

DOI: [10.7242/1999-6691/2019.12.2.15](https://doi.org/10.7242/1999-6691/2019.12.2.15)  
УДК 532.133

## ОСОБЕННОСТИ ГИДРОДИНАМИКИ НАСОСОВ ДЛЯ ДОБЫЧИ ВЫСОКОВЯЗКИХ НЕФТЕЙ

Д.А. Павлов, С.Н. Пешчеренко

*Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Российская Федерация*

Особенностью разрабатываемых в настоящее время новых морских месторождений нефти является высокий дебит скважин ( $\sim 10^4$  бар/сут) и высокая вязкость добываемой эмульсии вода–нефть ( $\sim 10^2\text{--}10^3$  сП), зависящая от обводненности. Пока не разработаны специальные насосы для этих условий, добычу ведут имеющимися – центробежными, которые применяются при добыче традиционной маловязкой нефти. Для их подбора к конкретной скважине осуществляются стендовые испытания по принятым в нефтедобывающей промышленности методикам при частоте вращения вала до 58 Гц (3500 об/мин). При этом вместо традиционной низковязкой рабочей жидкости (воды) используются высоковязкие ньютоновские жидкости (такие как глицерин и масло). Условия подобной верификации лишь приближенно соответствуют скважинным, поскольку не учитывается изменение свойств жидкости по длине насоса, рост энергоэффективности насоса при повышенных частотах вращения вала и, наконец, неньютоновская реология добываемых эмульсий. В проведенных авторами стендовых испытаниях варьировалась частота вращения и число ступеней насоса. Эксперименты проводились как на высоковязкой ньютоновской жидкости, так и на эмульсии (вода–масло). Показано, что вязкость ньютоновской жидкости, из-за ее нагрева, уменьшается по длине насоса на 20–30%, причем нагрев происходит не только из-за внутреннего трения, но и вследствие сжатия жидкости. Предложена методика определения по результатам испытаний насосов эффективной вязкости эмульсий, которая обуславливается не только свойствами эмульсии, но и характером ее течения. Обнаружено, что при увеличении подачи жидкости в насосе эффективная вязкость снижается почти в 3 раза. Большое практическое значение имеет выявленное авторами увеличение производительности насосов на 10% при наращивании частоты вращения вала с традиционных 50 до 100 Гц. Эффект имеет место как у ньютоновских жидкостей, так и у эмульсий.

*Ключевые слова:* вязкая нефть, эмульсия, центробежный насос, неньютоновская жидкость, численный эксперимент, ANSYS

## PECULIARITIES OF HYDRODYNAMICS OF PUMPS FOR THE EXTRACTION OF HIGH-VISCOSITY OIL

D.A. Pavlov, S.N. Peshcherenko

*Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation*

Special features of the offshore fields currently under development are the high production rate of wells ( $\sim 10^4$  bpd) and the high viscosity of the produced water-oil emulsion  $\sim 10^2\text{--}10^3$  cP, depending on the water cut. There are no special pumps designed for these conditions, so the production is carried out by the traditional centrifugal pumps suitable for the low-viscosity applications. For the selection purpose their testing on benches is performed according to the methods adopted in the oil industry at a frequency of up to 58 Hz (3500 rpm). The only difference is that instead of the traditional low-viscosity working fluid (water) high-viscosity Newtonian fluids (such as glycerin and oil) are used. Such tests only approximately correspond to well conditions; the following factors are not taken into account: the change in the properties of the liquid along the pump, the increase in the energy efficiency of pumps at increased shaft speeds, and, finally, the non-Newtonian rheology of the extracted emulsions. In our bench tests the shaft speed and the number of pump stages varied. The tests were carried out both on high-viscosity Newtonian fluid and water-oil emulsion. It was shown that the viscosity of the Newtonian fluid, due to its heating along the pump decreased by 20-30%. Moreover, the heating is not only due to internal friction, but also due to the compression of the liquid. A method of measuring of the effective viscosity of emulsions (which depends not only on the properties of the emulsion, but also the nature of its flow) based on the pump testing results has been proposed. It is shown that when the pump supply is changed the effective viscosity changes by approximately a factor of 3 times. The important phenomenon of increase of the efficiency of the pumps by 10 % during growing the frequency of rotation of the shaft from a traditional 50 Hz to 100 Hz was established. This effect occurs on both Newtonian fluids and emulsions.

*Key words:* viscous oil, emulsion, centrifugal pump, non-Newtonian fluid, numerical simulation, ANSYS

### 1. Введение

В настоящее время один из важных путей увеличения добычи нефти — это освоение морских месторождений [1, 2]. Часто такая нефть имеет высокую вязкость из-за ее способности образовывать высокодисперсные эмульсии при смешивании с водой [3–5]. Эмульсия является термодинамически неравновесным состоянием, самопроизвольно распадающимся на отдельные фазы. Время жизни эмульсии обусловлено двумя факторами: термодинамическим и кинетическим [6].

Термодинамический фактор — это степень неравновесности системы, обусловленная, в первую очередь, межфазными границами. Время жизни эмульсии тем больше, чем ниже энергия межфазных границ. Стойкость эмульсии возрастает за счет наличия в нефти природных поверхностно-активных веществ (ПАВ), создания двойных электрических слоев и сольватных оболочек на поверхностях дисперсных частиц. Двойной электрический слой образуют ионы противоположного знака. Сольватные

оболочки возникают в результате действия ван-дер-ваальсовых сил (дипольного взаимодействия) или взаимодействия водородных связей молекул. Уменьшение энергии границы происходит за счет упорядочения ее структуры.

Кинетический фактор определяет скорость движения межфазных границ вода–нефть. Скорость движения межфазной границы уменьшается, если на границе находится частица третьей фазы (не полностью смачиваемая как водой, так и нефтью). Такие частицы повышают устойчивость эмульсии. Если частицы третьей фазы изменяют поверхностное натяжение границы, то вдоль границы возникает течение (эффект Марангони). Например, если частицы третьей фазы уменьшают поверхностное натяжение локально, они будут отталкиваться друг от друга и перемещаться в области границы, где их концентрация ниже. Эти процессы объясняют известный из опыта рост вязкости эмульсии со временем, начиная с момента, отвечающего ее полному формированию [7, 8].

При малых скоростях сдвига  $\gamma$  (порядка  $10 \text{ с}^{-1}$ ) эмульсии вода–нефть являются неньютоновскими жидкостями, и их вязкость зависит от скорости сдвига [9, 10]. При больших скоростях эта связь пропадает. Помимо скорости сдвига, вязкость эмульсии существенно обуславливается ее дисперсностью и степенью обводненности. В практике нефтедобычи обводненность есть главный фактор, определяющий вязкость эмульсии. Зависимость вязкости от обводненности немонотонная, с максимумом при 60–80% воды [4]. Поскольку в воде капли нефти имеют примерно равные размеры, то состоянию системы с максимальной вязкостью соответствует практически предельно возможная плотность упаковки капель нефти (известно [11], что максимальная относительная плотность случайной упаковки сфер равна 64%).

Морские месторождения вязкой нефти разрабатываются сравнительно недавно. Специальное оборудование пока не создано. Добыча осуществляется серийными электро-центробежными насосами (ЭЦН) [12, 13], созданными для добычи маловязких нефтей. Подбор этих насосов к скважинам проводится на основе результатов их испытаний в стендовых условиях. Так, в [14] в качестве рабочей жидкости использован глицерин, варьировалась частота вращения (30–58 Гц) и вязкость (60–1000 сП). В [15] модельной жидкостью было масло, испытания проходили при фиксированной частоте вращения вала в диапазоне вязкостей от 1 до 2000 сП. В [16] приводится схема стенда и результаты исследования работы 7-ступенчатого насоса на масле при варьировании вязкости (1–200 сП) и частоты вращения вала (33–58 Гц).

К недостаткам работ [14]–[16] следует отнести неполное соответствие стендовых (модельной служила ньютоновская жидкость) и скважинных (в реальных условиях — это эмульсия) условий. Не учитывалось, что свойства жидкости меняются по длине насоса, а также то, что испытания производились при низких частотах, типичных для добычи мало вязких нефтей. Результаты стендовых испытаний насосов на модельных ньютоновских жидкостях сопоставлялись в [14, 15] с эксплуатационными данными. Однако точность измерений в условиях лаборатории много выше, чем в поле, поэтому велика вероятность пропуска их малозаметных отличий. В частности, не было выявлено влияние неньютоновской реологии эмульсий на рабочие характеристики насосов. Работа [16] имеет похожие на отмеченные в [14, 15] недостатки. Кроме того, диапазон варьирования вязкости на стенде существенно уже, чем присущий скважинам.

Необходима разработка общих принципов стендовых испытаний насосов, необходимых для добычи высоковязких водо–нефтяных эмульсий. На примере одного из типичных серийных образцов — ЭЦН7А-1600Э, в [17] представлены результаты комплекса стендовых испытаний, в котором изучалось влияние реологии перекачиваемой жидкости на характеристики насоса, изменение свойств этой жидкости по его длине. Предложена методика измерения эффективной вязкости эмульсии при ее добыче данным насосом. При этом учитывается, что вязкость зависит не только от свойств эмульсии, но и от полей скоростей и давлений внутри насоса.

## 2. Методика и план испытаний

Испытания проводились согласно требованиям, сформулированным в [18]. Схема испытательного стенда представлена на рисунке 1. В качестве модельных жидкостей использовались вода, синтетическое масло (ИТД-680) и эмульсия вода–масло (ИТД-680 с обводненностью 35%). Степень обводненности выбиралась такой, чтобы вязкость полученной эмульсии равнялась вязкости чистого масла. В процессе испытаний температура рабочей жидкости поддерживалась постоянной при помощи системы терморегулирования. На входе в насос обеспечивалось избыточное давление 0,3–0,7 МПа (для предотвращения кавитации). Частота вращения вала поддерживалась постоянной с точностью  $\pm 3\%$ . Расход жидкости регулировался при помощи задвижки, установленной на выходе из насоса.

На входе и выходе из насоса измерялись давление и температура жидкости. Датчиком момента, установленным между электродвигателем и насосом, контролировался момент сил. При испытаниях частота вращения вала составляла 50, 67, 83, 100 Гц в диапазоне подач от 0 до  $4,63 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$

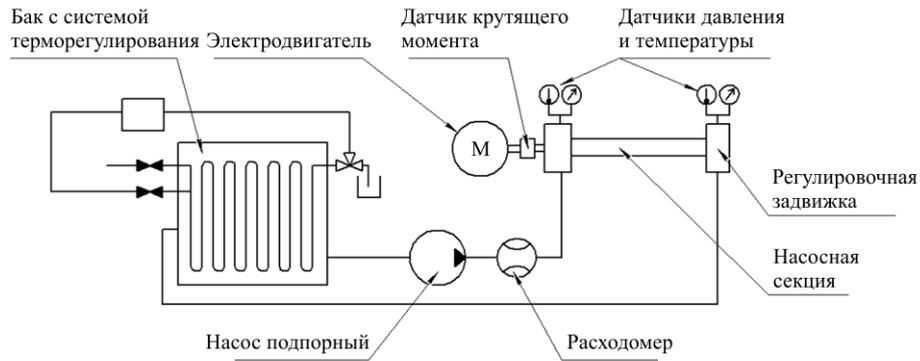


Рис. 1. Схема испытательного стенда

(4000 м<sup>3</sup>/сут). Вязкость варьировалась путем изменения температуры в интервале 40–80°C. На каждой частоте проводилось, как минимум, три опыта с подачей жидкости от нулевой до максимальной, и в обратную сторону — от максимальной подачи до нулевой со средним шагом 2,5·10<sup>3</sup> м<sup>3</sup>/с. Во всех испытаниях число ступеней насоса полагалось не менее 7.

### 3. Результаты испытаний ступеней ЭЦН7А-1600

По результатам экспериментальных исследований на ньютоновской (масле) и неньютоновской (эмульсия «масло–вода») жидкости построены зависимости от подачи основных характеристик ступени, таких как давление, создаваемое ступенью, мощность, осевая сила и КПД. Проведена оценка влияния нагрева жидкости внутри многоступенчатого насоса. Сделано сравнение напорно-расходных характеристик для разных жидкостей.

#### 3.1. Результаты испытаний на ньютоновской жидкости

На рисунке 2 приведены типичные кривые для давления  $H$ , создаваемого ступенью (давлению 0,1 МПа отвечает напор 10 м) (Рис. 2а), мощности  $N$  и осевой силы  $F$  (Рис. 2б) в ступени насоса как функции подачи  $Q$ , при различной вязкости (см. легенды) и частоте вращения вала 50 Гц. Эти же зависимости для частоты 100 Гц демонстрируются на рисунках (Рис. 2в, г).

Видно, что давление и осевая сила при увеличении вязкости монотонно уменьшаются. Это означает, что полезная (механическая) энергия, получаемая жидкостью, тоже становится меньше. Полная энергия, потребляемая ступенью в единицу времени — мощность, монотонно растет при увеличении вязкости во всем интервале подач.

С увеличением частоты вращения вала монотонно возрастает как давление, так и КПД ступени. По зависимости КПД от частоты вращения и вязкости (см. Рис. 3) видно, что КПД стал выше на 8–10% (о причинах роста КПД см. [20]).

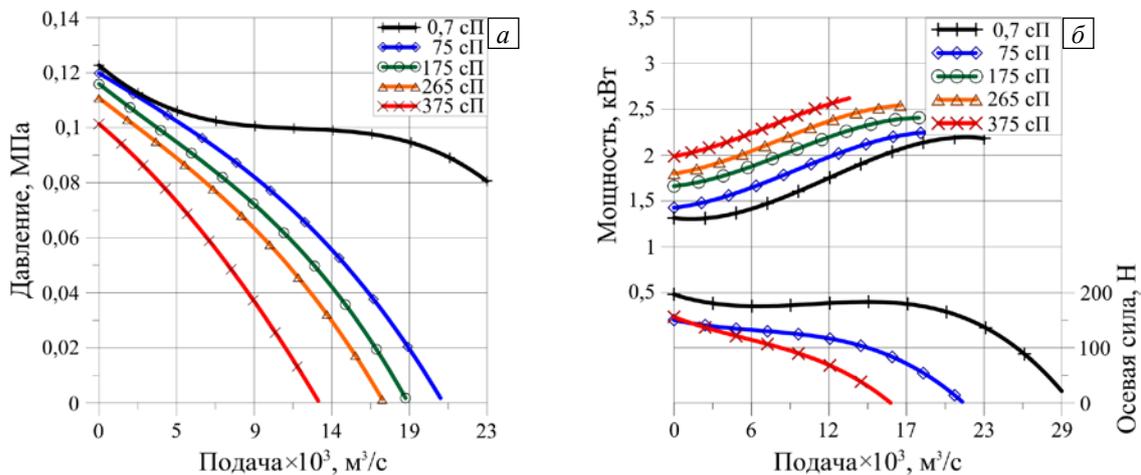


Рис. 2. Экспериментальные зависимости давления  $H$  (а, в), мощности  $N$  (б, г) и осевой силы  $F$  (б) при разной частоте вращения вала, Гц: 50 (а, б); 100 (в, г)

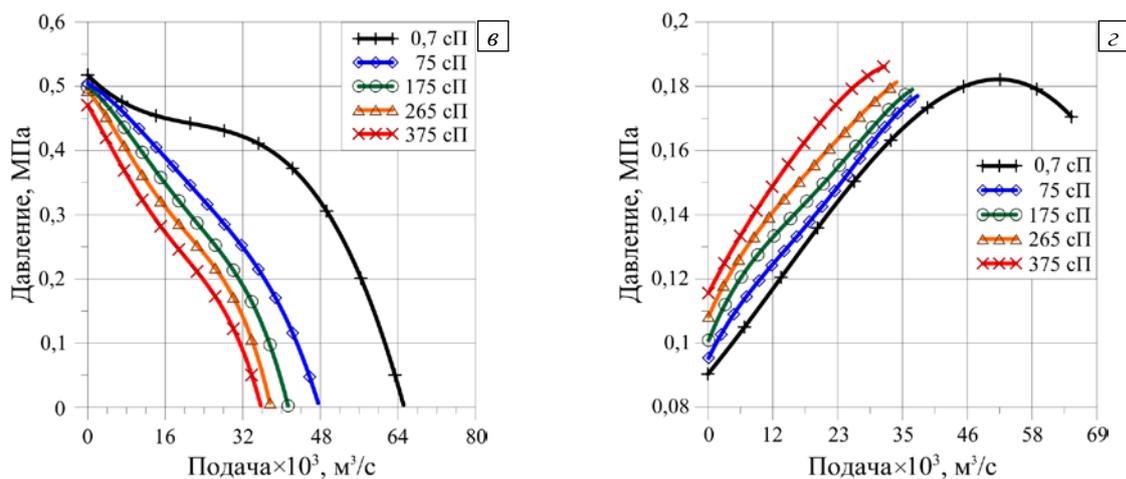


Рис. 2. Продолжение

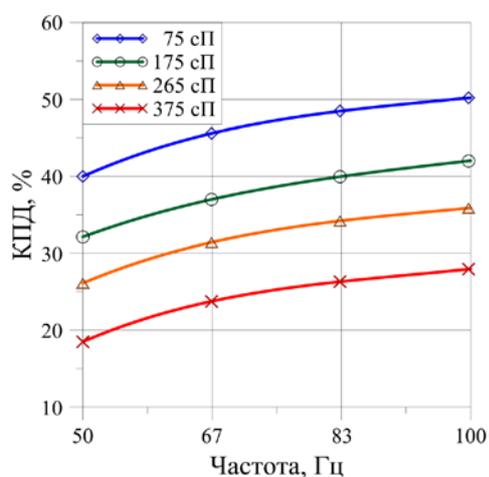


Рис. 3. Зависимости КПД ступени от частоты вращения вала (эксперимент)

Поскольку КПД и давление в данной ступени монотонно растут при увеличении частоты вращения вала, а кавитационных явлений (при давлении на входе, значительно меньшем типичных давлений в скважинных условиях) не наблюдается, следует рекомендовать применение этой ступени для добычи вязких нефтей при максимальной частоте вращения. В настоящее время из-за вибраций и износа эта частота ограничена значением 100 Гц.

### 3.2. Результаты численного эксперимента

Численный эксперимент осуществлялся в пакете ANSYS Fluent. В качестве расчетной использовалась проточная область ступени насоса ЭЦН7А-1600Э. Вычисления проводились для трех моделей турбулентности:  $k-\epsilon$ ,  $k-\omega$  SST и transition SST. Лучшие результаты получены для модели  $k-\omega$  SST (см. Табл. 1). Данная модель является расширением модели  $k-\omega$  и помимо двух основных уравнений (для

турбулентной кинетической энергии  $k$  и для удельной скорости диссипации кинетической энергии  $\omega$ ) включает уравнение переноса турбулентного напряжения сдвига. Эта модель была предложена для расчетов внутренних течений в каналах с сильным искривлением. В качестве граничных условий задается массовый расход на входе и нулевое давление на выходе.

Таблица 1. К сравнению эксперимента и численного расчета

Вязкость $\eta$ , сП	Давление $H$ (эксперимент), МПа	Давление $H$ (расчет), МПа	Относительная погрешность, %
1	0,44	0,43	3
75	0,33	0,32	6
175	0,28	0,30	7
265	0,25	0,34	26
375	0,21	0,44	52

Из таблицы видно, что при увеличении вязкости жидкости растет относительная погрешность расчета. Приемлемая точность характерна для диапазона вязкостей 1–200 сП. Для более точного расчета течения жидкости с вязкостью выше 200 сП необходим пристеночный слой с безразмерным расстоянием от первого узла сетки до стенки ( $y^+$ ), меньшим, чем 1, и, следовательно, большие вычислительные ресурсы, а также требуется коррекция эмпирических констант модели турбулентности.

### 3.3. Оценка изменения вязкости рабочей жидкости по длине насоса

При подборе характеристик многоступенчатого насоса ЭЦН7А-1600Э для добычи вязкой жидкости следует учитывать нагрев рабочей жидкости в ступенях и уменьшение ее вязкости по длине насоса. Нагрев происходит по двум причинам: за счет выделения тепла в ступенях насоса и вследствие сжатия жидкости [19].

Начнем с оценки нагрева за счет выделения тепла в насосе при подаче  $1,85 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$  ( $1600 \text{ м}^3/\text{сут}$ ) и частоте вращения вала 100 Гц. В таблице 2 приведены полученные авторами в стендовых испытаниях данные для мощности, потребляемой ступенью, и КПД в зависимости от вязкости рабочей жидкости.

Таблица 2. Потребляемая мощность, давление, создаваемое ступенью, и КПД ступени при различных значениях вязкости рабочей жидкости

Вязкость $\eta$ , сП	Потребляемая мощность $N_{\text{сп}}$ , кВт	Давление $H_{\text{сп}}$ , МПа	КПД
75	14,4	0,36	0,50
175	15,0	0,32	0,42
265	15,7	0,29	0,35
375	16,3	0,25	0,28

Для нефтей разных месторождений связь вязкости с температурой описывается различными функциями

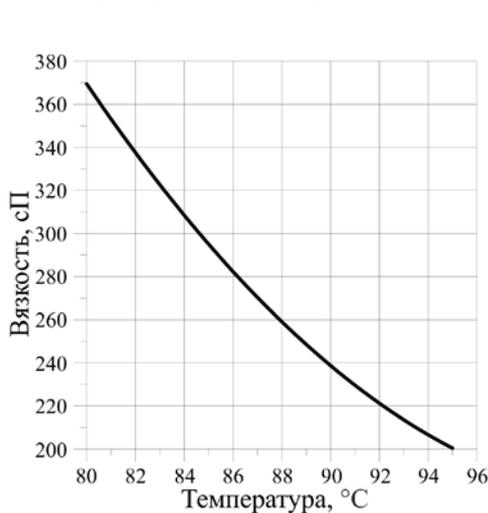


Рис. 4. Пример зависимости вязкости скважинной жидкости  $\eta$  от температуры  $T$  (эксперимент)

$\eta(T)$ . На рисунке 4 в качестве примера изображена наиболее типичная зависимость.

Пусть скважинная жидкость имеет температуру  $T = 81^\circ\text{C}$  и обводненность  $b = 0,35$ . До попадания в насос жидкость нагревается теплом, выделяемым погружным электродвигателем (ПЭД). Если мощность ПЭД равна 600 кВт, а КПД вентильного погружного электродвигателя ( $\mu$ ) составляет 95%, то жидкость, омывающая ПЭД, получит следующее количество тепла:  $q = N_{\text{сп}} \frac{1-\mu}{\mu} \approx 32 \text{ кВт}$ . Оно увеличит температуру жидкости, поступающей на вход ЭЦН, на величину:

$$\Delta T = q / (\rho Q c_p) = 0,75^\circ \approx 1^\circ\text{C},$$

где  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ ,  $Q = 1600 \text{ м}^3/\text{сут}$  (или  $0,0185 \text{ м}^3/\text{с}$ ), а теплоемкость рассчитана по правилу смеси:

$c_p = 2500 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ . Тогда на входе в насос температура жидкости равна примерно  $82^\circ\text{C}$ .

Данные, приведенные в таблице 1, позволяют установить количество тепла  $q(\eta(T))$ , выделяемого при работе одной ступени на жидкости с вязкостью  $\eta$  при температуре  $T$ . Температура жидкости на выходе из  $(n+1)$ -й ступени вычисляется так:

$$T_{n+1} = T_n + q(\eta(T_n)) / (\rho Q c_p).$$

Полученное распределение температуры по длине насоса ЭЦН7А-1600Э, имеющего 23 ступени, представлено на рисунке 5 (кривая 1). Видно, что жидкость в насосе нагрелась на  $\sim 5^\circ\text{C}$ .

Нагрев жидкости вследствие ее адиабатического сжатия в насосе можно рассчитать по формуле [21]:

$$\Delta T = \alpha T \Delta p / (\rho c_p),$$

где  $\alpha = \frac{1}{V} \left( \frac{\partial V}{\partial T} \right)_p$  — коэффициент расширения при постоянном давлении ( $\alpha \approx 10^{-3} \text{ К}^{-1}$ ). Тогда температура

на выходе из  $(n+1)$ -й ступени составит:

$$T_{n+1} = T_n + \frac{\alpha T_n}{(\rho c_p)} \rho g H_n,$$

где  $H_n$  — давление, создаваемое  $n$ -й ступенью.

С учетом обоих механизмов имеем:

$$T_{n+1} = T_n + \frac{q(\eta(T_n))}{(\rho Q c_p)} + \frac{\alpha T_n}{c_p} g H_n.$$

Распределения температуры и вязкости по длине насоса приведены на рисунке 5. Суммарный нагрев жидкости составляет 6°C. Видно, что на входе в насос вязкость была 340 сП, на выходе стала примерно 270 сП. Таким образом, суммарная мощность, потребляемая насосом, вследствие нагрева жидкости уменьшилась на 5,0 кВт (на 1,4%). Напор же ступени вырос с 0,26 м до 0,29 м, а насоса в целом на 5,4%.

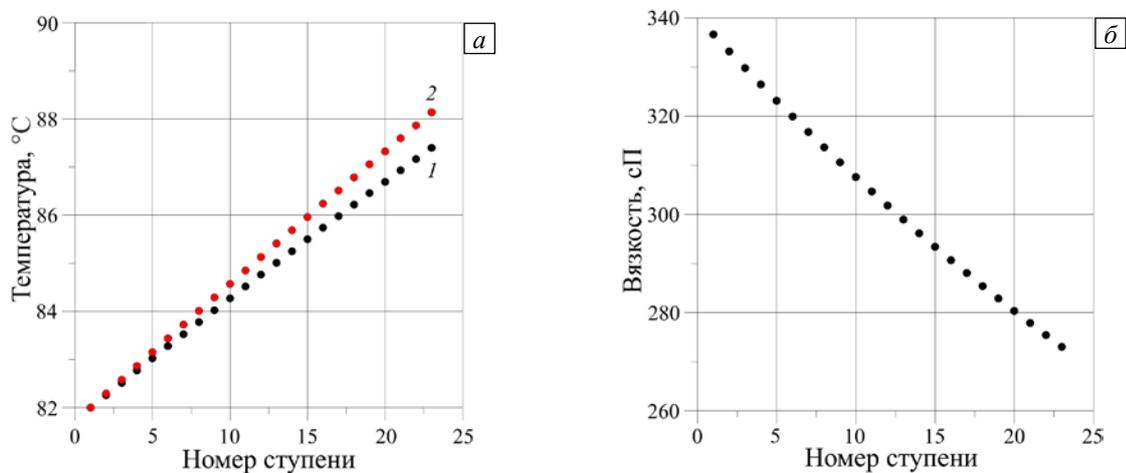


Рис. 5. Расчетные распределения по длине насоса температуры  $T$  (кривая 1 – с учетом потерь вследствие вязкого трения, 2 – с учетом потерь вследствие вязкого трения и адиабатического сжатия) (а) и вязкости  $\eta$  (б)

### 3.3. Результаты испытаний на эмульсии «вода–масло»

По аналогии с испытаниями на чистом масле получены результаты при работе насоса на эмульсии. На рисунке 6 приведены зависимости от подачи для создаваемого ступенью давления (напора) и потребляемой ступенью мощности при двух частотах вращения вала.

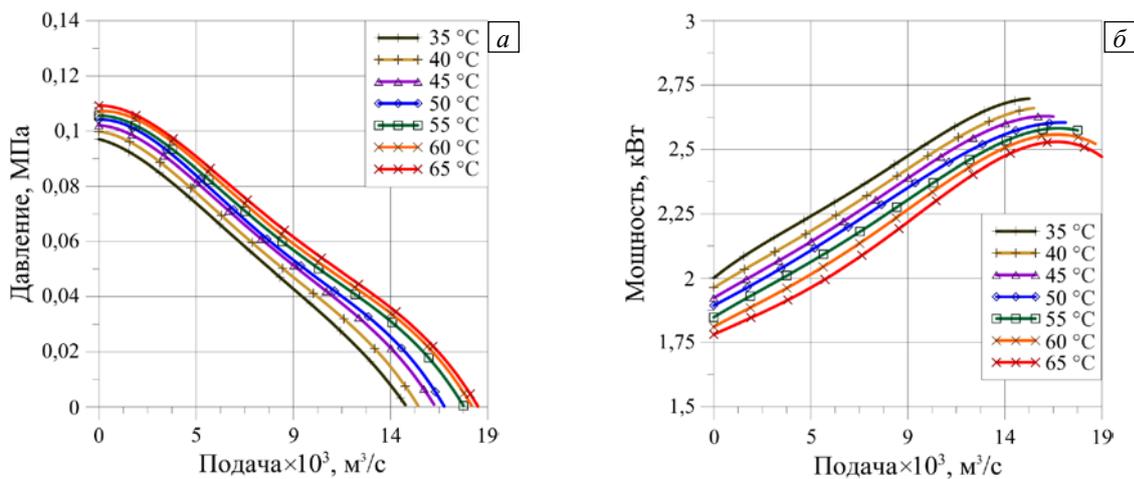


Рис. 6. Экспериментальное распределение в зависимости от подачи  $Q$  давления  $H$  (а, в) и мощности  $N$  (б, г) в насосе при двух значениях скорости вращения вала насоса, Гц: 50 (а, б); 100 (в, г)

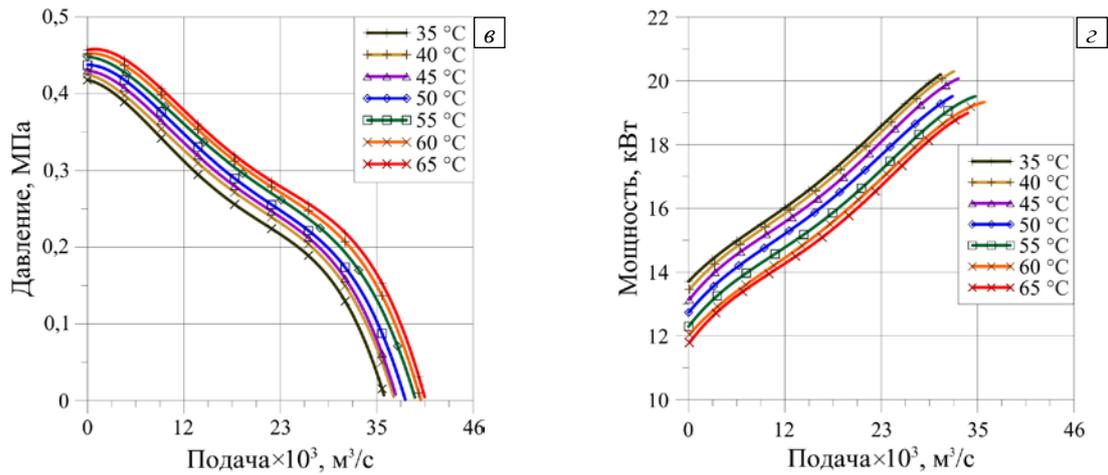


Рис. 6. Продолжение

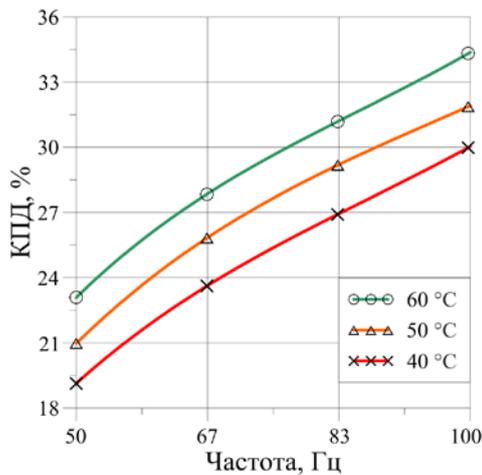


Рис. 7. Зависимость КПД одной ступени от частоты вращения вала при разных температурах рабочей среды (эксперимент)

Давление, создаваемое ступенью, и осевая сила при уменьшении температуры (увеличении вязкости) монотонно снижаются. Мощность, потребляемая ступенью, монотонно растет. КПД с увеличением скорости вращения вала также увеличивается (см. Рис. 7). Кавитационных явлений на входе в насос не наблюдается, поэтому при добыче эмульсий рекомендуется применение этой ступени при максимальной частоте вращения 100 Гц.

В таблице 3 представлены данные для отдельной ступени 6-ступенчатого насоса: потребляемая мощность, давление и КПД при подаче  $1,85 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$  ( $1600 \text{ м}^3/\text{сут}$ ), скорости вращения 100 Гц и различной температуре эмульсии.

Таблица 3. Потребляемая мощность, создаваемое давление и КПД ступени при различной температуре эмульсии

Температура, °С	Мощность, кВт	Давление, МПа	КПД, %
35	17,4	0,25	29,2
40	17,1	0,26	30,0
45	17,0	0,27	31,3
50	16,6	0,28	32,1
55	16,3	0,29	33,1
60	15,9	0,31	34,0
65	15,7	0,32	35,3

### 3.4. Влияние числа ступеней на характеристики насоса при работе на эмульсии «вода–нефть»

Стендовым испытаниям подвергался также насос ЭЦН7А-1600Э, состоящий из 23 ступеней. На рисунке 8 приведены зависимости давления и потребляемой мощности от подачи в пересчете на одну ступень для насосов из 6 и 23 ступеней, которые получены в одинаковых условиях: температура эмульсии на входе в насос составляла 60°С, частота вращения вала — 100 Гц. Из рисунка 8а видно, что среднее давление и максимальная подача на ступенях более длинного насоса существенно выше, а потребляемая мощность ниже на 10–15% (см. Рис. 8б).

Эти отличия могут быть обусловлены, во-первых, более сильным нагревом рабочей жидкости в длинном насосе. Так, согласно экспериментальным данным, нагрев составил ~1°С для насоса, состоящего из 6 ступеней, и ~7°С для насоса из 23 ступеней. При таком нагреве вязкость масла

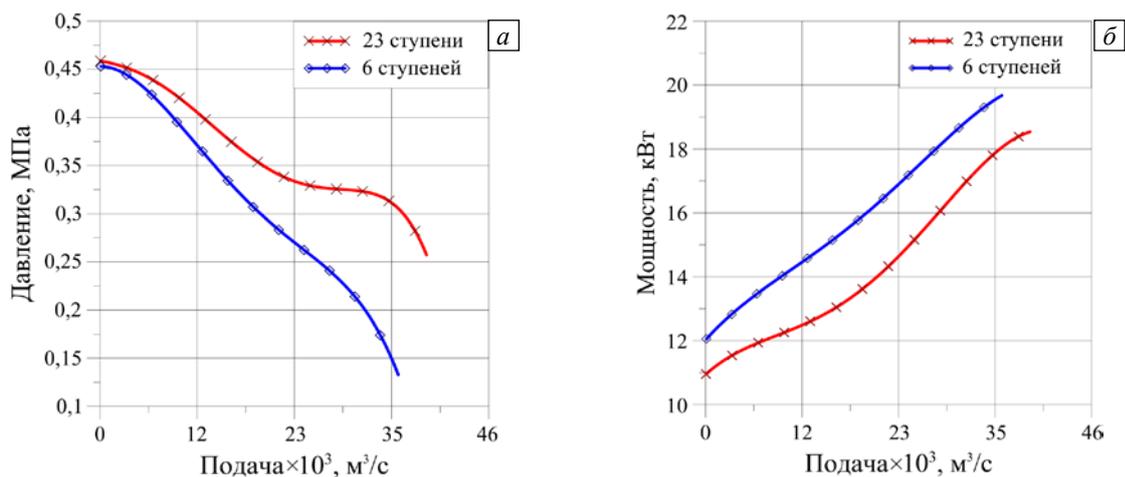


Рис. 8. Экспериментальное распределение в зависимости от подачи  $Q$  давления создаваемого ступенью  $H$  (а) и мощности  $N$  (б) для насоса с разным количеством ступеней

уменьшается с 240 до 150 сП, а вязкость воды — с 0,51 до 0,45 сП. Во-вторых, следует учитывать, что эффективная вязкость эмульсии снижается также при увеличении подачи (см. следующий подраздел). Это приводит к тому, что отличия давления и мощности тем существеннее, чем выше подача.

### 3.5. Эффективная вязкость эмульсии

Величину эффективной вязкости эмульсий введем следующим образом. Для  $n$ -й ступени ЭЦН7А-1600Э рассмотрим множество напорно-расходных характеристик  $H = f(Q, \eta | n)$ , измеренных на ньютоновской жидкости с вязкостью  $\eta$  при некоторой заданной скорости вращения вала. В качестве примера на рисунке 9 приведено такое множество напорно-расходных кривых, полученных при испытаниях на масле при 100 Гц, которые позволяют вычислить вязкость рабочей жидкости  $\eta = f^{-1}(Q, H | n)$ , то есть каждой паре точек на плоскости  $Q-H$  поставить в соответствие вязкость  $\eta$ .

Теперь нанесем на плоскость  $Q-H$  напорно-расходную кривую этой же ступени при той же скорости вращения вала, но отвечающую испытаниям на эмульсии. Эта линия показана на рисунке 9 как сплошная. Точки ее пересечения с напорно-расходными кривыми для масла определяют величину эффективной вязкости эмульсии. Видно, что эффективная вязкость (а значит, и скорость сдвига) (см. Рис. 9б) уменьшается с ростом подачи.

Отметим, что эффективная вязкость эмульсии зависит не только от собственных физических свойств эмульсии, но и от поля скоростей и давлений в испытуемом насосе. Это означает, что одна и та же эмульсия имеет различную вязкость в разных течениях, например, при перекачке ее насосами, отличающимися длиной.

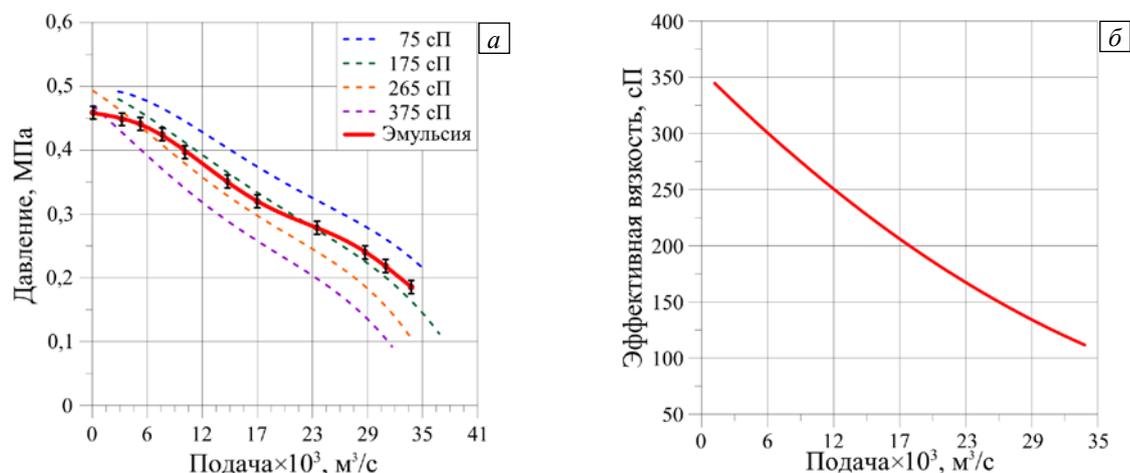


Рис. 9. Экспериментальное определение эффективной вязкости эмульсии «вода-масло» по измеренным напорно-расходными кривым (а) и ее распределение (б) в зависимости от подачи

#### 4. Выводы

Показано, что при перекачке жидкости насосами ее вязкость непостоянна. В силу собственного внутреннего разогрева жидкости вязкость уменьшается по длине насоса на 20–30%. Разогрев жидкости происходит как из-за внутреннего трения, так и вследствие сжатия жидкости.

Предложена методика измерения эффективной вязкости эмульсий, зависящей не только от свойств эмульсии, но и характера ее течения, по результатам стендовых испытаний насосов. Показано, что эффективная вязкость при увеличении подачи жидкости на входе в насос от нуля до  $\sim 0,03 \text{ м}^3/\text{с}$  (до  $2600 \text{ м}^3/\text{сут}$ ) падает почти в 3 раза.

Большое практическое значение имеет выявленное увеличение КПД насосов на 10% при увеличении частоты вращения вала с традиционных 50 Гц до 100 Гц. Эффект имеет место как на ньютоновских жидкостях, так и на эмульсии.

#### Литература

1. Яценко И.Г., Нестерова Г.В. Нефтегазовые ресурсы арктического сектора // Интерэкспо Гео-Сибирь. 2015. Т. 2, № 1. С. 222-226.
2. Romero O.J., Hupp A. Subsea electrical submersible pump significance in petroleum offshore production // J. Energy Resour. Technol. 2013. Vol. 136. 012902. [DOI](#)
3. Rahman Q., Ketan K., Helge O. An integrated solution enabling allocation of heavy oil in the peregrino field // Proc. of the Offshore Technology Conference 2011. Houston, Texas, USA, May 2-5, 2011. OTC-21790-MS. [DOI](#)
4. Helge O., Sheth K., Pessoa R.F., Okita R., Crossley A., Martinez I. ESP assisted production allocation in peregrino field // Proc. of the Offshore Technology Conference 2011. Houston, Texas, USA, May 2-5, 2011. OTC-22579-MS. [DOI](#)
5. Helge O., Sheth K., Okita R., Pessoa R.F., Crossley A. Successful production allocation through ESP performance in peregrino field // Proc. of the SPE Latin America and Caribbean Petroleum Engineering Conference 2012. Mexico City, Mexico, April 16-18 2012. SPE-152391-MS. [DOI](#)
6. Романова Н.А., Алиев З.З., Буранчин А.П. Вязкость водонефтегазовой эмульсии и ее влияние на эффективность работы глубиннонасосных установок // Нефтегазовое дело. 2009. Т. 7, № 1. С. 43-48 (URL: <http://ngdelo.ru/article/view/1391>)
7. Мищенко И.Т. Скважинная добыча нефти. М: ФГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2003. 816 с.
8. Phan H., Nguyen T., Al-Safran E., Nes O.-M., Saasen A. An experimental investigation into the effects of high viscosity and foamy oil rheology on a centrifugal pump performance // Petrol. Sci. Technol. 2017. Vol. 7, no. 1. P. 67-78. [DOI](#)
9. Лоскутова Ю.В., Юдина Н.В., Волкова Т.И., Ануфриев Р.В. Изучение вязкостно-температурного поведения водонефтяных эмульсий в точке инверсии фаз // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. 2017. № 10-2. С. 221-225.
10. Небогина Н.А., Прозорова И.В., Юдина Н.В. Особенности группового состава и реологии водо-нефтяных систем // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». 2007. № 2. (URL: <http://ogbus.ru/article/view/osobennosti-grupпового-sostava-i-reologii-vodno-neftyanyx-sistem>)
11. Бернал Дж., Кинг С. Экспериментальное моделирование простых жидкостей // Физика простых жидкостей. Статистическая теория / Под ред. Г. Темперли, Дж. Роулинсона, Дж. Рашбрука. М: Мир, 1971. С. 116-135.
12. Конторович А.Э. Пути освоения ресурсов нефти и газа Российского сектора арктики // Вестник РАН. 2015. Т. 85, № 5-6. С. 420-430. [DOI](#)
13. Черепашников А.В., Соколов В.Б., Широких В.Л. Опыт исследования скважин, оборудованных ЭЦН // Нефтяное хозяйство, 1981. № 10. С. 51-54.
14. Amalar G., Estevan V., Franca F.A. On the influence of viscosity upon ESP performance // Proc. of the SPE Annual Technical Conference and Exhibition. Anaheim, California, USA, November 11-14, 2007. SPE-110661-MS. [DOI](#)
15. Barríos L., Rojas M., Monteiro G., Sleight N. Brazil field experience of ESP performance with viscous emulsions and high gas using multi vane MVP and high power ESPs // Proc. of the SPE Electric Submersible Pump Symposium. Woodlands, Texas, USA, April 24-28, 2017. SPE-185141-MS. [DOI](#)
16. Zhu J., Banjar H., Xia Z., Zhang H.-Q. CFD simulation and experimental study of oil viscosity effect on multi-stage electrical submersible pump (ESP) performance // J. Petrol. Sci. Eng. 2016. Vol. 146. P. 735-745. [DOI](#)
17. <https://www.novomet.ru/rus/products/pumps/electric-centrifugal-pumps/powersave/> (дата обращения: 30.05.2019).
18. ISO 15551-1:2015 Petroleum and natural gas industries – Drilling and production equipment – Part 1: Electric submersible pump systems for artificial lift
19. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Дрофа, 2003. 840 с.
20. Лебедев Д.Н., Пещеренко М.П., Пещеренко С.Н., Пошвин Е.В. Особенности пересчета коэффициента полезного действия энергоэффективных насосов на разные частоты вращения вала // Нефтяное хозяйство. 2013. № 6. С. 110-113.
21. Лоренц Г.А. Лекции по термодинамике. Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001. 176 с.

#### References

1. Yashchenko I.G., Nesterova G.V. Oil-gas resources of Arctic sector. *Inter-ekspo Geo-Sibir'*, 2015, vol. 2, no. 1, pp. 222-226.
2. Romero O.J., Hupp A. Subsea electrical submersible pump significance in petroleum offshore production. *J. Energy Resour. Technol.*, 2013, vol. 136, 012902. [DOI](#)

3. Rahman Q., Ketan K., Helge O. *Proc. Of the Offshore Technology Conference 2011. Houston, Texas, USA, May 2-5, 2011. OTC-21790-MS.* [DOI](#)
4. Helge O., Sheth K., Pessoa R.F., Okita R., Crossley A., Martinez I. *Proc. Of the Offshore Technology Conference 2011. Houston, Texas, USA, May 2-5, 2011. OTC-22579-MS.* [DOI](#)
5. Helge O., Sheth K., Okita R., Pessoa R.F., Crossley A. *Proc. Of the SPE Latin America and Caribbean Petroleum Engineering Conference 2012. Mexico City, Mexico, 16-18 April 2012. SPE-152391-MS.* [DOI](#)
6. Romanova N.A., Aliev Z.Z., Buranchin A.R. The viscosity of water-gas-oil emulsions and viscosity influence on bottomhole pumping efficiency. *Neftegazovoye delo*, 2009, vol. 7, no. 1, pp. 43-48. (URL: <http://ngdelo.ru/article/view/1391>)
7. Mishchenko I.T. *Skvazhinnaya dobycha nefiti* [Downhole oil production]. Moscow, FGUP Izd-vo «Nefi' i gaz» RGU nefiti i gaza im. I.M. Gubkina, 2003. 816 p.
8. Phan H., Nguyen T., Al-Safran E., Nes O.-M., Saasen A. An experimental investigation into the effects of high viscosity and foamy oil rheology on a centrifugal pump performance. *Petrol. Sci. Technol.*, 2017, vol. 7, no. 1, pp. 67-78. [DOI](#)
9. Loskutova Yu.V., Yudina N.V., Volkova G.I., Anufriev R.V. Study of viscosity and temperature behavior of water-oil emulsions in phase inversion point. *Mezhdunarodnyy zhurnal prikladnykh i fundamental'nykh issledovaniy*, 2017, no. 10-2, pp. 221-225.
10. Nebogina N.A., Prozorova I.V., Yudina N.V. Osobennosti gruppovogo sostava i reologii vodo-neftnykh sistem [Features of group composition and rheology of water-oil systems]. *Elektronnyy nauchnyy zhurnal "Neftegazovoye delo"*, 2007, no. 2. (URL: <http://ogbus.ru/article/view/osobennosti-gruppovogo-sostava-i-reologii-vodno-neftnykh-sistem>)
11. *Physics of simple liquids*, ed. H.N.V. Temperley, J.S. Rowlinson, G.S. Rushbrooke. North-Holland Publishing Company, 1968. 713 p.
12. Kontorovich A.E. Ways of developing oil and gas resources in the Russian sector of the Arctic. *Her. Russ. Acad. Sci.*, 2015, vol. 85, pp. 213-222. [DOI](#)
13. Cherepashnikov A.V., Sokolov V.B., Shirokikh V.L. Opyt issledovaniya skvazhin, oborudovannykh ETsN [Experience in the study of wells equipped with ESP]. *Neftyanoye khozyaystvo – Oil Industry*, 1981, no. 10, pp. 51-54.
14. Amalar G., Estevan V., Franca F.A. *Proc. of the SPE Annual Technical Conference and Exhibition. Anaheim, California, USA, November 11-14, 2007. SPE-110661-MS.* [DOI](#)
15. Barrios L., Rojas M., Monteiro G., Sleight N. *Proc. of the SPE Electric Submersible Pump Symposium. Woodlands, Texas, USA, April 24-28, 2017. SPE-185141-MS.* [DOI](#)
16. Zhu J., Banjar H., Xia Z., Zhang H.-Q. CFD simulation and experimental study of oil viscosity effect on multi-stage electrical submersible pump (ESP) performance. *J. Petrol. Sci. Eng.*, 2016, vol. 146, pp. 735-745. [DOI](#)
17. <https://www.novomet.ru/rus/products/pumps/electric-centrifugal-pumps/powersave/> (accessed 30 May 2019).
18. ISO 15551-1:2015 Petroleum and natural gas industries – Drilling and production equipment – Part 1: Electric submersible pump systems for artificial lift
19. Loitsianskii L.G. *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Fluid and gas mechanics]. Moscow, Drofa, 2003. 840 p.
20. Lebedev D.N., Peshcherenko M.P., Peshcherenko S.N., Poshvin E.V. Features recalculation efficiency of energy-efficient pumps at different frequencies of rotation of a shaft. *Neftyanoye khozyaystvo – Oil Industry*, 2013, no. 6, pp. 110-113.
21. Lorents H.A. *Lectures on theoretical physics. Vol. 2. Thermodynamics*. London, MacMillan and Co., 1927.

Поступила в редакцию 09.04.2019; после доработки 14.05.2019; принята к опубликованию 20.05.2019