

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт природных ресурсов

Направление подготовки (специальность): «Нефтегазовое дело» («Строительство глубоких нефтяных и газовых скважин в сложных горно-геологических условиях»)

Кафедра Бурения скважин

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
«Исследования влияния дисперсионной среды бурового раствора и содержания твердой фазы в нем на коэффициент трения между эластомером и ротором забойного двигателя»

УДК 678.074:622.24.063:544.774

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Д	Мурзин Аркадий Михайлович		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры БС	Хорев Владимир Сергеевич	К.Т.Н		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры ЭРП	Шарф Ирина Валерьевна	К.Э.Н		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент кафедры ЭБЖ	Задорожная Татьяна Анатольевна			

Консультант – лингвист кафедры ИЯПР:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Когут Светлана Валерьевна			

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Бурение скважин	Ковалев Артем Владимирович	К.Т.Н		

Томск – 2017 г.

Аннотация.

Ключевые слова: винтовой забойный двигатель, коэффициент трения, рабочая пара, дисперсионная среда, твердая фаза, буровой раствор, страгивающий момент...

В процессе исследования проводились эксперименты на разработанном экспериментальном стенде. Стенд представляет собой лист стали, толщиной около 1 см и размерами 15x15 см, движущейся по резине марки ирп-1226, которая используется в производстве ВЗД. Данная установка частично имитирует рабочую пару «ротор-статор» винтового героторного механизма двигателя и позволяет проанализировать взаимодействие между резиной и металлом.

В качестве дисперсионной среды использовались четыре вида жидкости: вода, моторное масло ВГЗ, полимерный и полимер-глинистый буровые растворы. Твердой фазой является песок, который добавлялся в определенной концентрации в слой исследуемой жидкости.

Суть исследования состояла в определении нагрузки при которой происходило страгивание металла по смазанной поверхности резины. Так же производились испытания при увеличенной нагрузки на металл для придания большего давления между рабочими органами.

В результате исследований были получены данные, показывающие влияние смазывающего вещества на коэффициент трения между резиной и металлом.

Оглавление

Введение.....	3
1. Современные представления о причинах износа эластомеров в винтовых забойных двигателях..	4
1.1. История создания винтовых забойных двигателей.....	4
1.2. Устройство и принцип работы винтового забойного двигателя.....	10
1.3. Основные неисправности ВЗД.....	19
2. Экспериментальная часть.....	30
2.1. Разработка экспериментального стенда.....	30
2.2. Методика проведения эксперимента.....	31
2.3. Исследования влияния дисперсионной среды бурового раствора на коэффициент трения в паре «резина-металл».....	37
2.4. Исследования влияния концентрации твердой фазы в дисперсионной среде бурового раствора на коэффициент трения в паре «резина-металл».....	43
3. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.....	60
3.1. Расчет материальных затрат НТИ.....	60
3.2. Расчет затрат на специальные оборудования и компоненты для проведения научных исследований и экспериментальных работ.....	61
3.3. Затраты по основной заработной плате.....	62
3.4. Затраты на единовременные выплаты в связи со сдачей этапа.....	64
3.5. Отчисления во внебюджетные фонды.....	65
3.6. Накладные расходы.....	65
3.7. Формирование бюджета научно-исследовательского проекта.....	66
4. Социальная ответственность.....	67
4.1. Профессиональная социальная безопасность.....	67
4.2. Расчет контура заземления.....	70
4.3. Экологическая безопасность.....	72
4.4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях.....	74
Заключение.....	77
Приложение А.....	78

Введение.

Одну из лидирующих позиций в строительстве нефтяных и газовых скважин заслуженно заняли винтовые забойные двигатели (ВЗД). Объемы бурения ВЗД в отдельных регионах России достигают отметки в 75% и почти всегда используются при капитальном ремонте скважин. Это объясняется рядом эксплуатационных характеристик двигателей:

- эффективная отработка долот благодаря оптимальным кинематическим характеристикам;
- небольшие осевые габариты что позволяет применять ВЗД при строительстве наклонно направленных и горизонтальных скважин;
- простота сборки и ремонта.

Однако среди всех достоинств винтовых забойных двигателей имеется и существенный недостаток – быстрый износ резиновой обкладки статора в рабочей паре «ротор-статор».

Актуальность темы. Вслед за развитием современных технологий бурения, возрастают требования, предъявляемые к повышению износостойкости и надежности бурового оборудования. Около 50% всех неисправностей винтовых забойных двигателей связано с износом рабочих органов, состоящих из рабочей пары трения «резина-металл».

Целью данной работы является анализ влияния дисперсионной среды, а также наличие в ней твердой фазы на коэффициент трения.

Объектом исследования – процесс взаимодействия рабочей пары винтового забойного двигателя.

Предметом исследования является коэффициент трения в рабочей паре винтового забойного двигателя.

1. Современные представления о причинах износа эластомеров в винтовых забойных двигателях

1.1. История создания винтовых забойных двигателей

В СССР начиная с 40-х доминирующее место среди технических средств бурения скважин заняли многоступенчатые турбобуры.

Турбинный способ бурения получил широкое распространение благодаря ускоренному разбуриванию нефтегазоносных площадей Урало-Поволжья и Западной Сибири. Данное развитие способствовало получению высоких темпов роста добычи нефти и газа. Однако средний показатель проходки за рейс эксплуатационного бурения отставал от показателей нефтяной промышленности в США.

Значительное отставание было связано с неэффективным использованием шарошечных долот, так как использование многоступенчатых турбобуров не позволяло задать частоты вращения ниже 400-500 оборотов в минуту. Вследствие этого возник вопрос о создании низкооборотных двигателей, способных работать в оптимальном диапазоне частот вращения. Для усовершенствованных шарошечных долот этот показатель был в пределах 40-80 об/мин в твердых горных породах и 120-200 об/мин в мягких.

Перед отечественной нефтяной промышленностью возник вопрос: переход к роторному бурению или создание низкооборотных забойных двигателей.

В некоторых районах СССР, таких как Северный Кавказ, Западная Украина и др., роторное бурение достигла определённых успехов. Все же к развитию данного способа бурения по техническим, экономическим и психологическим причинам не была готова к развитию. Из-за отсутствия бурильных труб и буровых установок высокого технического уровня, а также вследствие государственной поддержки турбинного бурения, роторное бурение отставало от мирового уровня.

Отсутствие необходимых средств для строительства новых заводов и эксплуатационных баз или поставщиков из-за рубежа новых технологий сделало невозможным переход на роторный способ бурения, так как темпы развития отрасли снизились бы во много раз. Так был определён доминирующий способ бурения на базе низкооборотных забойных двигателей. Работы в этом направлении были сосредоточены в основном в одной организации - ВНИИ буровой техники (ВНИИБТ) и проводились по пяти программам:

- супермногоступенчатые многосекционные турбобуры (до 6-8 секций) с числом ступеней турбин до 800 в одном агрегате;
- турбобуры с различными системами регулирования частоты вращения вала;
- редукторные турбобуры [75, 100];
- редукторные электробуры [139];
- объемные гидравлические машины.

Переход от турбобуров к объемным забойным двигателям был наиболее эффективным решением проблемы создания забойного гидравлического двигателя с характеристиками, которые будут отвечать требованиям новых конструкций долот.

Стремление применять известных в общем машиностроении типов объемных гидромашин в бурение скважин прослеживались в технической и патентной литературе, начиная с 30-х годов. Это объясняется преимуществом объемного привода перед динамическим и, прежде всего, более высоким КПД объемных гидравлических двигателей, простотой регулирования скорости вращения выходного вала, а также возможностью контроля за нагрузкой на двигатель по перепаду давления.

Исходя из уровня развития техники и применительно к вращательному способу бурения за все эти годы наибольший интерес специалистов привлекли роторные гидромашины.

Анализ патентной и технической литературы показывает, что практически все типы роторных гидромашин испытывались в качестве забойных двигателей для бурения скважин. Еще в 1932 г. Г.А. Любимовым была предложена конструкция ротационного объемного двигателя, рабочим органом которого являлись цилиндрический статор и ротор с выдвижными лопатками. После первых испытаний выявилась недостаточная долговечность двигателя, и работы были прекращены. В том же направлении вели разработки отечественные инженеры Х.А. Асфандияров, П.Н. Григорьев, Р.Т. Закиров, Т.З. Налбандов, Г.О. Скловский и другие, а за рубежом Е. Garrison, Н. McDonald. Однако ни одна из известных схем объемных двигателей не нашла промышленного применения при бурении скважин.

Первым работоспособным образцом, нашедшим промышленное применение, оказался гидравлический двигатель, представляющий собой обращенный насос Муано, относящийся к планетарно-роторному типу гидромашин. Впервые принципиальную возможность применения в бурении одновинтовых двигателей обосновали в 1939 г. Т. Hudson и W. Gerber [153]. Позднее W. Clark [156] запатентовал конструкцию, которая явилась прототипом двигателя "Dyna Drill" фирмы "Smith Tool".

В нашей стране в это же время независимо от разработок "Smith Tool" лабораторные испытания моделей одновинтовых двигателей в Новочеркасском инженерно-мелиоративном институте проводил Д. Д. Саввин.

В 60-70 годах практически одновременно и в США, и в СССР началась разработка экспериментальных образцов винтовых забойных двигателей. Американские специалисты фирмы R. Moineau (1887-1948 гг.) - французский инженер, изобретатель одновинтовых гидравлических и пневматических машин.

"Smith Tool" разработали двигатели для наклонно-направленного бурения как замену турбобурам. В нашей же стране, где турбинный способ бурения был основным, гидравлические двигатели использовались как техническое средство для привода низкооборотных долот. Длительные исследовательские работы во ВНИИБТ по усовершенствованию ГЗД привели в 1966 г. к появлению предложенного М.Т. Гусманом, С.С. Никомаровым, Н.Д. Деркачем, Ю.В. Захаровым и В.Н. Меньшениным новейшего типа ВЗД, в котором рабочие органы впервые в мировой практике выполнены на базе многозаходного винтового героторного механизма (ВГМ), выполняющего функцию планетарного редуктора.

В 70-е годы во ВНИИБТ и его Пермском филиале Д.Ф. Балденко, Ю.В. Вадецким, М.Т. Гусманом, Ю.В. Захаровым, Д.М. Кочиевым, С.С. Никомаровым и другими исследователями были созданы основы теории рабочего процесса, конструирования и технологии изготовления, разработана технология бурения винтовыми двигателями.

Вопросам конструирования, испытания и внедрения ВЗД посвятили свою деятельность сотрудники Московского и региональных подразделений ВНИИБТ П.И. Астафьев, Н.П. Безлепкин, М.Г. Бобров, А.В. Власов, В.В. Голдобин, У.А. Гюлизадс, В.А. Каплун, Ю.А. Коротаев, Л.П. Медведева, П.Ф. Мутовкин, Ю.Ф. Потапов, Ю.М. Сарапулов, В.И. Семенец, В.А. Хабецкая, А.В. Цепкое, Т.Н. Чернова, В.А. Щелканоков, Н.Д. Щербюк и другие.

Отечественные инженеры и научные работники не только предложили оригинальную схему рабочих органов, но и разработали на уровне изобретений новые конструкции двигателей и отдельных узлов, получив около 100 авторских свидетельств, 12 из которых были запатентованы за рубежом

Признанием приоритета отечественных разработок явилась продажа в 80-х годах лицензий фирме "Drilex", которая впоследствии превратилась в ведущую транснациональную компанию по производству и использованию ВЗД. В дополнение к лицензионному соглашению фирме "Drilex" было продано 28

двигателей диаметром 172-240 мм и организовано демонстрационное бурение отечественными двигателями в важнейших нефтяных регионах мира.

Результаты бурения получили большой резонанс в деловом мире и печати. Так, известный американский журнал "Ocean Industry" в июньском номере за 1982 г. поместил редакционную 14

статью, где подчеркивалось, что "общие показатели бурения новым советским объемным двигателем, полученные на первых этапах применения, превзошли все ожидания".

В первые годы зарубежными фирмами поставлялись лишь высокооборотные двигатели для выполнения специальных работ в интервалах набора кривизны и при корректировке направления ствола.

В 80-90-е гг., учитывая положительный опыт эксплуатации винтовых забойных двигателей и развитие технологии бурения наклонно направленных и горизонтальных скважин, а также эффективность использования ВЗД при выполнении ремонтно-восстановительных и специальных работ, многие зарубежные фирмы стали специализироваться на выпуске ВЗД различного назначения,

В последние годы наблюдается исключительно высокий рост парка ВЗД и числа машиностроительных и сервисных компаний, занятых их проектированием, изготовлением и эксплуатацией.

По официальным данным, в 1998 г. в мире насчитывалось не менее 22 таких компаний, причем более половины из них образованы в 90-е годы [10, 48, 169]. Следует подчеркнуть, что в последние годы почти все компании - производители ВЗД взяли на вооружение многозаходные винтовые рабочие органы, впервые запатентованные в России в 1966-1979 гг. К этому времени срок действия многих наших патентов, защищающих конструкцию многозаходных двигателей, уже истек и западные компании были свободны от правовых и финансовых обязательств.

В 1998-2001 годах винтовые забойные двигатели получили широкое применение при бурении вертикальных и наклонно-направленных скважин в таких компаниях России, как: «Лукойл-Пермь» (43 % общей проходки), «Удмуртнефть» (40 %), «Татнефть» (37 %), «Башнефть» (25 %), «Сургутнефтегаз» (24 %) [39].

За пять лет в компании «Сургутнефтегаз» (1997-2001 гг.) винтовыми двигателями было пробурено более 1,8 млн. метров горных пород. В 1997 г. винтовыми забойными двигателями было пробурено 191 560 м, а в 2001 г - 534 275 м. Это говорит об улучшенных техникотехнологических характеристиках винтовых забойных двигателей.

В 90-х годах более 20 крупнейших иностранных компаний, после завершения сроков действия лицензионных соглашений, начали крупномасштабное производство многозаходных ВЗД, ставших основным способом бурения горизонтальных и наклонно-направленных скважин.

Внедрение новых отечественных забойных винтовых двигателей серии ДО-106 и ДР-106 и развитие технологий бурения вторых стволов способствовало в конце 90-х годов значительному росту объемов бурения боковых стволов. Так в ОАО «Сургутнефтегаз» за 4 года с 1997 до 2001 года было пробурено 238 боковых стволов из обсадных колонн, нефтяная компания «Башнефть» с 1991 по 2001 годы пробурила около 60 горизонтальных скважин, в ОАО «Удмуртнефть» - более 70.

Таблица 1 – Объемы внедрения винтовых двигателей Д1-195 (в тыс. метрах проходки)

Объединение	1981 г.	1982 г.	1983 г.	1984 г.	1985 г.
Татнефть	220,2	325,1	400,3	493,0	375,0
Башнефть	7602	142,9	303,3	402,8	364,0
Пермнефть	13,0	51,3	92,2	206,9	243,0
Главтюменнефтегаз	3,6	2,5	100,0	120,5	167,0
Удмуртнефть	2,7	32,3	51,6	88,7	73,0
Куйбышевнефть	–	–	21,7	34,8	84,0
Другие	27,4	65,5	100,2	142,0	184,0
Итого	343,1	619,6	1069,3	1488,7	1490,0

В табл. 1 приложения представлена хронология использования винтовых забойных двигателей. Необходимо отметить, что процент пробуренных скважин с применением данных двигателей увеличивался с каждым годом. Это объясняется как объективными благоприятными факторами (появление на буровом рынке нового поколения низкооборотных шарошечных долот и развитие новых технологий буровых работ), так и важными эксплуатационными преимуществами самих двигателей.

В период с 1980 по 2007 гг. в области совершенствования техники и технологии ВЗД запатентовано более 100 конструкторских и технических решений.

В ближайшем будущем ВЗД найдут широкое применение в бурении на аэрированных жидкостях с целью повышения эффективности вскрытия продуктивных пластов и прохождения поглощающих интервалов при использовании гибкой непрерывной колонны труб, а также через несколько лет, по некоторым прогнозам, могут полностью вытеснить турбинное бурение.

1.2. Устройство и принцип работы винтового забойного двигателя

Объемные двигатели действуют в результате наполнения жидкостью рабочих камер и перемещения вытеснителей. Под вытеснителем понимается рабочий орган, непосредственно совершающий работу под действием на него давления жидкости. Конструктивно вытеснитель может быть выполнен в виде поршня, пластины, зуба шестерен или ротора. В объемных гидравлических двигателях ведомое звено может совершать как циклическое возвратно-поступательное или возвратно-поворотное, так и непрерывное движение.

Объемные гидродвигатели характеризуются тремя основными признаками:

1) наличием рабочих камер, которые периодически сообщаются со входом или выходом машины, при этом жидкость наполняет каждую камеру или выталкивается из нее;

2) изменением давления в рабочей камере от начального до конечного постепенно вследствие изменения объема камеры или скачкообразно вследствие сообщения камеры с выходом;

3) несущественной зависимостью усилий на рабочих органах двигателя от скорости движения жидкости в камерах.

Характерным для роторных гидромашин является наличие развитых поверхностей трения и щелевых уплотнений, поэтому большинство из них работают с использованием жидкостей с хорошей смазывающей

способностью, свободных от механических примесей. Исключение составляют одновинтовые гидравлические машины, предложенные Р. Муано.

Согласно общей теории винтовых роторных гидравлических машин, элементами рабочих органов (РО) являются;

- 1) статор двигателя с полостями, примыкающими по концам к камерам высокого и низкого давления;
- 2) ротор - винт, носящий название ведущего, через который крутящий момент передается исполнительному механизму;
- 3) замыкатели - винты, носящие название ведомых, назначение которых **уплотнять** двигатель, т.е. препятствовать перетеканию жидкости из камеры высокого давления в камеру низкого давления.

В одновинтовых гидромашинах используются механизмы, в которых замыкатель образуется лишь двумя деталями, находящимися в постоянном взаимодействии, - статором и ротором.”

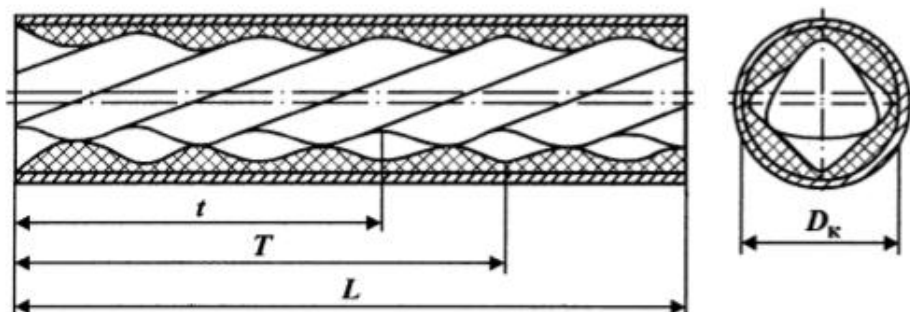


Рисунок 1 – Рабочие органы ВЗД на продольном и поперечном разрезах

При циркуляции жидкости через РО под действием перепада давления на роторе двигателя вырабатывается крутящий момент, причем винтовые поверхности РО, взаимно замыкаясь, разобщают область высокого давления и область низкого давления. Следовательно, по принципу действия винтовые двигатели аналогичны поршневым, у которых имеется винтообразный поршень, непрерывно перемещающийся в цилиндре вдоль оси двигателя (принцип капсулизма Мвано).

Для создания в РО двигателя полостей, теоретически разобщенных от областей высокого и низкого давления (шлюзов), необходимо и достаточно выполнение четырех условий (рис. 1):

1) число зубьев z_1 наружного элемента (статора) должно быть на единицу больше числа зубьев z_2 внутреннего элемента (ротора):

$$z_1 = z_2 + 1; \quad (1)$$

2) отношение шагов винтовых поверхностей наружного элемента (статора) T и внутреннего элемента (ротора) t должно быть пропорционально отношению числа зубьев:

$$T/t = z_1/z_2; \quad (2)$$

3) длина рабочего органа L должна быть не менее шага винтовой поверхности наружного элемента:

$$L \geq T; \quad (3)$$

4) профили зубьев наружного и внутреннего элементов должны быть взаимсогибаемы и находиться в непрерывном контакте между собой в любой фазе движения.

Отличительным параметров ВЗД, во многом определяющим его выходные характеристики, является число зубьев РО, называемое кинематическим отношением i :

$$i = z_2 : z_1. \quad (4)$$

Кратность действия, зависящая от кинематического отношения РО, равна числу заходов внутреннего элемента z и определяет рабочий объем ВЗД:

$$V = z_2 * S * T, \quad (5)$$

где S — площадь живого сечения РО.

Кратность действия является основным параметром ВЗД, что наглядно иллюстрируется теоретическими кривыми (рис. 2), полученными во ВНИИБТ в 1972 г. и в дальнейшем повсеместно используемыми при обоснованиях выбора рабочего органа ВЗД.

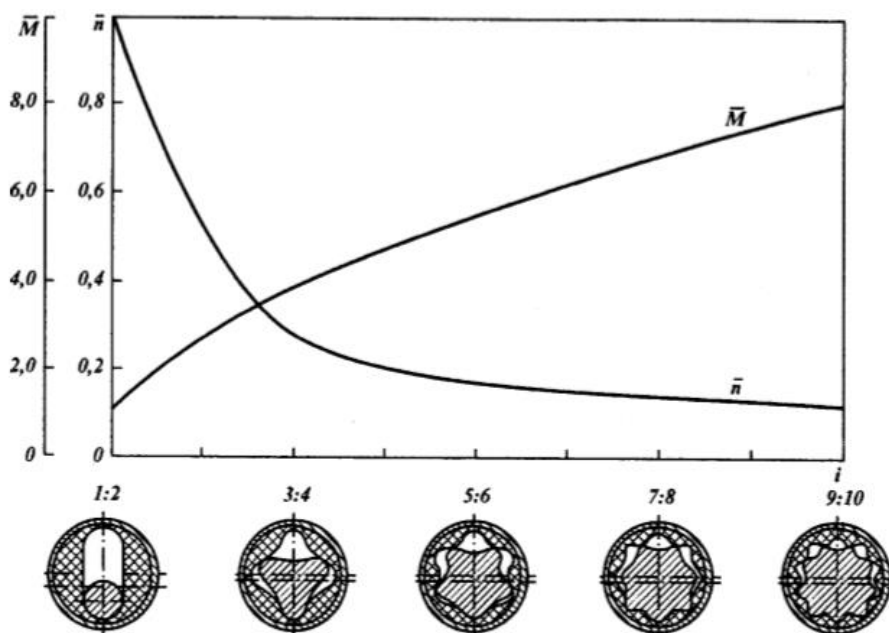


Рисунок 2 – Зависимость момента и частоты вращения ВЗД от кинематического отношения рабочих элементов

Отечественные ВЗД имеют многозаходные РО. Зарубежные компании производят двигатели как с однозаходным ротором, так и с многозаходными РО.

Любой забойный двигатель состоит из четырех основных частей:

1. Узел перепускного клапана
2. Секция преобразования энергии потока раствора
3. Узел соединения вала двигателя с валом шпинделя
4. Подшипники и узел приводного вала

Узел перепускного клапана позволяет наполнять колонну или опорожнять ее при спускоподъемных операциях. При установке на минимальную скорость потока, поршень клапана придавливается в низ, перекрывая выход в затрубное пространство. (рис. 3). Это приводит к тому, что раствор направляется в мотор. Когда скорость потока становится меньше этой минимальной величины, то пружина возвращает поршень клапана в положение “открыто“, открывая перепускное отверстие. Во избежание попадания твердой фазы из затрубного пространства (особенно в песчаных формациях), переводник с клапаном устанавливается на столько близко к двигателю, на сколько это возможно.

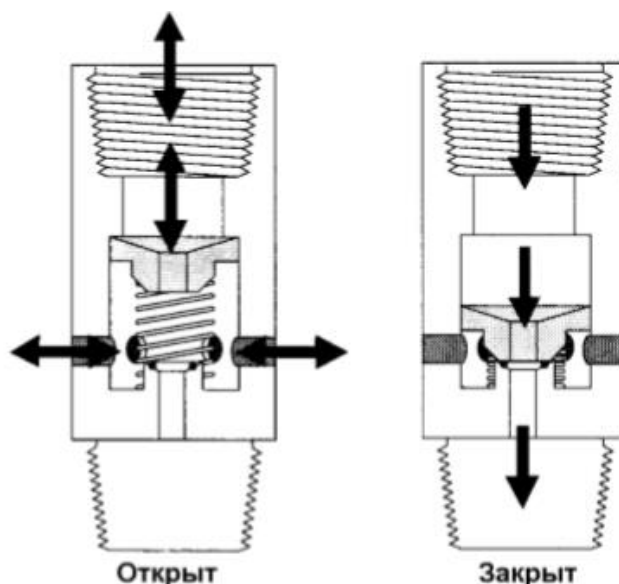


Рисунок 1 – Перепускной клапан

Сам по себе двигатель может работать и без этого клапана. Его можно устанавливать с помощью переводника с тем же размером соединений, что и у двигателя, с полностью закрытым перепускным отверстием. Однако более предпочтительным является применение клапана, т. к. он позволяет наполняться колонне во время спуска и “осушаться” во время подъема.

Секция преобразования энергии потока раствора. Винтовой забойный двигатель - обратный по своему действию насосу Мойни. Жидкость прокачивается через протяженные кривые поверхности. Сила движения жидкости заставляет вал вращаться внутри статора (рис. 4). Сила вращения затем передается через шарнир к приводному валу и, далее, к долоту.

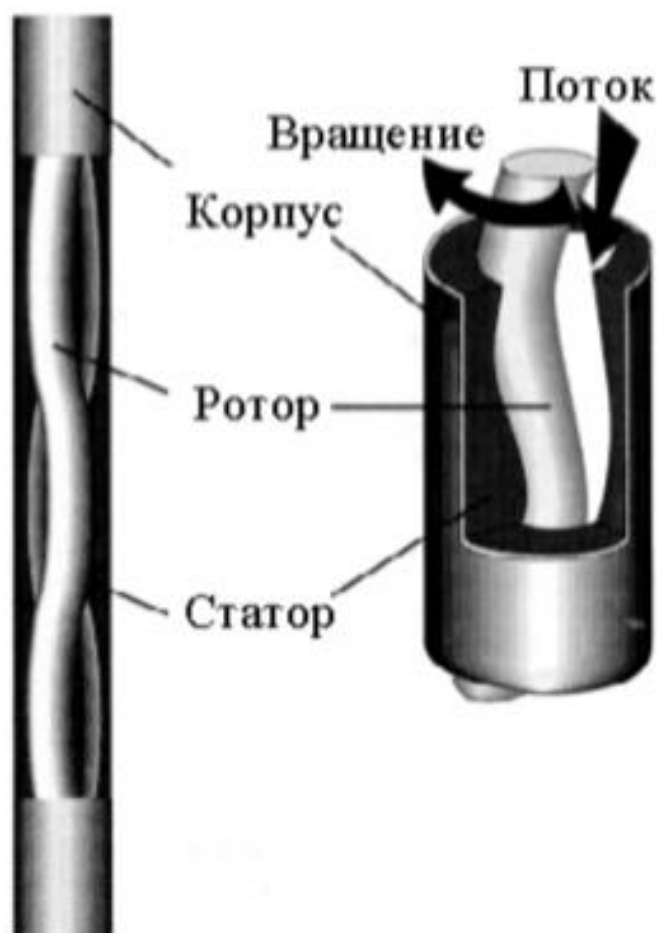


Рисунок 2 –секция преобразования энергии

Узел шарнира (соединительная тяга). Этот узел соединяется с нижней частью ротора и передает крутящий момент и скорость вращения с ротора на приводной вал и долото. Универсальные соединения преобразуют эксцентричное движение ротора в концентричное движение приводного вала (рис. 5). На некоторых моделях двигателей подвижные соединения закрывают защитным резиновым покрытием. Это предотвращает их эрозию от бурового раствора.

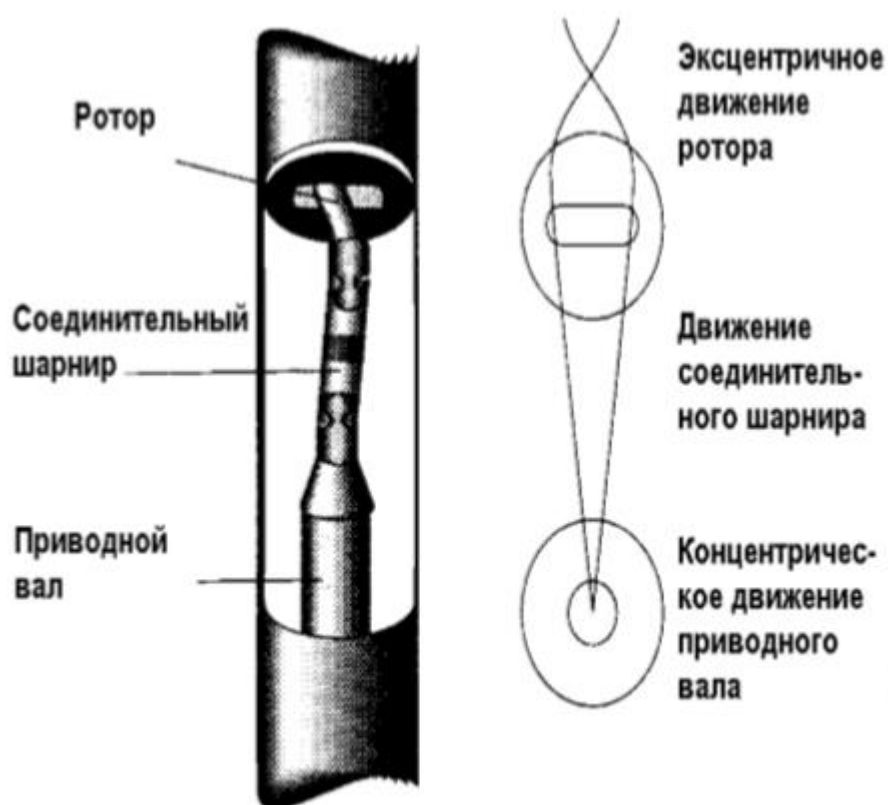


Рисунок 3 – Узел шарнира

Подшипники и узел приводного вала. Приводной вал является стальным, пустотелым, жестким элементом. Он крепится в обоймах радиальных и осевых опорных подшипников (см. рис. 6). Наибольшая часть жидкости течет прямо через центр вала к долоту. Обычный ВЗД содержит следующие подшипниковые узлы :

а. верхние опорные подшипники противостоят гидравлической нагрузке, весу ротора, шатуна, приводного вала и долота, когда двигатель

находится в подвешенном состоянии (не упирается в дно забоя). Обычно они бывают шариковые.

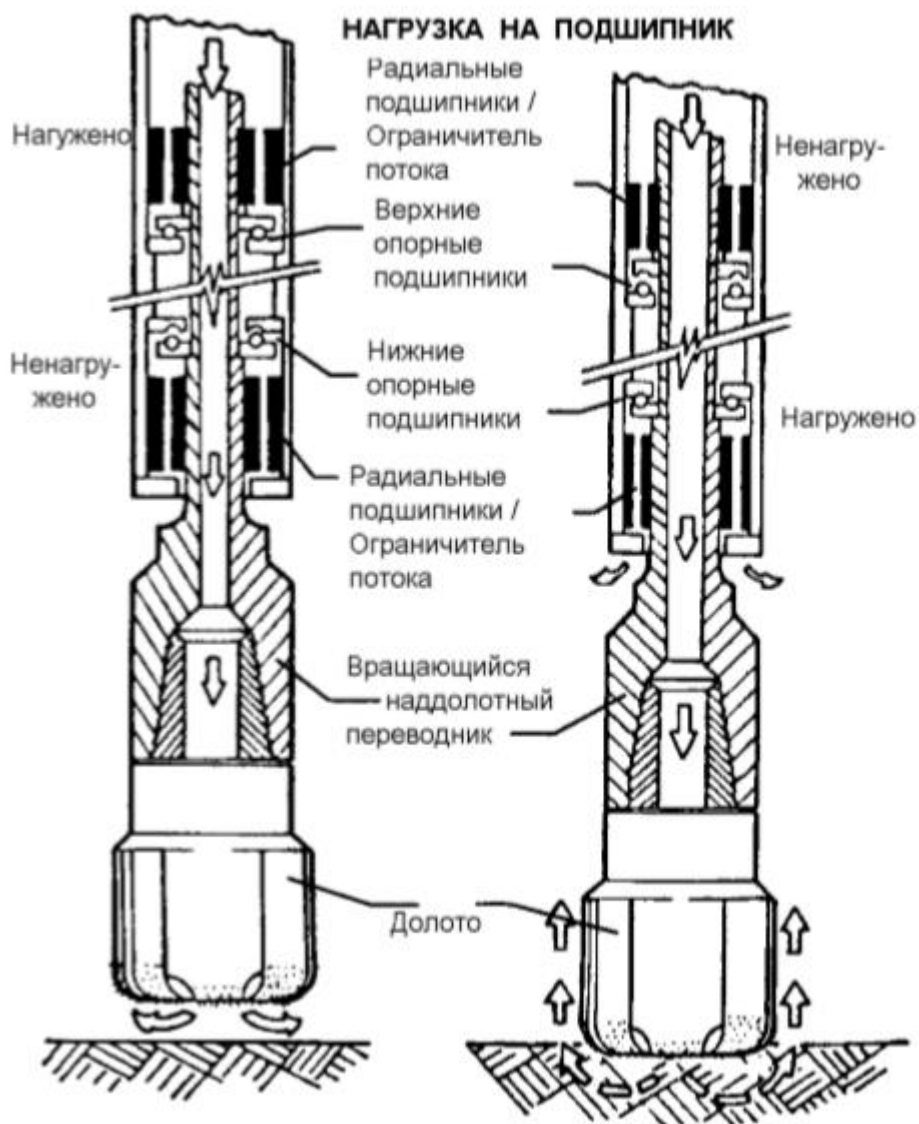


Рисунок 4 – Радиальные и осевые опорные подшипники

в. радиальные подшипники - втулочного типа, применяются как в верхней, так и в нижней части. Радиальные подшипники двигателей, выпускаемые Анадриллом, представляют собой втулки с покрытием из карбида вольфрама. Они обеспечивают удержание вала в радиальном направлении. Они так же регулируют поток раствора через подшипниковый узел, отклоняя часть потока (обычно 4-5 %) на охлаждение и смазку вала, радиальных и опорных подшипников и выводя эту часть прямо в затрубное пространство выше переводника долото/вал. Количество этой части раствора

определяется условиями смазки и охлаждения подшипников и потерей давления на долоте.

Закрытые, смазывающиеся маслом, подшипники являются альтернативой втулочным. Закрытые подшипники можно рекомендовать использовать в тех случаях, когда применяется раствор, вызывающий коррозию, когда в растворе содержится значительное количество твердых частиц и по условиям необходимости уменьшения потери давления на долоте.

с. нижние опорные подшипники служат для передачи нагрузки от не вращающегося корпуса двигателя на вращающееся долото. Данные опоры воспринимают нагрузку при бурении. Они могут быть как шариковые (Анадрилл), так и алмазными подшипниками скольжения (Dyna - drill F2000S).

Единственная движущаяся часть двигателя, находящаяся на его наружной части, это вращающийся переводник долота. Он имеет соединения в соответствии со стандартами соединений долот API. Для предотвращения повреждений резьбы дорогостояще корпуса двигателя в некоторых конструкциях двигателей предусматривается установка предохраняющего переводника между корпусом статора и перепускным клапаном.

1.3. Основные неисправности ВЗД.

Существующие тенденции развития технологий, связанных с применением винтовых забойных двигателей при бурении и капитальном ремонте скважин, направлены на разработку оптимальных режимов их использования, позволяющих обеспечить возможность оперативного контроля и регулирования технологических параметров - частоты вращения и крутящего момента применительно к заданным расходу и плотности промывочного агента, характеристикам бурового оборудования и условиям управления скважиной в процессе ее строительства или ремонта. Чаще всего ВЗД используется в качестве забойного привода в компоновках для наклонно - направленного и горизонтального бурения, а также для зарезки и проводки боковых стволов скважин, где альтернативы их использованию практически не существует [1-6].

Винтовые забойные двигатели обладают значительными технико-экономическими преимуществами в сравнении с остальными видами забойного привода породоразрушающего инструмента [1-4, 7-9]:

- эффективная отработка различных видов долот благодаря низкой частоте вращения при высоком крутящем моменте;
- низкий рабочий перепад давления, позволяющий использовать гидромониторные долота при существующем насосном парке;
- возможность контроля режимно-технологических параметров в процессе эксплуатации;
- обширный ряд типоразмеров, позволяющих использование ВЗД в различных технологических операциях;
- возможность применения практически любого типа промывочного агента в качестве рабочего, с содержанием наполнителя до 10 %.

К недостаткам отечественных ВЗД можно отнести низкий моторесурс, ограниченный температурный предел эксплуатации, невысокая стойкость к агрессивному воздействию скважинной среды, значительное изменение рабочей

характеристики в процессе эксплуатации, высокая трудоемкость и стоимость ремонтно-профилактических работ.

В процессе эксплуатации двигателя, вследствие износа рабочей секции существенно меняется его энергетическая характеристика, что сопровождается снижением рабочего перепада давления и влечет за собой уменьшение крутящего момента, а значит снижение нагрузочной способности двигателя [8, 11, 14, 15]. Опыт эксплуатации винтовых забойных двигателей показал, что основной причиной выхода их из строя является износ рабочих органов (РО), представляющих собой пару трения резина - металл (статор - ротор), работающую в режиме циклического контактно-динамического нагружения в условиях смазки протекающей рабочей жидкостью. Главной конструктивной особенностью ВЗД является необходимость сохранения натяга в контакте поверхностей ротора и статора. Отрицательное влияние изнашивания, обусловленное трением и характеризующееся изменением геометрических размеров трущихся поверхностей, приводит к снижению натяга в паре и потере работоспособности гидромашины. Наиболее интенсивное изнашивание имеет место в случаях, когда в качестве рабочей жидкости для ВЗД используется плохо очищенный (или утяжеленный) буровой раствор или перекачиваемый винтовым насосом скважинный флюид с высоким содержанием абразива.

Общий к.п.д. винтовых забойных двигателей не превышает 50 %. Это связано со значительными потерями, имеющими различное происхождение (механические, гидравлические, объемные). Механические потери связаны с трением в рабочих органах, шарнирном соединении и опоре двигателя. Объемные потери характеризуются утечками рабочей жидкости в камерах рабочих органов. Гидравлические потери возникают при движении жидкости по винтовым каналам и другим проточным элементам двигателя [1, 2]. Объемные и механические потери в рабочих органах являются преобладающими - они составляют 80-86 % от подводимой мощности в режиме холостого хода, и от 15-20 % при повышении момента на валу.

Опыт использования ВЗД в бурении и капитальном ремонте скважин показывает, что двигатель теряет работоспособность ввиду следующих основных причин [1, 2, 13]:

- износ рабочих органов;
- износ шарнирного соединения;
- износ шпинделя;
- выход из строя по технологическим причинам (шламование рабочих органов, разъединение элементов роторной группы, разъединение корпусных резьб, неисправность переливного клапана и др.);
- аварийный выход из строя (отрыв резиновой обкладки статора от корпусной трубы, слом торсиона, карданного и выходного валов и т.п.).

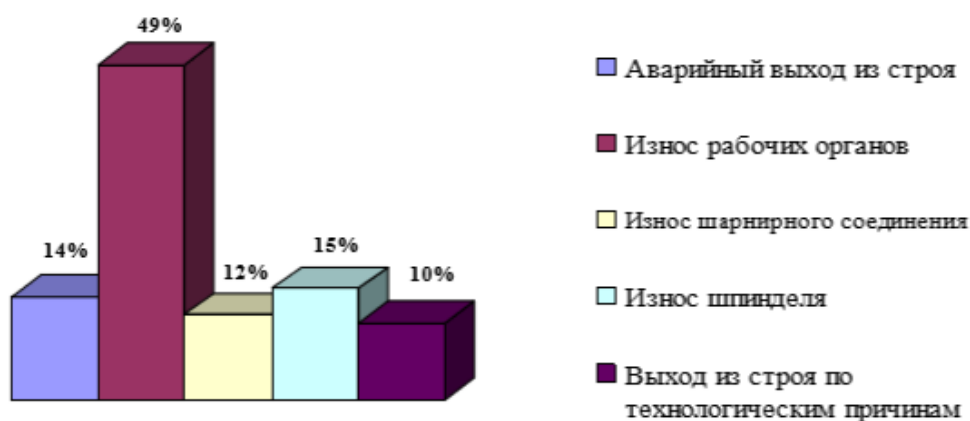


Рисунок 5 – Сравнительная диаграмма причин выхода из строя ВЗД

Сравнительный статистический анализ причин выхода из строя винтовых забойных двигателей, проведенный на предприятии ООО «Кубаньбургаз» в период с 1998 по 2003 год, показал, что 49 % случаев потери работоспособности связано с износом рабочих органов (рис. 7). Средняя наработка на отказ на одну рабочую пару ротор-статор на этом предприятии не превышает 70 часов при этом, сумма затрат, связанных с ремонтом рабочих органов, составляет 55% в общем объеме затрат на ремонт ВЗД. [13].

В процессе эксплуатации рабочие органы ВЗД подвергаются различным видам изнашивания: усталостному, фрикционному, гидроабразивному по закрепленному и незакрепленному абразиву, а также эрозионному и коррозионно-механическому при воздействии повышенных давлений и температур (рис. 8) [1, 2, 14, 16, 17].

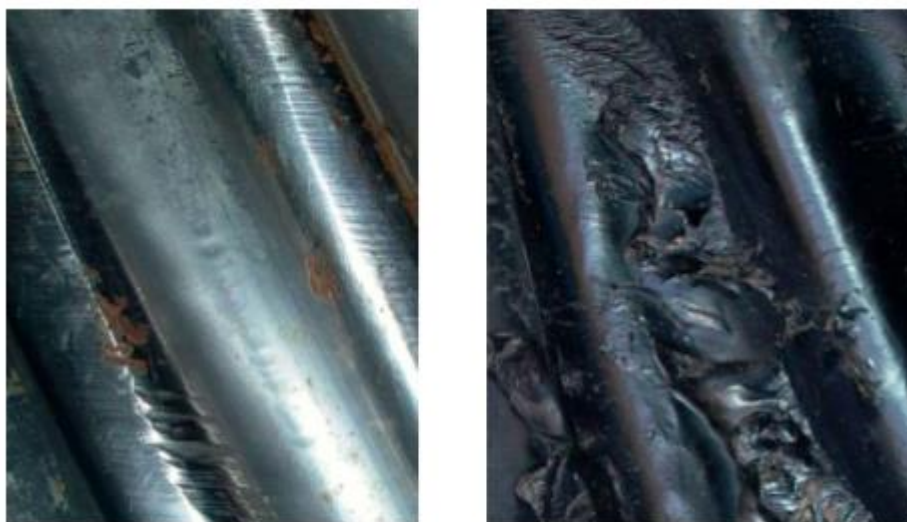


Рисунок 8 – Износ поверхностей ротора и статора винтового забойного двигателя: а – износ поверхности ротора; б – износ поверхности статора

Сложному характеру силового и контактного воздействия в рабочих органах ВЗД соответствует наиболее интенсивный износ и дальнейшее разрушение резинового элемента статора [13, 14, 16].

Известно, что износостойкость резинометаллических пар трения во многом определяется характером смазочной среды, обуславливающим режим контактного взаимодействия, поведение абразива в контакте, а также соответствием физико-механических свойств материалов сопряжения конкретным условиям эксплуатации.

Исследования в данном направлении проводились на основе двух образцов статора от двигателей: ДРУ1-98РС, производства Пермского филиала ВНИИБТ и 7LZ-172 производства КНР. Весь комплекс работ по изучению влияния различных реагентов на показатели триботехнических свойств промывочных

жидкостей применительно к паре трения «резина - металл» был проведен на кафедре «Бурение нефтяных и газовых скважин» УГНТУ.

Экспериментальные исследования проводились на триботехнической установке типа ИИ-5018. Сущность метода испытаний состоит в истирании испытываемого резинового образца на поверхности стального ролика. Так как реальные условия контактного взаимодействия в паре трения «ротор-статор» значительно отличаются от условий и режима проведения данного вида испытаний, нами также был проведен качественный анализ погрешностей результатов эксперимента, и критериев подобия лабораторной установки рабочим органам винтовых забойных двигателей.

Во время цикла взаимодействия в паре трения «ротор-статор» ВЗД, при режиме контакта поверхностей, обусловленного скольжением, реализуется наиболее опасный вид изнашивания - абразивный, характеризующийся максимальной интенсивностью. Именно такой режим контакта, который наиболее нам интересен с точки зрения выбора метода моделирования триботехнического взаимодействия, обеспечивает ИИ - 5018.

Таблица 1 – Значения относительной скорости изнашивания пары трения «резина - металл» в различных средах

№	Промывочная жидкость	Значения относительной скорости изнашивания при удельной нагрузке							
		30		40		50		55	
		№1	№2	№1	№2	№1	№2	№1	№2
1	Вода	0,0176	0,022	0,021	0,026	0,024	0,031	0,027	0,033
2	ББР№1	0,007	0,013	0,008	0,015	0,009	0,017	0,010	0,020
3	ББР№1+ 1% СМ1	0,003	0,003	0,004	0,005	0,009	0,012	0,012	0,018

4	ББР№1+ БКР7	1%	0,0037	0,0037	0,0074	0,0083	0,0124	0,0166	0,0244	0,025
5	ББР№1+ ФК2000	1%	0,0055	0,0064	0,0112	0,0129	0,0223	0,025	0,0324	0,0351
6	ББР№1+ эклюб	1%	0,0074	0,0046	0,0148	0,0101	0,0277	0,0203	0,0370	0,0296
7	ББР№1+ луброил	1%	0,0120	0,0102	0,0194	0,0176	0,0333	0,0296	0,0416	0,0379

Исходя из экспериментов с различными видами буровых растворов, удовлетворительные триботехнические свойства показал полимер-глинистый раствор (ББР). Его состав: вода, бентонит - 3,5%, мел - 14%, баразан - 0,05%, бактерицид - 0,1%, ПАЦ ВН - 0,2%, ФХЛС - 1%. Параметры: плотность 1100кг/м, показатель фильтрации (по ВМ-6) 5,0 см/30мин., условная вязкость (по СПВ-5) 60сек. Добавки вводились постепенно, по 1% от общего объема раствора.

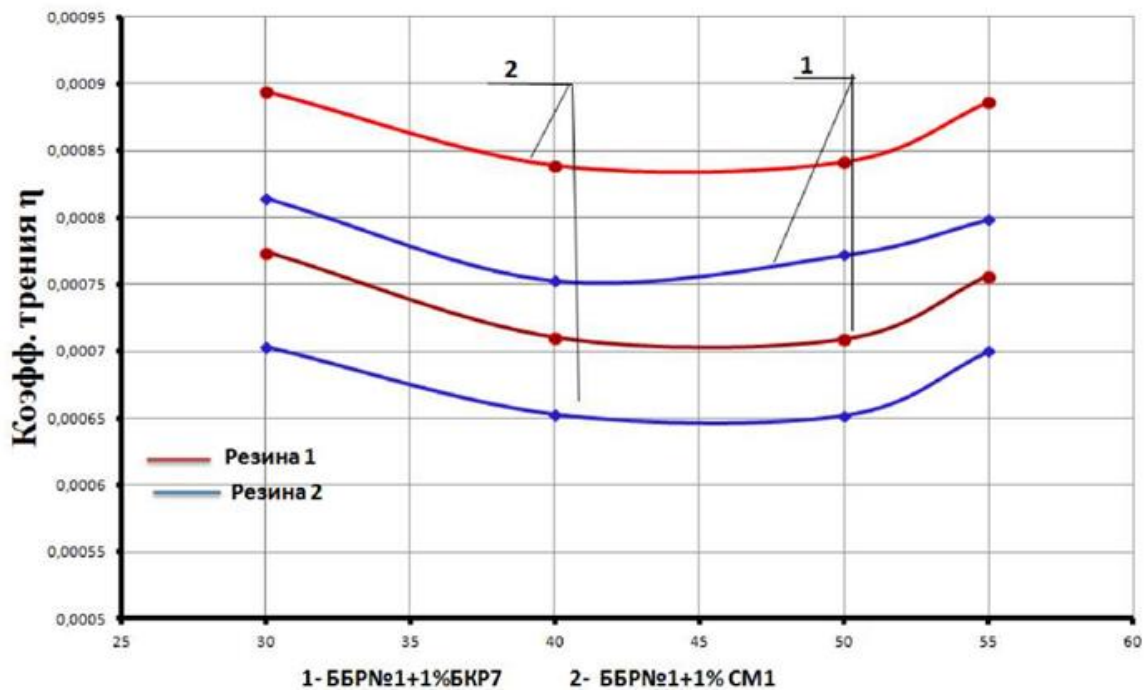
Таблица 2 – Значения коэффициентов трения пары «резина - металл» в различных средах

№	Промывочная жидкость	Значения относительной скорости изнашивания при удельной нагрузке Руд, Н/см ²							
		30		40		50		55	
		№1	№2	№1	№2	№1	№2	№1	№2
1	Вода	0,00097	0,0011	0,00089	0,00099	0,00089	0,00099	0,00091	0,0011
2	ББР№1	0,0012	0,0013	0,0011	0,0012	0,00113	0,00126	0,00115	0,00129
3	ББР№1+ 1%СМ1	0,00077	0,00071	0,00071	0,00065	0,00071	0,00065	0,00075	0,00070
4	ББР№1+ 1%БКР7	0,00089	0,00081	0,00084	0,00075	0,00084	0,00077	0,00088	0,00079
5	ББР№1+	0,00071	0,00131	0,00091	0,0012	0,00087	0,0015	0,00081	0,0016

	1%ФК2000								
6	ББР№1+	0,00091		0,0013	0,00073				0,00104
	1%эклюб		0,00062			0,0011	0,0011	0,0011	
7	ББР№1+	0,0014	0,00097	0,0018	0,0011	0,0017	0,00096	0,0014	0,0011
	1%лублил								

Из рисунка видно, что реагенты ФК2000 и Эклюб практически не оказывают влияния на коэффициент трения, а реагенты БКР7 и СМ-1 снизили его на 15 – 17% и 30 – 35% соответственно. Более существенное и неоднозначное влияние оказали изучаемые реагенты на противоизносные свойства исходного раствора. При $P_{уд}$ менее 40 – 55 Н/см и больших удельных нагрузках эти реагенты снизили скорость износа: БКР-7 - до 2,5 раз, а СМ-1 - до 10 раз.

Полученные данные согласуются с известным явлением химического модифицирования поверхностей трения присадками, содержащими такие элементы, как сера, фосфор, цинк, барий и др. Для расширения области положительного влияния серосодержащих присадок на триботехнические свойства сред рекомендуется вводить в них фосфор, цинк, хлор и ряд других элементов.



Интенсивность нагрузки R_n , Н/мм

Рисунок 8 Зависимость коэффициента трения от нагрузки

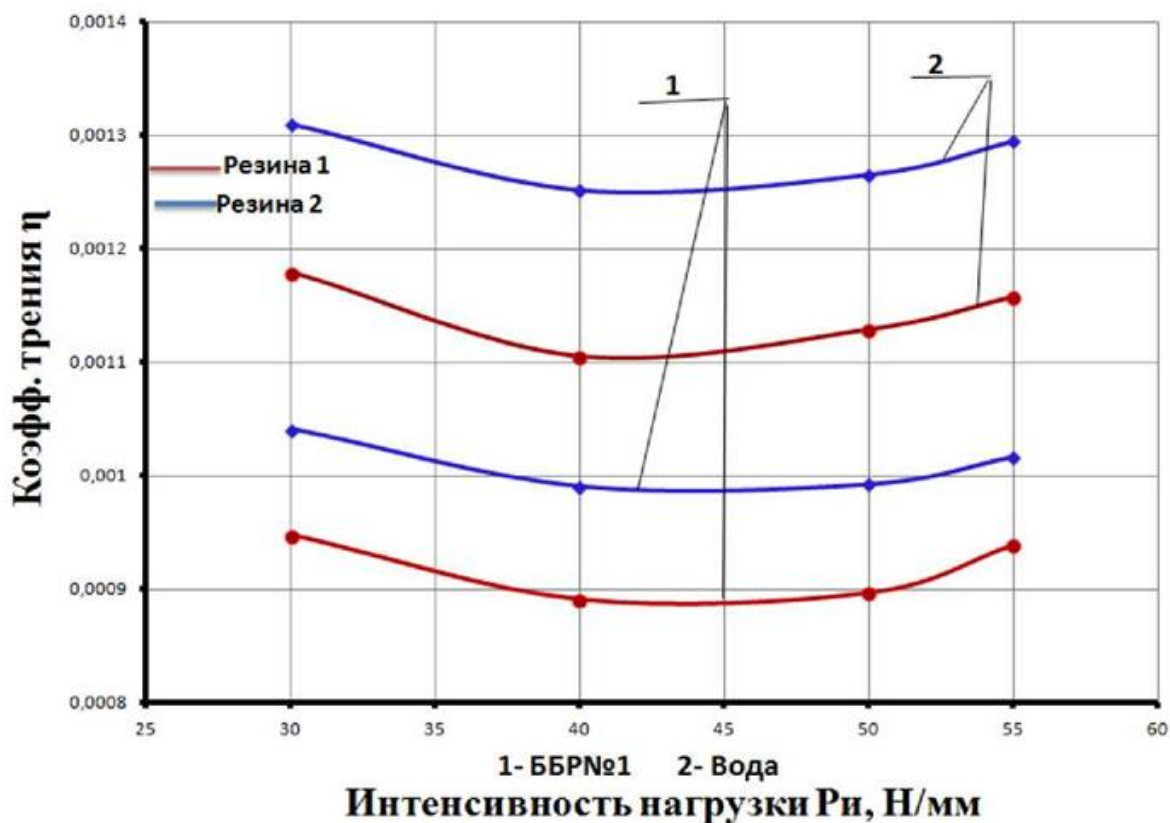


Рисунок 7 – Зависимость коэффициента трения от нагрузки

Снижение скорости изнашивания в среде глинистого раствора связано со структурой глины и коллоидно-химическими процессами, происходящими при

ее взаимодействии с водной средой, природа которых до конца еще не изучена.

На рисунках 9 и 10 приведены графики зависимости относительного коэффициента трения пары «резина - металл» от удельной нагрузки при промывке различными жидкостями.

Для рассматриваемых условий в таблице 2 приведены значения коэффициентов трения пары «резина - металл». Как видно из рисунков 3 и 4, относительный коэффициент трения при добавлении изучаемых реагентов с ростом удельной нагрузки снижается, что указывает на повышение их эффективности при увеличении энергетической нагрузки пары трения. Энергия трения стимулирует защитную роль смазочных добавок, что может быть связано с возрастанием хемосорбционной составляющей при образовании адсорбционных граничных смазочных слоев. Из таблицы 2 видно, что исследуемые реагенты проявляют достаточно высокие антифрикционные свойства - снижение коэффициента трения в паре «резина - металл» составляет от 30 – 40%. Благодаря этому снижаются затраты энергии на трение, повышается долговечность рабочих органов ВЗД.

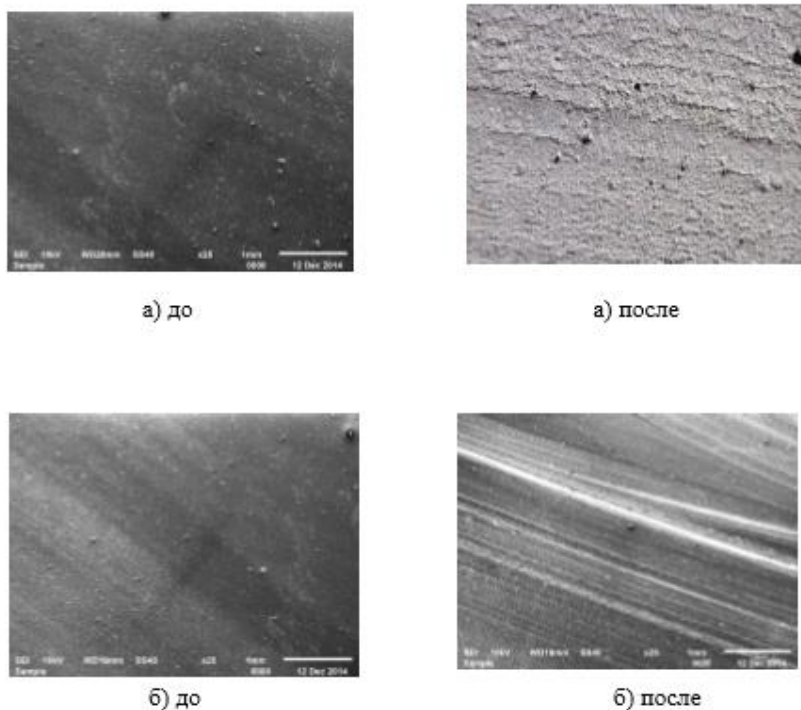


Рисунок 9 – Вид поверхности образцов резин х 25: а) 7LZ-172; б) ДРУ1-98 РС

Из приведенных данных также видно, что опытные реагенты БКР-7 и СМ-1 являются вполне конкурентоспособными по триботехническим показателям с известными смазочными добавками.

Реагенты комплексного действия БКР-7 и СМ-1 разработаны на кафедре «Бурение нефтяных и газовых скважин» УГНТУ, с целью дальнейшего применения в качестве смазочных добавок к буровым промывочным жидкостям на водной основе. Применение данных реагентов комплексного действия снижает износ в парах трения, в паре трения «резина - металл» ВЗД, в частности. Соответственно увеличивается межремонтный рабочий ресурс двигателя.

На рисунке 11 представлены фотографии поверхностей резиновых образцов после проведения испытаний при максимальных значениях первоначального натяга в паре трения.

Анализируя топографию поверхностей резиновых образцов, можно сделать вывод о том, что в данном случае в паре трения реализуется усталостный механизм изнашивания.

Об этом свидетельствует наличие характерных складок, перпендикулярных к направлению движения в процессе испытаний.

Такие складки возникают в результате многократного деформирования, обусловленного наличием сдвиговых напряжений в зоне контакта.

У образца резины Б (ДРУ1-98РС) наблюдается сравнительно большее количество сильно выраженных усталостных складок, что характерно для случая возникновения больших контактных напряжений при проскальзывании.

Это может быть связано с тем, что резины на основе СКН реализуют более высокие значения коэффициента трения по металлу в сравнении с резинами на основе СКД.

Из представленных фотографий видно, что поверхность образцов в зоне контакта зашлифована и имеет низкие значения шероховатости по сравнению с первоначальной. Незначительные усталостные складки имеют очень размытый

вид. Результаты исследований соответствуют общепринятым представлениям о влиянии скорости скольжения на интенсивность изнашивания в парах трения «резина – металл» (диаграмма Герси-Штрибека) и подтверждаются в работах ВНИИБТ по исследованию интенсивности износа в рабочих органах ВЗД [2]. В целом, выполненные исследования доказывают, что высокие показатели противоизносных и антифрикционных свойств реагентов связаны с наличием в них таких функциональных групп, как гидроксильная, карбоксильная, простого и сложного эфиров, азотсодержащих и некоторых элементоорганических соединений. Однако, соотношение в комплексном реагенте компонентов, содержащих указанные группы, существенно влияет на технологичность реагента, в том числе, на его растворимость, эмульгируемость, пенообразование и пеногашение. Поскольку реагенты разрабатываются для технологических жидкостей на водной основе, то неизбежны процессы гидролиза и омыления определенных компонентов при взаимодействии реагента с водой и металлами, особенно в щелочной среде. Поэтому научный и практический интерес представляет задача установления зависимости эффективности различных целевых свойств реагентов от соотношения в них функциональных групп, особенно спиртовой и кислотной.

2. Экспериментальная часть

В проведенном литературном обзоре выявлены основные причины выхода из строя винтового забойного двигателя – это износ рабочих органов, износ шарнирного соединения, износ шпинделя, выход из строя по технологическим причинам и аварийный выход из строя. Статистический анализ причин показал, что около 50% всех отказов связано с износом рабочих органов.

Износ рабочих органов происходит в результате действия различных факторов. Наиболее распространенный это абразивный износ. Он связан с трением в рабочей паре «резина-металл».

Целью данной работы является определения влияния смазочной среды на коэффициент трения в рабочей паре «резина-металл».

2.1. Разработка экспериментального стенда

Экспериментальный стенд представляет собой плоскую поверхность по которой движется тело. Поверхность контакта смазывается при этом исследуемой жидкостью. Движущимся телом является лист стали размерами 20x20 см, имитирующий статор винтового забойного двигателя. Двигаться он будет по резиновой поверхности. Марка резины ИРП-1226. Данная резина широко используется при изготовлении ротора винтового забойного двигателя, так как обладает повышенной износостойкостью, маслостойкостью и температурным интервалом работоспособности от -20 до +100 °С.

Для того что бы эксперименты проходили при равных условиях, резина закрепляется на основании четырьмя болтами и становится не подвижной в процессе проведения экспериментов. Лист стали, движущийся по резиновой поверхности, соединен с помощью троса через блок с грузом.

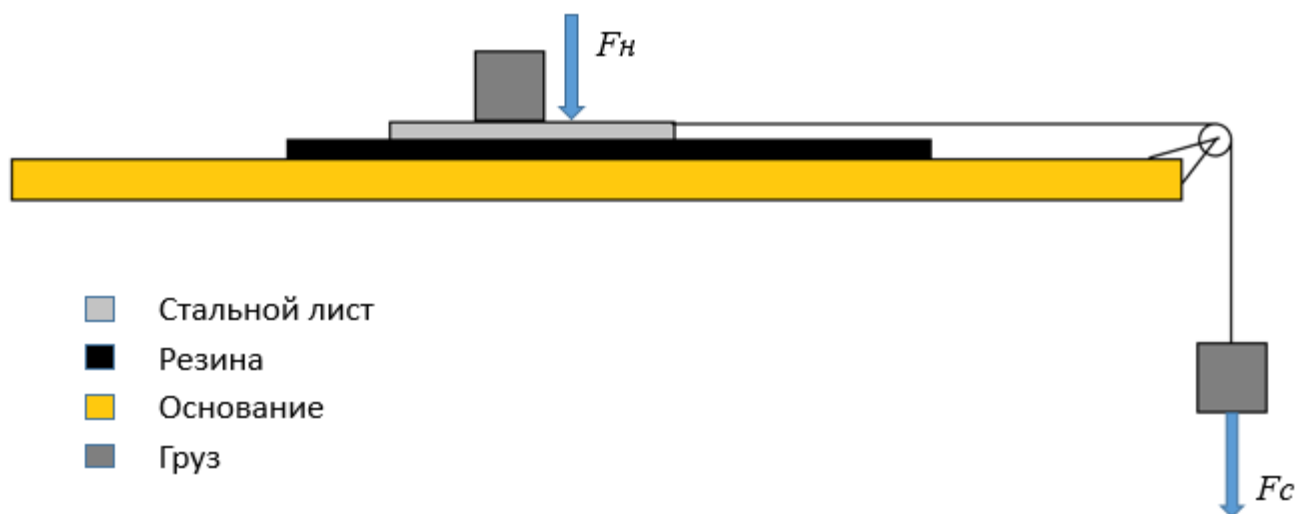


Рисунок 10 – Экспериментальный стенд для определения коэффициента трения

В качестве груз была использована емкость объемом 5 л, в которую насыпался песок. Это позволило проводить эксперименты с наибольшей точностью.

Для придания большего давления между поверхностями контакта использовался груз массой 4 килограмма, который помещался на стальной лист.

2.2. Методика проведения эксперимента.

Суть эксперимента заключалась в сдвигании стального листа по поверхности резины. При этом на площадь контакта наносилась смазочная жидкость. На первом этапе экспериментов в качестве смазочной жидкости использовалась четыре вида жидкости:

- вода;
- масло;

- глинистый раствор;
- полимерглинисты раствор.

На втором этапе использовалось раствор с различной концентрацией твердой фазы от 0.5 до 5 грамм.

Эксперимент заключался в следующем: поверхность резины смазывалась ровным слоем раствора, сверху помещался стальной лист. При постепенной нагрузке на трос стальной лист начинал двигаться. В момент срагивания фиксировалась масса груза. С каждым видом смазочной жидкости проводился ряд экспериментов. Для исследования условий контакта проводились эксперименты при различной температурой смазочной жидкости. Для определения коэффициента трения использовалась формула:

$$\mu = \frac{F_c}{F_H}$$

Результаты заносились в таблицу и по этим данным строились диаграммы.

Следующие разделы не подлежат публикации, так как имеют коммерческую тайну.

- 2.3. Исследования влияния дисперсионной среды бурового раствора на коэффициент трения в паре «резина-металл».**
- 2.4. Исследования влияния концентрации твердой фазы в дисперсионной среде бурового раствора на коэффициент трения в паре «резина-металл».**

Заключение.

В настоящей работе проведен анализ аварий, связанных с выходом из строя винтового забойного двигателя. Основная проблема всех ВЗД исходя из статистического анализа связана с малой наработкой двигателя, которая составляет до 250 часов относительно паспортным 400-500 часам. Происходит это вследствие разрушения резиновой обкладки статора.

В ходе работы изучено влияние дисперсионной среды бурового раствора, а также содержание твердой фазы в нем, на коэффициент трения между эластомером и ротором винтового забойного двигателя. Минимальный показатель коэффициента трения достигается путем добавления смазывающей добавки. При увеличении концентрации твердой фазы наблюдается снижение коэффициента трения, но увеличивается износ эластомера.

Приложение А

РОТОР ВИНТОВОГО ЗАБОЙНОГО ДВИГАТЕЛЯ И ЕГО ПРОИЗВОДСТВО

ROTOR EINES BOHRLOCHSCHNECKENMOTORS UND DESSEN HERSTELLUNG.

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Д	Мурзин Аркадий Михайлович		

Консультант кафедры БС:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Епихин Антон Владимирович	-		

Консультант – лингвист кафедры ИЯПР:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Когут Светлана Валерьевна	-		

Rotor eines Schrauben-Bohrlochsohlenantriebes, Verfahren zu seiner Herstellung und Vorrichtung für die Durchführung dieses Verfahrens.

Gebiet der Technik.

Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf die Bohrtechnik und betrifft insbesondere eine der Hauptbaugruppen von Schrauben-Bohrlochsohlenantrieben zum Niederbringen von Erdöl- und Erdgasbohrungen, nämlich den Rotor eines Schrauben-Bohrlochsohlenantriebes und Verfahren zu seiner Herstellung.

Stand der Technik.

Es ist ein Schrauben-Bohrlochsohlenantrieb mit einem mehr gängigen Rotor bekannt, der in Form einer mehr gängigen Ganzmetallschraube ausgebildet ist, bei der die Anzahl der Gänge der Schraubenfläche (der Schraubenzahne) mehr als Eins ist (SU-Urheberscheinschrift Nr. 926209).

Der Rotor ist in einem Stator untergebracht, der eine mehr gängige Innenschraubenfläche mit einer Anzahl an Gängen aufweist, die die Anzahl der Gänge des Rotors um Eins übersteigt; diese Schraubenfläche ist an einem Belag aus einem federnd-elastischen an der Innenfläche des Statorgehäuses angeklebten Werkstoff wie Gummi durch Formung hergestellt. Die Rotorachse ist relativ zu der mit der Antriebsachse zusammenfallenden Statorachse um eine Exzentrizitätsgröße versetzt, die die Hälfte der Höhe der Rotor- und Statorzähne beträgt, während das Achsteilungsverhältnis der Schraubenzähne des Rotors und des Stators dem Zähnezahlverhältnis dieser Teile gleich ist. Bei der Berührung der Rotorzähne und der Statorzähne miteinander werden im Oberteil des Rotors offene Hohlräume gebildet, die sich über die Ganghöhe der Schraubenlinie schließen. Beim Fördern einer Spülflüssigkeit in den Schrauben-Bohrlochsohlenantrieb von der Tagesoberfläche über ein Bohrgestänge, an dessen unteres Ende der Schraubenbohrlochsohlenantrieb angeschlossen ist, führt der Rotor eine Umlaufbewegung aus, wobei die Rotorachse eine Drehung relativ zu der Statorachse entgegen dem Uhrzeigersinn mit einer Winkelgeschwindigkeit ω_1 ausführt, während sich der Rotor selbst um seine eigene

Achse im Uhrzeigersinn mit einer Winkelgeschwindigkeit von ω_2 dreht. Die Winkelgeschwindigkeit ω_1 ist der mit der Rotorzähnezahl multiplizierten Winkelgeschwindigkeit ω_2 gleich, und die auf den Rotor einwirkende Zentrifugalkraft ist der Rotormasse und dem Quadrat der Winkelgeschwindigkeit ω_1 proportional.

Infolge einer hohen Masse des als ein Ganzteil ausgeführten Rotors und der bedeutenden Winkelgeschwindigkeit ω_1 der Rotorachse entstehen beim Betrieb des Antriebes große Zentrifugalkräfte, die intensive querwirkende Schwingungen auslösen, welche die Lebensdauer des Rotors, des Stators, der gelenkartigen Baugruppe sowie der Gewindeverbindungen des Antriebes und des Bohrgestänges negativ beeinflussen. Dieser Umstand gehört zu einem wesentlichen Nachteil des oben beschriebenen Antriebes.

Der mehrgängige Rotor des oben beschriebenen Antriebes wird nach einem Verfahren zum Zahnradfräsen mittels eines spanenden Werkzeuges zur Metallbearbeitung, u. z. eines Wälzfräasers hergestellt. Dieses Verfahren ist kostspielig, nicht leistungsstark genug, es gewährleistet keine hohe Oberflächengüte der Rotorzähne und erfordert zu seiner Durchführung komplizierte und teure Ausrüstungen - Werkzeugmaschinen und Werkzeuge. Zur Verbesserung der Oberflächengüte des Rotors müssen die Arbeitsflächen des Rotors anschließend poliert oder geschliffen werden, was bei einer komplizierten Konfiguration der Rotoroberfläche und einer großen Länge des Rotors eine schwierige technologische Aufgabe darstellt.

Bei der Bearbeitung der Zähne eines mehrgängigen Rotors von einer großen Länge findet ein Verschleiß der Schneiden des Wälzfräasers statt, wodurch die Genauigkeit des herzustellenden Fertigerzeugnisses vermindert wird.

Es ist auch ein Schrauben-Bohrlochsohlenantrieb mit einem mehrgängigen Hohlrotor bekannt. Für den Anschluss einer Gelenk- oder einer biegsamen Welle ist der Rotor mit einer Kupplung mittels einer Gewindeverbindung starr verbunden (siehe das Buch von Gusman M.T. u.a. "Schrauben-Bohrlochsohlenantriebe zum Niederbringen von Bohrungen", 1981, "Nedra", (Moskau), S. 125 bis 188). Bei dem

genannten Rotor ist das in der Mitte befindliche Metall entfernt. Die Entfernung des Metalls geschieht durch Ausbohren einer Zentralbohrung im Rotor. Das kann auch durch die Verwendung eines dickwandigen Rohrblockes für die Herstellung des Rotors erzielt werden.

Dadurch können die auf den Rotor einwirkenden Zentrifugalkräfte etwas herabgesetzt werden, indem die Dynamik der querwirkenden Schwingungen des Rotors und des gesamten Antriebes vermindert wird. Es bleibt jedoch eine bedeutende Metallmasse im Körper der Zähne des Rotors in seinem peripheren Bereich bestehen, was zum Entstehen von bedeutenden Zentrifugalkräften beim Betrieb des Antriebes und zu einer Verkürzung seiner Lebensdauer führt. Außerdem ist die Verbindung des Rotors mit einer Gelenk- Oder einer biegsamen Welle mittels einer mit Gewindeverbindungen versehenen Kupplung nicht zuverlässig, weil beim Betrieb des Antriebes unter Einwirkung von dynamischen Kräften eine Entkupplung stattfinden kann.

Die Schraubenzähne des Rotors des genannten Antriebes werden ebenfalls im Zahnradfräsverfahren hergestellt, das mit den oben erwähnten Nachteilen behaftet ist.

Die Ausführung des Rotors als ein geschlossener Ganzteil oder aus einem dickwandigen Rohr erfordert außerdem einen hohen Verbrauch an rostfreiem Stahl. Die mit dem oben beschriebenen Rotor ausgerüsteten Antriebe zeichnen sich durch einen relativ geringen Wirkungsgrad und eine nicht hohe Leistung aus, denn bei der Arbeit dieser Antriebe entstehen hohe mechanische, durch die Selbsterhitzung des Stator Gummis verursachte Verluste.

Es ist ein leistungsfähigeres Verfahren zur Herstellung eines eingängigen Rotors für Muano-Schraubepumpen bekannt (US-PS 2 464 011).

Das Verfahren besteht in der Verformung eines Rohrblockes an einer formgebenden Schraubenfläche durch die Druckeinwirkung eines fließenden Mediums auf den Rohrblock. Das Verfahren wird mit Hilfe einer Vorrichtung durchgeführt, in deren Gehäuse ein formgebendes Element mit einer formgebenden Oberfläche untergebracht ist, innerhalb dessen sich der Rohrblock befindet.

Die formgebende Schraubenfläche ist an der Innenfläche des formgebenden Elementes vorgesehen, das gleichzeitig die Funktion des Gehäuses erfüllt und aus mehreren axialen Teilflächen besteht. Der Druck des fließenden Mediums wird im Hohlraum des innerhalb des abgedichteten formgebenden Elementes angeordneten Rohrblockes erzeugt. Die Formgebung des Rotors einer Einschraubpumpe erfolgt in mehreren Stadien, wobei nach jedem Stadium der Rohrblock aus dem formgebenden Element zur Glühbehandlung ausgehoben wird, um die Härte zu vermindern und Eigenspannungen zu beseitigen. Zu den Nachteilen des bekannten Verfahrens und der Vorrichtungen für seine Durchführung wird eine niedrige Güte der Außenarbeitsfläche des Rotors gezählt, an welcher Spuren der Teilung des formgebenden Elementes hinterlassen werden, wobei zur Beseitigung dieser Spuren eine zusätzliche spanende Bearbeitung der Außenfläche des Rotors unter Anwendung von Spezialausrüstungen erforderlich ist.

Einen anderen Nachteil des genannten Verfahrens und der Vorrichtung bilden die komplizierte Herstellung der Innenflächen des teilbaren formgebenden Elementes sowie eine komplizierte Deckung der formgebenden Schraubenflächen in Teilungsebenen. Diese Nachteile werden besonders bei der Herstellung von Rotoren mit einem großen Verhältnis der Länge zum Durchmesser spürbar, was die Herstellung von mehrgängigen Rotoren nach dem oben beschriebenen Verfahren unmöglich macht.

Ein weiterer Nachteil des bekannten Verfahrens besteht darin, daß ein hoher hydrostatischer Druck des fließenden Mediums erforderlich ist, weil der Rohrblock bedeutenden Zugverformungen ausgesetzt wird. Dadurch wird auch eine hohe Energieintensität des Prozesses bedingt.

Offenbarung der Erfindung

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen Rotor für einen Schrauben-Bohrlochsohlenantrieb sowie ein Verfahren zur Herstellung dieses Rotors und eine Vorrichtung für die Durchführung des Verfahrens zu schaffen, die es gestatten, durch die Realisierung von Konstruktionsbesonderheiten des Rotors die Energiekennlinie des

Antriebes zu verbessern, die Reibungsverluste zu vermindern und die Leistung bei der Herstellung des Rotors zu erhöhen.

Das Wesen der Erfindung besteht darin, daß ein Rotor eines Bohrlochsohlenantriebes, der in Form einer mehrgängigen Schraube mit einer Anzahl der Zähne der Schraubenfläche von über 1 ausgebildet und mit einer Kupplung starr verbunden ist, erfindungsgemäß als Hohlkörper mit einer im wesentlichen gleichbleibenden Wanddicke ausgeführt ist, wobei das Verhältnis zwischen der Länge der Außenlinie des Rotorquerschnittes und der Länge des relativ zu dieser Außenlinie beschriebenen Umkreises im Wesentlichen in einem Bereich von 0,9 bis 1,05 liegt.

Eine solche Ausführung des Rotors ermöglicht eine Verbesserung der Energiekennlinie des Antriebes, eine Herabsetzung der querwirkenden Schwingungen, eine Erhöhung der Festigkeit des Rotors bei Torsions- und Biegebeanspruchungen, eine Verminderung der Masse und der Metallintensität des Rotors, eine Senkung des Verbrauches an rostfreiem Stahl sowie eine Verbesserung der Qualität des herzustellenden Rotors.

Das Wesen des Verfahrens zur Herstellung des Rotors besteht darin, daß ein Rohrblock an einer formgebenden Oberfläche durch die Druckeinwirkung eines fließenden Mediums verformt wird, und erfindungsgemäß einem formgebenden Element, dessen Außenfläche eine formgebende Oberfläche darstellt, innerhalb des Rohrblockes angeordnet wird, während der Druck des fließenden Mediums von außen an den Rohrblock angelegt wird. Dadurch wird es möglich, eine hohe Qualität der Schraubenfläche des Rotors zu erzielen, den Energie- und Arbeitsaufwand für dessen Herstellung zu vermindern, die Herstellungszeit zu verkürzen und einen Rotor mit verbesserten technischen Daten, einer verbesserten Oberflächengüte, einer höheren Qualität und Genauigkeit der Arbeitsfläche herzustellen, durch die geringe Reibungsverluste und eine verbesserte Energiekennlinie des mit dem erfindungsgemäßen Rotor ausgerüsteten Antriebes gewährleistet werden.

In einigen Fällen wird die Formgebung des Rohrblockes vorzugsweise in zwei Stadien durchgeführt, wobei in dem ersten Stadium dem Rohrblock die Form eines

Schraubenpolyeders mit abgerundeten Spitzen verliehen wird, bei dem der Durchmesser des Umkreises etwas größer als der Durchmesser des Umkreises des fertigen Rotors ist und die Anzahl der Seitenflächen der Anzahl der Gänge der Schraubenfläche des Rotors gleicht, und im zweiten Stadium die endgültige Formgebung der Rotorschraubenfläche vorgenommen wird.

Dadurch wird es möglich, die Bildung von Metallfalten bei der Formgebung des Rohrblockes zu vermeiden und eine hohe Fertigungsqualität, Maß- und Formgenauigkeit zu gewährleisten.

Es ist vorteilhaft, vor der Verformung in den Rohrblock eine Kupplung mit an der Außenfläche vorhandenen Aussparungen einzuführen und gleichzeitig mit der Formgebung der Rotorschraubenfläche eine Stauchung des Rohrblockes über die Oberfläche der Kupplung vorzunehmen und dadurch diese im Rotor zu befestigen.

Dadurch kann die für die Herstellung des Rotors mit der Kupplung erforderliche Zeit verkürzt werden, weil der Arbeitsgang der Formgebung der Schraubenarbeitsfläche des Rotors und der Arbeitsgang zum Befestigen der Kupplung im Rotor zur gleichen Zeit ausgeführt werden (zeitlich zusammenfallen). Außerdem werden die Zuverlässigkeit und die Dichtigkeit der Verbindung des Rotors mit der Kupplung erhöht.

Das Wesen der Vorrichtung für die Herstellung des Rotors nach dem oben dargelegten Verfahren besteht darin, daß im Gehäuse der Vorrichtung ein formgebendes Element mit einer formgebenden Oberfläche untergebracht ist, und erfindungsgemäß das formgebende Element innerhalb des Gehäuses an Zentrierbuchsen angebracht ist, die formgebende Oberfläche an der Außenfläche des formgebenden Elementes ausgeführt ist, wobei die Zentrierbuchsen Paßabschnitte haben, die für einen Schiebesitz der Enden des Rohrblockes eingerichtet sind. Dadurch werden eine sichere Anordnung des formgebenden Elementes relativ zu dem Gehäuse und dem Rohrblock erzielt und die Herstellung eines Rotors mit einer Außenarbeitsfläche von hoher Güte gewährleistet sowie die Fertigung des formgebenden Elementes vereinfacht.

Es ist vorteilhaft, daß jede Zentrierbuchse einen anderen Paßabschnitt anschließenden Ansatz hat, gegen welchen sich der auf dem Paßabschnitt befindliche Rohrblock stützt und in dem eine Ringnut vorgesehen ist, dabei ist die Breite der Nut der Dicke des Rohrblockes im Wesentlichen gleich, und in der Nut ist eine Dichtung untergebracht. Dadurch wird es möglich, eine zuverlässige Vorverdichtung des Hochdruckraumes der Vorrichtung von Beginn der Verformung des Rohrblockes auf den Paßabschnitten der Zentrierbuchsen zu gewährleisten und die Betriebszuverlässigkeit der Vorrichtung zur Herstellung des Rotors zu erhöhen.

In einigen Fällen ist es notwendig, daß das formgebende Element im Gehäuse austauschbar angeordnet wird und daß ein zur Vorformgebung dienendes formgebendes Element vorgesehen wird, das in Form eines Schraubenpolyeders mit abgerundeten Spitzen ausgebildet ist, bei dem der Durchmesser des Umkreises etwas größer ist als der Durchmesser des Umkreises des formgebenden Elementes zur Endformgebung und die Anzahl der Seitenflächen der Anzahl der Gänge der Rotorschraubenfläche gleich ist.

Dadurch können eine Faltenbildung an den Arbeitsflächen des Rotors vermieden, eine hohe Oberflächengüte erzielt sowie eine Maß- und Formgenauigkeit gewährleistet werden.

Beschreibung.

Im Folgenden wird die Erfindung anhand der eingehenden Beschreibung von konkreten Ausführungsbeispielen unter Bezugnahme auf Zeichnungen erläutert. Es zeigt:

Fig. 1 in schematischer Darstellung einen Schrauben-Bohrlochsohlenantrieb zum Niederbringen von Erdöl- und Erdgasbohrungen mit dem erfindungsgemäßen Rotor in teilweiseem Längsschnitt;

Fig. 2 einen Querschnitt durch den Antrieb nach Linie 11-11 in Fig. 1;

Fig. 3 einen Längsschnitt durch den erfindungsgemäßen Rotor;

Fig. 4 einen Querschnitt durch den Rotor nach Linie IV-IV in Fig. 3;

Fig. 5 einen Querschnitt durch den Rotor nach Linie V-V in Fig. 3;
Fig. 6 einen Längsschnitt durch eine Vorrichtung zur Herstellung des Rotors;
Fig. 7 einen Querschnitt durch eine Vorrichtung zur Herstellung des Rotors nach Linie V11 -V11 in Fig. 6;
Fig. 8 einen Querschnitt durch formgebende Kerne zur Vor- und Endformgebung;
Fig. 9 eine Teilansicht einer Vorrichtung zur Herstellung des Rotors unter gleichzeitigem Einpressen einer Kupplung im Längsschnitt.

Ausführungsvarianten der Erfindung

Der Rotor 1 stellt eines der Hauptteile eines Schrauben-Bohrlochsohlenantriebes (Fig. 1) dar und ist in Form einer mehrgängigen mit Außenschraubenzahnen 2 versehenen Schraube mit einer Anzahl der Gänge (der Zähne) der Schraubenfläche von über 1 ausgebildet. Der Rotor 1 ist innerhalb eines Stators 3 angeordnet, der einen Belag 4 aus einem federnd-elastischen Werkstoff wie Gummi hat. Die Innenschraubenfläche des Belags 4 bildet Schraubenzahne 5, deren Anzahl die Anzahl der Zähne des Rotors 1 um Eins übersteigt. Die Achse O_1 (Fig. 2) des Rotors 1 ist relativ zu der Achse O_2 des Stators 3 um die Exzentrizitätsgröße "e" versetzt. Der Rotor 1 (Fig. 1) ist mit einer Welle 6 einer Lagerungsbaugruppe 7 des Antriebes mittels einer biegsamen Welle 8 Oder einer Gelenkwelle (nicht wiedergegeben) verbunden. Die Lagerungsbaugruppe 7 enthält Achslager und

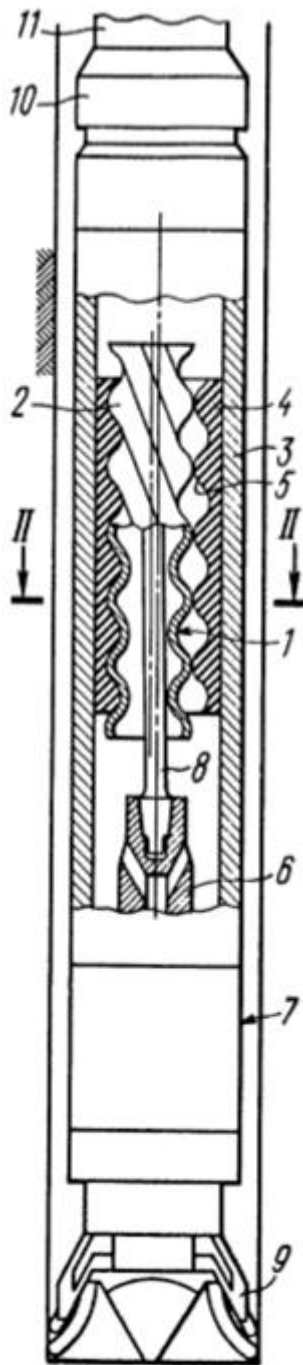


Fig. 1 in schematischer Darstellung einen Schrauben-Bohr Lochsohlenantrieb zum Niederbringen von Erdöl- und Erdgasbohrungen mit dem erfindungsgemäßen Rotor in teilweise Längsschnitt

adiallager (nicht wiedergegeben) zur Aufnahme von Bohrlochsohlenbelastungen. An das untere Ende der Welle 6 der Lagerungsbaugruppe 7 ist ein Gesteinszerstörungswerkzeug 9 angeschlossen. Der Stator 3 des Antriebes ist mittels eines Übergangsstückes 10 an das untere Ende eines Bohrgestänges 11 angeschlossen.

Der Rotor 1 (Fig. 3, 4) ist gemäß der vorliegenden Erfindung als Hohlkörper ausgeführt und enthält eine Rohrhülle 12 (Gehäuse) sowie eine mit dieser starr verbundene Kupplung 13 (Fig. 3) zur Verbindung mit der biegsamen Welle 8 (Fig. 1). Die Kupplung 13 (Fig. 3) ist mit Elementen 14, z.B. mit Gewinden, für den Anschluss der biegsamen Welle 8 versehen. Die Befestigung kann auch nach anderen bekannten Verfahren, z.B. durch Schweißen, mittels Kegel vorgenommen werden.

Bevorzugt ist die Befestigung der Kupplung 13 in der Rohrhülle 12 durch Stauchung der Rohrhülle 12 an der profilierten Außenfläche der Kupplung 13, an welcher Aussparungen 15 vorhanden sind. Das wird nach dem oben beschriebenen Verfahren durchgeführt. Die Aussparungen 15 können unterschiedliche Form aufweisen, d.h. sie können als radiale nicht durchgehende.

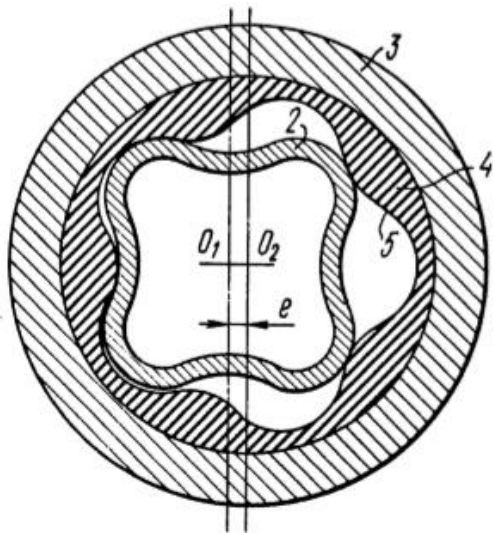


Fig. 2 einen Querschnitt durch den Antrieb nach Linie 11-11 in Fig. 1

Öffnungen, Längs- Oder Quernuten oder Abflachungen, Ring- oder Wendelnuten und deren Kombinationen ausgeführt werden. Es ist wichtig, daß die sich bei der Stauchung des Endabschnittes der Rohrhülle 12 an der profilierten Außenfläche der Kupplung 13 bildenden Ansätze 16 mit den Aussparungen 15 der Kupplung 13 zur Übertragung des Torsionsmomentes und der axialen Belastung in Eingriff stehen.

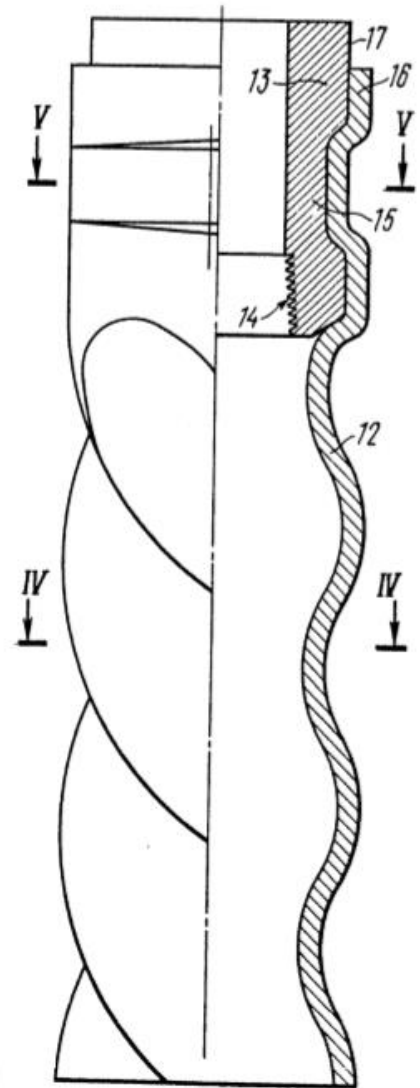


Fig. 3 einen Längsschnitt durch den erfindungsgemäßen Rotor; Fig. 4 einen Querschnitt durch den Rotor nach Linie IV-IV in Fig. 3

Als Beispiel wird in Fig. 3 und Fig. 5 eine Ausführungsform der Aussparung 15 als Ringnut mit einem Durchmesser d_1 gezeigt, die gegenüber der zylinderförmigen Außenfläche 17 der Kupplung 13 exzentrisch angeordnet ist.

Das Verhältnis zwischen der Länge der Außenlinie 18 im Querschnitt des Rotors 1 und der Länge des relativ zu dieser Außenlinie beschriebenen Umkreises 19 liegt im Wesentlichen in einem Bereich von 0,9 bis 1,05. Die Wahl dieses Verhältnisses unter 0,9 führt unter sonst gleichen Bedingungen zu einer Verminderung der Energiekenndaten des Schraubenantriebes, bezogen auf das Torsionsmoment und die

Leistung (infolge einer Verminderung der Anzahl der Rotorgänge) zu einer Herabsetzung der Torsions- und Biegefestigkeit des als Hohlkörper ausgeführten Rotors sowie zu einer Verschlechterung der Fertigungsqualität des Rotors nach dem erfindungsgemäßen Verfahren und mittels der erfindungsgemäßen Vorrichtung, die nachstehend beschrieben werden, weil sich Falten bilden und die geometrische Form des Rotors verletzt wird.

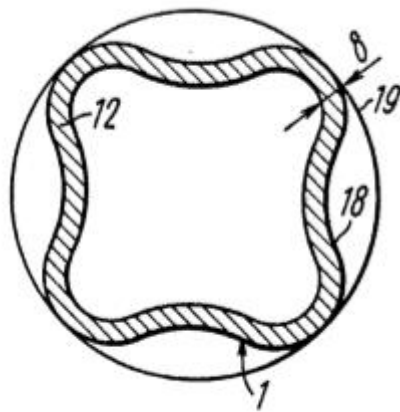


Fig. 4 einen Querschnitt durch den Rotor nach Linie IV-IV in Fig. 3

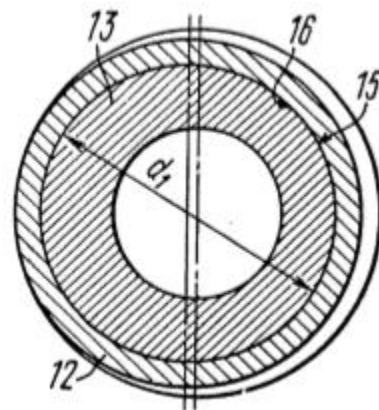


Fig. 5 einen Querschnitt durch den Rotor nach Linie V-V in Fig. 3

Die Wahl des genannten Verhältnisses über 1,05 führt zu einer Verminderung des Wirkungsgrades des Antriebes (infolge einer Vergrößerung der Anzahl der Rotorgänge), zu einer Herabsetzung der Torsions- und Biegefestigkeit des Rotors und einigen Schwierigkeiten bei der Herstellung des Rotors nach dem erfindungsgemäßen Verfahren und mittels der erfindungsgemäßen Vorrichtung, die nachstehend beschrieben werden, weil die Betriebsdruckwerte und die Energieintensität des Prozesses zur Herstellung des Rotors bedeutend erhöht werden.

Der erfindungsgemäße Rotor hat folgende Wirkungsweise, Bei der Zuführung einer Spülflüssigkeit von der Tagesoberfläche über das Bohrgestänge 11 (Fig. 1) wird der Rotor 1 unter Einwirkung eines nicht ausgeglichenen Flüssigkeitsdruckes auf seine Seitenschraubenfläche in Drehung versetzt, und er walzt sich auf den Zähnen des Stators 3 ab. Das dabei am Rotor zu erzeugende Torsionsmoment und die axiale

Belastung werden auf die Welle 6 der Auflagerungsbaugruppe 7 über die biegsame Welle 8 übertragen, die an den Rotor 1 über die Kupplung 13 angeschlossen ist. Von der Welle 6 der Auflagerungsgruppe 7 wird die Drehung auf das Gesteinszerstörungswerkzeug 9 übertragen.

Der oben beschriebene Rotor eines Schrauben-Bohrlochsohlenantriebes wird wie folgt hergestellt. In eine Rohrhülle, die vorher an der Außenfläche auf die erforderliche Oberflächengüte (geschliffen, poliert) bearbeitet worden ist, wird das formgebende Element mit der formgebenden mehrgängigen Außenschraubenfläche eingesetzt, die Enden der Rohrhülle werden gegenüber dem formgebenden Element hermetisch abgeschlossen, wobei gleichzeitig deren gegenseitige Zentrierung gewährleistet und von außen um die Rohrhülle Druck durch ein fließendes Medium, z.B. Mineralöl erzeugt wird. Unter der Einwirkung dieses Druckes büßt die Rohrhülle die Standfestigkeit ein und sie wird im Querschnitt verformt; die Rohrhülle liegt an der formgebenden Oberfläche des formgebenden Elementes dicht an und nimmt dabei die erforderliche geometrische Form eines mehrgängigen Rotors eines Schrauben-Bohrlochsohlenantriebes an. In einigen Fällen, insbesondere bei einer großen Höhe der Rotorzähne und einer geringen Anzahl derselben wird die Formgebung der Rotorzähne nach dem vorliegenden Verfahren zweckmäßigerweise in zwei Stadien durchgeführt. Im ersten Stadium wird die Rohrhülle teilweise auf die nicht volle Zahnhöhe verformt, wobei dem Rohrblock die Form eines Schraubenpolyeders mit abgerundeten Spitzen verliehen wird, und im zweiten Stadium wird die endgültige Formgebung der Schraubenfläche des Rotors vorgenommen. Dabei wird im ersten Stadium durch die Anwendung einer verminderten Größe der Radialverformung die Herstellung der Schraubenfläche einer qualitätsgerechten, keine Falten und keine anderen Verletzungen aufweisenden Form gewährleistet. Das erste Stadium kann bei einem verminderten Druck des fließenden Mediums durchgeführt werden, weil in diesem Stadium die Aufgabe einer Überwindung der Standfestigkeit der Zylinderform des Rohrblockes und einer Vorformgebung der Schraubenfläche, die dieselbe Anzahl der Gänge und dieselbe Ganghöhe der Schraubenlinie wie beim fertigen Rotor aufweist, gelöst wird. Der nach der Bearbeitung im ersten Stadium gewonnene Rohrblock in

Form eines Schraubenpolyeders wird einer endgültigen Formgebung zur Herstellung der Schraubenfläche des Rotors nach demselben Verfahren ausgesetzt, u.z., es wird ein Druck des fließenden Mediums von außen um den Rohrblock mit dem darin befindlichen formgebenden Element erzeugt.

In vielen Fällen erweist sich ein Verfahren zur Herstellung des Rotors als optimal, bei dem gleichzeitig mit der Formgebung der Schraubenfläche des Rotors eine Verbindung seiner Rohrhülle 12 mit der Kupplung 13 vorgenommen wird. Zu diesem Zweck wird in die Rohrhülle vor deren Stauchung die Kupplung 13 mit einer

profilierten Außenfläche eingeführt; die Außenfläche ist mit Aussparungen dieser oder jener Form, z.B. mit radialen nicht durchgehenden Öffnungen, Längs- oder Quernuten oder Abflachungen, Ring- oder Schraubennuten oder deren Kombinationen versehen. Bei der Stauchung des Endabschnittes der Rohrhülle des Rotors werden an deren Innenfläche Ansätze gebildet, die mit den Aussparungen an der Kupplung in Eingriff treten und dabei eine Übertragung des an der

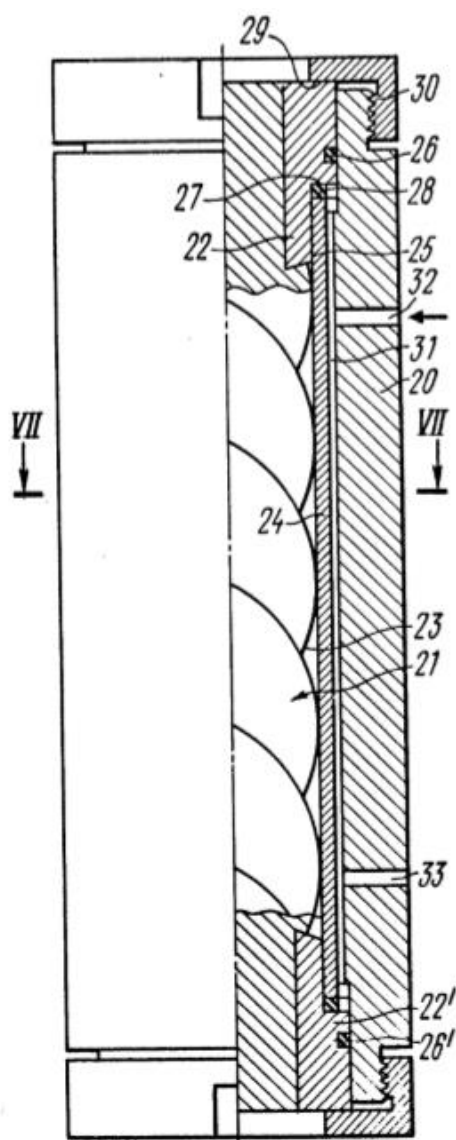


Fig. 6 einen Längsschnitt durch eine Vorrichtung zur Herstellung des Rotors

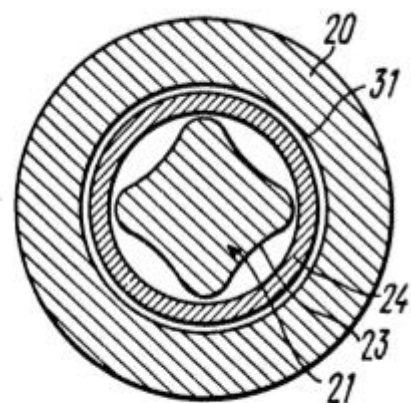


Fig. 7 einen Querschnitt durch eine Vorrichtung zur Herstellung des Rotors nach Linie VII-VII in Fig. 6

Rohrhülle des Rotors erzeugten Torsionsmoments und der Axialkräfte auf die Kupplung und dann auf die biegsame Welle gewährleisten.

Das oben beschriebene Verfahren zur Herstellung des Rotors eines Schrauben-Bohrlochsohlenantriebes kann mittels einer Vorrichtung durchgeführt werden, die in Fig. 6 im Längsschnitt und in Fig. 7 im Querschnitt dargestellt ist. Die Vorrichtung enthält ein dickwandiges Rohrgehäuse 20, in dem ein formgebendes Element 21 angeordnet ist, das relativ zu dem Gehäuse 20 mittels Zentrierbuchsen 22, 22' (Fig. 6) zentriert wird. Die formgebende Außenfläche des formgebenden Elementes 21 ist in Form von Schraubenzahnen 23 ausgebildet, die mit dem herzustellenden Rotor die gleiche Richtung und Ganghöhe der Schraubenlinie haben, wobei die Äquidistantengroße gleich der Wanddicke δ (Fig. 4) des Rohrblockes 24 ist. An der Außenfläche der Zentrierbuchsen 22 (Fig. 6) sind Paßabschnitte 25 vorgesehen, auf welche die Rohrblocke 24 mit ihren Enden gesetzt sind.

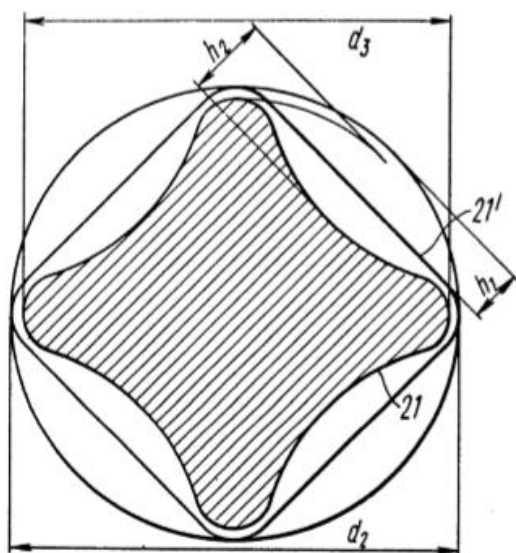
Die Zentrierbuchsen 22, 22' sind an den Stellen ihrer Kopplung mit dem Gehäuse 20 mit Dichtungen 26, 26' versehen, die z.B. in Form von 0-formigen Gummiringen ausgebildet sind.

Die Zentrierbuchse 22 hat einen an den Paßabschnitt 25 angrenzenden Ansatz mit einer ringförmigen Stirnnut 27, in der sich eine Dichtung 28 aus Gummi oder aus einem anderen elastischen Werkstoff befindet. Die Breite der Nut ist im Wesentlichen der Dicke " δ " des Rohrblockes 24 gleich. Der Rohrblock 24 ist auf den Paßabschnitten 25 (in Fig. 6 ist nur ein Paßabschnitt dargestellt) der Zentrierbuchsen 22, 22' so angeordnet, daß sich die Stirnflächen des Rohrblockes 24 auf die Stirnflächen der Dichtungen 28 mit einer bestimmten axialen Verspannung über den Gummi stützen. Der axiale Verzug (Befestigung) des Rohrblockes 24, der Zentrierbuchsen 22, 22' mit den Dichtungen 28 (in Fig. 6 ist nur eine Dichtung wiedergegeben) und des formgebenden Elementes 21 ist mittels der Innenstirnflächen 29 von Rundmuttern 30 (in Fig. ist nur eine Rundmutter wiedergegeben) gewährleistet, die auf die Endgewinde des Gehäuses 20 aufgeschraubt sind.

Zwischen der Außenfläche des Rohrblockes 24 und der Innenfläche des

Gehäuses 20 ist ein Hohlraum 31 für die Zuführung eines fließenden Mediums unter Druck gebildet. Zu diesem Zweck sind im Gehäuse 20 Öffnungen 32 und 33 vorgesehen.

In Übereinstimmung mit dem erfindungsgemäßen Verfahren wird das formgebende Element 21 (Fig. 6) bei der Herstellung des Rotors in zwei Stadien



austauschbar ausgeführt. Das zur Vorformgebung dienende formgebende Element 21' (Fig. 8) ist in Form eines Schraubenpolyeders ausgebildet, das im Querschnitt die Form eines Polyeders mit abgerundeten Spitzen aufweist und eine verminderte Höhe h_1 der Schraubenzahne und einen vergrößerten Außendurchmesser d_2 im Vergleich zu den Größen h_2 und d_3 des zur endgültigen Formgebung dienenden

formgebenden Elementes 21 hat. In Fig. 8 sind übereinandergelegte Außenlinien der Querschnitte der formgebenden Elemente 21' und 21 für die Vor- und Endformgebung gezeigt.

Die Vorrichtung wird wie folgt zusammengebaut und betrieben. In den Rohrblock 24 des Rotors, dessen Oberfläche vorher bis auf die für den Rotor erforderliche Oberflächengüte bearbeitet (geschliffen, poliert) worden ist, wird das formgebende Element 21 eingeführt. An einem Ende des formgebenden Elementes 21 wird eine Zentrierbuchse 22' angebracht, wobei gleichzeitig der Endabschnitt des Rohrblockes 24 bis zum Paßabschnitt an der Zentrierbuchse 22' gebracht wird. Im Gehäuse 20 wird das formgebende Element 21 mit dem Rohrblock 24 und einer der Zentrierbuchsen 22, 22' untergebracht. die zweite Zentrierbuchse 22 wird an dem freien Ende des formgebenden Elementes 21 angebracht, wobei gleichzeitig der Paßabschnitt dieser Zentrierbuchse in den Rohrblock 24, aber die Außenfläche der Zentrierbuchse 22 in das Gehäuse 20 eingeführt werden. Die zusammengebauten Teile werden im

Gehäuse 20 mittels der Muttern 30 bis zu einem gewissen Eindringen der Stirnflächen des Rohrblockes 24 in den Körper der Gummidichtungen 28 befestigt. Dann wird in den Hohlraum 31 der Vorrichtung durch die Öffnung 32 im Gehäuse 20 ein fließendes Medium, z.B. ein Mineralöl, zugeführt und die Luft aus dem Hohlraum 31 durch die Öffnung 33 verdrängt. Beim Austreten des Öls aus der Öffnung 33 wird diese durch einen Hahn (nicht wiedergegeben) abgesperrt. Bei der weiteren Zuführung des fließenden Mediums büßt der zylinderförmige Rohrblock 24 unter der Einwirkung des Außendruckes seine Standfestigkeit ein und wird über die formgebenden Schraubenflächen des formgebenden Elementes 21 unter Bildung von Rotorschraubenzahnen an der Außenfläche des Rohrblockes 24 gestaucht. Durch die Dichtungen 26 werden die zwischen dem Gehäuse 20 und den Zentrierbuchsen 22 bestehenden Spalte (ähnlich für die Buchse 22') hermetisch abgeschlossen, während die hermetische Abdichtung der zwischen den Zentrierbuchsen 22, 22' und dem Rohrblock 24 bestehenden Spalte im Anfangsstadium dadurch verwirklicht wird, daß die Stirnflächen des Rohrblockes 24 unter Kraftaufwand in die Gummidichtungen 28 eingedrückt werden. Je nach der Zunahme des Druckes des fließenden Mediums im Hohlraum 31 und der Verformung des Rohrblockes 24 findet die Abdichtung der zwischen dem Rohrblock 24 und den Paßabschnitten 25 der Zentrierbuchsen 22, 22' bestehenden Spalte infolge der hydraulischen Stauchung des Rohrblockes 24 auf diesen Paßabschnitten statt.

Nach der Beendigung der Verformung des Rohrblockes 24, was nach einer schnellen Druckerhöhung des fließenden Mediums festgestellt wird, wird der Druck abgebaut; die Vorrichtung wird auseinandergenommen, und das formgebende Element 21 wird aus der Rohrhülle des Rotors demontiert.

Fig. 9 zeigt eine Ausführungsform des Verfahrens zur Herstellung des Rotors eines Bohrlochsohlenantriebes unter gleichzeitigem Einpressen der Kupplung 13. Bei dieser Ausführungsvariante wird das eine Ende des formgebenden Elementes 21 im Gehäuse 20 mittels der Zentrierbuchse 34 angebracht, in der sich die Kupplung 13 befindet, deren Außenfläche als Sitzfläche für den Rohrblock 24 dient und mit einer Aussparung in Form einer exzentrischen Nut versehen ist. Bei der Formgebung der Schraubenfläche des Rotors findet gleichzeitig eine Stauchung der Kupplung statt; dabei wird an der Innenfläche der Rohrhülle ein Ansatz gebildet, der die Aussparung 15 der Kupplung 13 ausfüllt und mit dieser bei der Übertragung des Torsionsmomentes und der axialen Belastung in Eingriff steht.

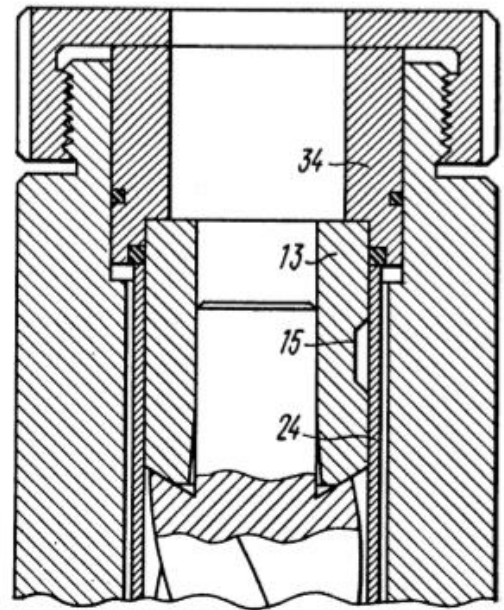


Fig. 9 eine Teilansicht einer Vorrichtung zur Herstellung des Rotors unter gleichzeitigem Einpressen einer Kupplung im Längsschnitt

Durch die Stauchung der Außenfläche der Kupplung 13 mittels des Rohrblockes 24 unter der Hochdruckeinwirkung wird eine hermetische Abdichtung der Verbindung gewährleistet.

Industrielle Anwendbarkeit.

Die vorliegende Erfindung kann zur Schaffung von schnellaufenden Schrauben-Bohrlochsohlenantrieben mit verbesserten Energiekennlinien und Betriebskenndaten zum Niederbringen von Erdöl- und Erdgasbohrungen mit hoher Wirksamkeit eingesetzt werden.

