**АВТОМАТИЧЕСКИЙ НАТЯЖИТЕЛЬ ПРИВОДНЫХ РЕМНЕЙ
СТАНКА-КАЧАЛКИ****AUTOMATIC DRIVE BELT TENSIONER FOR THE PUMPJACK****К. Р. Уразакوف**
Kamil R. UrazakovУфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская ФедерацияUfa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation**Н. С. Шайжанов**
Nursultan S. ShaizhanovУфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская ФедерацияUfa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation**Ю. Р. Кашбуллин**
Yulai R. KashbullinУфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская ФедерацияUfa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

Эффективность штанговых насосных установок в значительной степени зависит от работоспособности привода, предназначенного для преобразования вращательного движения вала двигателя в возвратно-поступательное движение штанговой колонны. Из различных видов приводов скважинных штанговых насосов наибольшее распространение получили балансирные приводы с механической трансмиссией — станки-качалки.

В большинстве современных станков-качалок в качестве преобразующего механизма используется четырехзвенный шарнирный кривошипный механизм, приводимый в движение асинхронным электродвигателем через клиноременную передачу. Наибольшие потери энергии уходят на проскальзывание ремней, вызванное ослаблением их натяжения. Для поддержания стабильной и эффективной работы привода требуются периодический контроль и регулировка натяжения ремней.

Ослабление натяжения приводных ремней вследствие отсутствия методов своевременной регулировки натяжения приводит к необоснованным потерям энергии за счет проскальзывания ремней и быстрому износу клиноременной передачи. Для поддержания высокого коэффициента полезного действия электродвигателя и предотвращения ослабления натяжения предложен механизм натяжителя приводных ремней станков-качалок, использующий принцип регулирования межосевого расстояния шкивов путем изменения угла наклона платформы, на которой установлен электродвигатель. Регулирование угла наклона и натяжение приводных ремней достигается совместной работой пружин сжатия разной жесткости.

Разработаны два варианта конструкции натяжителя — модифицированный и автоматический. В модифицированном варианте ресурс пружин расходуется на натяжение ремней и преодоление веса электродвигателя, в автоматическом натяжителе ремней это достигается как за счет упругой силы пружин, так и за счет собственной массы платформы и электродвигателя. Для оценки эффективности разработанных конструкций произведен статический расчет систем. Динамическим расчетом систем показаны условия возникновения резонанса в конструкции натяжителя ремней.

Ключевые слова

автоматический натяжитель
ремней, модифицированный
натяжитель ремней,
установка скважинных штанговых
насосов, приводные ремни,
станок-качалка, электродвигатель

The effectiveness of sucker-rod pump unit operation depends largely on the efficiency of the drive designed to convert the rotational motion of the motor shaft into the reciprocating motion of the rod-like column. Among various types of borehole rod pumps drives, the most common are the balancing drives with a mechanical transmission – pumpjacks.

In most of modern pumpjacks, a four-link hinged crank mechanism is used as the converting mechanism, driven by an asynchronous motor through a V-belt drive. The greatest loss of energy goes to the slippage of the belts, caused by the weakening of their tension. To maintain a stable and efficient operation of the drive, periodic monitoring and adjustment of belt tension is required.

The weakening of the tension of the drive belts due to the lack of methods for the timely adjustment of tension leads to unjustified energy losses due to the slippage of belts and the rapid wear of the V-belt transmission. To maintain the high efficiency of the electric motor and to prevent the tension weakening, the mechanism of the automatic belt drive tensioner is offered, which uses the principle of adjusting the interaxle distance of the pulleys by changing the angle of inclination of the platform on which the motor is mounted. Adjustment of the angle of inclination and tension of the drive belts is achieved by the joint operation of compression springs of different rigidity.

Two variants of the tensioner design are developed — modified and automatic. In the modified version, the life of the springs is used for tensioning the belts and overcoming the weight of the electric motor; in the automatic belt tensioner, this is achieved both by the elastic force of the springs and by the own weight of the platform and the electric motor. To evaluate the effectiveness of the developed designs, a static calculation of the systems is performed. Dynamic calculation of the systems shows the conditions for the appearance of resonance in the design of the belt tensioner.

Key words

automatic belt tensioner,
modified belt tensioner,
sucker-rod pumping unit,
driving belts, a pumpjack,
electric motor

В настоящее время эксплуатация крупнейших месторождений РФ ведется преимущественно с применением установок скважинных штанговых насосных (УСШН), получивших широкое распространение благодаря ряду достоинств: технически несложный монтаж, возможность адаптации к изменяющимся условиям добычи, удобство при эксплуатации малodeбитных скважин и относительно высокий КПД.

Эффективность работы УСШН зависит от привода, предназначенного для преобразования вращательного движения вала двигателя в возвратно-поступательное движение штанговой колонны. Из различных видов приводов СШН наибольшее распространение получили балансирные приводы с механической трансмиссией — станки-качалки (СК). В большинстве современных СК в качестве преобразующего механизма используется четырехзвенный шарнирный кривошипный механизм, приводимый в движение асинхронным электродвигателем через клиноременную передачу. Наибольшие потери энергии уходят на проскальзывание ремней, вызванное ослаблением их натяжения. Для поддержания высокого КПД электродвигателя (ЭД) требуются периодический контроль и регулировка натяжения ремней (НР). Кроме того, слишком

малое натяжение является частой причиной преждевременного износа ремня, а необоснованно большая величина натяжения вызывает ускоренный износ подшипников в осях. При номинальной нагрузке скольжение не должно превышать 1–2 %, дальнейшее увеличение скольжения из-за ослабления НР приводит к значительному снижению их долговечности.

В настоящее время регулировка НР производится вручную и требует полной остановки работы насосной установки. Вышеперечисленное обуславливает актуальность разработки механизмов автоматического натяжения ремней (АНР) СК, позволяющих поддерживать НР на оптимальном уровне на протяжении всего периода работы УСШН.

Для поддержания оптимальной величины НР привода СК в процессе эксплуатации штанговой насосной установки предлагается механизм АНР СК. Разработаны два варианта исполнения натяжителя ремней. Обе компоновки представляют собой наклонную платформу с установленным на ней асинхронным электродвигателем. С одной стороны платформа закреплена на упруго-деформируемой опоре, которая может растягиваться или сжиматься за счет применения двух пружин. С другой стороны платформа шарнирно закреплена на раме (рисунки 1, 2). Основным

отличием первой конструкции натяжителя, представленной на рисунке 1, от второй, представленной на рисунке 2, является то, что в первом варианте исполнения упругая опора располагается с той же стороны от асинхронного ЭД, что и приводной вал и редуктор, а во втором варианте они расположены противоположно друг другу. НР в обоих случаях достигается за счет силы упругости пружин, создающей момент относительно неподвижной оси вращения платформы, всегда направленный противоположно моменту силы, создаваемому силой НР, и достигающегося за счет этого эффекта НР в случае их ослабления.

Для сравнения эффективности разработанных конструкций натяжения ремней производится расчет систем модифицированного натяжения ремней (МНР) и АНР. Критерием выбора оптимальной конструкции натяжителя является минимизация нагруженности узлов натяжителя при обеспечении его устойчивой работы.

Статический расчет систем базируется на записи уравнений баланса сил и моментов сил, создаваемых силой НР, действующей на шкив ЭД, весом ЭД и платформы, а также суммарной силой упругости пружин.

Уравнение моментов относительно оси вращения платформы для модифицированного типа натяжителя (рисунок 1):

$$\Sigma M = F_{np} L_{CO} - S_{\Sigma} h_1 \cos \beta + S_{\Sigma} h_2 \sin \beta - m_{\partial\partial} g h_2 - m_{cm} g h_3 = 0, \quad (1)$$

где $m_{\partial\partial}$ — масса асинхронного ЭД;

m_{cm} — масса платформы;

g — ускорение свободного падения;

S_{Σ} — окружная сила, создаваемая силой НР;

L_{CO} — длина платформы;

α — угол наклона платформы к горизонту;

β — угол между горизонталью и линией, проходящей через центры осей вращения шкивов редуктора и ЭД;

h_1 — плечо момента горизонтальной составляющей силы НР;

h_2 — плечо момента силы тяжести ЭД;

h_3 — плечо момента силы тяжести платформы;

F_{np} — результирующая сила упругости пружин.

Баланс сил по оси OX и OY соответственно:

$$OX: -F_{np} \sin \alpha + S_{\Sigma} \cos \beta + R_{ox} \cos \alpha - R_{oy} \sin \alpha = 0, \quad (2)$$

$$OY: F_{np} \cos \alpha + S_{\Sigma} \sin \beta + R_{oy} \cos \alpha + R_{ox} \sin \alpha - m_{\partial\partial} g - m_{cm} g = 0, \quad (3)$$

где R_{ox} и R_{oy} — соответственно горизонтальная и вертикальная составляющие силы реакции шарнира.

Из уравнения (3) при заданном угле наклона платформы и положении двигателя на платформе можно определить результирующую силу упругости пружин:

$$F_{np} = \frac{S_{\Sigma} h_1 \cos \beta - S_{\Sigma} h_2 \sin \beta + m_{\partial\partial} g h_2 + m_{cm} g h_3}{L_{CO}}. \quad (4)$$

Уравнение моментов относительно точки О для натяжителя автоматического типа (рисунок 2):

$$\Sigma M = F_{np} L_{CO} - S_{\Sigma} h_2 \sin \beta - S_{\Sigma} h_1 \cos \beta + m_{\partial\partial} g h_2 + m_{cm} g h_3 = 0. \quad (5)$$

Уравнения баланса сил для АНР и МНР совпадают друг с другом. Результирующая сила

Рисунок 1. Схема сил и моментов по МНР

упругости пружин, определяемая из уравнения моментов:

$$F_{np} = \frac{S_{\Sigma} h_2 \sin \beta + S_{\Sigma} h_1 \cos \beta - m_{\partial\partial} g h_2 - m_{cm} g h_3}{L_{CO}} \quad (6)$$

Расчет рабочих характеристик АНР производится на примере УСШН 7СК-8, принимая, что наклонная платформа выполнена из двух швеллеров с установленным на них асинхронным ЭД АОП2-81-6. Исходные параметры для расчета:

$m_{\partial\partial} = 325$ кг — масса асинхронного ЭД АОП2-81-6;

$m_{cm} = 24,4$ кг — масса платформы;

$S_{\Sigma} = 4012,8$ Н — требуемая сила НР;

$L_{CO} = 0,88$ м — длина швеллера;

$\beta = 18^\circ$ — угол между горизонталью и линией, соединяющей центры осей вращения шкивов редуктора и ЭД.

На рисунках 3 и 4 представлены зависимости требуемой силы упругости пружин, необходимой для поддержания заданной величины НР, от угла наклона платформы при различном положении ЭД на платформе (в качестве независимой переменной примем расстояние вдоль платформы от неподвижной оси вращения платформы до ЭД $L_{\partial\partial}$) для обоих типов исполнения автоматического натяжителя.

Из графиков на рисунке 3 видно, что для МНР при той же величине угла наклона платформы с увеличением расстояния вдоль нее до ЭД результирующая сила упругости пружин возрастает, поскольку увеличивается момент силы тяжести ЭД, для компенсации которого необходимо дополнительно затратить ресурс пружин путем увеличения сил упругой деформации. Также из графиков следует, что для МНР при небольших расстояниях вдоль плат-

формы до ЭД с увеличением угла наклона платформы результирующая сила упругости пружин снижается за счет уменьшения момента силы тяжести платформы и ЭД. При дальнейшем увеличении расстояния до ЭД вдоль платформы значительно возрастает момент горизонтальной составляющей окружной силы, действующей на шкив ЭД со стороны ремней, в результате чего при увеличении угла наклона платформы результирующая сила упругости пружин может возрастать за счет увеличения момента силы, создаваемого силой НР.

Для АНР с увеличением угла наклона платформы результирующая сила упругости растет, поскольку уменьшается составляющая НР, связанная с собственной массой платформы и ЭД. Из графиков на рисунке 4 видно также, что чем дальше расположен ЭД на платформе, тем сильнее изменяется с углом результирующая сила упругости пружин, необходимая для поддержания постоянной величины НР СК.

С точки зрения минимизации нагруженности пружин оптимальные значения варьируемых переменных (угла наклона платформы α и положения ЭД на платформе $L_{\partial\partial}$) для МНР и АНР находятся в различных областях: для варианта МНР наиболее оптимальными являются максимальное значение угла наклона платформы и минимальное расстояние вдоль нее до ЭД, для варианта АНР ситуация обратная. Сравнивая графики для АНР и МНР, можно сделать вывод, что за счет использования собственной массы ЭД и платформы для поддержания НР автоматический тип требует меньшую нагруженность пружин: в оптимальной области сила упругости пружин для

Рисунок 2. Схема сил и моментов АНР

АНР (0,5 кН) в 3 раза меньше оптимальной силы упругости пружин для МНР (1,5 кН). Таким образом, АНР является более эффективным, поскольку позволяет значительно меньше использовать ресурс пружин, а значит способствует увеличению эксплуатационной надежности механизма натяжения.

Вращение вала ЭД вызывает возникновение центробежных сил за счет неуравновешенных масс на шкиве. В результате действия сил инерции в системе могут возникать колебания, которые при совпадении частот собственных колебаний вала ЭД и узлов системы, подверженных колебаниям (в первую очередь это пружины и платформа), могут значительно усиливаться, приводя к резонансу и неустойчивой работе системы. Для нахождения области частот, в которой могут возник-

нуть резонансные явления, производится динамический расчет систем, включающий расчет частот собственных колебаний пружин и платформы. Расчет производится для автоматического типа натяжителя как более эффективного.

Платформу, на которой установлен электродвигатель, можно представить как гибкую балку на двух опорах, на которую действует сосредоточенная нагрузка, обусловленная весом ЭД за вычетом окружного усилия ремней, действующего на его шкив. Частота свободных колебаний платформы:

$$\omega_{пл} = \sqrt{\frac{3gEI_{CO}}{(0.5G + aQ)L_{эд}^2(L_{CO} - L_{эд})^2}}, \quad (7)$$

где E — модуль Юнга материала платформы;
 I — осевой момент инерции платформы;

Рисунок 3. Зависимость силы упругости пружин от угла наклона платформы ЭД α для МНР

Рисунок 4. Зависимость силы упругости пружин от угла наклона платформы ЭД α для АНР

$G = m_{\text{дв}} g \cos \alpha$ — нагрузка от веса ЭД;

Q — вес платформы;

a — коэффициент приведения.

Условием возникновения резонанса в системе является приближение частоты собственных колебаний узлов системы к частоте колебаний вала ЭД:

$$\theta = \frac{\pi N}{30}, \quad (8)$$

где N — число оборотов вала ЭД в минуту.

На графиках (рисунок 5) представлена зависимость частоты собственных колебаний платформы от положения ЭД на платформе при различных углах ее наклона. Видно, что частота колебаний растет с увеличением угла наклона платформы за счет уменьшения нормальной составляющей проекции веса ЭД на платформу. Частота колебаний принимает минимальное значение, когда электродвигатель располагается на середине платформы, жесткость платформы на поперечный изгиб в этом случае минимальна. Частота колебаний вала ЭД при максимальном числе оборотов в минуту $N = 1500$ равна примерно 150 с^{-1} , что свидетельствует об отсутствии резонанса в си-

стеме, вследствие значительной жесткости платформы на изгиб его возникновение возможно только при значительном числе оборотов в минуту ($N > 7500$).

Частота свободных колебаний системы пружины — платформа — ЭД определяется согласно формуле:

$$\omega_{np} = \sqrt{\frac{k_{np} L_{CO}^2 + S_{\Sigma} h_2 \cos \beta - S_{\Sigma} h_1 \sin \beta - m_{\text{дв}} g h_1 - 0.5 m_{cm} g L_{CO} \sin \alpha}{J_O}}, \quad (9)$$

где k_{np} — результирующий коэффициент жесткости пружин;

J_O — момент инерции системы относительно оси вращения платформы.

При правильном подборе коэффициента жесткости пружин, обеспечивающего постоянную величину НР при изменении угла наклона платформы, числитель в (9) обращается в ноль. Таким образом, свободных колебаний в системе пружина — платформа — ЭД не происходит, и условий для возникновения резонанса нет.

Рисунок 5. Зависимость частоты собственных колебаний платформы от варьируемых параметров

Выводы

1. Предложен механизм АНР СК и разработаны модифицированный и автоматический варианты исполнения его конструкции.

2. Путем статического расчета систем показано, что за счет использования собственной массы ЭД и платформы для поддержания НР автоматический вариант является более предпочтительным и позволяет значительно сэкономить ресурс пружин.

3. Динамическим расчетом систем показано, что резонанс с платформой вследствие ее большой жесткости на изгиб может возникнуть только в области высокой частоты вращения ЭД (более 7500 об/мин). При правильном подборе пружин свободных колебаний в системе пружина — платформа — ЭД не происходит, и условий для возникновения резонанса нет.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Войцех С. Справочник конструктора. 2012
2. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин. М.: Высшая школа, 2008. 406 с.
3. Уразаков К.Р., Здольник С.Е. Справочник по добыче нефти. М.: Недра, 2012. 672 с.
4. Уразаков К.Р., Жулаев В.П., Булюкова Ф.З., Молчанова В.А. Насосные установки для малодебитных скважин. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2014. 236 с.
5. Уразаков К.Р. Механизированная добыча нефти (Сборник изобретений). Уфа: Изд-во «Нефтегазовое дело», 2010. 329 с.
6. Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Исмагилов С.Ф., Топольников А.С., Давлетшин Ф.Ф. Динамическая модель штанговой насосной установки для скважин с направленным профилем ствола // Научные Труды НИПИ Нефтегаз ГНКАР. 2017. № 4. С. 74-82.
7. Пат. №163866 РФ. Станок-качалка с автоматическим натяжителем ремней / К.Р. Уразаков, А.Н. Зотов, Н.С. Шайжанов, М.М. Ахтямов. 16.05.2015.

REFERENCES

1. Voitsekh S. *Spravochnik konstruktora*. [Designer Directory]. Moscow, 2012. [in Russian].

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ABOUT THE AUTHORS

Уразаков Камил Рахматуллович, д-р техн. наук, профессор кафедры «Машины и оборудование нефтегазовых промыслов», УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Kamil R. Urazakov, Doctor of Engineering Sciences, Professor of Machines and Equipment for Oil and Fields Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: urazakk@mail.ru

Шайжанов Нурсултан Серикболатович, аспирант кафедры «Машины и оборудование нефтегазовых промыслов», УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Nursultan S. Shaizhanov, Post-graduate Student of Machines and Equipment for Oil and Fields Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: shaizhanov007@yandex.ru

Кашбуллин Юлай Рафисович, студент кафедры геофизики, УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Yulai R. Kashbullin, Student of Geophysics Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

email: reactormarine@gmail.com

2. Kuklin N.G., Kuklina G.S. *Detali mashin* [Machine Parts]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2008. 406 p. [in Russian].

3. Urazakov K.R., Zdol'nik S.E. *Spravochnik po dobyche nefiti* [Handbook on Oil Production]. Moscow, Nedra Publ., 2012. 672 p. [in Russian].

4. Urazakov K.R., Zhulaev V.P., Bulyukova F.Z., Molchanova V.A. *Nasosnye ustanovki dlya malodebitnykh skvazhin*. [Pumping Installations for Low-Yield Wells]. Ufa, UGNTU Publ., 2014. 236 p. [in Russian].

5. Urazakov K.R. *Mekhanizirovannaya dobycha nefiti (Sbornik izobretenii)* [Mechanized Oil Production (Collection of Inventions)]. Ufa, Neftgazovoe delo Publ., 2010. 329 p.

6. Bakhtizin R.N., Urazakov K.R., Ismagilov S.F., Topol'nikov A.S., Davletshin F.F. *Dinamicheskaya model' shtangovoi nasosnoi ustanovki dlya skvazhin s napravlenным profilem stvola* [Dynamic Model of a Rod Pump Installation for Inclined Wells]. *Zhurnal Nauchnye Trudy — SOCAR Proceedings*, 2017, No. 4, pp. 74–82. [in Russian].

7. Urazakov K.R., Zotov A.N., Shaizhanov N.S., Akhtyamov M.M. *Stanok-kachalka s avtomaticheskim natyazhitelem remnei* [A Rocking Machine with an Automatic Belt Tensioner]. Patent RF, No. 163866, 2015. [in Russian].