

# Интенсификация добычи нефти из скважин, эксплуатирующих глубоководные пласты

**А.М. Насыров**

к.т.н., доцент<sup>1</sup>

[amdakh-nasyrov@rambler.ru](mailto:amdakh-nasyrov@rambler.ru)

**Д.С. Казанкин**

ст. преподаватель<sup>1</sup>

[kadmister@gmail.com](mailto:kadmister@gmail.com)

**К.А. Мокрушин**

первый зам. генерального директора<sup>2</sup>

[mk@promtk.com](mailto:mk@promtk.com)

<sup>1</sup>Институт нефти и газа им. М.С. Гущериева, Ижевск, Россия

<sup>2</sup>ООО «УК «Промтехкомплект», Ижевск, Россия

**Предложен оптимальный способ применения СШНУ для снижения забойного давления и увеличения добычи нефти в глубоких скважинах путем использования стеклопластиковых штанг. На примере показана упрощенная методика расчета компоновки стеклопластиковых штанг. Изложены преимущества и особенности эксплуатации стеклопластиковых штанг.**

## Материалы и методы

Расчет применения стеклопластиковых штанг.

## Ключевые слова

интенсификация добычи нефти, забойное давление, нагрузка на головку балансира, стеклопластиковые штанги, потеря длины хода плунжера

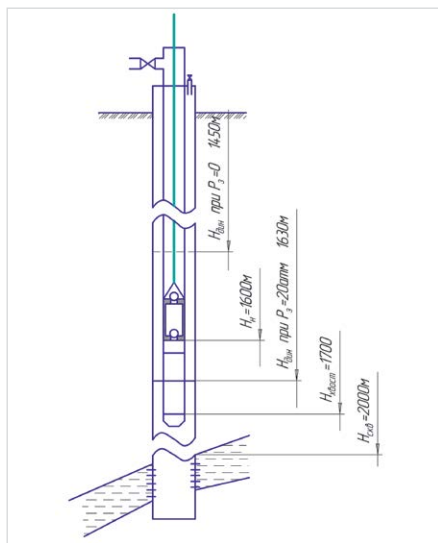


Рис. 1 — Чтобы затрубный газ не прорывался на прием насоса, необходимо спускать хвостовик из облепченных труб или стеклопластиковых труб

## 1. Существующее положение

Интенсификация добычи нефти из малодебитных скважин, эксплуатирующих глубоководные пласты, например, девонские Д0 или Д1, представляет определенную трудность. К примеру, если необходимо снизить забойное давление до 4,0 МПа в девонской скважине, работающей с дебитом жидкости 12 т/сут при забойном давлении 8,0 МПа, то арсенал технических средств не так уж широк. Электроцентробежные насосы (ЭЦН) малых габаритов даже при периодической работе будут функционировать в крайне неблагоприятных условиях с большим количеством свободного газа и с низким КПД. Винтовые насосы в таких условиях работают в граничных условиях применения из-за требуемого высокого напора. Диафрагменные насосы для глубоких скважин имеют очень малую производительность.

При низких забойных давлениях в глубоких скважинах насосы должны развивать достаточно большой напор, который формируется из нескольких составляющих:

$$P_n = H_0 \cdot \rho \cdot g + P_y + P_{тр}, \text{ Па}, \quad (1)$$

где  $H_0$  — динамический уровень, м;

$\rho$  — плотность жидкости в НКТ, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  — ускорение свободного падения, 9,8 м/сек<sup>2</sup>;

$P_y$  — давление на устье скважины, Па;

$P_{тр}$  — потери давления на трение в НКТ, Па.

Если увеличивать глубину спуска насоса на штангах особо высокой прочности, максимальные нагрузки на головку балансира будут достигать тех величин, при которых потребуются станки-качалки грузоподъемностью более 8 т.

В таких случаях чаще всего спускают ШГН диаметром 44 мм на глубину 1200–1300 м, т.е. это граничная глубина, при котором станок-качалка и насосное оборудование работают в наших условиях без перегруза.

Если принять при этом погружение насоса под динамический уровень 200 м, то динамический уровень при отсутствии избыточного давления затрубного газа будет находиться в интервале глубины 1000–1100 м. С ростом давления затрубного газа уровень нефти в затрубе будет отесняться вниз к приему насоса. Поскольку максимальное давление в затрубе равно давлению на выкидной линии, то при давлении на выкидной линии скважины 2,0 МПа и более затрубный газ будет прорываться на прием насоса, значительно снижая КПД насоса, а иногда срывая подачу. Спуск же хвостовика в традиционном исполнении может привести к деформации насоса при прохождении интервалов ствола скважины с большим темпом набора кривизны. В таких случаях рекомендуется спуск хвостовика из стеклопластиковых труб, которые четыре раза легче стальных, не ржавеют, устойчивы против отложения солей (рис. 1) [1].

Таким образом, снижение забойного давления до 4,0 МПа в глубоководных пластах, получая при этом значительную прибавку в малодебитной скважине, при традиционном подходе представляет

некоторую проблему (например, для девонских скважин).

По таким же причинам не реализуется значительный потенциал турнейских скважин, продукция которых имеет высоковязкую нефть.

## 2. Интенсификация добычи нефти из глубоких скважин с помощью СШНУ

В настоящее время большинство девонских скважин работают при динамических уровнях до 1200 м. По технологическим условиям при глубине девонских скважин 2100 м имеется возможность снизить динамический уровень до 1500–1600 м, особенно в малодебитных скважинах. Однако для реализации таких условий существуют технические затруднения: из-за большой глубины спуска насосного оборудования станок-качалка и скважинное оборудование работают с перегрузом. Для определения работоспособности оборудования имеются компьютерные программы, однако они не всегда отражают реальную картину. Чтобы специалисты осознанно могли выполнить оценочные расчеты по работоспособности проектируемого оборудования, предлагается следующая упрощенная методика.

Оценочный расчет максимальной нагрузки на головку балансира станка-качалки производится по формуле (часть формул применена из литературных источников без преобразования общетехнических систем единиц измерения величин в систему СИ) [2]:

$$P_{max} = P_{ж} + P_{шт.ж} + P_{шт} \cdot S \cdot n^2 / 1440 + P_{тр} + P_{саль}, \text{ кг} \quad (2)$$

где  $P_{ж}$  — нагрузка на плунжер.

$$P_{ж} = 0,1 F \cdot H_0 \cdot \gamma \cdot n + F \cdot P_y, \text{ кг} \quad (3)$$

$F$  — площадь сечения плунжера за вычетом площади соединительного штока, см<sup>2</sup>;

$H_0$  — динамический уровень, м;

$\gamma$  — удельный вес жидкости в НКТ, г/см<sup>3</sup>;

$P_y$  — давление на устье скважины, кг/см<sup>2</sup>;

$P_{шт.ж}$  — вес штанг в жидкости, кг.

$$P_{шт.ж} = P_{шт} \cdot (p_{шт} - p_{ж}) / p_{шт}, \text{ кг} \quad (4)$$

$P_{шт}$  — вес штанг в воздухе;

$p_{ж}$  — плотность жидкости в НКТ г/см<sup>3</sup>;

$p_{шт}$  — плотность металла штанг = 7,85 г/см<sup>3</sup>;

$S$  — длина хода полир. штока, м;

$n$  — число ходов плунжера в минуту;

$P_{тр}$  — сила трения штанг об жидкость при ходе вверх, кг, определяется расчетным путем, однако из-за отсутствия достоверных данных о вязкости жидкости и влияния кривизны, можно брать исходя из данных динамограмм;

$P_{саль}$  — сила трения полированного штока в сальнике. Величина ее по динамограммам колеблется от 100–300 кг, при расчетах предлагается брать 200 кг.

**Пример.** Чтобы снизить динамический уровень до 1500 м, в скважину необходимо спускать насос диаметром 44 мм на глубину 1650 м. Подсчитаем максимальную нагрузку на головку балансира при длине хода 2,5 м и числе качаний 5 ходов в минуту. [3]

1. Подбираем 45% штанг диаметром 22 мм и 55% диаметром 19 мм. При этом получается 93 штанги диаметром 22 мм с общим

весом 2348 кг и 113 штанг диаметром 19 мм весом 2338 кг. Общий расчетный вес колонны штанг в воздухе — 4686 кг. Применяя формулу (4), определяем вес штанг в жидкости.

$$P_{шт.жс} = 4686 * (7,85 - 1) / 7,85 = 4089 \text{ кг}$$

2. Определяем вес жидкости, действующий на плунжер по формуле (3)

Вес жидкости и устьеовое давление действуют на разность площадей сечения плунжера и соединительного штока.

$$F = 0,785 (4,4^2 - 1,9^2) = 12,4 \text{ см}^2$$

$$P_{жс} = 0,1 F * H \delta * \gamma * + F * P_y = 0,1 * 12,4 * 1500 * 1,0 + 20 * 12,4 = 1823 + 248 = 2071 \text{ кгГ}$$

3. Величина динамической составляющей нагрузки на балансир равна

$$P_{шт} * S * n^2 / 1440 = 4686 * 2,5^2 / 1440 = 203 \text{ кг}$$

4. Нагрузку из-за трения штанг  $P_{тр}$  в жидкости при ходе штанг вверх примем по данным динамограмм пропорционально длине подвески штанг — 450 кг.

5. Силу трения полированного штока в сальнике  $P_{саль}$  и плунжера в цилиндре примем как эмпирические величины соответственно 200 и 130 кг, в общей сложности 330 кг.

**Итого нагрузка на головку балансира составит:**

$$P_{max} = 4089 + 2071 + 203 + 450 + 330 = 7143 \text{ кг.}$$

В моментах запуска скважины, в случаях осложнений АСПО, эмульсий — нагрузка увеличивается минимум на 15–20%, т.е. за пределы грузоподъемности СК-8. Поэтому для нормальной работы СК грузоподъемность 8 т, нагрузку на головку балансира надо уменьшить минимум на 1,5–2,0 т. Этого можно достичь следующими путями:

1. Уменьшить диаметр плунжера. Однако при этом для сохранения необходимой производительности нужно значительно увеличить длину хода, что не позволяет существующее оборудование. Можно применять цепные приводы, но для замены требуются большие затраты. Кроме того, уменьшение диаметра, например, с 44 мм на 32 мм, приведет снижение нагрузок на головку балансира только на 900 кг.

2. Основным резервом снижения нагрузок на головку балансира при использовании насосов малого диаметра является снижение веса штанг.

Применением стеклопластиковых штанг можно в несколько раз уменьшить вес конструкции. Но при этом необходимо учитывать осложняющие факторы: если в НКТ высоковязкая нефть или эмульсия, то штанги могут завестись при ходе вниз. Поэтому, прежде чем применять стеклопластиковые штанги, необходимо рассчитать величину гидравлического трения при ходе штанг вниз по следующей формуле А.М. Пирвердяна. [4]

$$F_{тр.н.} = \frac{156 \cdot 10^{-9}}{m - 1,2743} (L + L_{экв}) n S v \rho_{жс}, \text{ [кгс]}, \quad (5)$$

$$m = \frac{D_{НКТ}}{D_{шт.жс}};$$

где  $D_{НКТ}$  — внутренний диаметр НКТ, мм

$D_{шт.жс}$  — диаметр штанг, мм

$L$  — глубина ступени штанг, м;

$L_{экв}$  — длина штанг, эквивалентная местным сопротивлениям на штанговых муфтах;

$$L_{экв} = n_m * l_{экв}$$

$n_m$  — число муфт на колонне штанг;

$l_{экв}$  — длина штанги, эквивалентная по величине

местных сопротивлений на муфте штанги. Для штанги  $d=22$  мм  $l_{экв}=3,9$  м, это означает, что 1 муфта создает такое сопротивление, какое создавала бы штанга без муфты, длиной 3,9 м.

$S$  — длина хода полированного штока, (м);

$n$  — число ходов штанг в минуту;

$v$  — вязкость жидкости, (мм<sup>2</sup>/с).

В нашем примере колонна штанг имеет 2 ступени: диаметром 22 мм и диаметром 19 мм. Поэтому расчет  $F_{тр.н}$  ведем отдельно для каждого диаметра, общий результат получаем сложением двух составляющих.

$$F_{тр.н} = F_{тр.н(22)} + F_{тр.н(19)} \quad (6)$$

Для расчетов берем внутренний диаметр НКТ 62 мм,  $v$  — кинематическая вязкость жидкости = 300,0 мм<sup>2</sup>/с;  $\rho_{жс}$  — плотность жидкости 1000 (кг/м<sup>3</sup>);  $n$  — число ходов штанг в минуту-5,  $S$  — длина хода полированного штока — 2,5 (м); длина ступени 22 мм штанг  $L_1=744$  м, длина ступени 19 мм штанг  $L_2=906$  м.

В результате расчетов получим:

$$F_{тр.н} = (156 * 10^{-9} / 2,82 - 1,2743) * (744 + 93 * 3,9) * 5 * 2,5 * 300 * 1000 + (156 * 10^{-9} / 3,26 - 1,2743) * (904 + 113 * 2,5) * 5 * 2,5 * 300 * 1000 = 413,3 + 349,5 = 762,8 \text{ кгГ.}$$

Кроме сопротивления жидкостного трения, колонна штанг преодолевает сопротивление от трения на устьеовом сальнике и плунжера в цилиндре. Эти величины одинаковы при ходе штанг вверх и вниз. Как было отмечено раньше, их суммарная величина равна 330 кг.

Итого: общее сопротивление движению штанг вниз составляет:

$$F_{тр.н} = 762,8 + 330 = 1092,8 \text{ кгГ.}$$

Следующий шаг — расчет веса стеклопластиковых штанг. Поскольку габариты и прочностная характеристика стеклопластиковых штанг примерно равны, рассчитаем вес стеклопластиковых штанг в воздухе по справочным данным. Вес одной восьмиметровой стеклопластиковой штанги диаметром 22 мм составляет 5,61 кг, диаметром 19 мм — 4,44 кг. [5]

Общий вес двухступенчатой стеклопластиковой колонны штанг составит:

$$P_{стшт} = 93 * 5,61 + 113 * 4,44 = 521,8 + 501,7 = 1023,5 \text{ кгГ.}$$

Вес стеклопластиковых штанг в жидкости будет:

$$P_{стшт.жс} = P_{стшт} * (\rho_{стшт} - \rho_{жс}) / \rho_{стшт} \text{ кгГ}$$

$P_{стшт.жс}$  — вес стеклопластиковых штанг в жидкости, кг.

$\rho_{стшт}$  — плотность стеклопластиковых штанг — 1,9 г/см<sup>3</sup>

$\rho_{жс}$  — плотность жидкости в НКТ = 1 г/см<sup>3</sup>

$$P_{стшт.жс} = 1023,5 * (1,9 - 1,0) / 1,9 = 484,8 \text{ кгГ}$$

Результат расчетов показывает, что стеклопластиковая колонна будет завестись, поскольку общее сопротивление трения — 1092,8 кг, а вес стеклопластиковой колонны штанг в жидкости всего 484,8 кг.

Чтобы не было зависания, вес колонны стеклопластиковых штанг необходимо догрузить на:

$$P_{доп} = (1092,8 - 484,8) + 200 = 608 + 200 = 808 \text{ кгГ,}$$

здесь 200 — дополнительный страховой груз. В виде дополнительного груза используются стальные штанги 19 мм выше плунжера, на которые будут заменены стеклопластиковые штанги.

Количество стальных штанг для замены рассчитывается по формуле:

$$P_{доп} = N_{ст} * 18,3 * (\rho_{шт} - \rho_{жс}) / \rho_{шт} - N_{стшт} * 4,44 * (\rho_{стшт} - \rho_{жс}) / \rho_{стшт} \quad (7)$$

где  $N_{ст}$  — количество необходимых стальных штанг диаметром 19 мм для замены  $N_{стшт}$  — количество стеклопластиковых штанг;

18,3 — вес одной стальной штанги диаметром 19 мм; 4,44 — вес одной стеклопластиковой штанги диаметром 19 мм;

$\rho_{стшт} = 1,9$  г/см<sup>3</sup>,  $\rho_{шт} = 7,85$  г/см<sup>3</sup>,  $\rho_{жс} = 1,0$  г/см<sup>3</sup> плотности стеклопластиковых, стальных штанг и плотность жидкости в НКТ.

Проставляем соответствующие числовые значения:

$$808 = N_{ст} * 18,3 * (7,85 - 1,0) / 7,85 - N_{стшт} * 4,44 * (1,9 - 1,0) / 1,9$$

Отсюда находим  $N_{ст}$

$$N_{ст} = 808 / 15,69 = 51,5 \sim 52 \text{ штанги.}$$

**ИТОГ:** Таким образом, при спуске насоса диаметром 44 мм на глубину 1650 м, при вязкости жидкости в НКТ 300 мПас необходимо спускать 93 стеклопластиковых штанг диаметром 22 мм, 61 стеклопластиковую штангу диаметром 19 мм и 52 стальных штанги диаметром 19 мм.

**Расчет нагрузки на головку балансира при спуске стеклопластиковых и стальных штанг**

$$P_{max} = P_{жс} + P_{шт.жс} + P_{шт} * S * n^2 / 1440 + P_{тр} + P_{саль}, \text{ кг,}$$

При стальных штангах было:

$$P_{max} = 2071 + 4089 + 203 + 450 + 330 = 7143 \text{ кг,}$$

После спуска стеклопластиковых штанг со стальным низом стало:

$$P_{max} = 2071 + (484,8 + 808) + 203 + 450 + 330 = 4346,8 \text{ кгГ}$$

Расчеты показывают, что при такой компоновке штанг обеспечивается щадящая нагрузка на станок-качалку и насосные штанги.

### 3. Особенности эксплуатации стеклопластикового скважинного оборудования.

Применение стеклопластикового скважинного оборудования имеет ряд преимуществ перед стальными:

- устойчивость против коррозии в сильноагрессивной среде;
- стеклопластиковое оборудование в четыре раза легче стального;
- применение стеклопластиковых штанг позволяет снижать максимальную нагрузку на головку балансира СК около 1,5 т на каждые 1000 м подвески;
- значительно снижаются динамические нагрузки;
- высокая устойчивость против отложений парафина и солей;
- потребление электроэнергии в среднем на 15% меньше, чем при применении стальных штанг;
- улучшается условия труда рабочему персоналу при подземном ремонте скважин.

В то же время стеклопластиковое оборудование имеет некоторые особенности. Одной из основных особенностей стеклопластиковых штанг и труб можно считать высокую температурную чувствительность. По данным производителя, штанги могут изготавливаться для рабочей температуры до 100°C, по специальному заказу до 130°C. Однако при любом случае не рекомендуется проводить горячую промывку скважины с помощью агрегата АДП, а также производить при подземном ремонте парпарку с помощью ППУ. Для депарафинизации скважинного оборудования рекомендуется применять промывку раствором моющих веществ в

теплой воде или углеводородным растворителем. Надо заметить, что любые значительные температурные напряжения ослабляют соединения стеклопластика со сталью, что в последующем может привести к обрывам штанг и полетам НКТ.

Другой особенностью является низкая твердость стеклопластика, из-за чего при определенных условиях, в первую очередь в искривленных скважинах, штанги могут выйти из строя из-за истирания. Как правило, истирание происходит при отсутствии подачи, т.е. в газовой среде. Для исключения таких случаев применяются насосные штанги, имеющие центраторы.

Низкий показатель модуля упругости стеклопластика относительно стали приводит к увеличению потерь хода плунжера, однако этот показатель не критичен. Модули упругости стеклопластиков при испытании на сжатие и растяжение в направлении прямолинейных волокон практически одинаковы. При нагружении в направлении искривленных волокон на растяжение и сжатие для некоторых типов стеклопластиков наблюдаются значительные расхождения в значениях модулей упругости.

Для оценки удлинения стальных и стеклопластиковых штанг пользуются упрощенной формулой:

$$\Delta l = L P_{ж} / ES \text{ м,}$$

где  $L$  — длина колонны штанг, м

$P_{ж}$  — вес жидкости, действующий на плунжер, Н

$E$  — модуль упругости, Н/м<sup>2</sup>

$S$  — площадь сечения штанг, м<sup>2</sup>

Пример.

$$P_{ж} = 0,1 F * H_{д} * \gamma,$$

где  $F$  — площадь сечения плунжера минус площадь сечения соединительного штока, см<sup>2</sup>

$H_{д}$  — динамический уровень, м, возьмем для примера 1000 м;

$\gamma$  — удельный вес жидкости в НКТ с учетом свободного газа, например 0,850 г/см<sup>3</sup>.

Для насоса диаметром 44 мм при соединительном штоке диаметром 19 мм:

$$F = 0,785 (4,4^2 - 1,9^2) = 12,4 \text{ см}^2$$

Для диаметра 44 мм  $P_{ж}$  составит:

$$P_{ж} = 0,1 F * H_{д} * \gamma = 0,1 * 12,4 * 1000 * 0,85 = 1054 \text{ кг}$$

Для диаметра 32 мм  $P_{ж}$  составит

$$P_{ж} = 0,1 F * H_{д} * \gamma = 0,1 * 6,64 * 1000 * 0,85 = 564 \text{ кг}$$

**Для стальных штанг диаметром 22 мм удлинение составит ( $E = 20,5 * 10^{10}$  Н/м<sup>2</sup>)**

Для насоса диаметром 44 мм

$$\Delta l = L P_{ж} / ES = 1000 * 1054 / 20,5 * 10^{10} = 0,785 * 484 * 10^{-6} = 0,13 \text{ м}$$

Для насоса диаметром 32 мм

$$\Delta l = L P_{ж} / ES = 1000 * 564 / 20,5 * 10^{10} = 0,785 * 484 * 10^{-6} = 0,07 \text{ м}$$

**Для стеклопластиковых штанг, модуль упругости которых 4,8 \* 10<sup>10</sup> Н/м<sup>2</sup> удлинение составит:**

**Для насосов диаметром 44 мм – 0,55 м**

**Для насосов диаметром 32 мм – 0,30 м**

Таким образом, для насосов малого диаметра потери хода плунжера находятся в допустимых пределах.

При рассмотрении динамограмм замечено, что фактические потери хода плунжера ощутимо ниже расчетных потерь хода.

Уместно заметить, что стеклопластиковые штанги и трубы с металлическими концами успешно производит и внедряет ООО «УК «Промтехкомплект» г. Ижевск совместно с ООО «Бийский завод стеклопластиков» г. Бийск. Многочисленные промышленные испытания на добывающих предприятиях России, Казахстана и Азербайджана показали высокую эффективность применения стеклопластикового оборудования предприятия.

## Итоги

Доказана возможность применения стеклопластиковых штанг для углубления насоса.

## Выводы

1. При малых диаметрах насоса потери хода плунжера СШНУ из-за растяжения стеклопластиковых штанг находятся в пределах допустимого.
2. Использование стеклопластиковых штанг позволяет увеличить добычу нефти в малодебитных скважинах путем углубления насоса без увеличения грузоподъемности станков-качалок.
3. Положительные эксплуатационные качества стеклопластиковых штанг значительно превосходят недостатки. На практике достигается реальный технологический и экономический эффект при эксплуатации глубоких малодебитных скважин и при добыче высококоррозионных флюидов.

## Список литературы

1. Справочник по добыче нефти под ред. Гиматудинова Ш.К. М.: Недра, 1974. 703 с.
2. Юрчук А.М., Истомин А.З. Расчеты в добыче нефти. М.: Недра, 1979. 271 с.
3. Ибрагимов Г.З. Артемьев В.Н. и др. Техника и технология добычи и подготовки нефти и газа. М.: МГОУ, 2005. 243 с.
4. Галикеев И.А., Насыров В.А., Насыров А.М. Эксплуатация месторождений нефти в осложненных условиях. Ижевск: Парацельс-Принт, 2015. 353 с.
5. ГОСТ 31825-2012 Штанги насосные, штоки устьевые и муфты к ним. Технические условия.

## Intensification of oil production on wells operating in deep-lying layers

UDC 622.276

### Authors:

**Amdakh M. Nasyrov** — Ph.D., associate professor<sup>1</sup>; [amdakh-nasyrov@rambler.ru](mailto:amdakh-nasyrov@rambler.ru)

**Dmitry S. Kazankin** — senior lecturer<sup>2</sup>; [kadmister@gmail.com](mailto:kadmister@gmail.com)

**Konstantin A. Mokrushin** — first deputy general director<sup>2</sup>; [mk@promtk.com](mailto:mk@promtk.com)

<sup>1</sup>Udmurt State University, Izhevsk, Russian Federation

<sup>2</sup>Promtekhkomplekt, LLC, Izhevsk, Russian Federation

### Abstract

In article an optimal method of application the well's rods pump unit (WRPU) to reduce bottomhole pressure and increasing oil production in deep-lying wells by using fiberglass sucker rods were presented. On example were presented simple calculation of arrangement the fiberglass sucker rods. Also advantages and features of fiberglass sucker rods operation were considered.

### Results

The possibility of application the fiberglass

sucker rods to deeper placement of pump was proved.

### Conclusions

1. At small diameters of pumps because of extension the fiberglass sucker rods the plunger stroke loss of WRPU is within tolerance.
2. Application of fiberglass sucker rods allows increasing of oil production in margin wells by deeper placement of pump without increasing of beam-unit capacity.

3. Advantages of operation the fiberglass sucker rods exceed them disadvantages. Real technological and economic effects can be achieved on practice at operation deep margin wells during production of highly corrosive fluid.

### Keywords

intensification of oil production, bottom hole pressure, beam load, fiberglass sucker rods, plunger stroke loss

### References

1. *Spravochnik po dobyche nefi* [Oil production guide]. Ed. by Gimatudinov Sh.K., Moscow: Nedra, 1974, 703 p.
2. Yurchuk A.M., Istomin A.Z. *Raschet v dobyche nefi* [Calculations in oil production]. Moscow: Nedra, 1979, 271 p.

3. Ibragimov G.Z. Artem'ev V.N. i dr. *Tekhnika i tekhnologiya dobychi i podgotovki nefi i gaza* [Technics and technology of production and treatment of oil]. Moscow: MGOU, 2005, 243 p.
4. Galikееv I.A., Nasyrov V.A., Nasyrov A.M. *Ekspluatatsiya mestorozhdeniy*

- nefti v oslozhnennykh usloviyakh* [Oil field operation in severe conditions]. Izhevsk: Paratsel's Print, 2015, 353 p.
5. GOST 31825-2012 Sucker rods, mouth stocks and couplings for them. Specifications.