

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

Горно-металлургический институт им.О.А.Байконурова

Кафедра «Технологические машины и оборудование»

Шахмұрат Мақсат Шахмұратұлы

Совершенствование конструкции винтового забойного двигателя Д-172
с целью повышения энергетических и эксплуатационных характеристик

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

6M072400 – Технологические машины и оборудование

Алматы 2019

СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

Горно-металлургический институт им.О.А.Байконурова

УДК: 621.694; 621.65/.69; 621.6.052

На правах рукописи

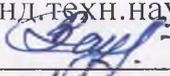
Шахмұрат Максат Шахмұратұлы

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

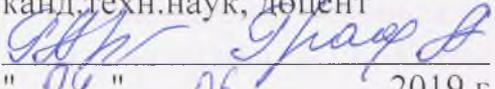
На соискание степени магистра технических наук

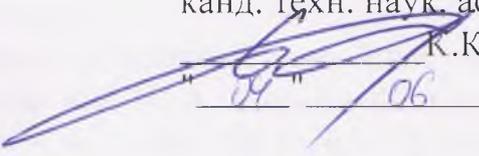
Название диссертации «Совершенствование конструкции винтового забойного двигателя Д-172 с целью повышения энергетических и эксплуатационных характеристик»

Специальность 6М072400–Технологические машины и оборудование

Научный руководитель,
канд.техн.наук, профессор
 Заурбеков С.А.
" 04 " 06 2019 г

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
НАО «КазНТУ им. К.И. Сатпаева»
Горно-металлургический
институт им. О.А. Байконурова

Рецензент
Старший методист,
канд.техн.наук, доцент
 Граф С.
" 04 " 06 2019 г

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой ТМиО,
канд. техн. наук, ассоц. проф.
К.К. Елемесов

" 04 " 06 2019 г.

Горно-металлургический институт им.О.А.Байконурова

Кафедра «Технологические машины и оборудование»

6M072400 – «Технологические машины и оборудование»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой ТМиО

канд. техн. наук, асс. проф.

Ж.К.Елемесов

2017 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение магистерской диссертации

Магистранту Шахмурат Мақсат Шахмуратұлы

Тема: «Совершенствование конструкции винтового забойного двигателя Д-172 с целью повышения энергетических и эксплуатационных характеристик»

Утверждена приказом Проректора по науке университета № 1597-М от «30» 10 2017 г.

Срок сдачи законченной диссертации «24» мая 2019 г.

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов:

- а) краткие сведения о винтовом забойном двигателе;
- б) общий вид винтового забойного двигателя;
- в) изучение недостатков винтового забойного двигателя;
- г) методы решения проблем и недостатков винтового забойного двигателя;
- д) анализ зарубежных винтовых забойных двигателей;
- е) определение физико-механических свойств резиновой обкладки;
- ж) планирование экспериментов

Рекомендуемая основная литература:

1. Балденко Д.Ф. Отечественные винтовые забойные двигатели и прогресс буровой техники и технологии/ Ю.А. Коротаев// Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море.- 2003.-№5.- С. 14-22.

2. Балденко Д.Ф. Одновинтовые гидравлические машины: в 2 т./ Ф. Д. Балденко, А.Н. Гноевых// - М.:000 «ИРЦ Газпром», 2007. Бобров М.Г. Результаты исследований энергетической характеристики винтового

забойного двигателя Д1-195/ А.М. Кочнев // Нефтяное хозяйство. -1988. - №6.

3. Коротаяев Ю.А. Влияние увеличения длины рабочих органов на энергетические характеристики и долговечность винтовых забойных двигателей/ М.Г. Бобров, В.А Пустозеров// Вестник ассоциации буровых подрядчиков. - 2001. № 5. - С. 35-36.

4. Фуфачев О.И. К вопросу повышения эксплуатационных характеристик винтового забойного двигателя// Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море.- 2008.- №1.- С. 22-25.

5. Молодило В.И. Особенности управления процессом бурения скважин с использованием винтовых забойных двигателей// Труды ВНИИБТ/ ОАО «НПО «Буровая техника». -М.: Современные тетради, 2008. -218 с.

АННОТАЦИЯ

Ключевые слова: винтовой, забойный, двигатель, зуб, резина, статор, разрыв, циклическая прочность

В процессе работы над диссертационной работой по материалам патентно-литературного обзора, аналитических исследований и экспериментальных исследования определены статические и динамические физико–механические свойства резиновой смеси ИРП–1226,

Работа состоит из введения, аналитического обзора, экспериментальной части, обсуждения экспериментальных результатов, выводов, списка использованных источников из 29 наименований. Диссертационная работа изложена на 42 страницах, иллюстрирована 25 рисунком.

АҢДАТПА

Түйінді сөздер: винтовой, забойный, қозғалтқыш, тіс, резеңке, статор, үзілу,циклдық беріктігі.

Диссертациялық жұмыс барысында патенттік-әдеби шолу материалдары, аналитикалық зерттеулер және эксперименталдық зерттеулер бойынша ИРП-1226 резеңке қоспасының статикалық және динамикалық физикалық–механикалық қасиеттері анықталды.

Жұмыс кіріспеден, аналитикалық шолудан, эксперименталды бөлімнен, эксперименталды нәтижелерді талқылаудан, қорытындылардан, 29 пайдаланылған әдебиеттер тізімінен тұрады атау. Диссертациялық жұмыс 42 бетте баяндалған, 25 суретпен безендірілген.

ANNOTATION

Keywords: screw, downhole, motor, teeth, tires, stator, gap, cyclic strength.

In the process of work on the thesis on the materials of the patent and literary review, analytical studies and experimental studies, the static and dynamic physical and mechanical properties of the rubber mixture IRP–1226 are determined.

The work consists of introduction, analytical review, experimental part, discussion of experimental results, conclusions, list of used 29 sources names'. Dissertational work is stated on 42 papers, 25 illustrated pattern.

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	7
1	Обзор и анализ материалов по винтовым забойным двигателям	10
1.1	Общие сведения об винтовых забойных двигателях (ВЗД)	10
1.2	Современный уровень развития зарубежных и отечественных производителей винтовых забойных двигателей	14
2	Теоретические основы исследования деформационного состояния эластичного материала обкладки статора	24
3	Экспериментальная часть	32
3.1	Определение физико–механических свойств резиновой смеси	32
3.2	Материалы испытаний на разрыв	33
3.3	Испытания на циклическую прочность	35
	Заключение	
	Список литературы	

ВВЕДЕНИЕ

В нашей стране сегодня наибольшее распространение получил винтовой забойный двигатель (ВЗД) с многозаходными рабочими органами, и с каждым годом его доля в общей проходке увеличивается. Это изобретение причислено зарубежными специалистами к выдающимся достижениям буровой техники XX века. Преимущества и потенциальные возможности этого прогрессивного забойного двигателя дали возможность совершить качественный скачок в технологии бурения таких сложных по профилю скважин как наклонно направленных и горизонтальных, а при капитальном ремонте скважин занять лидирующее положение.

Стремление к повышению технико-экономических показателей бурения нефтяных и газовых скважин привело к созданию высокопроизводительных долот с высокой удельной моментоемкостью. Эффективное использование современных конструкций долот режущего типа возможно лишь при наличии мощного гидравлического забойного привода, работающего при частоте вращения вала 100-400 об/мин, который бы отвечал необходимым требованиям по надежности и долговечности.

Рабочие органы ВЗД относятся к механизмам с переменными условиями касания. "Кинематика зацепления ротора и статора характеризуется сочетанием трения скольжения (точка касания выступа ротора и выступа статора) и качения с проскальзыванием (точка касания впадины ротора и выступа статора) [8]. Основным критерием работоспособности ВЗД является износостойкость его рабочих органов. Наиболее изнашиваемой частью в паре трения является резиновая обкладка, которая испытывает значительные нагрузки, при этом работая в агрессивной и абразивной среде. Максимальный износ отмечается в зоне скольжения зубьев статора и ротора, где скорость проскальзывания может достигать 2 м/с в зависимости от типоразмера ВЗД [9]. Царапины, появляющиеся на поверхности резиновой обкладки в результате работы секции рабочих органов, перерастают в трещины, по которым происходит дальнейшее разрушение массива зуба резиновой обкладки и выход из строя статора в целом. В значительной степени на износ рабочих органов оказывает влияние натяг в зацеплении статор-ротор.

Сама стандартная конструкция секции рабочих органов не полностью использует возможности повышения энергетических характеристик, ресурса и надежности винтового забойного двигателя. Недостатки этой конструкции объясняются напряженно-деформированным состоянием упругоэластичной обкладки статора, имеющей монолитно выполненные зубья. Для данной конструкции существует ограничение по межвитковому перепаду давления из-за возникновения больших объемных потерь в рабочих органах, при превышении, которого использование ВЗД не эффективно. При планетарном вращении ротора в обкладке статора винтовые зубья подвергаются сложной деформации и изгибу. Об этом свидетельствует экспериментальный факт, когда после полного торможения двигателя на стенде и последующего снятия тормозного момента ротор невозможно было повернуть в статоре повышением давления в нагнетательной линии стенда.

С поврежденной резиновой обкладкой двигатель может быть работоспособен, но необходимого крутящего момента на долоте, как и других энергетических характеристик, на нем не достигается.

При действии внутреннего давления промывочной жидкости и температуры внутри статора с цельнорезиновым зубом происходит искажение геометрий циклоидального профиля резиновой обкладки, что приводит к изменению натяга и расчетной геометрии зацепления в паре. Как показывает расчет Зотина В.Н. методом теории упругости [10, 11] на примере статора диаметром 172 мм и кинематическим отношением рабочих органов 9/10, при работе инструмента на глубине 3000 м (давление снаружи статора 35 МПа, давление внутреннее 40,8 МПа, температура 373 К) происходит уменьшение диаметра по выступам зубьев статора на 0,12 мм, и увеличение диаметра по впадинам на 0,16 мм. А при глубине бурения 9000 м (давление снаружи статора 100 МПа, давление внутреннее 104,8 МПа, температура 423 К) происходит увеличение диаметров выступов и впадин зубьев статора на ОД 8 и 0,12 мм соответственно. Нарушение расчетной геометрии зубчатого зацепления в рабочих органах ВЗД вызывает в свою очередь увеличение механических потерь на трение и утечек рабочей жидкости, как следствие — уменьшение КПД двигателя в целом.

До этого были перечислены конструктивные недостатки статоров стандартной конструкции, которые определяют технологические проблемы при бурении нефтяных и газовых скважин. Решение таких проблем, как повышение крутящего момента ротора и улучшение нагрузочной характеристики двигателя, являющейся отношением частоты вращения ротора к реализуемому крутящему моменту, позволит более эффективно использовать современные долота с резцами PDC.

Для получения высоких крутящих моментов на выходном валу ВЗД используют статоры увеличенной длины (до 7 метров). При производстве таких статоров имеются определенные технологические сложности и наблюдается высокий процент брака. Основной проблемой изготовления такого статора является формирование резиновой, обкладки. При бурении скважин с малыми радиусами искривления ствола применение больших длин статоров также вызывает определенные технологические сложности,

При бурении глубоких скважин с высокими температурами на забое не обеспечивается долговечность ВЗД из-за увеличения механического износа рабочих органов и деформации обкладки при температурном расширении большого объема резины, используемого в конструкции статора.

Также при бурении скважин с высокими температурами на забое резиновая обкладка статора разогревается до высоких температур от действия, циклических деформаций при контактном взаимодействии с ротором и от действия внутреннего перепада давления жидкости. Разогрев резиновой обкладки до высоких температур снижает её сопротивление циклическим нагрузкам и негативно влияет на, энергетические характеристики ВЗД, из-за изменения упруго-эластичных свойств резины [12]. Во избежание термического разрушения обкладки производителями не рекомендуется, использование ВЗД в скважинах с температура забое выше

110.

Таким образом, характеристики, надежность и ресурс отечественных ВЗД требуют дальнейшего повышения для эффективного применения долот современных конструкций. Учитывая, что бурение наклонно-направленных горизонтальных скважин, а также их капитальный ремонт в большинстве случаев ведутся, винтовыми забойными двигателями, необходимость создания ВЗД с повышенными энергетическими характеристиками долговечностью весьма актуальна.

Цель работы - повышение показателей бурения винтовыми забойными двигателями путем создания секций рабочих органов, с улучшенными энергетическими и эксплуатационными характеристиками. за счет новой конструкции статора;

Основные задачи работы следующие:

1. Исследование методов повышения энергетических характеристик секции рабочих органов ВЗД.
2. Определение конструктивных решений по созданию новой секции рабочих органов с повышенными энергетическими характеристиками.
3. Разработка методики и проведение прочностного и теплового расчетов элементов конструкции новой секции рабочих органов.

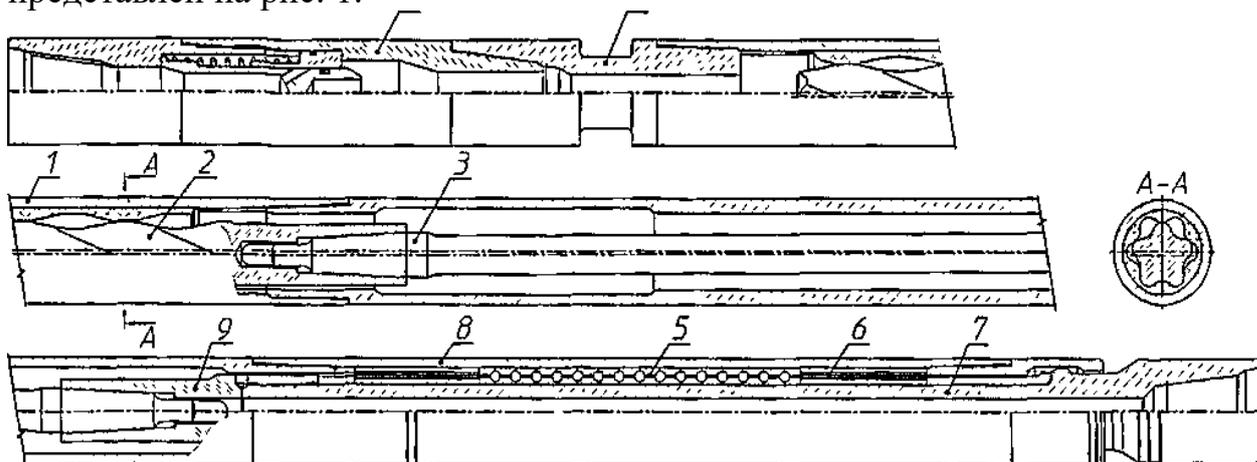
Методы исследования: в работе использован комплекс методов: аналитический, графоаналитический и экспериментальный. Методическую и теоретическую основы исследования составили научные труды отечественных и зарубежных авторов в области конструирования винтовых гидромашин, общие положения теории упругости, термодинамики и конечно-элементного анализа. В числе информационных источников использованы научные разработки в виде сведений из книг, журнальных статей, научных докладов и отчетов, отечественных и иностранных патентов, материалов научных конференций, семинаров, результатов собственных расчетов и экспериментов.

Апробация полученных результатов. Доклад на тему: «Исследования влияние конструктивных параметров винтовых забойных двигателей на их энергетические характеристики» представлен на ежегодной международной конференции Сатпаевские чтения – 2018-2019

1 Обзор и анализ материалов по винтовым забойным двигателям

1.1 Общие сведения об винтовых забойных двигателях (ВЗД)

ВЗД относится к гидравлическим машинам объемного типа, преобразующим давление жидкости в крутящий момент на выходном валу. Несмотря на некоторые конструктивные отличия отдельных узлов, все двигатели для бурения вертикальных и наклоннонаправленных скважин имеют принципиально одинаковую компоновку. Общий вид двигателя представлен на рис. 1.



1—статор, 2—ротор, 3—гибкий вал (торсион), 4—переводник, 5—многорядная упорная шаровая опора, 6—радиальный подшипник, 7—вал шпинделя, 8—корпус шпинделя, 9—полумуфта вала, 10—переливной клапан
Рисунок 1 – Общий вид винтового забойного двигателя Д–95

Двигатель состоит из следующих основных узлов: двигательной секции, шпинделя, переливного и(или) обратного клапана. Двигательная секция представляет собой винтовой героторный механизм и состоит из статора 1 с внутренними винтовыми зубьями и ротора 2 с наружными винтовыми зубьями, число которых на единицу меньше числа зубьев статора, в, результате чего ось ротора смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета, равную половине высоты зуба. В двигательную секцию входят переводник 4 и узел соединения 3 планетарного ротора 2 и выходного вала шпинделя 7. Узел соединения может быть выполнен в виде двухшарнирного соединения или гибкого вала и служит как для преобразования планетарного движения ротора в коаксиальное вращение вала, так и для передачи вращающего момента от ротора 2 на вал шпинделя 7. Шпиндель включает корпус 8, выходной вал 7, установленный в корпусе в радиальных подшипниках 6 и многорядной осевой опоре 5 [1].

Рабочие поверхности ротора и статора входят друг с другом во внутреннее зубчатое косозубое зацепление. Статор стандартной конструкции представляет собой металлический остов с цилиндрической расточкой и прикрепленной к нему резиновой обкладкой с внутренней винтовой поверхностью гипоциклоидального профиля. В винтовом зацеплении со статором ротор имеет на один зуб меньше, чем при подаче гидравлического

давления на двигатель образуются камеры высокого и низкого давления (шлюзы). Секция рабочих органов (РО) комплектуется с натягом в паре «роторстатор». Величина натяга зависит от диаметральных и осевых размеров РО, забойной температуры, свойств бурового раствора и материала обкладки статора и оказывает существенное влияние на характеристики и срок службы двигателя [2, 3].

Стремление к повышению технико-экономических показателей бурения нефтяных и газовых скважин привело к созданию высокопроизводительных долот с высокой удельной моментоемкостью. Эффективное использование современных конструкций долот режущего типа возможно лишь при наличии мощного гидравлического забойного привода, работающего при частоте вращения вала 100-400 об./мин, который бы отвечал необходимым требованиям по надежности и долговечности.

Также на сегодня количество прерванных долблений из-за внезапных отказов ВЗД еще достаточно велико, что приводит к дополнительным затратам на спускоподъемные операции, снижению технологических показателей, бурения. Для решения проблемы: низкой долговечности ВЗД необходимо понимание и прогнозирование причин отказов механизма,

Проведенный анализ выявленных на плановых ревизиях причин, отказов, ВЗД на примере двигателя ДЗ195 дал следующую картину (таблица 1):

Таблица 1. Соотношение причин отказов ВЗД Д-172.

Причины отказов	2006 год, г. Сургут 281 двигателей	2007 год, г. Сургут 50 двигателей
Разрушение резины статора	48%	36%
Износ рабочих органов	24%	24%
Износ осевых, радиальных опор	26%	32%
Сломы гибких валов	2%	8%

По соотношению выявленных причин отказов: ВЗД при наработке, до 250 часов большую долю занимает разрушение резиновой обкладки статора. Это на сегодняшний день одна из важнейших проблем в производстве и эксплуатации ВЗД. Повреждения эластомерной обкладки, ведут к значительному снижению энергетических характеристик двигателя вплоть до его полного отказа. Причинами разрушения резиновой обкладки статора, действующими отдельно или в совокупности, являются:

- перегрузка двигателя: крутящим моментом и как следствие повышенный перепад давления промывочной жидкости в РО;
- усталостное разрушение эластомера;
- термическое разрушение эластомера;

- износ рабочих, поверхностей статора и ротора;
- чрезмерно высокий натяг в паре «ротор-статор».

При большой деформации зубьев резиновой обкладки статора, которая, может возникнуть при действии чрезмерно большого перепада давления в РО, например, во время торможения, прихватов породоразрушающего инструмента нарушении технологии бурения, и чрезмерно высоком натяге в зацеплении РО в эластомере могут возникнуть напряжения, превышающие его предел прочности к вырыву резины.

Во время работы двигателя ротор планетарно вращается внутри статора, постоянно контактируя с его зубьями и образуя камеры высокого и низкого давления. Резиновые зубья статора при этом претерпевают циклические деформации. Следует добавить к этому воздействию поперечные колебания ротора вследствие инерционных и гидравлических сил, а также действие реактивных сил от гибкого вала. Известно [4], что для любого материала при длительном действии циклически изменяющихся во времени напряжений, и деформаций начинаются необратимые явления снижения сопротивления материала разрушению, характеризующиеся как усталостное повреждение, образуются микроразрывы, которые на дальнейших стадиях перерастают в макроразрывы, либо приводят к окончательному разрушению элемента конструкции.

Резина является вязко-эластичным материалом, часть механической энергии деформации, преобразуется, в тепловую, Тепло аккумулируется, в центре резинового зуба статора, как следствие низкой теплопроводности тепла к металлическому остову статора. Генерацию тепла в эластомере под циклическим действием внешних нагрузок можно определить по формуле, [5]:

$$H = 2100 \cdot E \cdot \tan \delta \cdot \varepsilon^2 \cdot \nu, \quad (1)$$

где E - модуль упругости, psi;

$\tan \delta$ - отношение модуля вязкости к модулю упругости;

ε - деформация;

ν - частота нагружения, Гц.

Расчеты показывают, что отвод тепла от обкладки статора в зоне максимальных деформаций винтового зуба недостаточен. Разогрев резины ухудшает её физико-механические и упруго-эластичные свойства, приводит к снижению прочности и долговечности. Перегрев резинового зуба статора может привести к термическому разрушению эластомера и его вырыву [6], как показано на рисунке 2:

1)В центре зуба, где деформация эластомера достигает высоких значений и охлаждение наименее эффективно, происходит структурное изменение резины вследствие её саморазогрева из-за циклически действующей нагрузки.

2)В центре резинового зуба происходит термическое разрушение резины. Область разрушения смещена от центра зуба к боковой поверхности зуба.

3)Дальнейшее разрушение резины происходит по направлению к

боковой поверхности зуба в области его подъема.

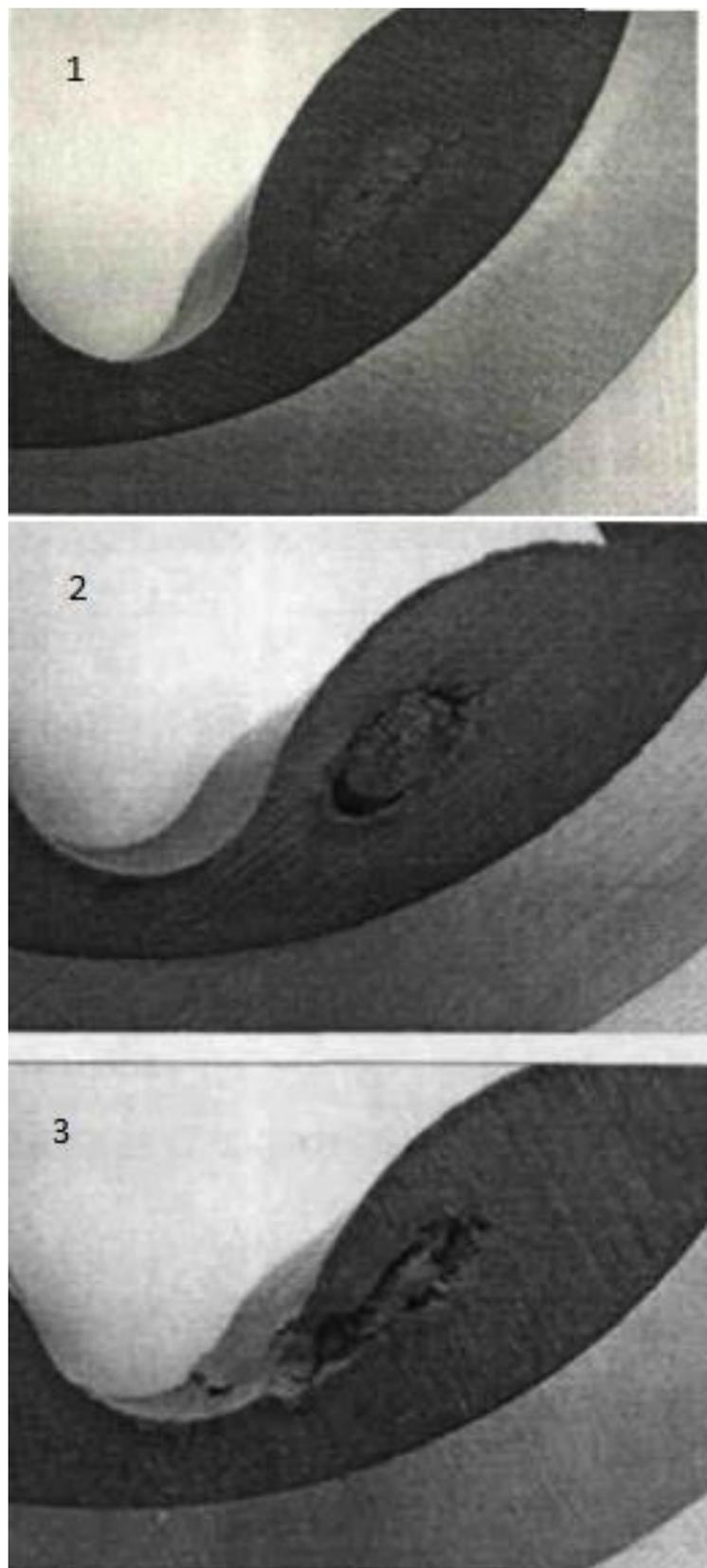


Рисунок 2 – Термическое разрушение резинового зуба статора

При бурении глубоких скважин с высокими температурами на забое на обкладку статора ВЗД одновременно действует высокое давление промывочной жидкости и температура. Известно, что резина имеет высокий

коэффициент температурного расширения. Под действием этих двух факторов происходит искажение проектного циклоидального профиля обкладки статора. Диаметр по вершинам зубьев статора уменьшается больше, чем по впадинам. Разработчики при проектировании статоров для работы в условиях повышенных температур (свыше 60°C) используют зазор в зацеплении, увеличивая диаметр по выступам зубьев статора и руководствуясь ОСТ 3916484. Но такой способ компенсации уменьшения диаметра по выступам зубьев статора не учитывает неравномерное искажение профиля обкладки по выступам и по впадинам. Неравномерное искажение расчетного профиля обкладки статора может негативно отразиться на энергетических характеристиках и увеличении износа РО ВЗД.

1.2 Современный уровень развития зарубежных и отечественных производителей винтовых забойных двигателей

Решение проблемы повышения надежности и энергетических характеристик ВЗД необходимо искать в конструкции рабочих органов (РО) двигателя. На сегодня имеются следующие распространенные методы повысить мощностные характеристики ВЗД:

- за счет изменения геометрии зацепления ротор-статор, что обычно реализуется увеличением наружного диаметра статора;

- увеличением длины активной части статора, при неизменной геометрии зацепления ротор-статор. [13, 14].

Очень часто конструктор не может варьировать наружным диаметром и длиной рабочих органов, так как они ограничены технологией бурения. Таким образом, улучшение энергетических характеристик ВЗД необходимо искать, в самой конструкции рабочих органов оптимизируя предшествующие варианты исполнения или создавая новые.

Анализ последних исследований по улучшению энергетических характеристик ВЗД показывает, что конструктивные изменения ведутся в направлении увеличения жесткости винтовых зубьев рабочих органов и улучшения отвода тепла от резиновой обкладки [15]. В данной работе рассматривается стандартная конструкция статора, представляющая собой металлический остов с внутренней цилиндрической расточкой и прикрепленной резиновой обкладкой, имеющей внутреннюю винтовую поверхность циклоидального профиля. Стандартная конструкция сравнивается с новой конструкцией статора, отличающейся тем, что металлический остов имеет внутреннюю винтовую поверхность циклоидального профиля прикрепленную к нему резиновую обкладку. Известны следующие конструктивно-технологические решения по формированию внутреннего винтового профиля металлического корпуса статора:

- фрезерование внутренней поверхности трубной или цилиндрической металлической заготовки;

- ковка трубной металлической заготовки на винтовом сердечнике;

- литье металла в полость между корпусом и винтовым сердечником;

- пластическое деформирование методом обкатки роликами внутренней поверхности металлической заготовки;
- набор металлических пластин или сегментов с вырезанным циклоидальным профилем;
- установка в цилиндрический корпус тонкостенного винтового штампованного металлического вкладыша;
- установка в сердцевину резинового зуба металлического прутка.

Приведенные выше способы изготовления новых статоров используют такие известные зарубежные производители как «Baker Hughes», «Kachele», «Robbins&Myers», «BICO», «Schlumberger», «Drilex systems». Фирма «Schlumberger» имеет патент на рабочие органы типичной конструкции [16], представленной на рисунке 3, где корпус статора имеет внутренний винтовой циклоидальный профиль, а резиновая обкладка может иметь разную толщину на выступах и впадинах винтовых зубьев. Технологически изготовить такой цельный металлический корпус статора сложно. Если внутренний профиль выполнять фрезерованием или ковкой на всей длине статора, то производителю необходимо иметь дорогостоящее оборудование. При изготовлении методомковки для статоров с различной геометрии профиля и шага винтовой линии необходимо ставить отдельные эксперименты на определение отклонения винтового шага, т.к. имеет место эффект «пружинения» заготовки из-за действия остаточных напряжений в заготовке.

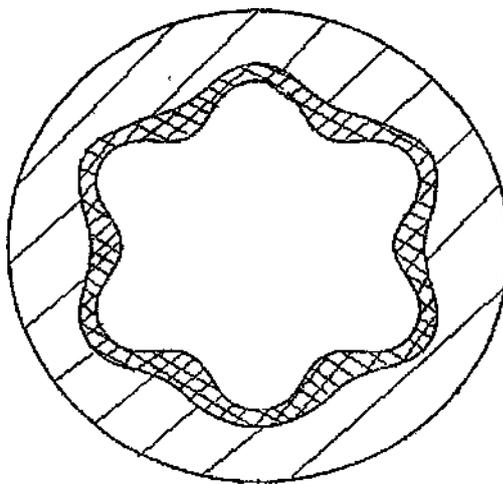


Рисунок 3 – Статор фирмы «Schlumberger»

По патенту, принадлежащему ООО «Фирма «Радиус-Сервис» [17] для упрощения изготовления статора остов может быть составным из корпуса и вставных статорных гильз, соединенных сваркой рисунок 4. Цилиндрические гильзы с внутренней стороны имеют винтовые зубья. Недостатком данной-конструкции является множество сварных соединений, которые не могут обеспечить достаточный запас прочности конструкции при наклонно направленном бурении. При изготовлении методомковки для статоров с различной геометрии профиля и шага винтовой линии необходимо ставить отдельные эксперименты на винтового шага, т.к. имеет место эффект «пружинения» заготовки из-за действия остаточных напряжений в заготовке.

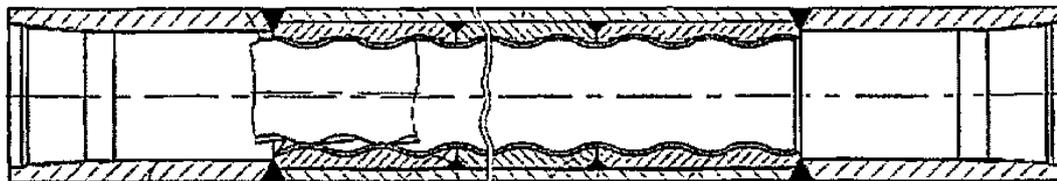


Рисунок 4 – Статор фирмы «Радиус-Сервис»

Статор фирмы «Robbins & Myers» [18] имеет цельную гильзу рисунок 5, установленную в цилиндрический корпус. С точки зрения надежности такая конструкция является предпочтительной из-за отсутствия сварных соединений между внутренними гильзами, но технологически является более сложной, т.к. необходимо выдержать геометрию винтового зуба и хода винтовой линии на большой длине.



Рисунок 5 – Статор фирмы «Robbins & Myers»

Павловский машиностроительный завод предлагает по патенту [19] внутреннюю гильзу и остов статора конструкции, представленной на рисунке 5, изготавливать из разных материалов: остов статора выполнен из стали или титанового сплава, а гильза из сплава на основе цинка, меди или алюминия. Таким образом, коэффициент теплопроводности материала гильзы может быть в несколько раз больше коэффициента теплопроводности остова, чем может обеспечиваться лучшее отведение теплоты от резины. Из-за применения дорогих материалов конструкция отличается высокой себестоимостью. Еще одним недостатком изготовления внутреннего винтового профиля статоров методом литья легким сплавом является ненадежность крепления к ним резиновой обкладки, обусловленная низкими адгезионными свойствами материалов.

Фирма «Artemis Kautschuk and Kunststofftechnik» по патенту [20] предлагает секцию рабочих органов винтового забойного двигателя, остов статора которой представляет собой цилиндрический корпус со вставленной в него тонкостенной оболочкой рисунок 6. Такую конструкцию отличает минимальный вес. Недостатком данной конструкции может быть деформация вставленной оболочки из-за большого давления в рабочих камерах при работе ВЗД, а также при большом давлении резиновой смеси на этапе заливки статора при его изготовлении. Более сильно этому подвержена оболочка, изготовленная методом деформирования, т.к. материал её достаточно пластичен. Из-за применения дорогих материалов конструкция отличается высокой себестоимостью. Еще одним недостатком изготовления внутреннего винтового профиля статоров методом литья легким сплавом является ненадежность крепления к ним резиновой обкладки, обусловленная низкими адгезионными свойствами материалов.

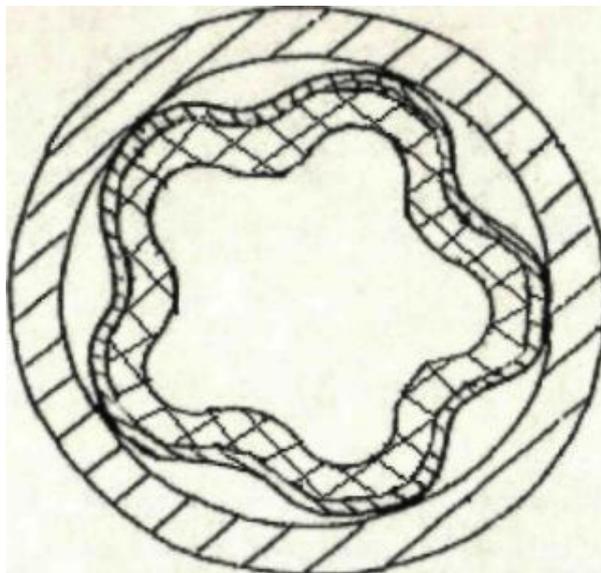


Рисунок 6 – Статор фирмы «Artemis Kautschuk and Kunststofftechnik»

Конструкция фирмы «Drilex systems» [21] отличается тем, что полости между цилиндрическим остовом статора и винтовой оболочкой заполнены упруго-эластичным материалом (рисунок 7) для предотвращения деформирования тонкостенной оболочки. Однако, применение такого наполнителя не обеспечивает отвода теплоты от резиновой обкладки из-за низкой теплопроводности.

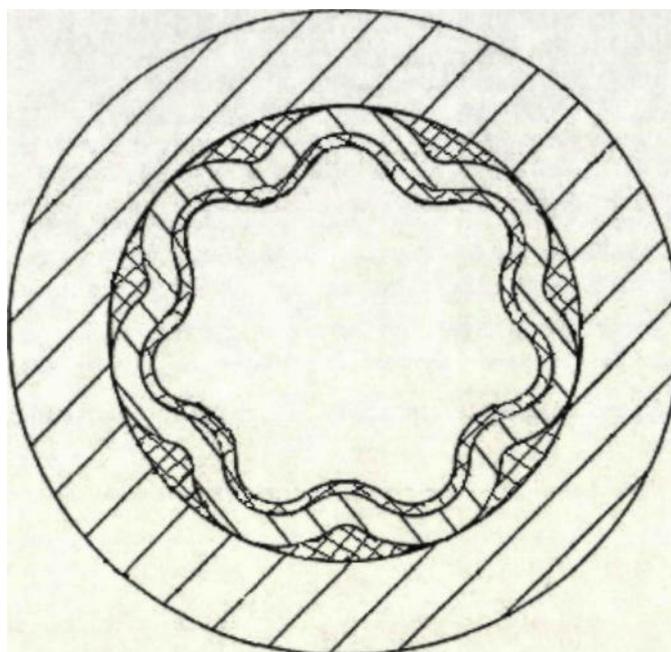


Рисунок 7 – Статор фирмы «Drilex systems»

«Фирма «Радиус-Сервис» по патенту [22] заявляет, что для устранения недостатков данной конструкции полости между оболочкой и остовом статора можно заполнить металлом, но упускает технологическую возможность осуществления такого решения.

Жесткость винтового зуба статора может быть повышена и более простым способом. Арматурой может являться металлический пруток (рисунок 8). Данная конструкция запатентована фирмой «Go-Anker» [23]. Арматура может располагаться по всей длине винтовой линии статора или только в нижней его части. Статор такой конструкции не обеспечивает отведение теплоты от резиновой обкладки.

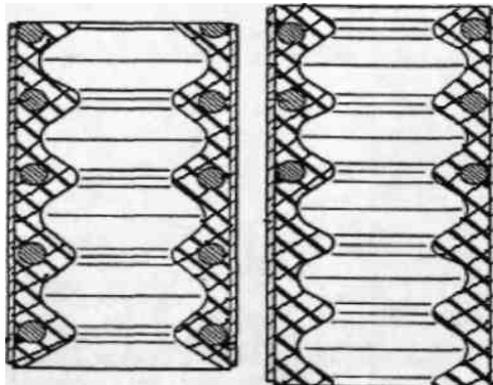


Рисунок 8 – Статор фирмы «Go-Anker»

Производство статора, который имеет винтовые зубья повышенной жесткости, является более трудоемким процессом, чем производство статора стандартной конструкции. Но это оправдано повышением мощностных характеристик ВЗД, в частности крутящего момента ротора, и повышением долговечности привода, если при проектировании статора производитель задавался целью улучшения отвода теплоты от резиновой обкладки.

В стандартной конструкции статора с цельнорезиновым зубом выявлены следующие конструктивные недостатки:

1. Цельнорезиновый зуб статора (или выполненный из любого другого упруго-эластичного материала) из-за большого отгибания вследствие своей малой жесткости при действии на него перепада давления жидкости и воздействия ротора не позволяет герметично отделять рабочие камеры высокого и низкого давления в винтовом зацеплении рабочих органов ВЗД.

2. В паре ротор-статор для компенсации объемных потерь необходим диаметральный натяг, что увеличивает механический износ деталей и негативно влияет на энергетические характеристики ВЗД, или уменьшение межвиткового перепада давления, что не всегда возможно, т.к. длина статора ограничена технологией бурения.

3. Воздействие на статор ВЗД внутреннего давления промывочной жидкости и температуры приводит к неравномерным искажениям геометрии расчетного профиля резиновой обкладки.

4. Цельнорезиновый зуб статора при вращении ротора претерпевает большие циклические деформации, что в совокупности с низкой теплопроводностью резины негативно влияет на долговечность статора.

5. Большой объем резиновой, смеси, используемый в конструкции статора, и малая теплопроводность резины не обеспечивают достаточного отведения тепла, от резиновой обкладки, имеющей высокую степень саморазогрева, из-за внутреннего трения материала при циклическом нагружении. Разогрев резиновой обкладки приводит к снижению её упруго-эластичных свойств и при

достижении критических величин температур, резиновая обкладка быстро теряет эластичность и разрушается.

С точки зрения технологии бурения нефтяных и газовых скважин с использованием ВЗД стандартная конструкция статоров имеет следующие недостатки:

1. Из-за сильного уменьшения частоты вращения ротора при увеличении момента на выходном валу двигателя, который может возникнуть при разбурировании узкого участка ствола при проработке скважины или увеличении осевой нагрузки на забой, ВЗД со статором стандартной конструкции не позволяет эффективно использовать современный инструмент режущего типа. Молодило В.И. [24] рассматривает некоторые проблемы, связанные с бурением скважин с применением ВЗД. Из-за низкой нагрузочной характеристики ВЗД со статором стандартной конструкции при бурении скважины во время резкого повышения момента сопротивления на долоте двигатель может полностью остановиться по причине отсутствия необходимой величины гидравлической энергии в виде дополнительного давления в гидравлической системе. Гидравлическая система, состоящая из манифольдной линии с компенсаторами и бурильной колонны большой длины, обладает определенной упругостью. При наполнении её необходимым объемом жидкости от бурового насоса происходит удлинение бурильной колонны и создается увеличенная осевая нагрузка на долото. Это приводит к дополнительному внедрению резцов долота в горную породу, в связи с чем, на страгивание долота требуется еще больше энергии, (давления). В некоторых случаях давление страгивания долота может переместиться за пределы технических возможностей забойного двигателя или бурового насоса, тогда система переходит в аварийный режим.

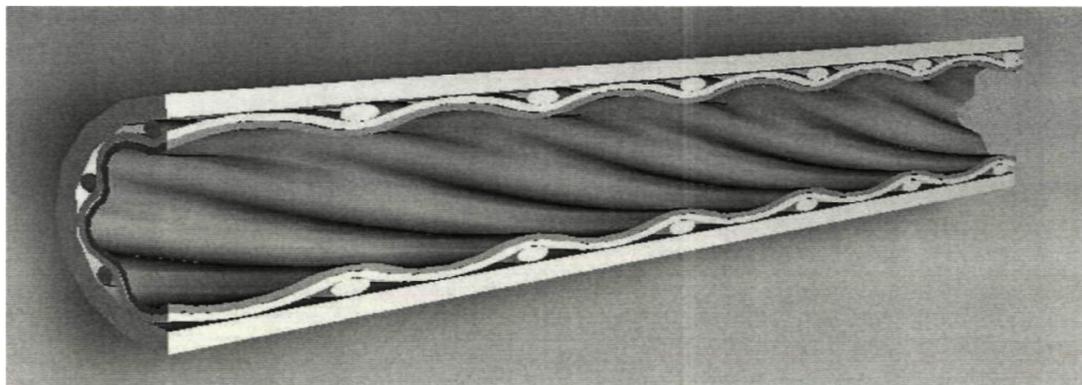
2. Для достижения высоких крутящих моментов на долоте при использовании ВЗД используют статоры длиной до 7 метров. При бурении наклонно-направленных скважин с малым радиусом кривизны, применение статоров большой длины опасно с точки зрения сломов корпусных резьбовых соединений и возникновения аварийных ситуации, связанных с повышенной нагрузкой на резиновую обкладку статора и остановкой ротора при действующей циркуляции промывочной жидкости. При их производстве также имеются определенные технологические сложности.

3. В случае прихвата или заклинивания долота и остановке выходного вала ВЗД с включенной циркуляцией промывочной жидкости не удается заново запустить двигатель, приподняв его над забоем. Это объясняется тем, что при возникновении чрезмерно высокого перепада давления на статоре происходит отгибание винтовых зубьев резиновой обкладки, жидкость с высокой скоростью протекает через образовавшиеся щели. И даже при снятии момента сопротивления на долоте цельнорезиновым зубьям не хватает жесткости, чтобы вернуться в начальное положение и восстановить герметичность рабочих камер винтового героторного зацепления.

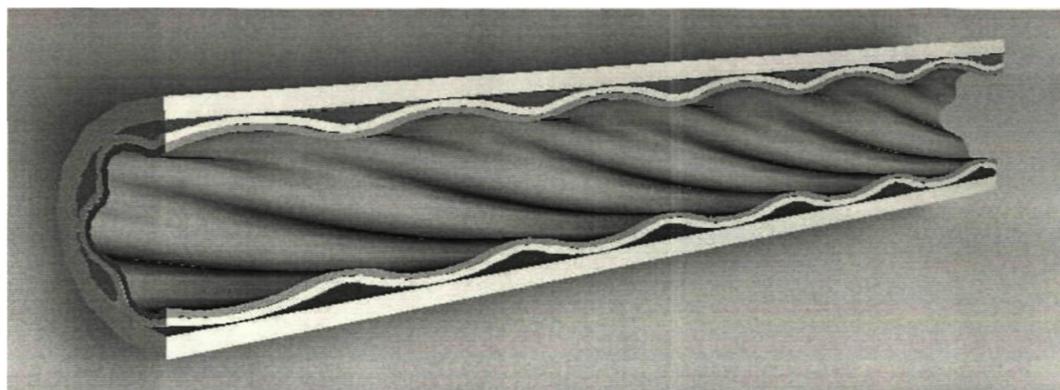
4. При бурении глубоких скважин, в которых температура на забое в течение одного рейса долота меняется в широком диапазоне, из-за температурного расширения резины при нагреве изменяется расчетная

геометрия профиля статора и возрастают механические потери, негативно влияющие на долговечность и энергетические характеристики ВЗД.

Для устранения конструкционных и эксплуатационных недостатков стандартной конструкции статора предложена новая конструкция в двух вариантах конструктивного исполнения рисунок 7 - статор ВЗД, состоящий из металлического остова с внутренним винтовым циклоидальным профилем и прикрепленной к нему упругоэластичной обкладкой постоянной толщины.



а - винтовая оболочка армирована металлическим цилиндрическим прутком



б - винтовая оболочка армирована теплопроводным наполнителем
Рисунок 9 – Фрагмент новой конструкции экспериментальных статоров ВЗД

Для армирования резинового зуба статора используется тонкостенная винтовая металлическая оболочка. Оболочка изготовлена методом гидроштампования, основанным в ПФ ВНИИБТ Кочневым А.М. и Голдобиным В.Б. для изготовления тонкостенных роторов [25, 26, 27, 28]. Кольцевая полость между цилиндрическим корпусом и гидроштампованной оболочкой заполняется теплопроводным наполнителем. В данную полость возможна установка металлического цилиндрического прутка.

Выполнение статора с остовом с внутренним винтовым металлическим профилем и резиновой обкладкой, профиль которой эквидистантен циклоидальному профилю металлического остова, приводит к повышению жесткости винтового зуба статора. При увеличенной жесткости винтовой зуб статора имеет значительно сниженные перемещения под действием перепада давления промывочной жидкости в рабочих камерах героторного механизма

и воздействием ротора, сохраняя при этом контактное взаимодействие рабочих органов. Уменьшаются утечки рабочей жидкости из камер высокого давления в камеры низкого давления. За счет снижения объемных потерь новая конструкция статора позволяет увеличить межвитковый перепад давления промывочной жидкости в рабочих камерах статора при его работе.

При увеличении перепада давления в статоре возрастает крутящий момент на выходном валу двигателя. Так по сравнению со стандартным статором новый статор с винтовым зубом повышенной жесткости увеличивает крутящий момент ВЗД.

При уменьшении объемных потерь в РО появляется возможность использовать меньший натяг в зацеплении без увеличения их длины и ухудшения энергетических характеристик, что должно снизить износ поверхностей скольжения ротора и статора, уменьшить механические потери на трение в механизме, а также уменьшить давление запуска двигателя.

Другим положительным моментом использования новой конструкции статора ВЗД является возможность уменьшения длины зацепления его РО без увеличения натяга в зацеплении и ухудшения энергетических характеристик.

Значительное уменьшение протоков промывочной жидкости из рабочих камер двигателя, образованных винтовыми поверхностями ротора и статора, должно уменьшить падение оборотов ротора при возрастающем тормозном моменте на него или, другими словами, улучшить нагрузочную характеристику героторного механизма (сделать её более «жесткой»). Зависимость частоты вращения ротора от увеличения тормозного момента на выходном валу двигателя на графике становится более полой, как показано на рисунок 8.

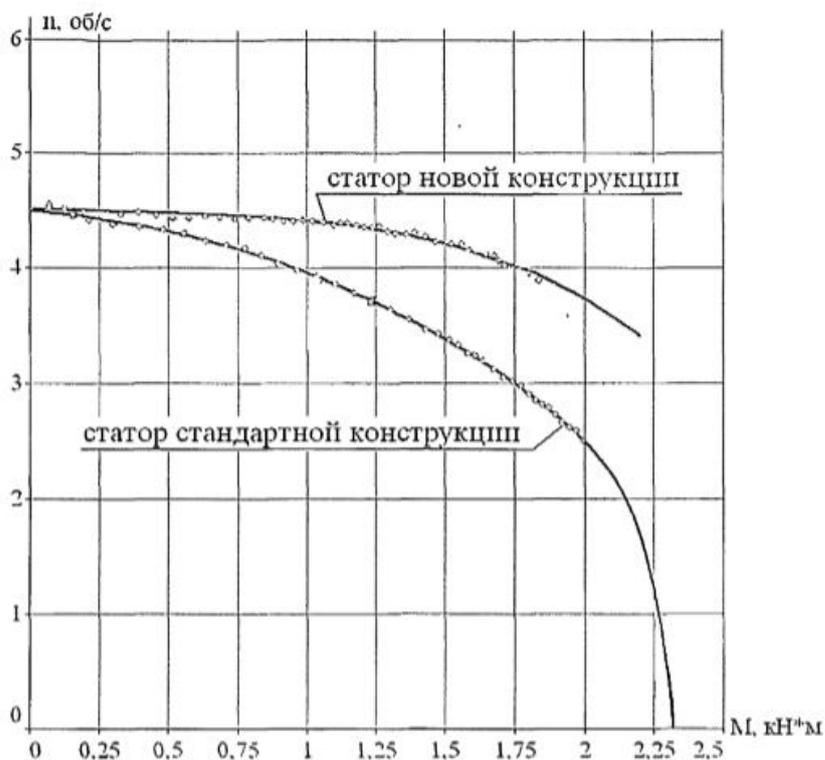


Рисунок 10 – Нагрузочная характеристика статоров габарита 172 мм сопоставимой длины с кинематическим отношением 5/6 при расходе 8 л/с

При бурении скважин винтовым забойным двигателем со статором новой конструкции его более жесткая нагрузочная характеристика обеспечивает значительно меньшее снижение частоты вращения ротора при увеличивающемся тормозном моменте на вал, который может возникнуть, например, при сужении ствола во время проработки скважины или увеличенной осевой нагрузке на забой. В совокупности с высоким крутящим моментом это позволяет более эффективно использовать современный инструмент режущего типа. Также более жесткая нагрузочная характеристика нового статора позволит более точно регулировать частоту вращения выходного вала ВЗД изменением расхода промывочной жидкости на буровых насосах.

Помимо таких явных преимуществ как повышение крутящего момента для эффективного использования долот PDC, уменьшения длины статора и уменьшения натяга в зацеплении рабочих органов применение новых статоров за счет повышения мощности привода позволит снизить энергозатраты при бурении скважин. Новый статор может использоваться с той же эффективностью углубления скважины, что и стандартный статор, но при этом затрачиваться будет часть от его максимальной мощности в то время, как стандартный будет работать на полную мощность. Другими словами, новый статор позволит работать при меньшем расходе рабочей жидкости, буровые насосы будут работать при меньшей производительности, что обуславливает экономическую эффективность. Возможно, это потребует корректировки кинематического отношения рабочих органов при их выборе.

Несмотря на то, что описанные выше преимущества новых конструкций статоров ВЗД по сравнению со статорами стандартной конструкции могут быть известны каждому производителю, в результате обзора научно-технических достижений в данной области не обнаружено никаких публикаций или другого вида печатных работ, посвященных исследованиям напряженно-деформированного состояния деталей статоров, новых конструкций.

Таким образом, остается неизученным вопрос, о влиянии толщины резиновой обкладки статора в области выступов винтовых зубьев на их жесткость и контактное взаимодействие рабочих органов ВЗД в зонах уплотнения рабочих камер высокого и низкого давления, а также о влиянии данных факторов на энергетические и эксплуатационные характеристики ВЗД. Не существует методики комплексного расчета напряженно-деформированного состояния статора от воздействия на него таких силовых и объемных нагрузок, как внутренний перепад давления промывочной жидкости, крутящий момент ротора и температура в скважине. Следовательно, не существует и методики расчета распределения температурных полей в резиновой обкладке статора, который основывается на знаниях о деформированном состоянии материала. Таким образом, не известны методы проектирования новых статоров ВЗД с уменьшенной толщиной резиновой обкладки в области выступов винтовых зубьев, на основании которых конструктор ВЗД мог бы обосновано выбрать толщину обкладки, обеспечив при этом и повышение энергетических характеристик

привода, и его долговечность. Не обязательно, что в результате такого проектирования толщина резиновой обкладки будет постоянной в поперечные сечения статора. На основании прочностных и тепловых расчетов может быть выбрана такая геометрия циклоидальных профилей металлического корпуса и резиновой обкладки статора, при которой толщина резины в области выступов зубьев будет превышать толщину резины в области впадин зубьев. Такой вариант конструктивного исполнения статора может возникнуть при необходимости увеличить толщину обкладки при существующих технологических ограничениях его изготовления.

Экспериментально не проверенным остается тот факт, что новая конструкция статора позволяет уменьшить длину зацепления рабочих органов ВЗД от 1,5 раза и более без изменения энергетических характеристик при неизменном натяге в контактной паре. Такое значительное уменьшение длины статора повысит эффективность бурения наклонно-направленных и горизонтальных скважин.

Исследованию нового направления совершенствования конструкции-статоров ВЗД и разработке методов их проектирования и посвящена данная работа.

2 Теоретические основы исследования деформационного состояния эластичного материала обкладки статора

В диссертационной работе решаются задачи исследования деформации высокоэластичного материала обкладки статора, контактного взаимодействия и определения долговечности рабочих органов ВЗД. А также проводится тепловой анализ конструкции статора ВЗД.

Рассматриваемые задачи могут быть рассмотрены как контактная краевая задача для сплошной среды с конечными деформациями и краевая задача термоупругого поведения материала при малых деформациях; а для описания усталостного поведения конструкции правомерно воспользоваться гипотезой Пальмгрена-Майнера [31]. Задача определения температурных полей статора рассмотрена как стационарная тепловая задача генерации тепла с учетом конвективного теплообмена.

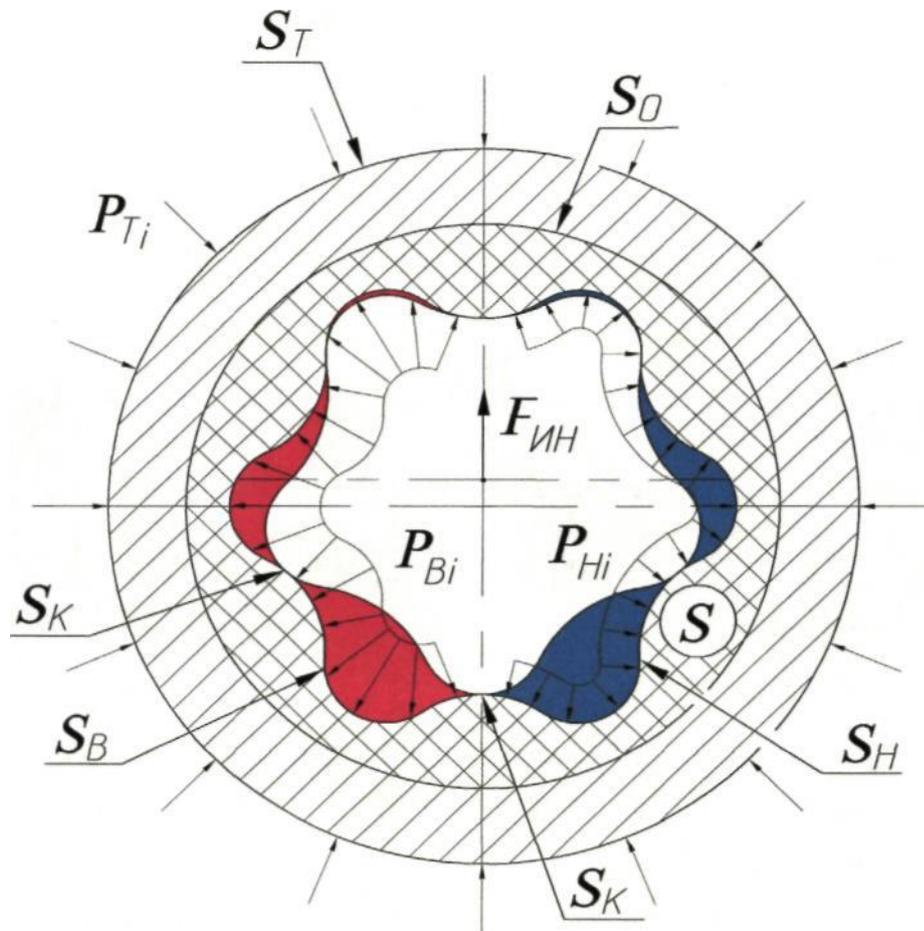
Расчет напряженно-деформированного состояния рабочих органов ВЗД проведен методом конечных элементов [32, 33], реализованном в системе автоматизированного проектирования ANSYS [34, 35]. Моделируются геометрические образы рабочих органов ВЗД, которые далее разбиваются на множество конечных элементов, описывающих твердотельную модель с определенными физико-механическими свойствами материалов. В прочностном расчете к конечно-элементной модели применяются граничные условия, соответствующие действующим нагрузкам на рабочие органы при работе ВЗД в скважине: перепад давления рабочей жидкости, крутящий момент ротора, инерционная сила ротора, натяг в зацеплении ротора и статора, температурное расширение резиновой обкладки, затрубное давление.

Угол наклона винтовой линий статора ВЗД небольшой, поэтому предполагается, что осевые составляющие напряжений винтовых зубьев статора от действия перепада давления в рабочих камерах и момента ротора малы по сравнению с радиальными и окружными напряжениями, поэтому ими можно пренебречь. Для расчета напряженно-деформированного состояния статора было принято, что обкладка, подвергающаяся воздействию внутреннего перепада давления и момента ротора, находится в плоском напряженном состоянии и задача решена в двухмерной постановке.

В силу малости деформации ротора и для уменьшения размерности задачи предполагается, что ротор - абсолютно твердое тело.

Для расчета напряженно-деформированного состояния статора от действия внутреннего перепада давления жидкости выбрана схема (рис. 11), являющаяся наиболее критической из всего цикла работы винтового героторного механизма по отношению к действующим на резиновую обкладку статора напряжениям и деформациям.

Наиболее критической такая схема является потому, что в положении «вершина зуба ротора — вершина зуба статора» винтовой зуб статора. Наиболее критической такая схема является потому, что в положении «вершина зуба ротора — вершина зуба статора» винтовой зуб статора.



■ — область высокого давления P_B , ■ — область низкого давления P_N

Рисунок 11 – Схема граничных условий применительно к прочностному расчету конструкции статоров ВЗД при учете внутреннего перепада давления

Наиболее критической такая схема является потому, что в положении «вершина зуба ротора — вершина зуба статора» винтовой зуб статора.

Граничные условия для рассматриваемой задачи, в которой учитывается действие перепада давления жидкости в статоре, запишутся в виде:

$$U_i|_{s_0} = U_c \quad (2.1)$$

$$\sigma_{ij}n_j|_{s_{Bi}} = P_{Bi} \quad (2.2)$$

$$\sigma_{ij}n_j|_{s_{Hi}} = P_{Hi} \quad (2.3)$$

$$\sigma_{ij}n_j|_{s_k} = f_n^i \quad (2.4)$$

где U_c - перемещения на внутренней поверхности металлического корпуса статора;

f_n^i - контактные усилия, возникающие в паре ротор-статор вследствие натяга и действия радиальных сил.

Для оценки напряженно-деформированного состояния обкладки статора ВЗД от действия крутящего момента ротора применена схема граничных

условий, показанная на рисунке 12.

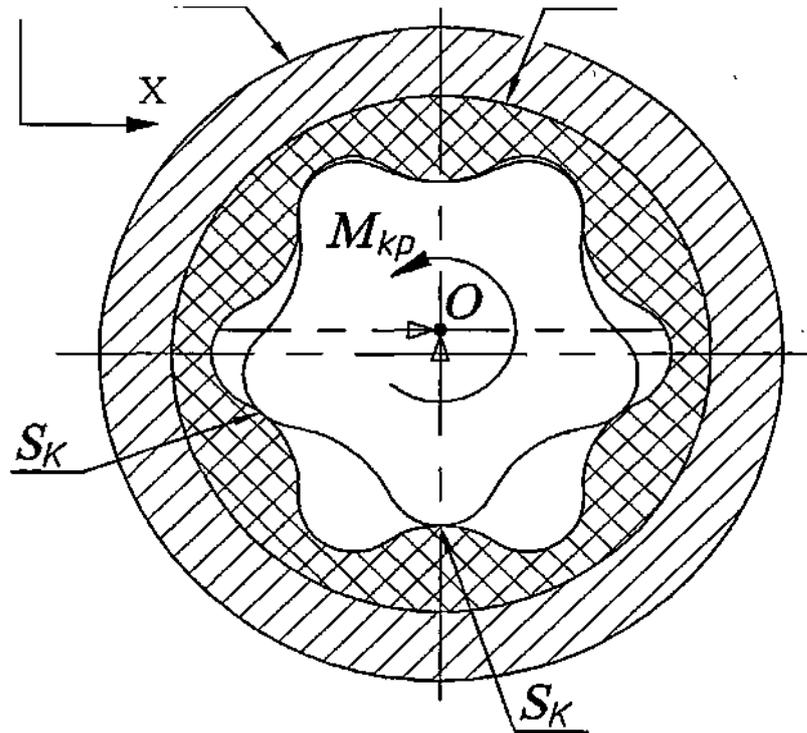


Рисунок 12 – Схема граничных условий применительно к прочностному расчету конструкций статоров ВЗД при учете крутящего момента ротора

Граничные условия для рассматриваемой задачи, в которой учитывается действие крутящего момента ротора, запишутся в виде:

$$\sigma_{ij}n_j |_{S_k} = f_n^i \quad (2.4)$$

$$U_i |_{S_0} = U_c \quad (2.5)$$

$$U_i |_{S_T} = 0 \quad (2.6)$$

$$U_X |_0 = 0 \quad (2.7)$$

$$U_Y |_0 = 0 \quad (2.8)$$

Таким образом, центр ротора неподвижен относительно центра статора. Однако, ротор имеет одну степень свободы - вращение относительно собственной оси.

Существует два метода для удовлетворения совместности контакта: штрафной и его комбинация с методом множителей Лагранжа [36]. В штрафном методе усилия вычисляются через значения контактной жесткости (штрафной параметр):

$$f_n = \begin{cases} K_n g & g \leq 0 \\ 0 & g > 0 \end{cases} \quad (2.9)$$

где g - величина взаимного перекрытия двух контактирующих поверхностей (проникновение).

В комбинации штрафного метода с методом множителей Лагранжа, компоненты усилия вычисляются для каждого элемента на каждой итерации:

$$f_n^i = \min(0, K_n g + \lambda_{i+1}) \quad (2.10)$$

где λ_{i+1} = Лагранжево усилие на $i+1$ итерации,

$$\lambda_{i+1} = \begin{cases} \lambda_i + \alpha K_n g & |g| \geq \varepsilon \\ \lambda_i & |g| < \varepsilon \end{cases} \quad (2.11)$$

где ε - допустимое проникновение;

α - внутренний параметр ($\alpha > 1$).

Расчеты в данной работе производились с учетом трения рабочих поверхностей ротора и статора, т.е. при определении контакта учтены касательные усилия. Касательные усилия возникают при наличии трения, когда контактные узлы пересекают целевую поверхность и двигаются вдоль нее. В расчетах использована модель трения Кулона [37]. В фундаментальной модели трения Кулона две контактирующие поверхности не будут двигаться друг относительно друга до тех пор, пока сдвиговое напряжение не достигнет определенной величины. Это состояние называется "заедание". Кулоновская модель трения определяется соотношением:

$$\tau_{\max} = \mu P \quad (2.12)$$

$$|\tau| \leq \tau_{\max} \quad (2.13)$$

где τ_{\max} — предельное сдвиговое напряжение;

τ — эквивалентное сдвиговое напряжение;

μ — коэффициент трения;

P — нормальное давление контакта.

В случае если эквивалентное сдвиговое напряжение превысит τ_{\max} , контактная и целевая поверхности будут скользить друг относительно друга. Это состояние называется "скольжением". Это состояние называется "заедание". Кулоновская модель трения. Это состояние называется "заедание". Кулоновская модель трения определяется соотношением На рисунке 13 показан переход двух контактирующих тел из заедания в скольжение.

В случае если эквивалентное сдвиговое напряжение превысит τ_{\max} , контактная и целевая поверхности будут скользить друг относительно друга. Это состояние называется "скольжением". На рисунке 13 показан переход двух контактирующих тел из заедания в скольжение. В случае если эквивалентное сдвиговое напряжение превысит τ_{\max} , контактная и целевая поверхности будут скользить друг относительно друга. В фундаментальной модели трения Кулона две контактирующие поверхности не будут двигаться друг относительно друга до тех пор, пока сдвиговое напряжение не достигнет

определенной величины.

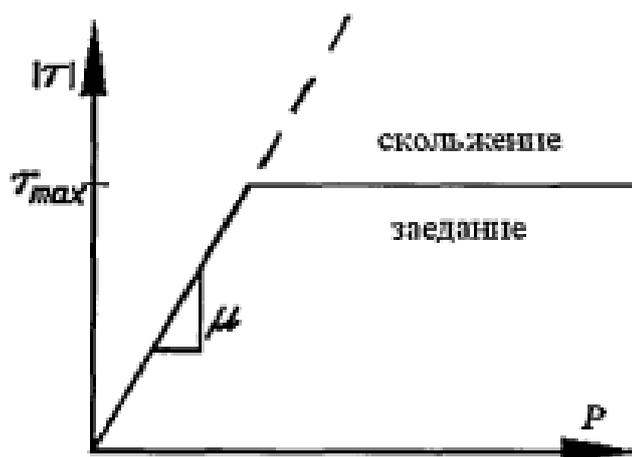


Рисунок 13 – Модель трения Кулона. Переход контактирующих тел из "заедания" в скольжение

Задача о температурном расширении резиновой обкладки статора за счет саморазогрева резиновой смеси и действию температуры в скважине может быть рассмотрена как краевая задача термоупругого поведения материала при малых деформациях. При этом полная система уравнений запишется в виде:

$$\sigma_{ij} = 0 \quad (2.14)$$

$$\sigma_{ij} = C_{ijmn}(\varepsilon_{mn} - \alpha_{mn}\Delta T) \quad (2.15)$$

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(U_{i,j} + U_{j,i}) \quad (2.16)$$

с граничными условиями:

$$U_i|_{s_0} = U_{TC} \quad (2.17)$$

$$T|_S = T \quad (2.18)$$

$$\sigma_{ij}n_j|_{S_{Bi}} = 0 \quad (2.19)$$

$$\sigma_{ij}n_j|_{S_{Hi}} = 0 \quad (2.20)$$

где U_{TC} – перемещения на внутренней поверхности металлического корпуса статора при его температурных деформациях;

T – температура в скважине.

Для оценки долговечности статора применена гипотеза линейного накопления повреждений, которая называется также гипотезой Пальмгрена—Майнера или правилом линейного суммирования повреждений. Эта гипотеза

может быть описана с помощью кривой усталости, показанной на рисунке 2.4.

По определению кривой усталости, при действии напряжения с постоянной амплитудой S_1 полное повреждение, или разрушение, произойдет через N_1 циклов. В результате действия напряжения с амплитудой S_1 в течение n_1 циклов, где n_1 меньше N_1 , произойдет частичное повреждение, характеризуемое числом D_1 . Это число D_1 обычно называется долей поврежденности (или просто поврежденностью).

Воздействие спектра различных уровней напряжений приводит к поврежденностям D_i для каждого различного уровня напряжения S_i из этого спектра. Разрушение произойдет, когда сумма этих долей поврежденности составит единицу, т. е. предсказывается, что произойдет разрушение, если

$$D_1 + D_2 + \dots + D_{i-1} + D_i \geq 1 \quad (2.21)$$

Гипотеза Пальмгрена утверждает, что доля поврежденности при любом уровне амплитуды напряжения цикла S_i прямо пропорциональна отношению числа циклов его действия к полному числу циклов, которое привело бы к разрушению при этом уровне, т. е.

$$D_i = n_i / N_i \quad (2.22)$$

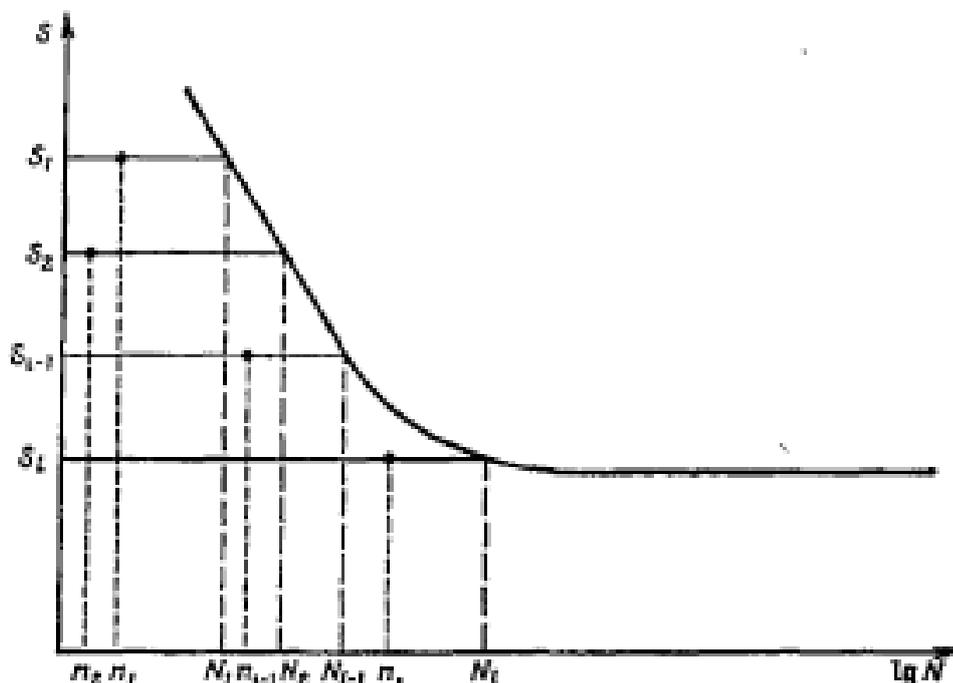


Рисунок 14 – График спектра нагружения, соответствующего воздействию n_i циклов каждого из различных уровней напряжений S_i ; N_i — число циклов до разрушения при каждом из уровней S_i

В соответствии с гипотезой Пальмгрена, т.е. используя (2.22), соотношение (2.21) можно записать в виде: предсказывается, что разрушение произойдет, если

$$n_1/N_1 + n_2/N_2 + \dots + n_{i-1}/N_{i-1} + n_i/N_i > 1 \quad (2.23)$$

или предсказывается, что разрушение произойдет, если

$$\sum_{j=1}^i \left(\frac{n_j}{N_j}\right) \geq 1 \quad (2.24)$$

Эти соотношения представляют собой полную формулировку гипотезы Пальмгрена, или правила линейного суммирования повреждений. Это правило имеет немаловажное достоинство — простоту и именно поэтому широко используется. Необходимо, однако, иметь в виду, что эта простота является следствием неучета некоторых существенных факторов, и поэтому в предсказании разрушения возможны ошибки. Вероятно, к наиболее значительным недостаткам линейной теории относится то, что она не описывает влияния очередности воздействия напряжений различных уровней и предполагает одинаковую скорость накопления повреждений при напряжении некоторого заданного уровня независимо от предыдущей истории нагружения. Экспериментальные данные показывают, что порядок приложения напряжений на самом деле играет значительную роль, и что скорость накопления повреждений при заданном уровне напряжения является функцией истории предыдущего циклического нагружения.

Задача по определению температурных полей в резиновой обкладке поставлена как стационарная задача конвективного теплообмена (рис.2.5); Так как каждый зуб статора испытывает одинаковые циклические деформации во время работы двигателя, рассмотрен один зуб с условиями теплоотдачи на границах металл-вода, (α_1) и резина-вода (α_2). Статор охлаждается на наружной поверхности металлического корпуса и внутренней поверхности резиновой обкладки промывочной жидкостью с температурами T_1 и T_2 .

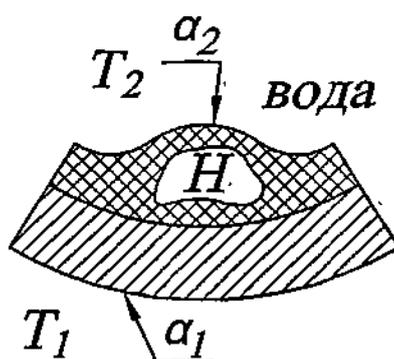


Рисунок 15 – Граничные условия задачи стационарного конвективного теплообмена

При вращении ротора в статоре резиновая обкладка испытывает циклические деформации и разогревается вследствие высокого внутреннего трения резины. Тепло аккумулируется в центре резинового зуба статора, как следствие низкой теплопроводности резины. Резина является вязкоупругим

материалом, часть механической энергии деформации преобразуется в тепловую. Генерацию тепла в эластомере под действием внешних нагрузок можно определить по формуле, предложенную Majid Delpassand [5]:

$$H = 2100 \cdot E \cdot \tan \delta \cdot \varepsilon^2 \cdot \nu, \quad (2.25)$$

где E - модуль упругости, psi,
 $\tan \delta$ - отношение модуля вязкости к модулю упругости,
 ε - деформация,
 ν - частота нагружения, Гц.

При переводе из английской системы единиц измерения в систему СИ формула (2.25) принимает вид:

$$H \left(\frac{BTU}{hr \cdot ft^3} \right) = \frac{1060,6}{3600 \cdot 0,3048^3} \cdot 2100 \cdot \frac{1}{6895} \cdot E' \cdot \tan \delta \cdot \varepsilon^2 \cdot \nu \left(\frac{Джс}{с \cdot м^3} \right)$$

$$H = 3.17 \cdot E \cdot \tan \delta \cdot \varepsilon^2 \cdot \nu, \quad (2.26)$$

где H – тепловой гистерезис, Вт I м ;
 E' – модуль упругости, Па;
 $\tan \delta$ – отношение модуля вязкости (E'') к модулю упругости;
 ε – деформация,
 ν – частота нагружения, Гц.

Таким образом, имеется необходимый математический аппарат для решения контактной задачи взаимодействия рабочих органов ВЗД, определения напряженно-деформированного состояния резиновой обкладки статора, и, как следствие, накопления повреждений при заданном уровне нагружения. Появляется необходимость проведения серии экспериментов для определения физико-механических свойств высокоэластичного материала. Реализации поставленной задачи посвящена следующая глава.

3 Экспериментальная часть

3.1 Определение физико–механических свойств резиновой смеси

Проведение прочностных расчетов с анализом напряженно–деформированного состояния резиновой обкладки статора невозможно без определения физико–механических характеристик используемой резиновой смеси. В данной главе рассматриваются результаты экспериментальных исследований статических и динамических свойств резины, используемой для формирования обкладки статоров.

Результаты испытаний образцов резиновой смеси ИРП–1226 на циклическую прочность необходимы для оценки долговечности резиновой обкладки статоров стандартной и новой конструкции.

Существуют так называемые инженерные (условные) напряжения и соответствующие им инженерные деформации, а также истинные напряжения и деформации. Инженерные деформации иногда рассматриваются как «малые» деформации. В случае одноосного растяжения (рис. 16) инженерные напряжения и деформации определяются следующим образом:

$$\sigma_{\text{engineering}} = F/S, \quad (3.1)$$

$$\varepsilon_{\text{engineering}} = \Delta L/L \quad (3.2)$$

где $\sigma_{\text{engineering}}$ – инженерные (условные) напряжения,
 F – приложенная нагрузка,
 S – площадь поперечного сечения,
 $\varepsilon_{\text{engineering}}$ – инженерные (условные) деформации,
 ΔL – изменение длины,
 L – начальная длина.

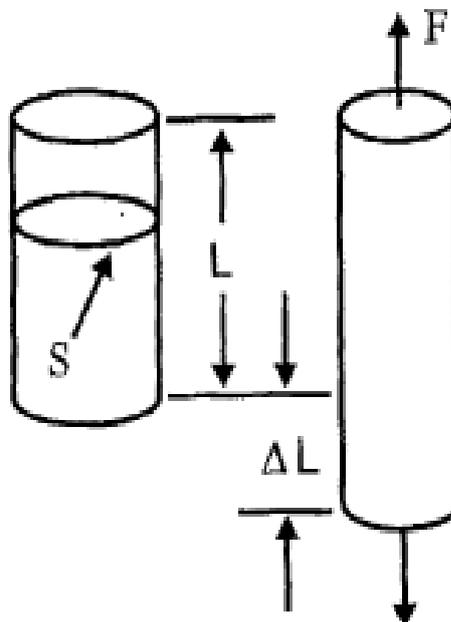


Рисунок 16 – Растяжение образца

При инженерных расчетах с учетом больших деформаций материала значения напряжений и деформаций необходимо переводить в истинные напряжения и деформации. Для одномерного случая истинные деформации определяются по формуле

$$\varepsilon_{\text{true}} = \ln(L/L_0), \quad (3.3)$$

где $\varepsilon_{\text{true}}$ – истинные деформации,
 L – текущее значение длины,
 L_0 – начальная длина.

Из этого соотношения видно, почему истинные деформации иногда называются логарифмическими. Такие деформации еще называют естественными. Истинная деформация представляет собой среднюю величину деформации при изменении длины стержня от исходного значения до текущего. Чтобы перейти от инженерных напряжений и деформаций к истинным, можно использовать следующие соотношения:

$$\sigma_{\text{true}} = \sigma_{\text{engineering}}(1 + \varepsilon_{\text{engineering}}), \quad (3.4)$$

$$\varepsilon_{\text{true}} = \ln(1 + \varepsilon_{\text{engineering}}), \quad (3.5)$$

где σ_{true} – истинные напряжения.

Эти соотношения применимы только для несжимаемого материала (другими словами, для случая, когда всестороннее давление не вызывает пластического отклика материала).

3.2 Материалы испытаний на разрыв

Испытания образцов резины ИРП–1226 на разрыв проведены в соответствии с ГОСТ 269–66 (СТ СЭВ 983–89) [40] и ГОСТ 270–75 (СТ СЭВ2594–80) [41]. Образцы (рис. 17) изготавливались по ГОСТ 28588.1–90, ГОСТ 28588.2–90 (ИСО 4661/1–86, ИСО 4661/2–86) [42], по типу I. Испытания проводились на разрывной машине ИР5046–5. Условия испытания – нормальные, скорость движения активного захвата — 500 мм/мин.

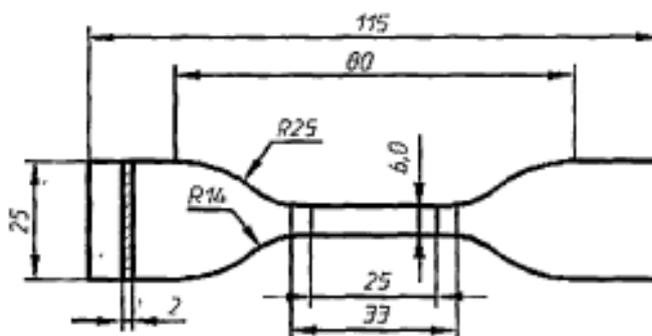


Рисунок 17 – образец испытания резины на разрыв

Результаты испытаний резиновых образцов в количестве пяти штук на разрыв приведены на рисунке 18. Максимальный разброс в результатах составил 15,8% при деформации 69,3%. Образец №1 и образец №4 разрушились до деформации 138,6% (условная деформация 300%). В таблице 2 и на рисунке 19 отражены истинные значения напряжений и деформаций резиновой смеси ИРП–1226 при одноосном растяжении.

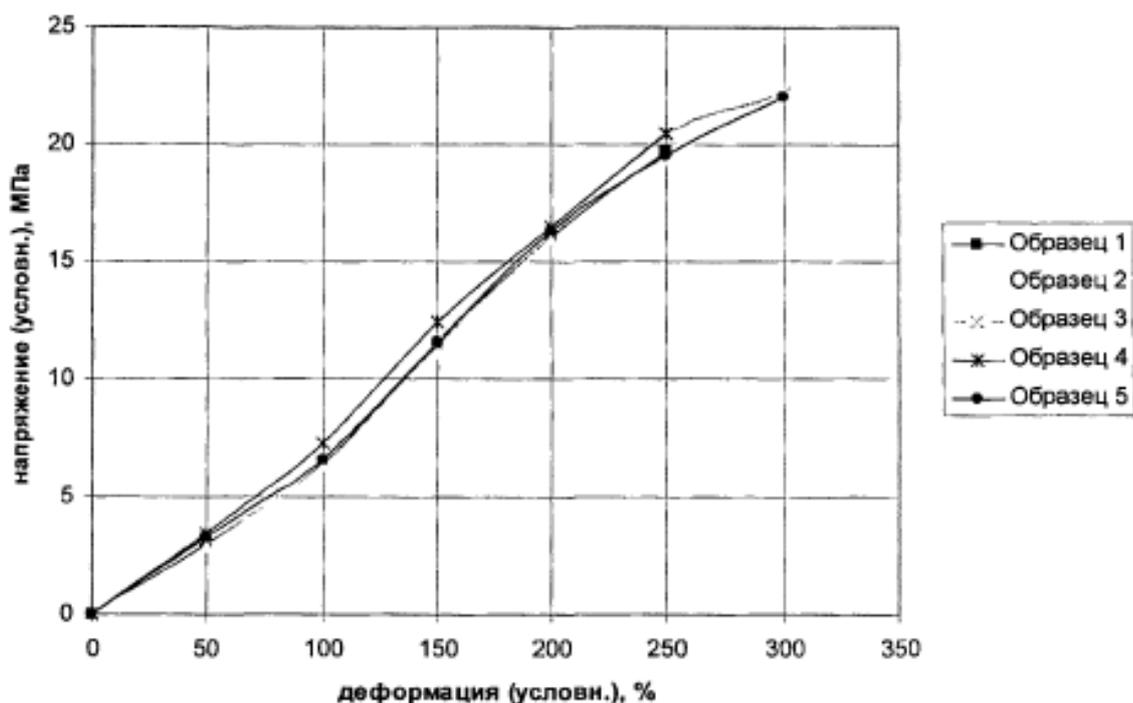


Рисунок 18 – Диаграмма растяжения образцов из резиновой смеси ИРП–1226

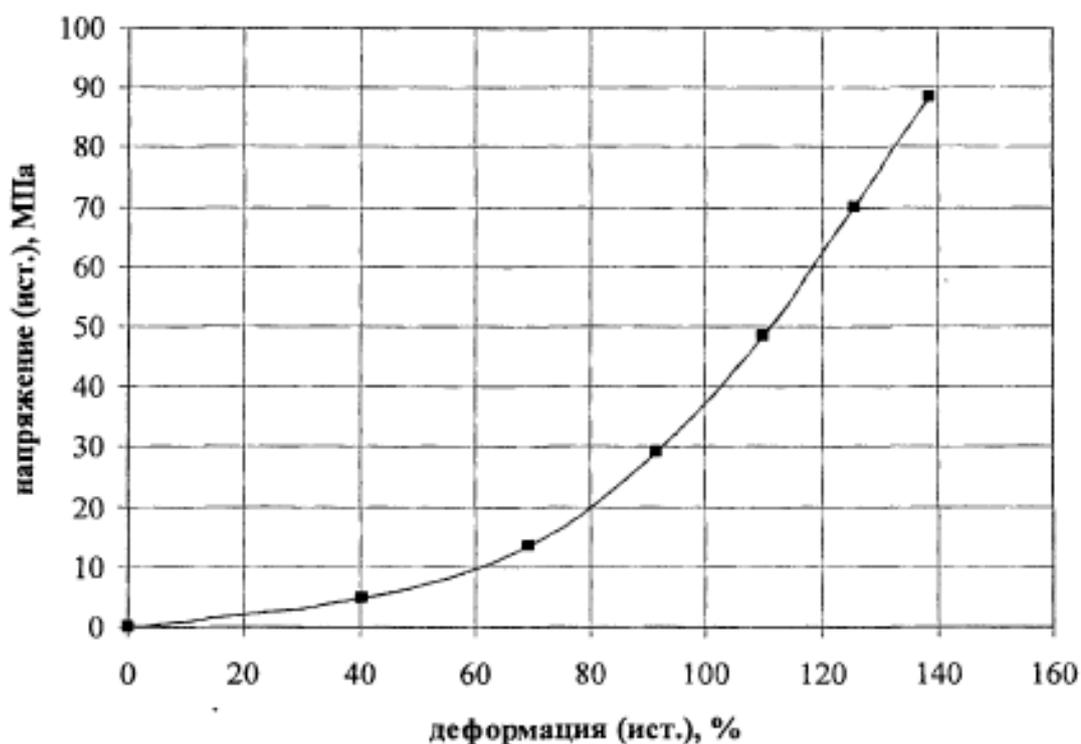


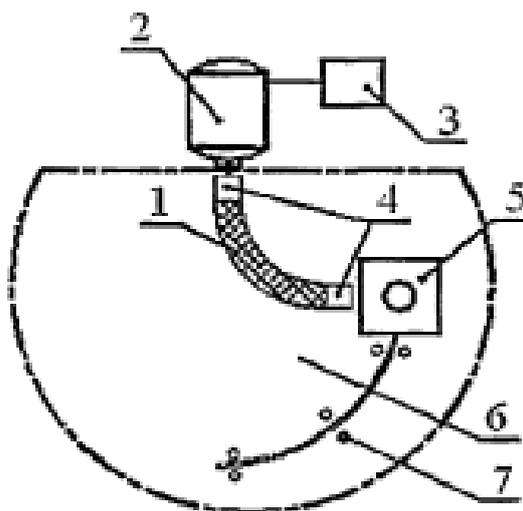
Рисунок 19 – Диаграмма растяжения образцов из резиновой смеси ИРП–1226 в осредненных истинных значениях

Таблица 2 - Результаты испытаний образцов резиновой смеси ИРП–1226 на одноосное растяжение.

Истинная деформация, %	Истинные напряжения, МПа					
	Образец 1	Образец 2	Образец 3	Образец 4	Образец 5	Среднее значение
0	0	0	0	0	0	0
40,5	4,5	4,35	4,95	5,1	4,95	4,77
69,3	12,8	12,6	13,4	14,6	13,2	13,32
91,6	28,8	27,8	29	31	29	29,12
109,8	48,3	47,7	48,3	49,5	48,9	48,54
125,3	69	67,9	71,8	71,8	68,3	69,76
138,6		88,4	88,8		88	88,4

3.3 Испытания на циклическую прочность

Испытания на циклическую прочность резиновых образцов проводились согласно ГОСТ 10952–75 [43] и ГОСТ 23326–78 [44]. Для испытаний на усталостную выносливость из резиновых смесей, были изготовлены образцы–цилиндры согласно методике МЗЗ–01–2002 «Определение усталостной выносливости резины при знакопеременном изгибе с вращением на приборе DPGI». Установка для испытания образцов резины на усталостную выносливость DPGI представлена на рисунке 20:



1 – Образец, 2 – Электродвигатель, 3 – Датчик оборотов, 4 – Зажимы, 5 – Стойка для свободной оси зажимов, 6 – Платформа, 7 – Отверстия для установки заданной деформации

Рисунок 20 – Установка для испытания образцов резины на усталостную выносливость

Для регистрации частоты нагружения и числа циклов машина снабжена частотомером. Испытательная машина позволяет испытывать цилиндрические (гантелевидные) образцы при знакопеременном изгибе с частотой 50 Гц. Образец для испытаний представляет собой цилиндр с диаметром рабочей части 8 мм по ГОСТ 10952–75.

Температура при испытаниях составляла 20°С с погрешностью ±2° без дополнительного охлаждения образца.

Образцы–цилиндры испытаны при разных амплитудах деформации – от 12,2% до 41,6%. Значение деформации зависит от радиуса наружного слоя образца и рассчитывается по следующей формуле:

$$\varepsilon = \frac{R_1 - R_0}{R_0} \times 100\%, \quad (3.6)$$

где R_1 – радиус наружного слоя образца, измеряемый радиусомером, мм;

R_0 – радиус нейтральной оси образца, мм.

$R_0 = R_1 - r$, где r – радиус образца, мм.

Динамическое нагружение осуществлялось по закону

$$\sigma = \sigma_0 \sin \omega t, \quad (3.7)$$

где σ_0 – амплитудное значение напряжения;

ω – круговая частота, связанная с периодом колебания нагрузки соотношением $2\pi/\Pi$

t – время.

При гармоническом режиме динамического нагружения свойства резины проявляются, во–первых, в зависимости динамического модуля от частоты и, во–вторых, в отставании деформации от соответствующего напряжения, т.е. в характерном сдвиге фаз между ними. Если напряжение меняется по закону (3.7), то деформация может быть описана синусоидой, сдвинутой на некоторый угол φ , называемый углом сдвига фаз, т.е.

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \sin(\omega t - \varphi) \quad (3.8)$$

Динамический модуль определяется как отношение амплитуды напряжения к амплитуде деформации, и, следовательно, запишется

$$E = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} = \frac{4M}{\pi r^3 \varepsilon_0 10}, \quad (3.9)$$

Где M – изгибающий момент, г·см;

r – радиус образца, см;

ε_0 – амплитуда деформации на поверхности образца, %.

Важнейшим следствием сдвига фаз между напряжением и деформацией

является динамический гистерезис, приводящий к механическим потерям и теплообразованию при циклическом нагружении.

Энергия q , рассеиваемая в единице объема за цикл нагружения, дается интегралом:

$$q = \int_0^{\pi} \sigma d\varepsilon = \int_0^{\pi} \sigma \frac{d\varepsilon}{dt} dt = \omega \sigma_0 \varepsilon_0 \int_0^{2\pi/\omega} \sin \omega t \cdot \cos(\omega t - \varphi) dt = \pi \sigma_0 \varepsilon_0 \sin \varphi, \quad (3.10)$$

Отсюда следует, что механические потери за цикл пропорциональны синусу угла сдвига фаз, который называют еще углом потерь.

Для количественной оценки динамических свойств резины применяют комплексный модуль. Физической основой метода комплексных параметров является разложение комплексной функции, описывающей циклическое нагружение на две составляющие: одну – совпадающую по фазе с функцией деформации, другую – сдвинутую относительно нее на угол $\pi/2$. Вещественная (E') и мнимая (E'') составляющие комплексного динамического модуля Юнга есть коэффициенты пропорциональности между соответствующими амплитудными значениями напряжения и деформации [45, 46].

Динамический комплексный модуль E^* записывается

$$\begin{aligned} E^* &= \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} e^{i\varphi} = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \cos \varphi + i \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \sin \varphi \\ E' &= \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \cos \varphi \\ E'' &= \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \sin \varphi \end{aligned} \quad (3.11)$$

Динамический модуль выражается через компоненты комплексного модуля через соотношение:

$$E = |E^*| = \sqrt{(E')^2 + (E'')^2} \quad (3.12)$$

Если в формуле (3.10) выразить $\sin \varphi$ как соотношение $\frac{E''}{E}$ и заменить его значением из (3.9), то получим:

$$q = \pi E'' \varepsilon_0^2 \quad (3.13)$$

Отсюда следует, что мнимая составляющая комплексного модуля характеризует способность резины к рассеянию упругой энергии, т.е. ее внутреннее трение. Таким образом, метод комплексного модуля позволяет определить динамические свойства двумя независимыми показателями (E' и E''), один из которых характеризует только упругость, а другой – внутреннее трение.

Для характеристики внутреннего трения может служить также модуль внутреннего трения K , определяемый как удвоенное значение удельных механических потерь цикла при единичном значении амплитуды деформации:

$$K = \frac{2q}{\varepsilon_0^2} \quad (3.14)$$

Можно отметить, что модуль внутреннего трения отличается от мнимой составляющей комплексного модуля лишь на величину постоянного множителя 2π (см. формулу (3.13)).

Модуль внутреннего трения определяется соотношением

$$K = \frac{4M_1 10}{lr^2 \varepsilon_0^2}, \quad (3.15)$$

где M —вращающий момент, кгс—см;

l —длина рабочего участка образца, см;

ε_0 —амплитуда деформации, %.

Приведем соотношения, дающие связь между динамическими характеристиками при циклическом нагружении:

$$\sin \varphi = \frac{E''}{E} = \frac{K}{2\pi E}; \quad (3.16)$$

$$E'' = E \sin \varphi = \frac{K}{2\pi}; \quad (3.17)$$

$$E' = E \cos \varphi; \quad (3.18)$$

$$K = 2\pi E \sin \varphi = 2\pi E'' \quad (3.19)$$

Анализ литературы [46] показывает, что при частоте нагружения до 50 Гц, динамический модуль практически равен модулю упругости материала при статическом растяжении. Поэтому при испытании образцов резины при симметричном цикле нагружения по деформации вполне можно принять динамический модуль равным 12 МПа.

Результаты испытаний резиновых образцов на циклическую прочность на приборе DPGI приведены на рисунке 21 и в таблице 2. При испытаниях на циклическую прочность резиновых образцов производился контроль температуры сечения образца, по которому произошел разрыв. Информация о температуре саморазогрева резиновых образцов при определенных значениях деформации далее используется при анализе результатов прочностных расчетов и позволяет определить необходимость в эффективном охлаждении резиновой обкладки статора новой конструкции. Информация о температуре саморазогрева резиновых образцов при определенных значениях деформации

далее используется при анализе результатов прочностных расчетов и позволяет определить необходимость в эффективном охлаждении резиновой обкладки статора новой конструкции.

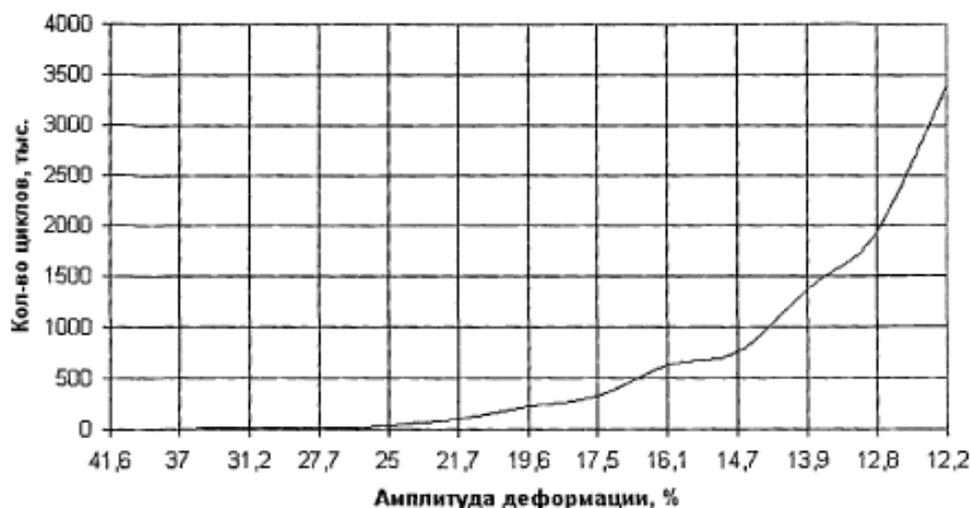


Рисунок 21 – Диаграмма Веллера для резиновой смеси ИРП-1226

При испытаниях на циклическую прочность резиновых образцов производился контроль температуры сечения образца, по которому произошел разрыв. Информация о температуре саморазогрева резиновых образцов при определенных значениях деформации далее используется при анализе результатов прочностных расчетов и позволяет определить необходимость в эффективном охлаждении резиновой обкладки статора новой конструкции.

Результаты замеров температуры сечения сразу после разрыва резиновых образцов представлены на рисунке 22.

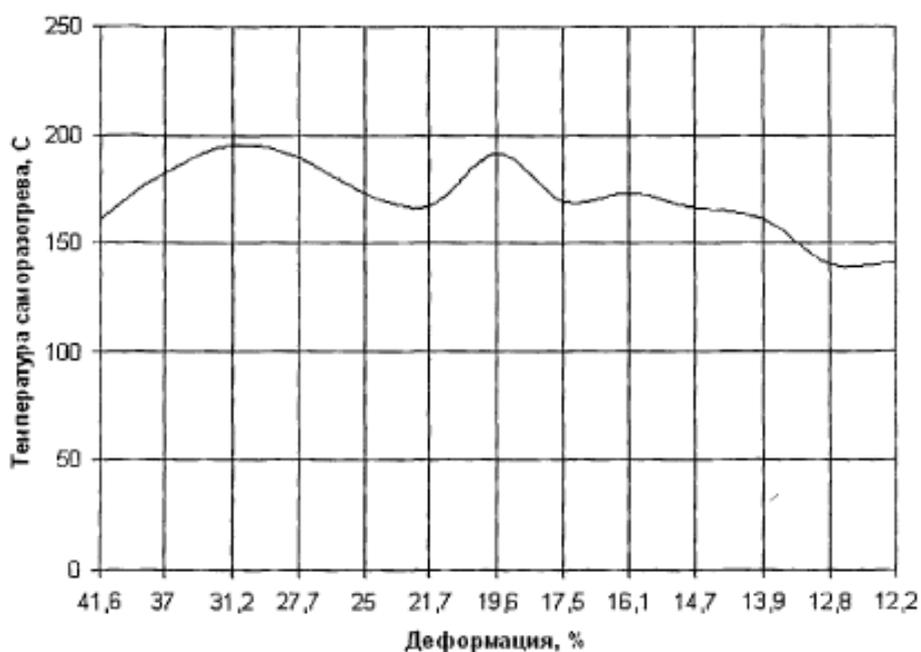


Рисунок 22– Температура саморазогрева образцов при испытаниях на циклическую выносливость

При испытаниях резиновых цилиндрических образцов на циклическую выносливость различают типы разрушения образцов:

- 1) механический;
- 2) термический;
- 3) смешанный.

Для первого типа разрушения характерна гладкая поверхность слома (Рис.3.8). Разрушение происходит практически мгновенно.

Наличие в резине микродефектов, неодинаковые напряжения приводят к различному утомлению разных участков образца, это ускоряет возникновение очагов разрушения резины при многократных деформациях.

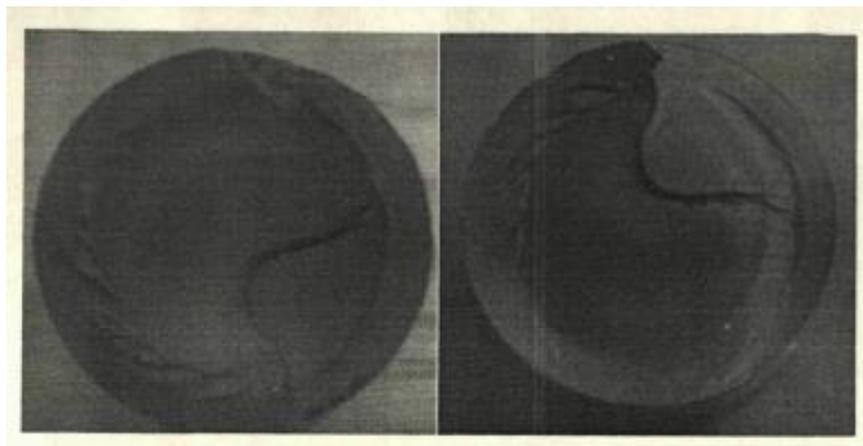


Рисунок 23 – Механический тип разрушения

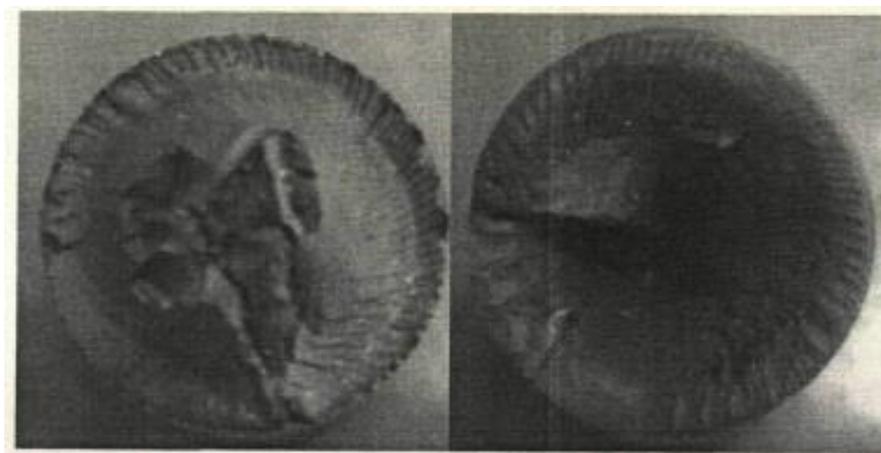


Рисунок 24 – Термический тип разрушения



Рисунок 25 – Смешанный тип разрушения

Для термического типа разрушения (рис.3.9) характерна поверхность в виде «кратера». Данный тип разрушения сопровождается повышенной температурой образца. Хорошо видны мелкие острые кромки по краям.

Смешанный тип разрушения (рис.3.10) характерен тем, что можно наблюдать как гладкую поверхность в месте разрушения на части образца характерную для механического типа, так и поверхность в виде небольшого кратера с острыми кромками в месте разрушения, характерную для термического типа разрушения.

Таблица 3 Результаты испытаний образцов резиновой смеси ИРП–1226 на циклическую прочность

Амплитуда деформации, %	№ образца	Радиус R ₁ , мм	Твердость усл. ед. ШОР		Характер разрушения	Темп-ра саморазогрева °С	Количество	
			До испытания	После испытания			Образца	Среднее
41,6	1	34	69	70	Т	154	0,711	0,8
	2		69	70	Т	149	0,76	
	3		69	71	Т	182	0,95	
37	1	37	69	70	Т	184	1,8	1,26
	2		69	70	Т	189	1,09	
	3		69	70	Т	173	0,9	
31,2	1	42	69	72	Т	191	15,1	13,5
	2		69	72	Т	204	9,7	
	3		69	72	Т	195	15,7	
27,7	1	46	70	73	С	195	14,99	16,63
	2		70	74	С	211	25,43	
	3		70	73	С	183	12,62	
	4		70	73	С	182	18,6	
	5		70	73	Т	187	11,53	
25	1	50	70	76	С	163	41,42	32,96
	2		70	76	М	180	25,67	
	3		70	76	С	176	31,79	
21,7	1	56	70	78	М	181	123,27	91,40
	2		70	78	М	168	98,84	
	3		70	76	М	160	55,37	
	4		70	78	М	163	79,38	
	5		70	78	М	174	100,4	
19,6	1	61	70	79	М	191	221,64	223,27
	2		70	79	М	195	261,88	

	3		70	78	M	188	186,29	
17,5	1	67	70	78	M	181	221,5	319,99
	2		70	80	M	173	345,57	
	3		70	81	M	154	392,89	

Продолжение таблицы

16,1	1	72	70	82	M	174	583,64	631,09
	2		70	82	M	162	683,28	
	3		70	82	M	183	626,34	
14,7	1	78	70	82	M	171	731,68	763,95
	2		70	82	M	168	862,64	
	3		70	81	M	160	697,52	
13,9	1	82	70	81	M	182	1181,5	1374,15
	2		70	81	M	157	1377,95	
	3		70	81	M	146	1563	
12,8	1	88	70	84	M	120	1710	1928,5
	2		70	85	M	156	1995	
	3		70	85	M	144	2080,5	
12,2	1	92	69	85	M	136	3100,8	3397,2
	2		69	86	M	141	3739,2	
	3		69	86	M	148	3351,6	

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты испытаний на циклическую долговечность резиновой смеси ИРП–1226 показали, что образцы разрушаются по термическому типу при разогреве в сечении разлома, выше температуры 170°С.

Температура разогрева резины является одним из критериев выбора оптимальной толщины обкладки статора новой конструкции.

Таким образом, были определены статические и динамические физико–механические свойства резиновой смеси ИРП–1226: диаграмма деформирования резиновых образцов при одноосном растяжении, циклическая прочность при заданных деформациях с замерах температуры после разрушения и определением характера разрушения.

Полученных экспериментами данных достаточно для проведения прочностных расчетов по определению напряженно–деформированного состояния статора при работе ВЗД и тепловых расчетов по определению эффективности отвода теплоты от резиновой обкладки нового статора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Балденко Д.Ф. Отечественные винтовые забойные двигатели и прогресс буровой техники и технологии/ Ю.А. Коротаев// Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море.- 2003.-№5.- С. 14-22.
2. Балденко Д.Ф. Одновинтовые гидравлические машины: в 2 т./ Ф. Д. Балденко, А.Н. Гноевых// - М.:000 «ИРЦ Газпром», 2007. Бобров М.Г. Результаты исследований энергетической характеристики винтового забойного двигателя Д1-195/ А.М. Кочнев // Нефтяное хозяйство. -1988. - №6.
3. Писаренко Г.С. Сопротивление материалов: Учебник для вузов. -4-е изд., перераб. и доп. -Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1979. -696 с. Delpassand, Majid S., 1995, "Mud Motor Stator Temperature Analysis Technique", ASME Drilling Technology, Book No H00920. URL: <http://www.bicodrilling.com/spirostar.php> (дата обращения: 07.10.2007).
4. Захарченко П.И. Справочник резинщика. Материалы резинового производства / Ф.И. Яшунская, В.Ф. Евстратов, П.Н. Орловский // -М.: Химия, 1971.-608 с.
5. Балденко Ф.Д. Особенности трения рабочих органов' одновинтовых гидромашин. -М.: ВНИИОЭНГ. -1988. -№3.
6. Шелудько Г.П'. Рисунок изнашивания статора винтовых забойных двигателей/ Р.В. Карапетов, А.С. Акопов // -Материалы VII региональной научно-технической конференции «Вузовская наука — Северо-Кавказскому региону», Ставрополь, СевКавГТУ, 2003. Большаков А.Ю. Численное исследование напряженно-деформированного состояния обкладки статора забойного двигателя от давления рабочей жидкости/ В.Н. Зотин// Модели и методы исследования упругого и неупругого поведения материалов и конструкций. -1987.
7. Большаков А.Ю. Расчет напряженно-деформированного состояния статора винтового забойного двигателя/ В.Н. Зотин// Реологическое поведение деформируемых сплошных сред.- 1990.
11. Лахтин Ю.М. Материаловедение: Учебник для машиностроительных вузов. -2-е изд., перераб. и доп./ В.П. Леонтьева // -М.: Машиностроение, 1980. - 493 с.
12. Коротаев Ю.А. Влияние увеличения длины рабочих органов на энергетические характеристики и долговечность винтовых забойных двигателей/ М.Г. Бобров, В.А Пустозеров// Вестник ассоциации буровых подрядчиков. - 2001. № 5. - С. 35-36.
13. Бобров М.Г. О влиянии длины рабочих органов на энергетическую характеристику винтового забойного двигателя/ М.Г. Муратова // Тр. ин-та ВНИИБТ, 1989. - Вып. 68.
14. Фуфачев О.И. К вопросу повышения эксплуатационных характеристик винтового забойного двигателя// Строительство нефтяных и

газовых скважин на суше и на море.- 2008.- №1.- С. 22-25.

15. Патент США 6604921. Optimized liner thickness for positive displacement drilling motors/ Andrei N. Plop, Vernon E. Koval// 12.08.2003.

16. Патент 2283416 Российская Федерация. Статор винтовой героторной гидромашины/ В.Н. Андоскин, СП. Астафьев, К. А. Кобелев, Ю.Е. Кириевский // Оpubл. 10.09.2006. Бюл. №25.

17. Патент США 6881045. Progressive cavity pump-motor/ Mark D. Zitka, William D. Murray// 19.04.2005.

18. Патент 2287655 Российская Федерация. Винтовой забойный двигатель/ М.В. Шардаков, С.А. Лузгин // Оpubл. 20.11.2006. Бюл. №32.

19. Патент США 6293358. Machine operating according to the Moineau-principle for the use in deep drilling/ Sebastian Jager// 25.09.2001.

20. Патент США 5171138. Composite stator construction for downhole drilling motors/John Forrest// 15.12.1992.

21. Патент 2283442 Российская Федерация. Статор винтовой героторной гидромашины/ В.Н. Андоскин, К.А. Кобелев, Ю.Е. Кириевский // Оpubл. 10.09.2006. Бюл. №25.

22. Патент США 5145342. Stator for eccentric spiral pump/ Heinz Gruber// 08.09.1992.

23. Молодило В.И. Особенности управления процессом бурения скважин с использованием винтовых забойных двигателей// Труды ВНИИБТ/ ОАО «НПО «Буровая техника». -М.: Современные тетради, 2008. -218 с.

24. Голдобин Д.А. Совершенствование метода обработки заготовок тонкостенных роторов винтовых забойных двигателей/ ОгИ. Фуфачев // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море.- 2009.-№2.- С. 29-30.

25. Кочнев А.М. Винтовой забойный двигатель с облегченным-ротором/ В.Б. Голдобин // Нефтяное хозяйство.- 1989.- №9.

26. Плотников В.М1 Совершенствование технологии изготовления* облегченных роторов винтовых забойных двигателей/ Д.А. Голдобин, О.И. Фуфачев// Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и, на море.- 2007.- №2.- С. 13-15.

27. Голдобин Д.А. Повышение точности гидроштампованных облегченных роторов и энергетических характеристик винтовых забойных двигателей / Ю.А. Коротаев, О.И. Фуфачев* // Вестник ассоциации буровых подрядчиков.- 2010.- №2.- С. 35-37.

29. Патент 2351730 Российская Федерация. Статор винтового забойного двигателя / Д.А. Голдобин, Ю.А. Коротаев, С.Н. Коротаев, О.И. Фуфачев // опубл. 10.04.09. Бюл. № 10.- 7 с.