

УДК 622.276.054(075)

А. И. ЦЕНЦИПЕР**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ В СТАНКЕ-КАЧАЛКЕ**

Розглянуто підхід до визначення динамічних сил, які діють у верстаті-качалки, в залежності від статичних сил з використанням коефіцієнта динамічності. Розроблено принципову схему дії динамічних сил в точці підвісу колони насосних штанг до головки балансиру верстата-качалки. Визначено аналітичні залежності динамічних сил від режиму роботи верстата-качалки та її геометричних параметрів. Розглянуто варіанти розподілу сил при відсутності врівноваження і при балансирувальному врівноваженні.

Ключові слова: статичні сили, динамічні сили, верстат-качалка, балансір, кривошип, колона насосних штанг, врівноваження.

Рассмотрен подход к определению динамических сил, действующих в станке-качалке, в зависимости от статических сил с использованием коэффициента динамичности. Разработана принципиальная схема действия динамических сил в точке подвеса колонны насосных штанг к головке балансира станка-качалки. Определены аналитические зависимости динамических сил от режима работы станка-качалки и её геометрических параметров. Рассмотрены варианты распределения сил при отсутствии уравновешивания и при балансирувальному врівноваженні.

Ключевые слова: статические силы, динамические силы, станок-качалка, балансір, кривошип, колонна насосных штанг, уравновешивание.

The choice of the pumping unites size for the deep-well petroleum production is determined by the main aspects of technical characteristics - by the nominal load capacity at the point of suspension of the sucker rods column to the head of walking beam and to the nominal torque at the output shaft of the gear reducer. In oil fields, the load capacity is practically determined by summing the static and dynamic forces acting at the suspension point of the sucker rods. In this case, the dynamic component is determined by multiplying the static load by the dynamic factor, which is chosen within the limits of 2.2–2.5. This approximate approach to determining of the load capacity of the pumping unites can only be estimated, since the approximate value of this index entails the problem of the precise balancing of the pumping unites in weight balancing. Therefore, the article gives an analytical solution for the dynamic forces determining. For this purpose, a schematic diagram of the dynamic forces action at the point of suspension of the sucker rods column to the head of walking beam of the pumping unites was developed. Analytical dependencies of dynamic forces on the operating mode of the pumping unites and its geometric parameters are determined. The variants of the forces distribution in the balancing absence and in balancing equilibration are considered. As a result, the real total maximum load acting at the point of suspension of the sucker rods column with balancing equilibration is analytically determined. It is this load that should be used to determine the load capacity and to choose the pumping units appropriate size.

Keywords: static force, dynamic force, pumping unites, walking beam, crank, sucker rods, in weight balancing.

Введение. Основополагающие кинематические соотношения и геометрические параметры станков-качалок изложены в известной работе [1]. Технология добычи нефти с помощью станков-качалок и штанговых глубинных насосов подробно освещена в одном из разделов учебника [2].

В статье [3] рассмотрены статические нагрузки, действующие на головку балансира станка-качалки в точке подвеса колонны насосных штанг. В этой точке при ходе вверх-вниз приложены большие массы, перемещающиеся с переменной скоростью, вследствие чего возникают переменные ускорения, которые обуславливают появление динамических сил – сил инерции. Они достигают значительной величины и примерно на 20-50 % превышают статические силы.

При добыче нефти штанговыми глубиннонасосными установками основным параметром, определяющим выбор станка-качалки, является его грузоподъёмность, которая определяется сложением статических и динамических сил в точке подвеса колонны насосных штанг. В нефте-промышленной практике динамические силы приблизительно определяют умножением статических сил на коэффициент динамичности:

$$P_{\text{дин}} = P_{\text{ст}} \cdot K_{\text{дин}},$$

где $P_{\text{дин}}$ – максимальная динамическая нагрузка;
 $P_{\text{ст}}$ – максимальная статическая нагрузка;

$K_{\text{дин}}$ – коэффициент динамичности, колеблющийся в пределах 2,2-2,5.

Такой ориентировочный подход к определению грузоподъёмности станка-качалки может носить лишь оценочный характер, поскольку неточное определение значения динамической составляющей влечёт за собой проблему при последующем обязательном выполнении уравновешивания станка-качалки с балансирувальною схемой уравновешивания.

Уравновешивание станков-качалок. Во время работы станка-качалки нагрузка на головку балансира и на все механизмы привода изменяется в зависимости от направления движения плунжера штангового глубинного насоса.

При ходе плунжера вверх на головку балансира действуют давление столба жидкости на плунжер и сила тяжести колонны насосных штанг. При этом электродвигатель совершает положительную работу, поскольку необходимо поднимать столб жидкости на определённую высоту.

Мощность, которая в общем случае характеризует скорость совершения работы, в данном случае будет равна

$$N_B = \frac{L_B \cdot n}{60},$$

где N_B – мощность, затрачиваемая электродвигателем при ходе плунжера вверх; L_B – положительная работа; n – число двойных ходов станка-качалки в минуту.

© А. И. Ценципер, 2017

При ходе плунжера вниз механизм станка-качалки нагружен только силой тяжести колонны штанг, так как в это время нагнетательный клапан открыт, и давление столба жидкости передаётся на всасывающий клапан насоса. Мощность, затрачиваемая при этом электродвигателем, будет равна

$$N_{\text{H}} = \frac{L_{\text{H}} \cdot n}{60},$$

где N_{H} – мощность, затрачиваемая при ходе вниз; L_{H} – отрицательная работа

Эта отрицательная работа и мощность при ходе вниз разгружает электродвигатель, т. е. в течение одного двойного хода станка-качалки от электродвигателя не отбирается постоянная мощность. Это значительно снижает КПД. Кроме того, для привода приходится выбирать электродвигатель повышенной мощности, соответствующий максимальному значению мощности, необходимой только при ходе вверх, а это означает, что он не полностью будет загружен. И, наконец, если не принимать специальных мер, то такие резкие колебания приведут к ускоренному износу всех узлов станка-качалки и привода в целом: электродвигателя, редуктора с зубчатыми передачами, клиноременной передачи.

Поэтому, чтобы устранить неравномерность нагрузки и обеспечить постоянство работы крутящего момента на выходном валу редуктора, механизм станка-качалки уравнивают противовесами (контргрузами), подвешенными на заднем конце балансира.

Установка противовесов необходима для того, чтобы независимо от направления движения плунжера штангового насоса (ход вверх-вниз), нагрузка в точке подвеса колонны насосных штанг изменялась бы плавно и равномерно.

Определение величины веса противовеса, места его расположения e , частично на кривошипе) и соответствующего плечевого расстояния в целом составляет процесс, который называется уравниванием.

Таким образом, уравнивание, не влияя на величину полной работы станка-качалки ($L_{\text{B}} + L_{\text{H}}$) и оставляя её неизменной, перераспределяет эту работу, т. е. уравнивает её.

Исходя из этого, можно записать, что средняя мощность N_{cp} в течение одного двойного хода станка-качалки составит

$$N_{\text{cp}} = \frac{L \cdot n}{60}$$

Сила тяжести противовеса определяется из следующих соображений. Если силу тяжести противовеса принять равной силе тяжести жидкости и штанг, то при ходе плунжера вверх станок-качалка будет полностью уравновешен. Однако, при ходе плунжера вниз, когда на головку балансира действует только усилие, создаваемое весом штанг, излишняя

сила тяжести противовеса, равная силе тяжести жидкости, будет создавать дополнительную нагрузку на механизм. Точно также нельзя ограничиваться уравниванием только веса штанг, так как останется неуравновешенным вес столба жидкости при ходе плунжера вверх.

Поэтому идеальным условием уравнивания является равенство работ станка-качалки при ходе вверх и ходе вниз

$$L_{\text{B}} = L_{\text{H}}.$$

Определим работу станка-качалки отдельно при ходе вверх и при ходе вниз. При этом учитываем, что сила тяжести противовеса постоянна и направлена вертикально вниз как при ходе вверх, так и при ходе вниз.

Тогда работа при ходе вверх будет равна

$$L_{\text{B}} = (P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}})S_0 - X \cdot S_1,$$

где S_0 – перемещение статической нагрузки в точки A из нижнего положения A_1 в верхнее положение A_2 ; S_1 – перемещение вниз уравнивающего груза X из точки C_1 в точку C_2 .

Работа при ходе вниз будет равна

$$L_{\text{H}} = -P_{\text{шт}} \cdot S_0 + X \cdot S_1$$

здесь S_0 – перемещение статической нагрузки точки A из верхнего положения A_2 в нижнее положение A_1 ; S_1 – перемещение вверх уравнивающего груза X из точки C_2 в точку C_1 .

Приравняем выражения этих работ

$$(P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}})S_0 - X \cdot S_1 = -P_{\text{шт}} \cdot S_0 + X \cdot S_1$$

При этом учтём, что

$$\frac{S_1}{S_0} = \frac{c}{a},$$

откуда

$$S_1 = S_0 \frac{c}{a},$$

где a – переднее плечо балансира; c – плечо установленного противовеса.

Подставив значение S_1 в приведенное равенство работ, после алгебраического преобразования получим

$$P_{\text{ж}} + 2P_{\text{шт}} = 2X \frac{c}{a},$$

откуда определим искомый вес противовеса

$$X = \left(\frac{P_{\text{ж}}}{2} + P_{\text{шт}} \right) \frac{a}{c},$$

т. е. вес противовеса, установленного на заднем плече балансира, равен половине веса столба поднимаемой жидкости, сложенной с весом насосных штанг и умноженной на соотношение плеч a и c .

Таким образом установлено, что для равномерной загрузки станка-качалки и, прежде всего, электродвигателя насосные штанги следует уравновесить полностью, а столб жидкости – только наполовину.

В промысловой практике добычи нефти глубинными штанговыми насосами, приводимыми в действие станками-качалками, балансирное уравновешивание получило широкое распространение.

При балансирном уравновешивании (рис. 1) противовес устанавливается на определённом расстоянии от оси качания балансира в конце заднего плеча

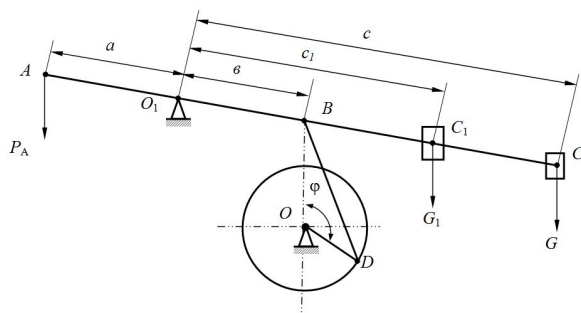


Рис. 1 – Схема балансирного уравновешивания:

A – точка подвеса колонны насосных штанг; O_1 – ось качания балансира; B – точка сочленения балансира с шатуном; O – ось вращения кривошипа; D – точка сочленения кривошипа с шатуном; C – центр тяжести противовозу; P_A – изменяющаяся нагрузка в точке подвеса штанг при ходе вверх и вниз; G, G_1 – вес противовозу; a – длина переднего плеча балансира; b – длина заднего плеча балансира от оси качания балансира O_1 до точки сочленения с шатуном B ; c, c_1 – длина заднего плеча балансира или расстояние от оси его качания до центра тяжести противовозу; φ – угол поворота кривошипа.

Как было ранее указано, для равномерной загрузки станка-качалки насосные штанги следует уравновесить полностью, а столб жидкости – наполовину. Исходя из этого, запишем условие уравновешивания:

$$P_A \cdot a = \left(\frac{P_{ж}}{2} + P_{шт} \right) \cdot a = G \cdot c,$$

откуда

$$G = \frac{a}{c} \left(\frac{P_{ж}}{2} + P_{шт} \right),$$

где $P_{ж}, P_{шт}$ – соответственно масса столба жидкости в НКТ и спущенных насосных штанг, измеряемая от динамического уровня до устья скважины; G – вес противовозу; a – длина переднего плеча балансира; c, c_1 – длина заднего плеча балансира или расстояние от оси его качания до центра тяжести уравновешивающего груза (противовозу).

Из условия требуемого уравновешивания произведение $G \cdot c = \text{const}$ есть величина постоянная,

но внутри этого произведения можно менять значения G и c . Например, увеличивать вес груза и уменьшать плечо его расположения на балансире или наоборот, т. е., если: $c > c_1, G_1 > G$, тогда

$$\frac{c \cdot G}{b} = \frac{c_1 G_1}{b} = \text{const}.$$

Таким образом, увеличивая вес уравновешивающего груза и приближая его к точке B , не нарушается требуемое условие, но, тем самым, улучшается работа станка-качалки, поскольку уменьшаются величины динамических составляющих тангенциальных усилий.

Балансирное уравновешивание имеет следующие преимущества:

– простая технология изготовления противовозу, которые представляют собой сплошные металлические диски. Диски в необходимом количестве свободно располагают в конце заднего плеча балансира;

– установку дисков на балансире производят на земле при общем монтаже станка-качалки на скважине.

Определение динамических сил в станке-качалке без уравновешивания. Для определения динамических сил рассмотрим схему их действия в точке A , точке подвеса колонны насосных штанг к головке балансира станка-качалки (рис. 2).

Обозначим динамические усилия в точке A при ходе вверх – $P_{A \text{ дин}}$, при ходе вниз – $P'_{A \text{ дин}}$ и рассмотрим схему действия динамических сил.

$$P_{A \text{ дин}} = m W_A; \quad m = \frac{P_{ж} + P_{шт}}{g};$$

$$P'_{A \text{ дин}} = m' W_A; \quad m' = \frac{P_{шт}}{g};$$

$$W_A = r \cdot \omega^2 \cdot \frac{a}{b} \cos \varphi.$$

В приведенных выражениях указаны массы, приложенные в точке A соответственно при ходе вверх и ходе вниз, и ускорение в точке A . После подстановки значения массы и ускорения получим динамическое усилие при ходе вверх

$$P_{A \text{ дин}} = \frac{P_{ж} + P_{шт}}{g} r \cdot \omega^2 \cdot \frac{a}{b} \cos \varphi.$$

Аналогично определим динамическое усилие при ходе вниз

$$P'_{A \text{ дин}} = \frac{P_{шт}}{g} r \cdot \omega^2 \cdot \frac{a}{b} \cos \varphi.$$

В обоих выражениях угловая скорость равна $\omega = \frac{\pi n}{30}$, где n – число полных качаний (двойных ходов) станка-качалки в минуту. Подставив значение ω , получим

$$P_{A \text{ дин}} = \frac{P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}}}{g} \cdot \frac{\pi^2 n^2}{30^2} \cdot r \cdot \frac{a}{b} \cos \varphi,$$

$$P'_{A \text{ дин}} = \frac{P_{\text{шт}}}{g} \cdot \frac{\pi^2 n^2}{30^2} \cdot r \cdot \frac{a}{b} \cos \varphi$$

Обозначим $\frac{r \cdot n^2}{900} = K$, где $r = \text{const}$ и $n = \text{const}$, а также учитывая, что значения $\pi^2 = 9,86$ и $g = 9,81$ приблизительно равны, их можно сократить.

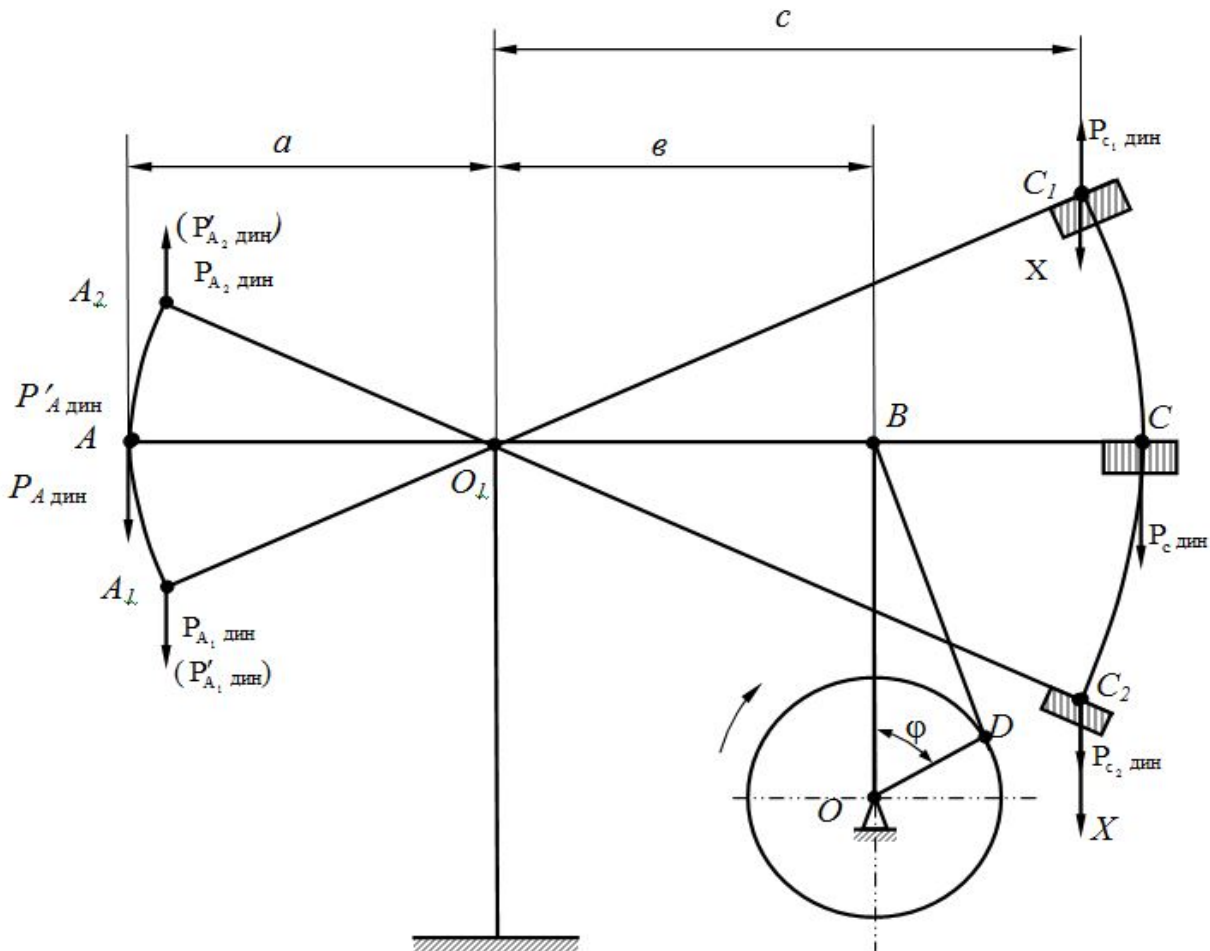


Рис. 2 – Схема действия динамических сил в станке-качалке

Тогда выражения динамических усилий соответственно при ходе вверх и вниз примет вид

$$P_{A \text{ дин}} = K(P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}}) \frac{a}{b} \cos \varphi$$

$$P'_{A \text{ дин}} = KP_{\text{шт}} \frac{a}{b} \cos \varphi .$$

Рассмотрим, как меняется динамическое усилие, действующее в точке A при ходе вверх и вниз в зависимости от угла поворота кривошипа φ .

В начале хода вверх $\varphi = 0^\circ$, $\cos \varphi = 1$ динамическое усилие равно

$$P_{A \text{ дин}} = K(P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}}) \frac{a}{b} .$$

Так как это усилие имеет положительный знак, то оно действует в точке A1 сверху вниз. В средней части хода плунжера насоса при $\varphi = 90^\circ$, $\cos \varphi = 0$, следовательно,

$$P_{A \text{ дин}} = 0.$$

При крайнем верхнем положении точки в конце хода вверх $\varphi = 180^\circ$, $\cos \varphi = -1$, тогда

$$P_{A \text{ дин}} = -K(P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}}) \frac{a}{b},$$

Знак минус показывает, что усилие в точке A2 направлено снизу вверх.

Рассмотрим изменение динамических сил в точке A при ходе вниз.

Для начала хода вниз при $\varphi = 180^\circ$, $\cos \varphi = -1$ динамическое усилие в точке A2.

$$P'_{A2 \text{ дин}} = -KP_{\text{шт}} \frac{a}{b},$$

Знак «минус» показывает, что это усилие направлено снизу вверх.

В средней части хода плунжера насоса при $\varphi = 270^\circ$, $\cos \varphi = 0$.

$$P_{A \text{ дин}} = 0.$$

И в конце хода вниз при $\varphi = 360^\circ$, $\cos \varphi = 1$

$$P'_{A1 \text{ дин}} = KP_{\text{шт}} \frac{a}{b}.$$

Усилие направлено вниз, так как имеет положительный знак.

Определение динамических сил при балансирном уравновешивании. Вследствие изменения динамических сил за один цикл (ход вверх-вниз) станки-качалки в обязательном порядке должны быть уравновешены с помощью грузов (противовесов), устанавливаемых на заднем плече балансира или на кривошипе, или часть груза на балансира, часть – на кривошипе. Типоразмеры и технические характеристики станков-качалок представлены в каталоге Азербайджанского научно-исследовательского института нефтяного машиностроения (АЗИНМАШ) [4, 5].

Рассмотрим вариант балансирного уравновешивания (см. рис. 2). В точке C приложена статическая сила, направленная при ходе вверх и вниз по вертикали вниз и равна весу уравновешивающего груза X . Следовательно, масса, действующая в точке C при ходе вверх и вниз, будет равна

$$m = m' \frac{X}{g}.$$

Ускорение точки C равно

$$W_C = r\omega^2 \frac{c}{b} \cos \varphi,$$

где c – расстояние центра тяжести уравновешивающего груза от оси качания балансира.

Динамическое усилие в точке C при ходе вверх и вниз

$$P_{C \text{ дин}} = m W_C = \frac{X}{g} r \omega^2 \frac{c}{b} \cos \varphi,$$

$$P'_{C \text{ дин}} = m' W_C = \frac{X}{g} r \omega^2 \frac{c}{b} \cos \varphi,$$

т. е. $P_{C \text{ дин}} = P'_{C \text{ дин}}$

Рассмотрим, как меняется динамическое усилие в точке C при ходе станка-качалки вверх и вниз в зависимости от изменения угла поворота кривошипа φ . Для этого приведём к виду, аналогичному для точки A

$$P_{C \text{ дин}} = P'_{C \text{ дин}} = KX \frac{c}{b} \cos \varphi.$$

В начале хода вверх в точке C_1

$$P'_{C \text{ дин}} = -KX \frac{c}{b} \cos \varphi.$$

И хотя $\varphi = 0^\circ$, $\cos \varphi = 1$, динамическое усилие – сила инерции, направлена в обратную сторону движения – снизу вверх, оно имеет отрицательный знак в течение всего хода вверх.

В начале хода вниз в точке C_2

$$P_{C2 \text{ дин}} = -KX \frac{c}{b}, \text{ при } \varphi = 180^\circ, \cos \varphi = -1.$$

Так как в данном случае усилие является положительным и направлено вниз, то для всего хода вниз

$$P_{C \text{ дин}} = -KX \frac{c}{b} \cos \varphi.$$

Определим полные усилия в точках A и C , которые слагаются из статических и динамических составляющих. Поэтому полные усилия в точке A для хода вверх и вниз будут

$$P_A = P_{A \text{ ст}} + P_{A \text{ дин}}; \quad P'_A = P'_{A \text{ ст}} + P'_{A \text{ дин}}.$$

Аналогично полные усилия в точке C для хода вверх и вниз будут

$$P_C = P_{C \text{ ст}} + P_{C \text{ дин}}; \quad P'_C = P'_{C \text{ ст}} + P'_{C \text{ дин}}.$$

Подставляя все значения статических и динамических сил в точке A , в итоге получим

$$\begin{aligned} P_A &= (P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}}) + K(P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}}) \frac{a}{b} \cos \varphi = \\ &= (P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}}) \left(1 + K \frac{a}{b} \cos \varphi\right) \end{aligned}$$

$$P'_A = P_{\text{шт}} + KP_{\text{шт}} \frac{a}{b} \cos \varphi = P_{\text{шт}} \left(1 + K \frac{a}{b} \cos \varphi\right).$$

Аналогично в точке C

$$P_{C \text{ ст}} = P'_{C \text{ ст}} = X; \quad P_{C \text{ дин}} = P'_{C \text{ дин}} = -KX \frac{c}{b} \cos \varphi,$$

тогда окончательно

$$P_C = P'_C = X - KX \frac{c}{b} \cos \varphi = X \left(1 - K \frac{c}{b} \cos \varphi\right).$$

Выводы. Определено значение динамических сил, действующих на головку балансира станка-качалки в точке подвеса колонны насосных штанг. На основании полученных аналитических зависимостей доказано, что изменения величины динамических нагрузок за один цикл (один двойной ход вверх-вниз) при заданных геометрических величинах станка-качалки и режиме его работы зависят только от угла поворота кривошипа φ . При этом максимальное значение динамические нагрузки достигают при углах поворота кривошипа 0° , 180° , 360° . В итоге, имея значение статической нагрузки и складывая её с динамической составляющей, аналитически определена реальная суммарная максимальная нагрузка, действующая в точке подвеса колонны насосных штанг при балансирном уравновешивании. Именно этой нагрузкой следует руководствоваться при определении грузоподъёмности и выборе соответствующего типоразмера станка-качалки.

Список литературы:

1. Аливердизаде К. С. Индивидуальные приводы глубинных штанговых насосов / К. С. Аливердизаде. – М. : Недра, 1973. – 191 с.

2. *Ценципер А. И.* Основы эксплуатации и ремонта нефтегазовых скважин : учебник / *А. И. Ценципер*. – Харьков: ТОВ «Видавництво «Підручник НТУ «ХПІ»», вул. Кирпичёва, 2, м. Харків-2, 61002, 2016. – 444 с.
3. *Ценципер А. И.* Добыча нефти штанговыми глубиннонасосными установками. / *Ценципер А. И., Косоруков А. В.* // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI" 2016, № 20 (1192) СМ. 102-106
4. Нефтегазопромысловое оборудование : Каталог АЗИНМАШ. - Действует с 20.02.1991. – Офиц. изд. - БАКУ. : ПМБ ЦИНИИХимнефтемаш, 1991. – 221 с.
5. Адонин А. Н. Выбор способа добычи нефти / А. Н. Адонин. – М. : Недра, 1971.

References:

1. Aliverdizade, K. S. *Individualnyie privodyi glubinyih shtangovyih nasosov*. Moscow: Nedra, 1973. Print.
2. Tsentsiper, A. I. *Osnovyi ekspluatatsyi i remonta nefnegazovyih skvazhin: uchebnik*. Kharkov: NTU "KhPI", 2016. Print.
3. Tsentsiper, A. I. and A. V. Kosorukov. "Dobycha nefty shtangovymy glubynnonasosnymy ustanovkamy" *Buletin of NTU "KhPI". Ser.: Hydraulic machines and hydrounits*. No. 20(1192). Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. 102–106. Print.
4. Neftgazopromyslovoye oborudovaniye. Katalog AZINMASH Baku, TSYNTYkhyneftemash, 1991. Print.
5. Adonin, A. N. *Vybor sposoba dobychi nefii*. Moscow: Nedra, 1971. Print.

Поступила (received) 24.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Определение динамических сил в станке-качалке / А. И. Ценципер // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 61–66. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

Определение динамических сил в станке-качалке / А. И. Ценципер // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 61–66. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

The choice dynamic forces at the pumping unites / A. I. Tsentsiper // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machinery and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 22 (1244). – P. 61–66. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ценципер Адольф Ісаакович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут, професор кафедри «Гідравлічні машини»; тел: (068) 961-86-55; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

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

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