Недра-Бизнесцентр, 2000. 653 с.

11. Пат. 1209832 СССР, МПК E 21 B 43/00. Установка для исследования сил сопротивления движению колонны штанг в стволе скважины / К.Р. Уразаков, Р.Г. Султанов, Ю.Г. Валишин, В.З. Минликаев. 3627499, Заявлено 27.07.1983; Оpubл. 07.02.1986. Бюл. 5.

12. Пат. 2159867 РФ, МПК F 04 B 51/00. Установка для испытания скважинных штанговых и винтовых насосов / К.Р. Уразаков, Н.Х. Габдрахманов, М.Д. Валеев, М.М. Ахтямов, Т.С. Галиуллин, Ю.Х. Кутлуяров, И.А. Маков. 99105651/06, Заявлено 15.03.1999; Оpubл. 27.11.2000. Бюл. 33.

REFERENCES

1. Gilaev G.G., Bakhtizin R.N., Urazakov K.R. *Sovremennye metody nasosnoi dobychi nefii* [Modern Methods

of Pumping Oil Production]. Ufa, Vostochnaya pechat' Publ., 2016. 412 p. [in Russian].

2. Bakhtizin R.N., Urazakov K.R., Latypov B.M., Ishmukhametov B.Kh. Utechki zhidkosti v shtangovom nasose s regul'yarnym mikrorel'efom na poverkhnosti plunzhera [Fluid Leakage in a Sucker-Rod Pump with Regular Micro-Relief at Surface of the Plunger]. *Neftegazovoe delo — Petroleum Engineering*, 2016, Vol. 14, No. 4, pp. 33–39. [in Russian].

3. Bakhtizin R.N., Urazakov K.R., Ismagilov S.F., Topolnikov A.S., Davletshin F.F. Dinamicheskaya model' shtangovoi nasosnoi ustanovki dlya skvazhin s napravlenym profilom stvola [Dynamic Model of a Rod Pump Installation for Inclined Wells]. *Nauchnye trudy NIPi «Neftegaz» GNKAR — SOCAR Proceedings*, 2017, No. 4, pp. 74–82. DOI: 10.5510/OGP20170400333. [in Russian].

4. Urazakov K.R., Zhulaev V.P., Bulyukova F.Z., Molchanova V.A. Nasosnye ustanovki dlya malodebitnykh skvazhin [Pumping Units for Low Debit Wells]. Ufa, UGNTU Publ., 2014. 236 p. [in Russian].

5. Urazakov K.R., Molchanova V.A., Topolnikov A.S. Matematicheskaya model' shtangovoi ustanovki s ezhek-torom dlya otkachki gaza iz zatrubnogo prostranstva [The Mathematical Model of a Rod Installation with an Ejector for Pumping Gas from the Annulus]. *Interval. Peredovye neftegazovye tekhnologii — Interval. Advanced Oil and Gas Technology*, 2007, No. 6, pp. 54–60. [in Russian].

6. Urazakov K.R., Timashev E.O., Shaizhanov N.S., Tugunov P.M. Issledovanie avtomatizirovannoi sistemy natyazheniya remnei privoda stanka-kachalki [Research of an Automated System of Tension of Drive Belts in a Pumpjack]. *Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta. Inzhiniring georesursov — Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2019,

Vol. 330, No. 8, pp. 45–54. DOI: 10.18799/24131830/2019/8/2211. [in Russian].

7. Urazakov K.R., Shaizhanov N.S., Kashbullin Yu.R. Avtomaticheskii natyazhiteľ privodnykh remnei stanka-kachalki [Automatic Drive Belt Tensioner for the Pumpjack]. *Neftegazovoe delo — Petroleum Engineering*, 2018, Vol. 16, No. 5, pp. 37–43. DOI: 10.17122/ngdelo-2018-5-37-43. [in Russian].

8. Tugunov P.M. Prognozirovaniye bezotkaznoi raboty shtangovykh ustanovok na baze kompleksnogo pokazatelya nadezhnosti [Forecasting of Rods Reliable Operation Based on the Complex Reliability Indicator]. *Neftegazovoe delo — Petroleum Engineering*, 2018, Vol. 16, No. 6, pp. 81–90. DOI: 10.17122/ngdelo-2018-6-81-90. [in Russian].

9. Urazakov K.R., Tugunov P.M., Shaizhanov N.S., Ishmukhametov B.Kh., Ismagilov S.F. *Ustroistvo dlya izmereniya chisla kachanii stanka-kachalki* [Device for Measuring the Number of Swings of a Rocking Machine]. Patent RF, No. 2626616, 2017. [in Russian].

10. Virnovskii A.S. *Teoriya i praktika glubinnonasosnoi dobychi nefi* [Theory and Practice of Deep Pumping Oil Production]. Moscow, Nedra-Biznesssentrl Publ., 2000. 653 p. [in Russian].

11. Urazakov K.R., Sultanov R.G., Valishin Yu.G., Minlikaev V.Z. *Ustanovka dlya issledovaniya sil soprotivleniya dvizheniyu kolonny shtang v stvole skvazhiny* [Installation for the Study of Forces of Resistance to Movement of a String of Rods in the Wellbore]. Patent USSR, No. 1209832, 1986. [in Russian].

12. Urazakov K.R., Gabdrakhmanov N.Kh., Valeev M.D., Akhtyamov M.M., Galiullin T.S., Kutluyarov Yu.Kh., Makov I.A. *Ustanovka dlya ispytaniya skvazhinnykh shtangovykh i vintovykh nasosov* [Installation for Testing Well Sucker-Rod and Screw Pumps]. Patent RF, No. 2159867, 2000. [in Russian].

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ABOUT THE AUTHORS

Уразакوف Камил Рахматуллович, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Машины и оборудование нефтегазовых промыслов», УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Kamil R. Urazakov, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Professor of Oil and Gas Field Machinery and Equipment Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: Urazakk@mail.ru

Тугунов Павел Михайлович, ассистент кафедры «Машины и оборудование нефтегазовых промыслов», УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Pavel M. Tugunov, Assistant of Oil and Gas Field Machinery and Equipment Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: PavelTugunov@gmail.com

Ахтямов Марат Мирзаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений», УГНТУ, филиал, г. Октябрьский, Российская Федерация

Marat M. Akhtyamov, Candidate of Engineering Sciences, Assistant Professor of Oil and Gas Field Exploration and Development Department, USPTU, Branch, Oktyabrsky, Russian Federation

e-mail: akhtyamov-mm@yandex.ru

Молчанова Вероника Александровна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машины и оборудование нефтегазовых промыслов», УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Veronika A. Molchanova, Candidate of Engineering Sciences, Assistant Professor of Oil and Gas Field Machinery and Equipment Department, USPTU, Ufa, Russian Federation