

УДК 622.276.054

Методология разработки математической модели для исследования конструкций станка-качалки при добыче углеводородных соединений

В.Я. Грудз^{1, a}, С.В. Наследников^{2, b}

¹ Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Карпатская 15, Ивано-Франковск, Украина

² Нефтегазодобывающее управление «Полтаванафтогаз» публичного акционерного общества «Укрнафта», Монастырская 12, Полтава, Украина

^asrgg@mail.ru, ^bpolng@polng.pi.net.ua

Статья поступила 27.12.2013, принята 20.02.2014

Выбор рациональных конструкций насосных подъемников жидкости из скважины и режимов их работы является одной из самых актуальных задач в нефтедобыче. Несмотря на большой объем теоретических и экспериментальных исследований, решение проблемы в этом направлении нельзя признать законченным, учитывая, что гидродинамические особенности движения продукта скважины и кинематика штанговой скважинной насосной установки (ШСНУ) чрезвычайно сложны. Изменение любого технологического параметра в работе установки приводит к труднопрогнозируемым результатам. В данной статье описаны уравнения движения точки подвеса штанг на различных фазах, которые позволяют разработать рекомендации по выбору типа и конструкции насосной установки и поднять ее производительность. Практика эксплуатации ШСНУ свидетельствует, что повреждения (обрыв) штанговых колонн и являются основной причиной подземных ремонтов скважин. При этом установлено, что обрыв штанг случается не только в верхней, но и в средней и нижней частях. Авторами предложено уточненное теоретическое обоснование динамических нагрузок, действующих на штанговых колонну в процессе работы ШСНУ. В статье проанализированы в движении точки подвеса штанг и описаны динамические нагрузки, действующие на детали узлов ШСНУ в течение рабочего цикла – в процессе всасывания и нагнетания. Предложенный метод расчета является основой для разработки новых технологических решений, направленных на повышение эффективности скважинного оборудования.

Ключевые слова: математическая модель, станок-качалка, штанговое насосное оборудование, гидроприводная скважинная установка, эффективность эксплуатации скважин.

The methodology for developing a mathematical model for the study of structures of pumping unit in the extraction of hydrocarbon compounds

V. Y. Grudz^{1, a}, S. V. Naslednikov^{2, b}

¹ Ivano-Frankivsk national technical university of oil and gas, 15 Karpatskaya St., Ivano-Frankivsk, Ukraine

² Oil and gas production department «Poltavanaftogaz» of public joint stock company «Ukrnafta», 12 Monastirskaya, Poltava, Ukraine

^asrgg@mail.ru, ^bpolng@polng.pi.net.ua

Received 27.12.2013, accepted 20.02.2014

The choice of rational design of pumping fluid lifts from the well and operation modes are one of the most pressing problems in oil production. Despite a significant number of theoretical and experimental research the solution to a problem in this area cannot be considered completed for the following reasons that the hydrodynamic characteristics of the well product movement and kinematics of sucker-rod pumping unit are extremely complex. Change of any technological operating parameter of the unit can lead to difficult-to-anticipate results. This paper describes the equations of the rod hanger center motion at different phases making it possible to develop recommendations on the choice of type and design of sucker-rod pumping unit as well as increase its productivity. Beam unit's operating practice shows, that the main causes of the well servicing are parted rods. It has been established that parted rods can be not only in the top part but also in the middle and bottom part of the rod string. It has been suggested theoretical justifications of dynamic loads, which have a bearing on the rod string. The article gives motion study of rod hanger center and describes dynamic loads, which have an effect on joint details during operational cycle. Offered computation could be calculation basis for innovative technological techniques addressed to increasing working efficiency of downhole equipment.

Keywords: mathematical model, pumping unit, sucker rod pumping equipment, hydraulic drive well installation, operational efficiency wells.

Введение. Мировой фонд нефтяных скважин насчитывает более миллиона единиц, из которых около 83 % эксплуатируются штанговыми скважинными насосными установками (ШСНУ). Согласно статистике на Украине насчитывается более 400 месторождений, а фонд действующих скважин, оборудованных штанго-

выми скважинными насосами, составляет 2226. С каждым годом их количество увеличивается в связи с освоением новых территорий, в частности морских акваторий, и в ближайшие годы эта тенденция будет продолжаться.

Эксплуатация скважин штанговыми насосами требует затрат большого количества металла на изготовление установок и тяжелого ручного труда, особенно при выполнении подземного ремонта при различных обрывах колонн, а также больших затрат электроэнергии. Анализ показывает, что наибольшие резервы повышения эффективности установок по добыче углеводородных соединений заложены в снижении металлоемкости, уменьшении энергоемкости, повышении надежности, а также в увеличении межремонтного периода работы и в улучшении эргономических показателей. Существующие конструкции ШСНУ свои возможности уже исчерпали, поскольку улучшение одних показателей приводит к ухудшению других, а поэтому необходимо искать новые технологии их изготовления и создания новых конструкций. В связи с этим данная проблема является весьма актуальной и перспективной.

Анализ исследований добычи различными ШСНУ. Совершенствование установок по добыче нефти сопровождается увеличением числа конструкций, в которых используется объемный гидропривод, что увеличивает энергоемкость и упрощает преобразование кругового движения высокооборотного двигателя в медленное возвратно-поступательное движение точки подвеса штанг.

Так, в работах [1, 2] приводятся изобретения, которые относятся к насосному оборудованию для добычи нефти из скважин. Изобретения состоят из гидроприводных цилиндров, емкости для рабочей жидкости, пневмогидроаккумулятора, силового насоса, трубопроводов, распределителя и системы реверсирования для изменения направления хода поршня. Гидропривод оснащен мультипликатором.

Более совершенствованным является гидропривод глубинно-штангового насоса, описанный в [3, 4]. Эта установка содержит гидроприводный цилиндр с поршнем и штоком для соединения с колонной штанг глубинного насоса, емкость для рабочей жидкости, пневмогидроаккумулятор, силовой насос, трубопроводы, распределитель для попеременной подачи силовым насосом рабочей жидкости.

Недостатком данных гидроприводов является отсутствие баланса нагрузок при ходе поршня вверх и вниз. В связи с этим в гидроприводе используется насос повышенной мощности.

Технической задачей в работе [5] являются уменьшение массы, габаритов, стоимости, облегчения эксплуатации и надежности. Это обеспечено тем, что механизм уменьшения числа возвратно-поступательных движений штанг выполнен в виде барабана с размещенным на его поверхности пакетом лент поворотного гидродвигателя, размещенного внутри барабана, гидромеханизма программного управления рабочего объема.

Недостатком данного устройства преобразования кругового движения электропривода в возвратно-поступательное движение насоса являются его высокая

энергоемкость, требующая больших затрат энергии как при подъеме насоса, так и при его спуске, а также сложная конструкция, обусловленная наличием гидроаккумулятора с большой энергоемкостью, системой блоков и тросов, которые уменьшают его надежность, а также невозможностью регулирования параметров работы привода и насоса.

Конструкция установки для добычи нефти, описанная в [6], отличается от известных тем, что с целью уменьшения ее размеров и веса, а также увеличения длины хода плунжера и улучшения монтажа установки, на горловине скважины, при использовании цилиндра двойного действия, привод штока приводного цилиндра выполнен пустотелым, и внутри него расположен элемент, соединяющий плунжер насоса с приводом.

Известна установка для добычи нефти [7], которая включает колонны штанг и насосных труб, глубинный насос, штанговый и трубный гидроцилиндры, опорные полости, которые сообщаются между собой, силовой насос и распределитель. Недостатком данной конструкции является необходимость в обеспечении определенного объема жидкости в опорных полостях.

Кроме конструктивных решений для улучшения работы приводов насосных установок, существует множество технологических усовершенствований.

Авторы работы предлагают способ ликвидации внеколонных перетоков в скважине, предусматривающий нагнетание 5-20-процентного водного раствора кремнефтористоводной кислоты, отличающийся тем, что предварительно временно блокируют продуктивный пласт известным способом, в зону нарушений нагнетают водный 5-20-процентный раствор кремнефтористоводной кислоты.

Авторами [8] предложен способ термокислотной обработки скважины, который предусматривает последовательное нагнетание в скважину нагретого кислотного или нейтрализованного раствора.

Анализ многочисленных конструкций приводов ШСНУ, используемых в нефтедобывающей промышленности, показывает, что основной тенденцией их развития является, прежде всего, увеличение длины хода точки подвески штанг. Кроме того, идет поиск таких кинематических схем и конструкций уравнивания устройств, которые позволили бы уменьшить габариты (а соответственно, и массу) привода, уменьшить усилия, действующие на фундамент, повысить надежность привода. Совершенствование установок сопровождается увеличением количества конструкций, в которых используется объемный гидропривод, что обусловлено его высокой энергоемкостью и простотой преобразования вращательного движения высокооборотного двигателя в медленное возвратно-поступательное движение подвеса штанг. Поэтому дальнейшее совершенствование их бесперспективно, в связи с этим необходимо искать новых решения этой проблемы.

В основу разработки новой конструкции [9] поставлена задача создания скважинного оборудования для добычи запасов углеводородов путем рационального размещения его элементов, что позволит уменьшить металлоемкость, упростить его обслуживание, обеспечить возможность оперативного регулирования длины хода плунжера штангового глубинного насоса, что, в

свою очередь, позволит увеличить долговечность и производительность оборудования.

Теория. Исследование элементов гидравлического привода насосной установки, разработанной в работе [9], начнем с разбиения его работы на фазы циклов движения. Для этого выделим восемь таких фаз и рассмотрим принцип работы этих фаз отдельно и подробно.

С этой целью расстояние от точки подвеса штанг до ее нижнего положения примем как обобщенную координату. Очевидно, что данная координата является одновременно удалением траверсы от нижнего положения и удалением поршней гидравлических колонн.

При математическом моделировании всего цикла работы установки необходимо рассматривать два случая: первый, когда колонна движется вверх, – это период поднятия нефти на поверхность; второй, когда колонна движется вниз.

Цикл начинается с момента перемещения точки подвеса штанг от ее нижнего положения.

В первом случае дифференциальное уравнение движения точки подвеса штанг запишем следующим образом:

$$m_{36} \frac{d^2 s}{dt^2} = F_{p(36)} - F_{0(36)}, \quad (1)$$

где m_{36} – сводная масса всех движущихся твердых тел, пластовой жидкости и жидкости гидропривода при сведении к точке подвеса штанг (в данном случае она является постоянной величиной); $F_{p(36)}$ – сводная движущая сила при сведении к точке подвеса штанг; $F_{0(36)}$ – сводная сила сопротивления при сведении к точке подвеса штанг.

Если данная масса m_{36} будет функцией величины перемещения точки подвеса штанг, то уравнение (1) в этом случае должно быть:

$$m_{36} \frac{d^2 s}{dt^2} + \frac{1}{2} \left(\frac{ds}{dt} \right)^2 \frac{dm_{36}}{ds} = F_{p(36)} - F_{0(36)}. \quad (2)$$

Эти модели соответствуют постоянству рабочего давления в цилиндрах гидросистемы, сил трения, полезных нагрузок и сопротивления гидролиний системы. Эти величины в процессе движения рабочего органа гидропривода существенно меняются, что требует учета этих изменений при расчете гидросистемы.

Для вывода дифференциального уравнения движения точки подвеса штанг необходимо свести массы и силы к этой точке.

Сводная масса на этом этапе должна определяться по формуле:

$$m_{36} = \frac{1}{3} m_0 + m_T + 2A_r \rho_r + m_{rc}^{(1)} \left(\frac{v_{r1}}{v} \right)^2 + m_{rc}^{(2)} \left(\frac{v_{r2}}{v} \right)^2, \quad (3)$$

где m_0 – масса штанговой колонны длиной l ; m_T – масса траверсы вместе со штоками и поршнями; A_r – площадь поперечного сечения цилиндров штанговых колонн; s – удаление точки подвеса штанг от ее нижнего положения; ρ_r – плотность рабочей жидкости

гидравлической системы; $m_{rc}^{(1)}$ – масса жидкости в нагнетательной гидравлической линии от насоса и места разветвления труб нагнетательной линии до поршней в цилиндрах штанговых колонн; v_{r1}, v_{r2}, v – скорости движения жидкости, соответственно, в нагнетательной линии до места разветвления, после места разветвления труб и точки подвеса штанг.

Для определения сводной массы колонны штанг примем, что скорость сечений штанг движения точки подвеса изменяется по линейному закону. Сводная масса колонны штанг при сведении к точке их подвеса определяется из такого уравнения:

$$m_{36}^{(u)} \frac{v^2}{2} = \int_0^l \frac{V_x^2 dm}{2}, dm = \rho_0 A_0 dx, V_x = \frac{V_x}{l}, \quad (4)$$

где ρ_0, A_0 – плотность материала штанг и площадь их поперечного сечения.

$$m_{36} = m_0 / 3 + m_T + 2A_r \rho_r + m_{rc}^{(1)} \left(\frac{2A_r}{A_{rc}} \right)^2 + m_{rc}^{(2)} \left(\frac{A_r}{A_{rc}} \right)^2. \quad (5)$$

Поскольку сведенная масса является функцией от удаления точки подвеса штанг, то необходимо принимать во внимание дифференциальное уравнение (5). В нашем случае:

$$\frac{dm_{36}}{ds} = 2A_r \rho_r. \quad (6)$$

К силам сопротивления при движении колонны вверх относятся силы $F_{T1}, F_{T2}, G'_u, G_T$ (G_T – вес траверсы вместе со штоками и поршнями), а также часть веса столба жидкости G'_p . Вес штанг в пластовой жидкости G'_0 приложен к точке подвеса штанг еще до начала ее движения вверх, а силы F_{T1} и F_{T2} возникают только во время движения точки подвеса штанг. Учитывая линейность закона изменения скорости движения сечений колонны штанг по ее длине и сводя эти силы к точке подвеса штанг, получим:

$$\begin{aligned} dF_{T(36)} &= \frac{F_{T1} + F_{T2}}{l} \frac{V_x}{V} dx = \frac{F_{T1} + F_{T2}}{l} \frac{V_x}{lV} dx \\ dF_{T(36)} &= \int_0^l \frac{F_{T1} + F_{T2}}{l^2} x dx = 0.5(F_{T1} + F_{T2}) \\ dF_{T(36)} &= 0.5(F_{T1} + F_{T2}). \end{aligned} \quad (7)$$

Таким образом, при учете дифференциального уравнения (5) и величин, которые в него входят, имеем следующее уравнение:

$$\begin{aligned} m_{36} \frac{d^2 s}{dt^2} + \left[A_r \rho_r \left(\frac{ds}{dt} \right)^2 - 2p_H \cdot A_r - \right. \\ \left. - 2A_r^3 \left(\frac{4}{G_1^2} + \frac{1}{G_2^2} \right) \right] \left(\frac{ds}{dt} \right)^2 + G'_p(s) = \\ 2p_H \cdot A_r - G'_u - 0.5(F_{T1} + F_{T2}) - G_T \end{aligned} \quad (8)$$

Для решения записанного уравнения имеем такие начальные условия:

$$s_{H=0} = 0, \quad \frac{ds}{dt} \Big|_{H=0} = 0. \quad (9)$$

В результате решения уравнения (8) находятся функция $s(t)$, а также скорость ds/dt .

Начало движения плунжера насоса вверх будет еще сопровождаться деформацией колонны штанг, поскольку верхний конец колонны штанг имеет определенную скорость $V = ds/dt|_{t=t_1}$, а нижний конец, у плунжера, является в этот момент неподвижным. Составить дифференциальное уравнение, которое бы учитывало одновременно и деформацию колонны штанг, и движение колонны штанг с плунжером и пластовой жидкостью как недеформированными телами достаточно сложно, поэтому используем такой приближенный метод: колонну штанг с момента $t = t_1$ считаем недеформированной, а между колонной штанг и плунжером разместим упругий элемент, жесткость которого равна жесткости всей колонны штанг. В результате этого получаем двухграничную механическую систему: колонна штанг вместе с траверсой, штоками и поршнями, и с другой стороны – плунжер насоса и вся пластовая жидкость, которая давит на него. Между этими двумя массами находится упругий элемент.

На рис. 1 изображена двухмассовая механическая система. Масса 1а – это масса колонны штанг вместе с массами траверсы, штоков, поршней, а также сводной массой жидкости всей гидравлической системы. Масса 2а – это масса плунжера и всего столба пластовой жидкости, находящейся под ним. Очевидно, что уравнение движения первой массы должно быть вида (2).

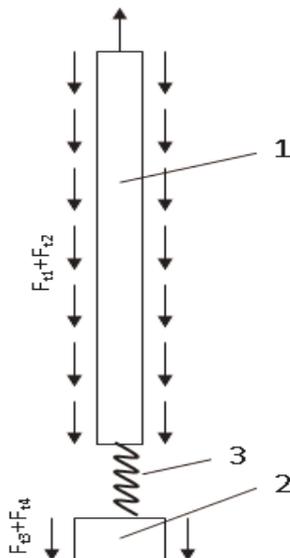


Рис. 1. Двумассовая механическая система при движении плунжера вверх: 1 – масса 1а; 2 – масса 2а; 3 – упругий элемент

Сводная масса в этом случае запишется так:

$$m_{36} = m_{ш} + m_T + 2A_r \rho_r s + m_{rc}^{(1)} \left(\frac{2A_r}{A_{rc}} \right)^2 + m_{rc}^{(4)} \left(\frac{A_r}{A_{rc}} \right)^2, \quad (10)$$

где $m_{rc}^{(3)}$ – масса жидкости в сбросовой линии гидросистемы между резервуаром для жидкости и местом разветвления сбросовой линии; $m_{rc}^{(4)}$ – масса жидкости в сбросовой линии гидросистемы между местом разветвления этой системы и гидравлическими колоннами.

Производная dm_{36}/ds определяется, как и раньше, по формуле (6), а движущая сила – по формуле (7). Силы сопротивления будут $G'_{ш} + F_{T1} + F_{T2} + G_T$. Кроме того, со стороны упругого элемента имеем реакцию

$$R_1 = c(S(t) - S_0 - S_2), \quad (11)$$

где c – жесткость всей колонны штанг ($c = \frac{EA_{ш}}{l}, \frac{H}{M}$);

$S(t) - S_0$ – абсолютная деформация колонны штанг;

$S_0 = \frac{G_p l}{EA_{ш}}$ – абсолютная деформация колонны НКТ,

вызванная снятием нагрузки от всего столба жидкости.

Сводная масса в этом случае запишется так:

$$m_{36} = m_{ш} + m_T + 2A_r \rho_r s + m_{rc}^{(1)} \left(\frac{2A_r}{A_{rc}} \right)^2 + m_{rc}^{(2)} \left(\frac{A_r}{A_{rc}} \right)^2, \quad (12)$$

Таким образом, уравнение движения массы 1 принимает следующий вид:

$$m_{36} \frac{d^2 s}{dt^2} + A_r \rho_r \left(\frac{ds}{dt} \right)^2 = 2p_H \cdot A_r - 2A_r \left(\frac{4}{G_1^2} + \frac{1}{G_2^2} \right) \left(\frac{ds}{dt} \right)^2 - G'_{ш} - F_{T1} - F_{T2} - R_1(s) - G_T, \quad (13)$$

Начальные условия ($t_0 = t_1$):

$$s = s(t)|_{t=t_1}, \quad V = \frac{ds}{dt} \Big|_{t=t_1}. \quad (14)$$

Начальным условием для рассмотрения движения массы 1 является результат решения дифференциального уравнения (12) при начальных условиях (14) для момента времени $t = t_1$.

Уравнение движения массы 2:

$$m_{36} \frac{d^2 s_2}{dt^2} = R_1(s) - G_{пл} - G_p - F_{T3} - F_{T4}, \quad (15)$$

где S_2 – перемещение плунжера от его нижнего положения; $G_{пл}$ – вес плунжера в жидкости; G_p – вес столба жидкости над плунжером; F_{T3}, F_{T4} – силы трения соответственно между плунжером и цилиндром и сила трения, обусловленная гидравлическим сопротивлением в трубах.

Начальные условия для дифференциального уравнения (14):

$$S_2 / t = t_0 = 0, \quad \frac{ds_2}{dt} / t = t_0 = 0. \quad (16)$$

В результате решения задачи (13) – (16) для двух-массовой системы найдем момент времени $t = t_2$, при котором начнется движение плунжера насоса вверх. Этот момент времени является концом первой полуфазы движения вверх точки подвеса штанг. Одновременно решение задачи (13) – (16) определяет движение точки подвеса штанг во второй полуфазе, т. е. при решении указанной задачи найдем и величину установившейся скорости точки подвеса штанг, а также момент времени, в который наступает устоявшаяся скорость ее движения. Если быть точным, то устоявшейся скорости точки подвеса штанг при ее движении вверх не будет, поскольку сводная масса постоянно увеличивается (увеличивается количество жидкости под поршнями гидроколонн). Но это влияние не будет значительным.

В момент начала движения плунжера насоса вверх возникают значительные упругие колебания поперечных сечений штанг, вызванные разницей скоростей точки подвеса штанг и плунжера насоса, а также тем фактором, что вместе с плунжером насоса свое движение вверх начинает и весь столб жидкости, находящейся над плунжером. Эти колебания увеличат нагрузку на колонну штанг.

Движение колонны подвесных штанг описывается дифференциальным уравнением второго порядка. Существуют различные методы их решения. Для наибольшей точности следует использовать численный метод решения уравнения движения точки подвеса штанг и плунжера насоса при ее движении вверх с нижнего положения и движения вниз с верхнего положения.

На основе разработанной математической модели установки для добычи нефти созданы алгоритмы расчета движения колонны, когда действуют силы растяжения, приложенные к ней, и получены результаты расчета. Модели созданы для различных фаз работы оборудования. Это фазы подъема нефти из пласта на поверхность и фазы движения подвеса штанг вниз. По результатам построены графики зависимости движения точки подвеса штанг во времени (ее перемещение, скорость, ускорение). При этом расчеты проводились с учетом различных ситуаций работы оборудования: простое перемещение, движение вверх при неподвижном плунжере, движение вверх при подвижном плунжере.

Задачи (13) – (16) решались численным методом Адамса-Крылова. При этом дифференциальные уравнения (13) и (16) заменялись двумя дифференциальными уравнениями первого порядка.

На рис. 2 – 4 изображены перемещение, скорость и ускорение движения точки подвеса колонны штанг вверх при неподвижном плунжере. Анализируя их, видно, что перемещение описывается законом $S = 0,4836 + 0,2648 \cdot \ln(t)$, скорость имеет описание вида $V = 0,2742 - 0,1043/t$, а ускорение – закон $W = 0,1427 + 0,783/t$. Аналогичные расчеты были выполнены для движения точки подвеса колонны штанг вверх при подвижном плунжере. В данном случае присутствуют колебательные процессы.

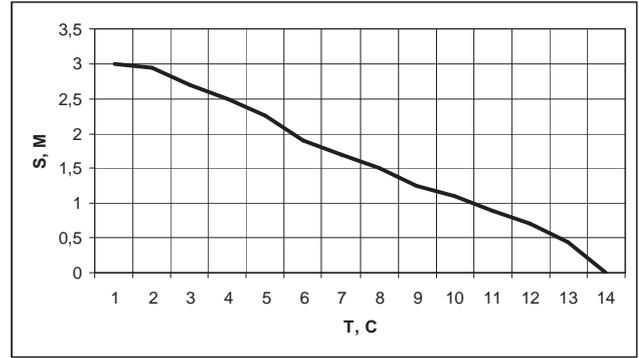


Рис. 2. Зависимость перемещения точки подвеса штанг от времени при неподвижном плунжере (упругая деформация колонны штанг)

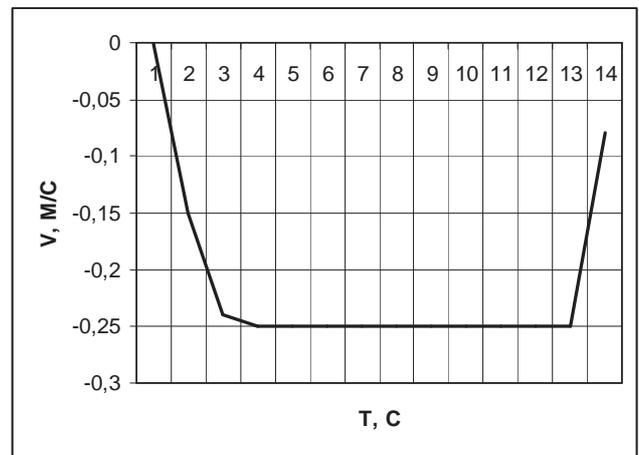


Рис. 3. Зависимость скорости точки подвеса штанг от времени при неподвижном плунжере (упругая деформация колонны штанг)

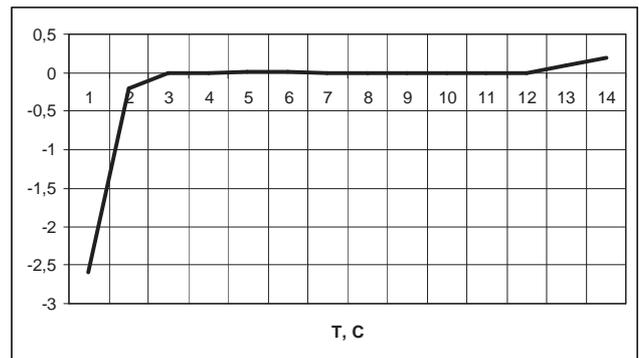


Рис. 4. Зависимость ускорения точки подвеса штанг от времени при неподвижном плунжере (упругая деформация колонны штанг)

Вывод

В статье проанализировано движение точки подвеса штанг и разработана математическая модель гидроприводной скважинной установки для определения законов движения ее элементов в течение рабочего цикла при ходе всасывания и нагнетания. Предложенные расчеты позволяют выбрать рациональные режимы ее эксплуатации и могут быть основой для разработки новых технологических решений, направленных на снижение

динамических нагрузок, действующих на детали ШСНУ.

Обоснована целесообразность повышения эффективности эксплуатации скважин, используемых для извлечения нефти, путем разработки новой конструкции штангового насосного оборудования, что позволило увеличить производительность добычи, снизить аварийность, уменьшить массу установки.

Проведены аналитические исследования точки движения колонны штанг вверх и вниз без плунжера и с плунжером; для определения законов движения элементов установки построена математическая модель гидроприводной скважинной установки.

Проведены исследования движения колонны НКТ, которые подтвердили теоретические основы проекта на основе решенных дифференциальных уравнений.

Литература

1. Молчанов А.Г., Чичеров Л.Г. Нефтепромысловые машины и механизмы. М.: Недра, 1983. 308 с.
2. Молчанов А.Г., Молчанов Г.В. Гидроприводная глубинно-насосная установка: пат. 292031 СССР. № 1325752/25-8; заявл. 04.16.69; опубл. 01.06.71, бюл. № 4. 2 с.
3. Шаньгин Е.С., Атнабаев С.М., Кононенко А.М., Репин Д.Н., Фазлутдинов В.М., Хасанов М.М., Хлюпин В.В. Гидропривод глубинного штангового насоса: пат. 2160852 Рос. Федерация. № 99111568/06; заявл. 06.01.99; опубл. 12.20.00, бюл. № 12. 5 с.
4. Молчанов А.Г., Молчанов Г.В. Гидропроводная глубинно-насосная установка: пат. 289222 СССР. № 1334127/25-8; заявл. 05.21.69; опубл. 03.12.71, бюл. № 1. 2 с.
5. Молчанов А.Г., Чичеров Л.Г. Групповой гидропривод штанговых глубинных насосов: пат. 1035281 СССР. № 3390115/25-06; заявл. 02.08.82; опубл. 15.08.83, бюл. № 30. 5 с.
6. Будагян С.А., Молчанов А.Г., Семенченко И.В., Шестоперов В.М. Привод скважинной глубинной насосной установки: пат. 1588909 Рос. Федерация. № 4623861/31-29; заявл. 12.21.88; опубл. 08.30.90, бюл. 32. 3 с.

7. Сергеев А.Г., Рычков Ю.В., Ямурхаметов Н.Н. Групповой гидравлический привод скважинных глубинных насосов: пат. 1286810 СССР. № 374822/25-06; заявл. 06.01.84.; опубл. 01.30.87, бюл. № 4. 3 с.

8. Наследников С.В., Рыжий С.М., Кукуев А.А. Способ ликвидации заколонных перетоков в скважине: пат. 53013 Рос. Федерация. № 201001422; заявл. 11.02.10; опубл. 27.09.10, бюл. № 18

9. Грудзь В.Я., Тымкив Д.Ф., Наследников С.В. Скважинное оборудование для выработки запасов углеводородов: пат. 96179 Украина 11.08.09, опубл. 10.10.11, бюл. № 19.

References

1. Molchanov A.G., Chicherov L.G. Oilfield machinery. M.: Nedra, 1983. 308 p.
2. Molchanov A.G., Molchanov G.V. Hydraulic deep-well pumping unit: pat. № 292031 USSR. № 1325752/25-8; decl. 04.16.69; publ. 01.06.71, bull. № 04. 2 p.
3. Shangin E.S., Atnabaev S.M., Kononenko A.M., Repin D.N., Fazlutdinov V.M., Hasanov M.M., Hlyupin V.V. Hydraulic deep-well oil pump drive: pat. № 2160852 Rus. Federation. № 99111568 /06; decl. 06.01.99; publ. 12.20.00; bull. № 12. 5 p.
4. Molchanov A.G., Molchanov G.V. Hydraulic deep-well pumping unit: pat. № 289222 USSR. № 1334127/25-8; decl. 05.21.69; publ. 03.12.71, bull. № 01. 2 p.
5. Molchanov A.G., Chicherov L.G. Group drive of hydraulic deep-well oil pumps: pat. 1035281 USSR № 3390115/25-06; decl. 02.08.82; publ. 15.08.83; bull. № 30. 5 p.
6. Budagjan S.A., Molchanov A.G., Semenchko I.V., Shestoperov V.M. Deep-well pumping unit drive: pat. 1588909 Rus. Federation. № 4623861/31-29; decl. 12.21.88; publ. 08.30.90; bull. № 32. 3 p.
7. Sergeev A.G., Rychkov Yu.V., Yamurhametov N.N. Group hydraulic drive of deep-well pumps: pat. 1286810 USSR № 374822/25-06; decl. 06.01.84; publ. 01.30.87; bull. № 04. 3 p.
8. Naslednikov S.V., Ryzhiy S.M., Kukuev A.A. Method of behind-the-casing flow abandoning: pat. № 53013 Rus. Federation. № 201001422; decl. 11.02.10; publ. 27.09.10; bull. № 18.
9. Grudz V.Ya., Tymkiv D.F., Naslednikov S.V. Downhole equipment for production of hydrocarbons: pat. № 96179 Ukraine; decl. 11.08.09; publ. 10.10.11; bull. № 19.