

УДК 622.276.53

К.Р. Уразаков¹, e-mail: urazakk@mail.ru; Б.М. Латыпов¹, e-mail: bulatti@hotmail.com; А.Г. Комков¹¹ Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уфимский государственный нефтяной технический университет» (Уфа, Россия).

Исследование эффективности дифференциальных штанговых насосов для добычи высоковязкой нефти

Большая часть нефтяных месторождений Российской Федерации находится на поздней стадии эксплуатации, при которой реализуется комплекс технологических и геологических мероприятий для поддержания дебита. Наибольшее распространение получил метод добычи с применением штанговых насосных установок. Однако комплекс проблем, решаемый как при пуске установок в эксплуатацию, так и в процессе их функционирования, требует развития технологии. Это позволит учесть большее количество факторов, влияющих на эксплуатационные характеристики насосных установок, увеличить межремонтный период, а также подобрать оптимальные параметры эксплуатируемого оборудования.

В статье описываются конструкция и принцип действия разработанного дифференциального штангового насоса для добычи высоковязкой нефти из малодебитных скважин. Для оценки эффективности дифференциального штангового насоса создана математическая модель совместного движения колонны насосных штанг и плунжеров в цилиндрах дифференциального скважинного штангового насоса при добыче высоковязкой нефти из малодебитной наклонно-направленной нефтяной скважины. С помощью предложенной модели прогнозируются динамические нагрузки на полированный шток. Приведены расчеты для условий реальной скважины, осуществлено сравнение с промысловыми данными. Расчетные динамограммы дифференциального скважинного штангового насоса сравниваются с динамограммами стандартного скважинного штангового насоса, сделан вывод о большей эффективности применения дифференциальных скважинных штанговых насосов при добыче высоковязкой нефти. Рассмотрено влияние вязкости добываемой продукции из малодебитной скважины на эффективность работы дифференциального и стандартного скважинного штангового насоса, а также на возможные осложнения при их работе.

Ключевые слова: добыча нефти, штанговый насос, насосная штанга, дифференциальный штанговый насос, малодебитная скважина, высоковязкая нефть, математическая модель, динамограмма.

.....

К.Р. Уразаков¹, e-mail: urazakk@mail.ru; Б.М. Латыпов¹, e-mail: bulatti@hotmail.com; А.Г. Комков¹¹ Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Ufa State Petroleum Technical University" (Ufa, Russia).

Research of Efficiency of Differential Rod Pumps for Extraction of High-Viscosity Oil

Most part of oil fields in the Russian Federation are in the late stage of exploitation that necessitates a complex of technological and geological methods to oil production maintenance. When a flowing well is stopped, the extraction of the product with the mechanical ways starts. The most commonly accepted method with application of sucker-rod pumping units. However, the complex problems to be solved in the process of commissioning a pumping units, and in the course of operation, requires the development of technologies that will allow taking into account more factors affecting the performance, increase mean time between repairs, and also correctly pick the parameters of operating equipment. The article consider a description of the design and operation principle of the developed differential sucker rod pump for extracting high-viscosity oil from low-yield wells. A mathematical model of the joint motion of a sucker rods and plungers in cylinders of a differential downhole sucker rod pump for the production of high-viscosity oil from a low-yield directional oil well is presented. Using the proposed model, the behavior of dynamic loads on the polished rod is predicted in the extraction of high-viscosity oil by a differential well rod pump. Calculations are made for the conditions of a real well. The calculated dynamometer card of the differential downhole sucker pump are compared with the dynamometers of a standard downhole sucker rod pump. The calculations are used to explain the effectiveness of the application of differential borehole rod pumps in the production of high viscosity oil in comparison with standard borehole sucker pumps. The influence of the viscosity of the produced product from the low-yield well on the efficiency of the differential and standard borehole rod pump, as well as possible complications in their operation, is shown.

Keywords: oil production, sucker-rod pump, pumping rod, differential rod pump, low-yield well, high viscosity oil, mathematical model, dynamometer card.

Широко распространенный способ добычи высоковязкой нефти с применением установок скважинных штанговых насосов (УСШН) осложнен дополнительной нагрузкой на колонну штанг, вызванной гидродинамическим и граничным трением. При ходе головки балансира вниз колонна штанг в силу встречного движения по отношению к жидкости испытывает гидродинамические сопротивления, способные снизить ее вес вплоть до нулевого значения [1]. При движении штанг вверх нагрузки, возникающие вследствие проявления сил гидродинамического трения, возрастают. Снижение минимальной и рост максимальной нагрузок на штанговую колонну при подъеме высоковязкой нефти из наклонных скважин вызывают увеличение амплитуды напряжений в металле штанг при асимметричном цикле нагружения и приводят к увеличению аварийности колонн. Использование насосов с выносным тяжелым низом позволяет увеличить минимальную нагрузку на колонну, снизить амплитуду нагрузок и избежать опасности «зависания» колонны штанг при движении вниз [2, 3]. Отличительной особенностью работы насоса с выносным утяжелителем колонны штанг является совпадение по знаку направлений движения жидкости и штанг. Поскольку гидродинамическое трение штанг в жидкости определяется градиентом скорости на поверхности штанг, колонна штанг при движении вниз не будет испытывать вязких сопротивлений. Напротив, жидкость, стекая вниз, будет «увлекать» колонну штанг и способствовать ее свободному ходу. Эта особенность насоса выгодно отличает его от стандартных типов насосов [4, 5]. Однако в конструкции потенциально действуют силы, способные при подъеме высоковязкой нефти сместить с посадочного места дифференциальный цилиндр вверх, в результате чего насос потеряет работоспособность. Для удержания цилиндра в рабочем положении предусмотрены тороидальные грузы (рис. 1) [6–8].

ПРИНЦИП РАБОТЫ НАСОСА С ВЫНОСНЫМ УТЯЖЕЛИТЕЛЕМ КОЛОННЫ ШТАНГ

Штанговая насосная установка работает следующим образом. При ходе вверх колонны штанг 2 всасывающий клапан 11 закрывается под действием избыточного давления в полости плунжера большего диаметра 9 вследствие перетекания газожидкостной смеси из полости, образованной цилиндром 3 и расположенными друг над другом плунжерами большего и меньшего диаметров 9 и 5, через отверстия 8 в указанную полость. При этом нагнетательный клапан 7 открывается и газожидкостная смесь движется вверх по ходу колонны штанг 2 со скоростью, обеспечиваемой добываемым объемом нефти. Выполненный в полый верхней части фильтрового груза 12 фильтр 16 очищается, проходя втулку-скребок 15, что сокращает число подземных ремонтов по причине засорения фильтра 16. Тороидальные грузы 4, размещенные в верхней части цилиндра 3 удерживают его, препятствуя страгиванию при ходе колонны штанг 2 вверх. При ходе вниз нагнетательный клапан 7 закрывается из-за снижения давления в полости, образованной цилиндром 3 и расположенными друг над другом плунжерами большего и меньшего диаметров 9 и 5, всасывающий клапан 11 открывается за счет давления на приеме насоса, в плунжер большего диаметра 9 поступает газожидкостная смесь через фильтр 16. Фильтровый груз 12, находящийся вне полости насосно-компрессорных труб 1, облегчает движение плунжеров 5 и 9 и колонны штанг 2 вниз в вязких средах, при этом газожидкостная смесь, находящаяся в насосно-компрессорных трубах 1, всем объемом перемещается вниз по ходу движения колонны штанг 2.

РАСЧЕТ НАГРУЗОК НА ШТАНГОВУЮ КОЛОННУ

В работе [7] была представлена динамическая модель одноосного растяжения-сжатия штанговой колонны.

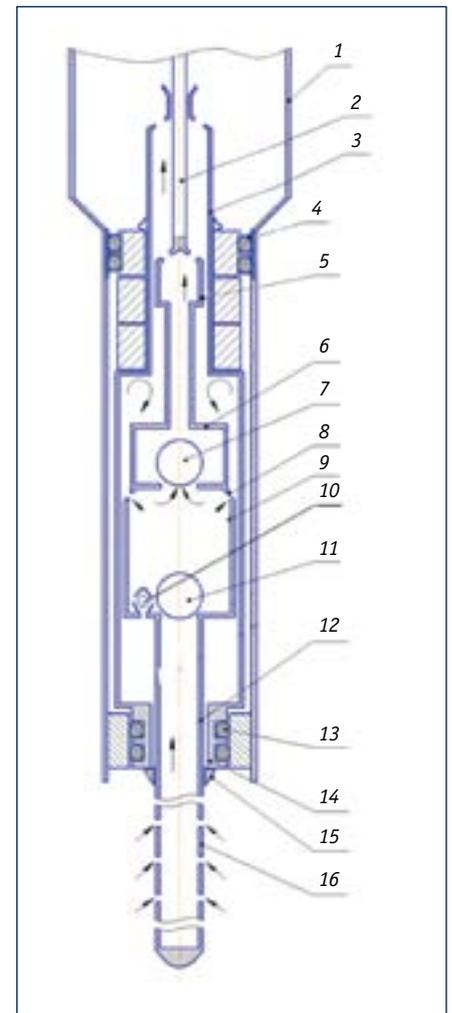


Рис. 1. Схема УШСН-У [8]:

1 – колонна насосно-компрессорных труб; 2 – колонна штанг; 3 – цилиндр; 4 – тороидальные грузы; 5 – плунжер меньшего диаметра; 6 – нагнетательная клапанная коробка; 7 – нагнетательный клапан; 8 – отверстия; 9 – плунжер большего диаметра; 10 – перепускной клапан; 11 – всасывающий клапан; 12 – фильтровый груз; 13 – резиновые кольца; 14 – посадочное место; 15 – втулка-скребок; 16 – фильтр

Fig. 1. Structure of USHSN-U [8]: 1 – tubing string; 2 – rod string; 3 – cylinder; 4 – toroidal goods; 5 – smaller diameter plunger; 6 – injection valve box; 7 – injection valve; 8 – holes; 9 – larger diameter plunger; 10 – relief pump; 11 – sucker valve; 12 – filter weight; 13 – packer rubber; 14 – seat; 15 – scraper plug; 16 – filter

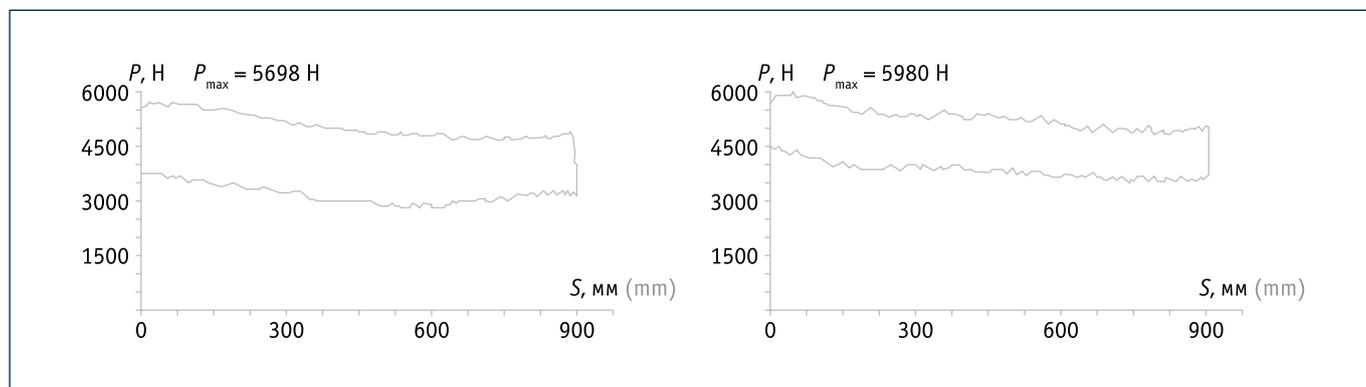
Для цитирования (for citation):

Уразаков К.Р., Латыпов Б.М., Комков А.Г. Исследование эффективности дифференциальных штанговых насосов для добычи высоковязкой нефти // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2018. № 5. С. 34–40.
Urazakov K.R., Latypov B.M., Komkov A.G. Research of Efficiency of Differential Rod Pumps for Extraction of High-Viscosity Oil. Territorija «NEFTEGAS» = Oil and Gas Territory, 2018, No. 5, P. 34–40. (In Russ.)

Таблица 1. Характеристика скважинных условий

Table 1. Description of borehole environments

Исходные данные, размерность Initial data, dimensionality	Значение показателя Index value		
	скв. 13 well No. 13	скв. 18 well No. 18	скв. 41 well No. 41
Длина штанговой колонны, м Rod string length, m	176	192	104/104
Диаметр насосных штанг, мм Sucker-rod diameter, mm	19	19	19/22
Диаметр плунжера насоса, мм Pump plunger diameter, mm	38	27	27
Внутренний диаметр насосно-компрессорной трубы, мм Tubing bore, mm	62	62	62
Зазор между плунжером и цилиндром, мм (если неизвестно, то группа посадки) Plunger-cylinder clearance, mm (if unknown, then slacking-off series)	Fit 2	Fit 2	Fit 2
Длина хода, м Plunger stripping, m	1,1	0,9	1,2
Число качаний в мин Number of pumping/min	6	5,5	4
Длина плунжера, м Plunger length, m	1,295	1,295	1,295
Плотность воды при нормальных условиях, кг/м ³ Water density at standard conditions, kg/m ³	1009	1011	1011
Плотность нефти при нормальных условиях, кг/м ³ Oil density at standard conditions, kg/m ³	911	894	907,4
Плотность газа при нормальных условиях, кг/м ³ Gas density at standard conditions, kg/m ³	0,77	0,77	0,77
Обводненность, % Water cut, %	89	86	65
Вязкость воды при нормальных условиях, мПа·с Oil viscosity at standard conditions, MPa·s	–	–	–
Вязкость нефти при нормальных условиях, мПа·с Oil viscosity at standard conditions, MPa·s	39,6	25,67	30,46
Вязкость обводненной нефти, мПа·с Water-cut oil viscosity, MPa·s	146	98	213
Марка насоса Pump type	25–150 RHAM 10-4-1.5-1.5-HN-SS	20–106 RHAM 10-4-1.5-1.5-HN-SS	20–106 RHAM 10-4-1.5-1.5-HN-SS
Дебит, м ³ /сут Production rate, m ³ /day	2,72	2,31	5,88



а) а)

б) б)

Рис. 2. Динамограммы стандартного (а) и усовершенствованного (б) штанговых насосов на скв. 18

Fig. 2. Dynamometer cards of standard (on top) and advanced (on bottom) sucker-rod pumps in well No. 18



Саммит руководителей нефтегазовой отрасли России и стран СНГ

Нефтепереработка, Газ, Нефтехимия

28-29 ИЮНЯ 2018, СОЧИ,
RADISSON ROZA KHUTOR

ПАРТНЕР



Стремимся
к большему!

ОРГАНИЗАТОР



Euro Petroleum Consultants

КЛЮЧЕВЫЕ ДОКЛАДЧИКИ:



Стремимся
к большему!



СПОНСОРЫ:



Таблица 2. Характеристики эксплуатации дифференциальных штанговых насосов

Table 2. Specifications performance of differential sucker-rod pumps

Исходные данные, размерность Initial data, dimensionality	Значение показателя Index value		
	сква. 13 well No. 13	сква. 18 well No. 18	сква. 41 well No. 41
Длина штанговой колонны, м Rod string length, m	176	192	104/104
Диаметр насосных штанг, мм Sucker-rod diameter, mm	19	19	19/22
Диаметр малого плунжера насоса, мм Small pump plunger diameter, mm	27	27	27
Диаметр большого плунжера насоса, мм Large pump plunger diameter, mm	44	38	38
Внутренний диаметр насосно-компрессорной трубы, мм Tubing bore, mm	62	62	62
Зазор между плунжером и цилиндром, мм (если не известно, то группа посадки) Plunger-cylinder clearance, mm (if unknown, then slacking-off series)	Fit 2	Fit 2	Fit 2
Длина хода, м Plunger stripping, m	1,1	0,9	1,2
Число качаний в мин Number of pumpings/min	6	5,5	4
Длина плунжеров, м Plungers length, m	1,295	1,295	1,295
Дебит, м ³ /сут Production rate, m ³ /day	3,33	3,78	7,84

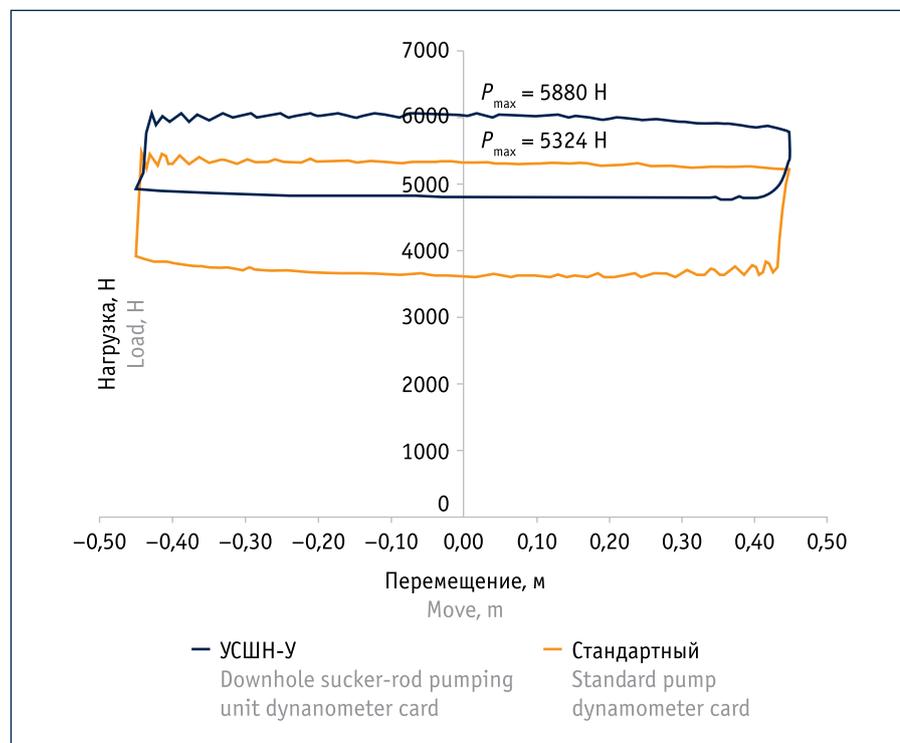


Рис. 3. Динамограммы стандартного и усовершенствованного штанговых насосов по расчетной модели для условий скв. 18

Fig. 3. Dynamometer cards of standard and advanced sucker-rod pumps according to the design model for the environments in well No. 18

В этой модели принято допущение, что штанговая колонна представляет собой длинный стержень одного диаметра. При этом в расчете гидродинамического трения штанг о трубы учитывалось сопротивление, возникающее в муфтах. Все теоретические и эмпирические зависимости, необходимые для определения нагрузок на штанговую колонну, общеприняты в нефтепромысловой практике, поэтому в этой статье приведены только уравнение колебания штанг и возмущающая сила. Уравнение колебания штанг описывается волновым уравнением продольных упругих колебаний стержня:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + F, \quad (1)$$

где t – время, s ; x – координата Лагранжа по длине штанговой колонны, m ; $u(x, t)$ – перемещение фиксированной точки штанговой колонны, m ; F – удельная внешняя сила на единицу массы штанги, объемная или поверхностная, H/kg ; $c = \sqrt{\frac{E}{\rho_s}}$ – скорость распространения упругих деформаций, m/s ; E – модуль Юнга стали, Pa ; ρ_s – плотность стали, kg/m^3 .

Удельная внешняя сила, действующая на штанги, определяется зависимостью:

$$F = \frac{(\rho_s - \rho)}{\rho_s} \cdot g \cdot \cos(\alpha) - \frac{16}{\rho_s (d_t - d_r) \cdot S_r} \times \mu_t \cdot P \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial t} + w \right) - \frac{fN}{\rho_s \cdot S_r}, \quad (2)$$

где ρ – средняя плотность смеси в НКТ, kg/m^3 ; g – ускорение свободного падения, m/s^2 ; α – угол наклона скважины к вертикали, радиан; S_r – площадь поперечного сечения насосной штанги, m^2 ; d_r – диаметр штанги, m ; d_t – внутренний диаметр насосно-компрессорной трубы, m ; μ_t – динамическая вязкость жидкости, $Pa \cdot s$; $w(x, t)$ – скорость движения смеси в насосно-компрессорной трубе, m/s ; f – коэффициент трения штанг о насосно-компрессорную трубу; N – удельная прижимающая сила, H/m .

Все зависимости для определения внешней силы приведены в работе [9]. Для оценки эффективности применения дифференциального штангового насоса для добычи высоковязкой нефти предлагается решить задачу оптимизации.

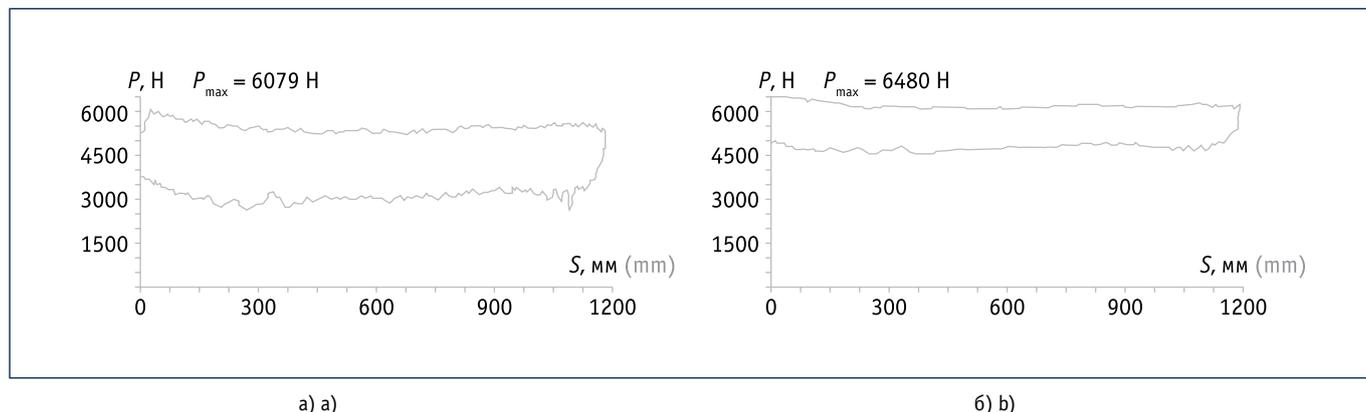


Рис. 4. Динамограммы стандартного (а) и усовершенствованного (б) штанговых насосов скв. 41
 Fig. 4. Dynamometer cards of standard (on top) and advanced (on bottom) sucker-rod pumps in well No. 41

При этом возможна реализация двух сценариев:

- 1) обеспечение минимальных приведенных напряжений в колонне штанг при заданной минимальной подаче насоса;
 - 2) обеспечение максимальной подачи насоса при заданном максимальном значении приведенных напряжений.
- Для сравнения эффективности дифференциального штангового насоса и стандартного штангового насоса необходимо решить задачу оптимизации для двух случаев и выбрать оптимальный вариант.

Для верификации моделей из работы [9] и решения задачи оптимизации были выбраны скважины, в которых были проведены опытные испытания дифференциального штангового насоса.

РЕЗУЛЬТАТЫ ОПЫТНЫХ ИСПЫТАНИЙ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ШТАНГОВОГО НАСОСА

В скв. 13, 18 и 41 были сопоставлены данные по эксплуатации штанговых насосов с утяжеленным низом и дифференциальными штанговыми насосами. В табл. 1 приведены характеристики скважинных условий до испытания дифференциальных штанговых насосов.

Высокая обводненность нефти приводит к значительному увеличению вязкости откачиваемой жидкости, поэтому стандартные штанговые насосы оборудовались утяжеленным низом весом 40–60 кг.

Характеристики испытываемых дифференциальных штанговых насосов представлены в табл. 2.

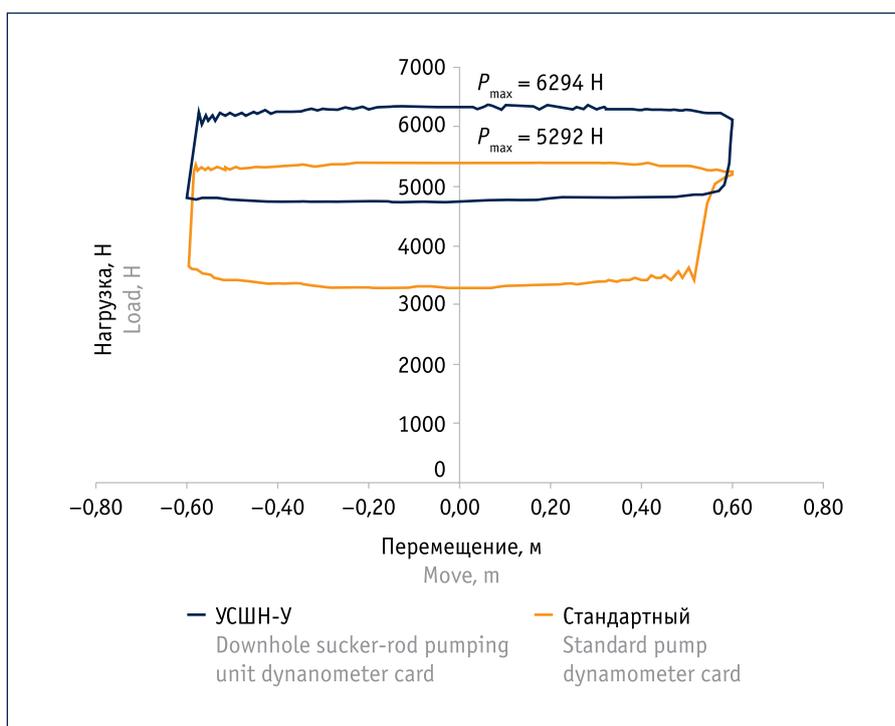


Рис. 5. Динамограммы стандартного и усовершенствованного штанговых насосов по расчетной модели для условий скв. 41
 Fig. 5. Dynamometer cards of standard and advanced sucker-rod pumps according to the design model for the environments in well No. 41

Все скважины показали прирост дебита по нефти. Прирост дебита объясняется меньшим влиянием удлинения колонны штанг на эффективность работы установки.

Динамограммы, полученные в промысловых условиях на скв. 18, представлены на рис. 2–3.

Максимальная нагрузка на колонну практически не изменилась при снижении приведенных напряжений на 8 % – с 13,8 до 12,8 МПа.

Динамограммы со скв. 41 приведены на рис. 4–5.

В скв. 41 приведенные напряжения насосных штанг снизились на 22 %. Существенное снижение приведенных напряжений в сравнении со скв. 18 обусловлено возрастанием сил гидродинамического трения за счет высокой вязкости обводненной нефти (порядка 200 мПа·с) в данной скважине. Сравнение промысловых данных с расчетными приведено в табл. 3.

Таблица 3. Сравнение промысловых и расчетных данных по стандартному и дифференциальному штанговым насосам

Table 3. Comparison of field and design data for standard and differential sucker-rod pumps

Параметр Parameter	Модель насоса Pump model	Скв. 13 Well No. 13		Скв. 18 Well No. 18		Скв. 41 Well No. 41	
		Промысловые данные Field data	Расчетные данные Design data	Промысловые данные Field data	Расчетные данные Design data	Промысловые данные Field data	Расчетные данные Design data
Максимальная нагрузка Peak load	Стандартный Standard	6017	5860	5698	5324	6079	5292
	Дифференциальный Differential	6017	6164	5980	5880	6480	6294
Приведенные напряжения, МПа Reduced stresses, MPa	Стандартный Standard	17,2	16,5	13,8	12,6	11,5	10,5
	Дифференциальный Differential	15,9	15,3	12,8	11,6	9,0	8,2

Расхождение между расчетными и промысловыми значениями приведенных напряжений в насосных штангах составило не более 8 %.

Полученные данные свидетельствуют об удовлетворительной сходимости про-

мысловых и расчетных данных, полученных с помощью математической модели.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана методика оценки эффективности работы штанговых насосных

установок при откатке высоковязкой нефти.

Опытные испытания показали удовлетворительную сходимость разработанных математических моделей с промысловыми данными.

Литература:

1. Уразаков К.Р., Сейтпагамбетов Ж.С., Давлетов М.Ш. Скважинный насос для подъема высоковязких нефтей // Совершенствование технологий добычи, бурения и подготовки нефти. 2000. Вып. 103. С. 57–56.
2. Штанговая насосная установка: пат. 2395718 РФ: МПК F04B47/00 / Уразаков К.Р., Масленников Е.П., Шайхулов А.М.; заявитель и патентообладатель ООО «РН-УфаНИПИнефть»; № 2009125898/06; заявл. 06.07.2009; опубл. 27.07.2010, Бюл. № 21. 3 с.
3. Штанговая насосная установка: пат. 2620183 РФ: МПК F04B47/02 / Уразаков К.Р., Мухин И.А., Бахтизин Р.Н., Комков А.Г.; патентообладатель – ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет»; опубл. 23.05.2017, Бюл. № 15.
4. Уразаков К.Р., Здолник С.Е., Нагуманов М.М. и др. Справочник по добыче нефти. СПб.: Недра, 2012. 672 с.
5. Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Латыпов Б.М. и др. Утечки жидкости в штанговом насосе с регулярным микрорельефом на поверхности плунжера // Нефтегазовое дело: науч.-техн. журн. 2016. Т. 14. № 4. С. 33–39.
6. Уразаков К.Р. Эксплуатация наклонно-направленных скважин. М.: Недра, 1993. 169 с.
7. Уразаков К.Р., Бахтизин Р.Н., Исмагилов С.Ф. и др. Расчет теоретической динамограммы с учетом осложнений в работе скважинного штангового насоса // Нефтяное хозяйство. 2014. № 1. С. 90–93.
8. Штанговая насосная установка: пат. 2565947 РФ: МПК F04B47/02 / Хакимов Т.А., Молчанов В.А., Бахтизин Р.Н. и др.; патентообладатель – ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет»; № 2014147593/06; заявл. 25.11.2014; опубл. 20.10.2015, Бюл. № 29. 3 с.
9. Уразаков К.Р., Латыпов Б.М., Комков А.Г. и др. Расчет теоретической динамограммы дифференциального штангового насоса при добыче высоковязкой нефти // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2017. № 4. С. 41–47.

References:

1. Urazakov K.R., Seitpagambetov Zh.S., Davletov M.Sh. Downhole Pump to Lift High Viscous Oils. Sovershenstvovaniye tekhnologiy dobychi, bureniya i podgotovki nefiti = Development of Production, Drilling, and Oil Treatment Technologies, 2000, Issue. 103, P. 57–56. (In Russian)
2. Sucker-Rod Pumping Unit. Patent 2395718 RF, MPK F04B47/00. Authors – Urazakov K.R., Maslennikov Ye.P., Shaikhulov A.M. Applicant and patentee – RN-UfaNIPIneft LLC, No. 2009125898/06, appl. July 06, 2009, publ. July 27, 2010, Bull. No. 21, 3 p. (In Russian)
3. Sucker-Rod Pumping Unit. Patent 2620183 RF, MPK F04B47/02. Authors – Urazakov K.R., Mukhin I.A., Bakhtizin R.N., Komkov A.G. Patentee – FSBEU HE “Ufa State Petroleum Technical University”, publ. May 23, 2017, Bull. No. 15. (In Russian)
4. Urazakov K.R., Zdolnik S.Ye., Nagumanov M.M., et al. Oil Production Hand-Book. Saint Petersburg, Nedra, 2012, 672 p. (In Russian)
5. Bachtizin R.N., Urazakov K.R., Latypov B.M., et al. Fluid Leakage in a Sucker-Rod Pump with Regular Micro-Relief at Surface of the Plunger. Neftegazovoye delo: nauchno-tekhnicheskii zhurnal = Oil and Gas Business: science and technical journal, 2016, Vol. 14, No. 4, P. 33–39. (In Russian)
6. Urazakov K.R. Operation of Directional Wells. Moscow, Nedra, 1993, 169 p. (In Russian)
7. Urazakov K.R., Bakhtizin R.N., Ismagilov S.F., et al. Theoretical Dynamometer Card Calculation taking into Account Complications in the Sucker Rod Pump Operation. Neftyanoe khozyaistvo = Oil Industry, 2014, No. 1, P. 90–93. (In Russian)
8. Sucker-Rod Pumping Unit. Patent 2565947 RF, MPK F04B47/02. Authors – Khakimov T.A., Molchanov V.A., Bakhtizin R.N., et al. Patentee – FSBEU HE “Ufa State Petroleum Technical University”, No. 2014147593/06, appl. November 25, 2014; publ. October 20, 2015, Bull. No. 29, 3 p. (In Russian)
9. Urazakov K.R., Latypov B.M., Komkov A.G., et al. Theoretical Dynamometer Card Design for a Differential Sucker-Rod Pump when Producing High Viscous Oil. Oborudovaniye i tekhnologii dlya neftegazovogo kompleksa = Equipment and Technologies for Oil and Gas Complex, 2017, No. 4, P. 41–47. (In Russian)