

УДК 621.68+622.323

УРАВНЕНИЕ ДИНАМИКИ ШТАНГОВЫХ ГЛУБИННЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ ДОБЫЧИ НЕФТИ

А. В. ЗАХАРОВ, М. Е. ЛЕБЕШКОВ

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

И. В. ЗАХАРОВА

*Учреждение образования «Гомельский государственный профессионально-технический колледж электротехники»,
Республика Беларусь*

Введение

В настоящее время в подавляющем большинстве литературных источников расчеты штанговых глубинных насосных установок представлены как расчеты статических гидравлических систем [1], [2]. Однако, по нашему мнению, такое представление является не совсем верным, так как система «станок–качалка–штанговый насос» является динамической системой. Подтверждением данного утверждения является наличие гармонического синусоидального сигнала на входе в двигатель (синусоидальное напряжение) и наличие выходного гармонического сигнала. Таким образом, представляется более корректным применение в расчетах установок штанговых глубинных насосов (УШГН) методов динамического анализа гидравлических систем, описанных в [4].

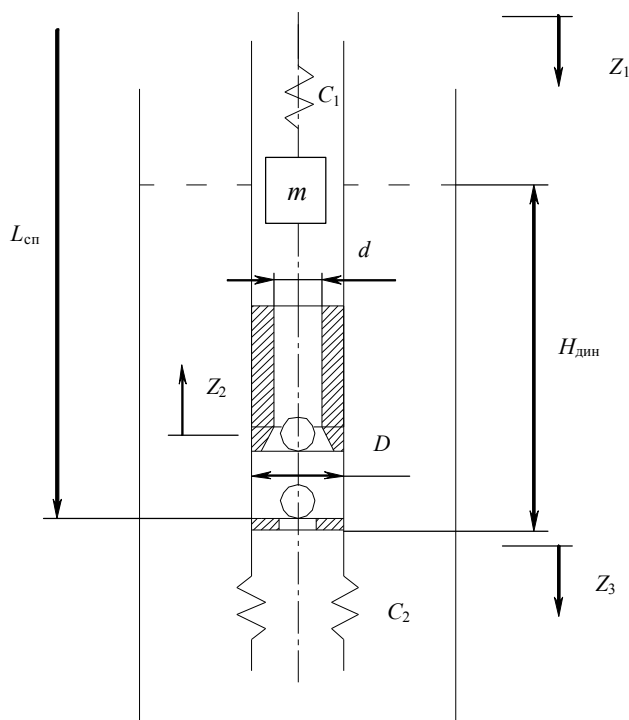


Рис. 1. Схема к расчету и описание используемых переменных

Z_1 – перемещение полировочного штока, м; Z_2 – координата перемещения жидкости внутри плунжера, м; Z_3 – координата перемещения колонны насосно-компрессорной трубы (НКТ), м; $L_{сп}$ – глубина спуска штанговых глубинных насосов (ШГН), м; $H_{дин}$ – динамический уровень жидкости в затрубном пространстве по отношению к насосу, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; C_1 – жесткость колонны штанг, Н/м; C_2 – жесткость колонны НКТ, Н/м; $C_ж$ – жесткость скважинной жидкости, Н/м; m_2 – масса колонны НКТ, кг; S – оператор Лапласа, 1/с; ρ – плотность скважинной жидкости, кг/м³; $f_{пл}$ – площадь проходного сечения плунжера, м²; $f_{ц}$ – площадь цилиндра ШГН, м²; $K_{н.к}$ – коэффициент линеаризации потерь давления в нагнетательном клапане ШГН, м³/(с · Па); $K_{п}$ – коэффициент линеаризации потерь давления в проходном канале плунжера, м³/(с · Па).

На рис. 1 приведена схема к расчету динамики УШГН.

Элементы УШГН можно представить следующим образом:

- штанговая подвеска как пружина определенной жесткости C_1 ;
- колонна НКТ как пружина определенной жесткости C_2 ;
- все массы подвижных частей приводятся к приведенной массе m , подвешенной на штангах.

Описание гидравлических сопротивлений установок штанговых глубинных насосов

В УШГН можно выделить следующие гидравлические сопротивления:

- 1) гидравлические сопротивления обратных клапанов;
- 2) гидравлические сопротивления по длине подъемных труб;
- 3) гидравлическое сопротивление внутреннего проходного канала плунжера;
- 4) гидравлическое сопротивление зазора между плунжером и цилиндром.

Основное описание гидравлических сопротивлений связано с уравнением расхода [3]:

$$Q = \mu \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (1)$$

где Δp – перепад давлений на гидравлическом сопротивлении (нагрузке), Па.

Потери давления в обратных клапанах в общем виде будут описываться следующим уравнением [3]:

$$\Delta p = \zeta_{о.к} \rho \frac{V^2}{2}, \quad (2)$$

где $\zeta_{о.к}$ – коэффициент гидравлического сопротивления обратного клапана; V – скорость движения жидкости через обратный клапан, м/с.

Потери давления по длине подъемных труб определяются по формуле Дарси [3]:

$$\Delta p = \lambda \frac{l\rho V^2}{2d}, \quad (3)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения при течении добываемой жидкости в колонне НКТ; d – диаметр НКТ, м; l – длина НКТ над насосом, м.

Потери давления в проходном канале плунжера насоса также будут определяться по формуле Дарси (с учетом местных коэффициентов) [3]:

$$\Delta p = \lambda_{\text{пл}} \frac{l_{\text{пл}} \rho V^2}{2d_{\text{пл}}}, \quad (4)$$

где $\lambda_{\text{пл}}$ – коэффициент гидравлического трения при течении добываемой жидкости в проходном канале плунжера; $d_{\text{пл}}$ – диаметр проходного канала плунжера, м; $l_{\text{пл}}$ – длина плунжера, м.

Гидравлическое сопротивление зазора плунжерной пары представляет интерес при решении данной задачи с точки зрения количества проходящей через зазор жидкости (расход через зазор плунжерной пары), поэтому при анализе можно применять уравнение расхода.

Расчет гидравлических потерь на трение в плунжере штанговых глубинных насосов

На подачу УШГН существенным образом влияют гидравлические потери в проходных каналах. В частности, одним из основных гидравлических сопротивлений является плунжер ШГН, а точнее – канал в плунжере, поэтому для получения достоверных данных в расчетах необходимо определить потери расхода на трение в данном гидравлическом сопротивлении.

Расчет будем производить по «классической» методике определения потерь давления по длине.

Для начала необходимо определить число Рейнольдса (Re) по формуле [3]:

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}, \quad (5)$$

где V – скорость движения жидкости в канале, м/с; d – диаметр канала, м; ν – кинематическая вязкость жидкости, м²/с.

Расчеты будем проводить для нефти с кинематическими вязкостями, равными: $\nu_1 = 1 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\nu_2 = 6,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\nu_3 = 2,5 \cdot 10^{-5}$ м²/с (данные по некоторым месторождениям РУП ПО «Белоруснефть»), для следующего ряда диаметров d : 14; 17; 21; 27; 32 мм (реальные диаметры проходных каналов плунжеров ШГН). Скорость для расчета Re будем определять исходя из максимальной теоретической подачи УШГН с внутренним диаметром 57 мм – $6,8 \cdot 10^{-4}$ м³/с, т. е. при числе ходов 8 и длине хода 2 м. Расчеты сведены в таблицу.

$d, \text{ м}$	Скорость жидкости в плунжере $V, \text{ м/с}$	$\nu_1 = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$		$\nu_2 = 6,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$		$\nu_3 = 2,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$	
		Re	$\lambda_{\text{пл}}$	Re	$\lambda_{\text{пл}}$	Re	$\lambda_{\text{пл}}$
0,014	4,4	$6,187 \cdot 10^4$	$2,01 \cdot 10^{-2}$	$9,519 \cdot 10^3$	$3,2 \cdot 10^{-2}$	2475	$2,58 \cdot 10^{-2}$
0,017	3	$5,096 \cdot 10^4$	$2,32 \cdot 10^{-2}$	$7,839 \cdot 10^3$	$3,4 \cdot 10^{-2}$	2038	$3,14 \cdot 10^{-2}$
0,021	2	$4,125 \cdot 10^4$	$2,67 \cdot 10^{-2}$	$6,346 \cdot 10^3$	$3,54 \cdot 10^{-2}$	1650	$3,88 \cdot 10^{-2}$
0,027	1,2	$3,208 \cdot 10^4$	$2,81 \cdot 10^{-2}$	$4,936 \cdot 10^3$	$3,99 \cdot 10^{-2}$	1283	$4,99 \cdot 10^{-2}$
0,032	0,85	$2,707 \cdot 10^4$	$2,99 \cdot 10^{-2}$	$4,165 \cdot 10^3$	$4,5 \cdot 10^{-2}$	1083	$5,9 \cdot 10^{-2}$

Уравнение динамики установок штанговых глубинных насосов

Запишем уравнения, описывающие работу УШГН.

При движении плунжера насоса вверх усилие на полировочной штанге F_1 будет определяться [1], [2]:

$$F_1 = F_A + C_1(Z_1 - Z_2), \quad (6)$$

где $F_A = mg(1 - \rho_{ж}/\rho_{ст})$ – архимедова сила, действующая на подвижные части УШГН со стороны скважинной жидкости.

Усилие, создаваемое столбом жидкости над насосом на плунжер насоса, равно [1], [4]:

$$F_{пл} = \rho g(L_{сп} - Z_2)f_{пл.в} - p_0 f_{пл.н}. \quad (7)$$

Давление (вакуум) p_0 в рабочей камере насоса при ходе плунжера вверх будет зависеть от динамического уровня жидкости в затрубном пространстве [1]–[3]:

$$p_0 = H_{дин}\rho g - \Delta p_{в.к}. \quad (8)$$

Таким образом, при дальнейшем развитии уравнения (8) можно получить уравнение разгазирования в рабочей камере насоса и, как следствие, вычисление коэффициента наполнения насоса.

Координата перемещения колонны будет определяться формулой

$$Z_3 = (p_0 f_{н.вн} - p_3 f_{н.н} - (p_3 - \rho g l_{нас})(f_{НКТ} - f_{н.н}))/C_2, \quad (9)$$

при «верхнем креплении» насоса в посадочном седле:

$$Z_3 = (p_0 f_{н.вн} - p_3 f_{НКТ})/C_2, \quad (10)$$

при «нижнем креплении» насоса в посадочном седле.

Расход жидкости через всасывающий клапан будет определяться уравнением расхода [4]:

$$Q_0 = \mu_{в.к} \cdot \sqrt{\frac{2(p_3 - p_0)}{\rho}}. \quad (11)$$

Это и будет расход, идущий на заполнение рабочей камеры насоса. При этом координата эффективного перемещения плунжера насоса Z_0 будет складываться из разности координат перемещения плунжера Z_2 и цилиндра, жестко связанной с координатой перемещения НКТ Z_3 [4]:

$$Z_0 = Z_2 - Z_3. \quad (12)$$

Запишем баланс сил при ходе плунжера вверх [4]:

$$F_1 - mg\left(1 - \frac{\rho}{\rho_{ст}}\right) - \rho g(L_{сп} - Z_2)f_{пл.в} - p_0 f_{пл.н} - F_{тр} = m \frac{d^2 Z_2}{dt^2}. \quad (13)$$

Таким образом, мы получили все уравнения для решения задачи нахождения количества жидкости, поступающей в рабочую полость насоса при ходе вверх.

Запишем баланс расходов при ходе плунжера вверх:

$$Q_{пл} = Q_0 - Q_{сж} - Q_{п}, \quad (14)$$

где $Q_{пл}$ – расход жидкости через отверстие в плунжере насоса, м³/с, определяемый уравнением $Q_{пл} = \frac{dZ_2}{dt} f_{о.пл}$; Q_0 – расход, вызываемый эффективным перемещением

Z_0 , м³/с, определяемый уравнением $Q_0 = \frac{dZ_0}{dt} f_{н.вн}$; $Q_{сж}$ – потери расхода на сжимае-

мость жидкости, м³/с, определяемые уравнением $Q_{сж} = \frac{f_{н.вн}}{C_{ж}} \frac{dp_0}{dt}$ [3]; $Q_{п}$ – переток

жидкости через зазор плунжерной пары, м³/с, $Q_{п} = \frac{dZ_2}{dt} f_{з.п.п} = \mu_{п.п} \sqrt{\frac{2(p_в - p_0)}{\rho}}$.

Запишем баланс сил при ходе плунжера вниз:

$$F_1 - mg\left(1 - \frac{\rho}{\rho_{ст}}\right) + C_{ж}Z_0 + C_{нкт}Z_3 + \rho g(L_{сп} - Z_2)f_{пл.в} + p_0f_{пл.н} + F_{тр} = m \frac{d^2Z_2}{dt^2}. \quad (15)$$

Таким образом, получены все уравнения для теоретического анализа подачи УШГН.

Определение перемещения плунжера установок штанговых глубинных насосов

На основе полученных уравнений, преобразованных по Лапласу [4], опуская промежуточные преобразования, можно получить итоговую передаточную функцию перемещения плунжера:

$$W_o(S) = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{C_1(C_2 + m_2S^2) - C_1}{\left(1 + f_{ц} \left[\frac{f_{п}f_{ц}\rho S^2 \left(\frac{1}{K_{н.к}} + \frac{1}{K_{п}}\right)}{f_{ц}S \left(\frac{1 + f_{п}^2\rho S \left(\frac{1}{K_{н.к}} + \frac{1}{K_{п}}\right)}{C_{ж}}\right)}\right] - C_1 + mS^2 \right) \cdot (C_2 + m_2S^2) - C_1 + mS^2}.$$

Далее, подставляя в выражение (15) комплексную функцию $S = j\omega$, можно построить гипотетические кривые перемещения плунжера насоса в зависимости от числа качаний полировочного штока (рис. 2).

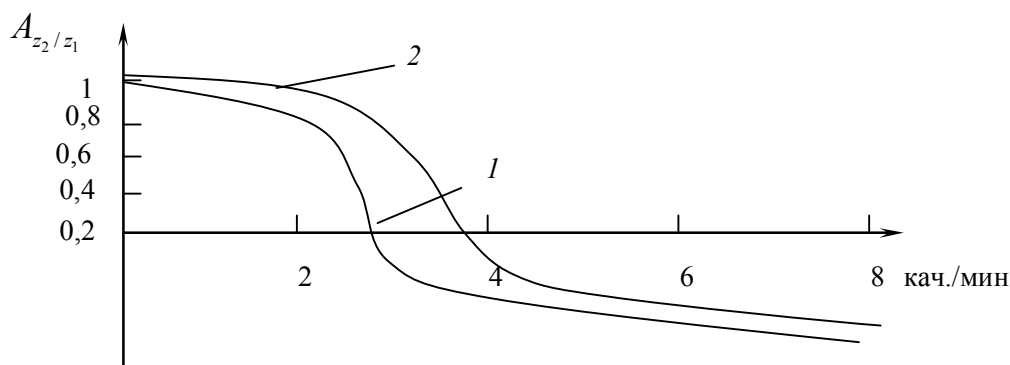


Рис. 2. Графики перемещения плунжера: 1 – кривая перемещения плунжера в зависимости от числа качаний станка-качалки с коэффициентами потерь $K_{п}$ и $K_{н.к}$; 2 – кривая перемещения плунжера в зависимости от частоты с коэффициентами потерь $K_{п}/2$ и $K_{н.к}/2$

Заключение

Получено уравнение динамики штанговой глубинной насосной установки для добычи нефти. Рассчитаны кривые перемещения плунжера в зависимости от числа качаний станка-качалки.

Анализ кривых перемещения плунжера показывает, что при увеличении числа качаний больше трех происходит резкое уменьшение коэффициента длины хода насоса, ведущее к существенному уменьшению реальной подачи УШГН.

Литература

1. Молчанов, А. Г. Нефтепромысловые машины и механизмы / А. Г. Молчанов, Л. Г. Чичеров. – Москва : Недра, 1976. – 328 с.
2. Дрэготекску, Н. Д. Глубиннонасосная добыча нефти / Н. Д. Дрэготекску. – Москва : Недра, 1966. – 417 с.
3. Вильнер, Я. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидропневмоавтоматике / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов; под ред. Б. Б. Некрасова. – Минск : Выш. шк., 1976. – 416 с.
4. Чупраков, Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики : учеб. пособие для вузов по специальности «Гидропривод и гидропневмоавтоматика» / Ю. И. Чупраков. – Москва : Машиностроение, 1979. – 232 с.

Получено 26.10.2009 г.