ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ НА СИЛУ ТРЕНИЯ В ПЛУНЖЕРНОЙ ПАРЕ ШТАНГОВОГО СКВАЖИННОГО НАСОСА

INFLUENCE OF TEMPERATURE DEFORMATIONS ON THE FRICTION FORCE IN A PLUNGER PAIR OF A SUCKER ROD PUMP

К. Р. Уразакوف

Kamil R. Urazakov

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

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

Р. В. Усманов

Ruslan V. Usmanov

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

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

Б. М. Латыпов

Bulat M. Latupov

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

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, 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

Статья содержит результаты аналитического и экспериментального исследования влияния температурных деформаций на силу трения в плунжерной паре штангового скважинного насоса. Показано, что одной из причин обрывов штанг в нижней части колонны являются силы, сосредоточенные в насосе, в частности сила сопротивления между плунжером и цилиндром, которые при движении вниз вызывают сжатие, изгиб и разрушение нижних штанг. Кроме того, эти силы, противодействуя движению плунжера, уменьшают длину его хода, степень наполнения и подачу насоса. Сила сопротивления между плунжером и цилиндром оказывает значительное влияние на интенсивность износа плунжерной пары и на срок службы насоса. Она является одним из основных критериев качества изготовления плунжерной пары.

Рассмотрены основные факторы, влияющие на силу трения в плунжерной паре, а именно: конструктивные параметры насоса, физико-химические свойства откачиваемой жидкости, режимные параметры работы насоса, геолого-технические условия работы насоса.

Рассмотрен тепловой режим работы штангового скважинного насоса, обусловленный высокой пластовой температурой нефти, выделением тепла в самом насосе, разогревом откачиваемой жидкости насосом, расположенным ниже в компоновке одновременно-раздельной добычи нефти.

Получена аналитическая зависимость влияния температуры на силы трения в плунжерной паре штангового насоса (на основе существующих результатов экспериментальных исследований).

Для оценки влияния роста температуры на силы трения в плунжерной паре был разработан лабораторный стенд, содержащий механизм возвратно-поступательного движения плунжера в цилиндре насоса, в котором полированный шток возвратно-поступательного

Ключевые слова

штанговый насос; плунжерная
пара; сила трения;
температурные деформации;
добыча нефти

механизма снабжен тензодатчиком и динамографом, регистрирующим нагрузку в течение всего цикла работы плунжерной пары. Результаты проведенных экспериментов показывают, что при движении плунжера в цилиндре, плунжер нагревается в большей степени, чем цилиндр, что приводит к уменьшению кольцевого зазора плунжерной пары и росту сил трения. Этот фактор необходимо учитывать при подборе типоразмера штангового насоса.

The article considers the results of an analytical and experimental study of the influence of temperature deformations on the friction force in a plunger pair of a sucker rod pump. It is shown that one of the causes of rod breaks in the lower part of the column is the forces concentrated in the pump, in particular, the resistance force between the plunger and the cylinder, which when pressed down causes compression, bending and destruction of the lower rods. In addition, these forces, counteracting the movement of the plunger, reduce its stroke length, degree of filling, and pump performance. The resistance between the plunger and the cylinder has a significant effect on the wear rate of the plunger pair and on the pump life. It is one of the main criteria for the quality of manufacturing a plunger pair.

The main factors affecting the friction force in the plunger pair, i.e. design parameters of the pump, physicochemical properties of the pumped liquid, operating parameters of the pump, geological and technical conditions of the pump are considered.

The thermal operation mode of the sucker rod pump due to the high reservoir temperature of the oil, heat generation in the pump itself, heating of the pumped liquid by the pump located below in the layout of simultaneous-separate oil production is considered.

An analytical dependence of the influence of temperature on the friction force in a plunger pair of a rod pump based on existing experimental results has been obtained.

To assess the effect of temperature increase on the friction forces in the plunger pair, a laboratory bench was developed containing the mechanism of reciprocating movement of the plunger in the pump cylinder, in which the polished rod of the reciprocating mechanism is equipped with a strain gauge and a dynamograph recording the load during the entire cycle of the plunger pair. The results of the experiments show that when the plunger moves in the cylinder, the plunger heats up to a greater extent than the cylinder, which leads to a decrease in the annular gap of the plunger pair and an increase in friction forces.

Введение

Одной из причин обрывов штанг в нижней части колонны являются силы, сосредоточенные в насосе, в частности сила сопротивления между плунжером и цилиндром, которые при движении вниз вызывают сжатие, изгиб и разрушение нижних штанг.

Эти силы, противодействуя движению плунжера, уменьшают длину его хода, степень заполнения и подачу насоса. Сила сопротивления между плунжером и цилиндром оказывает значительное влияние на интенсивность износа плунжерной пары и на срок службы насоса. Она является одним из основных критериев качества изготовления плунжерной пары.

Факторы, влияющие в той или иной степени на силу трения в плунжерной паре, можно разделить на [1–3]:

— конструктивные параметры насоса (диаметр и длина плунжера, величина кольцевого зазора, соосность и цилиндричность сопрягаемых поверхностей, материалы плунжера и цилиндра);

— физико-химические свойства откачиваемой жидкости (вязкость, сжимаемость, содержание газа);

— режимные параметры работы насоса (скорость движения плунжера в цилиндре и длина хода);

— геолого-технические условия работы насоса (температура жидкости на входе в насос, динамический уровень, содержание химических примесей).

Одним из основных параметров, влияющих на силу трения, является температура откачиваемой жидкости. Это связано с тем, что рост температуры влияет на вязкость откачи-

Key words

sucker rod pump; plunger pair;
friction force;
temperature deformation;
oil production

ваемой жидкости (условия смазки плунжерной пары) и на изменение геометрии плунжерной пары (зазора). При этом высокая температура в насосе может быть обусловлена:

- высокой пластовой температурой нефти;
- выделением тепла в самом насосе;
- разогревом откачиваемой жидкости насосом, расположенным ниже в компоновке одновременно-раздельной добычи нефти.

Работа глубинного штангового насоса в скважине всегда сопровождается превращением части механической энергии в тепловую, выделение тепла в насосе происходит за счет работы сил внутреннего трения между слоями жидкости, перетекающей через зазоры в узлах насоса, при сжатии газа, поступающего в насос, а также за счет сил полусухого и сухого трения поверхностей плунжера и цилиндра [4–6].

Нагрев плунжера и цилиндра влияет на изменение зазора между ними. Если коэффициент температурного расширения плунжера выше, чем у цилиндра, то зазор плунжерной пары при равномерном нагреве уменьшится, в противном случае — увеличится. Однако при работе плунжерной пары штангового насоса нагрев поверхностей неравномерен. Плунжер находится в постоянном контакте с цилиндром, поверхность которого нагревается

только на участках в момент контакта с плунжером, кроме того жидкость затрубного пространства отводит часть тепла от поверхности цилиндра [7]. Нагрев поверхности плунжера при ходе вверх происходит за счет гидравлических сопротивлений от утечек жидкости [8–10], а также за счет сил трения между плунжером и цилиндром. При ходе вниз нагрев происходит за счет сил трения между плунжером и цилиндром. В то же время наружная поверхность цилиндра все время отдает тепло в окружающую среду. Таким образом создаются условия для уменьшения зазора плунжерной пары и роста сил трения, что приводит к повышенным нагрузкам на шток штангового насоса. Кроме того, необходимо учитывать силу изменения силы трения в алгоритмах построения теоретической динамограммы штангового насоса [11].

Описание лабораторного стенда

1) Для оценки влияния теплового режима плунжерной пары на силы трения разработан лабораторный стенд (рисунок 1), содержащий модель штангового насоса, шток, связывающий плунжер с кривошипно-шатунным механизмом и снабжённый тензодатчиком, регистрирующим нагрузку на привод. Комплектация стенда представлена в таблице 1.

Н — насос подпорный (отключен при исследовании сил трения); КВБ — командно-вычислительный блок; М2 — привод плунжера; Т — термометр; Е — электронагреватель

Рисунок 1. Стенд для испытания плунжерных пар

Таблица 1. Комплектность стенда

№ п/п	Наименование
1	Мотор-редуктор 1 МПз
2	Интеллектуальный тензодатчик ZET 7010-Tensometer-485
3	Контроллер TRIM5-3012-65-0
4	Преобразователь частоты ПЧВ103-2К2-А
5	Датчик тензометрический С2Н-1, С3
6	Частотный преобразователь ATV HU15M2
7	Датчик температуры

Анализ результатов

На стенде проведен ряд лабораторных экспериментов для оценки влияния теплового режима штангового насоса на величину сил граничного трения в плунжерной паре. При этом в качестве варьируемых параметров рассмотрены: температура плунжерной пары (изменение температуры достигалось за счет внешнего источника нагрева (теплового генератора), а также фрикционного нагрева плунжера и цилиндра в процессе взаимного перемещения, обусловленного силами трения); варьировался тип жидкости в плунжерной паре (в качестве смазочного материала в зазоре плунжерной пары использовались гидравлическое масло ВМГЗ (аналог нефти) и вода, а также исследованы закономерности трения для сухой плунжерной пары при отсутствии смазки — моделирующей работу насоса со снижением динамического уровня ниже приема насоса).

Характер изменения силы трения в плунжерной паре при изменении температуры определяется рядом факторов. С одной стороны, рост температуры влияет на изменение зазора в плунжерной паре. При повышении температуры вследствие термического расширения закономерно возрастает диаметр плунжера и, как показано выше, это приводит к

снижению кольцевого зазора и увеличению силы трения в плунжерной паре. С другой стороны, с ростом температуры снижается вязкость смазывающей жидкости в плунжерной паре, что в особенности значимо при откачке низкообводненной нефти. Снижение вязкости также может привести к росту силы трения в плунжерной паре. При откачке высокообводненной нефти, для которой влияние температуры на вязкость не столь значительно, преобладающим фактором является изменение зазора плунжерной пары, обуславливающее уменьшение зазора в плунжерной паре и рост силы граничного трения с повышением температуры.

На первом этапе исследовалась работа штангового насоса для сухой плунжерной пары и при наличии воды в качестве смазывающей жидкости. Этот случай позволяет исследовать закономерности трения в плунжерной паре, обусловленные изменением ее зазора. На рисунке 2 показаны графики изменения усилия на тензодатчике во времени при 14 °С и 29 °С соответственно. Графики показывают, что максимальная нагрузка трения увеличивается с повышением температуры. Причиной роста нагрузок является увеличение диаметра плунжера и снижение зазора плунжерной пары.

Рисунок 2. Изменение нагрузки в тензодатчике во времени при температуре плунжерной пары 14 °С (сплошная линия) и 29 °С (штриховая линия)

Материал основы плунжера — сталь 17ГС (коэффициент линейного температурного расширения $12,2 \cdot 10^{-6}$), а цилиндра — 38Х2МЮА (коэффициент линейного температурного расширения $11,3 \cdot 10^{-6}$). При нагреве на 22° плунжер должен увеличиться на 12 мкм, при нагреве на 45° плунжер должен увеличиться уже на 25 мкм, что изменяет группу посадки на 1 позицию вниз (при неизменном размере цилиндра).

На графике (рисунок 3) показана фактическая динамика роста внешнего диаметра плунжера в процессе его теплового расширения. Из графика видно, что с увеличением температуры рост диаметра плунжера (точки) происходит практически по линейному закону, причем модельная кривая (штриховая линия) позволяет с высокой степенью точности прогнозировать изменение диаметра плунжера в зависимости от теплового режима насоса.

Рисунок 3. Изменение внешнего диаметра плунжера в процессе нагрева (точки — фактические данные, штриховая линия — модель линейного теплового расширения)

Температурная деформация цилиндра насоса оказалась гораздо меньше, чем у плунжера, и составила порядка 0,01 мм. Это обусловлено также и тем, что цилиндр жестко закреплен стяжками, в то время как плунжер нагревается и расширяется. В среднем необходимое усилие для перемещения плунжера увеличивается на 14 %.

Известны зависимости для расчета силы трения в плунжерной паре, учитывающие диаметр насоса и величину зазора в плунжерной паре, предложенные В.И Сердюком на основе экспериментальных исследований [12].

При смазке плунжерной пары водой:

$$F_{mp} = 1,84 \frac{D}{\delta} - 137, \quad (1)$$

где D — диаметр плунжера;
 δ — зазор плунжерной пары.

При смазке плунжерной пары трансформаторным маслом:

$$F_{mp} = 1,65 \frac{D}{\delta} - 127. \quad (2)$$

По графику зависимости силы трения от величины зазора между плунжером и цилин-

дром при диаметре плунжера 44 мм (рисунок 4) [13], можно увидеть изменение силы трения при уменьшении зазора. Например, для первой группы посадки уменьшение зазора на 12 мкм может увеличить силу трения до 30 %.

Для сухой плунжерной пары получено, что с качественной точки зрения зависимость силы трения в плунжерной паре от кольцевого зазора и диаметра плунжера согласуется с формулами (1) и (2), но количественно вводится поправка

$$F_{mp} = \frac{1}{k} \left(1,84 \frac{D}{\delta} - 137 \right), \quad (3)$$

причем коэффициент k для плунжерной пары без смазки принимает значение 2,5. Для случая смазки плунжерной пары водой коэффициент k составляет порядка 3,0–3,2. Снижение фактической силы трения по сравнению со значениями, прогнозируемыми по формулам Сердюка, можно объяснить следующими причинами: во-первых, совершенствованием технологии обработки поверхностей плунжера и цилиндра, во-вторых, переходом на изготовление безвтулочных цилиндров насоса.

Рисунок 4. Зависимость силы трения при различных смазках от величины зазора между плунжером и цилиндром при диаметре плунжера 44 мм

На графиках (рисунок 5) показано сравнение фактических данных изменения силы трения в плунжерной паре при изменении зазора в плунжерной паре и расчетных величин, полученных по формуле (3). Видно, что в целом расчет по формуле (3) показывает хорошее согласие с фактическими данными, в связи с чем (3) используется как базовая зависимость прогнозирования силы трения в плунжерной паре как функции диаметра кольцевого зазора, а учет теплового режима насоса заключается в дополнении зависимости (1) функцией зазора от температуры, которая, в свою очередь, рассчитывается согласно модели линейного расширения. В результате, выразив зазор плунжерной пары через зависимость от температуры (через линейный коэффициент тем-

пературного расширения) и подставив в уравнение (3), получим уравнение, позволяющее оценить рост сил трения в плунжерной паре за счет разницы температуры плунжера и цилиндра:

$$F_{mp} = \frac{1}{k} \left(1,84 \frac{D_u}{\delta_0 + D_u \alpha_u (T_u - T_n) - D_{nl} \alpha_{nl} (T_{nl} - T_n)} - 137 \right), \quad (4)$$

где δ_0 — начальный зазор;

T_n — начальная температура;

T_u, T_{nl} — температуры стенки цилиндра и плунжера соответственно;

α_u, α_{nl} — линейные коэффициенты температурного расширения материала цилиндра и плунжера соответственно;

D_u — диаметр цилиндра;

D_{nl} — диаметр плунжера.

Рисунок 5. Изменение силы граничного трения при снижении зазора в плунжерной паре в процессе нагрева (сплошная линия — фактические данные, штриховая — расчет по формуле (3))

Для оценки силы трения в плунжерной паре при использовании в качестве смазочной жидкости масла ВГМЗ, вязкость которого существенно образом зависит от температуры, используется решение уравнений Навье-Стокса, описывающее одномерное движение вязкой жидкости в кольцевом зазоре между плунжером и цилиндром штангового насоса с учетом термического расширения плунжера и цилиндра насоса, а также влияния температуры на вязкость масла [14].

$$F_{mp} = \mu P \left. \frac{du}{dr} \right|_{r=R_1} = \frac{\pi R_1^2}{2} \frac{dp}{dz} + \left(V + \frac{R_2^2 - R_1^2}{4\mu} \frac{dp}{dz} \right) \ln(R_1/R_2);$$

$$\frac{dp}{dz} = \frac{4\mu V (R_1^2 - R_2^2 - 2R_1^2 \ln(R_1/R_2))}{(R_2^2 - R_1^2)(R_1^2 - R_2^2 - 2R_1^2 \ln(R_1/R_2)) - (R_2^2 - R_1^2)^2};$$

$$\mu = \mu(T);$$

$$R_1 = R_1(T);$$

$$R_2 = R_2(T).$$
(5)

а)

сплошная линия — фактические данные; штриховая линия — теоретическая оценка; точки (рисунок 6, б) — модельная нагрузка при постоянной вязкости жидкости

Рисунок 6. Изменение нагрузки трения в плунжерной паре во времени при температуре плунжерной пары 22 °C (а) и 28 °C (б)

В процессе температурного расширения зазор в плунжерной паре уменьшался с 0,08 до 0,04 мм (диаметр плунжера увеличился на 0,04 мм, диаметр цилиндра увеличился на 0,01 мм), причем максимальная нагрузка трения при этом практически не возросла, поскольку, несмотря на снижение зазора в плунжерной паре, вязкость масла при увеличении температуры снизилась. Если бы вязкость масла не зависела от температуры, максимальная нагрузка трения возросла бы практически на 37 %, с 66 до 91 Н (рисунок 6, б). Из графиков видно также, что оценка сил трения в плунжерной паре по зависимостям (5), описывающим гидродинамическую составляющую трения в плунжерной паре, хорошо со-

где R_1, R_2 — внешний радиус плунжера и внутренний радиус цилиндра соответственно;

μ — вязкость жидкости;

r — радиальная координата;

z — вертикальная координата, направлена вверх;

$\frac{dp}{dz}$ — градиент давления, обусловленный гидродинамическим трением жидкости;

V — переменная скорость движения плунжера;

P — периметр плунжера.

На рисунке 6 представлены графики изменения нагрузки трения в плунжерной паре во времени при различной температуре, для масляной смазочной жидкости.

б)

гласуется с фактическими результатами, причем величина сил трения на порядок ниже прогнозных значений, полученных, в частности, по формуле Сердюка (2). Как уже было отмечено, это связано с высоким качеством обработки поверхностей плунжерной пары (в экспериментах использовался совершенно новый насос), обеспечением вертикального концентричного расположения плунжера в цилиндре, благодаря чему в стендовых условиях между поверхностями плунжера и цилиндра образовалась устойчивая смазывающая пленка из масла. В промышленных условиях, в особенности при осложненных условиях эксплуатации, силы граничного трения в плунжерной паре могут существенно возрастать.

В процессе эксплуатации штангового насоса одновременно происходят нагрев (от механического и гидравлического трения) и охлаждение (откачиваемой жидкостью и в окружающую среду) деталей плунжерной пары пропорционально площади поверхностей плунжера и цилиндра. При наличии газа происходит выделение тепла за счет сжатия газа, поступившего в насос.

Выделение тепла за счет силы сопротивления определяется зависимостью [12]:

$$H_1 = \left(0,024 \frac{D}{\delta} - 3,8 \right) \cdot S \cdot n, \quad (6)$$

где S — длина хода плунжера;

n — число качаний в минуту.

Выделение тепла за счет утечек в плунжерной паре определяется зависимостью [12]:

$$H_2 = 1,7 \frac{D \cdot \delta^3 \cdot \Delta P}{\nu \cdot l \cdot \rho}, \quad (7)$$

где ΔP — перепад давления на плунжер;

ν — кинематическая вязкость жидкости;

l — длина плунжера;

ρ — плотность жидкости.

Отвод тепла жидкостью, откачиваемой насосом, определяется зависимостью [12]:

$$h_1 = c \cdot \rho \cdot (T_u - T_n), \quad (8)$$

где c — удельная теплоемкость жидкости;

T — текущая температура в насосе;

T_H — начальная температура насоса (температура горной породы на глубине подвески насоса).

Отвод тепла от цилиндра насоса горной породой можно оценить как теплопередачу в окружающую среду через многослойную стенку:

$$h_2 = \pi \cdot k_1 \cdot l_u \cdot (T_u - T_n), \quad (9)$$

где k_1 — линейный коэффициент теплопередачи через многослойные цилиндрические стенки;

l_u — длина цилиндра.

Отвод тепла от плунжера насоса к цилиндру насоса породой можно также оценить через теплопередачу:

$$h_2 = \pi \cdot k_2 \cdot l_{nl} \cdot (T_{nl} - T_u), \quad (10)$$

где k_2 — линейный коэффициент теплопередачи через стенку плунжера;

l_{nl} — длина плунжера.

Решая систему уравнений, можно определить разницу температур плунжера и цилиндра. Согласно проведенным расчетам, температура плунжера может быть на 10 °С выше, чем температура цилиндра. Результаты серии расчетов, выполненных по формуле (8), показали, что в процессе эксплуатации возможно увеличение сил трения более чем на 10–15 % (рисунок 7, оценка выполнена по формуле Сердюка для масла).

Рисунок 7. Зависимость силы трения от нагрева плунжера

Выводы

1) При выборе зазора плунжерной пары штангового насоса необходимо учитывать нагрев плунжера и цилиндра.

2) На основе эмпирической зависимости силы трения от диаметра и зазора плунжерной пары получена зависимость для оценки влия-

ния температурного расширения на силу трения в плунжерной паре.

3) Показано, что в процессе эксплуатации штангового насоса возможно увеличение сил граничного трения в плунжерной паре более чем на 10–15 %, обусловленное различием установившейся температуры плунжера насоса и цилиндра на величину до 10 °С.

СПИСОК ИСПОЛЪЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Пат. 2159867 РФ, МПК F 04 B 51/00. Установка для испытания скважинных штанговых и винтовых насосов / К.Р. Уразаков, Н.С. Габдрахманов, М.Д. Валеев, М.М. Ахтямов, Т.С. Галиуллин, Ю.Х. Кутлугаров, И.А. Маков. 99105651/06, Заявлено 15.03.1999; Опубл. 27.11.2000. Бюл. 33.
2. Уразаков К.Р., Латыпов Б.М., Исмагилов Р.Р. Экспериментальные исследования коэффициента трения элементов штанговой колонны винтовых насосных установок // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». 2015. № 3. С. 256-270. URL: http://ogbus.ru/files/ogbus/issues/3_2015/ogbus_3_2015_p256-270_UrazakovKR_ru.pdf (дата обращения: 05.05.2020).
3. Гилаев Г.Г., Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р. Современные методы насосной добычи нефти. Уфа: Изд-во Восточная печать, 2016. 410 с.
4. Пат. 2172868 РФ, МПК F 04 B 51/00. Стенд для испытаний винтовых насосов / К.Р. Уразаков, А.Ф. Закиров, Ю.Х. Кутлугаров, У.М. Абуталипов, А.М. Муталов, А.М. Валеев. 2000103701/06, Заявлено 15.02.2000; Опубл. 27.08.2001. Бюл. 24.
5. Уразаков К.Р., Жулаев В.П., Латыпов Б.М., Булюкова Ф.З., Молчанова Б.А., Белозеров В.В. Оборудование для насосной эксплуатации скважин с направленным профилем ствола. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2018. 354 с.
6. Уразаков К.Р. Проблемы эксплуатации механизированного фонда скважин Западной Сибири и пути их решения // Нефтяное хозяйство. 1996. № 4. С. 72–74.
7. Уразаков К.Р., Тимашев Э.О. Новый метод количественной оценки причин и факторов, вызывающих осложнения в работе внутрискважинного штангово-насосного оборудования // Современные проблемы нефтегазового оборудования: сб. тр. междунар. науч.-техн. конф. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2019. С. 31–38.
8. 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.
9. Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Латыпов Б.М., Ишмухаметов Б.Х., Нарбутовских А.Ю. Влияние формы регулярного микрорельефа поверхности плунжера на утечки в штанговом скважинном насосе // Нефтяное хозяйство. 2017. № 4. С. 113–116. DOI: 10.24887/0028-2448-2017-4-113-116.
10. Уразаков К.Р., Латыпов Б.М., Ишмухаметов Б.Х. Экспериментальные исследования влияния конфигурации регулярного микрорельефа поверхности плунжера на подачу штангового насоса // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2018. № 3. С. 23–25.
11. Уразаков К.Р., Латыпов Б.М., Комков А.Г., Давлетшин Ф.Ф. Расчет теоретической диаграммы дифференциального штангового насоса при добыче высоковязкой нефти // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2017. № 4. С. 41–47.
12. Сердюк В.И. Исследование температурного режима штангового насоса в условиях скважин // Тр. ВолгоградНИПИнефть. 1974. Вып. 22. С. 67–71.
13. Ямалиев В.У., Ишемгузин И.Е., Латыпов Б.М. Оценка силы трения плунжера о цилиндр штангового скважинного насоса при проектировании колонны

штанг // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2017. Т. 19. № 1. С. 70–75.

14. Уразаков К.Р., Алексеев Ю.А., Галиуллин Т.С., Галиуллин М.Ф. Исследование эффективной вязкости водонефтяных эмульсий в зазоре плунжерной пары штангового насоса // Нефтяное хозяйство. 2002. № 10. С. 34–35.

REFERENCES

1. Urazakov K.R., Gabdrakhmanov N.S., 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].
2. Urazakov K.R., Latypov B.M., Ismagilov R.R. *Eksperimental'nye issledovaniya koeffitsienta treniya elementov shtangovoi kolonny vintovykh nasosnykh ustanovok* [Experimental Studies of the Friction Coefficient for the Elements of the Progressing Cavity Pumps]. *Elektronnyi nauchnyi zhurnal «Neftegazovoe delo» — Electronic Scientific Journal «Oil and Gas Business»*, 2015, No. 3, pp. 256-270. URL: http://ogbus.ru/files/ogbus/issues/3_2015/ogbus_3_2015_p256-270_UrazakovKR_ru.pdf (accessed 05.05.2020). [in Russian].
3. 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. 410 p. [in Russian].
4. Urazakov K.R., Zakirov A.F., Kutluyarov Yu.Kh., Abutalipov U.M., Mutalov A.M., Valeev A.M. *Stend dlya ispytaniya vintovykh nasosov* [Test Stand for Screw Pumps]. Patent RF, No. 2172868, 2001. [in Russian].
5. Urazakov K.R., Zhulaev V.P., Latypov B.M., Bulyukova F.Z., Molchanova B.A., Belozеров V.V. *Oborudovanie dlya nasosnoi ekspluatatsii skvazhin s napravlenym profilem stvola* [Equipment for Pumping Wells with Directional Wellbore Profile]. Ufa, UGNTU Publ., 2018. 354 p. [in Russian].
6. Urazakov K.R. *Problemy ekspluatatsii mekhanizirovannogo fonda skvazhin Zapadnoi Sibiri i puti ikh resheniya* [Problems of Operating a Mechanized Well Stock in Western Siberia and Ways to Solve Them]. *Neftyanoe khozyaistvo — Oil Industry*, 1996, No. 4, pp. 72–74. [in Russian].
7. Urazakov K.R., Timashev E.O. *Novyi metod kolichestvennoi otsenki prichin i faktorov, vyzvayushchikh oslozhneniya v rabote vnutriskvazhinного shtangovo-nasosного oborudovaniya* [A New Method of Quantification of Reasons and Factors that Cause Complications in the Sucker Rod Downhole-Pumping Equipment]. *Sbornik trudov mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii «Sovremennye problemy neftegazovogo oborudovaniya»* [Proceedings of the International Scientific and Technical Conference «Modern Problems of Oil and Gas Equipment»]. Ufa, UGNTU Publ., 2019, pp. 31–38. [in Russian].
8. Bakhtizin R.N., Urazakov K.R., Latypov B.M., Ishmukhametov B.Kh. *Uteчки 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].

9. Bakhtizin R.N., Urazakov K.R., Latypov B.M., Ishmukhametov B.Kh., Narbutovskikh A.Yu. Vliyanie formy regul'yarnogo mikrorel'efa poverkhnosti plunzhera na utechki v shtangovom skvazhinnom nasose [The Influence of Regular Microrelief Forms on Fluid Leakage Through Plunger Pair of Sucker Rod Pump]. *Neftyanoe khozyaistvo — Oil Industry*, 2017, No. 4, pp. 113–116. DOI: 10.24887/0028-2448-2017-4-113-116. [in Russian].

10. Urazakov K.R., Latypov B.M., Ishmukhametov B.Kh. Eksperimental'nye issledovaniya vliyaniya konfiguratsii regul'yarnogo mikrorel'efa poverkhnosti plunzhera na podachu shtangovogo nasosa [Experimental Studies of the Effect of the Configuration of a Regular Microrelief of the Surface of the Plunger on the Sucker Rod Feed]. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie — Chemical and Petroleum Engineering*, 2018, No. 3, pp. 23–25. [in Russian].

11. Urazakov K.R., Latypov B.M., Komkov A.G., Davletshin F.F. Raschet teoreticheskoi dinamogrammy differentsial'nogo shtangovogo nasosa pri dobyche vysokovyazkoi nefti [Calculation of the Theoretical Dynamometer Card of a Differential Sucker-Rod Pump when Producing

High-Viscous Oil]. *Oborudovanie i tekhnologii dlya neftegazovogo kompleksa — Equipment and Technologies for Oil and Gas Complex*, 2017, No. 4, pp. 41–47. [in Russian].

12. Serdyuk V.I. Issledovanie temperaturnogo rezhima shtangovogo nasosa v usloviyakh skvazhin [The Study of the Temperature Regime of a Sucker Rod Pump in a Well]. *Trudy VolgogradNIPIneft' — Proceedings of Volgograd-NIPIneft*, 1974, Issue 22, pp. 67–71. [in Russian].

13. Yamaliev V.U., Ishemguzhin I.E., Latypov B.M. Otsenka sily treniya plunzhera o tsilindr shtangovogo skvazhinного nasosa pri proektirovanii kolonny shtang [Friction Assessment Plunger to Barrel of Sucker Rod Pump in Design Rod String]. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk — Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, 2017, Vol. 19, No. 1, pp. 70–75. [in Russian].

14. Urazakov K.R., Alekseev Yu.A., Galiullin T.S., Galiullin M.F. Issledovanie effektivnoi vyazkosti vodoneftyanykh emul'sii v zazore plunzhernoi pary shtangovogo nasosa [Study of the Effective Viscosity of Oil-Water Emulsions in the Clearance of a Plunger Pair of a Sucker Rod Pump]. *Neftyanoe khozyaistvo — Oil Industry*, 2002, No. 10, pp. 34–35. [in Russian].

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ ABOUT THE AUTHORS

Уразакوف Камил Рахматуллович, д-р техн. 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

email: urazakk@mail.ru

Латыпов Булат Маратович, канд. техн. наук, доцент кафедры «Машины и оборудование нефтегазовых промыслов», УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Bulat M. Latupov, Candidate of Engineering Sciences, Assistant Professor of Oil and Gas Field Machinery and Equipment Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

email: bulatti@hotmail.com

Усманов Руслан Валерьевич, аспирант кафедры «Технологические машины и оборудование», УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Ruslan V. Usmanov, Postgraduate Student of Oil and Gas Field Machinery and Equipment Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

email: usmanovrv@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

email: paveltugunov@gmail.com