

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра «Технологические машины, транспорт и логистика»



ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой
Технологические машины,
транспорт и логистика

 Елемесов К.К.

«30» мая 2021 г.

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: «Проектирование конструкции гидравлического винтового забойного двигателя диаметром 195 мм»

По специальности: 5В072400 - Технологические машины и оборудование

Выполнили:

Бижолтаев Ж.Ж.

Научный руководитель
канд. техн. наук,
ассоциированный профессор

 Заурбеков С.А.

(подпись)

«30» мая 2021 г.

Алматы 2021

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра «Технологические машины, транспорт и логистика»

5В072400 – Технологические машины и оборудование

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой
Технологические машины, транспорт
и логистика

_____ Елемесов К.К.

«___» мая 2021 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта

Обучающийся Бижолтаев Жасулан Жандосович

Тема: «Проектирование конструкции гидравлического винтового забойного двигателя диаметром 195 мм».

Утвержден приказом ректора Университета № 2131-б от «24» ноября 2021 г.

Срок сдачи законченной работы: "21" мая 2021 г.

Исходные данные дипломного проекта: винтовой забойный двигатель Д1-195

Перечень подлежащих разработке в дипломном проекте вопросов или краткое содержание дипломного проекта: а) теоретико-аналитический сбор, патентный обзор; б) эксплуатация и техническое обслуживание в) проведение технико-экономического расчета

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей): схема комбинированная принципиальная винтового забойного двигателя Д1-195, сборочный чертеж винтового забойного двигателя, сборочный чертеж шпинделя.

Рекомендуемая основная литература: техническая литература по буровым машинам и оборудованию.

АҢДАТПА

Бұл дипломдық жоба жұмыс жұптарының тозуына немесе статордың резеңке төсенішінің толық істен шығуына байланысты бұрандалы қозғалтқыштың істен шығу мәселесін қарастырады. Тақырыптың өзектілігі сексен пайыздық жағдайларда статистикалық мәліметтерге сәйкес, бұл қозғалтқыштың бұрғылау жұмыстарын жалғастыруға жарамсыздығының басты себебі болып табылады.

Қозғалтқыштың қызмет ету мерзімін арттыру үшін жұмыста бірқатар зерттеулер жүргізілді, қолданыстағы шешімдер зерттелді және жиналған материалдар бойынша талдау негізінде модернизацияланған бөліктің оңтайлы жұмыс істеуі үшін есептеу жүргізілді.

Нәтижесінде, таңдалған бұрандалы забой қозғалтқышында механизмдерді жаңарту, ресурстар мен сенімділікті арттыру ұсынылады. Бұл ұсыныстар жөндеу аралық кезеңнің ұлғаюына тікелей әсер етеді.

АННОТАЦИЯ

В данном дипломном проекте рассматривается проблема выхода из строя винтового забойного двигателя по причине износа рабочих пар или полный выход из строя резиновой футеровки статора. Актуальность темы подкрепляется тем, что согласно статистическим данным в восьмидесяти процентных случаях, это и является главной причиной непригодности двигателя к продолжению буровых работ.

И что бы увеличить срок службы двигателя, в работе проведен ряд исследований, изучены существующие решения и уже на основе анализа по собранным материалам, приводится расчет для оптимальной работы модернизируемой части.

По итогу, в выбранном винтовом забойном двигателе, предлагается модернизация механизмов, увеличение ресурсов и надежности. Данные предложения, непосредственно влияют на увеличении межремонтного периода.

ANNOTATION

In this thesis project, the problem of failure of the screw downhole motor due to wear of the working pairs or complete failure of the rubber lining of the stator is considered. The relevance of the topic is supported by the fact that according to statistics in eighty percent of cases, this is the main reason for the unfitness of the engine to continue drilling operations.

And in order to increase the service life of the engine, a number of studies have been carried out, existing solutions have been studied, and based on the analysis of the collected materials, a calculation is made for the optimal operation of the upgraded part.

As a result, in the selected screw downhole engine, it is proposed to modernize the mechanisms, increase resources and reliability. These proposals directly affect the increase in the inter-repair period.

Содержание

	Введение	7
1	Теоретико-аналитический обзор	8
1.1	Назначение, классификация и технические характеристики винтовых забойных двигателей	8
1.2	Двигатели для наклонно-направленного и горизонтального бурения	9
1.3	Конструкции винтовых забойных двигателей	13
1.4	Патентно-информационный обзор	14
1.5	Выбор прототипа проектируемого винтового забойного двигателя и его технические характеристики	20
1.6	Предлагаемое усовершенствование конструкции прототипа	23
	Выводы	25
2	Эксплуатация и техническое обслуживание	26
2.1	Разборка винтовых двигателей	28
2.2	Сборка винтовых забойных двигателей	28
2.3	Правила эксплуатации	29
	Выводы	31
3	Расчет модернизированного образца винтового забойного двигателя	32
3.1	Расчет подачи	32
3.2	Силы, действующие на шатунные шейки коленчатого вала	35
3.3	Расчет конструктивных параметров	36
	Выводы	37
4	Анализ статистической информации по работе винтового забойного двигателя	38
4.1	Факторы, влияющие на износ узлов и деталей	50
4.2	Характерные виды износа основных деталей	51
4.3	Основные причины отказа в работе	52
	Выводы	54
	Заключение	55
	Список использованной литературы	56

ВВЕДЕНИЕ

Нефть и газ были основными источниками энергии и химического сырья для человечества. Обеспеченность государства сырой нефтью во многом определяет уровень развития его промышленности и других секторов нефтяной экономики.

Винтовой двигатель — это тип скважинной гидравлической машины, в которой используется винтовой механизм для преобразования энергии потока жидкости в механическую энергию вращательного движения. Двигатели для скважин предназначены для бурения нефтяных и газовых скважин с роликовыми конусами, лопастями и алмазами.

Согласно статистическим исследованиям в области надежности и производительности скважинных двигателей, восемьдесят процентов причин выхода из строя рабочих пар, а именно износ или полный выход из строя резиновой футеровки статора.

Эта работа предлагает улучшение механизмов, увеличение ресурсов и надежности – это одно из основных направлений развития нефтедобывающего оборудования.

Целью данной работы является увеличение срока службы винтового забойного двигателя.

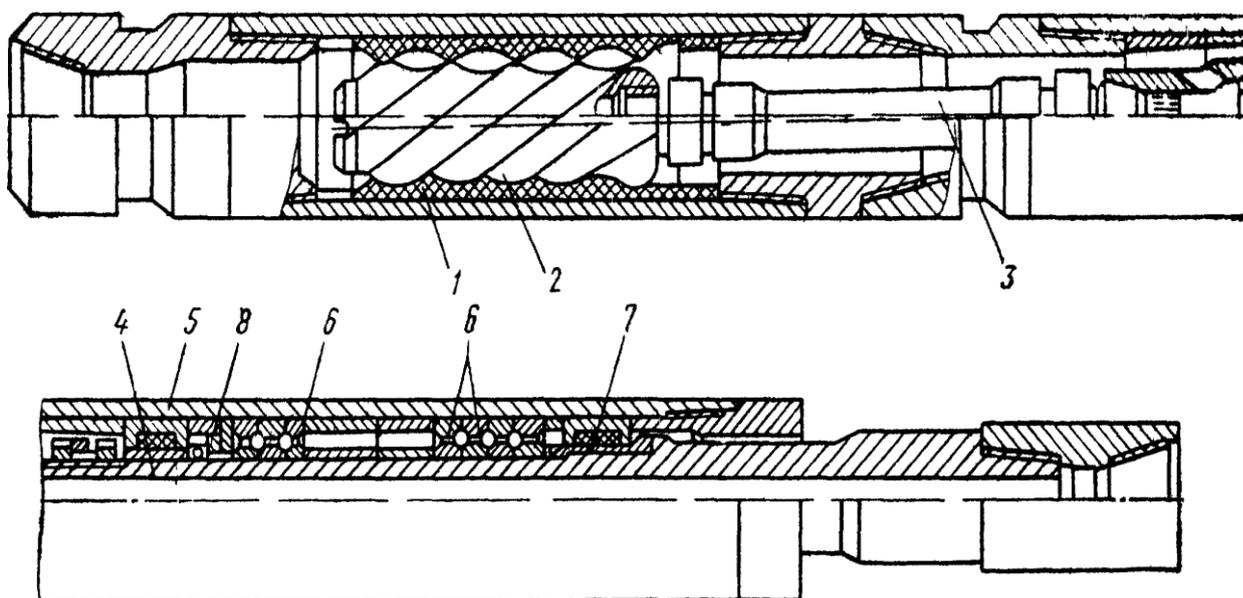
Для достижения этой цели необходимо решить ряд технических вопросов:

- исследовать конструкции винтовых забойных двигателей;
- провести патентно-информационный обзор;
- обоснованно выбрать прототип и предлагаемое усовершенствование конструкции прототипа;
- проанализировать факторы, влияющих на износ деталей;
- предложить метод повышения прочности деталей винтового забойного двигателя (ВЗД);
- провести расчеты, подтверждающие работоспособность усовершенствованной конструкции ВЗД.

1 Теоретико-аналитический обзор

1.1 Назначение, классификация и технические характеристики винтовых забойных двигателей

Винтовой забойный двигатель (ВЗД) — это двигатель прямого действия, приводимый в движение потоком бурового раствора, который перекачивается с поверхности в буровую колонну насосами (рис. 1). Винтовой двигатель состоит из статора и расположенного эксцентрично косоугольного ротора, который представляет собой пару внутренних шестерен с косоугольными зубьями. Количество зубцов статора больше, чем количество зубцов ротора, что позволяет ротору вращаться над зубьями статора в планетарном движении, а ось ротора перемещается по окружности, в два раза превышающей диаметр эксцентриситета. Для соединения ротора с валом, соосно расположенным с корпусом, используется шарнирная муфта для компенсации эксцентрика [1].



1 - статор; 2 - ротор; 3 - двухшарнирное соединение; 4 - вал шпинделя; 5 - корпус; 6 - шариковая осевая опора; 7 - радиальный подшипник; 8 - торцевой сальник.

Рисунок 1 - Винтовой забойный двигатель Д2-195

Конструкция шпинделя аналогична турбо-сверлильному шпинделю. Он установлен на радиальных резинометаллических подшипниках и снабжен нажимной пяткой. Вал шпинделя полый, сверху он снабжен каналами для прохода жидкости к долоту, которая через вспомогательную соединена с нижней частью вала двигателя. Корпус прикреплен к нижней части буровой колонны с помощью переводника.

1.2 Двигатели для наклонно-направленного и горизонтального бурения

В отличие от турбобуров, винтовые забойные двигатели с рядом конструктивных особенностей и критериев рациональной эффективности эффективно используются в различных технологиях наклонно-направленного и горизонтального бурения, в том числе при развороте и бурении второстепенных (дополнительных) скважин через окно производственной линии.

При использовании ВЗД в горизонтальном бурении их преимущества перед турбобурами заключаются, в частности, в уменьшении зависимости от диаметра, а также в увеличении крутящего момента двигателя. Это позволяет сконструировать силовой агрегат длиной 1-2 м с гораздо меньшим наружным диаметром, чем турбобуры аналогичного назначения [3].

Основные характеристики двигателей:

- укороченная длина достигается за счет уменьшения как силовой части, так и шпинделя, причем силовая часть обычно выполняется в два этапа, которые обеспечивают требуемую мощность и ресурс РО- роторного двигателя;

- обеспечение надежной проницаемости двигателя с опорно-центрирующих элементами в стволе скважины и улучшение гидродинамического состояния кольца, поддержание оптимальных характеристик (120 мм против 108; 152 против 172 мм);

- различные механизмы наклона (сильно изогнутый переводник, регулируемый переводник, корпусные петли с одной или двумя степенями свободы, позволяющие использовать разные технологии бурения скважин);

- возможность размещения опорных центрирования элементов в корпусе двигателя;

- улучшенное соединение ротора и вала шпинделя, что обеспечивает надежную работу при больших углах поворота [22].

1.3 Конструкции винтовых забойных двигателей

Двигатели предназначены для бурения вертикальных и наклонно-направленных скважин. Они полностью соответствуют требованиям современной технологии бурения с тихоходными долотами и могут быть использованы при капитальном ремонте скважин и разведочном бурении.

Все сборные габариты двигателей для бурения скважин выполнены по единой схеме, как показано на рисунке 2.

Статор и ротор - самые важные части двигателя. Для обеспечения нормальной работы двигателя отклонение рихтовочных зубьев статора и ротора от прямой не должно превышать 0,3 мм по всей его длине. Крышка статора должна быть прочно прикреплена к своему корпусу, а рабочая поверхность резины не должна иметь трещин, отслоений и других дефектов [5].

Верхний конец полого ротора заглушен, а к нижнему концу прикреплен двухшарнирный карданный вал 9, который преобразует планетарное движение

ротора в соосное вращение вала шпинделя.

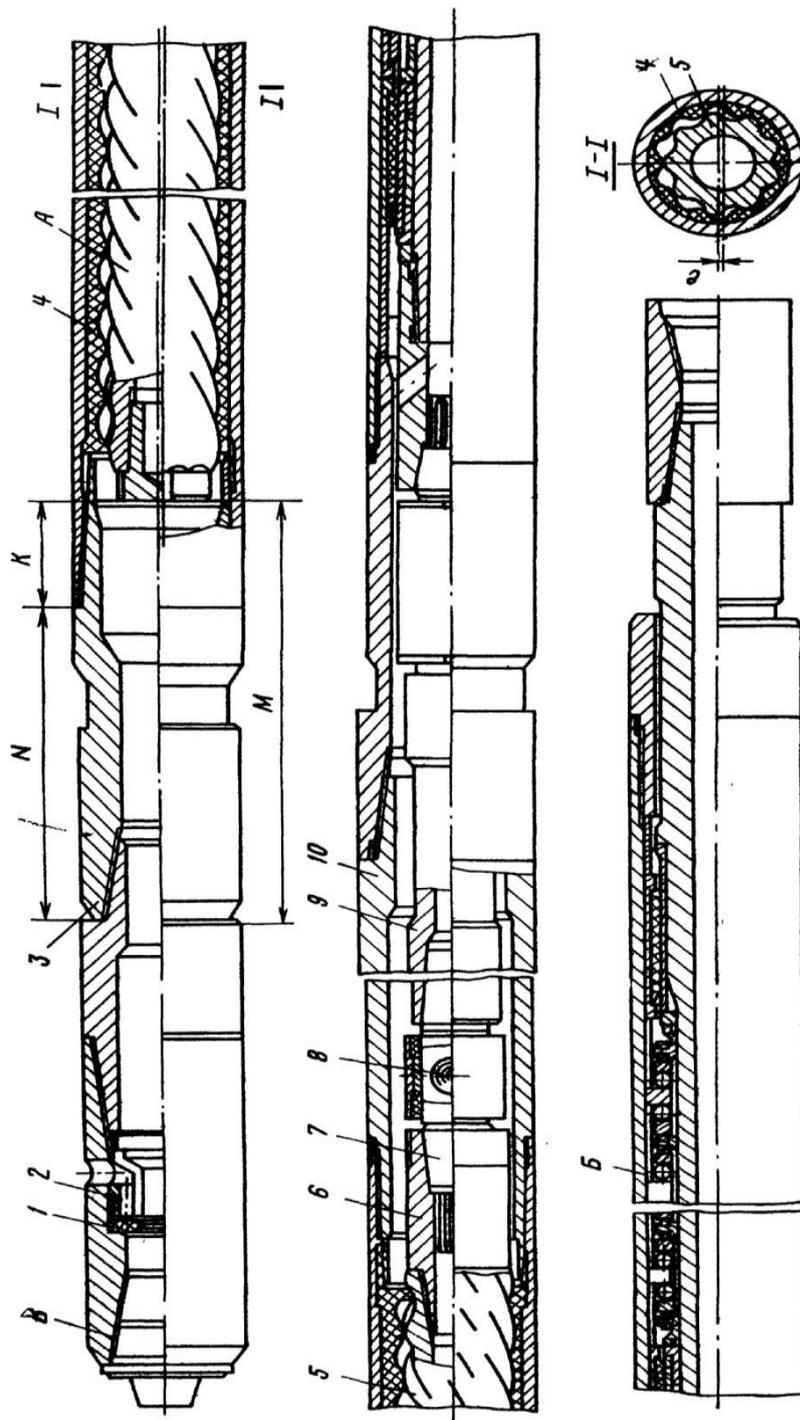
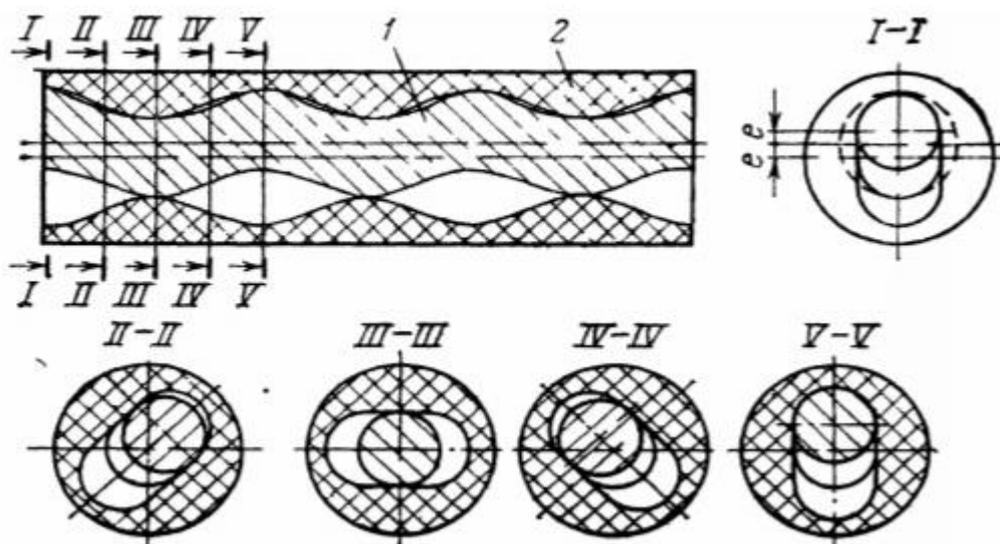


Рисунок 2 - Винтовой забойный двигатель

Статор - это резинOMETаллическая деталь, состоящая из металлического корпуса и привулканизированной к нему резиновой обкладки. Внутренняя часть обкладки представляет собой зубчатый венец с винтовыми зубьями.

Ротор - представляет собой многозаходный винт с нарезкой специального профиля, выполняемый из конструкционной или нержавеющей стали.



1-винтовой ротор, 2-статор, I-V-осевые сечения

Рисунок 3 – Рабочие органы винтового двигателя

При установке в статор ось ротора смещается относительно оси статора на величину эксцентриситета e , равную половине высоты зуба. Применение резины в качестве материала обкладки статора позволяет компенсировать неизбежные погрешности изготовления ротора и статора по профилю, диаметрам, шагу винтовой линии и прямолинейности оси. Одновременно с этим создается необходимое уплотнение - натяг рабочей пары (для обеспечения объемного принципа работы гидравлической машины) вследствие некоторого превышения диаметральных размеров ротора над соответствующими размерами статора. Важно и то, что сочетание резины и металла позволяет достичь высокой износостойкости рабочей пары при использовании буровых растворов, содержащих абразивные частицы.

Две поворотные муфты, используемые в двигателях типа D, включают две зубчатые муфты для внутренних шестерен. Крутящий момент передается через эволюционные зубья соединительных половин 7. Осевая нагрузка от ротора на вал шпинделя передается через центральный шарик 8, расположенный в сферических канавках соединяемых половин. Угловая подвижность шарнира обеспечивается радиальными и боковыми зазорами при произвольном растяжении. Внутренняя полость петли заполнена маслом и уплотнена резиновыми кольцами [27].

Для уменьшения угла наклона петли размещены по длине и соединены между собой коническими поверхностями с помощью промежуточной (соединительной) трубы. Вал винта соединен с валом ротора и шпинделя посредством конусовидно-шлицевых соединений 6 (в двигателе Д-85 в опоре используются конусообразные конусы инструмента).

Шпиндельная часть двигателя включает многоступенчатый шарикоподшипник и радиальные резинометаллические подшипники (рис. 4).

В двигателе Д2-172М применен амортизирующий ступичный подшипник со

шпинделем ШШО1. Двойные подшипниковые опоры расположены на 9 валах шпинделя. Ступень подшипника включает неподвижное кольцо с серией шариков и свободных колец с обеих сторон. Каждое свободное кольцо опирается на резинометаллический компенсатор 13. Между неподвижными кольцами в корпусе шпинделя расположены проставки (16). Ослабленные кольца подшипников перемещаются в осевом направлении по направляющей втулке. Ниже 15 расположена радиальная опора 6, подшипник, а над ним - уплотнение последнего типа и радиальные подшипники [13].

На корпусе шпинделя установлены невращающиеся детали: неподвижные кольца подшипников, проставки, наружные втулки радиальных подшипников 6, кольца 3, 4, 17, 20. Все эти детали закреплены в корпусе торцами ниппельной гайки 21 и промежуточного переводника 1.

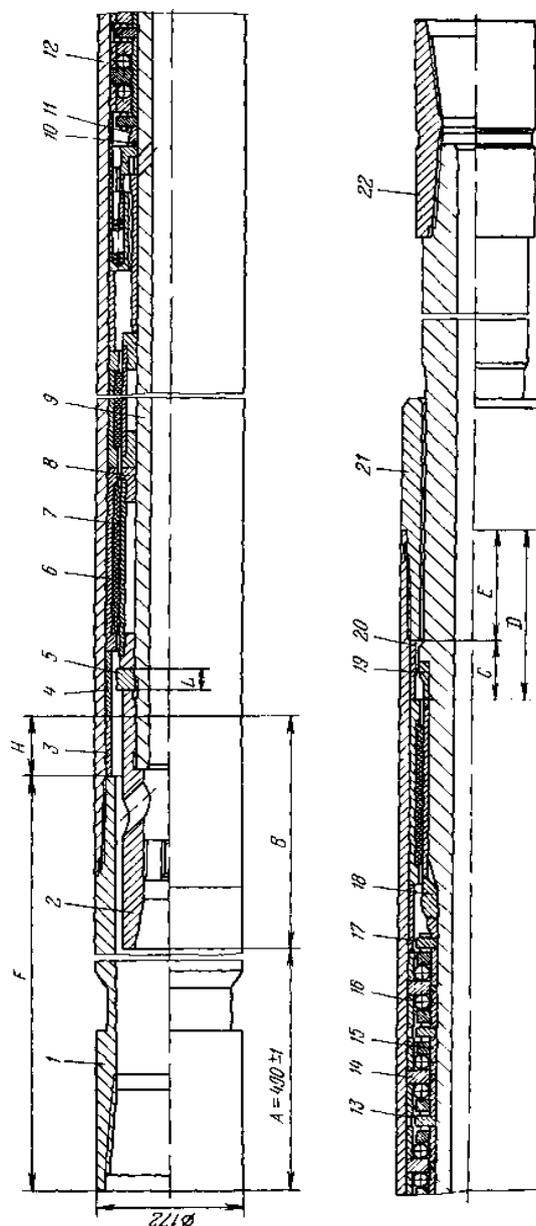


Рисунок 4 - Шпиндельная секция ШШО1-172 к двигателю Д2-172М

Вращающиеся детали: регулировочное кольцо 5, втулки радиального подшипника 7, втулки шайб 8, кольца с резьбовыми уплотнительными кольцами 10, компенсаторы 13, втулки 15, 18, 19 - полузакрепленные между толкающим концом вала и конической изогнутой муфтой 2. нижний конец вала 22 переводника 22 установлен для соединения с валом.

В шпинделе двигателя Д1-195 используется многорядный радиальный упорный подшипник. Двигатели Д-85 и Д1-54 оснащены радиальными шарикоподшипниками с тороидальными дорожками на решетках. Когда двигатель работает с проточными долотами, шпиндели снабжены сальником поверхностного типа с твердосплавными уплотнительными элементами для уменьшения утечки промывочной жидкости [19].

Перепускной клапан — это специальное устройство для объемных двигателей. Он предназначен для соединения внутренней полости бурильной колонны с кольцом при бурении скважины. При использовании клапана гидродинамическое воздействие на пласт уменьшается при опускании и подъеме буровой цепи, при этом исключаются холостые обороты двигателя и потери бурового раствора.

В клапане В (см. 4), резиновый рукав 1 используются в качестве запорного элемента, который взаимодействует с отверстиями 2, коническая рабочая поверхность которого снабжена системой каналов, соединяющих внутреннюю полость двигателя с кольцевым пространством через боковые отверстия корпуса 3. клапана.

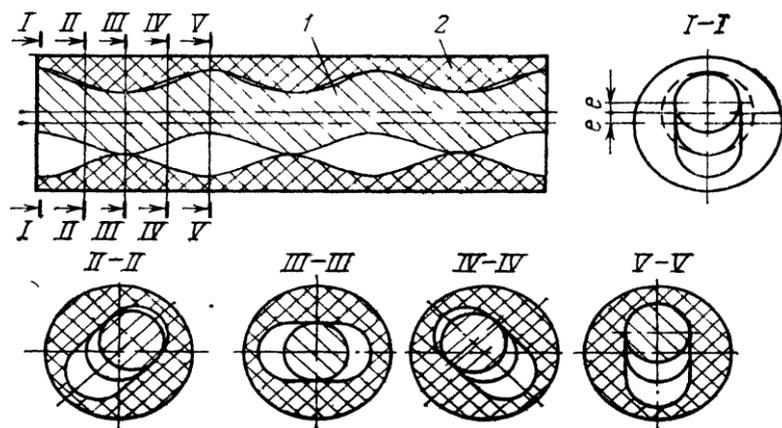
Во время операций разъединения свободная кольцевая часть втулки не касается конической поверхности седла под действием сил упругости резины, что обеспечивает беспрепятственный поток жидкости через клапан. Когда промывочная жидкость подается под высоким давлением, манжета закрывает отверстия седла, и вся промывочная жидкость направляется в двигатель через центральный канал клапана [4].

1.3.1 Рабочие органы двигателя

По принципу действия винтовые двигатели (рис. 5) относятся к объемным роторным машинам. Основными элементами рабочих органов таких машин являются:

- статор представляет собой резино-металлическую деталь, состоящую из металлического корпуса и покрытия из вулканизированной резины. Внутренняя часть корпуса представляет собой кольцевую шестерню с резьбовыми зубьями.
- ротор - из конструкционной или нержавеющей стали, специального профиля, многошнековый [20].

При установке на статоре ось ротора заменяется величиной эксцентриситета относительно оси статора, равной половине высоты зуба. Использование резины в качестве материала корпуса статора позволяет компенсировать погрешности конструкции ротора и статора по профилю, диаметрам, шагу спирали и прямолинейности оси.



1 - винтовой ротор; 2 - статор; I-V - осевые сечения.

Рисунок 5 - Рабочие органы винтового двигателя

В этом случае из-за того, что диаметр ротора значительно превышает соответствующие размеры статора, создается напряжение рабочей пары (для обеспечения объемного принципа гидромашины). Немаловажно и то, что сочетание резины и металла позволяет добиться высокой износостойкости рабочей пары при использовании буровых растворов, содержащих абразивные частицы [25].

1.4 Патентно-информационный обзор

1.4.1 Патент № 1594258.

Изобретение относится к буровому оборудованию и предназначено для приоритетного использования при бурении глубоких скважин на нефть и газ.

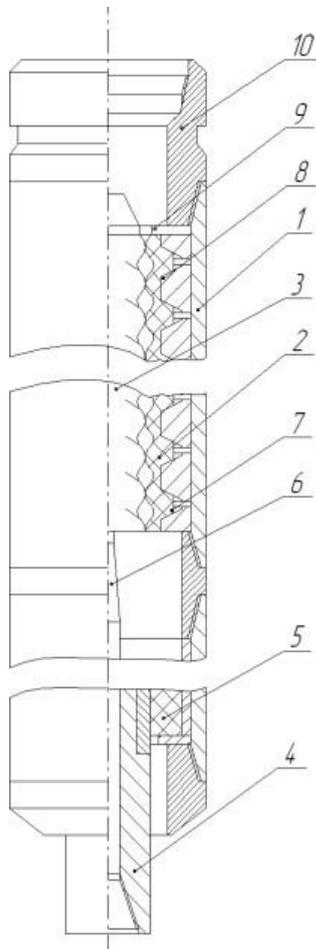
Цель изобретения - увеличение ресурса двигателя за счет регулировки компенсации износа зубчатого механизма.

Устройство состоит из корпуса 1, включающего в себя мультвинтовой механизм с упругим статором 2 и ротор 3, ползун 4 шпindelной секции установлен на 5 подвижных подшипниках, соединена с ротором 6 посредством вала 3. На внутренней поверхности статора и на внешней поверхности ротора выполнена многопутевая резьба, в отличие от ряда выступов статора и ротора, равняется единице.

Упругий статор изготовлен из резины, а упругие кольца 7 - из аналогичного материала, прикрепленные к корпусу сплошными кольцами 8. Зазор между сплошными кольцами устанавливается регулирующим кольцом 9 между верхним сплошным кольцом и нижним. 10.

Эта конструкция используется следующим образом. Собранный и отрегулированный двигатель опускается в скважину по бурильной трубе. Промывочная жидкость, поступающая во внутреннюю 10 под давлением, поступает в полости рабочих камер неоднородного механизма, образованные

ротором 3 и статором 2 из-за разницы в количестве выступов в них. Возникающий в роторе крутящий момент вызывает его планетарное движение относительно статора, которое посредством вала 6 преобразуется во вращательные движения вала шпиндельной секции [10].



1 - корпус; 2 - статор; 3 - ротор; 4 - шпиндельная секция; 5 - радиальные опоры; 6 - вал; 7 -упругие кольца; 8 - жесткие кольца; 9 - регулировочное кольцо; 10 - переводник

Рисунок 6 - Патент № 1594258

В процессе эксплуатации изнашиваются элементы гетеродинного механизма, увеличивается зазор между ротором 3 и статором 2, снижается КПД двигателя. Впоследствии при отключении откручивается вспомогательный 10 и заменяется регулировочное кольцо 9 на более толстое, нижняя часть прикручивается и двигатель готов к дальнейшей эксплуатации. В результате этих операций зазор между жесткими кольцами 8 уменьшается, что вынуждает упругие кольца 7 с большой силой сжимать статор 2, который прижимается к ротору, сохраняя при этом требуемую предварительную нагрузку на рабочую пару. Это исключает износ и поддерживает эффективность двигателя [28].

Преимущество данной модификации перед двигателями скважинной серии

состоит в том, что использование гибких и жестких колец значительно увеличивает срок ее службы.

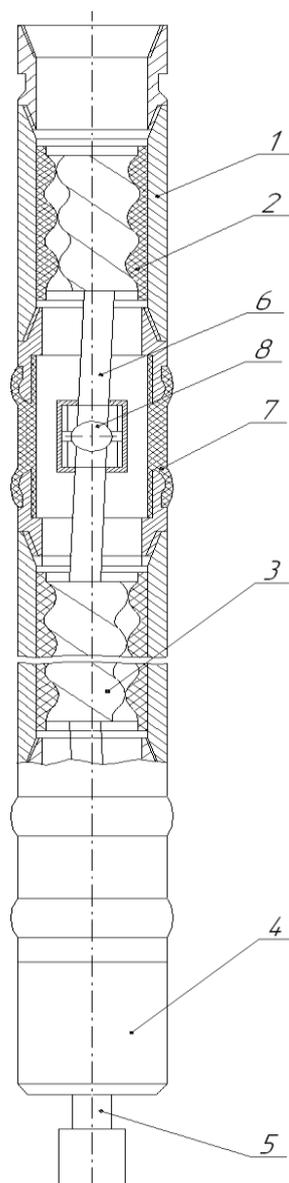
К недостаткам можно отнести:

- увеличение радиальных размеров двигателя
- сложность конструкции

1.4.2 Патент № 2007534.

Изобретение относится к двигателям гетеротипных скважин и может быть использовано при бурении скважин с целью добычи нефти.

Цель изобретения - повышение эффективности горизонтального бурения нефтяных и газовых скважин.



1 - корпус; 2 - статором; 3 - ротор; 4 - корпус опорного узла; 5 - выходной вал; 8 - шарниры

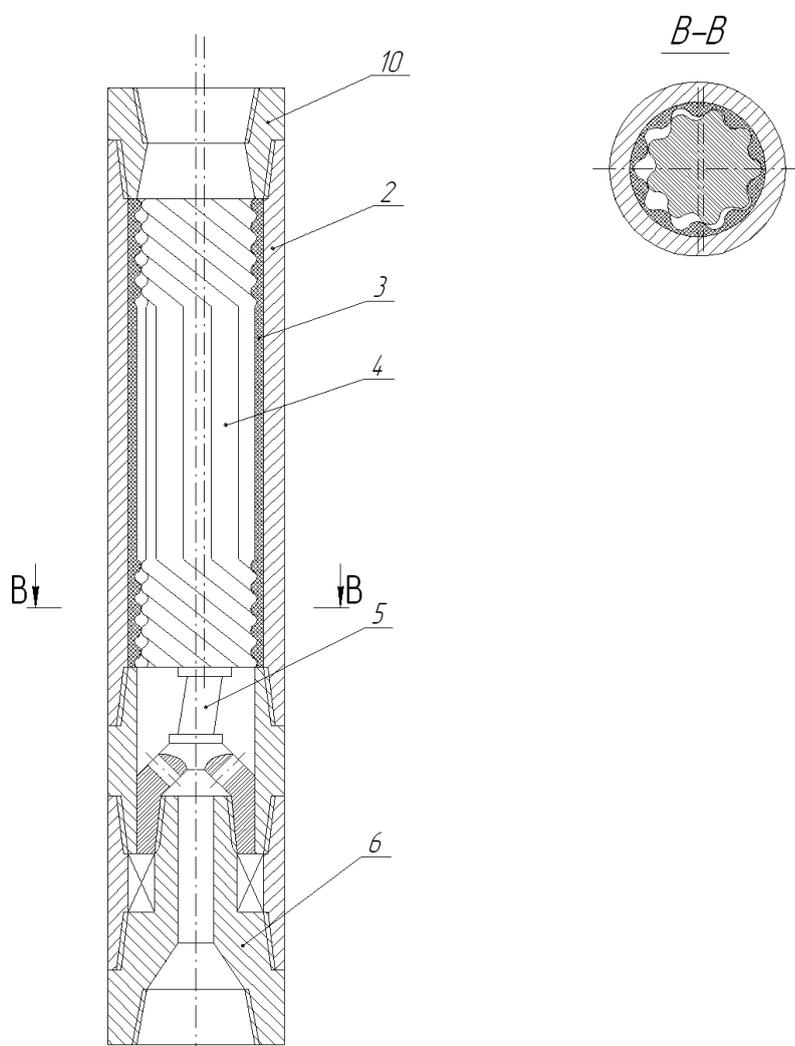
Рисунок 7 - Патент № 2007534

Двигатель предназначен для бурения горизонтальных и наклонно-направленных скважин с малым радиусом кривизны ствола скважины. Корпус выполнен в виде гибкой конструкции, позволяющей двигателю проходить криволинейные участки скважин. Для этого каждый моторный отсек делают с минимальной длиной, но не менее одного шага винта.

Таким образом, при сохранении гибкости двигателя при увеличении количества секций двигателя обеспечивается увеличение мощности двигателя, что необходимо, в частности, для проведения отрезных долот, требующих крутящего момента. Кроме того, секционный характер моторных отсеков позволяет продлить срок эксплуатации двигателя [15].

1.4.3 Патент № 346967.

Изобретение относится к бурению нефтяных, газовых и разведочных скважин, в частности к двигателям скважин.



1 - статор; 2 - ротор; 3 - торсион; 4 опорный узел; 5 - переводник; 6 – остов статора

Рисунок 8 - Патент № 346967

Цель изобретения - повышение КПД скважинных двигателей за счет увеличения крутящего момента и снижения частоты вращения без увеличения радиальных и линейных размеров.

Эта конструкция состоит из статора 1 с внутренней резиновой поверхностью и стального ротора 2. Контактные поверхности ротора и статора соединены, т.е. Торцевые части статора и ротора выполнены из винтового профиля, их длина составляет 0,5 т, а центральные части - из прямоугольного профиля. Ротор соединен с 3-мя опорными блоками с 2-мя торсионными.

Двигатель работает следующим образом. Буровой раствор, поступающий в резьбовую часть двигателя, направляется через камеры высокого давления в скважину, где гидравлическая энергия преобразуется во вращение ротора. Затем буровой раствор поступает во второй резьбовой части двигателя и выходит в полость опорного блока 4 через 3 отверстие в торсионе. Когда раствор перемещается, часть гидравлической энергии передается винтовой части двигателя [26].

Использование предлагаемого двигателя значительно увеличивает крутящий момент, снижает частоту вращения двигателя и перепад рабочего давления бурового раствора или одновременно уменьшает линейные размеры двигателя. Это позволяет использовать предлагаемый двигатель с тихоходными долотами, что повышает технико-экономические показатели бурения скважин за счет улучшения режима работы долот.

1.4.4 Патент № 926209 [6]

Изобретение относится к технике бурения скважин, в частности к двигателям скважин, используемым для перемещения долот при бурении и обработке скважин, особенно горизонтальных.

Целью изобретения является устранение недостатков скважинного двигателя, в частности повышение его надежности и гибкости при прохождении радиальных участков ствола скважины при горизонтальном и наклонно-направленном бурении.

В скважинном двигателе со статором и ротором с резьбовыми зубьями разница в числах равна единице, осевые и радиальные подшипники с корпусом, валом, внешними и внутренними элементами. Корпус статора и опорный блок выполнены в виде единой трубчатой оболочки, спиральные зубья статора профилированы в трубчатой оболочке. Кроме того, отношение толщины стенки δ к ее внешнему диаметру D составляет от 0,04 до 0,065.

Реализация статора и корпус блока поддержки в виде одной трубчатой оболочки устраняет необходимость резьбового соединения между статором и опорным блоком, таким образом, что момент трения на моторных опорах, как правило, закрыт с проводами.

Техническое преимущество изобретения перед прототипом определяется:
- увеличить пропускную способность и надежность нагрузки двигателя за счет увеличения диаметра рабочих органов и подшипников двигателя, а также предотвратить возможность самосборки опорного блока корпуса.

- повысить маневренность двигателя при прохождении радиальных участков ствола скважины.

- повысить производительность бурения за счет демпфирующей способности корпуса при продольных, поперечных и вращательных колебаниях при бурении.

- снизить трудоемкость двигателя за счет упрощения его структуры, уменьшая его длину и устранение резьбовых соединений в блоке поддержки.

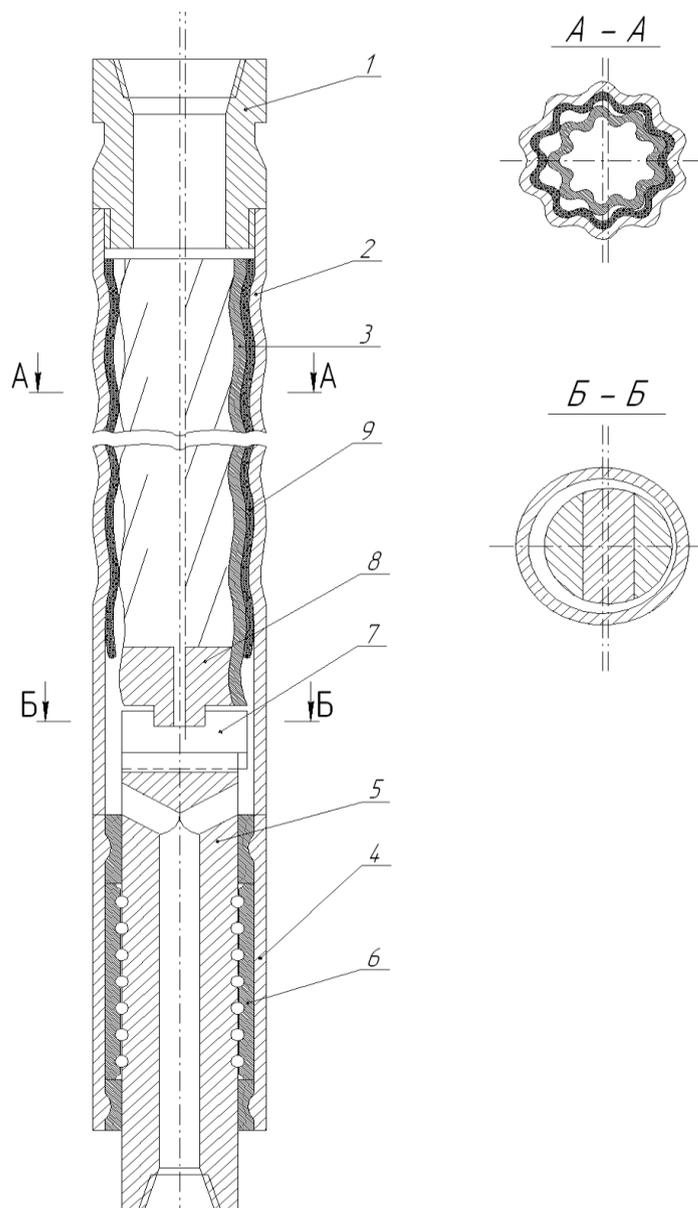


Рисунок 9 - Патент № 926209 [23]

Таким образом, патентное исследование показало, что среди российских изобретений можно выделить 4 изобретения, которые действительно близки к разрабатываемой аппаратуре.

Общими тенденциями развития объекта исследования являются использование конструкций различного типа с целью повышения надежности внутрискважинных винтовых двигателей.

1.5 Винтовые-забойные двигатели зарубежного производства и выбор прототипа проектируемого ВЗД

В России созданием ВЗД занимается ряд предприятий, среди которых по объему выпуска выделяются ООО «ВНИИБТ–Буровой инструмент», ОАО «Перм-нефтемашремонт» и ООО «Радиус-Сервис». На Западе ВЗД выпускают такие фирмы, как Baker Hughes, Halliburton, National Oilwell Varco, Schlumberger, Weatherford, в Азии – китайские компании Lilin, JM, и др. В настоящее время ВЗД превратился в одно из основных технических средств для привода породоразрушающего инструмента (75 % объема бурения при строительстве скважин и 100 % в капитальном ремонте) и является базовой конструкцией для инновационных технологий буровых работ, таких как наклонно-направленное и горизонтальное бурение, проводка боковых стволов, моторизованные системы управляемого роторного отклонителя, бурение на обсадной колонне и др.

Отечественный опыт бурения глубоких скважин в сложных горно-геологических условиях подтверждает высокие технико-экономические показатели данной технологии, особенно в случае использования специальных конструкций ступеней турбобуров.

Известен также успешный зарубежный опыт бурения компании Schlumberger импрегнированными долотами с приводом от турбобуров Neufor, что позволило вдвое увеличить скорость проходки и существенно сократить общее время строительства скважин в твердых породах [8].

Возникает вопрос: могут ли ВЗД эффективно применяться и составить конкуренцию турбобурам и в зоне высоких частот вращения (как это имело место в первом образце американского ВЗД фирмы Dyna Drill, рабочая частота вращения которого находилась на уровне 500 об/мин, но крутящий момент был недостаточным для энергоемких режимов бурения) или их все-таки следует рассматривать исключительно как двигатели для привода низкооборотных долот?

Как известно, среди различных типов гидравлических забойных двигателей ВЗД отличаются тремя важными эксплуатационными преимуществами:

- высокой жесткостью характеристики n - M , то есть незначительным (до 10 – 20 %) падением частоты вращения при приложении нагрузки, что характерно для асинхронного электропривода;

- возможностью индикации нагрузки на валу по линии перепада давления P - M ;

- минимальным осевым габаритом рабочих органов.

Указанные преимущества ВЗД позволили повысить эффективность бурения скважин с использованием различного типа породоразрушающего инструмента по сравнению с турбинным и роторным способом [11].

Таблица 1 – Технические характеристики высокооборотных ВЗД отечественных и зарубежных фирм

Фирма-производитель	Модель	Заходность	Число шагов	n, об/мин	M, кгс*м
ВНИИБТ-Буровой инструмент	ДВ-95.3/4.88	3:4	8,8	700	130
	ДРГ-172.4/5.72	4:5	7,2	275	850
Радиус – Сервис	RS127N255	2:3	9,3	730	180
	RS240N355	3:4	5,8	255	105
Baker Hughes	4 ³ / ₄ “ X-treme HS	1:2	-	1150	190
	6 ³ / ₄ “ Ultra HS	2:3	-	470	365
Lilin	2LZ127X7,0 L-4-900	2:3	4,0	360	100
NOV	Monoflo 6 ¹ / ₂ " 1 ¹ / ₂ 4,0	1:2	4,0	500	175
	Monoflo 7" 2 ² / ₃ 8,3	2:3	8,3	900	255
Weatherford	FrontLine 6 ³ / ₄ "	4:5	7,0	280	460

Для привода долот истирающего типа, к которым относятся импрегнированные алмазные долота, требуется забойный двигатель с частотой вращения около 1000 об/мин, а для долот PDC режущего типа – до 500 об/мин. Создание высокооборотного малогабаритного двигателя (в диаметральном размере до 95 мм) не представляет особых технических сложностей, в то время как в силу особенностей рабочего процесса при проектировании ВЗД диаметром 120 мм и более требуются определенные конструктивные новации.

Ведущие производители ВЗД в России и за рубежом в последние годы для реализации технологий бурения с использованием новых типов долот стали выпускать двигатели с повышенной частотой вращения.

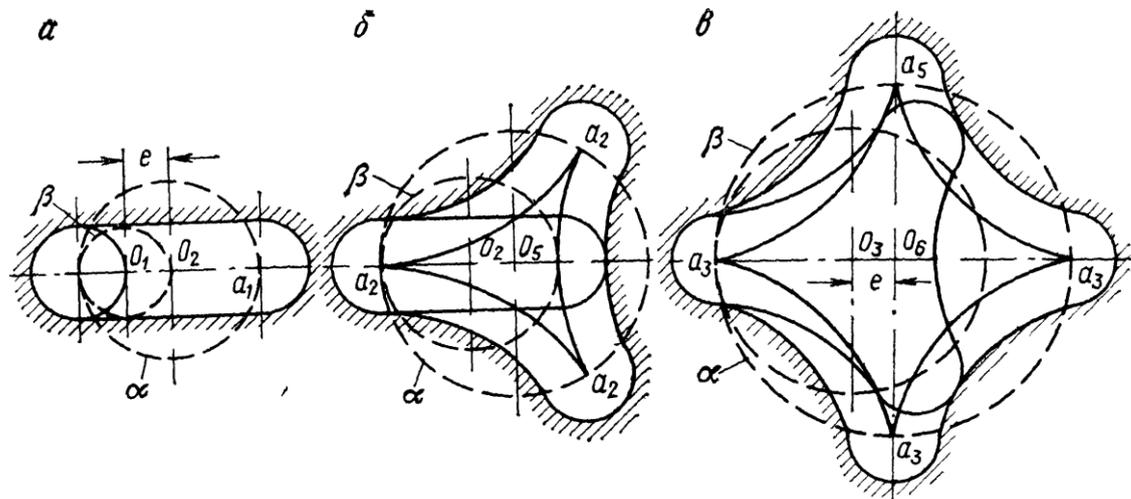
В табл. 1 приведены характеристики некоторых типоразмеров таких двигателей. Комплексным выбором геометрических параметров рабочих органов можно добиться достижения необходимых энергетических характеристик ВЗД для высокооборотного привода долот при заданном уровне перепада давления. Вопрос заключается лишь в технико-экономическом обосновании преимуществ их применения по сравнению с турбобурами и оптимизации методов конструирования винтовых пар для повышенных частот вращения (в частности уточнение рационального сочетания контурного диаметра, кинематического отношения и шага винтовой поверхности рабочих органов).

1.5.1 Рабочий процесс винтового двигателя

Резьбовые поверхности статора и ротора разделяют смещение двигателя на несколько полостей. Полости, связанные с зонами высокого и низкого давления, называются камерами, а закрытые полости - шлюзами. В поперечном сечении есть камеры, разделенные линией связи. Во время вращения каждая камера периодически контактирует с полостями высокого и низкого давления и в любой момент становится шлюзом. Теоретически существует разделение полостей над и под рабочими органами по одной ступени. Поверхности спиральных зубьев ротора и

Статор пересекается, отделяя зону высокого давления жидкости от зоны низкого давления и препятствуя свободному течению жидкости. Перепад давления жидкости создает крутящий момент, передаваемый на вал шпинделя. Чем больше перепад давления в двигателе, тем больше крутящий момент [21].

В принципе, винтовой двигатель можно сравнить с возвратно-поступательным гидравлическим двигателем, оснащенным поршнем, который движется вдоль оси ротора по винтовой линии. Роль поршня выполняют замыкающие поверхности винтового ротора. Кинематика рабочих органов в каждой секции характеризуется двумя начальными окружностями (рис. 3). В винтовых машинах ротор совершает планетарное движение. Смещение оси ротора относительно оси статора называется эксцентриситетом двигателя.



а - однозаходный, б- двухзаходный, в - трехзаходный, O_1, O_2 - оси ротора и статора, e - эксцентриситет, a_1-a_5 - точки контакта; α, β - начальные окружности.

Рисунок 10 - Кинематика рабочих органов винтового двигателя с различным числом зубьев

Однороторный ротор не симметричен относительно центра своей начальной окружности. Секция ротора представляет собой круг с центром O_1 , а секция статора имеет овальную форму относительно точки O_2 . Винтовые двигатели с одновинтовым ротором очень просты по конструкции и поэтому

широко используются в различных отраслях промышленности.

Винтовые двигатели имеют ряд преимуществ, позволяющих использовать их также как двигатели:

- нет клапана или змеевиков для потока жидкости;
- отсутствие относительного перемещения фрикционных частей пары роторов
- статор;
- непрерывное изменение положения линии контакта рабочих органов при вращении ротора позволяет потоку бурового раствора удалять абразивные частицы из камер и шлюзов.

Теоретически винтовой двигатель может иметь любое передаточное число. Двигатели с тихоходными винтами развивают высокие скорости вращения при низком крутящем моменте. По мере увеличения количества запусков ротора крутящий момент увеличивается, а скорость вращения уменьшается. Это связано с тем, что винтовой механизм с многоскоростным ротором выполняет роль двигателя, а также редуктора, передаточное число которого пропорционально количеству роторов.

1.6 Предлагаемое усовершенствование конструкции прототипа

По результатам статистических исследований в области надёжности и работоспособности забойных двигателей в восьмидесяти процентах причиной отказа является рабочая пара, а точнее износ или полное разрушение резиновой обкладки статора, что снижает ресурс винтового забойного двигателя в целом.

На рисунке 11 представлена диаграмма причин отказа забойного двигателя в процентном соотношении.

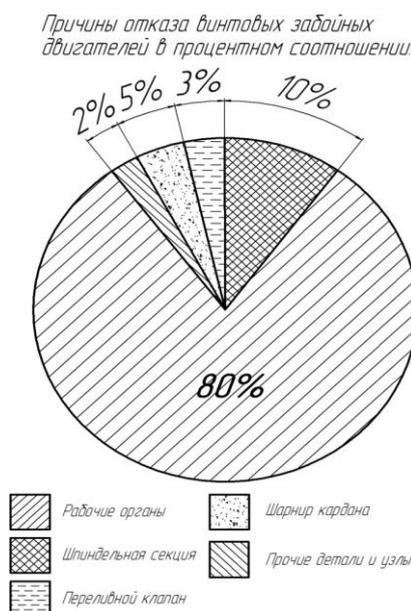
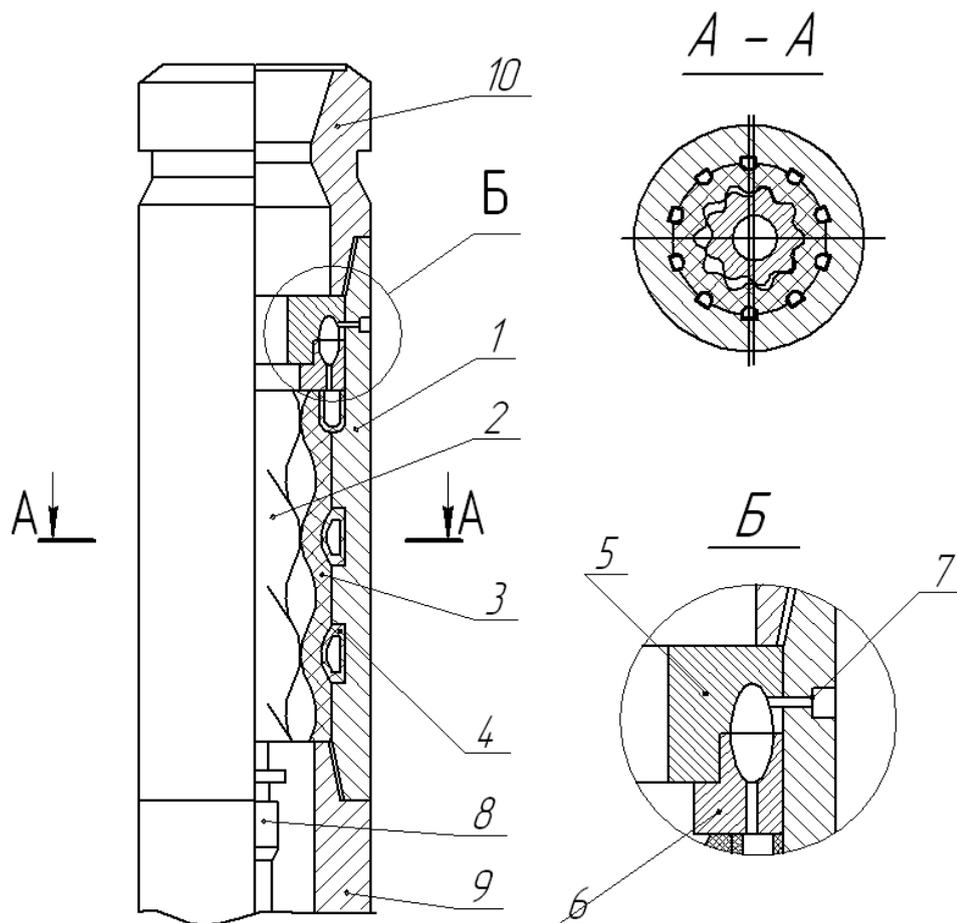


Рисунок 11 - Диаграмма причин отказа ВЗД

В данной работе предлагаются некоторые мероприятия, которые направлены на увеличение ресурса рабочих органов. Предлагается изменить остов и резиновую обкладку статора. Целью модернизации является повышение ресурса работы забойного винтового двигателя.

Указанная цель достигается тем, что на корпусе (рис. 12) выфрезерованы винтовые полости, в которые вкладываются специального профиля полые шланги.



1 - корпус; 2 - вал; 3 - статор; 4 - полый шланг; 5, 6 - полукольца; 7 - штуцер; 8 - обратный клапан; 9 - карданный вал; 10 - переводник;

Рисунок 12 - Винтовой забойный двигатель

Один конец шланга заглушен, а другим они присоединены к общему коллектору, сверху шлангов привулканизирована резиновая обкладка статора таким образом, что винтовые поверхности её совпадают с винтовыми полостями корпуса, т.е. их шаг совпадает. Полости шлангов через коллектор и вмонтированный в корпус обратный клапан заполняются маслом под давлением.

Винтовой забойный двигатель при эксплуатации используется следующим образом. В процессе работы в двигателе происходит износ винтовой поверхности статора и как следствие образование зазора. Каждый раз во время спускоподъёмных работ производится определение величины

момента для проворачивания вала ротора. В случае если величина измеренного момента меньше допустимой величины, в каналы через обратный клапан производится подкачка масла до тех пор, пока момент при проворачивании вала не достигнет требуемой величины. Этим компенсируется износ вершин статора и таким образом поддерживаются рабочие характеристики двигателя на нужном уровне. По мере необходимости эта операция повторяется при спускоподъемных операциях. Использование предлагаемой конструкции позволит увеличить ресурс работы и межремонтный период, а также возможность добиться большей проходки на двигатель [17].

Выводы

Приведенные данные свидетельствуют о необходимости обновления серийно выпускаемых конструкций для улучшения энергетических и эксплуатационных характеристик винтовых забойных двигателей, а также значительного расширения их технологических возможностей и, как следствие, повышения технико-экономических показателей бурения и обновления всего устаревшего парка двигателей и скважинных двигателей на этой основе.

2 Эксплуатация и техническое обслуживание ВЗД

2.1 Разборка винтовых двигателей

Технологическая схема (последовательность) демонтажа двигателей бурения скважин и краткое изложение работ приведены в таблице 2.

Ну двигатели имеют конструктивные отличия от турбобуров, поэтому есть ряд отличий в разборке двигателя:

- зимой двигатель следует прогреть в горячей водяной бане в течение 1-1,5 часов или выдержать в теплом помещении (15-20 ° С) в течение 24 часов, так как разборка непрогретого двигателя может повредить резиновый кожух статора;

- закрепить мотор по нижней резьбе, открутить запчасть от статора на 20-30 мм;

- сдвинуть заднюю тележку механического ключа, отсоединить двигательную часть от шпинделя; в этом случае карданный вал можно отсоединить по одному из конических или конико-шлицевых шарниров. Если такого разъединения не происходит, отсоедините двигатели D2-172М и D1-195 от муфты шпинделя, постучав валом винта по стальному стержню, который проходит через отверстие вала шпинделя на конце вала нижнего шарнира. В двигателе Д-85 карданный вал разбирают, забивая клин в паз шпиндельной муфты или муфты ротора;

- отсоединить вал винта от ротора (на двигателе Д1-195 - клином);

- снимите ротор со статора, закрутив его или используя лебедку (если рабочий пар забит шламом и лебедка недостаточно прочна, ротор следует снять со статора с помощью гидравлического пресса).

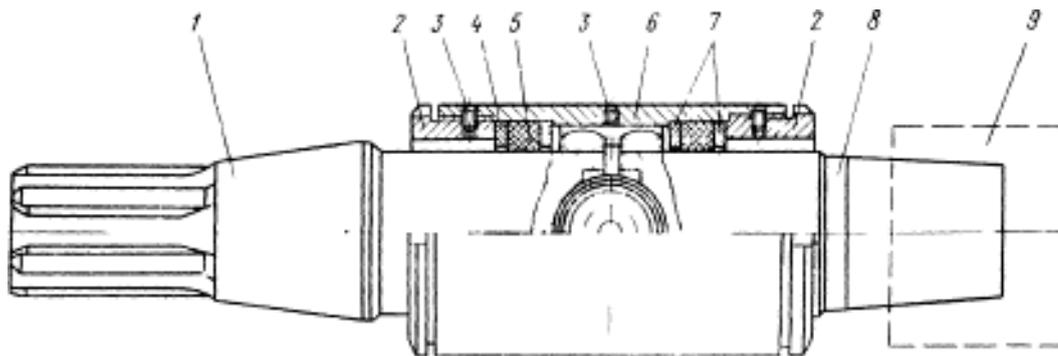
Таблица 2 - Последовательность и краткое содержание работ при разборке ВЗД

Операция	Оборудование	Краткое содержание
Транспортировка двигателя в цех	Мостовой кран, механическая тележка	Двигатель поднять со стеллажей, положить на механическую тележку и доставить в цех.
Отмачивание, отогрев (в зимнее время) двигателя	Ванна с подогревом	Опустить двигатель в ванну с горячей водой и прогреть в течение 1-1,5 ч. При отсутствии горячей воды двигатель положить в цехе (температура должна быть 15-20°С).
Раскрепление двигателя	Механический Ключ	Двигатель установить на механический ключ. Открепить на 5-8 мм верхний переводник, соединительный переводник. Чтобы не помять корпус статора, кулачки патрона задержки устанавливать одновременно на корпус и переводник сначала с одной стороны, затем с другой.
		Отвинтить статор от соединительного переводника (при этом возможно

Отсоединение шпинделя	Механический Ключ	отсоединение карданного вала по одному из соединений или «выползание» ротора). Если отсоединение карданного вала не произошло, то ударом кувалды сбить одно из конусно-шлицевых соединений.
Извлечение ротора из статора	Лебедка или ключ, приспособленный для извлечения роторной части ВЗД	Рабочую пару (статор с ротором) подать на механическую лебедку. Верхний переводник закрепить в задержке. Вместо полумуфты ввинтить в ротор специальный переводник и закрепить на нем трос лебедки.
Отвинчивание верхнего переводника	Механический ключ или стенд для разборки ГЗД	Вытянуть ротор из статора. Ротор промыть и уложить на мостки. Открепленный ранее переводник вывинтить вручную. Статор промыть и уложить на мостки
Разборка шпинделя:		
а) отвинчивание ниппеля	Механический Ключ	Шпиндель подать на механический ключ. Открепить и вывинтить ниппель.
б) извлечение вала со смонтированными на нем деталями из корпуса шпинделя	Механическая лебедка	Шпиндель подать на механическую лебедку. Переводник шпинделя закрепить в задержке лебедки. В переводник вала ввинтить специальный переводник и соединить его с тросом лебедки. Извлечь вал с деталями из корпуса.
в) открепление полумуфты	Механический ключ	Вал установить на механический ключ, а шлицевой ключ - на полумуфту, открепить и отвинтить полумуфту.
г) демонтаж деталей с вала	Стенд для разборки	С вала шпинделя последовательно снять все детали (осевую опору снимать пакетами и располагать в том порядке, в котором они демонтируются с вала, не допускать высыпания шариков).
Промывка деталей	Ванна для мойки деталей или моечная машина	Детали поместить в ванну или моечную машину, промыть и подать на разбраковку.
Проверка и разбраковка деталей	-	Промытые детали подать на стол контроля для разбраковки. Все детали проверить и рассортировать.

При разборке шпинделей двигателя обратите внимание на разборку шариковых подшипников. Вынуть моторный подвижной состав из пакетов.

Разборка контуров двигателя выполняется в следующем порядке: отделите трубу от контуров 9 (рис. 10), ударив по концам трубы молотком. Затем открутите три стопорных винта 3 внутри кольца 6, затем открутите гайки 2 на обоих концах кольца и снимите их. Муфты 1 и 8 с полукольцами 4, кольцами 7 и резиновыми кольцами 5. Снимите кольца, полукольца и резиновые кольца с муфт.



1 - полумуфта; 2 - гайки; 3 - стопорные винты; 4 - полукольцо; 5 - резиновое кольцо; 6 - венец; 7 - кольцо; 8 - полумуфта; 9 - труба;

Рисунок 13 - Шарнир ВЗД

Разборка шарнира двигателя выполняется в следующем порядке: снять коническое и разрезное кольца с резиновых втулок, предварительно отогнув фиксатор защелки. Откручиваем болты, снимаем шайбы и планки; Отверните гайки и снимите их с края половинки сцепления с хомутами, втулками и кольцами.

2.2 Сборка винтовых забойных двигателей

При сборке винтовых двигателей в первую очередь устанавливаются агрегаты; Винтовой вал, моторный отсек, шпиндель (шпиндельный отсек), клапан, а затем и агрегаты собираются на двигателе.

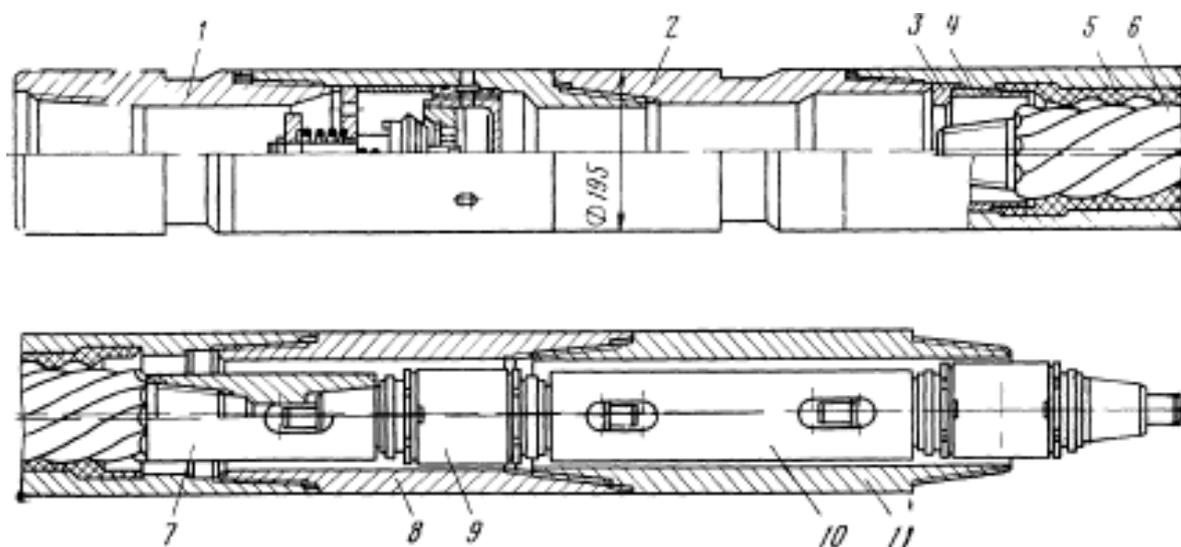
Винтовой вал двигателя Д1-195 собирается в следующем порядке. Кольцо, резиновая манжета и втулка собираются последовательно на полумуфте. В заводную головку входит полумуфта с прикрепленными деталями. Затяните гайку, установите шток, шайбу и затяните болты. Болты крепятся шайбой, а ее края загибаются к краям болтов. На полумуфте установлено разрезное кольцо. Смазка помещается в полость короны, устанавливается шарик.

Таким же образом собирается половина второй муфты и крепится к венцу. Гайка затягивается со второй половины муфты до тех пор, пока масло не начнет выходить из-под манжет, с крутящим моментом, соответствующим следующему. Второй шарнир собирается аналогично. Затем устанавливается винтовой вал, у которого оба шарнира соединяются трубой по коническим поверхностям (посадка производится постукиванием конца половинки муфты) [2].

Д 1-195 Сборка секции рабочего тела двигателя (рис. 13) состоит из поворота ротора 6 на статор и вращения его от муфты 7. В верхней части статора установлены промежуточное кольцо 4 и упор 3. Детали 2 и 8 прикреплены к статору с помощью крутящего момента, как описано выше. Соединительный переводник 11 прикручивается к внутренней 8.

Шнековый вал (два шарнира 9 и соединительный патрубок 10)

соединяется с ротором и устанавливается необходимый вылет винтового вала путем поворота или ослабления ротора. Узел клапана 1 соединен с верхней частью двигателя.



1 - клапанный узел; 2 - переводник; 3 - упор; 4 - распорное кольцо; 5 - статор; 6 - ротор; 7 - муфта; 8 - переводник; 9 - шарниры; 10 - соединительная труба; 11 - соединительный переводник

Рисунок 14 - Секция рабочих органов двигателя Д1-195

Сборка шпindelной части двигателя выполняется в следующем порядке. Опорное кольцо, втулка с нижней опорой нижней опоры, уплотнительные кольца и нажимная втулка установлены на валу. На валу смонтирована тяга тягового радиального подшипника (катушка подшипника, соединенная с подшипниками, в собранном виде устанавливается на вал шпинделя, затем соединения снимаются). Вал затем снабжен вкладыш втулкой, нижней опорной втулкой, нижней опорой, кольцом, кромка уплотнением, втулки, втулки втулкой, нижней опорной втулкой, и нижней опорой дополнительной гильзы втулкой. вал. Вал с собранными деталями вставляется в корпус, устанавливается регулировочное кольцо, а переходник прикручивается до упора.

2.3 Правила эксплуатации

Во избежание частых поломок двигателей необходимо соблюдение правил эксплуатации.

При спуске двигателя в скважину за 10-15 м до забоя включают буровой насос и промывают призабойную зону скважины при работающем двигателе. Незапуск двигателя фиксируется по резкому подъёму давления на выкиде насосов. В этом случае следует запускать двигатель с вращением буровой колонны ротором при одновременном прокачивании жидкости. Запуск двигателя ударами о забой не допускается.

Во избежание левого вращения инструмента под действием реактивного момента двигателя ведущую трубу фиксируют от проворачивания в роторе с помощью клиньев.

По своим энергетическим характеристикам винтовые двигатели позволяют создавать на долоте высокие осевые нагрузки, однако приработку нового долота в течении 10-15 минут необходимо вести при пониженных осевых нагрузках.

При выборе типа долота предпочтение следует отдавать низкооборотным долотам с маслonaполненной опорой, а также гидромониторным долотам, так как сниженный по сравнению с турбобурами перепад давления в винтовом двигателе создаёт резерв мощности на выкиде насосов. Тип вооружения долота выбирают в соответствии с твёрдостью и абразивностью проходимых пород [14].

При выборе рациональных параметров режима бурения винтовым забойным двигателем необходимо учитывать особенности его характеристик:

- -пропорциональность частоты вращения расходу промывочной жидкости;
- -сравнительно «жёсткую» скоростную характеристику под нагрузкой (в зоне устойчивой работы двигателя от режима холостого хода до режима максимальной мощности частота вращения падает на 15-20%);
- -линейную зависимость перепада давления на двигателе от момента на долоте.

Низкие частоты вращения долота обеспечивают преимущественно объёмный характер разрушения горных пород, поэтому с увеличением осевой нагрузки механическая скорость бурения винтовыми двигателями возрастает. Проходка на долото с ростом нагрузки увеличивается до определённого значения нагрузки, а затем начинает снижаться вследствие ухудшения условий очистки забоя и ограниченной прочности опор и вооружения долота.

Давление на стояке насосов может использоваться бурильщиком для контроля за процессом бурения.

При чрезмерном увеличении осевой нагрузки или в случае перехода в пласт, представленный вязкими породами, возможна остановка винтового забойного двигателя; при этом резко повышается давление в нагнетательной линии. Буровой инструмент следует немедленно приподнять, а затем осторожно дойти до забоя и продолжать бурение при пониженной осевой нагрузке на долото.

При бурении винтовым забойным двигателем буровой инструмент необходимо подавать плавно, без рывков. Периодически инструмент следует проворачивать.

Расход промывочной жидкости при бурении винтовым забойным двигателем выбирают исходя из условий необходимой очистки забоя. По мере износа рабочей пары двигателя для сохранения его рабочей характеристики целесообразно увеличить расход промывочной жидкости на 20-25 % от начальной величины.

Продолжительность работы серийных долот с применением винтовых забойных двигателей обычно в 3 раза и более выше, чем при турбинном бурении. Момент подъёма долота при сработке его вооружения определяют по устойчивому снижению механической скорости по отношению к первоначальной. При сработке опор долота, сопровождающейся заклиниванием шарошек, сигналом для подъёма могут также служить повторяющиеся резкие подъёмы давления в нагнетательной линии, происходящие даже при пониженных осевых нагрузках [12].

Для предотвращения зашламования двигателя перед наращиванием инструмента или перед подъёмом его для замены долота необходимо промыть скважину в призабойной зоне, затем приподнять инструмент над забоем на 10-12 м и только после этого остановить насосы и открыть пусковую задвижку.

При эксплуатации винтовых двигателей необходимо периодически проверять его пригодность к дальнейшей работе. Двигатель отправляют на ремонт при значительном снижении его приёмистости к осевым нагрузкам, увеличении осевого люфта шпинделя более 4-5 мм, а также при затруднённом запуске или незапуске над устьем скважины или зашламовании двигателя.

Выводы

Винтовые скважины являются важнейшими элементами при бурении наклонно-направленных, глубоких, вертикальных, горизонтальных и других скважин. Кроме того, они предназначены для бурения песчаных пробок, цементных мостов и солевых отложений. Поэтому очень важно, чтобы они были в хорошем состоянии и исправно работали.

Основная причина выхода деталей из строя - износ. В большинстве случаев изношенные детали можно отремонтировать и использовать повторно. Ремонт деталей позволяет сократить время ремонта.

3 Расчёт модернизированного образца

3.1 Определение оптимального давления закачиваемого в шланги

В процессе бурения с применением винтового забойного двигателя на статор, а в частности на резиновую обкладку интенсивно воздействуют:

- ротор;
- абразивные частицы, содержащиеся в рабочей жидкости;
- перепад давления в камерах пары ротор - статор.

Все эти нагрузки вызывают ускоренный износ резиновой обкладки статора и как следствие появление зазора в рабочей паре статор - ротор, что в свою очередь приводит к изменению технических характеристик двигателя (падение давления и рабочего момента), а, следовательно, и к изменению проходки и времени бурения.

Для поддержания крутящего момента на выходе двигателя при наличии зазора требуется повысить давление подаваемой рабочей жидкости, что приведёт к ещё более интенсивному износу обкладки.

В предлагаемой конструкции забойного двигателя зазор ликвидируется путём подачи рабочей жидкости (масла) под определённым давлением в полости вставных шлангов [16].

Общее давление для системы шлангов определяется из выражения:

$$\sum P = P_{\text{ш}} \cdot z_1, \quad (1)$$

где $P_{\text{ш}}$ - перепад давления, создаваемый в каждом шланге; z_1 - число шлангов. Перепад давления необходимый для обеспечения нужной деформации системы «зуб статора - резиновый шланг»:

$$P_{\text{ш}} = \frac{F}{S}, \quad (2)$$

где F - сила давления системы; S - Площадь боковой поверхности шланга. Силу, которая создаёт необходимое давление в каждом шланге, найдём из выражения:

$$F = F_{y.c.} \rightarrow F = k \cdot x, \quad (3)$$

где k - коэффициент жесткости системы; x - величина деформации, $x = 0,001\text{м}$, представим её как сумму деформаций элементов входящих в систему:

$$x_3 = \frac{F}{k_3}, \quad (4)$$

$$x_{\text{ш}} = \frac{F}{k_{\text{ш}}},$$

$$x = x_3 + x_{ш}, \quad (5)$$

где $k_3, k_{ш}$ - коэффициенты жесткости зуба и шланга; $x_3, x_{ш}$ - величины деформации соответственно для зуба и шланга. С учётом формул (4) и (5) выражение (3) примет вид:

$$F = \frac{k_{ш} \cdot k_3}{k_3 + k_{ш}} \cdot x. \quad (6)$$

По закону Гука напряжения и сила упругости в деформируемом объекте соответственно равны:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E, \quad (7)$$

$$F_{упр} = k \cdot x,$$

где ε - относительное удлинение;

r_1 - радиусу скругления шланга до деформации, $r_1 = 0,0085$;

E - модуль упругости упругой системы [7].

С учетом того, что $\sigma = \frac{F}{S}$ формула (7) примет вид $\frac{F}{S} = \varepsilon \cdot E$ откуда:

$$k \cdot x = \varepsilon \cdot E \cdot S, \quad (9)$$

$$k = \frac{\varepsilon \cdot E \cdot S}{x}, \quad (10)$$

$$k = \frac{E \cdot S}{r_i}. \quad (11)$$

Величина жесткости зуба резиновой обкладки и шланга соответственно:

$$k_3 = \frac{E_3 \cdot S}{r_i}, \quad (12)$$

$$k_{ш} = \frac{E_{ш} \cdot S}{r_i}, \quad (13)$$

где $E_3, E_{ш}$ - модули упругости соответственно зуба и шланга, $E_3 = 4$, $E_{ш} = 6$ Мпа.

По формуле (6) сила давления в каждом шланге примет вид:

$$F = \frac{k_{ш} \cdot k_3}{k_3 + k_{ш}} \cdot X = \frac{S \cdot E_3 \cdot E_{ш}}{(E_3 + E_{ш}) \cdot r_i} \cdot X \quad (14)$$

Перепад давления необходимый для ликвидации зазора в системе «зуб статора - резиновый шланг»:

$$P_{ш} = \frac{F}{S} = \frac{E_3 \cdot E_{ш}}{(E_3 + E_{ш}) \cdot r_i} \cdot X ,$$

$$\frac{4 \cdot 10^6 \cdot 6 \cdot 10^6 \cdot 0,001}{(4 \cdot 10^6 + 6 \cdot 10^6) \cdot 0,0085} = 0,282 \text{ МПа}$$

Причём этот перепад давления должен быть меньше максимального давления, которое может выдержать вставной шланг заданного сечения, а напряжения, которые возникают в резиновой обкладке при действии давления шланга, должны быть меньше прочности обкладки на отрыв:

$$P_{max} = \frac{2 \cdot \delta \cdot \sigma_B \cdot c}{2 \cdot r_i} , \quad (15)$$

Где δ - номинальная толщина стенки шланга, $\delta = 0,0035$ м;

σ_B - предел прочности резины, $\sigma_B = 10$ МПа;

c - коэффициент, учитывающий допускаемое по ГОСТ 632-80 отклонение толщины стенки от номинального значения, $c = 1$.

$$P_{MAX} = \frac{2 \cdot 0,0035 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 1}{2 \cdot 0,0085} = 4,12 \text{ Мпа}$$

$P_{ш} < P_{MAX}$ условие выполняется

При вулканизации резиновой обкладки к остову статора по режиму 150°С 60 мин. обкладка имеет прочность на отрыв $[\sigma] = 0,7$ МПа, а напряжение, которое возникает при воздействии силы давления в шланге равно:

$$\sigma_{ш} = \frac{F}{S} = \frac{E_3 \cdot E_{ш}}{(E_3 + E_{ш}) \cdot r_i} \cdot X ,$$

$$\frac{4 \cdot 10^6 \cdot 6 \cdot 10^6 \cdot 0,001}{(4 \cdot 10^6 + 6 \cdot 10^6) \cdot 0,0085} = 0,282 \text{ МПа}$$

$[\sigma] > \sigma_{ш}$ условие выполняется

Определим общее давление для системы шлангов по формуле (1):

$$\Sigma P = P_{ш} \cdot z_1 = 0,282 \cdot 10^6 \cdot 8 = 2.26 \text{ МПа} .$$

3.2 Расчёт на прочность

Определим максимальное предельное давление, которое может выдержать остов. Оно определяется по давлению, при котором напряжение в меридиональном сечении достигает предела текучести. Величина этого давления зависит от диаметра, толщины стенки, материала остова и вычисляется по формуле (15):

$$P_{\Pi} = \frac{2\delta\sigma_T c}{D},$$

где δ - номинальная толщина стенки, берётся как $\frac{D-D_B}{2}$, где D_B диаметр окружности по выфрезерованным каналам, $\delta = 0,018$ м;

σ_T - предел текучести материала, $\sigma_T = 830$ МПа;

D - наружный диаметр, $D = 0,24$ м;

c - коэффициент, учитывающий допусковое по ГОСТ 632-80 отклонение толщины стенки от номинального значения, $c = 0,875$.

$$P_{\Pi} = \frac{2 \cdot 0,018 \cdot 830 \cdot 10^6 \cdot 0,875}{0,24} = 108,93 \text{ МПа}$$

Значение предельного давления должно быть больше рабочего перепада давления в двигателе, $\Delta P = 6 \div 8$ Мпа

$P_{\Pi} > \Delta P$ условие выполняется

$$\sigma = \frac{F}{G},$$

$$\sigma \leq \frac{[\sigma]}{n}, \quad (16)$$

где F - нагрузка, действующая на остов статора, $F = 350$ кН;

σ - напряжение, возникающее в поперечном сечении при воздействии нагрузки F , МПа;

$[\sigma]$ - допусковое напряжение, $\sigma_T = 830$ МПа;

n - запас прочности, $n = 1,45$;

G - площадь поперечного сечения, м²:

$$G = \frac{\pi(D^2 - D_B^2)}{4}, \quad (17)$$

где D - внешний диаметр остова статора, м;

D_B - внутренний диаметр, м.

$$G = \frac{3,14 \cdot (0,24^2 - 0,204^2)}{4} = 0,013 \text{ м}^2,$$

$$\sigma = \frac{350 \cdot 10^3}{0,013} = 27,89 \text{ Мпа,}$$

$$\sigma \cdot n \leq [\sigma]$$

27,89·1,45 = 40,44 ≤ 830 условие выполняется.

Из выше представленных расчетов можно заключить, что выфрезерованные канавки в остове статора не ослабляют сечение остова, как при воздействии осевой нагрузки, так и при воздействии внутреннего давления.

3.3 Оценка ресурса модернизированной конструкции

Для серийных забойных двигателей по статистическим данным средняя наработка на отказ рабочих органов составляет порядка 100-120 часов. В большей своей части за эту наработку темп износа резиновой обкладки статора равен одному миллиметру [24]. Определим максимальный зазор, который возможно ликвидировать с применением предлагаемой конструкции с учётом прочности на отрыв резиновой обкладки из выражения:

$$x = \frac{\sigma_{ш} \cdot r_i \cdot (E_3 + E_{ш})}{E_3 \cdot E_{ш}}, \quad (18)$$

$$x = \frac{0,7 \cdot 10^6 \cdot 0,0085 \cdot (4 \cdot 10^6 + 6 \cdot 10^6)}{4 \cdot 10^6 \cdot 6 \cdot 10^6} \approx 2 \text{ мм}$$

Таким образом предлагаемая конструкция позволит увеличить ресурс двигателя до появления зазора в 2мм, т.е. в двое, а средняя наработка на отказ будет равна:

$$T_{ср} = \frac{x_2 \cdot T}{x_1}, \quad (19)$$

где x_1 - темп износа за межремонтный период серийных двигателей, $x_1 = 1\text{мм}$; x_2 - темп износа за межремонтный период двигателя предлагаемой конструкции, $x_2 = 2\text{мм}$;

T - средняя наработка на отказ серийных двигателей, $T = 120$ часам.

$$T_{ср} = \frac{2 \cdot 120}{1} = 240 \text{ часов.}$$

Выводы

Предлагаемый (модернизированный) забойный двигатель отличается простотой конструкции, что позволяет производить модернизацию имеющихся серийно выпускаемых двигателей непосредственно в цехах капитального ремонта рабочих пар.

В сочетании с высоким уровнем технологичности ремонтных работ, возможно, добиться значительного увеличения ресурса двигателей в целом.

Общее давление для системы шлангов определяется из выражения:

$$\sum P = P_{\text{ш}} \cdot z_1 = 0,282 \cdot 10^6 \cdot 8 = 2.26 \text{ МПа} .$$

4 Анализ статистической информации

На практике часто плотность рабочего раствора (бурового раствора) доходит до значений 1500 кг/м³, содержащего до 1% песка и до 5% нефтепродуктов. Анализ данных работы двигателей скважин на скважинах № 76, № 80 Юрубченского района (таблица 3) показывает, что резиновая футеровка работает в очень напряженных условиях. При наличии у рабочей пары необходимого сопротивления контактное давление 4-6 МПа, скорость скольжения 0,6-4,5 м/с, частота нагрузки до 30 Гц, гидростатическое давление до 70 МПа. Следовательно, при использовании забойных двигателей, особенно на грязевых буровых установках, ресурс рабочих органов недостаточен, что значительно снижает экономическую эффективность их использования.

Таблица 3 - Отработка ВЗД

Интервал бурения, м		Проходка, м	Время бурения, ч	Скорость, м/с	Нагрузка, кН	Расход, л/с	Давление, МПа
от	до						
ДРУ-240 (Юр-76)							
256	303	47	76,25	0,62	80-90	25-30	2,0-2,5
Д1-240 (Юр-76)							
303	1737	1406	704,67	2	140-200	28-30	6,0-7,0
Д1-240 (Юр-76)							
1737	2250	513	303,5	1,69	140-200	28-30	6,5-7,0
Д1-240 (Юр-80)							
350	977	627	353,75	1,77	20-24	40	4,0-5,0

Анализ времени работы рабочих пар забойных двигателей показывает, что 40% пар снимаются с эксплуатации при наработке до 100 ч, 40% наработывают более 150 ч.

Основная причина отбраковки пары - износ статора и ротора, появление зазора.

Таблица 3 - Показатели работы ВЗД диаметром 195 мм ОАО "Сургутнефтегаз" за 2018 год

Тип двигателя	Д2-195	Д5-195
Длина активной части статора, мм	1800	2400
Заходность рабочих органов	9/10	9/10
Количество рабочих пар	98	29
Проходка (экспл./разв.), м	51312	20817
Время бурения (экспл./разв.), час	9085	3451
Скорость бурения (экспл./разв.), м/ч	5,6	6,0
МРП двигателя, ч/м	92,7 час 524 м	119 607
Проходка на рабочую пару, м	524	718
Ресурс рабочей пары, час	92,7	119

Таблица 4 - Показатели работы ВЗД диаметром 195 мм ОАО "Сургутнефтегаз" за 2019 год

Тип двигателя	Д2-195	Д5-195	Д4-195	ДВ-195	ДГ-195
Длина активной части статора, мм	1800	2400	2400	2400	2400
Заходность рабочих органов	9/10	9/10	7/8	6/7	9/10
Количество рабочих пар	67	115	23	62	52
Проходка (экспл./разв.), м	18092 10507	58999 19036	22537 982	49284 4073	53520 -
Время бурения (экспл./разв.), час	2391 3957	7337 6529	2563 336	5848 1390	4722 -
Скорость бурения (экспл./разв.), м/ч	7,6 2,7	8,0 2,5	8,8 2,9	8,4 2,9	11,3 -
МРП двигателя, ч/м	88,2 397	93,9 499	85,3 692	84,1 621	75,7 851
Проходка на рабочую пару, м	427 (1815)	678,6 (2686)	1022,6 (3586)	860,6 (4041)	1029 (4632)
Ресурс рабочей пары, час	94,6 (279)	120,6 (332)	126 (317)	116,7 (294)	90,8 (321)

Таблица 5 - Показатели работы ВЗД диаметром 195 мм ОАО "Сургутнефтегаз" за 2020 год

Тип двигателя	Д2-195	Д5-195	Д4-195	ДВ-195	ДГ-195
Длина активной части статора, мм	1800	2400	2400	2400	2400
Заходность рабочих органов	9/10	9/10	7/8	6/7	9/10
Количество рабочих пар	219	46	7	14	20
Проходка (экспл./разв.), м	61108 39408	28758 11607	6934 426	12752 744	25408 -
Время бурения (экспл./разв.), час	8258 10278	3509 2811	841 257	1428 347	2249 -
Скорость бурения (экспл./разв.), м/ч	7,4 3,8	8,2 4,1	8,2 1,7	8,9 2,1	11,3 -
МРП двигателя, ч/м	84,6 459	94,5 585	86,4 632	92,7 491	66,1 747
Проходка на рабочую пару, м	459 (1785)	878 (2387)	1051 (1800)	964 (1239)	1270 (2858)
Ресурс рабочей пары, час	94,7 (275)	137,4 (338)	156,9 (234)	126,8 (220)	112,5 (175)

В среднем средняя наработка на отказ винтовых двигателей диаметром 195-240 мм составляет около 90-100 часов, а для пары винтов - 100-120 часов. Эти показатели надежности ВЗД остаются практически неизменными на протяжении многих лет. К тому же зарубежные аналоги, которые чаще используются в отечественном бурении, показывают в несколько раз больше.

(примерно в 3-6 раз) надежность, особенно в части рабочих органов.

Известно, что каждая серия забойных двигателей состоит из двух групп:

- длинные корпуса и валы турбинных и шпиндельных секций с резьбовыми соединениями на концах;

- сменные детали (статор-ротор), упорные и радиальные подшипники, уплотнительные элементы, как правило, не имеют резьбовых соединений и устанавливаются на валу и корпусе.

В процессе эксплуатации двигателя происходит интенсивный износ всех заменяемых деталей. Основными причинами этого являются повышенный режим гидромеханического трения в подшипниках и уплотнительных элементах, а также эрозионное действие высоконапорных потоков агрессивного бурового раствора, часто состоящего из абразивных частиц. Эти факторы меньше влияют на более длинные части забойных двигателей.

Основным видом износа здесь обычно является повреждение и обрыв резьбовых соединений из-за частого свинчивания. Некачественное изготовление некоторых деталей двигателя также является одной из основных причин износа и преждевременного выхода из строя [30].

Опыт бурения показал, что срок службы длинных деталей намного

превышает срок службы заменяемых деталей. Например, корпуса и валы скважинных двигателей Д-195 могут проработать более 1000 часов при минимальном обслуживании их резьбовых соединений. При этом срок службы упорных подшипников шпинделя (как шариковых, так и резинометаллических) не превышает 100 часов, радиальных подшипников - не более 200 часов.

4.1 Факторы, влияющие на износ узлов и деталей

Износ устьевых агрегатов и деталей зависит от многих факторов.

Основные из них:

- качество исполнения;
- качество ремонта;
- Условия эксплуатации;
- организация работы.

Качество исполнения характеризуется:

- прямолинейность валов и корпусов, которая в основном влияет на радиальный износ средних и нижних подшипников, кромок и узлов роторов и статоров;

- соблюдение требований технических условий (ТУ) на термическую обработку дисков и колец осевых опор, втулок среднего и нижнего подшипников, корпусов и шариков круглых подшипников, являющихся поверхностями трения (сколы, рассыпание, трещины);

- отклонения в величине плотности винтовых соединений и резьбовых профилей, которые могут вызвать износ торцов деталей из-за ослабления роторной или статорной систем и нарушения неподвижности деталей; ;

- чрезмерные отклонения от допусков размеров отдельных деталей, в результате которых нарушается регулировка секций и узлов, отдельные детали перегружаются и преждевременно выходят из строя [9].

На качество ремонта также влияет износ деталей и узлов ВЗД. Основными факторами этой группы являются:

- регулировка собранных секций и шпинделей (определение высоты регулировочных колец);

- неправильная или недостаточно точная регулировка приводит к износу закрепленных концов пяточных деталей;

- крепление винтовых соединений;

- при сверлении винтовых соединений с недостаточным усилием нарушается неподвижность деталей вращающейся или статорной систем, детали вращаются, в результате чего происходит их износ по торцевым поверхностям;

- правила ремонта и осмотра резьбы;

- некачественная резьба может привести к износу запчастей, случайной промывке резьбовых соединений ВЗД;

- браковка и подбор деталей, неправильно подобранные детали для сборки способствуют преждевременному износу соседних деталей; Расположение секций усложняется.

Условия эксплуатации влияют на износ следующим образом:

- износ деталей при промывке буровым раствором более интенсивный, чем при промывке водой;
- с увеличением плотности и вязкости глинистого раствора, количества в нем тяжелых фракций и песка скорость износа частиц увеличивается;
- глубина сверления, повышение температуры по глубине отрицательно сказывается на износостойкости оборудования и деталей ВЗД, особенно резинометаллического;
- по мере увеличения подачи насоса (все остальное то же самое) увеличивается скорость износа деталей;
- нагрузка на долото в основном влияет на износ подшипников вала.

Организация работы PDM включает:

- соблюдение правил перевозки грузов;
- контроль состояния двигателя в процессе эксплуатации (контроль осевого и радиального люфта шпинделя, внешний осмотр);
- своевременная замена шпинделя на буровой установке;
- нарезка и крепление к буровой установке;
- Своевременное и точное ведение документации по работе ДПМ (заполнение паспортов ДПМ, бланков, журналов ремонтов и трафика);
- Контроль трафика PDM.

Набор перечисленных факторов может быть дополнен рядом других факторов, влияющих на износ деталей и зависящих от специфики сверлильных и ремонтных работ на определенных участках.

4.2 Характерные виды износа основных деталей

Рабочие органы двигателей для бурения скважин (ротор и статор) характеризуются следующими видами износа:

- абразивный износ спиральных поверхностей статора и ротора, приводящий к увеличению радиального зазора в рабочей паре;
- резиновое покрытие на металлической поверхности статора, причины которого: недостаточная адгезия резины к металлу, значительные сдвиговые нагрузки, особенно при застревании ротора в статоре;
- Отрыв резины от статора, порезы резины, царапины на поверхности ротора из-за попадания металлической стружки и других предметов в рабочие органы.

Основные виды износа подшипников:

- износ резинового покрытия из-за трения о диск, причем верхняя поверхность изнашивается под преобладающей гидравлической нагрузкой, а нижняя - под нагрузкой на долото (из-за реакции днища);
- износ торцевых поверхностей металлического каркаса при ослаблении крепления переводника или ниппеля;
- чистка резинового чехла, некачественная обработка или протирание его поверхности из-за попадания металлической стружки в ДЗМ;
- набухание резины при большом количестве нефтяных фракций в буровом

растворе.

Пяточные диски изнашиваются по опорным поверхностям, контактирующим с резиновым подшипником опоры толкателя (нижняя поверхность диска создается гидравлической нагрузкой, а верхняя часть - нагрузкой на долото).

Пяточные кольца, как правило, очень мало изнашиваются. При ослаблении гайки, переводника или ниппеля ротора наблюдается износ колец по торцевым поверхностям. Внутренние кольца изнашиваются по внешнему диаметру.

Резинометаллические радиальные подшипники в основном изнашиваются по внутреннему диаметру резиновой крышки (гильзы). Наблюдается отслоение и разрыв резины из-за низкого качества резинового каркаса, а также поломки средних опор в месте сварного шва стенки.

При ослаблении внутреннего или ниппель крепления (разрыхление системы статора), износ происходит вдоль торцевые поверхности опорной рамы.

Насадки для втулок радиальных подшипников бывают двух типов: износ по наружному диаметру от трения о резиновую прокладку (гильзу) и износ торцевых поверхностей (высоты) из-за ослабления крепления роторной системы.

Многорядные дорожки на шарикоподшипниках чаще всего носят на беговых дорожках. Типичный износ - это появление усталостных полостей и трещин (ямок) по всей длине дорожки. Процесс образования и развития ямки определяет характер усталостного повреждения металла беговой дорожки. Этот процесс характеризуется отделением мелких металлических частиц до появления глубоких трещин. Развитие ямок, если они недостаточны, может привести к отрыву хомутов [18].

Типичные виды износа шариков - шероховатость, мелкие царапины, постепенное уменьшение диаметра; искажение формы мяча (овальная, угловая); распределение мячей.

При работе в абразивной промывочной жидкости скорость износа круглого подшипника намного превышает усталостную и зависит от концентрации твердых абразивных частиц в жидкости. В этом случае абразивный износ становится основным видом износа шарикоподшипниковых деталей, и скорость износа подшипников резко возрастает.

Другие дефекты из-за нарушений технологии производства, правил эксплуатации и технологии встречаются часто.

ремонт. Такими дефектами могут быть: неровность вала, его обрыв в 49-м положении резьбы и по омывающим окнам, трещины в корпусе вала, коррозия, местный износ по диаметру вращающихся частей роторной системы, отверстия и др. Поверхностное повреждение.

Забойный двигатель изнашивает резьбу из-за частого повреждения подпитки.

4.3 Основные причины отказа ВЗД в работе

Причины выхода из строя ВЗД самые разнообразные, но установить их

нетрудно, если налажен учет работы и ремонта двигателей. Основные причины и факторы, вызывающие необходимость ремонта ВЗД, приведены в таблице 6.

Таблица 6 - Причины неисправности винтовых двигателей

Характер неисправности	Причина неисправности	Способ устранения	
		на буровой	в ремонтном цехе
Не запуск нового или отремонтированного двигателя над устьем скважины	1. Большой натяг резины в рабочей паре 2. Отслоение или повреждение резиновой обкладки статора 3. Заклинивание шарнира кардана 4. Неисправен шпиндель	1. Заменить двигатель 2. То же 3. То же 4. То же	1. Заменить рабочую пару 2. Заменить статор 3. Заменить шарнир 4. Проверить шпиндель, при необходимости заменить опоры
Повышение давления в нагнетательной линии при работе двигателя в скважине (при отрыве от забоя давление не снижается)	1. Засорение фильтра под рабочей трубой 2. Зашламление двигателя 3. Попадание посторонних предметов в рабочую пару и повреждение резиновой обкладки Статор	1. Прочистить фильтр 2. Заменить двигатель То же	Разобрать двигатель, очистить от шлама Заменить рабочую пару
Снижение механической скорости проходки; двигатель плохо принимает осевую нагрузку	1. Износ рабочих органов (ротора и статора) 2. Износ осевой и радиальных опор шпинделя 3. Проворот пакета опор в шпинделе вследствие неправильной сборки, регулировки и закрепления 4. Нет герметичность переливного клапана	1. То же 2. То же 3. То же Заменить клапан	1. Заменить рабочие органы 2. Заменить осевую и радиальные опоры шпинделя 3. То же Заменить изношенные детали клапана
Снижение давления в нагнетательной линии, остановки двигателя при осевом нагружении, отсутствие проходки	1. Промыв переливного клапана 2. Износ рабочих органов Выход из строя шарниров (расцепление ротора с валом шпинделя)	1. То же 2. Заменить двигатель То же	1. Заменить промытые детали клапана 2. Заменить рабочие органы 3. Проверить шарниры, при необходимости заменить

Выводы

Зная характерные виды износа деталей, можно определить причины неполадок в ВЗД, а также установить, в каких условиях работал данный двигатель.

Выше изложенные данные показывают, что для улучшения энергетических и эксплуатационных характеристик забойных двигателей требуется, модернизация конструкций выпускаемых двигателей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проделанной работы были проанализированы статистические данные в области надёжности и работоспособности винтовых забойных двигателей. На стадии анализа определены характерные причины отказов забойных двигателей, что позволило разработать меры по повышению ресурса работы двигателей в целом.

В проекте разработано техническое предложение по модернизации двигательной секции, которое позволяет увеличить срок службы забойного двигателя вдвое.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Дочкин В А, Никитин Г М, Утробин А. А Обслуживание и ремонт гидравлических забойных двигателей Учеб пособие для рабочих / М. Недра, 1983. - 184 с.
2. Ильский А. Л., Миронов Ю. В., Чернобыльский А. Г. Расчёт и конструирование бурового оборудования. / М.: Недра, 1985. - 457с.
3. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. / М.: Недра, 1988. - 432с.
4. Северенчик Н. А. Машины и оборудования для бурения скважин. / М.: Недра, 2001. - 362с.
5. Кирсанов А. Н. Буровые машины и механизмы. / М.: Недра, 1981. - 488с.
- Единая система конструкторской документации. Основные положения. / М.: Издательство стандартов, 2002. - 343с.
6. Балденко Д. Ф., Потапов Ю. Ф., Чернова Т. Н. Секционные винтовые забойные двигатели. / М.: ВНИИОЭНГ, 1989. - 55с.
7. Иванский Г. Б., Белевич В. Б. Использование одновинтовых насосов. / М.: ЦНИИ ОМТП, 1968. - 65с.
8. Единые нормы времени на ремонт винтовых забойных двигателей. / М., ВНИИБТ, 1999.
9. М. Т. Гусма Д. Ф. Балденко, А. М. Кочнев, С, С. Никомаров. Забойные винтовые двигатели для бурения скважин. / М., - Недра, 2004.
10. Воинов О.В., Вадецкий Ю.В. К теории винтового забойного двигателя // Тр. /ВНИИБТ. - 3984. - Вып. 59. - С. 20–40.
11. Балденко Д.Ф., Хабецкая В.А., Чернова Т. Н. Расчет и анализ гидравлических потерь в винтовых забойных двигателях // Тр./ВНИИБТ. - 2001. Вып. 04.
12. Балденко Д. Ф. Винтовые героторные гидравлические машины. / М.: ЦИНТИ химнефтемаш, 1983. - 34 с.
13. Балденко Д.Ф., Потапов Ю.Ф., Чернова Т.Н. Исследование энергетических характеристик секционных винтовых забойных двигателей // Экспресс-информ./ВНИИОЭНГ. Сер. «Бурение»: Отечеств. опыт. - 2001. ~Вып. 7. - С. 2-7.
14. Винтовые секционные забойные двигатели /Д.Ф. Балденко, Н.П. Бозлепкин, Л.А. Кондратенко и др. // Нефтяник. -1087. - М- 2. - С. 14-16.
15. Быстрее решать проблему упрочнения узлов винтовых забойных двигателей /П.И. Астафьев, Д.Ф. Балденко, С.С. Хачатуров и др. // Нефт.хоз-во. - 2000. - № 6. - С. 10-11.
16. Белов С. В. Безопасность жизнедеятельности. / М.: Высшая школа, 1999. - 448с.
17. Русака О.Н. Безопасность жизнедеятельности в техносфере. / Учебное пособие/ КГТУ, 2001. 431 с.
18. Пат. 1594258 Российская Федерация, Е21В4/02. Винтовой забойный двигатель / Плодухин Ю.П., Сачек Б.Я., Дергобузов Д.А., Балденко

Д.Ф., Поленов А.С. / заявитель и патентообладатель: Московский институт нефти и газа им. И.М. Губкина - № 4243349; заявл. 11.05.1987; опубл. 23.09.1990.

19. Пат. 2007534 Российская Федерация, E21B4/02. Винтовой забойный двигатель / Балденко Д.Ф., Власов А. В., Гусман М. Т., Мутовкин Н.Ф. / заявитель и патентообладатель: Всесоюзный научно-исследовательский институт буровой техники - № 4769338/03; заявл. 15.12.1989; опубл. 15.02.1994.

20. Пат. 2007534 Российская Федерация, E21B3/12. Компоновка бурового инструмента / Гусман М. Т., Балденко Д.Ф., Никомаров С.С., Кочнев А. М. / заявитель и патентообладатель: Всесоюзный научно-исследовательский институт буровой техники - № 1444300; заявл. 27.05.1970; опубл. 25.09.1978.

21. Пат. 926209 Российская федерация, E21B4/02. Забойный винтовой двигатель / Гусман М.Т., Балденко Д.Ф., Никомаров С.С., Кочнев А.М.; заявитель и патентообладатель: Всесоюзный научно-исследовательский институт буровой техники - № 2738151; заявл. 29.03.1979; опубл. 07.05.1982.

22. Балденко Д.Ф., Балденко Ф.Д., Гноевых А.Н. Винтовые забойные двигатели / Недра, Москва. 1999 г. – 375 с.

23. Балденко Д.Ф. Исследование геометрии рабочих органов винтового двигателя. / Тр.ВНИИБТ вып. 1975 г. – 37 с.

24. Гусман М. Т., Балденко Д.Ф., Кочнев А.М., Никомаров С.С. Забойные винтовые двигатели для бурения скважин / М.: Недра, 1981.- 231 с.

25. Балденко Д. Ф. Ганелина С. А., Гинзбург Э. С. Исследование износа рабочих органов винтового забойного двигателя. / Машины и нефтяное оборудование -1974, №10.- С. 9–12.

26. Коротаев Ю.А., Бобров М.Г., Коротаев С.Н. и др. Гидравлические забойные двигатели «ВНИИБТ-Буровой инструмент». / Ю.А. Коротаев, М.Г. Бобров, С.Н. Коротаев, С. Г. Трапезников, В.А. Шулепов // Бурение и нефть. - 2005.-№6.-С. 37–41.

27. Коротких Н.И., Коротаев Ю.А. Пути решения проблем эластомерных покрытий статоров винтовых забойных двигателей для бурения нефтяных и газовых скважин / Первая Всесоюзная конф. по каучуку и резине. Тезисы докладов.-М.,2002. - С. 258–259.

28. Никомаров С.С., Коновалов А.Д. Некоторые вопросы технологии изготовления роторов винтовых забойных двигателей. / Тр.ВНИИБТ. 1975.- Вып.34.- С. 51-56.

29. Плотников В.М., Голдобин Д.А., Фуфачев О.И. Совершенствование технологии изготовления облегченных роторов винтовых забойных двигателей // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2007.-№2.- С. 13-15.

30. Фуфачев О.И. Исследование и разработка новых конструкций рабочих органов винтовых забойных двигателей для повышения их энергетических и эксплуатационных характеристик. Канд. дисс. / М. 2011. - 134 с.

Протокол анализа Отчета подобия Научным руководителем

Заявляю, что я ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: Бижолтаев Жасулан Жандосович

Название: Проектирование конструкции гидравлического винтового забойного двигателя диаметром 195 мм

Координатор: Сейтжан Заурбеков

Коэффициент подобия 1: 0.4

Коэффициент подобия 2: 0

Замена букв: 17

Интервалы: 2

Микропробелы: 16

Белые знаки: 0

После анализа Отчета подобия констатирую следующее:

- обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, признаю работу самостоятельной и допускаю ее к защите;
- обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, не допускаю работу к защите.

Обоснование:

Обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата.

30.05.2021

.....
Дата



.....
Подпись Научного руководителя

Протокол анализа Отчета подобия

заведующего кафедрой / начальника структурного подразделения

Заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения заявляет, что ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: Бижолтаев Жасулан Жандосович

Название: Проектирование конструкции гидравлического винтового забойного двигателя диаметром 195 мм

Координатор: Сейтжан Заурбеков

Козффициент подобия 1:0.4

Козффициент подобия 2:0

Замена букв:17

Интервалы:2

Микропробелы:16

Белые знаки:0

После анализа отчета подобия заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения констатирует следующее:

- обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, работа признается самостоятельной и допускается к защите;
- обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, работа не допускается к защите.

Обоснование:

Обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата.

.....
.....
.....
.....

30.05.2021



Дата

Подпись заведующего кафедрой /
начальника структурного подразделения

Окончательное решение в отношении допуска к защите, включая обоснование:

Дипломный проект допускается к защите

.....
.....
.....
.....

30.05.2021

..... 

Дата

Подпись заведующего кафедрой /
начальника структурного подразделения