



Моделирование динамических нагрузок на полированный шток станка–качалки при неисправностях в работе штангового насоса

Топольников А.С.

Институт механики им. Р.Р. Мавлютова УНЦ РАН, Уфа

В работе представлены результаты теоретического моделирования совместного перемещения насосных штанг и плунжерного насоса и течения многофазного потока в скважине для определения динамических нагрузок на полированный шток станка–качалки. Особенностью предложенной модели является возможность учета осложнений при работе штангового насоса, таких как утечки в клапанах, влияние газа и эмульсии, неправильная посадка плунжера в цилиндре насоса. Получено удовлетворительное согласование результатов численного моделирования с промысловыми измерениями.

1. Введение

Задача о диагностировании работы штангового насоса по динамограмме — графику изменения нагрузок на полированный шток станка–качалки в течение одного ее хода вниз–вверх — имеет многолетнюю историю. Различают два основных подхода к решению этой задачи: прямой — графо-аналитический анализ поверхностной динамограммы для определения неисправностей в работе насоса, фундаментальные основы которого были заложены еще в середине прошлого века в работах [1–3] и развиты в более поздних трудах [4, 5], и обратный — решение уравнения колебаний колонны насосных штанг для восстановления переменных нагрузок на полированный шток [6, 7]. В настоящей работе применяется второй подход. Главным отличием от методов, используемых другими авторами, является детальный учет всех действующих сил и движения жидкости в подплунжерном пространстве и колонне насосно-компрессорных труб, а также моделирование осложняющих факторов (утечки в клапанах, влияние газа и эмульсии, заклинивание плунжера и другие).

2. Математическая модель

Рассмотрим изменение динамической нагрузки, действующей на полированный шток станка–качалки, в процессе эксплуатации скважины штанговой насосной установкой (рис. 1).

Возвратно-поступательное перемещение безмуфтовой одноступенчатой колонны насосных штанг приближенно описывается уравнением продольных упругих колебаний стержня с распределенной нагрузкой, которое может быть получено из уравнения Ламе [8]:

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

Здесь t — время (с); x — лагранжева координата по длине штанговой колонны (м); u — перемещение фиксированной точки штанговой колонны (м); f — удельная на единицу массы штанги внешняя сила (объемная или поверхностная, Н/кг); $c = \sqrt{E/\rho_s}$ — скорость распространения упругих деформаций (м/с); E и ρ_s — модуль Юнга (Па) и плотность (кг/м³) материала насосных штанг.

Будем считать, что точка подвеса штанг имеет координату $x = 0$ и совершает периодические во времени возвратно-поступательные перемещения по закону

$$u(0, t) = A \cos(2\pi\omega t), \quad (2)$$

где A — амплитуда колебаний (равна половине длины хода полированного штока, м); ω — частота колебаний (с⁻¹). К нижнему концу штанговой колонны в течение всего цикла приложена переменная во времени сила $G(t)$, действующая на плунжер штан-

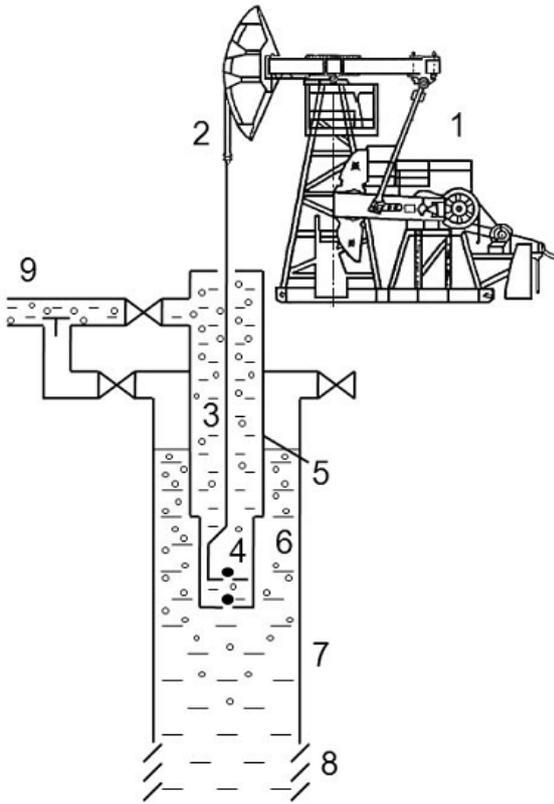


Рис. 1. Схема скважины, оборудованной установкой скважинного штангового насоса. 1 — станок-качалка, 2 — полированный шток, 3 — колонна насосных штанг, 4 — плунжерный насос, 5 — насосно-компрессорные трубы, 6 — затрубное пространство, 7 — обсадная колонна, 8 — перфорационные отверстия, 9 — выкидная линия

гового насоса, поэтому граничное условие на плунжере будет выглядеть следующим образом:

$$ES_r \frac{\partial u(L, t)}{\partial x} = G, \quad (3)$$

где L — длина штанговой колонны без учета растяжения под собственным весом в жидкости (м); $S_r = \pi d_r^2/4$ — площадь поперечного сечения штанговой колонны (м²); d_r — диаметр насосных штанг (м).

В начальный момент времени полированный шток находится в своей нижней точке. Перемещения точек штанговой колонны $u(x, 0)$ могут быть найдены из решения уравнения (1) без левой части с граничными условиями (2) и (3).

Будем считать, что цилиндр насоса жестко закреплен в колонне насосно-компрессорных труб, а сами они не испытывают сжатия и растяжения. В общем случае все многообразие сил, действующих

на штанговую колонну и плунжер насоса, можно свести к следующим:

а) Сила устьевого давления (постоянная, действует на плунжер и всегда направлена вниз):

$$G_{wh} = p_{wh} S_p,$$

где p_{wh} — давление на устье (Па); $S_p = \pi d_p^2/4$ — площадь поперечного сечения плунжера (м²); d_p — диаметр плунжера (м).

б) Сила тяжести насосных штанг в жидкости (постоянная, действует на штанги, направлена вниз):

$$G_r = (\rho_s - \rho) g \cos \varphi S_r L,$$

где ρ — средняя плотность газожидкостной смеси в колонне насосно-компрессорных труб; φ — угол наклона скважины к вертикали.

в) Сила тяжести газожидкостной смеси (постоянная, действует на плунжер, направлена вниз):

$$G_l = \rho g \cos \varphi S_p L.$$

г) Сила вязкого трения (переменная, действует на штанги, направлена в сторону, противоположную направлению перемещения штанг):

$$G_{fg} = -\frac{16\mu_l P}{d_t - d_r} \int_0^L \left(\frac{\partial u}{\partial t} + w \right) dx,$$

где μ_l — коэффициент динамической вязкости жидкости (Па·с); $P = \pi d_r$ — периметр штанги (м); d_t — внутренний диаметр насосно-компрессорных труб (м); $w(x, t)$ — скорость газожидкостного потока в трубах (м/с).

д) Сила сухого трения (переменная, действует на штанги, направлена в сторону, противоположную направлению перемещения штанг):

$$G_{fr} = -\frac{1}{8A\omega} \mu_{fr} \varphi \rho_s g S_r \int_0^L \frac{\partial u}{\partial t} dx,$$

где $\mu_{fr} = 0.3$ — коэффициент трения штанг о трубы [7].

е) Сила трения в плунжерной паре (переменная, действует на плунжер, направлена в сторону, противоположную движению плунжера):

$$G_{fp} = -\frac{1}{4A\omega} \left(1.65 \frac{d_p}{\delta} - 127 \right) \frac{\partial u(L, t)}{\partial t},$$

где δ — зазор между плунжером и цилиндром (м).

ж) Сила давления жидкости в подплунжерном пространстве (переменная, направлена вверх):

$$G_p = -p_p S_p,$$

где p_p — давление в подплунжерном пространстве, которое определяется с учетом уравнения сохранения массы газожидкостной смеси для несжимаемой жидкости и совершенного газа:

$$\frac{dp_p}{dt} = -\frac{\rho_g^2}{\alpha_{in}\rho_{g0}V} \frac{dp_p}{d\rho_g} \left(\left(1 - \frac{\alpha_{in}\rho_{g0}V}{\rho_g} \right) \frac{dV}{dt} - \sqrt{2}(1-\alpha_k)\mu_c \left(\frac{d_c}{d_p} \right)^2 \frac{p_k - p_p}{\sqrt{\rho_l|p_k - p_p|}} \right), \quad (4)$$

где α — объемная доля газа; ρ_{g0} и ρ_g — плотность газа при нормальных условиях и в подплунжерном пространстве соответственно; ρ_l — плотность жидкости; $V = \pi d_p^2/4(u(L, t) - x^*)$ — объем подплунжерного пространства; x^* — координата положения всасывающего клапана; $\mu_c = 0.2$ — коэффициент трения в клапанах, индекс $k = in$ при открытом нагнетательном (верхнем) клапане, $k = out$ при открытом всасывающем (нижнем) клапане.

Из семи перечисленных сил, действующих на систему, три действуют на штанги (сила тяжести штанговой колонны, силы сухого и вязкого трений), поэтому можно записать:

$$f = \frac{(\rho_s - \rho)g \cos \varphi}{\rho_s} - \frac{16\mu_l P}{\rho_s(d_t - d_r)S_r} \times \left(\frac{\partial u}{\partial t} + w \right) - \frac{\mu_{fr}\varphi}{8A\omega} \frac{\partial u}{\partial t} g.$$

Соответственно, остальные четыре сил действуют на плунжер:

$$G = p_{wh}S_p + \rho g \cos \varphi S_p L - \frac{1}{4A\omega} \left(1.65 \frac{d_p}{\delta} - 127 \right) \frac{\partial u(L, t)}{\partial t} - p_p S_p.$$

Полная нагрузка на полированный шток будет равна

$$G^* = ES_r \frac{\partial u(0, t)}{\partial x}. \quad (5)$$

Открытие и закрытие клапанов происходит в зависимости от соотношения значений давлений в подплунжерном пространстве на приеме и выкиде насоса. Если выполняется условие $p_{in} \leq p_p \leq p_{out}$, где p_{in} — давление на приеме, p_{out} — давление на выкиде насоса, то оба клапана, всасывающий и нагнетательный, закрыты. При выполнении условия $p_p < p_{in}$ открыт всасывающий клапан, и жидкость из скважины поступает внутрь насоса, при выполнении условия $p_p > p_{out}$ работает нагнетательный клапан, через который жидкость перетекает в колонну насосно-компрессорных труб.

Для определения динамической нагрузки на полированный шток необходимо определить распределения плотности и скорости газожидкостного

потока в насосно-компрессорных трубах, а также давление на выкиде насоса. Для этого воспользуемся упрощением математической модели, подробно описанной в работе [9]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\alpha \rho_g) + \frac{\partial}{\partial x} (\alpha \rho_g w_g) &= J_{gl}, \\ \frac{\partial}{\partial t} ((1-\alpha)\rho_l) + \frac{\partial}{\partial x} ((1-\alpha)\rho_l w_l) &= J_{lg}, \\ \frac{\partial}{\partial t} (\alpha \rho_g w_g + (1-\alpha)\rho_l w_l) + \\ + \frac{\partial}{\partial x} (\alpha \rho_g w_g^2 + (1-\alpha)\rho_l w_l^2) &= \\ = -\frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\tau_r \Sigma_r + \tau_t \Sigma_t}{S} - \\ - (\alpha \rho_g + (1-\alpha)\rho_l) g \cos \varphi. \end{aligned} \quad (6)$$

Здесь w_g и w_l — скорости газовой и жидкой фаз, при этом скорость газожидкостного потока равна $w = \alpha w_g + (1-\alpha)w_l$; $J_{gl} = -J_{lg}$ — притоки массы газа и жидкости, обусловленные фазовыми переходами; τ — суммарное касательное напряжение на поверхности штанг (индекс r) и труб (индекс t); Σ_r и Σ_t — периметры сечений насосной штанги и трубы соответственно.

Для известного устьевого давления p_{wh} , скорости многофазного потока w_{out} и объемного газосодержания α_{out} на выкиде насоса решение системы уравнений (6) позволяет получить распределения $\rho(x, t)$ и $w(x, t)$ для всех точек штанговой колонны в произвольный момент времени.

Система уравнений (1), (4) и (6) решается с помощью комбинированной численной схемы, основанной на использовании методов контрольного объема для описания течения газожидкостного потока и Дормана-Принса для определения динамических нагрузок, действующих на насосные штанги.

На рис. 2(а) показаны изменения расчетного перемещения полированного штока и действующей на него нагрузки G^* в течение одного хода вверх-вниз станка-качалки для случая так называемой «нормальной» работы насоса, когда он не испытывает влияния осложняющих факторов (газ, утечки, отложения парафинов). Кроме этого на рис. 2(б) представлены соответствующие плунжерная и поверхностная динамограммы штангового насоса. Решение получено для следующих исходных данных: $\varphi = 0^\circ$, $L = 1080$ м, $d_r = 20.5$ мм, $d_t = 62$ мм, $d_p = 57$ мм, $d_c = 29.5$ мм, $p_{wh} = 4$ атм, $p_{in} = 43$ атм, $T_{in} = 63^\circ\text{C}$, $\rho_s = 7800$ кг/м³, $E = 2.2 \cdot 10^{11}$ Па, $\rho_l = 968$ кг/м³, $\rho_{g0} = 1.2$ кг/м³, $\mu_l = 10^{-3}$ Па·с, $A = 0.85$ м, $\omega = 0.057$ с⁻¹.

Как следует из представленных графиков за счет продольных колебаний штанговой колонны наблюдаются характерные осцилляции на кривой нагрузки на полированный шток. При этом из-за

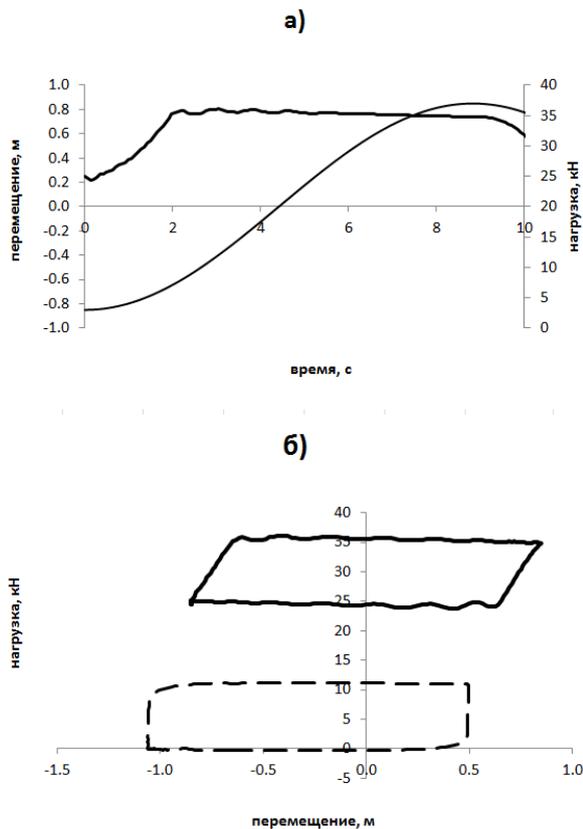


Рис. 2. Пример решения при отсутствии осложнений в работе насоса: а) зависимость перемещения полированного штока (тонкая линия) и действующей на него суммарной силы (жирная линия) от времени; б) плунжерная (сплошная линия) и поверхностная (штриховая линия) динамограммы

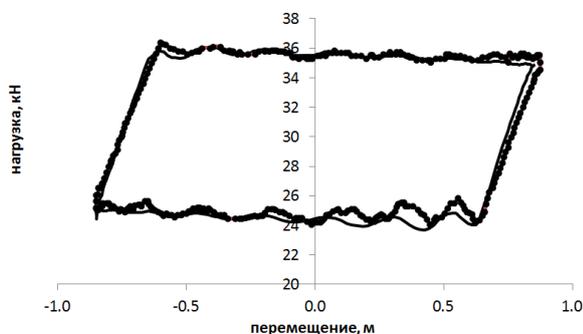


Рис. 3. Сравнение расчетной (сплошная линия) и измеренной (точки) поверхностной динамограммы

упругих деформаций насосных штанг амплитуда перемещения плунжера оказывается на 20% меньше амплитуды перемещения полированного штока. В результате потери энергии, передаваемой с поверхности на плунжер насоса, изменение его объема за один временной цикл оказывается на 20% меньше, чем в случае, если бы он был расположен непосредственно у поверхности. Для сравнения на рис. 3 вместе с расчетной приведена измеренная поверхностная динамограмма.

3. Моделирование неисправностей в работе штангового насоса

Описанные в предыдущем разделе уравнения позволяют естественным образом моделировать осложнения в работе штанговой насосной установки. К числу таковых относятся утечки в нагнетательном и всасывающем клапанах, неправильная посадка плунжера в цилиндре насоса, влияние газа, эмульсии, отложение парафинов на клапанах, заклинивание плунжера, обрыв и отворот насосных штанг.

Утечки в клапанах. При отсутствии герметичности в клапанах насоса, вызванной их засорением или износом, может происходить переток жидкости из подплунжерного пространства в скважину (утечки во всасывающем клапане) или из насосно-компрессорных труб в насос (утечки в нагнетательном клапане). При этом снижается полезная работа, совершаемая насосом, поскольку часть объема жидкости, которую он перемещает из скважины в колонну труб, сливается обратно в скважину.

Для моделирования утечек используется модификация уравнения (4):

$$\frac{dp_p}{dt} = -\frac{\rho_g^2}{\alpha_{in}\rho_{g0}V} \frac{dp_p}{d\rho_g} \left(\left(1 - \frac{\alpha_{in}\rho_{g0}V}{\rho_g} \right) \frac{dV}{dt} - \sqrt{2}(1 - \alpha_k)\mu_c\psi_k \left(\frac{d_c}{d_p} \right)^2 \frac{p_k - p_p}{\sqrt{\rho_l|p_k - p_p|}} - \sqrt{2}(1 - \alpha_k)\mu_c \left(\frac{d_c}{d_p} \right)^2 \frac{p_k - p_p}{\sqrt{\rho_l|p_k - p_p|}} \right), \quad (7)$$

где ψ_k — постоянный коэффициент утечек для всасывающего ($k = in$) и нагнетательного ($k = out$) клапанов, равный нулю в случае, если клапан открыт.

На рис. 4 в качестве примера показаны расчетная и измеренная динамограммы насоса, у которого происходит утечка жидкости в нагнетательном клапане. Решение получено для насоса с диаметром плунжера $d_p = 44$ мм, спущенного на колонне насосных штанг диаметром $d_r = 19.8$ мм на глубину $L = 1408$ м. Рабочей жидкостью является преимущественно вода (объемная доля 96%), амплитуды

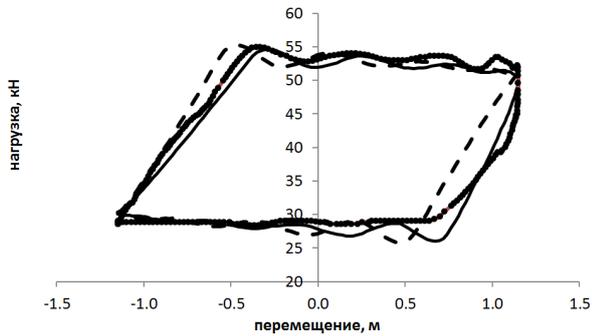


Рис. 4. Динамограммы при утечках в нагнетательном клапане. Точки — измеренные значения, сплошная линия — расчет с учетом утечек, штриховая линия — расчет без утечек (нормальная работа насоса).

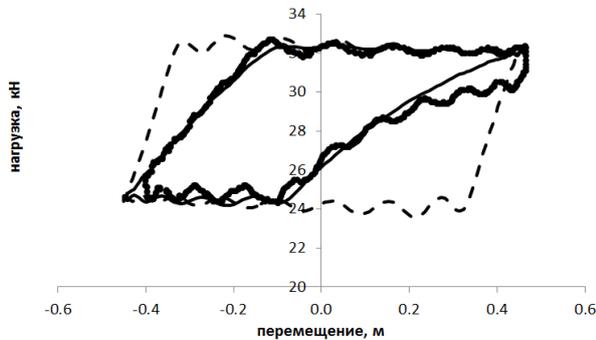


Рис. 5. Динамограммы при попадании газа в насос. Точки — измеренные значения, сплошная линия — расчет с газом, штриховая линия — расчет без газа (нормальная работа насоса).

да и частота колебаний полированного штока равны 1.15 м и 0.07 с^{-1} соответственно. Для сравнения на рис. 4 штриховой линией показана расчетная динамограмма, когда утечки через нагнетательный клапан отсутствуют. Характерные особенности динамограммы при утечках в нагнетательном клапане — это увеличенный наклон кривой при ходе плунжера вверх за счет того, что давление в подплунжерном пространстве из-за утечек падает не так быстро, как при нормальной работе, и закругление кривой при ходе плунжера вниз из-за того, что при ходе вниз скорость роста давления также меньше.

Влияние газа. При заполнении насоса свободным газом резко сокращается полезный объем жидкости, который он перемещает из скважины в трубное пространство. Газ попадает в насос вместе с жидкостью из обсадной колонны (рис. 1) и в рам-

ках описанной математической модели характеризуется параметром α_{in} в уравнении (4).

Влияние газа на поверхностную динамограмму сказывается в увеличении наклона кривой при ходе плунжера вверх и вниз за счет сжимаемости газа. Для примера на рис. 5 показаны динамограммы нормальной работы насоса и его работы в условиях высокого газосодержания в подплунжерном пространстве. Так же, как и раньше, приведены расчетная и измеренная динамограммы. Исходные параметры для расчета: $d_p = 44 \text{ мм}$, $d_r = 22 \text{ мм}$, $L = 936 \text{ м}$, $A = 0.45 \text{ м}$, $\omega = 0.065 \text{ с}^{-1}$.

На рис. 6 наряду с динамограммой при нормальной работе штангового насоса представлены расчетные динамограммы, полученные при различных осложнениях. Расчеты проводились при следующих исходных параметрах: $\varphi = 0^\circ$, $L = 1000 \text{ м}$, $d_r = 22 \text{ мм}$, $d_t = 62 \text{ мм}$, $d_p = 44 \text{ мм}$, $d_c = 22 \text{ мм}$, $p_{wh} = 10 \text{ атм}$, $p_{in} = 50 \text{ атм}$, $T_{in} = 50^\circ\text{C}$, $\rho_s = 7800 \text{ кг/м}^3$, $E = 2.2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, $\rho_l = 1000 \text{ кг/м}^3$, $\rho_{g0} = 1.2 \text{ кг/м}^3$, $\mu_l = 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, $A = 1.5 \text{ м}$, $\omega = 0.1 \text{ с}^{-1}$.

На рис. 6(а) показана динамограмма при утечках во всасывающем клапане насоса. Она зеркально повторяет динамограмму при утечках в нагнетательном клапане (см. рис. 4): закругление кривой нагрузки при ходе вверх и увеличенный наклон при ходе вниз.

При низкой посадке плунжера в цилиндре может происходить удар плунжера о нижний клапан. Это вызывает кратковременное снижение усилий на плунжер, которое через колонну насосных штанг передается на полированный шток. На рис. 6(б) показан такой случай, который моделируется с помощью параметра $x^* = u(L, 0)$. Момент удара плунжера о нижний клапан цилиндра характеризуется появлением петли в начале хода вверх.

Следующие два осложнения — образование эмульсии (резкое увеличение вязкости жидкости) в колонне насосно-компрессорных труб и отложения парафинов на клапанах — приводят к увеличению переменных нагрузок на полированный шток за счет роста влияния вязких сил. На графиках динамограмм они выглядят схоже (см. рис. 6(в, г)), качественные отличия наблюдаются лишь в реперных точках. Поскольку парафиновые отложения не влияют на нагрузки в случае закрытых клапанов, то в начале хода вверх и вниз кривые нагрузок для них практически повторяют кривые нагрузок при нормальной работе насоса.

На рис. 6(д) показана динамограмма при заклинивании плунжера в цилиндре, которое в данном случае моделируется с помощью варьирования величины зазора в плунжерной паре δ в нейтраль-

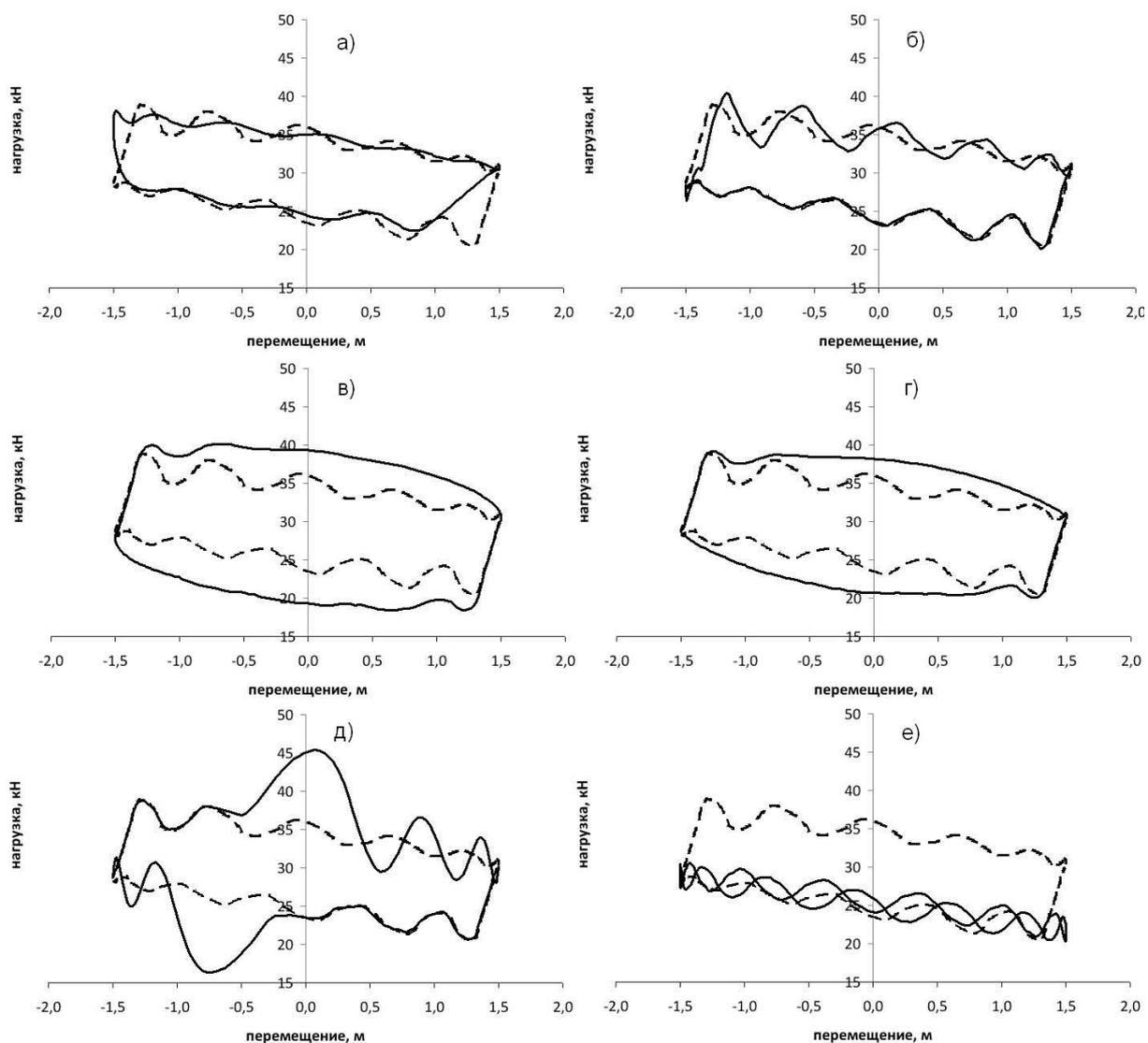


Рис. 6. Расчетные динамограммы (сплошные линии) при осложнениях в работе штангового насоса: а) утечки во всасывающем клапане, б) низкая посадка плунжера, в) эмульсия, г) отложения парафинов на клапанах, д) заклинивание плунжера в цилиндре, е) обрыв насосных штанг. Штриховой линией обозначена динамограмма без учета осложнений.

ной точке перемещения плунжера. Поскольку при уменьшении зазора резко возрастает сила трения в плунжерной паре G_{fp} , то движение плунжера в цилиндре будет неравномерным с характерными замедлениями и ускорениями. На динамограмме это будет изображаться в виде резкого скачка нагрузки в середине движения плунжера вверх и аналогичного падения усилий, действующих на полированный шток, в середине хода плунжера вниз.

Наконец, на рис. 6(е) показана критическая ситуация, которая наблюдается при обрыве или отвороте штанг. В данном случае точкой обрыва штанг выбрано место их сочленения с плунжером насоса, поэтому разница между максимальной и минимальной нагрузками на полированный шток обусловлена только инерционными и вязкими силами, возникающими в штанговой колонне.

4. Заключение и выводы

Предложена математическая модель, объединяющая уравнения для определения динамических нагрузок в упруго-деформируемой штанговой колонне, давления в подплунжерном пространстве и параметров многофазного потока в насосно-компрессорных трубах. Данная модель может использоваться в качестве инструмента для прогнозирования усилий, действующих на полированный шток станка-качалки, при осложнениях в работе штангового насоса.

Список литературы

- [1] Белов И.Г. Практические основы динамометрирования. Баку: Азнефтеиздат. 1947. 109 с.
- [2] Белов И.Г. Исследование работы глубинных насосов динамометрированием. М.: Гостоптехиздат. 1954. 128 с.
- [3] Шувалова С.Г. Чтение и разбор динамограмм глубоких насосов. М.: Академия мед. наук. 1949. 24 с.
- [4] Алиев Т.М., Тер-Хачатуров А.А. Автоматический контроль и диагностика скважинных штанговых насосных установок. М.: Недра. 1988. 130 с.
- [5] Тахаутдинов Ш.Ф., Фархуллин Р.Г., Муслимов Р.Х., Сулейманов Э.И., Никашев О.А., Губайдуллин А.А. Обработка практических динамограмм на ПЭВМ. Казань: Новое знание. 1976. 76 с.
- [6] Gibbs S.G. Predicting the behavior of sucker rod pumping systems // J. Pet. Tech. V. 7. 1963. P. 769–778.
- [7] Вирновский А.С. Теория и практика глубиннонасосной добычи нефти. М.: Недра. 1971. 184 с.
- [8] Седов Л.И. Механика сплошной среды. Т. 2. СПб: Лань. 2004. 560 с.
- [9] Уразаков К.Р., Молчанова В.А., Топольников А.С. Математическая модель штанговой установки с эжектором для откачки газа из затрубного пространства // Интервал. 6(101). 2007. С. 54–60.