

## УЛУЧШЕНИЕ РАБОТЫ СКВАЖИННОЙ ШТАНГОВОЙ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ\*

Ш.И. Мустафаев<sup>1</sup>, К.Г. Гасымова<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Республиканский Центр Сейсмологической Службы при НАНА, Баку, Азербайджан

<sup>2</sup>Азербайджанский Педагогический Университет, Баку, Азербайджан

e-mail: [amea-rsxm@mail.ru](mailto:amea-rsxm@mail.ru)

**Резюме.** С целью уменьшения нагрузки на устьевой шток скважинной штанговой насосной установки в конструкции колонны штанг предложено применить преобразующий механизм. Приводится описание конструкции, ее силовой расчет и сравнительный анализ по существующей конструкции. Колонны штанг делятся на две части. Шток поршня верхнего гидроцилиндра закрепляется в нижнем конце колонны штанг, подвешенной на подвеске штанг. К штоку поршня нижнего гидроцилиндра закрепляется верхний конец колонны штанг, к нижнему концу которого, подвешен плунжер скважинного насоса.

В данной работе анализ показывает, что в скважинной штанговой насосной установке предложенной конструкции значительно уменьшаются нагрузки на подвеску штанг и крутящий момент на выходном валу редуктора, а также расход электроэнергии.

**Ключевые слова:** скважинная штанговая насосная установка, скважинный насос, штанговая колонна, насосно-компрессорная труба, устьевой шток, подвеска, гидроцилиндр, шток, поршень, преобразующий механизм, столб жидкости.

**AMS Subject Classification:** 74P10.

### 1. Введение

Существующие скважинные штанговые насосные установки состоят из скважинного насоса, штанговой колонны, насосно-компрессорной трубы, устьевого штока, сальника, подвески и привода, установленного над устьем скважины [1-3]. Плунжер скважинного насоса приводится в возвратно-поступательное движение посредством штанговой колонны от привода. При ходе вверх и вниз устьевого штока, после окончания деформации штанговой колонны и труб, плунжер насоса приводится в соответствующее движение. Крутящий момент на выходном валу редуктора и расход электроэнергии станка зависит от максимальной нагрузки на подвески штанг.

### 2. Устройство, преобразующее механизм

---

\* Работа была представлена на семинаре Института Прикладной Математики 06.6.2017

С целью уменьшения нагрузки на устьевой шток скважинных штанговых насосных установок в конструкции колонны штанг, авторами предложено применить преобразующий механизм [4] (рис. 1а).

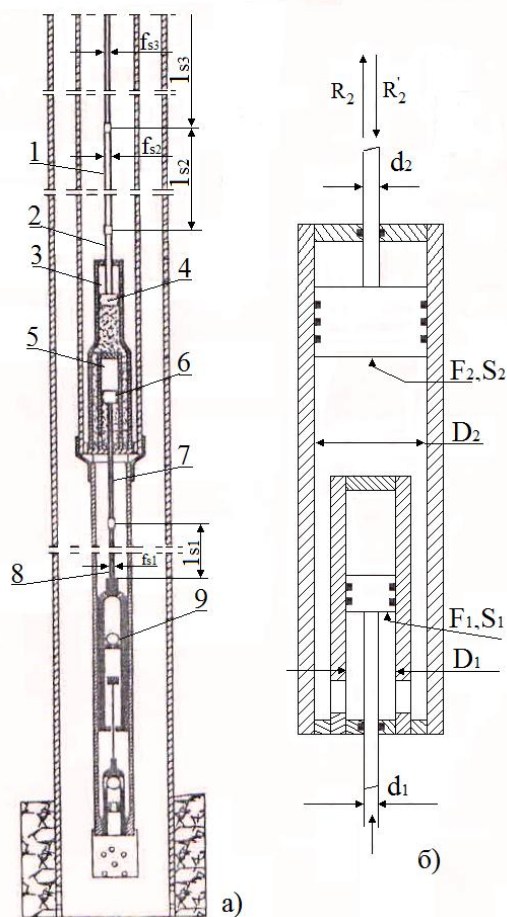


Рис.1. Скважинная штанговая насосная установка:  
 а) скважинные оборудования; б) преобразующий гидроцилиндр

Колонна штанг делится на две части и между этими частями устанавливается преобразующий механизм. Преобразующий механизм состоит из верхнего 3 и нижнего 5 гидроцилиндров с поршнями 4,6 (рис.1а). Гидроцилиндры 3 и 5 связаны междусобой. При этом колонны насосно-компрессорной трубы, независимо от глубины спуска насоса, собираются со ступенчатыми диаметрами 114 и 89 мм, и преобразующий механизм на месте перехода устанавливается в седло. Шток 2 поршня 4 верхнего гидроцилиндра 3 крепится

в нижнем конце колонны штанг 1, подвешенной на подвеске. От штока 7 поршня 6 нижнего гидроцилиндра 5 крепится верхний конец колонны штанг 8, на нижнем конце которой подвешен плунжер 9 скважинного насоса.

В крайнем нижнем положении устьевого штока оба клапана (приемный и нагнетательный) закрыты. При движении устьевого штока вверх, в момент окончания деформации колонны штанг, подвешенных на нем, начинают двигаться вверх поршень верхнего гидроцилиндра и вниз поршень нижнего гидроцилиндра, колонна штанг подвешенных на нем и плунжер насоса, при этом одновременно открывается нагнетательный клапан и вес жидкости полностью передается на трубы. Под тяжестью колонны штанг 8 с плунжерами 9 насоса опускается поршень 6 нижнего гидроцилиндра 5 и жидкость под ним перетекает под поршень 4 верхнего гидроцилиндра 3. На устьевой шток действует сила веса подвешенной на нем колонны штанг в жидкости и инерционные нагрузки от веса штанг:

$$P_s = (P_{s2} + P_{s2}^i - P_{tr2} - P_{tr2}^i) - (P_{s1} + P_{s1}^i - P_{tr1} - P_{tr1}^i - P_{\lambda j})$$

где:

$P_{s2}, P_{s1}$  - вес колонны штанг в жидкости соответственно подвешенных на устьевом штоке и штоке нижнего гидроцилиндра, кН;

$P_{s2}^i, P_{s1}^i$  - инерционные нагрузки веса колонны штанг, кН;

$P_{tr2}, P_{tr1}$  - силы трения в поршнях верхнего и нижнего гидроцилиндров, кН;

$P_{tr2}^i, P_{tr1}^i$  - силы трения в штоках верхнего и нижнего гидроцилиндров, кН;

$P_{\lambda j}$  - местные гидравлические сопротивления рабочей жидкости, кН.

Поршень 4 верхнего гидроцилиндра 3 движется вверх и одновременно поршень 6 нижнего гидроцилиндра 5 и плунжер насоса движутся вниз, это продолжается до достижения крайнего верхнего положения подвески штанг, где вся движущаяся система останавливается, и приемный клапан закрывается.

В начале хода вниз устьевого штока оба клапана (приемный и нагнетательный) закрыты. От тяжести колонны штанг 1, подвешенных на устьевом штоке, опускается вниз поршень 4 верхнего гидроцилиндра 3, и рабочая жидкость под поршнем 4 верхнего гидроцилиндра 3 передается в межцилиндровое пространство под поршнем 6 нижнего гидроцилиндра 5 и от давления рабочей жидкости, поршень 6 приводится в движение вверх. В начале движения вверх поршня 6 нижнего гидроцилиндра 5 оба клапана (приемный и нагнетательный) закрыты и нагрузка, создаваемая весом столба жидкости, передается на штангу 8, подвешенную на штоке 7 поршня 6 нижнего гидроцилиндра 5. Как только заканчивается деформация штанг 8 и труб, начинается движение плунжера насоса вверх вместе со штангами 8 и жидкостью, при этом одновременно открывается приемный клапан.

При движении устьевого штока вниз, действующая на него сила будет равна:

$$P_s = (P_{s2} + P_{s2}^i - P_{tr2} - P_{tr2}^i) - (P_{s1} + P_j + P_{s1}^i - P_{tr1} - P_{tr1}^i - P_{\lambda j})$$

где:

$P_j$  - вес столба жидкости высотой от динамического уровня до устья скважины, кН.

### 3. Улучшение работы установки.

Для расчета инерционных нагрузок, возникающих на устьевом штоке вверх и вниз, деформация трубы не учитывается. При ходе устьевого штока вверх, вес столба жидкости передается на трубы, а при ходе вниз - на штангу, подвешенную на штоке 7 поршня 6 нижнего гидроцилиндра 5, а на седло преобразующего механизма действует сила тяжести штанг, подвешенных на подвеске, равная весу столба жидкости и силе трения. Поэтому длина труб от устья скважин до седла преобразующего механизма не меняется. Деформация двухступенчатой колонны штанг, подвешенных на устьевом штоке, может быть определена по формуле:

$$\lambda_s = \frac{P_j + P_{tr2} + P_{tr2}^i}{E} \left( \frac{l_{s2}}{f_{s2}} + \frac{l_{s3}}{f_{s3}} \right)$$

где:

$l_{s2}, l_{s3}$  - длина каждой ступени в колонне штанг, подвешенных на устьевом штоке, м;

$f_{s2}, f_{s3}$  - диаметр каждой ступени в колонне штанг, подвешенных на устьевом штоке, м<sup>2</sup>;

$E$  - модуль упругости материала, МПа.

Для осуществления возвратно-поступательного движения плунжера скважинного насоса должны выполняться следующие условия:

$$P_{s2} + P_{s2}^i - P_{tr2} - P_{tr2}^i > P_{s1} + P_j + P_{s1}^i + P_{tr1} + P_{tr1}^i + P_{\lambda j}$$

$$P_{s1} > P_{tr1} + P_{tr1}^i + P_{\lambda j}$$

При движении устьевого штока вверх, начинают двигаться вверх поршень верхнего гидроцилиндра и вниз поршень нижнего гидроцилиндра под тяжестью колонны штанг, подвешенных на нем. В этом случае штоки верхнего и нижнего гидроцилиндров работают на растяжение (рис. 1б).

При движении устьевого штока вниз от тяжести колонны штанг, подвешенных на нем, опускается вниз поршень верхнего гидроцилиндра, и рабочая жидкость под поршнем верхнего гидроцилиндра передается под поршень нижнего гидроцилиндра и от давления рабочей жидкости, поршень нижнего гидроцилиндра приводится в движение вверх. В этом случае шток верхнего гидроцилиндра работает на сжатие, а нижнего гидроцилиндра на растяжение. Значит при возвратно- поступательном движении устьевого штока, шток верхнего гидроцилиндра работает на растяжение и сжатие, а шток нижнего гидроцилиндра-только на растяжение. Основными параметрами поршневого гидроцилиндра являются: диаметры поршней  $D_1, D_2$ , м и штоков  $d_1, d_2$ , м; рабочее давление  $P$ , МПа и ход поршней  $S_1, S_2$ , м.

По основным параметрам можно определить следующие зависимости (рис. 1б):

- площадь поршня в поршневой полости и в штоковой полости соответственно:

$$F_1 = \frac{\pi(D_1^2 - d_1^2)}{4} \text{ и } F_2 = \frac{\pi D_2^2}{4}$$

усилие, развиваемое штоком гидроцилиндра при его выдвигании и втягивании  $R_1$ ,  $R_2$  соответственно равно:

$$R_1 = F_1 P_1 k_{tr} \quad \text{и} \quad R_2 = F_2 P_2 k_{tr}$$

$$P_1 = P_{s1} + P_j + P_{s1}^i + P_{tr1} + P_{tr1}^i + P_{\lambda j} \text{ и } P_{21} = P_{s2} + P_{s2}^i$$

Где:

$k_{tr} = 0.9 \dots 0.98$ -коэффициент, учитывающий потери на трении.

Прочностными расчетами определяют толщину стенок цилиндров и диаметры штоков.

В зависимости от соотношения наружного  $D_n$  и внутреннего диаметров  $D$ , цилиндры подразделяют на толстостенные и тонкостенные. Толстостенными называют цилиндры, у которых  $D_n/D > 1.2$ , а тонкостенными – цилиндры, у которых  $D_n/D \leq 1.2$ .

Толщину стенки однослойного толстостенного цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = \frac{D}{2} \left[ \sqrt{\frac{|\sigma| + P_y(1 - 2\mu)}{|\sigma| + P_y(1 + \mu)}} - 1 \right]$$

где:  $P_y$ - условное давление, равное  $(1.2 \dots 1.3)P$ , МПа;

$\sigma$  -допускаемое напряжение на растяжение, Па (для чугуна  $2.5 \times 10^7$ , для высокопрочного чугуна  $4 \times 10^7$ , для стального литья  $(8 \dots 10) \times 10^7$ , для легированной стали  $(15 \dots 18) \times 10^7$ , для бронзы  $4.2 \times 10^7$ ).

$\mu$  - коэффициент поперечной деформации (коэффициент Пуассона), равный для чугуна 0, для стали 0.29, для латуни 0.35.

Толщину стенки тонкостенного цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = \frac{P_y D}{2.3|\sigma| - P_y}$$

К определенной по формулам толщине стенки цилиндра прибавляется припуск на обработку материала. Для  $D=30 \dots 80$  мм припуск принимают равным  $0.5 \dots 1$  мм.

Штоки, длины которых больше 10 диаметров («длинные штоки»), работающих на сжатие, рассчитывают на продольный изгиб по формуле Эйлера:

$$\frac{R}{f} < \sigma_{кр}$$

где:  $\sigma_{кр}$ - критическое напряжение при продольном изгибе, Па;

$f$ - площадь поперечного сечения штока,  $m^2$ .

Рабочая площадь верхнего гидроцилиндра больше, чем нижнего. Длина ходов гидроцилиндров равна:

$$S_2 = S - \lambda_s S_1 = S_2 \frac{F_2}{F_1}$$

Длина хода нижнего гидроцилиндра относительно верхнего получится 1.2-2.5 раза больше. По сравнению с существующей скважинной штанговой насосной установкой, для получения одной и той же длины хода плунжера скважинного насоса, в предложенной конструкции скважинной штанговой насосной установке, длина хода полированного штока и, соответственно, радиус кривошипа будет в 1.2-2.5 раза меньше.

#### 4. Предложение

В таблице для сравнения приведены некоторые расчетные параметры скважинных штанговых насосных установок, существующей и предложенной конструкции, с диаметрами плунжера  $d=32, 38$  мм при глубине спуска  $H=1000; 2000; 3000$  и  $4000$  м. Для расчета в качестве привода принята длина звеньев станка-качалки СКД12-3-56.

В данной работе анализ показывает, что в скважинной штанговой насосной установке предложенной конструкции значительно уменьшаются нагрузки на подвеску штанг и крутящий момент на выходном валу редуктора, а также расход электроэнергии.

**Таблица**  
**Сравнительные данные существующей и предложенной конструкции**

Параметры	Существующая конструкция								Предложенная конструкция							
	1000		2000		3000		4000		1000		2000		3000		4000	
Глубина спуска насоса, Н, м																
Диаметр плунжеранасоса, d, мм	2.0	8.0	2.0	8.0	2.0	8.0	2.0	8.0	2.0	8.0	2.0	8.0	2.0	8.0	2.0	8.0
Число ходов балансира в минуту	2.0	2.0	2.0	2.0	0.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
Длина штанг поддиаметрам в колонне, мм-%	6-69	6-66	9-74	9-71	9-73	2-74	2-76	2-69	6-20	6-20	9-15	9-15	9-10	9-10	9-10	9-10
									2-35	2-35	5-35	5-35	5-30	5-30	5-30	5-30
	9-31	9-34	2-26	2-29	2-27	5-26	5-24	5-31	9-45	9-45	2-50	2-50	2-60	2-60	2-60	2-60
Усилия в точке подвеса штанги от веса колонны штанг, кН	6.8	6.4	6.2	6.3	9.24	2.2	23.0	25.0	7.0	7.0	0.0	0.0	0.0	0.0	05.0	03.0
Вес столба жидкости, кН	.0	1.3	6.0	2.7	4.1	4.0	2.0	5.3	.0	1.3	6.0	2.7	4.1	4.0	2.0	5.3
Максимальное усилие в точке подвеса штанг, кН	7.0	1.8	2.0	0.3	08.5	45.4	65.0	74.0	3.4	2.8	9.2	9.0	6.0	5.0	09.0	06.0
Минимальное усилие в точке подвеса штанг, кН	.8	.0	5.8	3.6	4.5	1.1	9.0	16.0	.3	.11	5.5	9.0	6.0	5.4	3.0	5.0
Относительное удлинение колонны штанг	.07	.1	.217	.280	.478	.50	.67	.84	.03	.05	.11	.15	.26	.36	.45	.63
Максимальный крутящий момент на выходном валу редуктора, кН·м	1.6	4.6	1.7	4.9	9.7	6.9	3.5	9.7	3.1	4.6	9.7	1.4	3.6	5.5	6.2	8.0
Потребляемая мощность, кВт	5.2	7.2	6.7	8.7	6.5	7.0	0.0	3.3	2.2	4.2	4.8	7.5	6.3	7.6	6.0	5.0

## Литература

1. Адонин А.Н., Добыча нефти штанговыми насосами, М., Недра, 1979.
2. Аливердизаде К.С., Приводы штангового глубинного насоса, М., Недра, 1973.
3. Багиров М.К., Рустамов А.М., Камилов М.А., Мамедов А.М., Эксплуатация нефтяных скважин штанговыми насосами. Баку, БГУ, 1998, с.86-87.
4. Кязимов Ш.П., Байрамов С.Б., Алиев Н.Ш., Мустафаев Ш.И., Скважинная насосная установка. Патент Азербайджанской Республики, I 2008 0052. 2008.

## Ştanqlı nasos qurgusunun işinin yaxşılaşdırılması

Ş.İ. Mustafayev, K.Q. Qasimova

### XÜLASƏ

Ştanqlı dərinlik nasos qurğusunun (ŞDNQ) ştanqlarının asqısında yükləməni azaltmaq məqsədilə ştanq kəmərinin konstruksiyasında çevirici mexanizm tətbiq etmək təklif edilib. Ştanq kəməri iki hissəyə bölündüyünə görə, həmin hissələr arasında çevirici mexanizm quraşdırılır. Çevirici mexanizm yuxarı və aşağı porşenli hidrosilindrlərdən ibarətdir. Hidrosilindrlər bir-biri ilə əlaqədəirlər. Bununla belə nasos-kompressor boruları kəməri, nasosun endirilmə dərinliyindən asılı olmayaraq, pilləli götürülür və pillələr arasında keçiddə çevirici mexanizm oturdulur. Yuxarıdakı hidrosilindrin porşeninin ştoku asqıdan asılmış ştanq kəmərinin aşağı başına bərkidilir. Aşağıdakı hidrosilindrin porşeninin ştokunun aşağı ucunda quyu nasosunun plunjeri asılmış ştanq kəmərinin yuxarı ucu bərkidilmişdir. Analiz göstərir ki, təklif olunan konstruksiyada ştanqların asqısında yükləmə reduktor valının çıxışında burucu moment və dəzgahının elektrik enerjisinin sərfi əhəmiyyətli dərəcədə azalır.

**Açar sözlər:** quyu ştanqlı nasos qurğusu, quyu nasosu, ştanq sütunu, nasos-kompressor boruları, işlənmiş ştok, asqı, hidrosilindr, ştok, silindr, çevirici mexanizm, maye sütunu.

## Improvement operation of sucker-rod pump

Sh.I. Mustafayev, K.G. Gasimova

### ABSTRACT

In order to decrease sucker rod pumping unit sucker rod suspender load in sucker rodstring construction it is suggested to use a transforming mechanism. The paper outlines



the description of construction, its power design and comparative analysis with to existing constructions it is suggested to use such transforming mechanism consists of an upper and lower hydro cylinders with piston. Rod strings are divided into two parts. On the lower hydro cylinder, the piston rod upper end of sucker rod is secured in the lower end of which the sucker rod pump plunger is suspended.

**Keywords:** boreholesucker rod pumping unit, well pump, rod column, pumping compressor pipe, trimmed rod, hanger, hydro cylinder, rod, cylinder, transforming mechanism, fluid column.