

А. И. ЦЕНЦИПЕР, А. В. КОСОРУКОВ

ДОБЫЧА НЕФТИ ШТАНГОВЫМИ ГЛУБИННОНАСОСНЫМИ УСТАНОВКАМИ

Описан способ добычи нефти штанговыми глубиннонасосными установками и представлена его принципиальная схема. Определены статические силы, действующие на головку балансира в точке подвеса колонны насосных штанг. Рассмотрена кинематика балансирного станка-качалки. Построены графики пути, скорости и ускорения точки сочленения балансира с шатуном. На основании полученных кинематических зависимостей определены параметры перемещения точки подвеса колонны насосных штанг, совершающих циклическое возвратно-поступательное движение.

Ключевые слова: станок-качалка, глубиннонасосная установка, балансир, колонна насосных штанг.

Введение. Эксплуатация нефтяных скважин штанговыми глубиннонасосными установками (ШГНУ) – один из основных и широко распространённых способов механизированной добычи нефти в мире.

ШГНУ можно условно разделить на две части: наземную и подземную. Наземная часть состоит из механизмов, предназначенных для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное движение плунжера глубинного насоса при помощи колонны насосных штанг. В качестве таких механизмов применяются станки-качалки балансирного типа с индивидуальным приводом. Возвратно-поступательное движение плунжера насоса и колонны насосных штанг осуществляется кривошипно-шатунным механизмом станка-качалки, установленного около устья скважины. Станок-качалка приводится в движение от электродвигателя через клиноременную передачу и двухступенчатый редуктор.

Скважинный штанговый насос представляет собой плунжерный насос одинарного действия специальной конструкции, приспособленный для работы в скважине на большой глубине. Привод плунжера насоса осуществляется с поверхности через колонну насосных штанг, которая подвешивается через канатную подвеску к головке балансира станка-качалки.

Развитие и дальнейшее совершенствование конструкций станков-качалок складывалось под влиянием необходимости обеспечения круглосуточной, непрерывной работы под открытым небом в различных климатических условиях, а также с учётом удалённости нефтяных скважин от оперативного вмешательства человека. Учитывалась сложность проведения в полевых условиях работ на нефтяных скважинах технического обслуживания и ремонта, монтажных работ по установке и демонтажу привода в целом. Всё это обусловило необходимость обеспечения следующих основных технических требований, которые предъявляются к станкам-качалкам:

- максимальная простота конструкции и высокая надёжность;
- регулирование скорости откачки в возможно большем диапазоне;
- возможность лёгкого и быстрого освобождения пространства над устьем скважины при проведении её

текущего ремонта;

– экономное потребление энергоресурсов для привода.

Всем перечисленным требованиям в полной мере удовлетворяют современные балансирные станки-качалки, что послужило причиной их массового и повсеместного распространения в мире в качестве наиболее применяемого вида приводов ШГНУ.

Принципиальная схема штанговой глубиннонасосной установки. Рассмотрим принцип работы ШГНУ. На рис. 1 представлена принципиальная схема глубиннонасосного способа добычи нефти.

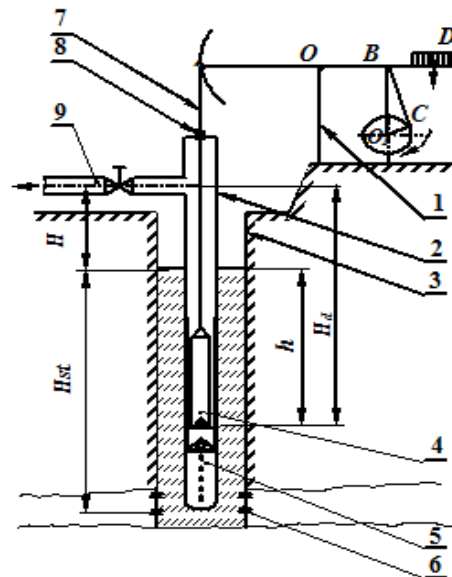


Рис. 1 – Принципиальная схема штанговой глубиннонасосной установки

На рис. 1 обозначено: 1 – станок-качалка; 2 – насосно-компрессорные трубы (НКТ); 3 – эксплуатационная колонна; 4 – штанговый глубинный насос; 5 – фильтр, устанавливаемый на входе в насос; 6 – перфорационные отверстия в эксплуатационной колонне; 7 – устьевой шток, соединённый с колонной насосных штанг; 8 – устьевой сальник; 9 – выкидная линия для отвода продукции скважины; H_{st} – высота столба жидкости в скважине – статический уровень, м; H – высота подъема жидкости, м; h – глубина погружения насоса под статический уровень жидкости в скважине; H_d – высота жидкости в

подъёмных трубах; A – точка подвеса колонны насосных штанг на головке балансира; O – ось качания балансира; O_1 – ось вращения кривошипа; B – точка сочленения шатуна и балансира; C – точка сочленения кривошипа и шатуна; D – точка приложения центра тяжести уравнивающего груза.

На поверхности возле устья скважины устанавливается индивидуальный привод – станок-качалка I , в передней части балансира в точке A на гибкой связи подвешивается устьевой шток, соединённый с колонной насосных штанг 7 , в нижней части которой крепится плунжер глубинного насоса 4 .

В верхней (или в нижней) части плунжера установлен **нагнетательный шаровой клапан**. Корпус глубинного насоса, представляющий собой цилиндр, внутри которого перемещается плунжер, крепится к нижней части насосно-компрессорных труб 2 , спускаемых в скважину.

В нижней части цилиндра установлен **всасывающий шаровой клапан**, аналогичный нагнетательному, но больший по размеру. На входе насоса встраивается фильтр 5 , предохраняющий от попадания в него механических примесей из перфорационных отверстий забоя 6 .

Насос погружается в скважину под статический уровень жидкости на величину h . Необходимо указать, что подбирается такой режим работы скважины, при котором **динамический уровень** по мере отбора жидкости не падал ниже статического уровня. При спуске НКТ в скважину уровень жидкости в самих трубах будет таким же, как уровень в самой скважине, т. е. в эксплуатационной колонне 3 .

Работа глубиннонасосной установки происходит следующим образом. Балансир относительно точки O совершает колебательные движения вверх-вниз. При этом точка подвеса насосных штанг A благодаря наличию гибкой связи перемещается строго по вертикали, описывая ход станка-качалки. Вместе с точкой A перемещается плунжер глубинного насоса, подвешенный к штангам. При перемещении его из крайнего нижнего положения в крайнее верхнее из-за разрежения в корпусе цилиндра насоса под плунжером открывается всасывающий клапан, и жидкость под напором H_3 начинает поступать во внутреннюю полость насоса. При обратном ходе плунжера сверху вниз всасывающий клапан закрывается, а через открытый нагнетательный клапан жидкость начинает поступать в подъёмные трубы, в полость над плунжером, т. е. насос пропускает жидкость через себя. Описанные признаки характеризуют глубинный штанговый насос как **плунжерный насос одинарного действия**.

При каждом последующем ходе плунжера в цилиндр поступает одно и то же количество жидкости, которое затем переходит в НКТ и постепенно поднимается к устью скважины. Таким образом, после многократных перемещений плунжера постепенно заполняются подъёмные трубы на высоту H_d и в итоге жидкость из скважины начинает поступать на поверхность через выкидную линию на

пункты подготовки нефти к дальнейшему транспортированию либо в товарный парк, терминал, либо непосредственно на нефтеперерабатывающие заводы.

Очень важно отметить, что поступление жидкости будет осуществляться не только при ходе плунжера вверх, но и при ходе плунжера вниз, при этом подаваемый объём жидкости по закону Архимеда будет равен объёму жидкости, вытесняемой штангами в течение хода.

Определение статических сил, действующих на головку балансира. Определим усилия, действующие на головку балансира в точке подвеса штанг A при ходе плунжера вверх и вниз. Введём следующие обозначения:

D – внутренний диаметр НКТ;

F – площадь сечения НКТ $F = \frac{\pi D^2}{4}$;

d – диаметр штанг;

f – площадь сечения штанг $f = \frac{\pi d^2}{4}$;

γ – удельный вес воды $\gamma = 1$ г/см³, для нефти в среднем $\gamma = 0,85$ г/см³;

γ_1 – удельный вес штанг $7,85$ г/см³; отметим, что $\gamma_1 \approx 8\gamma$ или $\gamma \approx 1/8\gamma_1$;

t – вес одного погонного метра штанги:

$t = 1m \cdot f \cdot \gamma$.

Условимся считать усилия, действующие сверху вниз, положительными, а снизу вверх – отрицательными. В точке подвеса штанг A будут действовать как силы неизменные – статические, так и изменяющиеся – динамические.

Обозначим статическую силу при ходе плунжера вверх P_A , а вниз – P'_A . При ходе плунжера вверх

$$P_A = P_1 + P_2 - P_3, \quad (1)$$

где P_1 – вес поднимаемой жидкости, находящейся в подъёмных трубах:

$$P_1 = H_d(F - f)\gamma; \quad (2)$$

P_2 – вес колонны насосных штанг равен:

$$P_2 = H_d f \gamma_1; \quad (3)$$

P_3 – усилие, действующее на плунжер глубинного насоса снизу вверх вследствие напора жидкости, вызванного погружением насоса под уровень на величину h равно:

$$P_3 = -hF\gamma, \quad (4)$$

(минус указывает, что усилие действует снизу вверх), подставив значения (2), (3), (4) в (1) и учитывая, что $H_d - h = H$, получим:

$$\begin{aligned} P_A &= H_d(F - f)\gamma + H_d f \gamma_1 - hF\gamma = \\ &= H_d F \gamma - H_d f \gamma + H_d f \gamma_1 - hF\gamma = \\ &= F\gamma(H_d - h) + H_d f(\gamma_1 - \gamma) = \\ &= HF\gamma + \frac{7}{8}tH_d. \end{aligned} \quad (5)$$

Рассматривая полученное выражение, видно, что оно состоит из двух слагаемых:

$HF\gamma = P_{*}$ – вес поднимаемой жидкости при полном заполнении подъёмных труб;

$\frac{7}{8} \cdot t \cdot H_d = P_{шт}$ – вес штанг, облежённй на величину вытесненной жидкости.

В итоге при ходе плунжера вверх статическая сила в точке подвеса штанг A равна:

$$P_A = P_{шт} + P_{ж}. \quad (6)$$

При ходе плунжера вниз в точке подвеса штанг A будет действовать только облежённй вес штанг:

$$P'_A = P_{шт}. \quad (7)$$

Кроме статических усилий, определённых в формуле (6) и (7), действуют и другие виды статических сил. А именно: силы, вызываемые гидравлическими сопротивлениями при перетекании жидкости через всасывающий и нагнетательный клапаны, силы трения поднимаемой жидкости о стенки НКТ и насосных штанг, а также силы трения, идущие на преодоление трения штанг о стенки НКТ и плунжера по цилиндру насоса. Силы, вызываемые наличием гидросопротивлений, имеют небольшую величину и ими обычно пренебрегают.

Определение сил, затрачиваемых на преодоление трения, теоретически затруднено, так как они зависят от многих факторов. В любой вертикальной скважине всегда имеется небольшая кривизна ствола (не говоря уже о наклонных и наклонно-направленных скважинах), поэтому насосные штанги при движении относительно НКТ подвергаются интенсивному трению, одновременно изнашивая сами НКТ.

Отклонение оси ствола скважины от вертикали (кривизна) предопределяет возникновение нормальной силы между насосными штангами и муфтами и НКТ. В результате появляются значительные силы сухого или полужидкого трения между соприкасающимися поверхностями. Эти силы трения зависят от кривизны ствола скважины, состояния внутренней поверхности самих труб, состава жидкости, соотношения внутренних размеров труб и штанг.

Силы трения, в отличие от сил гидросопротивлений, учитывают в обязательном порядке и рассчитывают при помощи эмпирических формул. Усилие, затрачиваемое на преодоление трения штанг в вертикальных скважинах, определяется по формуле А. С. Вирновского:

$$P = \frac{1}{2} \mu \cdot \beta \cdot P_{шт},$$

где $P_{шт} = H_d \cdot t$ (определено ранее);

μ – коэффициент трения колонны насосных штанг о внутреннюю поверхность НКТ, принимается равным $\mu = 0,2-0,4$; β – коэффициент кривизны ствола скважины или угол отклонения оси скважины от вертикали, измеряется в радианах, обычно в вертикальных скважинах $\beta = 0,1$ рад.

В качестве примера определим усилие, задавшись следующими значениями: $H_d = 2000$ м, вес одной штанги диаметром 22 мм с муфтой $t_{22} = 27,48$ кг, длина штанги 9 м (из ГОСТ 13877 «Штанги насосные и муфты к ним»), среднее значение коэффициента трения примем равным $\mu = 0,3$. Подставив значения, получим:

$$P = \frac{1}{2} \cdot 0,3 \cdot 0,1 \frac{2000 \cdot 27,48}{9} = 91,6 \text{ кг.}$$

Для определения силы трения плунжера о стенки цилиндра насоса пользуются эмпирической формулой Н. Газиева:

$$P_{тр.пл} = 2,5 d_{пл},$$

где $d_{пл}$ – диаметр плунжера, мм.

Определим это усилие, также задавшись практическими значениями: $d_{пл} = 44$ мм. Подставив значение в приведенную формулу, получим $P_{тр.пл} = 2,5 \cdot 44 = 110$ кг.

Из приведенных примеров видно, что рассмотренные **силы трения**, возникающие при работе штанговой глубиннонасосной установки, **необходимо учитывать в общем балансе статических сил**. Это особенно важно при расчёте грузоподъёмности станка-качалки, когда работа колонны насосных штанг происходит в искривлённых, наклонных и наклонно направленных скважинах, в которых общие силы трения могут составлять более 6–8 % в общем балансе нагрузок.

Кинематика станка-качалки. Кроме рассмотренных статических сил, на балансир станка-качалки в точке подвеса колонны насосных штанг A действуют динамические силы, которые возникают вследствие того, что как при ходе плунжера вниз, так и при ходе вверх действуют приложенные в этой точке большие массы веса жидкости и веса штанг. Причём, эти массы перемещаются с большими переменными скоростями, а значит с большими ускорениями. Вследствие действия ускорения на указанные движущиеся массы, согласно второму закону Ньютона, возникают динамические силы – силы инерции.

Таким образом, для определения динамических сил, кроме известных статических масс, необходимо знать значение ускорений. Для их определения необходимо рассмотреть кинематику станка-качалки.

Если приходится определять динамические усилия, действующие на станок-качалку, который предназначен для эксплуатации неглубоких скважин до 1000–1200 м и скважин с небольшой производительностью, создающих небольшую нагрузку в точке подвеса штанг, при которой кривошип станка-качалки делает небольшое число оборотов, то для расчёта нагрузок пользуются упрощённой кинематикой. В этом случае приводную часть станка-качалки рассматривают как обыкновенный **кривошипно-шатунный механизм**.

В случаях, когда станок-качалка предназначен для глубоких скважин, в которых динамический уровень, а значит, и глубина подвески насоса превышают 1500 м и более и при этом совершает большое число качаний, необходимо пользоваться точной аналитической кинематикой. При этом приводная часть станка-качалки рассматривается как **четырёхзвенный механизм**.

Рассмотрим принципиальную схему станка-качалки, представленную на рис. 2.

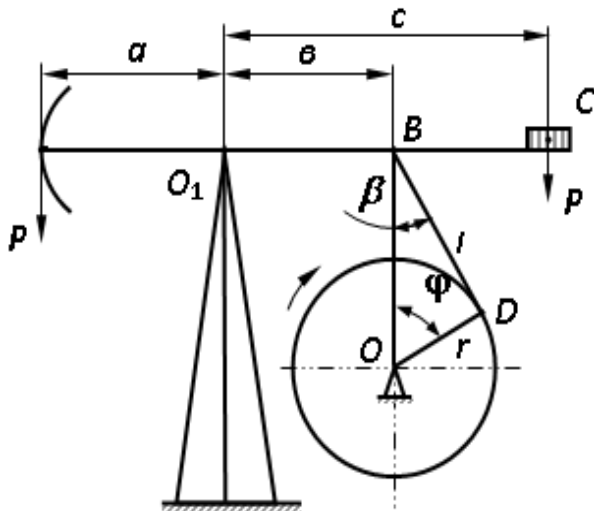


Рис. 2 – Принципиальна схема станка-качалки

На рис. 2 обозначено: A – точка подвеса штанги; B – точка сочленения балансира с шатуном; C – точка подвеса уравновешивающего груза, расположенного в хвостовой части балансира; D – точка сочленения шатуна с кривошипом; O – ось вращения кривошипа; O_1 – ось качания балансира; φ – угол вращения кривошипа, отсчитываемый от вертикали по направлению вращения, стрелка – направление вращения; β – угол отклонения шатуна от вертикали; l – длина шатуна; a – переднее плечо балансира; b – заднее плечо балансира; c – расстояние от оси качания O_1 до точки C – центра тяжести уравновешивающего груза; r – радиус кривошипа.

Определим путь, скорость и ускорение точки B – точки сочленения балансира с шатуном при различных углах поворота кривошипа φ . При этом приводная часть станка-качалки рассматривается как обычный кривошипно-шатунный механизм. Для этого выделим этот механизм из принципиальной схемы станка качалки (рис. 2) и из точки D радиусом BD проведём дугу (показана пунктиром) до пересечения с горизонтальной осью в точке C .

В результате получим кинематическую схему привода станка-качалки, представленную на рис. 3.

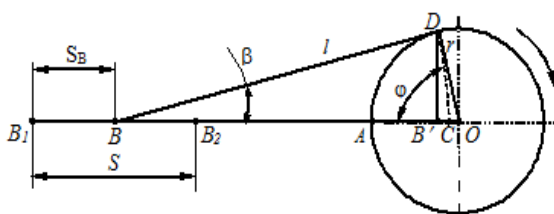


Рис. 3 – Кинематическая схема приводной части станка-качалки

При этом выделим крайние положения точки B :

B_1 – крайнее верхнее положение точки B , когда угол поворота кривошипа $\varphi = 0^\circ$;

B_2 – крайнее нижнее положение точки B , когда угол поворота кривошипа $\varphi = 180^\circ$.

Определим путь S_b , проходимый точкой B при повороте на угол φ :

$S_b = AC = AB' + B'C$; $BC = l$; из треугольника

$BDB' \rightarrow BB' = l \cdot \cos\beta$;

$OA = r$; из треугольника $OB'D \rightarrow OB' = r \cdot \cos\varphi$, тогда:

$$AB' = OA - OB' = r - r \cos\varphi = r(1 - \cos\varphi);$$

$$B'C = BC - BB' = l - l \cos\beta = l(1 - \cos\beta).$$

Подставим в S_b и просуммируем:

$$S_b = r(1 - \cos\varphi) + l(1 - \cos\beta).$$

Поскольку угол β мал, то примем $\beta = 0^\circ$, $\cos\beta = 1$, тогда $l(1 - \cos\beta) = 0$; окончательно

$$S_b = r(1 - \cos\varphi),$$

т. е. величина пути зависит от угла поворота кривошипа φ , причём, максимальный путь, проходимый точкой B будет равен при $\varphi = 180^\circ$; $\cos\varphi = -1$; $S = 2r$, при $\varphi = 90^\circ$; $\cos\varphi = 0$; $S = r$.

Определим мгновенную скорость точки B , которая является первой производной пути от времени

$V_B = \frac{dS_b}{dt}$, поскольку $S_b = f(\varphi)$, $\varphi = f(t)$, то $S_b = F[f(t)]$

является сложной функцией. Умножим и разделим на $d\varphi$:

$$V_B = \frac{dS_b}{dt} \cdot \frac{d\varphi}{d\varphi} = \frac{d[r(1 - \cos\varphi)]}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = r \cdot \omega \cdot \sin\varphi,$$

где $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$ – представляет собой угловую скорость

вращения кривошипа, которая при постоянном числе

оборотов есть величина постоянная, т. е. $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, где

n – число оборотов кривошипа в минутах.

Скорость точки B есть величина переменная, зависящая от угла поворота кривошипа φ при постоянной угловой скорости ω .

$$V_B = r\omega \sin\varphi.$$

Ускорение точки B есть первая производная скорости этой точки по времени

$W_B = \frac{dV_B}{dt} = \frac{d(r\omega \sin\varphi)}{dt} \cdot \frac{d\varphi}{d\varphi}$, умножим и разделим на

$d\varphi$. Учитывая, что $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$, получим: $W = r\omega^2 \cos\varphi$.

И в этом случае ускорение есть функция от угла поворота кривошипа φ .

На совмещённых графиках (рис. 4) показаны кривые изменения пути, скорости и ускорения точки B в зависимости от изменения угла поворота кривошипа φ .

Максимальный путь, проходимый точкой B , равен $2r$ при $\varphi = 180^\circ$. Скорость точки B наибольшее значение имеет при $\varphi = 90^\circ$ и 270° . В крайних положениях скорости точки B равны 0.

Ускорение получает наибольшее значение при нулевых значениях скорости, т. е. в крайних верхних и нижних положениях точки B . В средней части хода точки B , где скорости имеют наибольшее значение, ускорения равны 0.

Полный путь, проходимый точкой A при $\varphi = 180^\circ$, равен двум радиусам кривошипа, умноженным на отношение переднего и заднего плечей балансира:

$$S = 2r \frac{a}{b}.$$

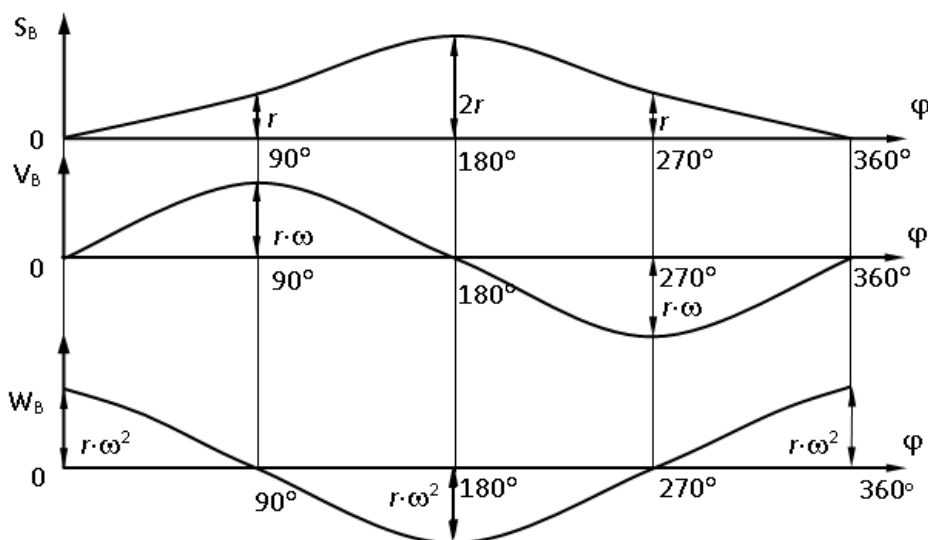


Рис. 4 – Графики перемещения, скорости и ускорения точки B

Определим путь, скорость и ускорение точки D – точки сочленения шатуна с кривошипом. Из теории машин и механизмов известно, что путь, линейная скорость и центростремительное ускорение точки, вращающейся по окружности, в данном случае точки D, будут равны:

$$S_D = 2\pi r; V_D = r\omega; W_D = r\omega^2.$$

Скорость и ускорение точки B выразим через скорость и ускорение точки D:

$$V_B = V_D \sin \varphi;$$

$$W_B = W_D \cos \varphi.$$

Зная путь, скорость и ускорение точек B и D, можно через соотношение плеч перейти к определению пути, скорости и ускорения точек A и C.

$$S_A = r \frac{a}{b} (1 - \cos \varphi); V_A = r\omega \frac{a}{b} \sin \varphi;$$

$$W_A = r\omega^2 \frac{a}{b} \cos \varphi; S_C = r \frac{c}{b} (1 - \cos \varphi);$$

$$V_C = r\omega \frac{c}{b} \sin \varphi; W_C = r\omega^2 \frac{c}{b} \cos \varphi.$$

Полученные выражения для точек A и C, как это видно, отличаются от выражений для точки B только соотношением плеч. Аналогичные кривые пути, скорости и ускорения могут быть также построены и для точек A и C.

Список литературы: 1. Аливердизаде К. С. Индивидуальные приводы глубинных штанговых насосов / К. С. Аливердизаде. – М. : Недра, 1973. – 191 с. 2. Дреготеску И. Глубиннонасосная добыча нефти / И. Дреготеску. – М. : Недра, 1968. – 324 с. 3. Муравьев В. Г. Эксплуатация нефтяных и газовых скважин / В. Г. Муравьев. – М. : Недра, 1978. – 448 с. 4. Ценципер А. И. Основы глубиннонасосной добычи нефти : учебн. пособие / А. И. Ценципер. – Х. : НТУ «ХПИ», 2012. – 139 с.

References: 1. Aliverdizade, K. S. *Individualnyie privodyi glubinnnyih shtangovyih nasosov*. Moscow: Nedra, 1973. Print. 2. Dregotesku, I. *Glubinnozasosnaya dobyicha nefiti*. Moscow: Nedra, 1968. Print. 3. Muravev, V. G. *Ekspluatatsiya neftyanyih i gazovyih skvazhin*. Moscow: Nedra, 1978. Print. 4. Tsentsiper, A. I. *Osnovy glubinnozasosnoy dobychi nefiti: uchebn. posobie*. Kharkov: NTU "KhPI", 2012. Print.

Поступила (received) 28.12.2015

Ценципер Адольф Исаакович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (068) 961-86-55; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

Tsentsiper Adolf Isaakovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic Machines", Kharkov; tel.: (068) 961-86-55; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

Косоруков Александр Владимирович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», инженер кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (095) 616-94-70; e-mail: kosorukov-alexandr@rambler.ru.

Kosorukov Alexandr Vladimirovich – National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Engineer at the Department of "Hydraulic Machines", Kharkov; tel.: (095) 616-94-70; e-mail: kosorukov-alexandr@rambler.ru.