

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСЛОЖНЕНИЙ В РАБОТЕ ПЛУНЖЕРНЫХ УСТАНОВОК С ПОГРУЖНЫМ ЛИНЕЙНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

### MODELING OF COMPLICATIONS IN THE OPERATION OF PLUNGER INSTALLATIONS WITH ELECTRICAL SUBMERSIBLE RECIPROCATING PUMP

**Э. О. Тимашев**

**Eduard O. Timashev**

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

Ufa State Petroleum  
Technological University,  
Ufa, Russian Federation

Снижение эффективности и рентабельности добычи нефти установками скважинных штанговых и электроцентробежных насосов обуславливает актуальность разработки новых и совершенствования существующих технологий добычи. Использование погружного линейного электродвигателя в качестве привода для плунжерных скважинных насосов является одним из перспективных направлений повышения эффективности механизированной добычи нефти. Важной задачей рентабельной разработки нефти плунжерными установками является разработка научно обоснованных методов диагностики технического состояния и условий работы погружного насосного оборудования.

В работе на базе моделирования работы плунжерного насоса в составе погружной установки при различных осложнениях в работе насоса проанализирован характер модельных кривых изменения осевой нагрузки и электрических параметров во времени, в частности кривой потребляемой полезной мощности. Разработана математическая модель, описывающая динамику нагрузок на штоке плунжерной установки с погружным линейным двигателем. Предложенная модель учитывает влияние осложняющих факторов на работу насосного оборудования (содержание газа в откачиваемой продукции, утечки в клапанах). Выполнен анализ качественного влияния осложняющих факторов на конфигурацию модельных кривых. Установлено, что осевая нагрузка на плунжерный шток и потребляемая мощность максимальны для хода плунжера вверх при открытом нагнетательном клапане, для хода плунжера вниз при закрытом нагнетательном и открытом всасывающем клапанах, нагрузка давления в нижнем конце насосно-компрессорных не действует на плунжер, в результате осевая нагрузка и потребляемая мощность минимальны. Показана актуальность разработки уравновешивающих механизмов для плунжерных установок с погружным линейным двигателем. Предложенная математическая модель рекомендована как инструмент диагностирования технического состояния плунжерных установок с погружным линейным двигателем.

#### Ключевые слова

плунжерный насос; линейный погружной электродвигатель; установка плунжерная с линейным двигателем; осевые нагрузки; потребляемая мощность; осложняющие факторы; моделирование

The decrease in the efficiency and profitability of oil production by downhole rod and electric centrifugal pump installations determines the urgency of developing new and improving existing production technologies. The use of a submersible linear electric motor as a drive for downhole plunger pumps is one of the promising trends for improving the efficiency of mechanized oil production. An important task of cost-effective oil development by plunger installations is the development of scientifically based methods for diagnosing the technical condition and operating conditions of submersible pumping equipment.

In the work on the basis of modeling the operation of a plunger pump as a submersible installation with various complications of the pump, the character of the model curves of changes of the axial load and electric parameters in time, in particular a curve of net power consumed is analyzed. A mathematical model describing the dynamics of loads on the rod of a plunger unit with a submersible linear motor is developed. The proposed model takes into account the influence of complicating factors on the operation of pumping equipment (gas content in the pumped products, leaks in the valves). The analysis of the qualitative influence of complicating factors on the configuration of model curves is performed. It is established that the axial load on the plunger rod and the power consumption is maximal for plunger travel up with open discharge valve to move the plunger down against a closed discharge and open suction valves, the load pressure in the lower end of the tubing does not act on the plunger, resulting axial load and the power consumption is minimal. The relevance of the development of balancing mechanisms for plunger installations with a submersible linear motor is shown. The proposed mathematical model is recommended as a tool for diagnosing the technical condition of plunger units with a submersible linear motor.

### Введение

В настоящее время ряд крупнейших месторождений Российской Федерации находится на заключительной стадии разработки. Эксплуатация этих месторождений ведется механизированным способом и сопровождается рядом осложнений в работе насосного оборудования (влияние газа, вынос механических примесей, отложения парафинов и неорганических солей в узлах насосного оборудования и др.). Распределение механизированного фонда нефтяных скважин выглядит следующим образом: самую большую часть занимают штанговые и электроцентробежные установки (более 90 % фонда), доля других способов добычи существенно ниже. Низкая эффективность установок скважинных штанговых и электроцентробежных насосов (УСШН и УЭЦН соответственно), в особенности при эксплуатации в осложненных условиях, обуславливает актуальность разработки новых и совершенствования существующих технологий добычи. Одним из наиболее перспективных путей, позволяющим объединить достоинства УЭЦН и УСШН, являются установки плунжерные с линейным (погружным) двигателем (УПЛД) [1–3].

Важное значение при обеспечении эффективности и надежности погружных плунжерных установок имеет оперативная и информа-

### Key words

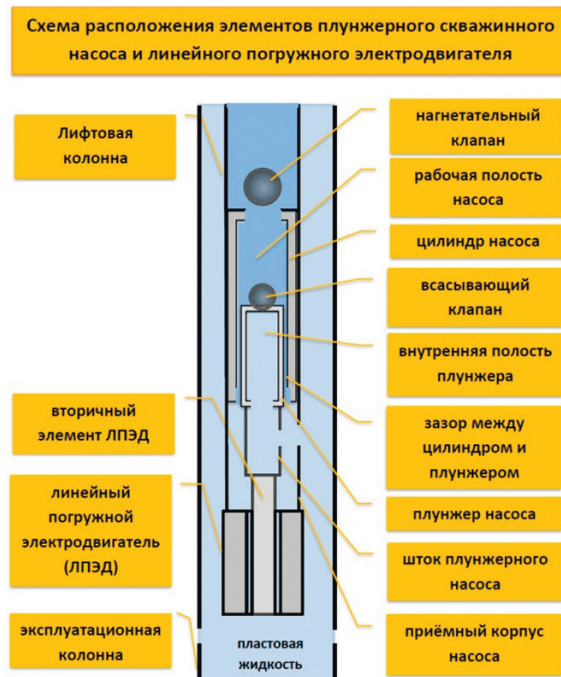
plunger pump; linear submersible electric motor; plunger installation with linear motor; axial loads; power consumption; complicating factors; modeling

тивная диагностика технического состояния погружного оборудования, в частности плунжерного скважинного насоса [4, 5]. Для диагностики плунжерных насосов в составе штанговых установок наибольшее распространение получили методы динамометрирования и ваттметрирования. В случае погружных установок УПЛД установка датчиков положения и нагрузки на плунжерном штоке является сложной технологической задачей, в этой связи перспективным является подход к диагностике УПЛД, основанный на анализе электрических параметров, в частности кривой потребляемой полезной мощности. На сегодняшний день ввиду ограниченной распространенности УПЛД в практике механизированной добычи не предложено научно обоснованных методов диагностики технического состояния погружных плунжерных установок, что подтверждает актуальность исследований по этой теме. В данной работе при помощи методов математического моделирования построены кривые осевой нагрузки на плунжерном штоке и потребляемой полезной мощности при различных осложнениях и неисправностях в работе насосного оборудования и проанализировано влияние осложняющих факторов на конфигурацию модельных кривых. Предложенная модель может служить эффективным инструментом диагностирова-

ния технического состояния погружных плунжерных установок с линейным приводом (по плунжерной динамограмме или ваттметрограмме).

**Математическая модель УПЛД**

Математическая модель работы УПЛД включает уравнения и зависимости для расчета закона движения плунжера, осевых нагрузок на плунжерный шток и потребляемой мощности. Схема расположения элементов плунжерного скважинного насоса и линейного погружного электродвигателя в составе УПЛД приведена на рисунке 1.



**Рисунок 1.** Схема расположения элементов плунжерного скважинного насоса и линейного погружного электродвигателя

Фаза нагнетания, в процессе которой жидкость перетекает из рабочей полости насоса в колонну насосно-компрессорных труб (НКТ) через открытый нагнетательный клапан, осуществляется при ходе плунжера вверх; фаза всасывания, при которой жидкость через приемные отверстия и открытый всасывающий клапан поступает в рабочую полость насоса – при ходе плунжера вниз. Для расчета динамики давления в надплунжерной (рабочей) полости используются следующая формула, основанная на законе сохранения массы [6]:

$$\frac{dp_p}{dt} = \frac{1}{V_p} (k_{in} u_{in} \delta_{in} + k_{out} u_{out} \delta_{out} - \rho_p S_p v_p) \left( \frac{d\rho_p}{dp} \right)^{-1} \quad (1)$$

где  $S_p$  — площадь поперечного сечения плунжера;  $p_p$  — давление в подплунжерной полости насоса;  $\rho_p$  — плотность смеси в подплунжерной полости насоса;  $P_b$  — граничное трение в плунжерной паре как функция зазора  $\delta$ ;  $G_N$  — дополнительная нагрузка, действующая на плунжер при наличии его удара в цилиндре насоса;  $k$  — коэффициент, определяющий степень открытия клапанов насоса;  $u$  — скорость течения газожидкостной смеси через клапан;  $\delta$  — площадь проходного сечения клапана;  $v_p$  — скорость перемещения плунжера;  $V_p$  — объем подплунжерной полости насоса; индекс *in* соответствует всасывающему клапану, индекс *out* — нагнетательному.

Скорость движения плунжера соответствует скорости вторичного элемента и определяется параметрами работы двигателя (частотой питающего напряжения и полюсным делением), а также способом питания (формой питающего напряжения). В частности, распространенный на сегодняшний день квазисинусоидальный тип питающего напряжения характеризуется разгоном и торможением слайдера со значительным ускорением, при этом основной ход плунжера происходит с близкой к постоянной линейной скоростью [7]:

$$\begin{aligned} \Delta u &= \frac{v(\Delta t)^2}{2t_a}, \quad t \leq t_a, \\ \Delta u &= v\Delta t, \quad t_a < t \leq t_w, \\ \Delta u &= v\Delta t - \frac{v(\Delta t)^2}{2t_b}, \quad t_w < t \leq t_b, \end{aligned} \quad (2)$$

$$v = 2\tau f,$$

где  $\Delta u$  — перемещение плунжера за временной интервал  $\Delta t$ ;  $t_a$ ,  $t_w$ ,  $t_b$  — временные координаты, соответствующие разгону, движению с постоянной скоростью и торможению вторичного элемента и плунжера соответственно;  $v$  — скорость вторичного элемента;  $f$  — частота напряжения;  $\tau$  — полюсное деление.

Число двойных ходов в минуту регулируется изменением временной паузы между двойными ходами:

$$n = \frac{60}{L \left( \frac{1}{v_{up}} + \frac{1}{v_{down}} \right) + t_1 + t_2}, \quad (3)$$

где  $L$  — длина хода плунжера, индексы *up* и *down* соответствуют ходу вверх и вниз;  $t_1$ ,  $t_2$  — паузы между ходами внутри цикла качания и двойными ходами соответственно.

Величина осевого усилия, действующего на плунжерный шток, рассчитывается согласно общей зависимости вида:

$$F = F_{ж} + \Delta F_{гидр.пл} + \Delta F_{тр.пл} + \Delta F_{кл} + \Delta F_{НКТ} + \Delta F_{тр.эд} + \Delta F_{лин}, \quad (4)$$

где  $F$  — осевая нагрузка;  $F_{ж}$  — усилие на подъем жидкости из скважины;  $\Delta F_{гидр.пл}$  — усилие для преодоления сил гидродинамического трения в плунжере;  $\Delta F_{тр.пл}$  — усилие для преодоления сил механического трения в плунжере;  $\Delta F_{кл}$  — усилие для преодоления потерь в нагнетательном клапане;  $\Delta F_{НКТ}$  — усилие для преодоления сил гидродинамического трения в НКТ;  $\Delta F_{тр.эд}$  — усилие для преодоления сил механического трения в подшипниках электродвигателя;  $\Delta F_{лин}$  — усилие для создания требуемого давления на устье скважины. Подробно расчет осевых усилий и потребляемой мощности УПЛД представлен в [8].

Осложняющие факторы учтены в математической модели в соответствующих уравнениях: например, свободный газ в полости насоса определяет плотность откачиваемой смеси и ее производную по давлению, утечки приводят к возникновению потоков через клапанные пары (уравнение (1)).

**Таблица 1.** Значения параметров для работы УПЛД

Параметры	Значения
Давление, МПа:	
на устье	1
на выкиде	12
на приеме	2
Глубина спуска, м	1200
Диаметр плунжера, мм	38
Внутренний диаметр НКТ, мм	62
Зазор между плунжером и цилиндром, мм	0,1
Длина хода, м	1,2
Число двойных ходов, 1/мин	10
Пауза между двойными ходами, с	1,6
Полусное деление, мм	30
Частота питающего напряжения, Гц	
Ход вверх	15
Ход вниз	7
Плотность при н.у., кг/м <sup>3</sup> :	
воды	1000
нефти	820
газа	1,3
Обводненность, %	80
Вязкость при н.у., мПа·с	
воды	1
нефти	10

### Моделирование работы УПЛД сложняющими факторами

По представленной методике выполнен расчет динамики осевых нагрузок на плунжерный шток и потребляемой мощности УПЛД при работе плунжерного насоса в нормальных условиях и с учетом влияния осложняющих факторов. На рисунке 2 показана динамика перемещения и плунжера насоса во времени.

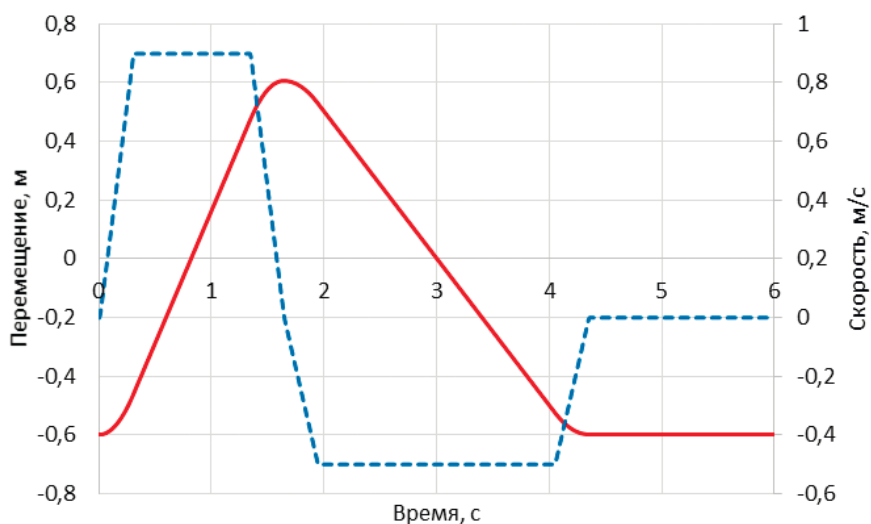
*Нормальная работа.* На рисунке 3 представлены результаты расчета модельных кривых при нормальной работе насоса. Моделирование выполнено для работы УПЛД при значениях параметров, представленных в таблице 1.

Из графиков рисунка 3 видно, что осевые усилия и потребляемая мощность максимальны для хода плунжера вверх при открытом нагнетательном клапане, для хода плунжера вниз при закрытом нагнетательном и открытом всасывающем клапане давление в нижнем конце НКТ не действует на плунжер, в результате потребляемая мощность минимальна. Следует отметить, что разработка уравновешивающих механизмов для УПЛД является актуальной задачей, позволяющей снизить амплитудную величину потребляемой мощности, повысить степень равномерности его загрузки и увеличить эффективность работы погружного электродвигателя.

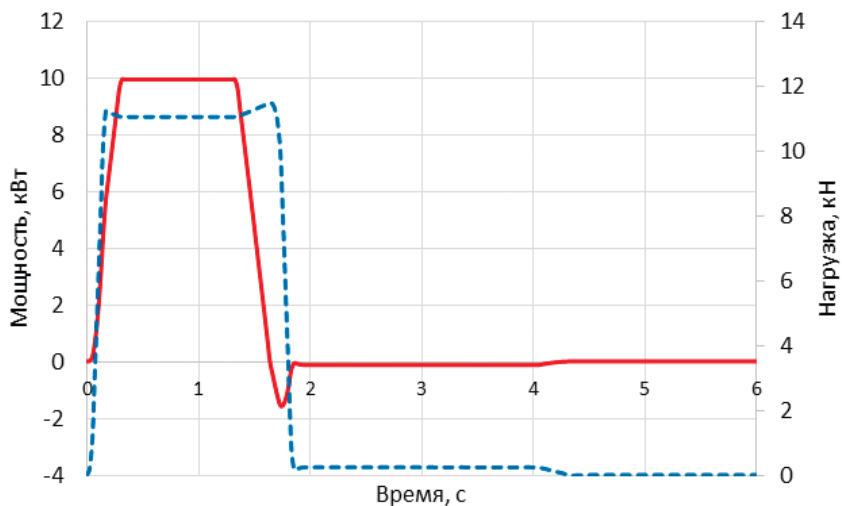
*Влияние газа.* При заполнении насоса свободным газом (рисунок 4) существенно повышается сжимаемость откачиваемой продукции, и расширение смеси в надплунжерной полости насоса в начале хода вниз не приводит к резкому снижению давления и закрытию нагнетательного клапана, в результате на плунжер продолжает действовать осевая нагрузка в направлении перемещения, что приводит к возникновению отрицательной потребляемой мощности.

*Утечки в клапанах.* При нарушении нормальной работы клапанных пар (запаздывание открытия и закрытия, нарушение герметичности в клапанах насоса), обусловленных влиянием осложняющих факторов (отложение парафинов, механических примесей в клапанах), может происходить переток жидкости из надплунжерной полости в скважину (утечки во всасывающей линии) или из насосно-компрессорных труб в полость насоса (утечки в нагнетательной линии). Кривые осевых нагрузок и потребляемой мощности при утечках

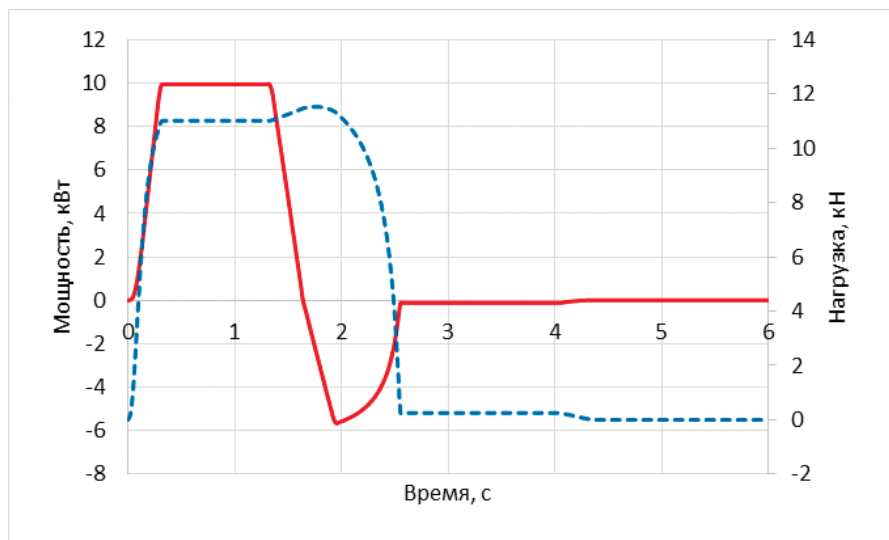




**Рисунок 2.** Динамика перемещения (сплошная линия) и скорости (штриховая) плунжера в течение цикла откачки



**Рисунок 3.** Зависимости осевого усилия (штриховая линия) на штоке и потребляемой мощности (сплошная линия) от времени при нормальной работе насоса



**Рисунок 4.** Зависимости осевого усилия (штриховая линия) на штоке и потребляемой мощности (сплошная линия) от времени с учетом влияния газа

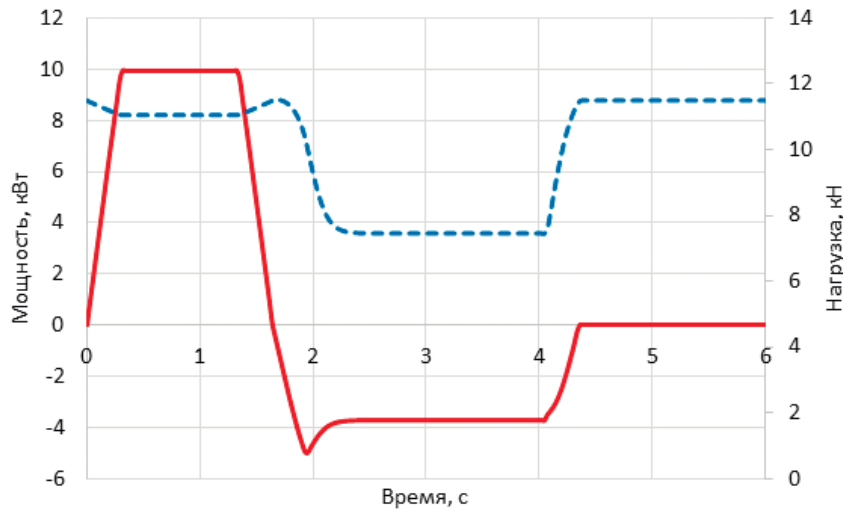
в нагнетательном и всасывающем клапанах показаны на рисунках 5 и 6.

При утечках в нагнетательном клапане (рисунок 5) на кривой потребляемой мощности возникает протяженный участок с отрицательной потребляемой мощностью при ходе плунжера вниз, поскольку за счет утечек из насосных труб в надплунжерную полость давление в полости насоса не может снизиться до давления на приеме, и на плунжерный шток действует осевая нагрузка от веса жидкости в НКТ, сонаправленная с движением плунжера. Кроме того, задерживается открытие всасывающего клапана и снижается полезный ход плунжера. Конфигурация кривых осевых нагрузок и мощности при утечках во всасываю-

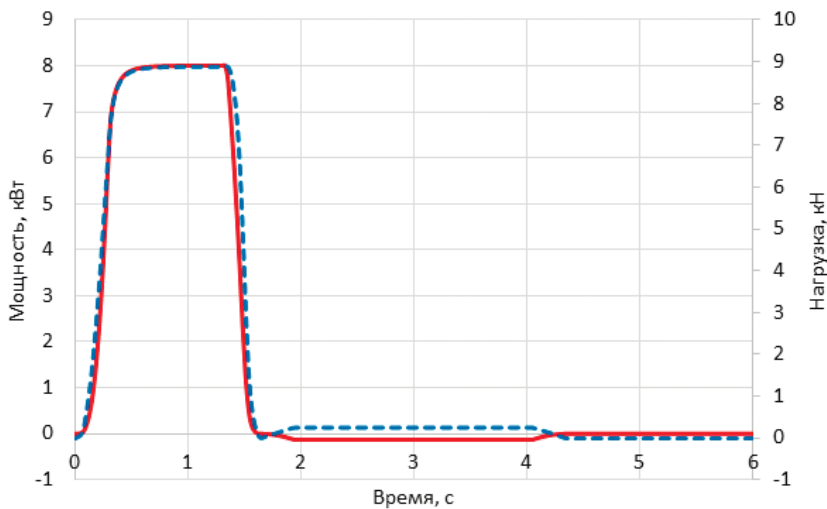
щем клапане аналогична форме кривых при нормальной работе насоса, однако амплитудные значения осевых нагрузок и потребляемой мощности ниже (8 и 10 кВт соответственно), поскольку при ходе плунжера вверх при наличии утечек давление в надплунжерной полости снижается относительно давления на выкиде, соответственно падают осевая нагрузка и потребляемая мощность.

**Выводы**

1. Разработана математическая модель работы плунжерной установки с погружным линейным двигателем, учитывается влияние осложняющих факторов на формирование нагрузок на плунжерный шток и потребляемую мощность насосной установки.



**Рисунок 5.** Зависимости осевого усилия (штриховая линия) на штоке и потребляемой мощности (сплошная линия) от времени при утечках в нагнетательном клапане



**Рисунок 6.** Зависимости осевого усилия (штриховая линия) на штоке и потребляемой мощности (сплошная линия) от времени при утечках в приемном клапане

2. Выполнен анализ формирования конфигурации кривых динамики осевых нагрузок и потребляемой мощности во времени при различных осложнениях в работе плунжерного насоса (влияние газа, утечки в клапанах).

3. Предложенная модель может быть использована как инструмент для решения задачи о диагностировании состояния погружной плунжерной установки по фактическим замерам (плунжерной динамограммы, ваттметрограммы).

#### СПИСОК ИСПОЛЪЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гилаев Г.Г., Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р. Современные методы насосной добычи нефти. Уфа: Восточная печать, 2016. 410 с.

2. Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Топольников А.С., Азизов А.М., Комков А.Г., Ишмухаметов Б.Х. Добыча нефти штанговыми установками в осложненных условиях. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2016. 172 с.

3. Волков М.Г., Халфин Р.С., Топольников А.С., Брот А.Р., Тимашев Э.О. Обоснование выбора области применения новых механизированных способов эксплуатации скважин // Нефтяное хозяйство. 2019. № 3. С. 96–100. DOI: 10.24887/0028-2448-2019-3-96-100.

4. Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Тимашев Э.О., Белов А.Е. Новый метод количественной диагностики технологических параметров штанговых установок решением обратных задач методами многомерной оптимизации // Нефтяное хозяйство. 2019. № 7. С. 118–122. DOI: 10.24887/0028-2448-2019-7-118-122.

5. Уразаков К.Р., Бахтизин Р.Н., Исмагилов С.Ф., Топольников А.С. Расчет теоретической динамограммы с учетом осложнений в работе скважинного штангового насоса // Нефтяное хозяйство. 2014. № 1. С. 90–93.

6. 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.

7. Пат. 2655485 РФ, МПК F 04 В 47/02. Скважинная штанговая насосная установка / К.Р. Уразаков, Э.О. Тимашев, Р.С. Тухватуллин, В.А. Молчанова, Б.Х. Ишмухаметов. 2017123851, Заявлено 05.07.2017; Опубл. 28.05.2018. Бюл. 16.

8. Тимашев Э.О., Уразаков К.Р., Волков М.Г., Гарифуллин А.Р., Халфин Р.С., Брот А.Р. Методика расчета установок с погружным линейным двигателем для добычи нефти // Нефтяное хозяйство. 2020. № 3. С. 72–76. DOI: 10.24887/0028-2448-2020-3-72-76.

2. Bakhtizin R.N., Urazakov K.R., Topolnikov A.S., Azizov A.M., Komkov A.G., Ishmukhametov B.Kh. *Dobycha nefi shtangovymi ustanovkami v oslozhnennykh usloviyakh* [Sucker Rod Oil Production in Difficult Conditions]. Ufa, UGNTU Publ., 2016. 172 p. [in Russian].

3. Volkov M.G., Khalfin R.S., Topolnikov A.S., Brot A.R., Timashev E.O. *Obosnovanie vybora oblasti primeniya novykh mekhanizirovannykh sposobov ekspluatatsii skvazhin* [Approaches to Justification of Selection of The Application Field for New Artificial Lift Method]. *Neftyanoe khozyaistvo — Oil Industry*, 2019, No. 3, pp. 96–100. DOI: 10.24887/0028-2448-2019-3-96-100. [in Russian].

4. Bakhtizin R.N., Urazakov K.R., Timashev E.O., Belov A.E. *Novyi metod kolichestvennoi diagnostiki tekhnologicheskikh parametrov shtangovykh ustanovok resheniem obratnykh zadach metodami mnogomernoi optimizatsii* [A New Approach of Quantifying the Technical Condition of Rod Units with the Solution of Inverse Dynamic Problems by Multidimensional Optimization Methods]. *Neftyanoe khozyaistvo — Oil Industry*, 2019, No. 7, pp. 118–122. DOI: 10.24887/0028-2448-2019-7-118-122. [in Russian].

5. Urazakov K.R., Bakhtizin R.N., Ismagilov S.F., Topolnikov A.S. *Raschet teoreticheskoi dinamogrammy s uchetoм oslozhnenii v rabote skvazhinnoy shtangovogo nasosa* [Theoretical Dynamometer Card Calculation Taking into Account Complications in the Sucker Rod Pump Operation]. *Neftyanoe khozyaistvo — Oil Industry*, 2014, No. 1, pp. 90–93. [in Russian].

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

7. Urazakov K.R., Timashev E.O., Tkhvatullin R.S., Molchanova V.A., Ishmukhametov B.Kh. *Skvazhinnaya shtangovaya nasosnaya ustanovka* [Downhole Sucker Rod Pumping Unit]. Patent RF, No. 2655485, 2018. [in Russian].

8. Timashev E.O., Urazakov K.R., Volkov M.G., Garifullin A.R., Khalfin R.S., Brot A.R. *Metodika rascheta ustanovok s pogruzhnym lineinym dvigatelem dlya dobychi nefi* [Method of Calculation for Installations with Electrical Submersible Reciprocating Pump for Oil Production]. *Neftyanoe khozyaistvo — Oil Industry*, 2020, No. 3, pp. 72–76. DOI: 10.24887/0028-2448-2020-3-72-76. [in Russian].

#### REFERENCES

1. Gilaev G.G., Bakhtizin R.N., Urazakov K.R. *Sovremennye metody nasosnoi dobychi nefi* [Modern Methods of Pumping Oil Production]. Ufa, Vostochnaya pechat' Publ., 2016. 410 p. [in Russian].

#### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ ABOUT THE AUTHOR

**Тимашев Эдуард Олегович**, канд. техн. наук, докторант УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация  
**Eduard O. Timashev**, Candidate of Engineering Sciences, Doctoral Student, USPTU, Ufa, Russian Federation  
e-mail: urazakk@mail.ru