

УДК 622.276.53

## МЕТОДОЛОГИЯ РАСЧЕТА КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ПРИВОДА ШТАНГОВОЙ УСТАНОВКИ ПРИ КОЛЕБАНИЯХ ДИНАМИЧЕСКОГО УРОВНЯ

Уразаков Камил Рахматуллович<sup>1</sup>,  
urazakk@mail.ru

Тугунов Павел Михайлович<sup>1</sup>,  
TugunovPM@gmail.com

<sup>1</sup> Уфимский государственный нефтяной технический университет,  
Россия, 450044, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1.

**Актуальность.** Уравновешенность привода является одним из ключевых факторов, определяющих эффективность эксплуатации скважин установками скважинных штанговых насосов. Это имеет особое значение для малодобитных скважин, которые работают на пределе рентабельности, вследствие низких дебитов и высокого энергопотребления. Перевод их на периодический режим приводит к системным колебаниям динамического уровня. Изменение динамического уровня обуславливает изменение нагрузок, действующих на штанговую колонну и балансирный привод. Для сохранения уравновешенности станка-качалки в этих условиях необходима корректировка положения уравнивающих контргрузов.

**Цель:** анализ автоматической системы уравнивания станка-качалки, включающей дополнительный балансирный контргруз, с возможностью автоматического перемещения, положение которого вдоль балансира регулируется за счет вспомогательного электродвигателя; разработка методологии расчета параметров автоматической системы динамического уравнивания, позволяющей проводить расчеты механизма выравнивания нагрузок.

**Методы:** экспресс-метод для оценки параметров контргрузов, учитывающий статические составляющие нагрузок на плунжер и привод, и детальный метод с учетом динамических составляющих нагрузок.

**Результаты.** Показано, что оба метода расчета дают приемлемые результаты с точки зрения обеспечения минимального крутящего момента на кривошипном валу, выравнивания степени загрузки вала и электродвигателя в течение цикла от качки.

**Выводы.** Установлено, что требуемый (для поддержания динамической уравновешенности) вес дополнительного балансирного контргруза в значительной степени возрастает по мере роста разницы динамического уровня в процессе от качки и снижается при увеличении «длины хода» контргруза вдоль балансира. Плечо кривошипного груза при увеличении веса дополнительного балансирного контргруза уменьшается вследствие снижения вклада кривошипной составляющей в системе комбинированного уравнивания.

### Ключевые слова:

штанговая насосная установка, периодический режим от качки, динамический уровень, моделирование, станок-качалка, дополнительный балансирный груз, уравнивание.

### Введение

В настоящее время ввиду ряда причин (постепенной выработки запасов, роста осложненного фонда, снижения фильтрационных характеристик объектов разработки) закономерно возрастает доля низкодебитных скважин [1, 2]. Значительная доля низкодебитного фонда эксплуатируется штанговыми установками с балансирным приводом (станки-качалки). Несмотря на наличие определенных недостатков, таких как большая масса привода, необходимость в массивном фундаменте, значительный период монтажа при обустройстве скважины и ее ремонте и некоторых других, станки-качалки получили широкое распространение в практике механизированной эксплуатации скважин, что обусловлено их достоинствами: простотой конструкции, надежностью механических узлов, отсутствием сложных и дорогостоящих элементов [3].

В условиях снижения дебита и рентабельности эксплуатации установками механизированной добычи, в частности, установками скважинного штангового насоса (УСШН), актуальным является разработка технических средств, позволяющих поддержать оптимальные условия работы насосного оборудования для добычи нефти [4]. Для достижения эффективной

работы УСШН, минимального энергопотребления и загруженности узлов станка-качалки необходимо обеспечить уравновешенность привода [1, 5]. Негативные последствия недостаточного уравнивания связаны с ростом динамических нагрузок, действующих на балансиры и кривошипно-шатунный механизм, увеличением максимального крутящего момента на кривошипном валу и валу редуктора [6, 7]. Это, в свою очередь, приводит к росту требуемого электродвигателем крутящего момента и коэффициента неравномерности его загрузки, увеличению потребляемой электроэнергии [8]. Значительные колебания крутящего момента оказывают отрицательное влияние и на работу клиноременных передач [9]. Колебания натяжения приводных ремней приводят к их растяжению и снижению упруго-прочностных характеристик, проскальзыванию ремней относительно шкивов, снижению КПД передаточного механизма и длины хода головки балансира [10]. Таким образом, уравновешенность привода в значительной степени определяет эффективность эксплуатации скважин штанговыми установками [11, 12].

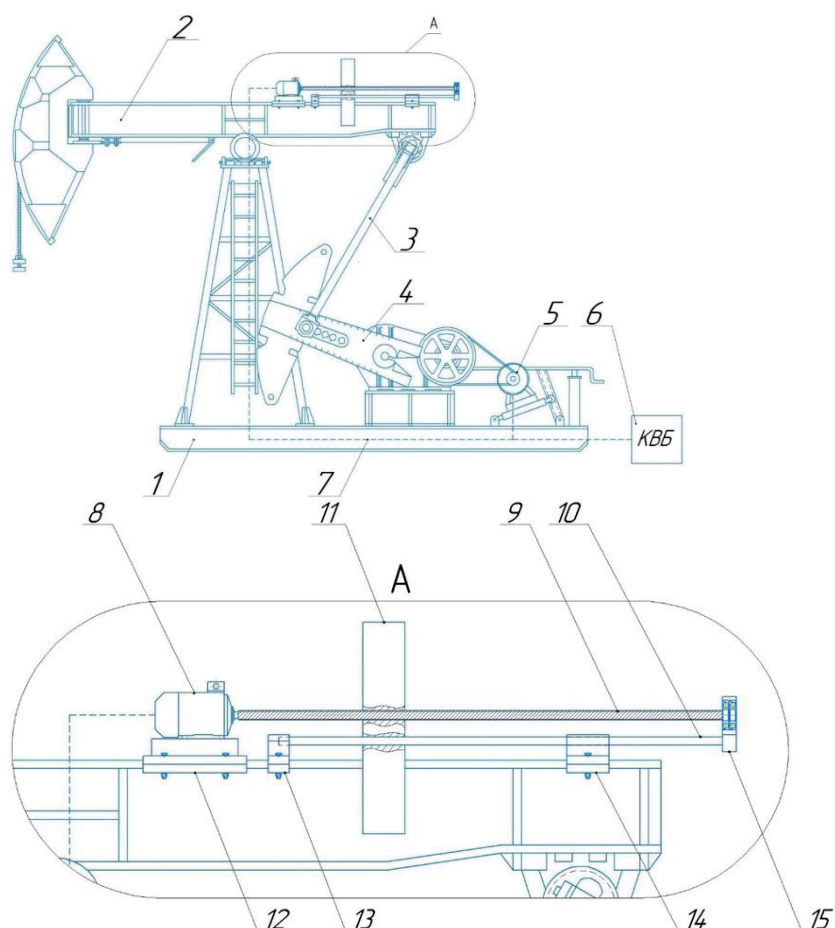
Нагрузки, действующие на узлы штанговых установок (плунжер насоса, штанговую колонну, привод), существенно изменяются при изменении динамиче-

ского уровня. Изменение динамического уровня может быть связано с изменением скорости откачки и параметров технологического режима УСШН (например, в периодическом режиме, включающем чередование полувциклов откачки и накопления жидкости) или с изменением притока пластового флюида вследствие изменения фильтрационных характеристик пластов [1, 3]. На сегодняшний день число низкодебитных скважин, переводимых на режим периодической откачки, возрастает, и вопросы уравнивания данных категорий скважин становятся все более актуальными [13].

**Система автоматического динамического уравнивания и математическая модель ее работы**

Для обеспечения уравнишенности станка-качалки вне зависимости от текущего положения динамического уровня разработана автоматическая система уравнивания, общий вид станка-качалки с уравнивающей системой показан на рис. 1 [14, 15]. Предложенная система базируется на комбинированном роторно-кривошипном методе уравнивания [16]. Уравнивание основной части

переменных нагрузок на привод достигается за счет пары роторных противовесов, размещенных на кривошипе – 4. Кроме того, система (А) включает дополнительный балансирующий контргруз – 11, установленный на заднем плече балансира – 2, приводимый в движение вдоль балансира – 2 посредством винта – 9 на двух направляющих опорах – 10 и электродвигателя – 8, управляющего положением контргруза. Автоматизированная корректировка положения дополнительного балансирующего контргруза поддерживает уравнивание станка-качалки в условиях колебания динамического уровня в скважине [17, 18]. Для этого система оборудована блоком вычисления – 6 для расчета изменения положения балансирующего контргруза – 11 на основе величин потребляемого тока или мощности электродвигателя – 5, который передает команду на распределитель тока (установлен в вычислительном модуле – 6), который регулирует ток питания электродвигателя – 8 [19]. Винт – 9, приводимый во вращение электродвигателем – 8 в необходимом направлении, автоматически корректирует положение уравнивающего контргруза – 11.



**Рис. 1.** Станок-качалка с автоматической системой уравнивания: 1 – станок-качалка; 2 – балансира; 3 – шатун; 4 – кривошип; 5 – электродвигатель станка-качалки; 6 – командно-вычислительный блок; 7 – кабель обратной связи; 8 – электродвигатель уравнивающей системы; 9 – винт; 10 – направляющие; 11 – контргруз; 12–14 – опоры; 15 – подшипниковая опора

**Fig. 1.** Pumping unit with automatic balancing system: 1 – pumping unit; 2 – balancer; 3 – connecting rod; 4 – crank; 5 – electric motor of the pumping unit; 6 – command-computing unit; 7 – feedback cable; 8 – electric motor of the balancing system; 9 – screw; 10 – guides; 11 – counterweight; 12–14 – supports; 15 – bearing support

### Методология расчета комбинированной кривошипно-балансирной системы автоматического уравнивания

Параметры балансирного и кривошипного противовесов системы автоматического уравнивания в значительной степени зависят от выбора критерия уравниваемости [20, 21]. В данной работе в качестве критериев уравниваемости принимается минимизация крутящего момента на кривошипном валу и максимизация равномерности распределения крутящего момента в течение цикла откачки. Разработаны: экспресс-метод для оценки параметров контргрузов, учитывающий статические составляющие нагрузок на плунжер и привод, и детальный метод с учетом динамических составляющих нагрузок. Преимуществом экспресс-метода является простота и наглядность полученных зависимостей для расчета веса и положения контргрузов, преимуществом детального метода – более точная и обоснованная оценка параметров. В обеих моделях принято допущение квазистатичности (медленном характере) изменения динамического уровня, поскольку характерное время изменения динамического уровня (оно, как правило, составляет от десятков минут до нескольких часов, в зависимости от эксплуатационных характеристик пласта, выбранного режима откачки) существенно меньше длительности единичного цикла работы насосной установки, не превышающего обычно 20–30 секунд (2–3 качания в минуту) [8]. Полагается, что в течение единичного цикла работы станка-качалки динамический уровень постоянен.

#### Экспресс-метод оценки параметров контргрузов

Экспресс-метод представлен в виде следующего многоэтапного алгоритма:

1. Задаем интервал изменения динамического уровня в скважине в периодическом режиме работы  $H_{d\min}$ – $H_{d\max}$ .

Для крайних режимов работы штанговой установки (при динамических уровнях ( $H_{d\min}$ ) и ( $H_{d\max}$ )) рассчитывается жидкостная нагрузка на плунжер [17]:

$$P_l(H_d) = \left[ \left( P_w + \int_0^L \left( \rho_{ml} g \cos \alpha + f_{ml} \frac{\rho_{ml} v_t^2}{2d_t} \right) dl \right) - \left( P_z + \int_{H_d}^L (\rho_{mz} g \cos \alpha) dl \right) \right] S_p, \quad (1)$$

где  $\rho_{ml}$ ,  $\rho_{mz}$  – плотность смеси в НКТ и затрубном пространстве соответственно;  $\alpha$  – угол наклона оси скважины к вертикали, рад.;  $f_{ml}$  – коэффициент трения жидкости о стенки НКТ;  $d_t$  – внутренний диаметр НКТ;  $S_p$  – площадь поперечного сечения плунжера;  $L$  – глубина подвески насоса;  $H_d$  – динамический уровень;  $P_z$  – давление газа в затрубном пространстве;  $P_w$  – устьевое давление.

Плотность смеси в затрубном пространстве и плотности НКТ, а также градиент давления рассчитываются согласно механическим моделям.

2. Параметры дополнительного балансирного контргруза определяются с учетом следующего условия: изменение момента относительно оси качаний балансира, обусловленного изменением жидкостной нагрузки на плунжер в процессе перемещения динамического уровня, компенсируется равным изменением момента балансирного контргруза благодаря его перемещению. Задавая величину «длины хода» контргруза вдоль балансира  $\Delta l$ , получим выражение для веса балансирного контргруза:

$$Q_b = \frac{(P_l(H_{d\min}) - P_l(H_{d\max})) k_l}{2\Delta l}, \quad (2)$$

где  $k_l$  – длина переднего плеча балансира (расстояние от головки балансира до оси качания);

3. Определяется средняя (за период откачки) величина плеча дополнительного балансирного контргруза

$$c_m = c_{\max} - \frac{\Delta l}{2}, \quad (3)$$

где  $c_{\max}$  – крайнее положение дополнительного контргруза на балансире. Для минимизации веса балансирного контргруза рекомендуется задавать его максимально возможным (т. е. равным длине заднего плеча).

4. Плечо кривошипного (основного) контргруза рассчитывается исходя из условия, что при жидкостной нагрузке на плунжер, равной среднеарифметической жидкостной нагрузке в крайних положениях динамического уровня  $P_{lm} = 0,5(P_l(H_{d\min}) + P_l(H_{d\max}))$ , дополнительный балансирный контргруз находится в своем «среднем» положении на балансире  $c_m$ .

$$R = \left( \left( P_r + \frac{P_{lm}}{2} \right) \frac{k_l}{k} - Q_b \frac{c_m}{k} \right) \frac{r}{G_p}, \quad (4)$$

где  $Q_b$  – вес дополнительного балансирного груза;  $P_r$  – вес насосных штанг в жидкости;  $k$  – длина заднего плеча балансира (расстояние от оси качания до оси подвески шатунной траверсы);  $r$  – радиус кривошипа, соответствующий принятой длине хода;  $R$  – расстояние от центра кривошипного вала до центра тяжести роторного контргруза;  $G_p$  – суммарный вес кривошипных контргрузов, Н;

В результате расчета параметров динамической системы уравнивания согласно уравнениям (1)–(5) рассчитываем динамику положения центра масс дополнительного груза на балансире как функцию динамического уровня:

$$c(H_d) = \frac{k}{Q_b} \left( \left( P_r + \frac{P_l(H_d)}{2} \right) \frac{k_l}{k} - \frac{G_p R}{r} \right). \quad (5)$$

#### Анализ результатов расчетов

Исследование влияния эксплуатационных факторов на параметры системы динамического уравнивания привода штанговой установки выполняется на примере станка-качалки 7СК8-3.5-4000. Параметры станка-качалки: длина переднего  $l_1$  и заднего пле-

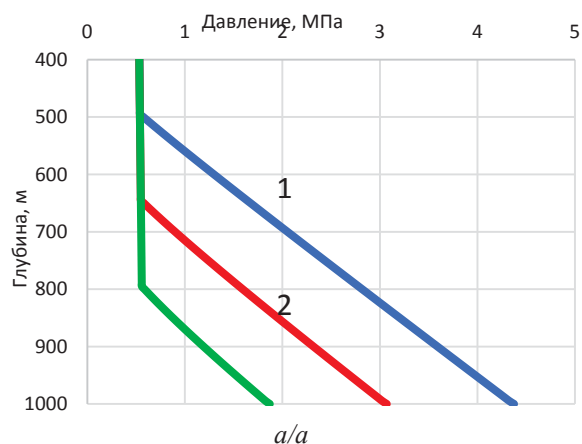
ча  $l_2$  балансира – 3500 и 2500 мм соответственно, длина шатуна  $l_p$  – 3000 мм, результирующая масса кривошипных грузов составляет 6080 кг. В таблице представлены принятые в расчетах параметры скважины и штанговой установки.

**Таблица.** Геолого-технические и технологические параметры скважины и штанговой установки

**Table.** Geological, technical and technological parameters of the well and rod installation

Внутренний диаметр лифтовых труб, мм Inner diameter of lift pipes, mm	62
Диаметр насоса, мм/Pump diameter, mm	57
Диаметр штанг, мм/Rod diameter, mm	22
Плотность материала штанг, кг/м <sup>3</sup> Rod material density, kg/m <sup>3</sup>	7800
Глубина спуска насоса, м/Pump descent depth, m	1000
Устьевое давление, МПа/Wellhead pressure, MPa	0,5
Затрубное давление газа, МПа Annular gas pressure, MPa	0,5
Динамический уровень, м/Dynamic level, m	500–800
Вязкость воды; нефти, мПа*с Viscosity of water; oil, mPa*s	1; 10
Плотность воды; нефти, кг/м <sup>3</sup> Density of water, oil, kg/m <sup>3</sup>	1000; 820
Обводненность продукции/Water cut, %	60
Длина хода полированного штока, м Stroke length of polished rod, m	2,5
Число качаний в минуту Number of strokes per minute	6
Максимальное плечо балансирующего груза в процессе изменения уровня жидкости, м Maximum arm of the balancing weight when changing the liquid level, m	2,5 (равно длине заднего плеча)

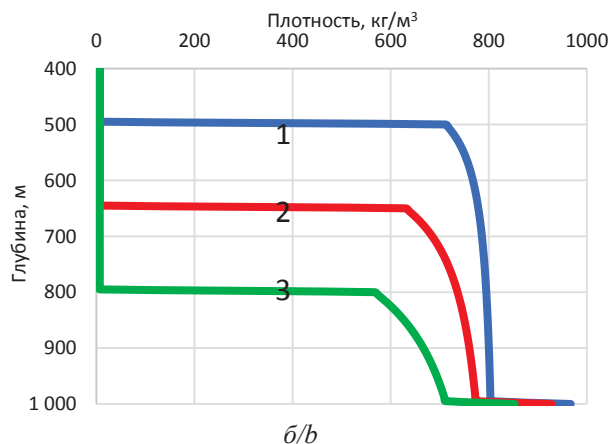
В процессе снижения динамического уровня с 500 до 800 м в период откачки скважинной продукции давление на приеме насоса снижается с 4,4 до 1,9 МПа (рис. 2, а). В связи со снижением давления интенсивность разгазирования нефти в затрубном пространстве скважины возрастает, и плотность жидкости снижается. В частности, при крайних положениях динамического уровня (500 и 800 м) средняя плотность смеси в затрубном пространстве составляет 784 и 661 кг/м<sup>3</sup> соответственно (рис. 2, б).



Снижение давления на приеме насоса приводит к росту жидкостной нагрузки на плунжер, обусловленному разницей весов столбов жидкости в НКТ и затрубном пространстве (рис. 3), при снижении динамического уровня от 500 до 800 м нагрузка на плунжер возрастает до 53 %, с 12,2 до 18,7 кН. Рост нагрузок на плунжер в период откачки при периодическом способе добычи приводит к разбалансировке станка-качалки. Для сохранения балансировки независимо от текущего положения уровня жидкости необходимо динамическое уравнивание привода, реализуемое в предлагаемой системе автоматического уравнивания.

Требуемый (для поддержания динамической уравниваемости) вес дополнительного балансирующего контргруза в значительной степени зависит от пределов изменения нагрузок на плунжер в период откачки, т. е. от интервала изменения динамического уровня (разницы уровней в крайних верхнем и нижнем положении  $\Delta H_d = H_{dmax} - H_{dmin}$ , а также от принятой «длины хода» контргруза вдоль балансира  $\Delta l$  (рис. 4). При увеличении  $\Delta H_d$  вес балансирующего контргруза  $Q_b$  возрастает (до 11,3 кН), при увеличении  $\Delta l$  снижается (с 11,3 до 5,7 кН). Рост  $Q_b$  с увеличением  $\Delta H_d$  связан с необходимостью компенсации большей жидкостной нагрузки на плунжер при снижении динамического уровня, снижение  $Q_b$  с увеличением  $\Delta l$  обусловлено увеличением «размаха» (разницы) плеча балансирующего контргруза в процессе его перемещения вдоль балансира.

Плечо основного кривошипного контргруза напрямую зависит от веса балансирующего контргруза (рис. 4, 5). При увеличении интервала изменения динамического уровня  $\Delta H_d$  вес балансирующего груза возрастает (кривые 1–3, рис. 4), плечо кривошипного груза, напротив, снижается (кривые 1–3, рис. 5). Например, при  $\Delta l = 1$  м требуемый вес балансирующего контргруза возрастает до 8 кН, а плечо кривошипного контргруза снижается на 23 %, с 1,03 до 0,79 м. При увеличении веса дополнительного балансирующего контргруза увеличивается вклад балансирующей и снижается вклад кривошипной составляющей в системе комбинированного уравнивания, поэтому плечо кривошипного груза уменьшается.



**Рис. 2.** Распределение давления (а) и плотности флюида (б) в затрубном пространстве до приема насоса при динамическом уровне 500 (1), 650 (2) и 800 (3) м

**Fig. 2.** Distribution of pressure (a) and fluid density (b) in the annulus before the pump intake at a dynamic level of 500 (1), 650 (2) and 800 (3) m

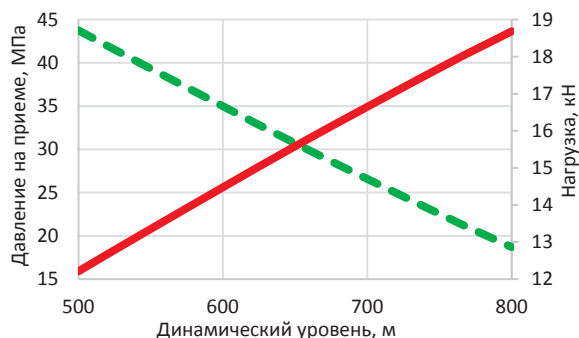


Рис. 3. Динамика давления на приеме (штриховая линия) и жидкостной нагрузки на плунжер (сплошная линия) при изменении динамического уровня в период откачки скважинной продукции

Fig. 3. Dynamics of pressure at the intake (dashed line) and liquid load on the plunger (solid line) with a change in the dynamic level during the pumping out of well products

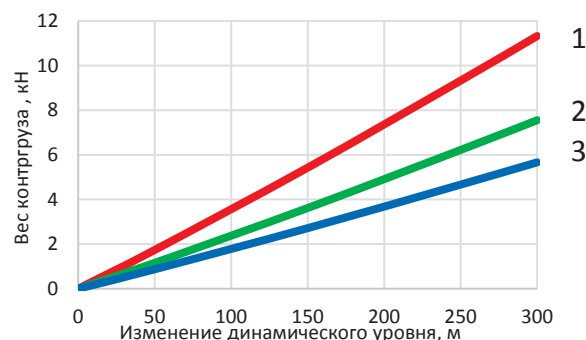


Рис. 4. Зависимость веса дополнительного балансирующего контргруза от изменения динамического уровня в процессе периодической откачки (1 – «длина хода» контргруза вдоль балансира  $\Delta l=1$  м, 2 –  $\Delta l=1,5$  м, 3 –  $\Delta l=2$  м)

Fig. 4. Dependence of the weight of the additional balancing counterweight on the change in the dynamic level in the process of periodic pumping (1 – «stroke» of the counterweight along the balancer  $\Delta l=1$  m, 2 –  $\Delta l=1,5$  m, 3 –  $\Delta l=2$  m)

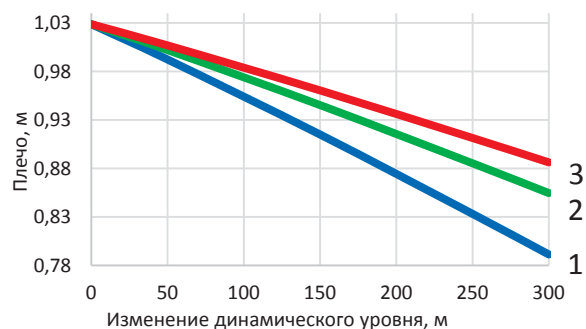


Рис. 5. Расчет плеча кривошипного контргруза как функции изменения динамического уровня в процессе периодической откачки (1 – «длина хода» контргруза вдоль балансира  $\Delta l=1$  м, 2 –  $\Delta l=1,5$  м, 3 –  $\Delta l=2$  м)

Fig. 5. Calculation of the arm of the crank counterweight as a function of the change in the dynamic level in the process of periodic pumping (1 – «stroke» of the counterweight along the balancer  $\Delta l=1$  m, 2 –  $\Delta l=1,5$  m, 3 –  $\Delta l=2$  m)

В ходе расчетов получено, что при увеличении динамического уровня с 500 до 800 м плечо дополнительного балансирующего контргруза возрастает с 1,5 до 2,5 м, то есть на требуемую величину  $\Delta l$ .

#### Детальный метод расчета параметров автоматического уравнивания

В работе [22] разработана математическая модель динамики нагрузок, действующих на штанговую колонну и привод при эксплуатации скважины в периодическом режиме. Модель базируется на уравнении динамики деформаций штанговой колонны, которая описывается волновым уравнением продольных упругих колебаний стержня с учетом удельной внешней силы, действующей на штанги, складывающейся из силы тяжести насосных штанг в жидкости, силы вязкого трения штанг о жидкость и силы граничного трения штанг о стенки НКТ [23]:

$$\rho_s S_r \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = ES_r \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) + f_g + f_h + f_b,$$

где  $u(x,t)$  – перемещение фиксированной точки колонны штанг, м;  $t$  – время, с;  $E$  – модуль Юнга материала штанг, Па;  $\rho_s$  – плотность материала штанг,  $\text{кг/м}^3$ ;  $x$  – лагранжева координата по длине колонны штанг, м;  $S_r$  – площадь поперечного сечения штанг,  $\text{м}^2$ ;  $f_g$  – сила тяжести, действующая на единицу длины штанговой колонны, Н/кг;  $f_h, f_b$  – удельная на единицу длины штанг сила гидродинамического и граничного трения, Н/м.

Граничные условия для задачи учитывают колебания уровня жидкости в затрубном пространстве  $h(t)$  при расчете давления на приеме насоса  $p_p(t)$  и, соответственно, нагрузок, действующих на плунжер штангового насоса

$$\begin{cases} u(0,t) = \frac{S}{2}(1 - \cos(2\pi nt)); \\ ES_r \frac{\partial u}{\partial x}(L,t) = (p_{out} - p_{pl})S_p - F_{fr}, \end{cases}$$

где  $S$  – длина хода полированного штока, м;  $n$  – число качаний,  $\text{с}^{-1}$ ;  $L$  – длина штанговой колонны, м;  $p_{out}$  – давление на выкиде насоса, МПа;  $S_p$  – площадь поперечного сечения плунжера,  $\text{м}^2$ ;  $F_{fr}$  – сила граничного трения в плунжерной паре, Н;  $p_{pl}$  – давление в подплунжерной полости насоса, МПа.

Разработаны кинематическая и динамическая модели работы привода, учитывающие геометрию станка-качалки: изменение плеч нагрузок, связанных с силой натяжения канатной подвески  $T$  и веса балансирующего груза  $G_b$ , в процессе качания, изменение угла между балансиром и шатуном в точке их сочленения (рис. 6) [14].

Расчет параметров системы автоматического уравнивания в рамках детального метода включает следующие пункты:

1. Задаем интервалами времени работы скважины в периоды откачки и накопления. Интервал изменения динамического уровня в скважине в периодическом режиме работы  $H_{dmin}-H_{dmax}$  рассчитывается с учетом следующего уравнения динамики уровня жидкости в затрубном пространстве:

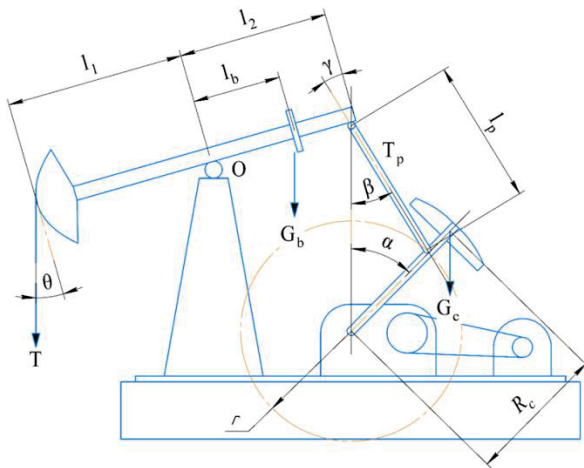


Рис. 6. Схема станка-качалки  
 Fig. 6. Pumping unit scheme

$$h(t) = \frac{p_{res} - \Delta p_{pr} - \rho g H_p}{\rho g} \times \left( \exp\left(-\frac{K_p \rho g t}{S}\right) - 1 \right) + h_{min} \exp\left(-\frac{K_p \rho g t}{S}\right),$$

где  $\rho$  – плотность жидкости;  $H_p$  – глубина подвески штангового насоса;  $h_{min}$  – минимальное значение динамического уровня, соответствующее минимуму давления на приеме насоса  $p_{pmin}$ ;  $t$  – время;  $S$  – площадь кольцевого сечения между насосными трубами и обсадной колонной. Нижнее положение динамического уровня рассчитывается исходя из критерия равенства подачи насоса и притока пластового флюида:

$$Q_{res}(K_p, p_{res}, p_p + \Delta p_{pr}) = \eta(p_p) q_T,$$

где  $Q_{res}$  – дебит скважины по жидкости;  $\eta_p$  – коэффициент подачи насоса;  $K_p$  – коэффициент продуктивности пласта;  $p_{res}$  – пластовое давление;  $p_p$  – давление

на приеме насоса;  $\Delta p_{pr}$  – разница забойного давления и давления на приеме;  $q_T$  – теоретическая подача;  
 2. Жидкостная нагрузка на плунжер, вес и положение балансирующего груза рассчитываются так же, как и для экспресс-методики, однако нагрузка на головку балансира  $T$  рассчитывается с учетом динамической составляющей из решения волнового уравнения [21]:

$$P_{дин}(t) = ES_r \frac{\partial u}{\partial x}(0, t).$$

3. Плечо кривошипного (основного) контргруза рассчитывается исходя из условия минимизации крутящего момента на кривошипном валу, определяемого с учетом зависимости [24, 25]

$$M(t) = \left( \frac{(T(t)l_1 - G_b l_b) \cos \theta(t)}{l_2 \cos \gamma(t)} \times \left( \times \sin(\alpha(t) + \beta(t)) - G_c \frac{R_c}{r} \sin(\alpha(t)) \right) \right) r,$$

где  $T$  – нагрузка на головку балансира;  $l_2$  – длина заднего плеча балансира;  $l_b$ ,  $G_b$  – соответственно плечо и вес балансирующего уравновешивающего контргруза;  $T_p$  – усилие в шатуне кривошипно-шатунного механизма;  $R_c$ ,  $G_c$  – соответственно радиус и вес кривошипного уравновешивающего контргруза.

#### Сравнение методов расчета системы автоматического уравнивания

Для обоснования эффективности автоматической системы динамического уравнивания и сравнения точности предложенных методик выполнены расчеты формирования крутящего момента на кривошипном валу в процессе работы штанговой установки в периодическом режиме (рис. 7) [26].

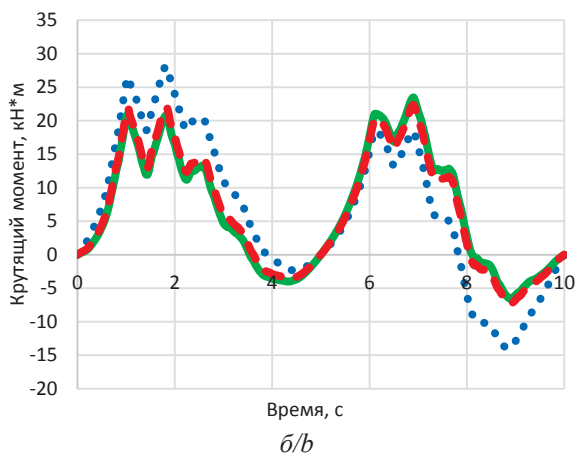
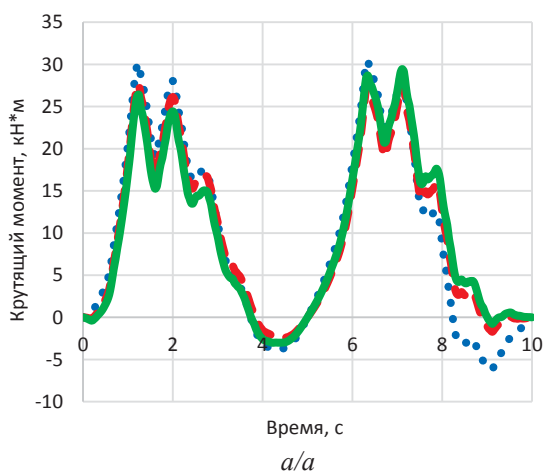


Рис. 7. Сравнение динамики крутящих моментов для предложенных методов расчета в нижнем (а) и верхнем (б) положении динамического уровня (сплошная линия – экспресс модель, штриховая – детальная модель, точки – обычное кривошипное уравнивание)

Fig. 7. Dynamics of torques comparison for the proposed calculation methods in the lower (a) and upper (b) position of the dynamic level (solid line – express model, dashed line – detailed model, dots – conventional crank balancing)

Из графиков видно, что для УСШН с автоматической системой уравнивания достигается существенное снижение максимального крутящего момента – до 6 кН·м (26 %), при этом амплитуды крутящего момента в полциклах (ход вверх и вниз) равны 1 (для детального метода уравнивания) [27, 28]. Экспресс-метод расчета параметров контргруза несколько уступает детальному в эффективности. В нижнем положении динамического уровня максимальный крутящий момент для него на 3 кН·м (11,5 %) выше, чем для детального метода, а отношение пиков крутящего момента составляет 1,11, в верхнем положении разность крутящих моментов и асимметрия максимумов составляют соответственно 2,4 кН·м (11,3 %) и 1,11. Таким образом, оба метода расчета дают приемлемые результаты с точки зрения обеспечения минимального крутящего момента на кривошипном валу, выравнивания степени загрузки вала и электродвигателя [29, 30] в течение цикла от качки.

#### Выводы

1. Разработана методология расчета параметров автоматической системы динамического уравнивания. Для модельного примера показано, что при эксплуатации скважины в периодическом режиме для УСШН с автоматической системой уравнивания достигается существенное снижение максимального крутящего момента – до 6 кН·м (26 %), чем для УСШН с обычным балансирным уравниванием.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исследование нагрузок на привод штанговых установок в тихоходном режиме при добыче высоковязкой нефти / К.Р. Уразаков, Р.З. Нургалиев, Г.И. Бикбулатова, С.Л. Сабанов, Ю.А. Болтнева // Нефтегазовое дело. – 2020. – Т. 18. – № 1. – С. 120–129.
2. Viscosity effects on sand flow regimes and transport velocity in horizontal pipelines / E. Zorgani, H. Al-Awadi, W. Yan, S. Al-Lababid, H. Yeung, C.P. Fairhurst // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2018. – V. 92. – P. 89–96.
3. Gabor T. Sucker-rod pumping handbook: production engineering fundamentals and long-stroke rod pumping. – Houston, Texas: Gulf Professional Publishing, 2015. – 585 p.
4. Осипов Д.В. Контрольно-измерительные приборы и автоматизации технологического процесса на скважине, виды, принцип действия, назначения // Инновации. Наука. Образование. – 2021. – № 28. – С. 1017–1020.
5. Выбор критерия уравниваемости штанговых скважинных насосных установок / Г.И. Бикбулатова, Г.И. Болтнева, А.С. Галеев, Р.Н. Сулейманов, С.Л. Сабанов // Газовая промышленность. – 2019. – № 11 (792). – С. 124–128.
6. Зюзев А.М., Бубнов М.В. Диагностика уравниваемости штанговой глубинной насосной установки по ваттметрограмме // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2019. – Т. 330. – № 4. – С. 178–187.
7. Волохин Е.А., Терентьев А.Н., Волохин А.В. Усовершенствование балансирного привода штанговой скважинной насосной установки // Вестник ИжГТУ имени М.Т. Калашникова. – 2019. – Т. 22. – № 3. – С. 19–25.
8. Бажин М.В., Муравский А.К. Краткий обзор способов уравнивания станков-качалок // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромышленного оборудования. – 2016. – Т. 1. – С. 130–136.
9. Сабанов С.Л. Сравнительный анализ критериев уравнивания тихоходной штанговой скважинной насосной

2. Предложен экспресс-метод для оценки параметров контргрузов, учитывающий статические составляющие нагрузок на плунжер и привод, и детальный метод с учетом динамических составляющих нагрузок. Показано, что оба метода расчета дают приемлемые результаты с точки зрения обеспечения минимального крутящего момента на кривошипном валу, выравнивания степени загрузки вала и электродвигателя в течение цикла от качки, для менее точного экспресс-метода крутящий момент до 3 кН·м (11,5 %) выше, чем для детального, а отношение пиков крутящего момента составляет 1,11.
3. Установлено, что требуемый (для поддержания динамической уравниваемости) вес дополнительного балансирного контргруза в значительной степени зависит от интервала изменения динамического уровня  $\Delta H_d$  в процессе от качки и «длины хода» контргруза вдоль балансира  $\Delta l$ . При увеличении  $\Delta H_d$  вес балансирного контргруза  $Q_b$  возрастает (до 11,3 кН в примере), при увеличении  $\Delta l$  снижается (с 11,3 до 5,7 кН). Плечо кривошипного груза при увеличении веса дополнительного балансирного контргруза уменьшается вследствие снижения вклада кривошипной составляющей в системе комбинированного уравнивания.

*Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-38-90135.*

- установки // Газовая промышленность. – 2019. – № 7 (787). – С. 104–109.
10. Model predictive automatic control of sucker rod pump system with simulation case study / B. Hansen, B. Tolbert, C. Vernon, J.D. Hedengren // Computers and Chemical Engineering. – 2019. – V. 121. – P. 265–284.
11. Takacs G., Kis L., Koncz A. The calculation of gearbox torque components on sucker-rod pumping units using dynamometer card data // Journal of Petroleum Exploration and Production Technology. – 2016. – № 6. – P. 101–110.
12. Имитационное моделирование установки штангового глубинного насоса для добычи нефти / Д.С. Торгаева, М.П. Сухорук, Ю.А. Шурыгин, Ю.А. Шиняков, Н.А. Шаляпина // Доклады ТУСУР. – 2019. – № 3. – С. 71–78.
13. Gabor Takacs, Laszlo Kis. A new model to find optimum counterbalancing of sucker-rod pumping units including a rigorous procedure for gearbox torque calculations // Journal of Petroleum Science and Engineering. – 2021. – V. 205. – P. 1–11.
14. Brill J.P., Mukherjee H.K. Multiphase flow in wells. – Richardson, Texas: SPE, 1999. – 164 p.
15. Petalas N., Aziz K. A mechanistic model for multiphase flow in pipes // Petroleum Society of Canada. – 1998. – № 1. – P. 1–22.
16. Динамическая модель штанговой насосной установки для скважин с направленным профилем ствола / Р.Н. Бахтизин, К.Р. Уразаков, С.Ф. Исмагилов, А.С. Топольников, Ф.Ф. Давлетшин // Научные труды НИПИ «Нефтегаз» ГНКАР. – 2017. – № 4. – С. 74–82. DOI: 10.5510/OGP20170400333.
17. Boyuan Zheng, Xianwen Gao, Xiangyu Li. Fault detection for sucker rod pump based on motor power // Control Engineering Practice. – 2019. – V. 86. – P. 37–47.
18. Yang Y., Peng H., Wen Ch. Sand. Transport and deposition behaviour in subsea pipelines for flow assurance // Energies. – 2019. – V. 21. – № 12. – P. 1–12.
19. Стендовое моделирование динамических нагрузок на привод штанговых установок / К.Р. Уразаков, П.М. Тугунов, М.М. Ахтямов, В.А. Молчанова // Нефтегазовое дело. – 2020. – № 2. – С. 131–138.

20. Drift-flux parameters for three-phase steady-state flow in wellbores / H. Shi, J. Holmes, L. Diaz, L.J. Durlofsky, K. Aziz // SPE Journal. – 2005. – V. 10. – № 2. – P. 130–137.
21. On the numerical simulation of sand transport in liquid and multiphase pipelines / M. Leporinia, A. Terenzi, B. Marchetti, F. Corvaro, F. Polonara // Journal of Petroleum Science and Engineering. – 2019. – V. 175. – P. 519–535.
22. Building the dynamometer card of sucker rod pump using power consumption of the electric motor of pumping unit / G. Guluyev, A. Pashayev, F. Pashayev, A. Rzayev, E. Sabziyev // Problems of cybernetics and informatics: IV international conference. – Baku, Azerbaijan, September 12–14, 2012. – V. III. – P. 19–21.
23. Исследование режимов работы частотно-регулируемого электропривода станка-качалки / Р.Ф. Ярыш, А.Р. Гарифуллина, Р.И. Гарифуллин, А.Н. Якунин // Известия ВУЗов. Проблемы энергетики. – 2018. – № 11–12. – С. 56–64.
24. Сагдатуллин А.М. Регулирование режимов работы установок скважинных штанговых насосов оборудованных станками качалками // Ученые записки Альметьевского государственного нефтяного института. – 2015. – Т. 13. – № 1. – С. 228–235.
25. Акберов Я.С. Анализ метода управления электропривода станка-качалки // Технология машиностроения. – 2019. – № 10. – С. 36–40.
26. Хакимьянов М.И. Удельный расход электроэнергии при механизированной добыче нефти штанговыми глубиннонасосными установками // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2014. – Т. 18. – № 2 (63). – С. 54–60.
27. Критерий уравниваемости тихоходного привода скважинной штанговой насосной установки для повышения надежности редуктора / А.С. Галеев, Р.З. Нургалеев, Г.И. Бикбулатова, С.Л. Сабанов, Ю.А. Болтнева // Нефтегазовое дело. – 2019. – Т. 17. – № 6. – С. 96–101.
28. Молчанов А.Г. Пути дальнейшего совершенствования штанговых скважинных насосных установок // Бурение и нефть. – 2014. – № 2. – С. 3–8.
29. Станок-качалка: пат. Рос. Федерация № 2709589, опубл. 10.10.2019. Бюл. № 28.
30. Уразаков К.Р., Молчанова В.А., Тугунов П.М. Метод расчета динамических нагрузок и энергопотребления штанговой установки с системой автоматического уравнивания // Записки Горного института. – 2020. – Т. 246. – С. 640–649.

Поступила 16.05.2022 г.

Прошла рецензирование 21.09.2022 г.

#### Информация об авторах

**Уразаков К.Р.**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры машин и оборудования нефтегазовых промыслов, Уфимский государственный нефтяной технический университет.

**Тугунов П.М.**, ассистент кафедры машины и оборудования нефтегазовых промыслов, Уфимский государственный нефтяной технический университет.



UDC 622.276.53

## METHODOLOGY FOR CALCULATING THE COMBINED SYSTEM FOR BALANCING THE DRIVE OF A ROD INSTALLATION WITH FLUCTUATIONS IN THE DYNAMIC LEVEL

Kamil R. Urazakov<sup>1</sup>,  
urazakk@mail.ru

Pavel M. Tugunov<sup>1</sup>,  
TugunovPM@gmail.com

<sup>1</sup> Ufa State Petroleum Technological University,  
1, Kosmonavtov street, Ufa, 450044, Russia.

**Relevance.** Drive balance is one of the key factors determining the efficiency of well operation by downhole rod pump units. This is of particular importance for stripper wells, which operate at the margin of profitability due to low flow rates and high energy consumption. Transferring them to a periodic mode leads to systemic fluctuations in the dynamic level. A change in the dynamic level causes a change in the loads acting on the rod string and balancer drive. To maintain the balance of the pumping unit under these conditions, it is necessary to adjust the position of the balancing counterweights.

**Objective:** analysis of the automatic balancing system of the pumping unit, including an additional balancing counterweight, with the inclusion of automatic switching, which provides balance control by turning on the auxiliary electric motor; development of a methodology for calculating the parameters of a dynamic balancing system, which makes it possible to carry out calculations of the deflection balancing mechanism.

**Methods:** express method for estimating the parameters of counterweights, taking into account the static components of the loads on the plunger and drive, and detailed method, taking into account the dynamic components of the loads.

**Results.** It is shown that both methods of calculation give acceptable results in terms of providing a minimum torque on the crankshaft to equalize the degree of loading of the shaft and the electric motor during the pumping cycle.

**Conclusions.** It was established that the required (to maintain dynamic balance) weight of the additional balancing counterweight grows to a large extent as the difference in the dynamic level increases during pumping and decreases with the growth in the «stroke length» of the counterweight along the balancer. The shoulder of the crank load with the increase in the weight of the additional balancing counterweight decreases due to decrease in the contribution of the crank component in the combined balancing system.

### Key words:

rod pumping unit, periodic pumping mode, dynamic level, modeling, pumping unit, additional balancing weight, balancing.

The research was financially supported by the RFBR within the scientific project no. 19-38-90135.

### REFERENCES

- Urazakov K.R., Nurgaliyev R.Z., Bikbulatova G.I., Sabanov S.L., Boltneva Yu.A./ Investigation of loads on the drive of rod installations in low-speed mode during the production of high-viscosity oil. *Oil and gas engineering*, 2020, vol. 18, no. 1, pp. 120–129. In Rus.
- Zorgani E., Al-Awadi H., Yan W., Al-Lababid S., Yeung H., Fairhurst C.P. Viscosity effects on sand flow regimes and transport velocity in horizontal pipelines. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2018, vol. 92, pp. 89–96.
- Gabor T. *Sucker-rod pumping handbook: production engineering fundamentals and long-stroke rod pumping*. Houston, Texas, Gulf Professional Publishing, 2015. 585 p.
- Osipov D.V. Instrumentation and automation of the technological process at the well, types, principle of operation, purpose. *Innovations. The science. Education*, 2021, no. 28, pp. 1017–1020. In Rus.
- Bikbulatova G.I., Boltneva G.I., Galeev A.S., Suleymanov R.N., Sabanov S.L. Choice of balance criterion for sucker-rod pumping units. *Gas industry*, 2019, no. 11 (792), pp. 124–128. In Rus.
- Zyuzev A.M., Bubnov M.V. Diagnosis of the balance of a sucker-rod pumping unit according to the wattmeter diagram. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2019, vol. 330, no. 4, pp. 178–187. In Rus.
- Volokhin E.A., Terentiev A.N., Volokhin A.V. Improvement of the balance drive of a sucker rod pumping unit. *Bulletin of ISTU named after M.T. Kalashnikov*, 2019, vol. 22, no. 3, pp. 19–25. In Rus.
- Bazhin M.V., Muravsky A.K. A brief review of methods for balancing pumping units. *Actual problems of improving the efficiency and safety of operation of mining and oilfield equipment*, 2016, vol. 1, pp. 130–136. In Rus.
- Sabanov S.L. Comparative analysis of balancing criteria for a low-speed sucker rod pumping unit. *Gas industry*, 2019, no.7 (787), pp. 104–109. In Rus.
- Hansen B., Tolbert B., Vernon C., Hedengren J.D. Model predictive automatic control of sucker rod pump system with simulation case study. *Computers and Chemical Engineering*, 2019, vol. 121, pp. 265–284.
- Takacs G., Kis L., Koncz A. The calculation of gearbox torque components on sucker-rod pumping units using dynamometer card data. *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*, 2016, no. 6, pp. 101–110.
- Torgaeva D.S., Sukhorukov M.P., Shurygin Yu.A., Shinyakov Yu.A., Shalyapina N.A. Simulation modeling of a sucker rod pump for oil production. *Reports of TUSUR*, 2019, no. 3, pp. 71–78. In Rus.
- Gabor Takacs, Laszlo Kis. A new model to find optimum counterbalancing of sucker-rod pumping units including a rigorous procedure for gearbox torque calculations. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2021, vol. 205, pp. 1–11.
- Brill J.P., Mukherjee H.K. *Multiphase flow in wells*. Richardson, Texas: SPE, 1999. 164 p.
- Petalas N., Aziz K. A mechanistic model for multiphase flow in pipes. *Petroleum Society of Canada*, 1998, no. 1, pp. 1–22.
- Bakhtizin R.N., Urazakov K.R., Ismagilov S.F., Topolnikov A.S., Davletshin F.F. Dynamic model of a sucker-rod pumping unit for wells with a directed borehole profile. *Scientific works of NIPi «Neftegaz» SOCAR*, 2017, no. 4, pp. 74–82. In Rus. DOI: 10.5510/OGP20170400333.
- Boyuan Zheng, Xianwen Gao, Xiangyu Li. Fault detection for sucker rod pump based on motor power. *Control Engineering Practice*, 2019, vol. 86, pp. 37–47.

18. Yang Y., Peng H., Wen Ch. Sand. Transport and deposition behaviour in subsea pipelines for flow assurance. *Energies*, 2019, vol. 21, no. 12, pp. 1–12.
19. Urazakov K.R., Tugunov P.M., Akhtyamov M.M., Molchanova V.A. Bench modeling of dynamic loads on the drive of rod installations. *Oil and gas engineering*, 2020, no. 2, pp. 131–138. In Rus.
20. Shi H., Holmes J., Diaz L., Durlafsky L.J., Aziz K. Drift-flux parameters for three-phase steady-state flow in wellbores. *SPE Journal*, 2005, vol. 10, no. 2, pp. 130–137.
21. Leporinia M., Terenzi A., Marchetti B., Corvaro F., Polonara F. On the numerical simulation of sand transport in liquid and multiphase pipelines. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2019, vol. 175, pp. 519–535.
22. Guluyev G., Pashayev A., Pashayev F., Rzayev A., Sabziyev E. Building the dynamometer card of sucker rod pump using power consumption of the electric motor of pumping unit. *IV international conference. Problems of cybernetics and informatics*. Baku, Azerbaijan, September 12–14, 2012. Vol. III, pp. 19–21.
23. Yarysh R.F., Garifullina A.R., Garifullin R.I., Yakunin A.N. Studying of the operating modes of the frequency-controlled electric drive of the pumping unit. *News of Higher Educational Institutions. Energy problems*, 2018, no. 11–12, pp. 56–64. In Rus.
24. Sagdatullin A.M. Operating modes regulation of installations of borehole rod pumps equipped with rocking machines. *Bulletin of Almet'yevsk State Oil Institute*, 2015, vol. 13, no. 1, pp. 228–235. In Rus.
25. Akberov Y.S. Analysis of the control method of the pumping unit electric drive. *Mechanical engineering technology*, 2019, no. 10, pp. 36–40. In Rus.
26. Khakimyanov M.I. Specific power consumption in mechanized oil production by sucker-rod pumping units. *Bulletin of the Ufa State Aviation Technical University*, 2014, vol. 18, no. 2 (63), pp. 54–60. In Rus.
27. Galeev A.S., Nurgaliev R.Z., Bikbulatova G.I., Sabanov S.L., Boltneva Y.A. Balance criterion for a low-speed drive of a down-hole rod pumping unit to improve the reliability of the gearbox. *Oil and gas engineering*, 2019, vol. 17, no. 6, pp. 96–101. In Rus.
28. Brunman V.E., Vataev A.S., Volkov A.N., Volkov E.A., Petkova A.P., Kochanzhi F.I., Plotnikov D.G. Methods for improving the energy efficiency of oil production with sucker-rod pumps in the development of low-rate fields in the cluster method. *Bulletin of mechanical engineering*, 2017, no. 2, pp. 33–37. In Rus.
29. Urazakov K.R., Molchanova V.A., Tugunov P.M., Baryshnikov Yu.N., Alimetov Sh.A. *Stanok-kachalka* [Pumping unit]. Patent RF no. 2709589, 2019.
30. Urazakov K.R., Molchanova V.A., Tugunov P.M. Method for calculating dynamic loads and energy consumption of a rod installation with an automatic balancing system. *Notes of Mining Institute*, 2020, vol. 246, pp. 640–649. In Rus.

Received: 16 May 2022.  
Reviewed 21 September 2022.

#### Information about the authors

**Kamil R. Urazakov**, Dr. Sc., professor, Ufa State Petroleum Technological University.  
**Pavel M. Tugunov**, assistant, Ufa State Petroleum Technological University.