

На правах рукописи

КАМИНСКИЙ СТАНИСЛАВ ГЕННАДЬЕВИЧ

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ
ВИБРОДИАГНОСТИРОВАНИЯ И ВОССТАНОВЛЕНИЯ
ЭЛЕКТРОПРИВОДНЫХ НЕФТЕПРОМЫСЛОВЫХ
НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ**

Специальность 05.02.13 – «Машины, агрегаты и процессы»
(Нефтегазовая отрасль)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Уфа – 2004

Работа выполнена в ООО «Татнефть - РЭТО» ОАО «Татнефть»
и в Уфимском государственном нефтяном техническом университете.

Научный руководитель доктор технических наук, профессор
Султанов Байрак Закиевич.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Гумеров Риф Сайфуллович;
доктор технических наук, доцент
Галлямов Ильгиз Ихсанович.

Ведущая организация Альметьевский государственный
нефтяной институт.

Защита диссертации состоится « 28 » декабря 2004 года в 15 час. 30 мин.
на заседании диссертационного совета Д 212.289.05 при Уфимском государственном нефтяном техническом университете по адресу: 450062, Республика Башкортостан, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Уфимского государственного нефтяного технического университета.

Автореферат разослан « 26 » ноября 2004 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета

Ибрагимов И.Г.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы

Многолетний опыт эксплуатации нефтяного оборудования при бурении скважин и добыче нефти показывает, что в большинстве случаев внезапный выход из строя электроприводного оборудования приводит к тяжелым аварийным ситуациям. Особенно наглядно это обстоятельство проявляется при эксплуатации электроприводов буровых установок в процессе проходки скважины. Например, при выходе из строя электродвигателей насосного агрегата буровой установки наиболее вероятным является возникновение прихвата бурильного инструмента при оставлении колонны в скважине без движения и промывки. Еще более опасным является внезапный отказ электродвигателя привода подъемного комплекса буровой установки в процессе спуско-подъемных операций. Приведенные примеры показывают, что вопросы предупреждения внезапных отказов электроприводного оборудования нефтяных агрегатов является исключительно актуальной проблемой.

В данной диссертационной работе представлены методы диагностирования и восстановления электроприводного оборудования нефтепромысловых насосных агрегатов и прогнозирования их остаточного ресурса.

В последние годы в нефтяной промышленности получило распространение диагностирование технического состояния насосного и компрессорного оборудования на магистральных трубопроводах. Разработаны компьютерные программы, позволяющие проводить анализ многих параметров движущейся системы (время, положение, скорость, ускорение точки или центра масс, кинетическую энергию и т.д.). Результаты демонстрируются в цифровом виде, в виде графиков или диаграмм.

На нефтегазовых промыслах ввиду мобильности оборудования вопросы диагностирования насосных агрегатов развиты недостаточно эффективно.

В процессе работы над проблемой диагностирования неисправностей нефтепромысловых агрегатов (расцентровка валов, ослабление соединений, задевания, дисбаланс и т.п.) часто возникает необходимость дополнительных исследований влияния тех или иных неисправностей на уровень вибрации. Поэтому в данной диссертации представлены результаты теоретических исследований методов диагностирования и восстановления электроприводных нефтепромысловых насосных агрегатов системы ППД и буровых установок. Для этого на первом этапе были обследованы электроприводные узлы оборудования в промышленных условиях. В дальнейшем были разработаны теоретические ме-

тоды оценки остаточного ресурса бурового оборудования и способы их восстановления.

Цель диссертационной работы – разработка методов оценки технического состояния электроприводного оборудования нефтепромысловых насосных агрегатов на основе их вибродиагностирования, прогнозирование остаточного ресурса и последующего восстановления.

Задачи, решаемые в диссертации:

1 Проведение вибрационных методов диагностирования технического состояния электроприводов нефтепромыслового оборудования.

2 Теоретическое обоснование принципов диагностирования по спектральным параметрам вибрации роторного оборудования нефтепромысловых насосных агрегатов.

3 Оценка остаточного ресурса электроприводного оборудования буровых установок.

4 Разработка технологии ремонта и восстановления рабочих параметров электроприводного оборудования нефтяных промыслов.

5 Разработка методов мониторинга нефтепромыслового оборудования в условиях эксплуатации на нефтяных промыслах.

Научная новизна, полученная при выполнении диссертационной работы

1 Теоретически обоснованы закономерности возникновения вибрации в подшипниковых узлах электроприводов при их эксплуатации и доказано, что при износе несущих элементов подшипников их спектральная характеристика определяется круговой частотой ротора.

2 Выявлено влияние электрических параметров при аномальном режиме работы электродвигателя на его вибрационную характеристику и доказано, что спектральная составляющая вибрации напрямую связана с частотой тока и круговой частотой вращения ротора электродвигателя.

3 Предложен метод прогнозирования ресурса по статистическим данным эксплуатации электродвигателей насосных агрегатов буровых установок. Установлены реальные сроки безаварийной работы указанных электродвигателей.

Практическая ценность диссертации

1 Разработана система мониторинга электроприводного оборудования нефтепромысловых насосных агрегатов в условиях эксплуатации по техническому состоянию на основе оценки вибрационных параметров.

2 Предложена техническая реализация способов мониторинга и прогнозирования остаточного ресурса оборудования по предельным параметрам спек-

тральных характеристик виброактивности узлов насосного агрегата нефтепромыслового оборудования в условиях эксплуатации в передвижной вибродиагностической лаборатории.

3 Разработана технология восстановления электродвигателей при сохранении параметров магнитной стали (активного железа) за счет демонтажа обмотки после деструкции эпоксидного состава обмотки в автоклаве. Разработана и внедрена установка для восстановления медных шин электродвигателя.

Защищаемые положения

1 Теоретические определения, аналитические зависимости и метод расчета спектральных характеристик вибрационных параметров элементов насосного агрегата при износе опорных узлов оборудования.

2 Математическая модель и метод оценки и прогнозирования остаточного ресурса по статистическим данным электроприводного оборудования нефтепромысловых насосных агрегатов с целью определения сроков службы до отказа.

3 Технология восстановления рабочих параметров электродвигателей насосных агрегатов после ремонта на нефтедобывающих предприятиях.

4 Способы мониторинга нефтепромыслового оборудования в условиях эксплуатации и их техническая реализация в передвижной вибродиагностической лаборатории.

Достоверность выводов и рекомендаций диссертационной работы

Результаты диссертационной работы основаны на большом объеме фактических материалов, полученных непосредственно при вибродиагностике оборудования в промышленных условиях. При проведении вибродиагностирования использовалась современная вибродиагностическая электронная техника и сопровождающее программное обеспечение.

Выводы диссертационной работы не противоречат основным принципам оценки вибросостояния оборудования, основанного на фундаментальных научных положениях.

Апробация диссертационной работы

Диссертационная работа докладывалась на следующих совещаниях и конференциях.

1 На научно-практическом семинаре «Опыт, проблемы и перспективы внедрения методов виброакустического контроля и диагностики машин и агрегатов». – Октябрьский, 2000 г.

2 На межвузовской конференции «Нефть и газ -2001: проблемы добычи, транспорта и переработки». – Уфа, 2001 г.

3 На III Международной конференции «Диагностика трубопроводов». - Москва, 2001г.

4 На научной конференции «Новоселовские чтения». -Уфа, 2004 г.

5 На научно-технической конференции, посвященной 55-летию кафедры НГПО УГНТУ. – Уфа, 2004 г.

Публикации по диссертационной работе

Содержание диссертационной работы опубликовано в десяти статьях и тезисах докладов, включает в том числе два патента на изобретения.

Структура и объем работы

Диссертационная работа изложена на 130 страницах машинописного текста, включает введение, пять глав, библиографический список из 104 наименований и приложения. В тексте диссертации имеется 42 рисунка и 10 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе представлены материалы вибродиагностирования электроприводного оборудования на промыслах ОАО «Татнефть».

Приведены основные неисправности агрегатов, эксплуатируемых в цехах поддержания пластового давления (ППД) и внутривнепромысловый перекачки нефти (ППН) нефтегазодобывающих предприятий (НГДУ) и на буровых предприятиях (УБР). Представленные спектры вибрации, полученные при диагностировании неисправностей реальных агрегатов НГДУ «Прикамнефть», НГДУ «Азнакаевнефть» ОАО «Татнефть», НГДУ «Октябрьскнефть» АНК «Башнефть» и на буровых установках Туймазинского УБР и цеха №3 Лениногорского УБР.

Измерения вибрации проводились прибором А11-014 ТОО «Диамех», позволяющим фиксировать виброданные, проводить спектральный анализ, хранить в долговременной памяти более 200 спектрограмм с частотным диапазоном 10...10000 Гц и возможностью последующей разгрузки в базу данных на персональном компьютере (программы «Тренд-Тест» и «Диамант-2»).

Полученные материалы вибродиагностирования насосных агрегатов и их электродвигателей системы ППД и буровых агрегатов показывают, что в настоящее время имеется возможность создать научно обоснованные и практически реализуемые эффективные методы инструментального контроля технического состояния оборудования. Поэтому диссертационная работа направлена на организацию эксплуатации оборудования по техническому состоянию основных агрегатов бурового и нефтедобывающего оборудования.

Вторая глава посвящена анализу существующих методов диагностирования электроприводов нефтепромысловых насосных агрегатов и разработке теоретического метода расчета частотного диапазона колебаний подшипниковых узлов.

На первом этапе показано, что возникновение вибрации электроприводов происходит из-за возникновения механических и электрических неисправностей электродвигателей. Поэтому первоначально был проведен анализ и предложен метод расчета частотного диапазона колебаний в результате возникновения механических дефектов подшипников, как одного из главных источников вибрации со строго регламентированным частотным спектром колебаний как показано в работах ряда исследователей. В большинстве случаев основу метода диагностики состояния подшипников качения по спектрам огибающей составляет явление зависимости параметров динамических сил трения в подшипнике

от вида и величины дефектов на взаимодействующих поверхностях. Эти соотношения обнаруживаются в виде периодического изменения вибросигнала как функций частот вращения отдельных элементов подшипника (сепаратор, тела качения, внутреннее кольцо). Результатом периодического изменения динамических сил является амплитудная модуляция случайной вибрации подшипника, вызываемой регулярными силами вследствие периодического изменения скачка сил давления на участках возникновения дефекта.

Предлагаемый алгоритм диагностирования основан на правиле, по которому каждому виду дефекта соответствует одна из ограниченной совокупности групп, имеющих в спектре огибающей вибрации. Группы не могут быть одинаковыми для разных видов дефектов. Вероятность появления основных признаков неисправности составляет 70 -85%.

Величины дефектов определяются по максимальной глубине модуляции вибрации m , задаваемой в процентах, которая однозначно связана с разностью уровней гармонических составляющих и фона в спектре огибающей (рисунок 1).

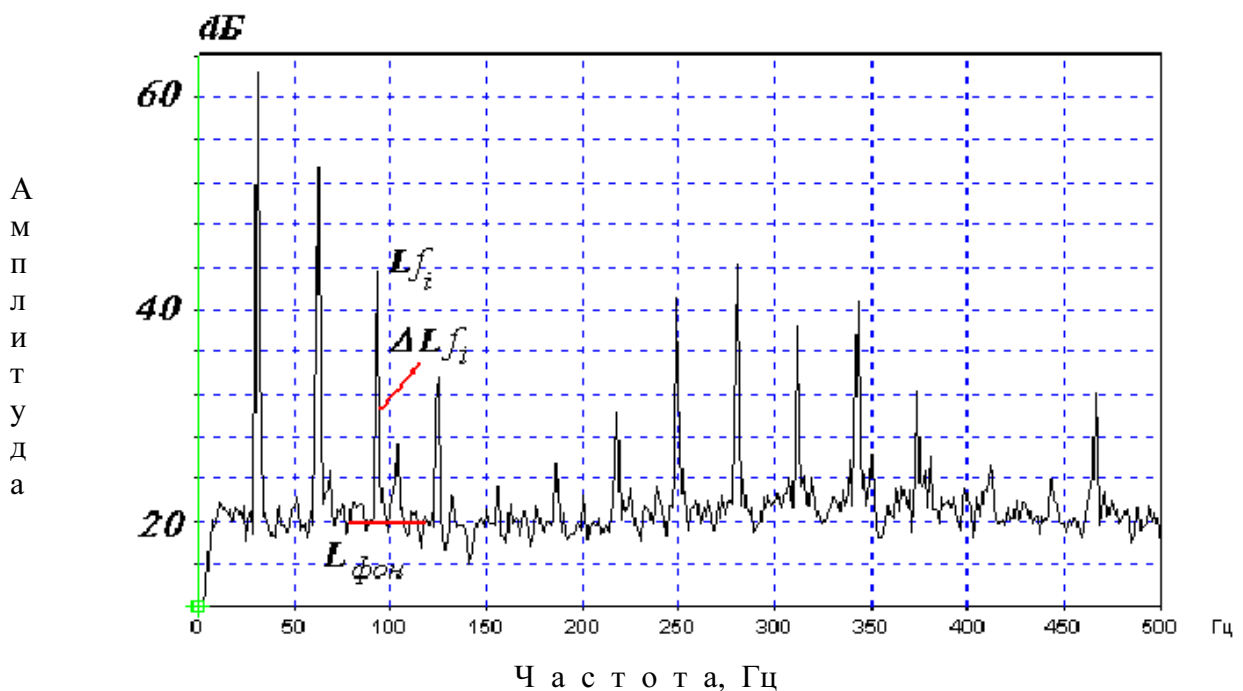


Рисунок 1 - Спектр огибающей

Долгосрочный прогноз состояний подшипника осуществляется методом идентификации вибрационных моделей развития каждого дефекта. В основе этих моделей лежит ограничение на скорости развития дефектов износа подшипников, которое предполагает, что минимально возможное время развития

дефекта от момента зарождения до предаварийного состояния составляет около 20% от среднего ресурса подшипника. При этих показателях условия эксплуатации подшипника считаются нормальными.

Аналитические зависимости между геометрическими характеристиками подшипника и его вибрацией можно получить при следующих допущениях: внутреннее кольцо вращается с частотой $n_{вр}$, наружное – неподвижно, проскальзывание отсутствует. Круговая частота вращения ротора зависит от скольжения и снижается при нагружении.

При прохождении тел качения через трещину будут наблюдаться периодические удары. Для определения частоты следования этих ударных импульсов необходимо найти групповую скорость движения тел качения.

Линейная скорость сепаратора:

$$v_{сеп.} = \frac{1}{2} v_1, \quad (1)$$

где v_1 – абсолютная скорость внутреннего кольца.

С учетом скольжения и нагрузок скорость можно определить по формуле:

$$v_1 = 2\pi (n_m - n_c) k_n (R_{сеп} - r_{мк} \cos \alpha),$$

где n_m – частота вращения внутреннего кольца;

n_c – снижение частоты вращения при скольжении ротора электродвигателя;

k_n – снижение частоты вращения ротора при нагружении двигателя;

$R_{сеп}$ – средний радиус сепаратора подшипника;

$r_{мк}$ – радиус тела качения;

α – номинальный угол контакта тела качения.

Известно, что диапазон регулирования синхронных электродвигателей не превышает 2%, асинхронные – имеют диапазон регулирования до 5-7 %.

Следовательно, линейная скорость вращения сепаратора составит:

$$v_{сеп.} = \frac{1}{2} 2\pi n_{факт.} (R_{сеп} - r_{мк} \cos \alpha). \quad (2)$$

Частота вращения сепаратора будет соответственно равна:

$$f_{сеп} = \frac{1}{2} v_1 \frac{1}{2\pi R_{сеп}}. \quad (3)$$

Подставляя полученные ранее выражения, имеем

$$v_{сеп} = \frac{1}{2} n_m f_{факт.} (R_{сеп} - r_{мк} \cos \alpha) \frac{1}{R_{сеп}} = \frac{1}{2} n_m f_{факт.} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right), \quad (4)$$

где D и d – соответственно средний диаметр сепаратора и диаметр тел качения.

За один оборот сепаратора тело качения пройдет через раковину. Следовательно, частота прохождения тел качения через одиночный дефект, находящийся на наружном кольце, составит

$$f_{нар} = z f_{cen} = z \frac{1}{2} (n_m - n_c) k_n \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right). \quad (5)$$

Частота прохождения тел качения через дефект, находящийся на внутреннем кольце, будет определяться выражением

$$f_{вн} = n_{факт.} \cdot f_{cen}. \quad (6)$$

Подставляя значение f_{cen} , найденное ранее, получаем

$$f_{вн} = \frac{n_{факт.}}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right). \quad (7)$$

Умножая на z (количество тел качения), получаем частоту следования тел качения через дефект, обнаруживаемый на внутреннем кольце:

$$f_{вн} = z \frac{n_{факт.}}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right). \quad (8)$$

Тогда, частота вращения тела качения будет равна

$$f_{mk} = \frac{1}{2\pi} n_{факт.} \frac{D}{d} \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \cos \alpha \right). \quad (9)$$

Таким образом диагностируются подшипники, в которых возникают ударные нагрузки, а регулярная фоновая вибрация корпуса создается преимущественно силами инерции при качении неуравновешенных масс.

Анализируя сигналы с вибродатчиков, установленных на подшипниках электрических машин, были выявлены специфические причины повышенной вибрации, возникающие только в электродвигателях. Эти причины определяются наличием различных внутренних электромагнитных дефектов электрических машин, и связанными со специфическими особенностями проявления электромагнитных процессов в обмотках и сердечниках электродвигателя.

Вибродиагностические методы контроля состояния двигателей обычно являются первым этапом в оценке состояния, так как позволяют анализировать состояние оборудования непосредственно во время его работы. После выявления при помощи контроля вибропараметров в электрических машинах основных характерных признаков существования того или иного дефекта необходимо применять другие, специализированные и более точные методы диагностики. В нефтепромысловой практике дифференциации механических и электрических дефектов можно производить путем отключения электроэнергии.

Максимальная частота вращения ротора электрической машины в обычных условиях численно равна произведению частоты питающей сети, умно-

женной на переводной коэффициент. При 50 Гц питающей сети максимальная частота вращения двигателей равна 3000 об/мин.

Реально частота вращения электромагнитного поля в зазоре электрической машины равняется частному от деления максимальной частоты вращения электромагнитного поля в зазоре на число пар полюсов статора. Это конструктивный параметр обмотки статора, и он может принимать только целые значения, равные 1,2,3,4,5 и т.д. При этом частота вращения поля в зазоре электрической машины будет равна соответственно 3000, 1500, 1000, 750, 600 об/мин и т.д. При числе пар полюсов, отличном от единицы, частота вращения поля в зазоре электрической машины отлична от частоты питающей сети.

В асинхронных машинах частота вращения ротора всегда меньше частоты вращения электромагнитного поля в зазоре. Это отставание обычно называется скольжением и измеряется в общепринятой системе относительных единиц или процентах. Кроме этого в процессе исследования вибрационных параметров электродвигателей нефтепромысловых насосных агрегатов было установлено, что частота вращения ротора при номинальной нагрузке отличается от частоты вращения при работе под нагрузкой. Как правило скорость вращения ротора снижается. Поэтому при расчете спектра вибрации электродвигателя необходимо учитывать скольжение и снижение частоты вращения под нагрузкой.

Основная оборотная частота электромагнитных сил и вибраций равна удвоенной частоте питающей сети. Это математически вытекает из того, что магнитные процессы пропорциональны квадрату «синусоиды» питающей сети, а это и есть колебание с удвоенной частотой от исходного.

Далее во второй главе сделан анализ видов вибраций, возникающих от действия электрических дефектов. Показано, что износ подшипников вызывает как механические, так и электрические причины возникновения вибрационных динамических сил.

При изготовлении статора и ротора обмотка укладывается в пазах сердечника. При вращении ротора в зазоре возникает периодическое чередование ферромагнитных зубцов и пазов на статоре и роторе. При разборке электрических машин принимаются меры, чтобы исключить влияние зубцово –пазовой структуры на работу машины – на статоре и роторе различное число пазов, на роторе применяется «скос» пазов, когда ось паза идет не вдоль оси ротора, а как бы немного закручена вокруг оси и т.д. Тем не менее в практике имеют место случаи, когда «пазовые» частоты явно выражены на спектре.

Третья глава посвящена прогнозированию остаточного и межремонтного ресурса электроприводного оборудования.

Под остаточным ресурсом понимается вероятная наработка оборудования от момента контроля его технического состояния до перехода его в неработоспособное состояние. Видами технического состояния являются исправное, работоспособное, неработоспособное состояния в зависимости от значений вибрационных параметров в данный момент времени.

Под критериями предельных состояний оборудования понимаются такие отличительные признаки, при наличии которых следует считать невозможным дальнейшую эксплуатацию оборудования.

Определение остаточного ресурса оборудования должно осуществляться на основе совокупности имеющейся информации прогнозирования его технического состояния.

Научно-обоснованное прогнозирование величины остаточного ресурса оборудования можно обеспечить только при наличии достоверной информации, полученной в результате выполненных ранее обследований и анализа результатов вибродиагностирования.

Учитывая, что нефтегазопромысловое и в том числе буровое оборудование являются источником повышенной опасности и применяется на опасных производственных объектах, техническое состояние этого оборудования должно обеспечивать его безопасную эксплуатацию в заданных условиях в заданный период времени. Так как основной причиной отказов оборудования является накопление повреждений материала от действия эксплуатационных нагрузок и влияния коррозионной среды, то следует считать целесообразным осуществлять прогнозирование его остаточного ресурса по одному параметру технического состояния - по уровню вибрации его основных несущих узлов.

Определение остаточного ресурса становится серьезной проблемой при эксплуатации промышленного оборудования за пределами назначенного ресурса завода – изготовителя. Эта проблема обострилась в последние годы в связи с переходом к рыночным формам определения экономической целесообразности перевода оборудования в нерабочий фонд. Поэтому далее рассмотрены методы оценки ресурса электроприводов по статистическим результатам их отработки.

Для анализа состояния электроприводного оборудования на буровых установках ОАО «Татнефть» были проведены работы по сбору и обобщению промыслового материала, собранного в четырех УБР ОАО «Татнефть». В результате обобщения полученных материалов установлено, что отказы двигате-

лей буровых установок происходят как в механической, так и электрической части. Наиболее часто выходят из строя электродвигатели новой серии, выпускаемые после 1989 года.

В механической части выходят из строя подшипники и валы. В течение года как минимум имеются отказы по валу у 10 электродвигателей. Подшипники выходят из строя чаще.

С целью выявления наиболее оптимальных методов расчета остаточного ресурса были проведены предварительные замеры вибросостояния электродвигателей на действующих буровых установках. В результате установлено, что в ряде случаев по мировым нормам виброскорость не должна превышать 7,1 мм/с. Фактически на ряде буровых в эксплуатации находились электродвигатели, замеры на которых показывали виброскорость, превышающую допустимые нормы и достигающую значения 11,2 мм/с.

Промежуточные отказы до момента наступления предельного состояния устраняются путем восстановления оборудования с помощью внепланового ремонта, а в ряде случаев в момент проведения плановых ремонтов. Необходимость определения остаточного ресурса возникает после отработки срока службы, назначенного заводом-изготовителем, когда еще не достигнуто предельное состояние, но дальнейшая эксплуатация недопустима.

В соответствии с существующими методами математической статистики, величина остаточного ресурса является величиной случайной. Поэтому для получения его математического ожидания $R(t)$ (рисунок 2) определен интервал от величины T до величины $T_{пр}$, где T и $T_{пр}$ – назначенный ресурс времени, характеризующий время сверхресурсной эксплуатации, что практически недопустимо. Для определения величины T используются результаты лидерной эксплуатации специально подготовленных для этой цели образцов оборудования. При этом эксплуатация ведется в нормальном рабочем режиме, но с более интенсивным нагружением для увеличения коэффициента эксплуатации. По результатам лидерной эксплуатации можно определить величину $R_i(T)$, отличную от величины $R(T)$ и являющуюся «средним остаточным ресурсом» в интервале времени $(T; T+t)$. Исходными данными для расчетов являются наработки T_i для m отказавших и $n-m$ неотказавших объектов на время лидерной эксплуатации t в интервале времени $(T; T+t)$.

Точной оценкой показателя $R_i(T)$ служит величина математического ожидания, определяемая по формуле:

$$\bar{R}_i(T) = \frac{\sum_{i=1}^m T_i + (n - k - m)t}{n - k} \quad (10)$$

В соответствии с принятыми условиями считается, что

$$R_i(T) \leq R(T) \text{ и } R_i(T) \leq t. \quad (11)$$

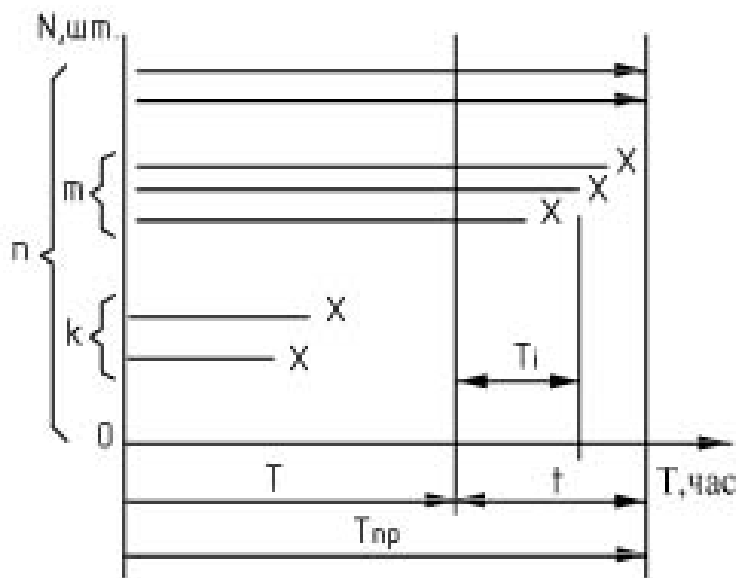


Рисунок 2- Распределение отказов электроприводов во времени

k – число отказавшего оборудования до момента времени T ; m – число отказавшего оборудования после времени T ; n – общее число оборудования от начала эксплуатации; T_i – наработка оборудования после времени T ; t – наработка не отказавшего оборудования

Если число лидерных объектов n мало (меньше 50), то следует определять доверительную оценку для показателя $R_i(T)$ при заданной доверительной величине безотказной работы P в интервале $(T; T+t)$. Нижняя доверительная оценка показателя $R_i(T)$ или «усеченный остаточный ресурс» определяется по формуле

$$R_i^H(T) = \bar{R}_i(T) - \frac{t}{2} \sqrt{\frac{P}{n(1-P)}}, \quad (12)$$

где $R_i(T)$ - средний остаточный ресурс в интервале $(T; T+t)$, рассчитанный по формуле (10);

$P \geq 0,9$ – вероятность безотказной работы объекта в интервале $(T; T+t)$.

Если у электроприводного оборудования в процессе эксплуатации отсутствуют отказы в интервале наблюдения за лидерными объектами, то первое слагаемое в формуле (12) определяется из выражения

$$\bar{R}_i(T) = \frac{1}{n} \left[\sum_{i=1}^m T_i + (n-m)t \right]. \quad (13)$$

В качестве примера расчета остаточного ресурса по ряду электродвигателей типа СДЗБ-13-42-8 и СДБШ-99-42-8, работающих на буровых установках Азнакаевского УБР ОАО «Татнефть», произведен анализ статистических данных, полученных непосредственно на буровых предприятиях в процессе их многолетней эксплуатации. Установлено, что электродвигатели введены в эксплуатацию в 1972-77 годах и в 1985-90 годах. Предварительный анализ показал, что они существенно отличаются по надежности. Поэтому для сравнения результатов расчеты остаточного ресурса по двум этим группам проводились отдельно. Наряду со статистическими методами обследования, произведены физические методы контроля состояния узлов оборудования. Выполнен проверочный расчет на прочность по физическим эксплуатационным данным, рассмотренным в предыдущем параграфе.

Четвертая глава посвящена разработке методики обследования электроприводного оборудования и технологии реставрации технического состояния насосных агрегатов.

При обследовании производились следующие замеры: общий уровень вибрации по всем контрольным точкам; уровень вибрации в полосе частот; проведен спектральный анализ в критических точках, получены амплитудно-фазо-частотные характеристики при различных динамических режимах; контролировалась и фиксировалась форма сигналов, поступающая с вибродатчиков.

Для уточнения диагнозов проводились контрольно-измерительные работы: центровка агрегата-привода; соосность ротор-статор; осевой разбег и биение валов, полумуфт; зазоры по подшипникам, посадочным местам вкладышей; горизонтальность агрегата-привода. Производились замеры на различных режимах с нагрузкой, без нагрузки, на холостом ходу, с отключением электроэнергии. Большой объем количеств измерений параметров позволяет подтвердить либо исключить влияние тех или иных дефектов на общую картину вибродиагностики.

Диагностикой-мониторингом охвачен весь парк роторного оборудования УПТЖ для ППД в количестве 120 агрегатов. А это значит, что проводится систематический контроль состояния агрегатов с накоплением базы данных по результатам измерений. В результате с помощью специальной компьютерной программы получены Тренд-тесты, где динамика измерения состояния аг-

регата во времени представлена графически. Это позволяет при проведении анализа устанавливать и осуществлять прогнозирование развития неисправности и предупреждать возникновение аварийной ситуации.

В буровых установках для привода технологического оборудования используют высоковольтные электродвигатели мощностью до 1000 кВт. Особенностью этих электродвигателей является использование в обмотках статора и ротора обмоток, обладающих высокой диэлектрической стойкостью. Поэтому при ремонте изношенных электродвигателей основное внимание уделяется смене подшипников на новые и восстановление обмоток статора и ротора электродвигателей.

Ремонт электрических обмоток представляет сложную и дорогостоящую задачу. Обычно разрушение изолирующего материала обмоток производится путем выжига. Однако при этом повреждается изолирующий слой между листами магнитной стали. Поэтому при ремонте высоковольтных электродвигателей производство работ по освобождению статора и ротора от обмоток требует особых методов, позволяющих контролировать и удерживать температуру в строго определенных пределах.

В обычном случае технология ремонта электродвигателей осуществляется по общепринятой технологии. Она включает следующие основные операции: разборку, дефектовку; демонтаж обмоток, очистку активного железа; испытание активного железа; намотку съемных секций; пропитку, прессовку, рихтовку; укладку обмоток, запечку; сборку. В процессе проведения ремонта отбраковываются изношенные детали. Поэтому возникает необходимость восстановления отдельных деталей и сопутствующих элементов непосредственно на ремонтном предприятии. К таким элементам, например, относятся окантовочные полосы заданной конфигурации. В процессе ремонта электродвигателей также возникает необходимость получения металлических полос с фигурными изогнутыми краями. Для этого было разработано специальное устройство описание которого дано в патенте № 2040990.

Процесс гидrolитической деструкции связующего (ГДС) электроизоляционных материалов обмоток электрических двигателей при их ремонте разработан для удаления вышедшей из строя обмотки без нарушения изоляции между пластинами активного железа. Этот эффект достигается за счет жесткого контроля температуры процесса в специальной среде, включающей углекислый газ. Процесс осуществляется в автоклавах. Внутри автоклава помещается узел электродвигателя, обмотку которого необходимо удалить. Автоклав представ-

ляет собой емкость, герметично закрытую крышкой, внутрь которой подается жидкость определенного состава при заданной температуре и давлении.

Для ремонта электродвигателей мощностью до 1000 кВт используется автоклав вместимостью 10 м³. Рабочее давление автоклава 1,6 МПа регулируется с абсолютной погрешностью не более $\pm 0,03$ МПа.

Температура рабочей среды составляет 190 °С, которая также строго контролируется. Погрешность свыше $\pm 4^\circ$ С не допускается.

Исследование эффективности метода ГДС производилось в связи с необходимостью определения параметров режима при проведении гидrolитической деструкции связующего электрообмоток. Оценка влияния технологических параметров на эффективность процесса производилась при различных значениях исходного давления углекислоты ($P_{нач}$), давления рабочей среды процесса (P), температуры процесса (T), времени на режиме (τ).

Поэтому в качестве основного критерия оценки эффективности ГДС были выбраны:

- изменение количества содержащего связующего в изоляции до и после ГДС ($\Delta\%$ - объективные данные).
- в качестве второго критерия был принят метод экспертной оценки, позволяющий визуально оценить качество проведенной деструкции ($O_{цэ}$ - экспертная оценка, субъективные данные).

«Оценка» извлечения обмотки из пазов статора может быть произведена по четырехбальной системе:

- 1 – обмотка из статора извлекается с большим усилием, с нарушением «геометрии» секций и повреждением обмоточного провода.
- 2 - обмотка из статора извлекается с усилием, с нарушением «геометрии» секции, но без повреждения обмоточной меди.
- 3 – обмотка из паза статора извлекается обычным способом, сравнимым с демонтажом компаундированной обмотки.
- 4 – обмотка статора извлекается легко.

Параметры процесса ГДС варьировались в следующих пределах:

$P_{нач} CO_2$ - от 0,05 до 0,25 МПа;

$\tau_{реж}$ - от 4,0 до 20 часов;

$P_{реж}$ - от 1,04 до 1,24 МПа;

$T_{реж}$ - от 162° до 190° С (P и T – максимальные значения).

По опытным результатам исследований на ЭВМ произведена линейная аппроксимация следующих зависимостей, позволяющих оценить эффективность ГДС:

$$\begin{aligned} O_{ц.э} &= f(\tau) ; & \Delta\% &= f(\tau) ; \\ O_{ц.э} &= f(P_{нач} \cdot \tau) ; & \Delta\% &= f(P_{нач} \cdot \tau) . \end{aligned}$$

Коэффициенты линейной регрессии, рассчитанные при определении функциональной зависимости, позволяют представить их в математическом виде, а именно:

$$O_{ц.э} = \sqrt{25 - \frac{400}{\tau}} ; \quad (14)$$

$$O_{ц.э} = \sqrt{0,25 \cdot (P_{нач} \cdot \tau)^2 - 1,23} ; \quad (15)$$

$$\Delta\% = \sqrt{1,385 \cdot \tau^2 - 448} ; \quad (16)$$

$$\Delta\% = 6 + 0,001 \cdot (P_{нач} \cdot \tau)^2 . \quad (17)$$

Полученные данные исследований показывают, что достижение высокой эффективности процесса ГДС термореактивной изоляции электродвигателей возможно при максимальных величинах P и T , соответствующих техническим характеристикам данного автоклава, соответственно 1,24 МПа и 190° С. Минимальное время процесса разложения, при указанных параметрах. Необходимое время для получения стабильного приемлемого результата (на уровне не ниже 3-х баллов), составляет 24...25 часов. Объективный критерий оценки $\Delta\%$ указывает на то, что минимальный процент выхода связующего из изоляции от воздействия ГДС должен составлять при этом не менее 20%.

Следует отметить, что при применении ГДС для двигателей, изготовленных с изоляцией типа «Монолит-2», степень деструкции изоляции несколько хуже.

Наряду с этим, опытно установлено, что наиболее благоприятным временем с точки зрения эффективности демонтажа обмотки статора является время в течение не более 3...4 часов после выемки статора из автоклава. Это обусловлено тем, что деструктированное связующее, оставшееся в изоляции, перейдя в фазу термопластичности, имеет температуру плавления порядка 45...50°С. Поэтому охлаждение статора ниже этой температуры приводит к снижению эффективности выемки обмотки. Кроме этого вода, имеющаяся в обмотке в первые часы после ГДС, выполняет роль «естественной смазки».

По результатам исследований отмечено явное улучшение свойств и характеристик активной стали. Так, удельные потери в стали снизились в среднем на 2,54 %, фактически получено общее уменьшение температуры активной стали в среднем на $-3,2^{\circ}\text{C}$. Необходимо отметить, что у 30% двигателей нагрев возрос на $1,5...2^{\circ}\text{C}$, что, вероятно, вызвано появлением локальных дефектов зубцовой зоны при выемке секций из пазов статора (устраняется травлением зубцов).

Благоприятное воздействие ГДС на межлистовую изоляцию можно объяснить образованием поверхностных окислов на листах активной стали, а также проникновением продуктов гидролиза изоляции вглубь сердечников, т.е. происходит «залечивание» дефектных мест.

В результате исследований получены значения оптимальных параметров, которые составляют:

- исходное давление CO_2 $0,15...0,20$ Мпа;
- среднее давление в автоклаве $1,15 \pm 0,05$ МПа
(для данного типа автоклава);
- длительность процесса ГДС (при $T = 160...190^{\circ}\text{C}$):
 - минимальная 24 часа;
 - максимальная 32...36 часов.

Практическим опытом установлено, что наибольшая эффективность демонтажа обмотки статора соответствует времени после выемки из автоклава в течение первых 3-4 часов (температура обмотки составляет $50...70^{\circ}\text{C}$).

Исследования показали, что эффективность циклов ГДС может быть усилена за счет увеличения рабочего давления в автоклаве (автоклав специальной конструкции). Так, при увеличении $P_{\text{ср}}$ до 16 МПа, длительность процесса сократится в 1,5 раза, т.е. будет в пределах 14...16 часов. Ограничивающим фактором в этом случае является температура, которая не должна превышать 240°C (температура начала термоокислительной деструкции эпоксидного полимера).

Проведены исследования характеристик активной стали статоров до и после процесса ГДС. Выявленные закономерности указывают на уменьшение потерь в активной стали в среднем на 2,5 % (при максимуме – 10%), нагрев зубцовой зоны в среднем снижается на $1...3^{\circ}\text{C}$.

Пятая глава посвящена разработке передвижной диагностической лаборатории для мониторинга электроприводного оборудования с помощью специальной станции, смонтированной на автомобиле высокой проходимости.

Мониторинг электроприводного оборудования по контролю уровней вибрации должен проводиться регулярно с выдачей рекомендаций по их устранению при выявлении неисправностей технического характера.

Диагностическая лаборатория полностью мобильна, имеет систему питания приборов напряжением 220 В как автономную, так и от промышленных сетей с независимым источником .

Помимо штатных датчиков возможно использование датчиков любого типа (виброскорости, виброускорений, вибросмещения, динамического давления и прочих), подключаемых к основному входу прибора.

Дополнением к прибору является 8-канальный блок, обеспечивающий возможность снятия синхронных временных или частотных характеристик (РАЗГОНА-ВЫБЕГА) с подключением одновременно до 8 датчиков.

Предлагаемая методика регламентирует порядок проведения технического диагностирования агрегатов буровых установок по их техническому состоянию посредством мониторинга вибросостояния оборудования и позволяет:

- проследить тенденцию роста общего уровня вибрации, а также отдельно составных частот спектра;
- определить превышение уровня вибрации согласно ISO 2372, ISO 3945 для роторного оборудования и ISO 10816-6 – для поршневого оборудования;
- диагностировать неисправность силовой части агрегата или электропривода и спланировать совместно с руководством по эксплуатации оборудования время выхода в ремонт и замену изношенных узлов и деталей.

Объектами диагностирования являются основные и вспомогательные агрегаты буровой установки: буровой насос, буровая лебедка, воздушный компрессор.

Полученные диагностические данные по вибрации сопоставляются с табличными (таблица 1) и, согласно класса машины и зоны ее принадлежности, определяются данные состояния агрегата как "хорошо" (зона А и В), "удовлетворительно" (зона С) и "неудовлетворительно" (зона D).

Зона А - новые машины, только что введенные в эксплуатацию.

Зона В - машины, попадающие в эту зону, обычно считаются пригодными для дальнейшей эксплуатации без ограничения сроков.

Зона С - машины, находящиеся в пределах этой зоны, непригодны для длительной эксплуатации и могут функционировать ограниченный период времени, пока не появится возможность для проведения ремонтных работ.

Зона D – уровни вибрации в данной зоне обычно рассматриваются как достаточно высокие, вызывающие повреждение машины.

Таблица 1- Допустимые значения уровней вибрации машин

Максимальное значение из всех измеренных на механизме			Номер по классу вибрации машин						
Смещение	Скорость	Ускорение	1	2	3	4	5	6	7
			Оценочные зоны						
17,8	1,12	1,76	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B
28,3	1,78	2,79							
44,8	2,82	4,42							
71,0	4,46	7,01							
113	7,07	11,1	C	D	D	D	D	D	C
178	11,2	17,6	C						
283	17,8	27,9	C						
448	28,2	44,2	C						
710	44,6	70,1	D	D	D	D	D	D	C
1125	70,7	111							
1784	112	176							

Рекомендованные в указанных нормативных документах допустимые величины среднего квадратического значения виброскорости для машин большой мощности с жесткими опорами, к которым могут быть отнесены ЦНА типа ЦНС 180, ЦНС 500, были скорректированы с учетом конкретных условий эксплуатации по результатам статистической обработки данных диагностических обследований насосных агрегатов на кустовых насосных станциях ОАО «Татнефть» (таблица 2).

Таблица 2 – Уровни допустимых значений вибрации роторного оборудования

Условное наименование уровня	Качественная оценка состояния агрегата	Среднее квадратическое значение виброскорости для машин, мм/с	
		с жесткой установкой	с упругой установкой
Уровень «А»	Хорошо	до 4,0	до 7,0
Уровень «В»	Удовлетворительно	от 4,0 до 7,0	от 7,0 до 11,0
Уровень «С»	Еще допустимо	от 7,0 до 11,0	от 11,0 до 20
Уровень «Д»	Недопустимо	свыше 11,0	свыше 20

Измерение контурных характеристик производилось с целью выявления ослабления крепления и дефектов деталей, например трещин. В случае резкого изменения значений линейного уровня виброскорости в разных, рядом лежащих точках одной детали делается заключение о наличии в ней дефектов (трещин, раковин и т.п.).

При диагностике ослабления фундамента по экспериментальным данным рассчитываются отношения общего уровня вибрации в 3-х взаимноперпендикулярных направлениях, измеренных на контролируемом подшипнике, к аналогичным параметрам вибрации, измеренным на фундаменте вблизи крепления. Если соотношение равно 1,4..1,7 или менее, то это показывает, что данный фундамент уже не может демпфировать вибрации установленного на нем агрегата из-за его неудовлетворительного состояния.

В случае, когда соотношение равно двум во всех направлениях измерения под всеми подшипниками, то это свидетельствует о хорошем состоянии данного фундамента.

Соотношение вибрации на агрегате и фундаменте, равное 2,25 – 3,0 указывает на ослабления крепления агрегата к фундаменту.

Основные выводы и рекомендации.

1 Определены основные принципы вибродиагностирования для большого парка электроприводного оборудования, эксплуатируемого в ОАО «Татнефть», позволяющие установить закономерные признаки возникновения вибрации.

2 Теоретически обоснованы закономерные спектры колебаний роторного оборудования при развитии дефектов в подшипниках качения. Выявлены закономерности изменения вибрационных параметров электродвигателя, возникающие за счет изменения электрических параметров при аномальных режимах его работы. Получены уточненные математические зависимости для расчета спектра колебаний подшипниковых узлов электродвигателей.

3 Разработана математическая модель и метод расчета остаточного ресурса электродвигателей по статистическим данным. Установлено, что межремонтный ресурс оборудования зависит от уровня вибрации и его частотной характеристики.

4 Предложен метод технического вибродиагностирования для определения состояния оборудования. Разработана технология восстановления технических параметров электродвигателей. Исследования технологии деструкции связующего обмоток электродвигателя позволили разработать оптимальный режим обработки обмоток электродвигателей с высокой эффективностью. Показано, что при ремонте с

применением гидравлической деструкции связующего характеристика активной стали не изменяется.

5 Разработаны методы мониторинга технического состояния нефтепромыслового оборудования в условиях эксплуатации, которые технически реализованы в передвижной вибродиагностической лаборатории.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих печатных трудах:

- 1 Патент РФ № 2040990. Способ правки полосы и устройство для его осуществления / С.Г.Каминский, Р.М. Гатауллин, А.Х. Хакимов и др. Опубликовано в Б.И. № 22, 1995.
- 2 Патент РФ № 2056963. Устройство изготовления из металлической ленты криволинейных элементов открытого поперечного сечения / С.Г. Каминский, Р.И. Хисамов, И.Л. Кузнецов и др. Опубликовано в Б.И. № 9, 1996.
- 3 Султанов Б.З., Каминский С.Г., Москвин С.А., Филимонов О.В. Диагностирование основных неисправностей электрооборудования агрегатов, применяемых на буровых установках // Опыт, проблемы и перспективы внедрения методов виброакустического контроля и диагностики машин и агрегатов: Сб. научн. тр. - Октябрьский: Изд-во УГНТУ, 2000. – С.3-11.
- 4 Каминский С.Г. и др. О целесообразности внедрения на объектах нефтедобычи ОАО «Татнефть» системы ремонтов по техническому состоянию // Нефть Татарстана, 2001. - №1.
- 5 Галеев А.С., Султанов Б.З., Сулейманов Р.Н., Каминский С.Г. Выбор оптимального времени проведения капитального ремонта насосов // Нефтегазовое дело. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2001. – <http://www.ogbus.ru/mashine.shtml>.
- 6 Галеев А.С., Сулейманов Р.Н., Султанов Б.З., Каминский С.Г. К расчету межремонтного периода центробежного насоса // Диагностика трубопроводов: Тез. докл.: III-я Междунар. конф.– М.: Изд-во РАН, 2001 – С.49.
- 7 Султанов Б.З., Каминский С.Г. Расчет остаточного ресурса электроприводов буровых установок по статистическим данным // Нефть и газ –2000. Проблемы добычи, транспорта и переработки. Межвуз. сб. науч. тр.: –Уфа. Изд-во УГНТУ, 2001. –С.276-284.
- 8 Галеев А.С., Султанов Б.З., Сулейманов Р.Н., Каминский С.Г. К вопросу выбора оптимального времени проведения предупредительного капитального ремонта насосов // Нефть и капитал. Технологии ТЭК. - 2003. -№5(12)-С.14-17.

9 Султанов Б.З., Каминский С.Г. Восстановление ресурса электроприводных насосных агрегатов системы перекачки нефти // Новоселовские чтения. Тез. докл.: – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2004.-С.

10 Каминский С.Г. Исследование технологий удаления связующего обмоток электродвигателей нефтепромысловых насосных агрегатов // Проектирование и эксплуатация нефтегазопромыслового оборудования: Проблемы и решения: Материалы Всерос. науч.-техн. конф.–Уфа: Изд-во УГНТУ, 2004.-С. 96-99.