УДК 622.23.05

DOI: 10.35211/1990-5297-2021-6-253-66-70

*А. М. Буров, Е. Ю. Козловцева, Аль Батхави Ахмед Али Кадом, А. Т. Мехтиев***СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР
КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВОГО МЕХАНИЗМА ПРИВОДА СШНУ****Волгоградский государственный технический университет**

e-mail: 20burov15@mail.ru

В работе показано, что одной из причин отказа СШНУ является износ соединений шатунов с кривошипом вследствие неравномерных нагрузок на шатуны, обусловленных неточностью изготовления элементов кинематических пар, приводящих к упругой деформации и увеличению сил трения. Предложена замена соединений шатунов с кривошипом и траверсой на сферические подшипники скольжения, соответствующие кинематическим парам IV класса, исключающие упругие деформации звеньев вследствие появления дополнительной степени свободы. Расчетами показано увеличение ресурса работы сферических подшипников скольжения на 15–17 %.

Ключевые слова: станок-качалка, кинематическая пара, сферический подшипник скольжения, подшипник качения, ресурс работы.

*A. M. Burov, E. Yu. Kozlovtsseva, Al Batkhavi Ahmed Ali Kadom, A. T. Mekhtiev***IMPROVING THE DESIGN OF KINEMATIC PAIRS
OF CRANK-ROCKER DRIVE MECHANISM SSHNU****Volgograd State Technical University**

It is shown that one of the reasons for the failure of the SSHNU is the wear of the connecting rods with the crank, due to uneven loads on the connecting rods, due to the inaccuracy of the manufacture of elements of kinematic pairs, leading to elastic deformation and an increase in friction forces. The replacement of connecting rods with a crank and a traverse with spherical plain bearings corresponding to kinematic pairs of class IV, which exclude elastic deformations of the links, due to the appearance of an additional degree of freedom, is proposed. Calculations show an increase in the service life of spherical plain bearings by 15-17%.

Keywords: rocking machine, kinematic pair, spherical bearing, bearing rolling, resource work.

В настоящее время, из всех современных способов добычи нефти в условиях мало- и средне дебитных скважин, способ добычи скважинными штанговыми насосными установками (СШНУ) является наиболее предпочтительным по следующим причинам: СШНУ является одним из самых эффективным оборудованием и, во-вторых, широкое распространение обусловлено их относительной простотой и удобством эксплуатации.

Однако применение этого оборудования ограничивается недостаточной надежностью его элементов [1, 2].

Цель работы. Анализ причин отказов СШНУ и определение путей усовершенствования конструкций для повышения надежности работы нефтедобывающего оборудования.

Колонна штанг – один из наиболее ответственных элементов установки, работающих в наиболее напряженных условиях. Прочность и долговечность штанг, как правило, обуславливает подачу всей установки, а также максимальную глубину спуска насоса. Обрыв штанг

вызывает простои и необходимость подземного ремонта. Разрушение колонны штанг происходит, как правило, либо при разрыве тела штанги, либо при разрушении резьбовых соединений вследствие истирания [1, 3, 5, 6].

Анализ основных причин отказов СШНУ [3], показывает, что 35 % выхода из строя оборудования приходится на обрыв и отворот штанг, 25 % – на отказ подземного комплекса оборудования, а именно насосов и клапанов, 20 % – отказ из-за геологических осложнений. Остальные отказы (около 20 %) относятся к отказам привода, надежная работа которого во многом зависит от работы кривошипно-коромыслового механизма (ККМ). При этом из-за отказа ККМ привода, может также произойти разрушение и обрыв штанг, поломка осей траверсы и пальцев кривошипа.

Это объясняется тем, что данные элементы СШНУ, в том числе и ККМ, работают в условиях воздействия на него различных нагрузок, к примеру: растягивающих и сжимающих, изгибающих, крутящих [4], а также нагрузок от

Кинематическая схема пространственного шестизвенного кривошипно-коромыслового механизма станка качалки модели СК8-3,5-4000 изображена на рис. 1 и состоит из сдвоенного кривошипа 1, двух шатунов 2 и 3, траверсы 4 и балансира 5.

Рис. 1. Кинематическая схема станка качалки

Расчет показал, что в конструкции рычажного механизма станка-качалки присутствуют

Таким образом необходимо учитывать дополнительную нагрузку возникающую от упругих деформаций штангов в данном рычажном механизме с избыточными связями в плоскостях XOY и XOZ . Устранение избыточных связей позволит уменьшить нагрузку на звенья ме-

ханизма, тем самым повысится надежность работы и увеличится межремонтный срок обслуживания.

Рис. 2. Кинематическая схема станка-качалки без избыточных связей

На рис. 2 предложена кинематическая схема СШНУ модели СК8-3,5-4000, выполненная без

избыточных связей. В механизме без избыточных связей (рис. 2) предлагается вращательные пары - A, A1 и B и B1 заменить сферическим с пальцем - IV класса. Степень свободы по формуле Сомова- Малышева:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 2 - 4 \cdot 4 - 3 \cdot 1 = 1 \quad (2)$$

В соответствии с кинематической схемой станка- качалки без избыточных связей, разработана конструкция узлов соединений шатунов (звенья 2 и 3, рис. 2) с кривошипом (ведущее звено 1) и с траверсой (звено 4) посредством прецизионных сферических подшипников скольжения, соответствующих кинематическим парам IV класса. На рис. 3. предлагаются конструкция типового (а) соединения кривошипа с шатуном и усовершенствованная конструкция (б) без избыточных связей.

Рис. 3. Схема узла соединения кривошипа с шатуном:

а - типовая конструкция соединения; б - усовершенствованная конструкция соединения.

1 - крышка подшипника; 2 - корпус нижней головки шатуна; 3 - башмак шатуна; 4 - тело шатуна; 5 - войлочное уплотнение; 6 - шпоночное соединение; 7 - кривошип; 8 - палец кривошипа (нижней головки шатуна); 9 - контргайка; 10 - подшипник качения; 11 - сферический подшипник скольжения

Соответственно на рис. 4 предлагаются конструкция узла типового соединения (а) шатуна с

траверсой и усовершенствованная конструкция узла соединения (б) без избыточных связей.

Рис. 4. Схема узла соединения шатуна с траверсой:

а - типовая конструкция соединения; б - усовершенствованная конструкция соединения;

1 - шатун; 2 - траверса; 3 - ось шатуна; 4 - втулка; 5 - сферический подшипник скольжения; 6 - крышка подшипника

На станке качалке модели СК8-3,5-4000 осуществляется замена подшипников качения 3615 по ГОСТ 5721-75 с диаметром внутреннего кольца 75 мм, стоимостью -6300 рублей, воспринимающих осевую нагрузку, на сферический подшипник скольжения серии GE...EW-2RS Тип Е с внутренним диаметром 80 мм, стоимостью -3200 рублей, воспринимающий радиальную и осевую нагрузку [11]. В работе проведен сравнительный расчет на долговечность подшипников двух данных типов

Ресурс работы подшипника качения 3615 по ГОСТ 5721-75 в часах рассчитывается как-

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^{3,33} \quad (\text{часов}), \text{ где } C - \text{динамическая}$$

грузоподъемность, ($C=300\text{Кн}$), n - частота вращения кольца, ($n=20$ об/мин), P - эквивалентная динамическая нагрузка на один подшипник (Н) (см. рис. 2),

$$P = P_D = P_E \cdot \frac{EC}{2 \cdot CD} = \frac{80000 \cdot 3500}{2 \cdot 2500} = 56000 \quad (3)$$

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 20} \cdot \left(\frac{300000}{56000} \right)^{3,33} \approx 222900 \quad (4)$$

Для нормальной работы сферических подшипников скольжения необходимо, чтобы среднее давление- p на сферическую цапфу и скорость скольжения- v удовлетворяло двум критериям и не превышали допустимых величин [12], $p \leq [p]$ и $pv \leq [pv]$. Для сферических подшипников $[p]=100$ н/мм², $[pv]=400$ (н/мм²)·(мм/с). Для нашего случая рабочее давление в подшипнике скольжения рассчитаем согласно методике [11], по формуле:

$$p = 300 \cdot P_1 / C_1, \quad (5)$$

где C_1 – динамическая грузоподъемность для сферического подшипника скольжения серии GE...EW-2RS Тип Е с внутренним диаметром 80 мм, ($C_1=1125$ Кн).

P_1 – эквивалентная динамическая нагрузка, рассчитывается по формуле:

$$P_1 = F_r + Y \cdot F_a, \quad (6)$$

где F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузка на подшипник скольжения соответственно, $F_a=0, IF_r=P=56000$ (Н), $Y=0,8$, $F_a=0,1 \cdot F_r=5600$ (Н). Тогда $P_1=56000+0,8 \cdot 5600=60800$ (Н) [11,12].

Среднее давление - $p=300 \cdot 60800/1125000 \approx 16,2 < 100$ (н/мм²). Первое условие работоспособности выполняется. - $p \leq [p]$.

Для определения второго критерия рассчитаем скорость подшипника, согласно методике [11], по формуле: - $v=2,91 \cdot 10^{-4} \cdot d_k \cdot \beta \cdot f$, где d_k - диаметр сферы скольжения, $d_k=105$ мм, β - половина угла поворота подшипника, $\beta=180^\circ$, f - частота вращения подшипника, $f=20$ (1/с). Скорость скольжения- $v=2,91 \cdot 10^{-4} \cdot 105 \cdot 180 \cdot 20=5,18$ (мм/с), $pv=16,2 \cdot 5,18 \approx 83,9 \leq 400$ (н/мм²)·(мм/с).

Расчеты показывают, что допустимо применение сферических подшипников скольжения вместо подшипников качения.

Ресурс работы подшипника скольжения серии GE...EW-2RS Тип Е с внутренним диаметром 80 мм рассчитаем [11] по формуле-

$$G = b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 \cdot b_4 \cdot \frac{3}{D_a \cdot \beta} \cdot \frac{C_1}{P_1} \cdot 10^8, \text{ где } b_1 - \text{коэффициент}$$

направления нагрузки ($b_1=5$), b_2 - коэффициент учета смазки, ($b_2=1$), b_3 - температурный коэффициент, ($b_3=1$), b_4 - размерный коэффициент, ($b_4=2,25$), b_5 - коэффициент учета свойств материала, ($b_5=2,4$), β - угол поворота, для вращательного движения принимается $\beta=90^\circ$. Тогда ресурс работы равен:

$$G = 5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2,25 \cdot 2,4 \cdot \frac{3 \cdot 1125000}{105 \cdot 90 \cdot 60800} \cdot 10^8 \approx 260900 \text{ (часов)} \quad (7)$$

Таким образом, можно сделать следующие выводы:

1. Расчетный ресурс работы сферического подшипника скольжения GE...EW-2RS Тип Е на 15...17 % превышает ресурс работы подшипника качения 3615 по ГОСТ 5721-75.

2. Применение сферических подшипников скольжения позволяет исключить смещение шатунов в плоскости XOY и закручивание вокруг своей оси (см. рис.1) при проявлении динамических погрешностей траверсы, в результате снижаются нагрузки и износ пальца кривошипа и оси траверсы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрашин, А. А. Обрывы насосных штанг и пути их уменьшения / А. А. Абрашин, Е. И. Гординский, Х. Г. Давлетшин, В. А. Мордвинов, А. Х. Шарипов. – Нефтепромысловое дело, 1970. – № 12. – С. 23–25.
2. Смирнов, Я. Л. Условия обрывов штанговой колонны при эксплуатации скважин Удмуртии / Я. Л. Смирнов, И. Н. Головин, О. Ф. Лезов, К. Г. Тухватуллин, С. Р. Петросян. – Нефтепромысловое дело, 1977. – 3. – С. 20–23.
3. Давлетшин, Х. Г. Исследование влияния изгиба штанг на частоту их обрывов / Х. Г. Давлетшин, А. А. Абрашин. – Нефтепромысловое дело, 1972. – 10. – С. 26–28.

4. *Ишмурзин, А. А.* Напряжения и деформации штанговой колонны в пространственно искривленной скважине / А. А. Ишмурзин. – Нефтегазовое дело. – № 1. – 2006. – С. 65–72.
5. *Ивановский, В. Н.* Почему рвутся штанговые колонны? / В. Н. Ивановский, А. А. Сабиров, В. С. Каштанов, Ю. А. Донской, А. В. Маляревский. – Территория Нефтегаз. – № 3. – Март 2007. – С. 34–37.
6. *Пчелинцев, Ю. В.* Нормативная долговечность работы штанг в наклонно направленных скважинах / Ю. В. Пчелинцев. – М. : ОАО «ВНИИОЭНГ», 1997. – 88 с.
7. *Попович, В. Я.* Совершенствование конструкции рычажного механизма привода станка-качалки / В. Я. Попович, В. М. Сенчишак, В. Р. Харун // Механика машин, механизмов и материалов. – 2015. – № 3(32). – С. 37–41.
8. *Зиновьев, В. Я.* Пространственные механизмы с низшими парами / В. Я. Зиновьев // Кинематический анализ и синтез. – М. : Издат. технико-теоретич. лит-ры, 1952. – 43 с.
9. *Чичеров, Л. Г.* Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования / Л. Г. Чичеров, Г. В. Молчанов, А. М. Рабинович. – М. : Недра, 1987. – 422 с.
10. *Молчанов, А. Г.* Нефтепромысловые машины и механизмы / А. Г. Молчанов, В. Л. Чичеров. – М. : Недра, 1983. – 308 с.
11. Сферические подшипники скольжения и шарнирные головки для тяжелых условий работы / Каталог-ТНК Практическая механика. – 2015. – 28 с.
12. *Ковалев, Н. А.* Прикладная механика : учеб. для вузов / Н. А. Ковалев. – М. : Высшая школа, 2000. – 400 с.