

УДК 622.276.53.054.4

ВЛИЯНИЕ ГЕОЛОГО-ТЕХНИЧЕСКИХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА НАГРУЗКИ И УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ В ШТАНГОВОЙ КОЛОННЕ ВИНТОВЫХ НАСОСОВ

Уразаков Камил Рахматуллович¹,
urazakk@mail.ru

Латыпов Булат Маратович¹,
bulatti@hotmail.com

¹ Уфимский государственный нефтяной технический университет,
Россия, 450062, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1.

Актуальность исследования обусловлена необходимостью повышения надежности и ресурса штанговых винтовых насосных установок, используемых для осложненных условий эксплуатации скважин, поскольку они имеют низкую надежность в сравнении с электроцентробежными насосами, что ограничивает их применение. Винтовые насосные установки используются в скважинных условиях, характеризующихся высокой вязкостью откачиваемой пластовой жидкости (более 30 мПа·с) и высоким содержанием механических примесей в ней (коэффициент взвешенных частиц более 500 мг/литр). Опыт эксплуатации винтовых насосных установок показывает, что надежность насосных установок зависит в первую очередь от надежности штанговой колонны. Помимо крутящей нагрузки, необходимой для передачи вращения от асинхронного двигателя к винтовому насосу, погруженному на расстояние более одного километра от устья скважины, штанговая колонна испытывает растягивающие нагрузки от веса насосных штанг и осевой нагрузки винтового насоса, а также изгибающие нагрузки, вызванные пространственным искривлением ствола скважины.

Цель исследования заключается в оценке влияния различных факторов эксплуатации на нагрузки, действующие на колонну насосных штанг в процессе эксплуатации скважины, а также на усталостную прочность насосных штанг.

Методы: методика расчета штанговых колонн винтовых насосных установок с учетом осевых, крутящих и изгибающих нагрузок, учитывающая процессы трения штанговой колонны о насосно-компрессорные трубы, возникающие от Эйлеровых сил прижатия штанг к трубам из-за пространственного искривления ствола скважины, реализованная на языке программирования Python; факторный анализ нагрузок, действующих на привод насосной установки.

Результаты. С помощью программного обеспечения, реализованного на языке программирования Python, произведены расчеты, показавшие влияние различных осложняющих факторов на величину нагрузок на штанговую колонну. Показано влияние нагрузок вследствие воздействия геолого-технических и технологических параметров на усталостную прочность насосных штанг. Разработанное программное обеспечение позволяет учесть степень влияния осложняющих факторов на стадии подбора компоновки винтовой насосной установки, а также в процессе эксплуатации и тем самым существенно увеличить межремонтный период работы штанговых винтовых насосных установок.

Ключевые слова:

Добыча нефти, насосная штанга, винтовой насос, искривленная скважина, трение насосных штанг, python.

Установки штанговых винтовых насосов (УШВН) эксплуатируются уже более 30 лет. Они эксплуатируются в странах ОПЕК, в России, в Казахстане и многих других странах [1]. В течение 30 лет происходила модернизация как глубинного, так и поверхностного оборудования установки. До настоящего времени одним из наиболее часто выходящих из строя узлов установки остается штанговая колонна, особенно в искривленных скважинах [2, 3]. При эксплуатации УШВН в искривленных скважинах, штанговая колонна испытывает значительные крутящие, а также растягивающие и изгибающие нагрузки [3–5]. Кроме того, на этих участках в результате процессов граничного трения штанги подвержены интенсивному износу, особенно при наличии механических примесей [2, 6]. Основной задачей повышения надежности установки является правильный подбор как винтовой пары, так и колонны насосных штанг с учетом осложняющих эксплуатацию факторов [6, 7].

Условия работы штанговых колонн винтовых насосных установок во многом схожи с работой буровой колонны при роторном бурении. Влияние процессов граничного трения на энергетические за-

траты, возникающие при вращении буровой колонны в скважине, достаточно изучены. В работах А.Ш. Янтурина [8], С.А. Рекина [9], Л.Б. Хузиной и других [10] показано, что значения коэффициентов трения и энергетических затрат на вращение буровой колонны зависят от значения параметров упругодеформированного состояния буровой колонны. В то же время упругодеформированное состояние колонны штанг при эксплуатации УШВН и буровой колонны при роторном бурении отличаются. При эксплуатации УШВН колонна штанг находится полностью в подвешенном состоянии, а при роторном бурении нижняя часть буровой колонны находится в сжатом состоянии. Поэтому при бурении наибольший износ наблюдается в нижней, наиболее сжатой части буровой колонны и на участках искривления. При эксплуатации УШВН наибольший износ штанг наблюдается только на участках искривления скважины, при этом разница упругодеформированного состояния штанг и буровых труб существенно влияет на силу прижатия пар трения, а следовательно, и на процессы трения. Отличия работы буровой колонны и колонны насосных штанг приводят к необ-

ходимости детального исследования процессов граничного трения, возникающих при эксплуатации УШВН.

В работе [11] показано, что в процессе эксплуатации насосных штанг как для установок штанговых скважинных насосов (УШСН), так и для УШВН, значения коэффициентов трения в процессе приработки несколько снижаются и через некоторое время стабилизируются.

В отличие от рассмотренных исследований, в работе [12] для штанговой колонны в составе УШСН показано, что значения коэффициента трения штанговой колонны о трубы зависят от безразмерного числа Зоммерфельда, определяемого по зависимости (1):

$$So = \frac{\mu \times V}{N}, \quad (1)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости (смазки), Па·с; N – прижимающая нагрузка контактирующих тел, Н/м.

Поэтому процессы трения, возникающие при контакте штанговой колонны со стенками НКТ, необходимо рассматривать с учетом силы их прижатия и относительной скорости их перемещения, а также вязкости среды, в которой происходит взаимодействие.

В работе [13] получены зависимости коэффициентов трения штанговых муфт о трубы во времени. Ими же получены зависимости значения коэффициентов трения штанговых муфт о трубы в зависимости от значения числа Зоммерфельда (в диапазоне от 0, до $40 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{So}$), согласно которым при росте числа Зоммерфельда величина коэффициента трения сначала падает со значения $\approx 0,3$ до $\approx 0,15$, а затем постепенно растет до значения $\approx 0,5$. Однако полученная зависимость определена для ограниченного диапазона чисел Зоммерфельда и не покрывает весь диапазон значений, характерных при эксплуатации УШВН. На основании этого было проведено комплексное экспериментальное исследование зависимостей коэффициентов трения от числа Зоммерфельда [14]. Полученная зависимость для пар трения муфта–труба и штанга–труба при вращательном движении представлена ниже

$$f = \exp(a + b \cdot \ln(100 \cdot \sqrt{So})). \quad (2)$$

Коэффициенты к регрессионной зависимости (2) приведены в работе [14].

При расчете штанговых колонн в искривленных скважинах коэффициенты трения необходимо учитывать при определении осевой и крутящей нагрузки. Разработанная методика расчета штанговых колонн в работе [15] не позволяет рассчитать штанговую колонну с учетом азимутальных углов искривления. Кроме того, расчеты по разработанной методике трудоемки, поэтому была поставлена задача доработки методики расчета и реализация ее на языке программирования Python.

В отличие от методики, представленной в работе [15], для расчета параметров в уравнениях (3)–(9) использовались уточненные зависимости.

Изменение осевой нагрузки в каждой точке определялось дифференциальным уравнением:

$$\frac{dT}{dS} = q \cdot \cos(\alpha) - f \cdot N, \quad (3)$$

где q – вес одного метра штанг, Н/м; α – зенитный угол, °; f – коэффициент трения штанг о трубы; N – прижимающая сила, Н; dS – изменение расстояния, м.

Прижимающая сила насосных штанг к насосно-компрессорным трубам N определялась как [12]:

$$N = \sqrt{\left(T_e \frac{d\alpha}{dS} - \lambda q \cdot \sin(\alpha)\right)^2 + \left(T_e \cdot \sin(\alpha) \frac{d\varphi}{dS}\right)^2}, \quad (4)$$

где T_e – осевая сила, Н; $\lambda = 1 - \rho_{\text{ж}}/\rho_{\text{ст}}$ – коэффициент Архимеда; φ – азимутальный угол оси скважины, °.

Для определения значений осевых усилий необходимо знать граничные условия к уравнению (2). В данном случае граничным условием будет осевая нагрузка, возникающая в роторе насоса при работе винтового насоса.

Нагрузка на ротор насоса при работе УШВН определялась по зависимости, учитывающей эффективную площадь поверхности ротора, на которую воздействует давление столба жидкости [16].

Определение изгибающих нагрузок и оценка их влияния на усталостную прочность были выполнены с учетом работ [17, 18].

Изгибающий момент в каждой точке скважины определялся с учетом радиуса искривления, определяемого по зависимости вида [19]:

$$R = \frac{\Delta L}{2 \cdot \sin(DL)}, \quad (5)$$

где DL – угол искривления в пространстве; ΔL – шаг инклинометрии.

Угол искривления в пространстве определялся зависимостью [19]:

$$\cos(DL) = \cos(\Delta\alpha) - \sin(\alpha_1) \sin(\alpha_2) (1 - \cos(\Delta\varphi)). \quad (6)$$

Крутящий момент, необходимый для преодоления вязкого трения штанг в жидкости, определялся как [20]:

$$M_{\text{тр}} = \frac{10^{-2} \cdot d^3}{(D - d)} \cdot \mu_f \cdot L \cdot n \cdot \frac{\left(\frac{\mu_s}{\mu_f} - 1\right)}{\ln \frac{\mu_s}{\mu_f}}, \quad (7)$$

где L – длина насосных штанг, м; n – частота вращения, об/с; μ_f – вязкость жидкости на входе в насос, мПа·с; d – диаметр насосных штанг, м; μ_s – вязкость жидкости на устье скважины, мПа·с; D – диаметр НКТ, м.

Момент в насосе определялся суммой момента, затрачиваемого на подъем жидкости, и момента трения стального ротора о резиновый статор насоса. Момент, затрачиваемый на трение ротора винтового насоса в статоре, определяется как [21]:

$$M_{\text{тр}} = 1421,1 \cdot x^2 - 41,2 \cdot x, \quad (8)$$

где x – натяг ротора в эластомерной обкладке статоре, мм.

Необходимый напор (давление) жидкости, развиваемый насосом, может быть получен стандартными корреляциями течения жидкости в скважине либо задан. При откачке высоковязкой жидкости необходимо учесть потери на вязкое трение, например, по зависимости [20], которая выглядит как:

$$\Delta P_{mp} = \frac{7,05 \cdot 10^{-7}}{(D+d) \cdot (D-d)^3} \cdot Q \cdot \mu_f \cdot L \cdot \frac{\left(\frac{\mu_s}{\mu_f} - 1\right)}{\ln \frac{\mu_s}{\mu_f}}, \quad (9)$$

где D – внутренний диаметр НКТ, м; d – диаметр насосных штанг, м; Q – подача насоса, м³/сут; μ_f – вязкость откачиваемой жидкости на входе в насос, мПа·с; μ_s – вязкость жидкости на устье скважины, мПа·с; L – длина НКТ, м.

Программа работает следующим образом. На входе задаются исходные данные: геологические, параметры винтового насоса, конструкция скважины с инклинометрией. Далее пользователь может выбрать либо расчет напряжений в заданной штанговой колонне, либо подбор штанговой колонны по допускаемым напряжениям. На первом этапе расчета нагрузок определяются осевые и изгибающие нагрузки, затем с учетом вычисленных сил прижатия штанг к трубам определяются крутящие нагрузки. После определения всех нагрузок рассчитываются эквивалентные напряжения.

Подбор насосных штанг осуществляется циклическим изменением типоразмера насосных штанг до тех пор, пока расчетные напряжения не станут ниже допускаемых с учетом коэффициента запаса прочности, задаваемого пользователем.

Типовой расчет

В отличие от расчета штанговой колонны, предложенной в международном стандарте ISO 15136-1:2009 [22], в разработанной методике предлагается учитывать изгибающие нагрузки. Расчеты, проведенные для многих скважин, показывают необходимость учета изгибающих нагрузок.

В табл. 1 приведены исходные данные, необходимые для расчета.

На рис. 1 показаны результаты расчетов. На глубине 350–550 м в зоне ствола скважины с минимальными радиусами искривления ствола скважины возникает значительное повышение изгибающих напряжений, достигающих 40 МПа, что сопоставимо с величиной осевых нагрузок на штанговую колонну.

Для оценки влияния изгибающих напряжений на усталостную прочность был произведен расчет коэффициента запаса усталостной прочности при 10 млн циклов по методике [15]. Амплитуда крутящего момента была взята 10 % от номинального значения в соответствии с данными о неравномерности крутящего момента в винтовом насосе, представленными в работе [23]. Расчет приведен для насосных штанг из стали 40 с нормализацией. По рис. 2 видно, что минимальные коэффициенты запаса усталостной проч-

ности расположены на участке с минимальными радиусами изгиба ствола скважины.

Таблица 1. Исходные данные для расчета колонны насосных штанг

Table 1. Initial data for calculation of the sucker rod string

Показатель Parameter	Значение Value	Размерность Dimension
Подача насоса Pump rate	10	м ³ /сут m ³ /day
Диаметр вента насоса Pump rotor diameter	32	мм mm
Эксцентриситет винтовой пары насоса Screw pump eccentricity	4	мм mm
Давление на приеме насоса Pump intake pressure	4	МПа MPa
Давление на выкиде насоса Pump discharge pressure	12	МПа MPa
Внутренний диаметр НКТ Tubing inner diameter	62	мм mm
Частота вращения колонны штанг Rotation frequency of rod	100	об/мин rpm
КПД винтовой пары Efficiency of pump	90	%
Натяг Interference	0,2	мм mm
Длина колонны насосных штанг Rod string length	1000	м m
Диаметр насосных штанг Sucker rod diameter	25	мм mm
Вязкость жидкости на входе в насос Pump intake fluid viscosity	120	мПа·с mPa·s
Вязкость жидкости на устье скважины Fluid viscosity on the surface	480	мПа·с mPa·s
Средняя плотность откачиваемой жидкости Fluid density	846	кг/м ³ kg/m ³

Таблица 2. Исходные данные для факторного анализа влияния параметров насосной установки и свойств откачиваемой жидкости на крутящий момент привода

Table 2. Initial data for factor analysis of the influence of the parameters of the pumping unit and the properties of the pumped liquid on the drive torque

Параметры насосной установки Parameters of the pumping unit	Минимальное значение Minimum value	Максимальное значение Maximum value
Подача насоса, м ³ /сут Pump rate, m ³ /day	5	30
Вязкость жидкости, мПа·с Fluid viscosity, mPa·s	5	500
Плотность жидкости, кг/м ³ Fluid density, kg/m ³	780	900
Диаметр ротора винтового насоса, мм Pump rotor diameter, mm	18	25
Эксцентриситет, мм Eccentricity, mm	4	7
Длина штанговой колонны, м Rod string length, m	600	1500
Перепад давления в насосе, Па Pump differential pressure, Pa	5000000	30000000
КПД насоса, % Efficiency, %	60	80
Натяг винтовой пары, мм Interference, mm	0,1	0,5

Для анализа влияния различных факторов эксплуатации на нагрузки в штанговой колонне были проведены серии расчетов (по 10000 расчетов). Варьируемыми параметрами были взяты основные факторы, влияющие на наработку винтовых насосных установок согласно исследованиям, приведенным в работе [6]: вязкость и частота вращения. Кроме того, для

оценки работы винтового насоса выполнена серия расчетов по влиянию различных факторов на изменение осевой и крутящих нагрузок. Исходные данные для расчетов приведены в табл. 2.

В табл. 3 показана матрица корреляций параметров эксплуатации и характеристик насоса на осевую и крутящую нагрузку.

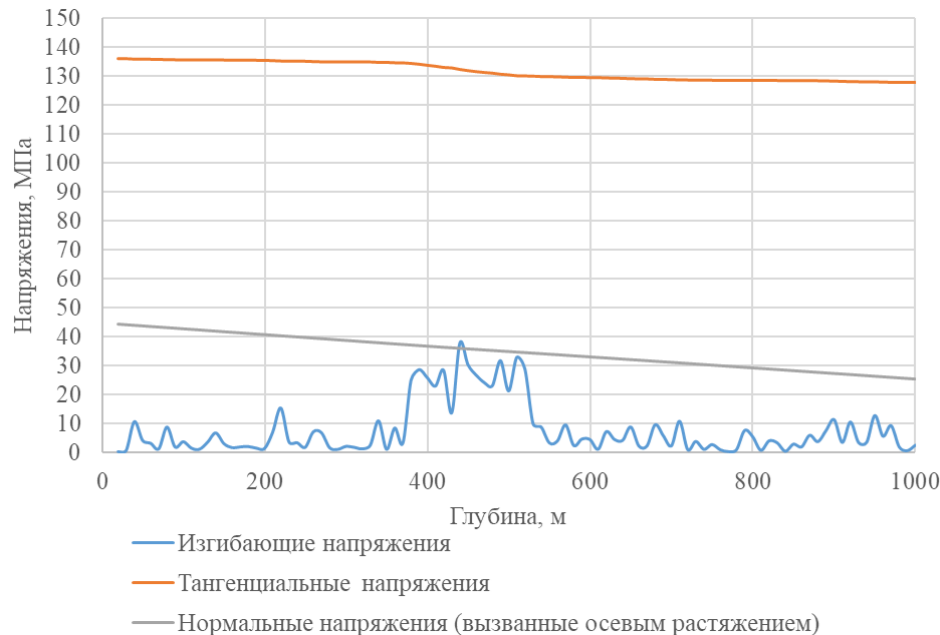


Рис. 1. Результаты расчетов колонны насосных штанг (распределение изгибающих, тангенциальных и нормальных напряжений по глубине колонны штанг)

Fig. 1. Results of calculations of the column of pump rods (dependency chart of bending, tangential and normal stresses along the depth of the sucker rod string)

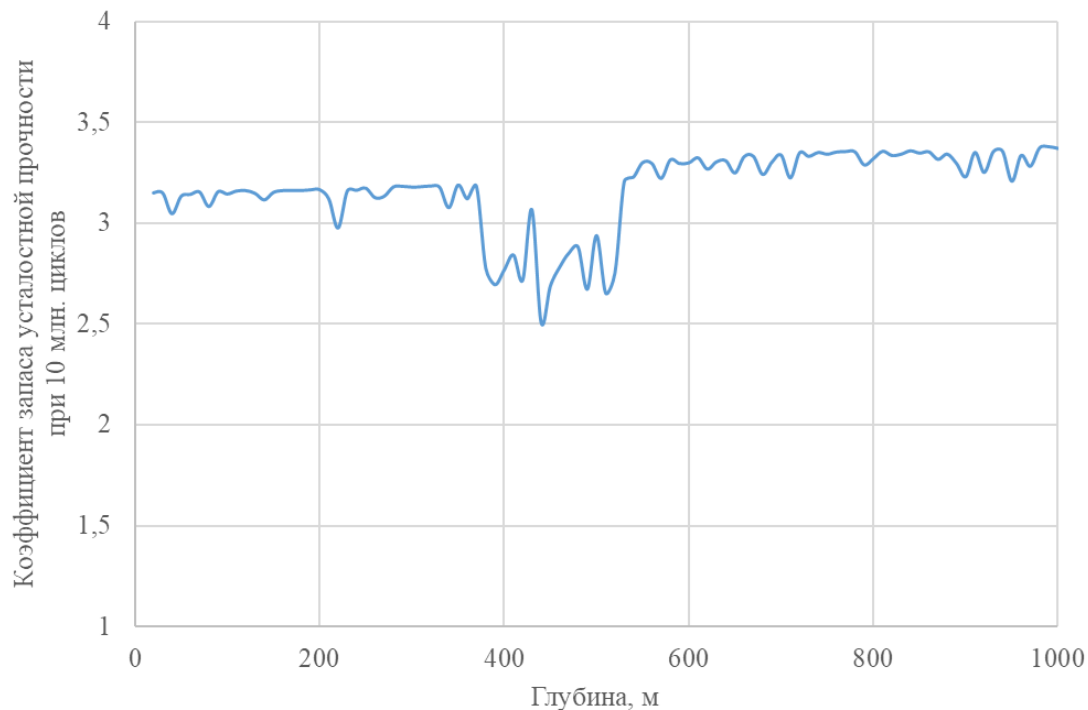


Рис. 2. График распределения коэффициента запаса усталостной прочности (при 10 млн циклов нагружения) по глубине колонны штанг

Fig. 2. Graph of fatigue strength safety factor distribution (at 10 million loading cycles) along the depth of the rod string

Таблица 3. Матрица корреляций влияния параметров насосной установки и свойств откачиваемой жидкости на крутящий момент привода

Table 3. Correlation matrix of the influence of the pumping unit parameters and the properties of the pumped liquid on the drive torque

Параметры насосной установки Parameters of the pumping unit	Длина колонны штанг Rod string length	Диаметр ротора насоса Pump rotor diameter	Плотность жидкости Fluid density	КПД насоса Efficiency	Эксцентриситет Eccentricity	Частота вращения Rotation frequency	Перепад давления через насос Pump differential pressure	Вязкость жидкости Fluid viscosity	Подача насоса Pump rate	Натяг винтовой пары Interference	Крутящий момент Torque	Осевая нагрузка Axial load
Крутящий момент Torque	0,26	0,00	0,01	–0,04	0,01	0,17	0,23	0,37	0,09	0,84	1,00	0,22
Осевая нагрузка Axial load	0,83	0,42	–0,01	–0,02	0,22	0,01	0,84	0,01	0,00	–0,01	0,22	1,00

По табл. 3 видно, что наибольшее влияние на крутящий момент привода установки влияет длина колонны насосных штанг, перепад давления через насос, частота вращения, вязкость откачиваемой жидкости, натяг винтовой пары и осевая нагрузка. Наибольшее влияние на осевую нагрузку оказывает длина колонны насосных штанг, диаметр ротора насоса, эксцентриситет, перепад давления через насос и крутящий момент привода.

Для оценки влияния режимных параметров эксплуатации скважины на величину нагрузок были построены линейные регрессии (10) и (11).

Линейная регрессия (10) влияния длины колонны насосных штанг L , диаметра ротора насоса D , эксцентриситета e , перепада давления через насос dP и крутящего момента привода M на осевую нагрузку A представлена в виде (коэффициент детерминации 0,967):

$$A = -60577 + 18,68 \cdot L + 2,096 \cdot 10^6 \cdot D + 1,995 \cdot 10^6 \cdot e + 1,548 \cdot 10^{-3} \cdot dP + 2,545 \cdot M. \quad (10)$$

Поскольку длина колонны насосных штанг, диаметр винта и эксцентриситет ротора в статоре для эксплуатируемой скважины постоянны, изменение осевой нагрузки на привод установки будет зависеть преимущественно от перепада давления и крутящего момента.

При наличии датчика осевой нагрузки на приводе насосной установки полученная зависимость позволяет оценить изменение перепада давления, интенсивный рост нагрузки может свидетельствовать об увеличении перепада давления, которое возникает при снижении динамического уровня жидкости в скважине. Тем самым наличие датчика осевых усилий позволит сигнализировать о необходимости привлечения оператора добычи нефти и газа для замеров динамического уровня, и позволит своевременно изменить режим работы установки при возникновении аварийной ситуации. Кроме того, данная зависимость может быть использована для более точного прогнозирования дебита при использовании моделей, предложенных в работах [24–26].

Линейная регрессия (11) влияния длины колонны насосных штанг L , частоты вращения n , перепада

давления через насос dP , вязкости жидкости μ , натяга T и осевой нагрузки A на крутящий момент привода M представлена в виде (коэффициент детерминации 0,938):

$$P = -344,91 + 0,126 \cdot L + 0,759 \cdot n + 2,715 \cdot 10^{-6} \cdot dP + 0,347 \cdot 10^6 \cdot \mu + 972,818 \cdot T + 1,498 \cdot 10^{-4} \cdot A. \quad (11)$$

Поскольку длина колонны насосных штанг для эксплуатируемой скважины постоянная, при неизменной частоте вращения изменение крутящего момента в приводе установки зависит от перепада давления, вязкости жидкости и натяга ротора в статоре.

При наличии моментомера на приводе установки либо при пересчете показателей потребляемого электрического тока, при известной вязкости жидкости и перепада давления по полученной зависимости можно определить натяг винтовой пары, свидетельствующий о техническом состоянии насоса, излишний натяг свидетельствует о набухании эластомера, уменьшение натяга свидетельствует об износе винтовой пары. Использование зависимостей из работ [27, 28] позволит более точно спрогнозироватьработку винтовой пары насоса.

Заключение

Предложенный комплексный метод анализа влияния осложняющих факторов на усталостную прочность штанговой колонны винтовых насосов позволяет учесть их степень на стадии проектирования и тем самым существенно увеличить межремонтный период работы скважин.

Получены зависимости параметров эксплуатации скважины на нагрузки, испытываемые приводом штангового насоса, что позволяет оценить техническое состояние винтового насоса и контролировать динамический уровень в скважине.

Разработанное программное обеспечение позволяет оперативно производить подбор компоновки равнопрочной штанговой колонны с учетом геолого-технических особенностей конкретной скважины.

Данная работа выполнена при поддержке гранта «УМНИК» № 11639ГУ/2017.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Dunn L. Progressing cavity pumping systems overview with a focus on coal seam gas applications // Social Petroleum Engineers Queensland Brisbane Conference. – Society of Petroleum Engineers, March 9, 2015. URL: <https://www.spe-qld.org/useruploads/files/pcpspeaustraliafinalv1.pdf> (дата обращения 20.12.2019).
2. Латыпов Б.М. Установка штангового винтового насоса для добычи нефти в осложненных условиях // Нефтегазовое дело. – 2012. – Т. 10. – № 1. – С. 13–15.
3. Use of run-life measures in estimating artificial lift system reliability / P. Skoczylas, F. Alhanati, J. Sheldon, F. Trevisan // SPE Artificial Lift Conference and Exhibition-Americas. – Society of Petroleum Engineers, 2018. URL: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-190962-MS> (дата обращения 20.12.2019).
4. Балденко Ф.Д., Кривенков С.В., Протасов В.Н. Монтаж и эксплуатация скважинных штанговых винтовых насосных установок. – М.: РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2017. – 45 с.
5. Валовский В.М. Винтовые насосы для добычи нефти. – М.: Изд-во «Нефтяное хозяйство», 2012. – 248 с.
6. Влияние условий эксплуатации на наработку штанговых винтовых насосных установок / Б.М. Латыпов, А.С. Топольников, А.Г. Комков, Р.Р. Исмагилов // Нефтегазовое дело. – 2016. – Т. 14. – № 2. – С. 55–60.
7. Quick look methodology for progressive cavity pump sizing and performance monitoring / N. Agrawal, R. Baid, L. Mishra, P. Ghosh, M. Kushwaha // SPE Oil & Gas India Conference and Exhibition. – Society of Petroleum Engineers, 2015. URL: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-178097-MS> (дата обращения 20.12.2019).
8. О методах расчета осевой нагрузки в колоннах штанг, бурильных, обсадных и насосно-компрессорных труб / Р.А. Янтурин, А.Ф. Зайнуллин, А.Ш. Янтурин, А.Х. Габзалилова // Нефтяное хозяйство. – 2012. – № 1. – С. 88–91.
9. Рекин С.А., Янтурин А.Ш. Устойчивость, упругая деформация, износ и эксплуатация бурильных и обсадных колонн (механика системы «колонна-скважина-пласт»): монография. – СПб.: Недра, 2005. – 460 с.
10. Хузина Л.Б., Петрова Л.В. Методы снижения сил трения при разработке месторождений горизонтальными скважинами // Сетевое издание «Нефтегазовое дело». – 2012. – № 5. – С. 62–68.
11. Зубаиров С.Г. Исследование закономерностей изменения сил трения насосных штанг о трубы в процессе эксплуатации // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 1999. – № 5. – С. 20–24.
12. Уразаков К.Р. Эксплуатация наклонно направленных скважин. – М.: Недра, 1993. – 169 с.
13. Экспериментальные исследования коэффициента трения штанговых муфт о трубы / М.Д. Валеев, М.В. Ахметзянов, И.Р. Саттаров, А.Г. Газаров, А.М. Бадретдинов // Нефтепромысловое дело. – 2011. – № 3. – С. 29–31.
14. 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/issues/3_2015/ogbus_3_2015_p256-270_UrazakovKR_ru.pdf (дата обращения 20.12.2019).
15. Уразаков К.Р., Латыпов Б.М., Исмагилов Р.Р. Методика расчета штанговых колонн для винтовых насосных установок // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». – 2015. – № 4. – С. 72–94. URL: http://ogbus.ru/issues/4_2015/ogbus_4_2015_p72-94_UrazakovKR_ru.pdf (дата обращения 20.12.2019).
16. Alhanati F., Skoczylas P. PCP axial load: theory and lab results // Social Petroleum Engineers Annual Technical Conference and Exhibition. – Society of Petroleum Engineers, 2004. URL: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-90153-MS> (дата обращения 20.12.2019).
17. Skoczylas P. Drive string fatigue in PCP applications // Social Petroleum Engineers Artificial Lift Conference & Exhibition-North America. – Society of Petroleum Engineers, 2014. URL: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-171352-MS> (дата обращения 20.12.2019).
18. System run life improvement for rod driven PCP in high deviation well / S. Khadav, S. Agarwal, P. Kumar, N. Pandey, A. Parasher, S. Kumar, V. Agarwal, S. Tiwari // Social Petroleum Engineers Artificial Lift Conference and Exhibition-Americas. – Society of Petroleum Engineers, 2018. URL: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-190948-MS> (дата обращения 20.12.2019).
19. Amorin R., Broni-Bediako E. Application of minimum curvature method to wellpath calculations // Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. – 2010. – V. 2. – № 7. – P. 679–686.
20. Cholet H. Progressing cavity pumps. – Paris: Editions Technip., 1997. – 112 p.
21. Three dimensional dynamics simulation of progressive cavity pump with stator of even thickness / Z. Zhou, X.C. Shi, G.G. Cao, C.L. Sun, Y. H., L. Holiday, W. Hanfu // Journal of Petroleum Science and Engineering. – 2013. – V. 106. – P. 71–76.
22. Standard I.S.O. 15136-2, Downhole equipment for petroleum and natural gas industries: progressing cavity pump systems for artificial lift. P. 2: Surface-drive systems. – Geneva: ISO copyright office, 2006. – 49 p.
23. Балденко Ф.Д., Балденко Ф.Д., Гноевых А.Н. Одновинтовые гидравлические машины. В 2 т. Т. 1. Одновинтовые насосы. – М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2005. – 488 с.
24. Andrianov N. A machine learning approach for virtual flow metering and forecasting // IFAC-PapersOnLine. – 2018. – V. 51. – № 8. – P. 191–196.
25. Al-Safran E., Aql A., Nguyen T. Analysis and prediction of fluid flow behavior in progressing cavity pumps // Journal of Fluids Engineering. – 2017. – V. 139. – № 12. URL: <https://doi.org/10.1115/1.4037057> (дата обращения 20.12.2019).
26. A novel digital approach to predict production rates from PCP wells / J. Alvarez, O. Espinola, C. Ramirez, A. Torres // Society of Petroleum Engineers. 2018. DOI: 10.2118/191228-MS. URL: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-191228-MS> (дата обращения 20.12.2019).
27. Analysis of progressive cavity pumps specific wear processes using Finnie models / M. Popescu, A.I. Popovici, F.N. Petrescu, N.N. Antonescu // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing, 2017. – V. 174. – № 1. – P. 012020. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/174/1/012020/pdf> (дата обращения 20.12.2019).
28. Analysis of progressive cavity pumps specific wear processes using Bitter and Hutchings models / M. Popescu, A.I. Popovici, F.N. Petrescu, N.N. Antonescu // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2017. – V. 174. – № 1. – P. 012022. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/174/1/012022/pdf> (дата обращения 20.12.2019).

Поступила 05.05.2020 г.

Информация об авторах

Уразаков К.Р., доктор технических наук, профессор кафедры машин и оборудования нефтегазовых промыслов Уфимского государственного нефтяного технического университета.

Латыпов Б.М., кандидат технических наук, доцент кафедры машин и оборудования нефтегазовых промыслов Уфимского государственного нефтяного технического университета.

UDC 622.276.53.054.4

INFLUENCE OF OPERATING CONDITIONS ON LOADS AND FATIGUE STRENGTH IN A ROD COLUMN OF PCP

Kamil R. Urazakov¹,
urazakk@mail.ru

Bulat M. Latypov¹,
bulatti@hotmail.com

¹ Ufa State Petroleum Technological University,
1, Cosmonavtov street, Ufa, 450062, Russia

The relevance of the research is caused by the need to increase the reliability and resource of progressing cavity pumps, used in complicated well operating conditions, since they have low reliability in comparison with electrical submersible pumps, that limits their application. Progressing cavity pumps are used in well conditions characterized by a high viscosity of the pumped fluid (more than 30 mPa·s) and a high content of solid particles in it (the coefficient of suspended particles is more than 500 mg/liter). Experience in operating progressing cavity pumps shows that the reliability of pumping installations depends primarily on the reliability of the rod string. In addition to the torque load required to transfer the rotation from the induction motor to the screw pump, immersed on more than one kilometer from the wellhead, the sucker string experiences tensile loads from the weight of the pump rods and the axial load of the screw pump, as well as bending loads caused by the spatial curvature of the wellbore. The paper proposes the implementation of methodology for calculating the sucker rod columns of progressing cavity pumps with regard to axial, torsional and bending loads in the Python programming language. The proposed method for calculating the rod column of a screw pumping unit takes into account the rod column friction on tubing pipes arising from the Eulerian forces pressing the rods to the pipes due to the spatial curvature of the wellbore. Using software implemented in the python programming language, the authors have made calculations that showed the influence of various complicating factors on the magnitude of the loads on the rod string. As a result of calculations of the fatigue strength of the pump rods, cyclic loads during the rotation of the rods in the local sections of the local curvature of the wellbore was shown. The developed software allows you to take into account the degree of influence of complicated well operating conditions at the design stage, and thus, significantly increase the turnaround time of the rod screw pumping units.

The main aim of the research is to assess the influence of various operating factors on the loads acting on the string of pump rods during well operation, as well as on the fatigue strength of the pump rods.

Methods. Using software implemented in the python programming language, calculations were performed that showed the influence of various complicating factors on the magnitude of the loads on the rod string. The paper demonstrated the effect of loads on the fatigue strength of sucker rods caused by cyclic loads during rotation of the rods in the areas of local curvature of the wellbore. The developed software allows taking into account the degree of influence of complicating factors at the stage of selecting the layout of a PCP, as well as during operation, and thereby significantly increasing the overhaul period of PCP operation.

Key words:

Oil production, sucker rod, progressing cavity pump, inclined well, friction, Python.

The research was supported by the grant «UMNIK» no. 11639IV/2017.

REFERENCES

- Dunn L. Progressing cavity pumping systems overview with a focus on coal seam gas applications. *SPE Queensland Brisbane Conference*. Brisbane (Australia), March 9, 2015. Available at: <https://www.spe-qld.org/useruploads/files/pcpspeaustraliafinalv1.pdf> (accessed 20 December 2019).
- Latypov B.M. Progressing cavity pump for oil production in complicated operating conditions. *Petroleum engineering*, 2012, vol. 10, no. 1, pp. 13–15. In Rus.
- Skoczylas P., Alhanati F., Sheldon J., Trevisan F. Use of run-life measures in estimating artificial lift system reliability. *SPE Artificial Lift Conference and Exhibition-Americas*. Society of Petroleum Engineers, 2018. Available at: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-190962-MS> (accessed 20 December 2019).
- Baldenko F.D., Krivenkov S.V., Protasov V.N. *Montazh i ekspluatatsiya skvazhinnykh shtangovykh vintovykh nasosnykh ustanovok* [Installation and operation of progressing cavity pump]. Moscow, RSU of oil and gas named after I.M. Gubkin Publ., 2017. 45 p.
- Valovskiy V.M. *Vintovye nasosy dlya dobychi nefi* [Progressing cavity pump for oil production]. Moscow, Neftyanoe khozyaystvo Publ., 2012. 248 p.
- Latypov B.M., Topolnikov A.S., Komkov A.G., Ismagilov R.R. The influence of operating conditions on the operating time of progressing cavity pump. *Petroleum engineering*, 2016, vol. 14, no. 2, pp. 55–60. In Rus.
- Agrawal N., Baid R., Mishra L., Ghosh P., Kushwaha M. Quick look methodology for progressive cavity pump sizing and performance monitoring. *SPE Oil & Gas India Conference and Exhibition*. Society of Petroleum Engineers, 2015. Available at: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-178097-MS> (accessed 20 December 2019).
- Yanturin R. A., Zaynullin A.F., Yanturin A.Sh., Gabzalilova A.Kh. On methods for calculating axial load in drill string, drill, casing and tubing. *Oil industry*, 2012, no. 1, pp. 88–91. In Rus.
- Rekin S.A., Yanturin A.Sh. *Ustoychivost, uprugaya deformatsiya, iznos i ekspluatatsiya burilnykh i obsadnykh kolonn (mekhanika sistemy «kolonna-skvazhina-plast»): monografiya* [Stability, elastic deformation, wear, and operation of drill and casing strings (mechanics of the «column–well–formation» system): monograph]. St-Petersburg, Nedra Publ., 2005. 460 p.
- Khuzina L.B., Petrova L.V. *Metody snizheniya sil treniya pri razrabotke mestorozhdeniy gorizontnymi skvazhinami* [Methods of reducing friction when developing fields by horizontal wells]. *Setevoe izdanie «Neftegazovoe delo»*, 2012, no. 5, pp. 62–68.
- Zubairov S.G. The study of the laws of change in the friction forces of sucker rods on pipes during operation. *Letters of higher educational institutions. Oil and gas*, 1999, no. 5. pp. 20–24. In Rus.

12. Urazakov K.R. *Ekspluatatsiya naklonno napravlennykh skvazhin* [Oil production from directional wells]. Moscow, Nedra Publ., 1993. 169 p.
13. Valeev M.D., Akhmetzyanov M.V., Sattarov I.R., Gazarov A.G., Badretdinov A.M. Experimental studies of the coefficient of friction of rod couplings on pipes. *Oil field*, 2011, no. 3, pp. 29–31. In Rus.
14. Urazakov K.R., Latypov B.M., Ismagilov R.R. Experimental studies of the coefficient of friction of the elements of the rod string of screw pump units. *Oil and gas business*, 2015, no. 3, pp. 256–270. In Rus. Available at: http://ogbus.ru/issues/3_2015/ogbus_3_2015_p256-270_UrazakovKR_ru.pdf (accessed 20 December 2019).
15. Urazakov K.R., Latypov B.M., Ismagilov R.R. Methodology for calculating sucker rod string of progressing cavity pump. *Oil and gas business*, 2015, no. 4, pp. 72–94. In Rus. Available at: http://ogbus.ru/issues/4_2015/ogbus_4_2015_p72-94_UrazakovKR_ru.pdf (accessed 20 December 2019).
16. Alhanati F., Skoczylas P. PCP axial load: theory and lab results. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. Society of Petroleum Engineers, 2004. Available at: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-90153-MS> (accessed 20 December 2019).
17. Skoczylas P. Drive string fatigue in PCP applications. *SPE Artificial Lift Conference & Exhibition-North America*. Society of Petroleum Engineers, 2014. Available at: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-171352-MS> (accessed 20 December 2019).
18. Khadav S., Agarwal S., Kumar P., Pandey N., Parasher A., Kumar S., Agarwal V., Tiwari S. System run life improvement for rod driven PCP in high deviation well. *SPE Artificial Lift Conference and Exhibition-Americas*. Society of Petroleum Engineers, 2018. Available at: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-190948-MS> (accessed 20 December 2019).
19. Amorin R., Broni-Bediako E. Application of minimum curvature method to wellpath calculations. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 2010, vol. 2, no. 7, pp. 679–686.
20. Cholet H. *Progressing cavity pumps*. Paris, Editions Technip, 1997. 112 p.
21. Zhou Z., Shi X.C., Cao G.G., Sun C.L., Y H., Holiday L., Hanfu W. Three dimensional dynamics simulation of progressive cavity pump with stator of even thickness. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2013, vol. 106, pp. 71–76.
22. *Standard I.S.O. 15136-2, Downhole equipment for petroleum and natural gas industries: progressing cavity pump systems for artificial lift. P. 2: Surface-drive systems*. Geneva, ISO copyright office, 2006. 49 p.
23. Baldenko D.F., Baldenko F.D., Gnoevyh A.N. *Odnovintovye gidravlicheskie mashiny. T. 1. Odnovintovye nasosy* [Screw hydraulic machines V. 1. Screw pumps]. Moscow, IRC Gazprom Publ., 2005. 488 p.
24. Andrianov N. A machine learning approach for virtual flow metering and forecasting. *IFAC-PapersOnLine*, 2018, vol. 51, no. 8, pp. 191–196.
25. Al-Safran E., Aql A., Nguyen T. Analysis and prediction of fluid flow behavior in progressing cavity pumps. *Journal of Fluids Engineering*, 2017, vol. 139, no. 12. Available at: <https://doi.org/10.1115/1.4037057> (accessed 20 December 2019).
26. Alvarez J., Espinola O., Ramirez C., Torres A. A novel digital approach to predict production rates from PCP wells. Society of Petroleum Engineers. DOI: 10.2118/191228-MS. Available at: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-191228-MS> (accessed 20 December 2019).
27. Popescu M., Popovici A.I., Petrescu F.N., Antonescu N.N. Analysis of progressive cavity pumps specific wear processes using Finnie models. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing, 2017. Vol. 174, no. 1. Available at: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/174/1/012020/pdf> (accessed 20 December 2019).
28. Popescu M., Popovici A.I., Petrescu F.N., Antonescu N.N. Analysis of progressive cavity pumps specific wear processes using Bitter and Hutchings models. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing, 2017. Vol. 174, no. 1. Available at: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/174/1/012022/pdf> (accessed 20 December 2019).

Received: 5 May 2020.

Information about the authors

Kamil R. Urazakov, Dr. Sc., professor, Ufa State Petroleum Technological University.

Bulat M. Latypov, Cand. Sc., associate professor, Ufa State Petroleum Technological University.