

УСТАНОВКА ЭЛЕКТРОВИНТОВОГО НАСОСА С ПРИВОДОМ НА БАЗЕ ПРЕЦЕССИРУЮЩЕЙ ПЕРЕДАЧИ

INSTALLATION ELECTRIC SCREW DRIVEN PUMP BASED ON TRANSFER PRECESSES

УДК 662.279

В.Н.СЫЗРАНЦЕВ

д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки РФ, Тюменский государственный нефтегазовый университет (ТюмГНГУ) инженер, директор ООО Фирма «СТЭК» г. Курган инженер, ООО Фирма «СТЭК», г. Курган заместитель генерального директора по техническому сопровождению ЗАО «Торговый Дом» Трубная Металлургическая Компания» («ТД» ТМК»)

Тюмень

Ю.Г.ДЕНИСОВ**В.П.ВИБЕ****А.В.ЕМЕЛЬЯНОВ****V.N. SYZRANTSEV****J.G. DENISOV****V.P. WIEBE****A.V. EMELYANOV**

professor, Honored Scientist of Russia, Tyumen State Oil and Gas University (TSOGU) engineer, director, ECL Kurgan engineer, ECL Kurgan Deputy Director General for Technical spending ZAO «Trade House «ТМК» («ТН «ТМК»)

Tumen

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:

скважина, электровинтовые насосы, гидромеханический и механический приводы, плоско-конический редуктор, обсадная труба

KEYWORDS:

electric screw driven pump

Обсуждаются методы и способы, которые могут быть использованы для добычи высоковязкой нефти с применением нового типа электровинтового насоса с приводом на базе прецессирующей передачи.

We discuss the methods and techniques that can be used for the extraction of heavy oil using a new type of electric screw pump driven precessing on the basis of the transfer.

Использование для эксплуатации скважин установок электровинтовых насосов (УЭВН) дает целый ряд преимуществ по сравнению с традиционными способами добычи штанговыми насосными установками и установками электроцентробежных насосов, особенно в районах со сложной реологией нефти. Наиболее эффективно применение УЭВН при эксплуатации на выработанных скважинах или скважинах с высокой вязкостью пластовых жидкостей.

Промысловые исследования работы УЭВН показывают, что одной из основных причин их отказа, особенно при больших глубинах скважин, является изнашивание рабочих поверхностей насоса вследствие высокой частоты вращения винта. Чем больше глубина скважины, тем больше должен быть натяг винта в резиновой обойме, а процесс ее изнашивания происходит более интенсивно. Износ обоймы приводит к снижению натяга в рабочей паре и ухудшению характеристик насоса. С другой стороны, повышенный натяг винта в резиновой обойме требует подвода значительно большей мощности, следовательно, УЭВН должны оснащаться более мощными погружными электродвигателями и эксплуатироваться при повышенных температурах на контакте резина-сталь.

Обеспечить высокую эффективность УЭВН, работающих в глубоких скважинах, наиболее реально путем снижения

частоты вращения винта насоса. Нижний порог частоты вращения, при которой скорость изнашивания пары трения сталь-резина, ротора и обоймы резко возрастает, составляет 100...200 об/мин. Частота вращения вала электродвигателя насоса с одной парой полюсов – 2900 об/мин, с двумя – 1450 об/мин. Поэтому возникает необходимость в снижении частоты вращения привода насоса в 10...30 раз.

В настоящее время погружные винтовые насосы работают в скважинах с обсадной трубой, внутренний диаметр которой находится в пределах 150,4...161,7 мм, а наружный диаметр спускаемого внутрь оборудования не превышает 140 мм. Данный размер определяет требования к радиальному габариту привода.

Известны гидромеханический и механический приводы электровинтовых насосов. Применение гидромеханических передач в механизмах приводов [1] имеет определенные достоинства, например, плавность работы, возможность бесступенчатого регулирования. Несмотря на это, механический привод получил наибольшее распространение ввиду более низкой стоимости, повышенной жесткости выходных характеристик, более низких затрат на техническое обслуживание и ремонт по сравнению с гидроприводом.

В механических приводах используются зубчатые передачи [2, 3], чаще

всего, планетарные. Данные приводы применяют американские фирмы «Baker Hughes Centrliфт» и «Shlumberger Reda Pump» (таблица 1).

Технико-экономическая оценка использования планетарных передач в приводе винтового насоса подтверждает целесообразность их применения в определенной области значений передаточных отношений и передаваемых нагрузок. Однако себестоимость планетарных редукторов достаточно высока по отношению к другим типам передач ввиду повышенных требований к точности изготовления и сборки, сложности размещения передач и опор качения в условиях жесткого ограничения на радиальные размеры привода.

Одним из вариантов механического привода, реализующего большие передаточные отношения, является волновой привод [4]. Возможность реализации многозонного и многопарного зацеплений является важнейшим свойством волновых передач, определяющих их высокую нагрузочную способность при относительно малых габаритах и массе. Тем не менее, данные механизмы имеют сложные элементы – генератор волн и гибкое колесо. Изготовление и ремонт волновых передач сложны и требуют условий специализированного производства. Долговечность гибких элементов волновых приводов вследствие усталости достаточно низкая.

Для снижения частоты вращения винта разработан редуктор (рис.1), содержащий прецессирующую плоско-коническую передачу [6].

В соответствии с рис. 1 ведущий вал 1, имеет участок 3, ось у-у которого наклонена к оси х-х передачи под углом θ и ►

| | «Baker Hughes Centrliфт» | | «Shlumberger Reda Pump» | |
|-----------------------------------|--------------------------|------|-------------------------|-------|
| Передаточное число | 9 | 11,5 | 4 | 16 |
| Выходная частота вращения, об/мин | 324,4 | 254 | 437,5 | 109,3 |

Таб. 1 Параметры планетарных редукторов

описывает конус при вращении ведущего вала. На участке 3 на двух подшипниках установлено колесо 5 с двумя коническими зубчатыми венцами 6 и 8, которые зацепляются с коническими зубчатыми венцами неподвижных колес 7 и 9. Венцы 7 и 9 имеют одинаковое число зубьев. При этом имеются две зоны зацепления, одна сдвинутая относительно другой на 180° . Центр плоскости зацепления совпадает с вершиной мнимого конуса в точке O . Зубчатое колесо 5 соединяется с фланцем ведомого вала 2 посредством зубчатого венца 9. При одном повороте вала 1 колесо 5 поворачивается на угол, пропорциональный алгебраической разнице чисел зубьев венцов $8 - z_2$ и венцов неподвижных колес 7 и 9 $- z_1$. Тогда передаточное число плоскоконического редуктора

$$u = \frac{z_2}{z_1 - z_2} \quad (1)$$

При числе зубьев $z_2 = 20$ и числе зубьев неподвижных венцов $z_1 = 21$ передаточное число ПКР составит $u = 20$.

Особенностью прецессионной конической передачи рассматриваемого редуктора является то, что пары зубьев, соседние с той, в которой в некоторой фазе зацепления имеется геометрический контакт, расположены достаточно близко. В связи с этим при приложении нагрузки отмеченный зазор будет «выбираться» и в контакте окажутся несколько пар зубьев. Вследствие упругой деформации зубьев колес 5, 7 и 9 нагрузка на них перераспределяется и образуется многопарное зацепление. При малой разнице чисел зубьев шестерни и колеса плоскоконической передачи рассмотренный редуктор имеет высокую нагрузочную способность при ограниченных массе и габаритах.

В работе [5] предложена компоновка УЭВМ, в которой использован редуктор с прецессирующей плоскоконической передачей (рис.2, 3).

В результате выполненных проектных, опытно-конструкторских и технологических работ на ООО Фирма «СТЭК» (г.Курган) были разработаны методики расчета наладочных параметров и установок для нарезания на зуборезном станке колес плоскоконической прецессирующей передачи с двояковыпукловогнутыми зубьями круговыми резцовыми головками [6]. Изготовленная модель и экспериментальный образец редуктора с прецессирующей передачей для электро-винтового насоса показаны на рис.4.

Работа выполнена при поддержке Гранта Губернатора Тюменской области. ■

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА:

1. Ху Чэнь Проектирование гидроредуктора для погружных винтовых электронасосов /Ху Чэнь, Ю.Г. Матвеев. //Сб. науч. тр.: Актуальные проблемы нефтегазового дела. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2006 г. Т.3.-С. 200-204.
2. Вань Б. Одновинтовая гидравлическая машина /Вань Б.-Донъян: Нефтяной университет, 1993.-185 с.
3. Чэнь Ц. Разработка и перспективы развития погружных винтовых насосов типа QLB /Чэнь Ц. и др. //Нефтегазовые машины.-2003.-№6.-С.30-31

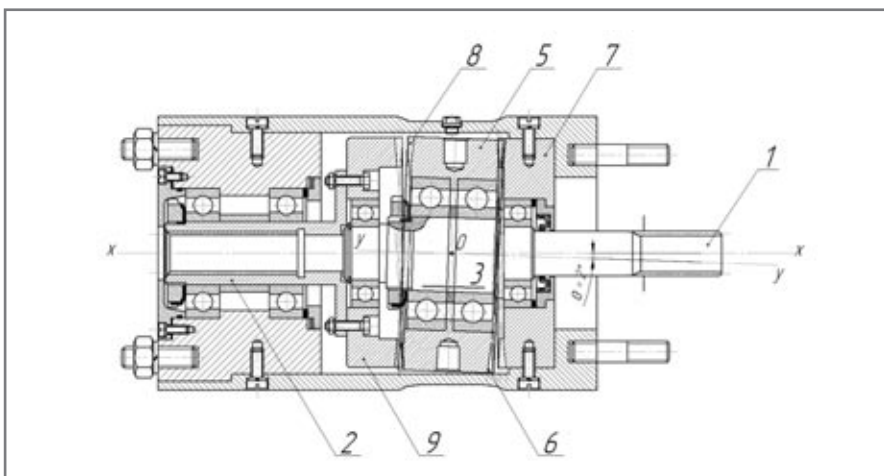


Рис. 1 Плоско-конический редуктор (ПКР)

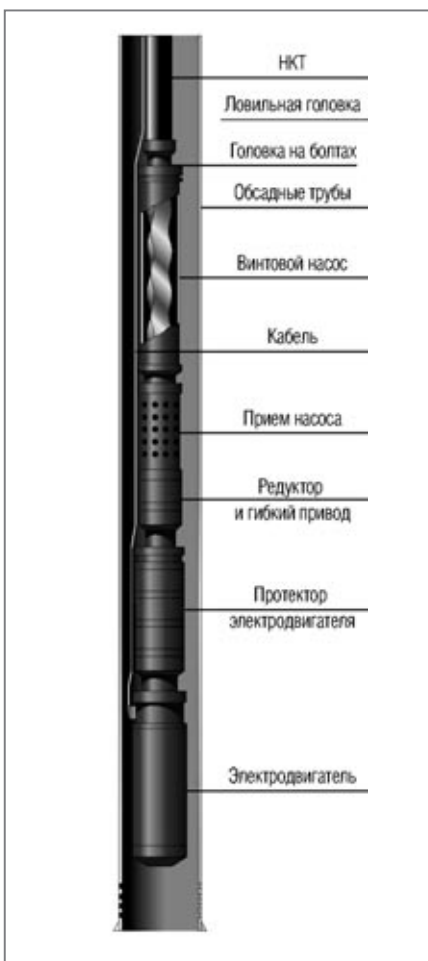


Рис. 2. Общая схема компоновки зарубежных УЭВН

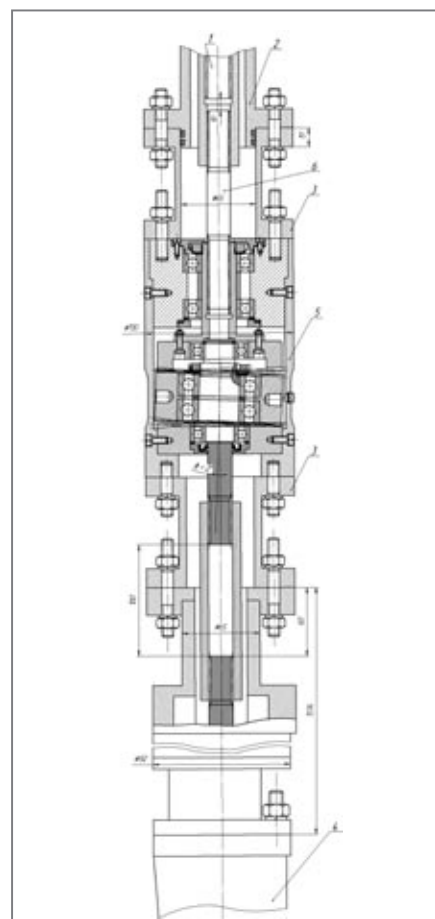


Рис. 3. Схема компоновки УЭВН
1 – вал протектора; 2 – фланец протектора; 3 – переходной фланец; 4 – электродвигатель; 5 – ПКР; 6 – вал промежуточный

4. Волновые зубчатые передачи /Под. ред. Д.П. Волкова, А.Ф. Крайнева. – Киев: Техника, 1976. – 216 с.
5. Патент № 2334125 С1(RU), F04C 2/107, F04B 47/02. Установка скважинного винтового насоса / В.Н.Сызранцев, Д.М.Плотников, Ю.Г.Денисов, Э.В.Ратманов. Оpub. 20.09.2008. Бюл.№26.
6. Сызранцев В.Н. , Вибе С.П., Котликова В.Я. Проектирование редуктора с прецессирующей зубчатой передачей // Научно-технический вестник Поволжья. – Казань: Научно-технический вестник Поволжья, 2011. №2 – С.53-58.



Рис.4. Модель и опытный образец ПКР