

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки  
**Институт машиноведения им. А.А. Благонравова**  
**Российской академии наук**

На правах рукописи

- 1

05

СМИРНОВ НИКОЛАЙ ИВАНОВИЧ

**ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ  
В НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОСРЕДСТВОМ  
ТРИБОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА**

2.5.3 Трение и износ в машинах

Диссертация на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Научный консультант:

доктор технических наук, профессор,

Албагачиев Али Юсупович

Москва - 2023

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
<b>ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ПРОБЛЕМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ</b>	
<b>ИЗНОСОСТОЙКОСТИ И РЕСУРСА УЭЛН И</b>	
<b>ТЕНДЕНЦИЙ РАЗВИТИЯ.....</b>	
1.1 Объект исследования и особенности условий эксплуатации.....	18
1.2 Критерии работоспособности и тенденции развития моделей отказа и ресурса.....	32
1.3 Анализ основных механизмов разрушения деталей УЭЛН при нестационарных режимах.....	40
1.3.1 Трибологические механизмы повреждения и разрушения .....	40
1.3.2 Динамические процессы повреждения и разрушения.....	49
1.4 Анализ тенденций в развитии методов исследования процессов изнашивания и динамики УЭЛН.....	54
1.4.1 Методы расчета эрозионного изнашивания деталей ЭЦН.....	57
1.4.2 Взаимосвязь процессов абразивного, эрозионного изнашивания и коррозии .....	65
1.4.3 Методы исследования динамических процессов.....	67
1.5 Анализ экспериментальных методов и типов испытательного оборудования.....	70
1.6 Краткий обзор основных путей повышения износостойкости УЭЛН...80	80
1.7 Выводы. Цель и задачи исследования.....	85
<b>ГЛАВА 2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ</b>	
<b>ИЗНАШИВАНИЯ И ДИНАМИКИ ЭЛН.....</b>	
2.1 Методология исследований.....	88
2.2 Численное моделирование трибодинамической системы.....	94
2.3 Трибодинамическая модель насосной секции.....	104
2.3.1 Влияние динамического фактора.....	107

2.3.2 Влияние абразивных частиц на изнашивание секции.....	113
2.3.3 Конструкционный коэффициент.....	115
2.4 Трибологическая модель ступени нефтяной.....	116
2.4.1 Изнашивание радиальных сопряжений .....	117
2.4.1.1 Кинетика изнашивания радиальных сопряжений.....	119
2.4.1.2 Механизм контактного взаимодействия при абразивном изнашивании радиального сопряжения.....	127
2.5 Моделирование эрозионного изнашивания .....	134
2.5.1 Особенности эрозионного изнашивания проточной части ступеней.....	138
2.6 Методы оценки предельного состояния ресурсопределяющих элементов при изнашивании.....	144
2.6.1 Расчет предельного состояния корпусных деталей при изнашивании.....	145
2.6.2 Моделирование динамики вала, обусловленной износом.....	147
2.7 Выводы по главе 2.....	148
<b>ГЛАВА 3 РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ИЗНАШИВАНИЯ И ДИНАМИКИ УЭЛН.....</b>	
3.1 Методология экспериментального исследования процесса изнашивания и динамики.....	150
3.2 Стенды для исследования трибодинамических процессов насосных секций.....	158
3.2.1 Стенд для исследования трибодинамических процессов насосных секций горизонтального типа.....	159
3.2.2 Стенд для исследования трибодинамических процессов насосных секций вертикального типа.....	162

3.3 Стенды для исследования процессов трения и изнашивания ступеней и радиальных подшипников.....	165
3.3.1 Методологические основы.....	165
3.3.2 Конструкция стенда производительностью до 120 м <sup>3</sup> /сут.....	168
3.3.3 Конструкция стенда производительностью до 500 м <sup>3</sup> /сут.....	172
3.3.4 Измерение осевой силы ступеней.....	173
3.4 Стенд для исследования трения осевых подшипников.....	176
3.5 Стенд для исследования эрозионного изнашивания материалов СН, ГС.....	180
3.6 Стенд для трибологических испытаний торцовых уплотнений.....	189
3.7 Выводы по главе 3.....	191
<b>ГЛАВА 4 ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА</b>	
<b>ИЗНАШИВАНИЯ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ УЭЛН.....</b>	<b>192</b>
4.1 Материалы и методика эксперимента.....	194
4.2 Результаты экспериментальных исследований.....	202
4.2.1 Влияние НРХ на изнашивание трибосопряжений ступеней.....	202
4.2.2 Условия изменения осевой силы ступени.....	206
4.2.3 Кинетика изнашивания радиальных сопряжений.....	215
4.2.4 Влияние свойств модельной жидкости на процесс изнашивания сопряжений ступени.....	218
4.2.4.2 Влияние абразива.....	218
4.2.4.3 Влияние коррозионной активности жидкости и температуры на изнашивание сопряжений .....	225
4.2.5 Влияние типоразмера и конструкции ступени на износ сопряжений.....	226
4.2.6 Влияние частоты вращения на изнашивание сопряжений ступеней.....	230
4.3 Закономерности изнашивания подшипников.....	232
4.3.1 Кинетика изнашивания подшипника.....	234
4.3.2 Влияние абразива и коррозионно-активной среды.....	235

4.3.3 Процесс изнашивания подшипников ЭЛН из твердых сплавов.....	239
4.3.4 Исследование трибологических свойств модифицированных твердых сплавов и покрытий.....	243
4.3.5 Исследование процесса изнашивания подшипников из керамики (SiC-SiC, SiC-релит, ZrO <sub>2</sub> ).....	248
4.3.6 Влияние частоты вращения на изнашивание подшипников.....	254
4.4 Исследование работоспособности осевых подшипников .....	255
4.4.1 Работоспособность осевых подшипников скольжения насосной секции.....	257
4.4.2 Исследование процесса трения осевых гидродинамических подшипников.....	259
4.4.3 Результаты испытаний подшипников .....	261
4.4.4 Оптимизация технологии нанесения покрытия РЕЕК .....	270
4.5 Выводы по главе 4: .....	274
<b>ГЛАВА 5 ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОРРОЗИОННО- ЭРОЗИОННОГО ИЗНАШИВАНИЯ СТУПЕНЕЙ И МАТЕРИАЛОВ ЭЛН.</b>	
5.1 Особенности эрозионного изнашивания ступеней .....	281
5.1.1 Особенности эрозионного изнашивания ступеней при увеличении частоты вращения .....	286
5.2 Исследование коррозионно-эрозионной износостойкости материалов ступеней .....	288
5.2.1 Коррозионно-эрозионная износостойкость высоколегированных материалов .....	289
5.2.2 Влияние температуры жидкости .....	292
5.3 Исследование процесса эрозионного изнашивания материалов .....	295
5.3.1 Методика экспериментальных исследований интенсивности эрозионного изнашивания материалов .....	296
5.3.2 Результаты экспериментальных исследований интенсивности	

эрозионного изнашивания материалов ступеней .....	299
5.3.2.1 Кинетика эрозионного изнашивания .....	300
5.3.2.2 Зависимость интенсивности эрозионного изнашивания от свойств абразива .....	303
5.3.2.3 Влияние скорости частиц на интенсивность эрозионного изнашивания .....	307
5.3.2.4 Влияние угла соударения на интенсивность эрозионного изнашивания .....	310
5.3.2.5 Влияние твердости материалов.....	312
5.3.2.6 Влияние коррозионной активности жидкости на процесс эрозионного изнашивания материалов.....	313
5.3.2.7 Исследование механизма коррозионно-эрозионного изнашивания конструкционных материалов.....	316
5.3.2.8 Износостойкость конструкционных материалов в коррозионно-активной среде.....	317
5.3.2.9 Результаты испытаний на коррозионно-эрозионное изнашивание высокотвердых материалов и покрытий.....	320
5.3.3 Основные результаты исследований.....	325
5.4 Выводы по главе 5.....	326
<b>ГЛАВА 6 ИССЛЕДОВАНИЕ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ НАСОСНЫХ СЕКЦИЙ.....</b>	<b>329</b>
6.1 Методика эксперимента.....	330
6.1.1 Типы насосных секций для испытаний.....	331
6.2 Измерение вибрационных характеристик секции 5-60.....	331
6.3 Кинетика изнашивания трибосопряжений и вибрации насосной секции.....	335
6.4 Влияние износа осевых и радиальных сопряжений ступеней на вибрацию секции.....	343
6.5 Влияние конструкции на износ и вибрацию.....	347

6.6 Влияние концентрации абразива на изнашивание.....	357
6.7 Влияние типоразмера секции на динамику.....	364
6.8 Основные закономерности износа и динамики насосной секции.....	372
6.8.1 Эволюция процесса изнашивания сопряжений секций.....	372
6.8.2 Особенности динамики ротора секции.....	375
6.8.3 Взаимовлияние процессов изнашивания и динамики.....	376
6.9 Верификация результатов модельных испытаний .....	377
6.10 Выводы по главе 6:.....	378
<b>ГЛАВА 7 РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ.....</b>	<b>383</b>
7.1 Конструкторско-технологические решения по повышению работоспособности трибосопряжений.....	383
7.2 Разработка комплекса испытательных стендов для исследования процессов трения и изнашивания высокооборотных установок.....	385
7.2.1 Стенд высокооборотный для исследования процессов трения и износа ступени нефтяной и радиального подшипника.....	386
7.2.2 Стенд высокооборотный для исследования трения упорного подшипника ГЗ и ПЭД.....	389
7.2.3 Стенд высокооборотный для исследования трения торцовых уплотнений.....	391
7.2.4 Стенд высокооборотный для исследования трения радиальных подшипников.....	394
7.2.5 Стенд высокооборотный для исследования эрозионной стойкости материалов СН, ГС.....	396
7.3 Практический расчет вероятности эрозионного разрушения обсадной колонны.....	397
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....</b>	<b>400</b>
Список литературы.....	403
Приложение 1 .....	434
Приложение 2 .....	442
Приложение 3.....	445

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы.** Развитие нефтедобывающей отрасли в России происходит на фоне заметного ухудшения структуры запасов нефти и сопровождается увеличением количества малодебитных скважин, нерентабельных в эксплуатации, и доли трудно извлекаемых запасов. Основным видом оборудования для механизированной добычи трудноизвлекаемых запасов в России являются установки электроприводных лопастных насосов (УЭЛН), которыми добывается свыше 80% нефти. Эффективность их использования в значительной степени определяется износостойкостью, особенно в связи с тем, что в последние годы в технологии добычи нефти с помощью УЭЛН применяются периодические режимы, режимы с регулированием частоты вращения. Кроме того, происходит изменение состава и качества пластовой жидкости за период эксплуатации установки: изменяется количество механических примесей, газа, воды, коррозионно-активных веществ и т.д. Это приводит к нестационарным режимам работы, которые увеличивают износ погружного оборудования, из-за чего увеличивается вероятность разрушения корпусных деталей ("полет", "промыв") и валов, что приводит к многомиллионным затратам на ремонт и восстановление.

УЭЛН представляет собой сложную электромеханическую систему, в которой протекают трибологические, динамические, химические, усталостные, тепловые и другие процессы, зачастую взаимосвязанные. Динамика насоса в значительной степени влияет на возникновение дополнительных напряжений в элементах конструкции, которые могут превышать допустимые величины. С другой стороны динамика определяется процессами изнашивания пар трения, условиями эксплуатации. Одновременно в УЭЛН могут происходить несколько типов трибологических процессов: абразивный, гидроабразивный (эрозионный), коррозионно-механический износ, фреттинг-износ, мало изученные вследствие работы оборудования в условиях информационной неопределенности.



Конструкторско–технологический подход, практикуемый заводами-изготовителями и заключающийся в изменении конструкции элементов установки и подборе материалов и технологий для устранения слабых мест, требует длительных натурных испытаний и значительных материальных затрат.

Наиболее актуальными являются исследования основных трибологических процессов динамической системы, направленные на обеспечение износостойкости УЭЛН при нестационарных режимах эксплуатации, на основе изучения особенностей трения и износа насосных секций (НС) во взаимосвязи с динамикой с использованием комплекса разработанных испытательных стендов.

**Целью работы** является решение проблемы повышения износостойкости НС при нестационарных режимах эксплуатации на основе исследования процессов абразивного и коррозионно-эрозионного изнашивания радиальных и осевых сопряжений СН, подшипников и материалов с учетом динамики насосной секции.

**Объектом исследования** являются насосные секции – основные элементы УЭЦН, включающие ступени нефтяные (СН) с радиальными и осевыми сопряжениями, подшипники, функционирующие в нестационарных условиях и при наличии в жидкости механических примесей, воды, коррозионно-активных веществ.

Предметом исследования являются трибологические и динамические процессы в УЭЛН, методы повышения и прогнозирования износостойкости трибологических узлов, работающих в условиях периодических режимов, при наличии в пластовой жидкости механических примесей, воды, коррозионно-активных веществ.

Предметом исследования являются трибологические и динамические процессы в УЭЛН, методы обеспечения и прогнозирования износостойкости трибологических объектов.

**Задачи исследования:**

1. Разработать модель изнашивания насосной секции с учетом особенностей динамики, обусловленной износом сопряжений ступеней. Исследовать эволюцию изнашивания и динамики насосной секции в абразивосодержащей жидкости.

2. Разработать модель изнашивания трибосопряжений СН в условиях абразивосодержащей, коррозионно-активной жидкости с учетом динамики вала.

3. Разработать комплекс испытательного оборудования для исследования процессов трения и изнашивания сопряжений СН, подшипников с учетом динамики вала и определения трибологических характеристик материалов.

4. Исследовать механизмы абразивного и коррозионно - эрозионного изнашивания сопряжений и проточной части ступеней, подшипников. Определить скорость изнашивания материалов в жидкости, содержащей абразив и коррозионно-активные элементы.

5. Разработать рекомендации по повышению износостойкости трибологических узлов НС и основы прогнозирования трибологического ресурса УЭЦН.

**Автор защищает:**

1. Концепцию обеспечения и прогнозирования износостойкости УЭЛН на основании физического моделирования процессов абразивного и коррозионно-эрозионного изнашивания трибосопряжений и динамики установки.

2. Методологию разработки комплекса испытательных стендов для исследования механизмов изнашивания, в том числе при прецессионном вращении вала и определения трибологических характеристик ресурсоопределяющих деталей и узлов УЭЛН.

3. Установленную взаимосвязь формы, скорости износа трибосопряжений и типа вращения вала; зависимость динамических характеристик от износа.

4. Результаты теоретических и экспериментальных исследований изнашивания трибосопряжений в абразивосодержащей, коррозионно-активной среде.

**Научная новизна** работы заключается в следующем.

1. Установлены закономерности изменения износа трибосопряжений и амплитуды виброскорости по длине секции, заключающиеся в подобии их формы, в преимущественном влиянии износа радиальных сопряжений на изгибные колебания, а износа осевых сопряжений на крутильные колебания. Получен диагностический признак повышенного износа, заключающийся в появлении  $\frac{1}{2}$  гармоника в спектре частот колебаний. (п.10 Паспорта).

2. Впервые получены критерии аффинного подобия натуры и модели насосной секции УЭЛН как динамической системы, которые нашли применение в конструкции научно-исследовательских стендов и при разработке трибодинамической модели секции. (п.10 Паспорта).

3. На основании результатов численного моделирования динамики с износом и испытаний насосных секций установлена связь между формой изменения износа радиальных сопряжений и видом прецессии вала. Получена зависимость виброскорости секции от величины износа радиальных сопряжений. (п.10 Паспорта).

4. Разработана трибологическая модель ступени при прецессионном вращении вала на основе суперпозиции процессов абразивного и коррозионно-эрозионного изнашивания, включающая кинетические, гидравлические факторы, свойства материалов, среды и расчетная зависимость износа сопряжений. (п.10 Паспорта).

**Практическая значимость работы.**

1. Разработан комплекс испытательных стендов и методик, позволяющих надежно получать триботехнические характеристики критических узлов и материалов УЭЛН в условиях, приближенных к реальным. С участием автора разработан Стандарт РФ 56830-2015 «Нефтяная и газовая промышленность. Установки скважинных электроприводных лопастных насосов».

2. Разработана модель и методика коррозионно-эрозионного изнашивания СН, включающие определение зоны локального износа и скорость коррозионно-эрозионного изнашивания.

3. Разработаны новые перспективные решения по повышению ресурса, конструкции подшипников, уплотнений СН, работающих в условиях нестационарных нагрузок, подтвержденные патентами.

4. Получены на основе экспериментов характеристики износостойкости широкого класса материалов ступеней и подшипников в условиях, близких к эксплуатационным, которые можно использовать при проектирования и модернизации трибологических узлов.

5. Разработан комплекс испытательных стендов для исследования трибологических характеристик ступеней, упорных и радиальных подшипников, материалов, уплотнений перспективных высокооборотных (до 12000 об/мин) УЭЛН.

6. На основе основных положений работы решена задача устранения отказов УЭЛН - "полет" в нефтяных компаниях России. Работа удостоена Премии Правительства РФ в области науки и техники. Экономический эффект от внедрения результатов работы в ЦБПО ЭПУ ОАО "Сургутнефтегаз" составил 207.735.816 рублей, в ОАО "Сибнефть-Ноябрьскнефтегаз" – свыше 120 млн.руб.

#### **Апробация работы.**

Основные положения и наиболее важные научные и практические результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на:

1. Международных практических конференциях «Механизованная добыча» в 2010-2022г.г.; Всероссийских научно-технических конференциях с участием иностранных специалистов «Трибология - Машиностроению», 2014 – 2022г.; 2nd International Conference on Abrasive Processes 8 - 10 September 2014 Cambridge UK; 44<sup>th</sup> ICMCTF 2017 International Conference on Metallurgical Coatings & Thin Films; 21<sup>st</sup> International Conference on Wear of Materials Wear of Materials 2017. USA; Конференции компании «ТНК-

ВР»: Проблемы механизированной добычи нефти 2013 г.; Конференции «Эксплуатация осложненного фонда скважин '2013» г. Казань; Всероссийской научно-производственной конференции: Методы борьбы со скважинными отложениями. Повышение МРП глубинно-насосного оборудования, г. Ижевск, 2013 года; 13-й международной научно-практической конференции «Технологии ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования инструмента и технологической оснастки от нано - до макроуровня», 2011 г.; Первой практической конференции «Сервис механизированного фонда 2014»; 3-й научно-технической конференции «Повышение эффективности эксплуатации малодебитного фонда скважин-2020»; Международной научно-технической конференции «Полимерные композиты и трибология». Гомель, 2015.

Диссертационная работа заслушана в полном объеме на заседании научного семинара «По трению и износу в машинах» им. М.М. Хрущева отдела «Трение, износ и смазка. Трибология» ФГБУН Институт машиноведения им.А.А. Благонравова Российской академии наук, г. Москва.

#### **Реализация результатов работы.**

Результаты выполненной автором работы используются на предприятиях нефтегазового комплекса: в научных разработках АО «АЛНАС», при внедрении новых порошковых материалов в АО «НОВОМЕТ», при совершенствовании технологии изготовления рабочих органов в ООО «Керамет», при разработке рекомендаций по повышению ресурса УЭЦН в ООО «Борец», при отработке технологии упорных подшипников в компании Schlumberger.

**Диссертация** докладывалась и обсуждалась:

- на научно-техническом совете отдела «Трение и износ. Трибология» ИМАШ РАН,
- на трибологической секции БГТУ в 2022 г,
- на трибологическом семинаре ИМАШ РАН им.А.А.Благонравова

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 53 научных работ, в том числе 26 публикаций в ведущих периодических изданиях, определенных Высшей аттестационной комиссией, 11 публикаций в зарубежных изданиях, включенных в международные реферативные базы (Web of Science, Scopus). Получены 8 патентов на изобретения, 2 патента на полезную модель.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, семи глав, выводов, списка литературы, приложений и оглавления.

Во введении указаны основные цели и новизна результатов, дана общая характеристика работы.

В приложении представлены данные экспериментов, методики испытаний, результаты промышленного внедрения.

Текст диссертации изложен на 454 страницах и содержит 225 рисунков, 72 таблицу, состоит из введения, семи глав основного текста, заключения, списка литературы из 323 наименований и приложения.

## ГЛАВА 1

### **АНАЛИЗ ПРОБЛЕМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ И РЕСУРСА УЭЛН И ТЕНДЕНЦИЙ РАЗВИТИЯ**

Основным видом погружного оборудования для механизированной добычи нефти в России наряду со штанговыми насосами и газлифтной эксплуатацией являются бесштанговые насосы: центробежные, винтовые электродиафрагменные и гидropоршневые электроприводные насосы. Для эксплуатации нефтяных скважин, особенно высокодебитных, обводненных, глубоких, наклонных и горизонтальных, на месторождениях со сложной логистикой применяются установки электроприводных центробежных насосов (УЭЦН). Новый национальный стандарт РФ ГОСТ Р 56830 – 2015 «Нефтяная и газовая промышленность. Установки скважинных электроприводных лопастных насосов. Общие технические требования» устанавливает новое обозначение – УЭЛН. В дальнейшем будем использовать сокращенный термин УЭЛН.

Первые электрические центробежные насосы для добычи нефти были разработаны русским инженером А. Арутюновым в 20-е годы двадцатого века [2]. В отечественной нефтедобыче их применяют с пятидесятых годов прошлого века. У истоков их разработки стояли специалисты Отдельного конструкторского бюро бесштанговых насосов (ОКБ БН) [129]. Вопросам конструирования и расчета гидравлических характеристик ступеней ЭЦН посвящены работы А.А. Богданова, А.Н. Дроздова, В.Н. Филиппова, М.Д. Айзенштейна, И.В. Муравьева, П.Д. Ляпкина, И.Т. Мищенко, Л.Г. Чичерова, Н.Ф. Ивановского, Ш.Р. Агеева, В.Н. Ивановского и других исследователей [4,13,39,166,89,51,2,52], а также работы иностранных специалистов ведущих компаний REDA, ODI, Schlumberger, Baker Hughes - Gulich J.F, Takacs Gabor, Wilson B.L., Kobylinski L.S., King D.G., Traylor F.T., Stewart R. E., Brinner T.R., Durham M.O.[290,306,245,244,212,206]. В

основных учебных, научно-исследовательских институтах нефтедобывающей отрасли страны – Российском государственном университете нефти и газа им. Губкина, Тюменском государственном нефтегазовом университете, Ухтинском государственном техническом университете созданы научные школы нефтяников-погружников. Отечественные заводы, изготавливающие погружное оборудование, на 95% удовлетворяют потребности нефтяных компаний в нем [2].

В 2015 году по данным зарубежных источников [278] по всему миру эксплуатировалось более 140000 УЭЛН, которые по количеству находятся на втором месте после штанговых насосов. В 2020 году в России эксплуатировали около 100000 скважин с помощью этих установок, которые обеспечивают более 70% добычи нефти. Другим важным применением УЭЛН является их использование в наземных горизонтальных системах для поддержания пластового давления.

УЭЛН представляет собой сложную электромеханическую систему, в которой протекают трибологические, динамические, химические, усталостные, тепловые и другие процессы, зачастую взаимосвязанные. Они влияют на возникновение отказов функционирования и параметрических отказов, которые приводят к дополнительным материальным затратам и снижению рентабельности производства.

Основным элементом УЭЛН является электрический лопастной насос (ЭЛН), состоящий из нескольких насосных секций. В области исследования износа центробежных насосов различного назначения известны работы Л.С.Животовского, В.Я.Карелина, А.К.Дьячкова, С.П.Козырева, В.В.Фомина, В.И.Мудряка, Ю.Н.Дроздова и др. [45, 63, 65, 44, 168, 88, 41].

Научные основы обеспечения износостойкости сложных механических систем на основе изучения законов изнашивания созданы ведущими учеными в области трибологии, материаловедения. Большой вклад в развитие учения о трении, износе и смазке сделали А.С. Ахматов, А.Ю. Албагачиев, Э.Д. Браун, Ф.П. Боуден, Н.А. Буше, И.А. Буяновский, А.В. Белый, А.С. Васильев, А.В. Вершинский, Н.А. Воронин, И.Г. Горячева, Д.Н. Гаркунов, В.В. Гриб, Д.Г.



Громаковский, Б.В. Дерягин, Н.Б. Демкин, К.Л. Джонсон, Ю.Н. Дроздов, С.М., Захаров, В.В. И.Д. Ибатуллин, Измайлов, Б.И., М.В.Коровчинский, Костецкий, И.В. Крагельский, В.И. Колесников, В.С. Комбалов, Л.И. Куксенова, В.Л. Лашхи, Н.М. Михин, Н.К. Мышкин, В.Е. Панин, Л.И. Погодаев, А.С. Проников, П.А. Ребиндер, А.Г. Суслов, А.И. Свириденко, В.П. Тихомиров, Д. Тейбор, М.М. Хрущов, Н.М. Чичинадзе, Л.Ш. Шустер и др. [1,33,17,18,19,27,29,31,34,41,46,47,68,69,70,87,91,125,158, 169,176].

Процессы изнашивания сопряжений ЭЛН в значительной степени интенсифицируют динамические процессы насоса, приводящие к возникновению дополнительных напряжений в элементах конструкции, которые могут превышать предельные значения. С другой стороны динамика в значительной степени обусловлена условиями эксплуатации. Необходимое использование кислотосодержащих растворов для борьбы с солеотложениями в скважине и насосе сопровождается коррозионными процессами, влияющими на скорость протекания изнашивания насосных ступеней, деталей газосепараторов, клапанов, корпусных деталей.

Исследований в области комплексного исследования изнашивания в абразивосодержащих, коррозионно-активных средах с учетом динамики немного. Проводятся, как правило, исследования отдельных аспектов изнашивания, например, если существует острая необходимость обосновать причину того или иного вида разрушения деталей установки. Применяются лишь качественные объяснения отдельных процессов, либо количественная оценка предельного состояния механической системы с использованием упрощенных расчетных моделей.

Основными направлениями совершенствования ЭЛН в последние годы можно считать создание износостойких, энергоэффективных установок, в том числе с вентильными двигателями, разработка различных предвключенных устройств для снижения влияния газа, противопесковых фильтров, десендеров, других устройств, разработка программных продуктов по подбору установки к

скважине, совершенствование средств погружной телеметрии и автоматизации процесса добычи.

Применение новых технологий добычи при эксплуатации: глубокое регулирование частоты вращения при выводе на режим, увеличение частоты вращения до 6000 об/мин, повторно-кратковременный режим работы насоса, «расклинка» и другие технологические приемы сопровождается нестационарными режимами, интенсификацией динамических процессов.

Одним из перспективных направлений развития технологии механизированной добычи нефти является внедрение высокооборотных установок с вентильными двигателями, позволяющими существенно сократить их линейные габариты и массу. Однако при этом могут интенсифицироваться процессы изнашивания, тепловые процессы, кавитация и т.д.

Как показывает практика борьбы с отказами различной природы («полет», «промыв», сломы валов), такой подход зачастую бывает малоэффективным. Особенно рельефно это проявилось при решении проблемы отказов по критерию прочности («полет»), основным направлением которого являлось разработка многочисленных предохранительных устройств, показавших свою неэффективность и не применяющихся в настоящее время.

### **1.1 Объект исследования и особенности условий эксплуатации**

УЭЛН, рис. 1.1а, структурно состоит из нескольких последовательно соединенных агрегатов – погружного насосного агрегата (насос и электродвигатель с гидрозащитой), кабельной линии и наземного оборудования (трансформатор и комплектное устройство или подстанция трансформаторная комплектная) [2,52]. Электропитание на погружной электродвигатель (ПЭД) подается по кабелю со станции управления. Погружной насосный агрегат, рис. 1.1б, откачивает пластовую жидкость из скважины и подает ее на поверхность по колонне насосно-компрессорных труб (НКТ).

Объектом исследования является ЭЛН - основной элемент погружного насосного агрегата, рисунок 1в, – многоступенчатое устройство, состоящее, как



Рисунок 1.1 – Состав УЭЛН(УЭЦН): а) – УЭЦН (<http://Neftegaz.ru>); б) погружной насосный агрегата (1 – ловильная головка; 2 – насос, секция верхняя; 3 – насос, секция средняя; 4 – насос, секция нижняя; 5 – газосепаратор; 6 – гидрозащита; 7 – двигатель; 8 – компенсатор; 9 – датчик; 10 – кабель); в) насосная секция (1 - корпус, 2 -осевой подшипник, 3,7 - концевые

подшипники, 4 - промежуточный подшипник, 5 -рабочее колесо, 6 - направляющий аппарат, 8 - вал)

правило, из нескольких насосных секций (НС), количество которых определяется требуемым напором и может достигать 10. В настоящей работе не рассматриваются вопросы надежности электрической части (кабель, токоввод, электрическая часть погружного электродвигателя, термометрическая система, наземная электрическая часть).

В России выпускаются насосы с наружным диаметром корпуса 0,086, 0,092, 0,103, 0,114, 0,123, 0,130, 0,136, 0,172 м и длиной насосных секций ~ 3...5 м. Для эксплуатации скважин с боковыми стволами возникла потребность в уменьшении наружного диаметра насоса до 2,5'. Общая длина установки может достигать 40м [2,52]. Погружные установки выпускаются с объемными подачами от 15 до 9500 м<sup>3</sup>/сут. и с напором до 4500 м.

ЭЛН относится к машинам роторного типа и конструктивно состоит из последовательно соединенных механизмов, валы которых соединены между собой шлицевыми муфтами. На валах установлены с определенным шагом рабочие колеса, втулки, другие детали. Валы опираются на корпуса агрегатов посредством радиальных и осевых подшипников. Радиальные уплотнения ступеней нефтяных (СН) также можно рассматривать в качестве радиальных опор вала, которые можно отнести к радиальным сопряжениям. В отдельных конструкциях осевой опорой служит один гидродинамический подшипник в гидрозащите (ГЗ) и также рассматривается в работе. Отечественные установки эксплуатируются в основном при частоте вращения 2970 об/мин с возможностью регулирования до 4500 об/мин, зарубежные – при 3600 об/мин.

В последние годы в опытной и мелкосерийной эксплуатации находятся ЭЛН, частота вращения вала которых достигает 10000об/мин [184]. Вместо асинхронного электродвигателя используют вентильный двигатель – двигатель с постоянными магнитами. Секции высокооборотных установок состоят из отдельных модулей, в состав которых входит 7...9 ступеней нефтяных, радиальные и осевой подшипники. Это позволяет значительно сократить

линейные размеры оборудования. В компании «ЛУКОЙЛ» вентиляльные электродвигатели используют в качестве замещения асинхронных с номинальной частотой вращения 3600 об/мин.

*Насосная секция* состоит из ступеней, количество которых регламентируется для каждого типоразмера установки. В одной секции может устанавливаться от 50 до 200 ступеней, а общее количество СН в насосе может достигать 1000 штук. В серийных насосах, выпускаемых в России, используются ступени с номинальной подачей 15...4000м<sup>3</sup>/сут.

Используются ступени нескольких конструктивных исполнений: центробежные, центробежно-вихревые, центробежно-осевые и диагональные, с разным количеством осевых сопряжений и различными типами радиальных сопряжений. Наиболее распространенные в России центробежно-вихревые ступени, рис.1.2, состоят из рабочего колеса (РК), направляющего аппарата (НА) и втулки вала в одноопорной конструкции и из РК и НА – в двухопорной конструкции. Двухопорная конструкция отличается двумя нижними шайбами в отличие от одноопорной.

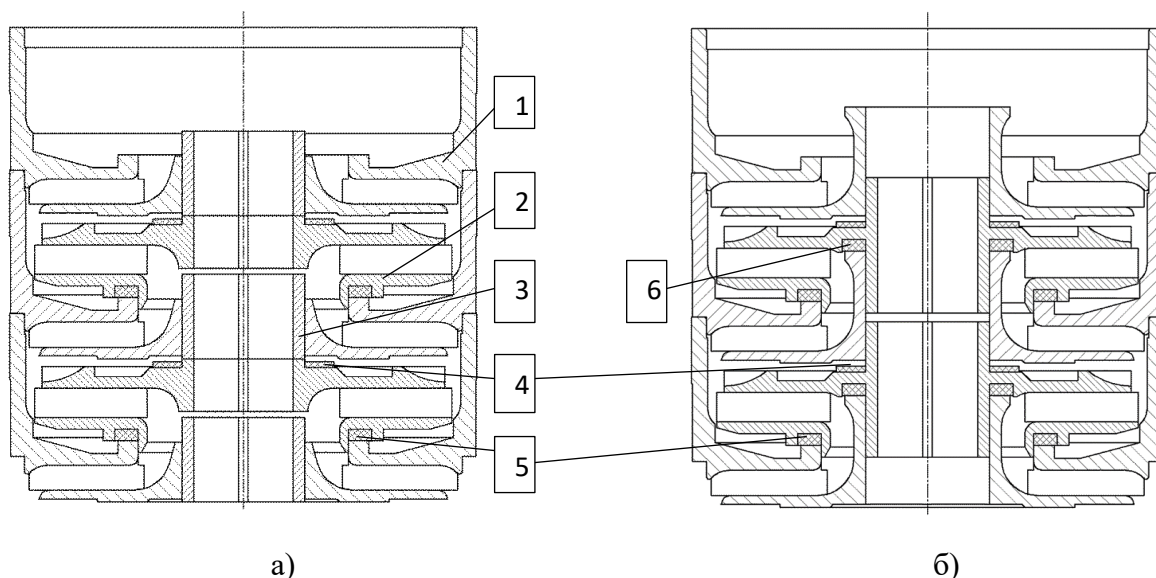


Рисунок 1.2 – Конструкция ступени нефтяной: а) – одноопорная конструкция; б) – двухопорная конструкция; 1-направляющий аппарат, 2-рабочее колесо, 3-втулка вала, 4-шайба верхняя, 5-шайба нижняя большая, 6- шайба нижняя малая

В зависимости от условий эксплуатации насосы выпускаются в четырех основных конструктивных исполнениях [2]:

- обычное исполнение – для малоагрессивной продукции, содержащей до 0,1...0,2 г/л механических примесей;
- износостойкие насосы - для малоагрессивной продукции, содержащей до 0,5 и более г/л механических примесей;
- коррозионностойкие насосы – для продукции с  $6 \leq \text{pH} \leq 8,5$ , содержащей сероводород до 1,25 г/л;
- коррозионно - износостойкие насосы.

В каждом конструктивном исполнении применяют определенную комбинацию материалов, табл. 1.1.

Таблица 1.1 - Основные типы материалов и технологий, используемых при изготовлении СН

	Радиальное трибосопряжение		Осевое трибосопряжение	
	РК	НА	Антифрикционная шайба	Бурт НА
Материалы	Серые чугуны	Серые чугуны	Текстолит, карбонит, карболит, фторопласт, резина, армированная, полиамид	Серый чугун, нирезист, порошковые материалы, сталь 20Х13, полиамид
	Легированные чугуны (нирезисты)	Легированные чугуны (нирезисты)		
	Полимерные материалы	Полимерные материалы		
	Порошковые материалы	Порошковые материалы		
Комбинированная технология СН*	- порошок материал / порошок материал с разными свойствами; - полимер / сталь; - сталь / нирезист; -серый чугун с напылением пар трения			
Комбинированная технология трибологического узла	Ступень нефтяная / промежуточный радиальный подшипник: нирезист-твердый сплав		Ступень нефтяная / промежуточный радиально-осевой подшипник: нирезист-твердый сплав	

\*) материал детали / материал пары трения

ЭЛН принципиально отличается от известных типов роторных машин по крайней мере двумя особенностями: отношением длины установки к диаметру корпуса, которое бывает больше 500, и большим количеством трибосопряжений, занимающих до 90% длины насосной секции. Неподвижная часть трибосопряжений установлена в корпусе, а подвижная (ротор) вращается вместе с валом.

Для ЭЛН характерны малые моменты инерции вращающихся масс и малая жесткость вала. В отличие от большинства роторных систем эксплуатация ЭЛН может происходить при больших величинах износа трибосопряжений и высоких уровнях вибрации, на возникновение которых влияют условия работы пар трения. Взаимообусловленность трибологических и динамических процессов почти очевидна и подтверждается практикой расследования отказов и характером разрушений деталей, но трудна для аналитического описания. Эти отличия указывают на уникальность этого оборудования как трибодинамической системы.

*Условия и режимы эксплуатации ЭЛН* разнообразны и сильно зависят от конкретного месторождения, характеристик скважины, конкретной технологии добычи. Качество подготовки скважины, квалификация ремонтных бригад, правильный подбор оборудования к скважине, свойства пластовой жидкости, включающие реологию, содержание твердых частиц, температуру; характеристики скважины, включающие кривизну ствола в зоне подвески, глубину подвески, динамический напор, а также химическая обработка призабойной зоны – важные эксплуатационные факторы, влияющие на ресурс установок.

Для интенсификации нефтедобычи широко используют кустовое наклонно-направленное бурение, горизонтально разветвленные скважины, глубокопроникающий гидроразрыв пласта, обработку призабойной зоны с помощью технологии ингибирования, периодические режимы. Эти и другие технологии приводят к возникновению осложняющих факторов при эксплуатации: низкому забойному давлению и, как следствие, к повышенному содержанию механических примесей, в том числе проппанта с высокой твердостью, высокому газосодержанию, солеотложению на деталях насоса, увеличению пластовой температуры, дополнительным нагрузкам на установку вследствие увеличения глубины спуска [179]. Вышеприведенные факторы увеличивают риск повреждения и разрушения оборудования при эксплуатации.

Периодические режимы работы оборудования (повторно кратковременные), плавное изменение частоты вращения при выводе

оборудования на режим, технология «расклинки» [81], изменение моментных характеристик при солеотложении на поверхности трения, изменение свойств пластовой жидкости (залповое выделение газа и механических примесей) и другие изменения приводят к нестационарным трибологическим и динамическим процессам. Нестационарные режимы возникают при пуске электродвигателей в определенных условиях [279], а также при износе трибосопряжений, в результате чего увеличивается момент и возникают колебания его величины вследствие изменения коэффициента трения [137,149].

Смазочной средой для трибосопряжений НС, газосепаратора (ГС), входного модуля, других предвключенных устройств служит пластовая жидкость, которая содержит помимо нефти воду, различные примеси, отложения солей и газ.

Наибольшее влияние на процесс изнашивания деталей оказывают твердые частицы различной природы: продукты разрушения скелета нефтеносного пласта, продукты коррозионных процессов в насосе, частицы износа деталей насоса. Более 70 % мировых запасов нефти и газа содержится в песчаных пластах, где выделение песка становится проблемой в течение срока службы скважины с разной степенью влияния [237]. Качественно степень влияния абразивных частиц на изнашивание деталей установок Takács [290] предлагает оценивать их концентрацией, табл. 1.2.

Таблица 1.2 – Степень влияния абразивных частиц на ресурс установок

Концентрация (мг/литр)	Степень влияния
Менее 10	Легкая
11–50	Умеренная
51–200	Тяжелая
Более 200	Суровая

После гидроразрыва пласта в пластовую жидкость, а затем в насос, может попадать кварцевый песок и проппант в критических объемах [317,56], рис.1.3.

Как отмечает Stachowiak, G.W. [284], на интенсивность абразивного изнашивания деталей влияют концентрация, твердость, размер, форма частиц, характеризующие их абразивность по терминологии Тененбаума М. М. [160]. В качестве основного показателя используют концентрацию механических



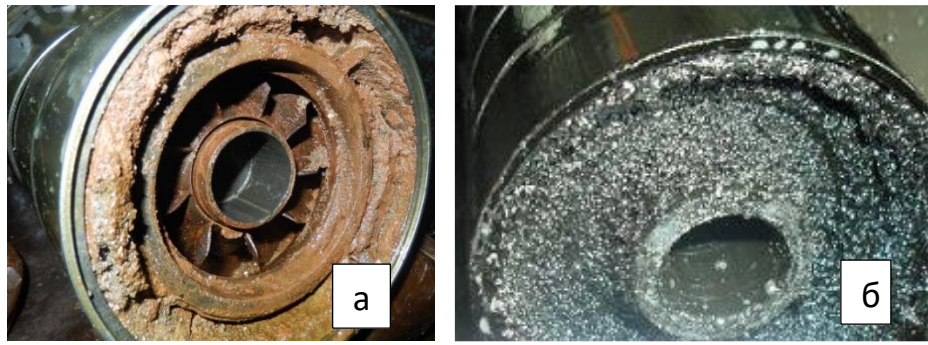


Рисунок 1.3 - Наличие кварцевого песка (а) и проппанта (б) в рабочих органах после подъема установки

примесей в жидкости, либо КВЧ (количество взвешенных частиц), которые входят в технические требования нефтяных компании и заводов-изготовителей на оборудование. Эти показатели не наделяются никакими физическими свойствами и поэтому не применяются в расчетах на изнашивание, однако широко используются на практике и имеют широкие диапазоны изменения. Например, Исангулов А.К. [56] показал, что содержание механических примесей в добываемой продукции в ОАО «Черногорнефть» составляет от 20,0 до 4433 мг/литр. Твердость примесей оценивают по шкале Мооса.

Размер и форма частиц редко встречаются в отечественной практике в качестве показателей абразивности. Как показали эксперименты, проведенные Wilson В.-L. с насосными секциями в абразивосодержащей среде [306], мелкие частицы (2...3мкм) попадают в осевое уплотнение «упорная шайба/бурт направляющего аппарата» и изнашивают его. Крупные частицы наиболее эффективно производят эрозионное изнашивание.

Вместе с тем, форма абразивных частиц является важной переменной величиной при определении интенсивности абразивного износа и характеризуется коэффициентом округлости (CF), представляющим собой отношение периметра к проекционной площади частиц, и параметром спайки (SPQ), представляющим собой аналитический метод подгонки треугольников к характерным чертам контура частиц [284,302].

В зарубежной методике подбора оборудования к скважине используется индекс агрессивности выносимых частиц (AI) и их количество [2], который

широко применяется западными компаниями, а в последнее время и отечественными. Индекс агрессивности AI рассчитывают по формуле

$AI = 0,3 (\% \text{ частиц, меньших } 0,25 \text{ мм}) + 10 (1 - K_{окр}) + 10(1 - K_{сф}) + 0,25 (\% \text{ нерастворимого осадка}) + 0,25 (\% \text{ кварца})$ , где: (% частиц, меньших 0,25 мм) – суммарный процент частиц в пластовой жидкости, диаметром менее 0,25 мм;  $K_{окр}$  – коэффициент округлости частиц по шкале API;  $K_{сф}$  – коэффициент сферичности частиц по шкале API; (% нерастворимого осадка) – процентное содержание нерастворимого в кислоте осадка; (% кварца) – процент содержания зерен кварца в пластовой жидкости. Измерение вышеуказанных параметров осуществляют путем забора проб на устье скважины и включает ситовый анализ в соответствии с методикой API RP 56 и 60, определение растворимости в кислотах, сферичности и округлости, мутности.

Структурно вышеприведенная зависимость состоит из четырех составляющих. *Первая* составляющая характеризует вероятность попадания частиц в зазор сопряжения. Понятно, что эта составляющая относится лишь к характеристике износа подвижных сопряжений. *Вторая* составляющая характеризует геометрию твердых частиц с помощью коэффициентов  $K_{окр}$  и  $K_{сф}$ . Чем больше отличие формы реальных частиц от сферы, тем выше их изнашивающее действие. *Третья* составляющая - степень растворения твердых частиц в химически активной среде. Чем больше остается нерастворенного осадка, к которому относятся кварц, проппант, тем больше износ сопряжений. *Четвертая* составляющая характеризует опосредованно твердость частиц – кварц самый твердый минерал из известных минералов в пластовой жидкости. Не учитывается возможность выноса проппанта. Однако, как правило, его размер больше размера зазора сопряжения и абразивное действие возможно лишь в проточной части или при большом износе сопряжений.

Анализ структуры выражения индекса агрессивности позволяет сделать следующие выводы:

— индекс агрессивности не характеризует износ проточной части, т.е. гидроабразивный (эрозионный) износ и влияние коррозионного фактора;

— технически трудно определить форму твердых частиц при большом количестве скважин на практике;

— этот подход не применим при проектировании нового оборудования. Методика не позволяет определить ресурс оборудования данного типа при заданном АІ и количестве кварца в жидкости.

Методически правильно было бы дать определение «индекс абразивности» вместо «индекса агрессивности».

В работах Тененбаума М.М. [160] для оценки влияния формы твердых частиц на абразивное изнашивание предложен критерий формы

$$K_{\phi} = \frac{M(n_i) M(D_i - d_i)}{M(R_i)},$$

где:  $M(n_i)$ ,  $M(R_i)$  и  $M(D_i - d_i)$  – математическое ожидание соответственно для числа вершин, их радиусов и разностей диаметров окружностей, описанной вокруг контура и вписанной в контур зерна. Значения коэффициента колеблются от 11 для окатанных частиц до 100 для остроугольных частиц размерами 0,2-2 мм. Например, для кварцевого песка Люберецкого карьера размером 0,2 – 0,315 мм коэффициент формы имеет значение 14,4, т.е. близко к значению по источнику [178];

Способность абразивных частиц внедряться в поверхностный слой и разрушать его при движении приближенно оценивается по соотношению значений микротвердости испытываемого материала  $H$  и абразива  $H_a$ :

$$K_T = \frac{H}{H_a}.$$

Опытным путем установлено, что критическое значение коэффициента  $K_T = 0,5 - 0,7$ . При  $K_T < 0,5$  возможно прямое разрушение материала (при соответствующей форме частиц и достаточной величине нормальной нагрузки); при  $K_T > 0,7$  прямое разрушение маловероятно, и процесс изнашивания переходит в многоцикловый с резко снижающейся интенсивностью по мере увеличения этого коэффициента.

Важно учитывать минералогический состав выносимых из скважины твердых частиц. По данным Якимова С.Б. и др. [178] усредненный по 56

скважинам с месторождений компании «ТНК-ВР» состав представляет собой: гидроокислы железа – 52,1%; кварц – 30,4%; обломки пород – 0,8%; плагиоклаз – 5,7%; остальное – углистое вещество, карбонат, слюда, калишпат. Эти компоненты различаются по твердости, причем кварц, плагиоклаз и обломки пород имеют твердость более 5 по шкале Мооса.

В работе Gulich J.F. [221] предлагается учитывать твердость смеси  $H_s$  абразивных частиц при расчете эквивалентной концентрации твердых частиц  $c_{s,eq}$  по формуле

$$c_{s,eq} = \sum \left( c_s \frac{H_s}{H_{Quartz}} \right).$$

Твердость кварца  $H_{Quartz}$  можно принять равной 1150 HV.

Помимо абразивных частиц на работоспособность пар трения скольжения оказывают влияние *реологические свойства среды* [24,14,68]. Их влияние проявляется при формировании масляной пленки в зоне контакта. Пластовая жидкость, являющаяся смазкой, по фазовому составу состоит из нефти и воды и представляет собой водонефтяную эмульсию, вязкость которой изменяется от соотношения воды и нефти. Вязкость эмульсии, образующейся при прохождении через 5 ступеней насоса ЭЦН-6-160, изменяется почти на порядок, рис.1.4. [89].

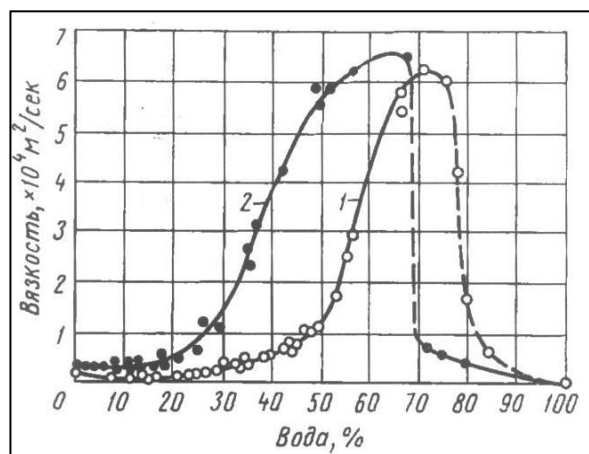


Рисунок 1.4 – Зависимость вязкости от процентного содержания воды в нефти [89] (1 – смешиваемые жидкости: пресная вода и нефть Д1 Шкаповского месторождения, 2 – пресная вода и нефть Арланского месторождения)

Особенности образования и свойства водонефтяных эмульсий достаточно подробно описаны Муравьевым И. М. в работе [89], где приведены также

формулы для расчета вязкости эмульсий. В связи с высокой обводненностью скважин в Западной Сибири УЭЛН эксплуатируются при содержании воды в добываемой жидкости до 80-99%. При этом вязкость эмульсии резко снижается и приближается к вязкости воды. Наибольшее содержание воды и механических примесей в скважинах наблюдается обычно в начальный момент времени, рис. 1.5. Работа пар трения скольжения в воде характеризуется граничным режимом смазки, поскольку вода обладает низкой несущей способностью [24,14].

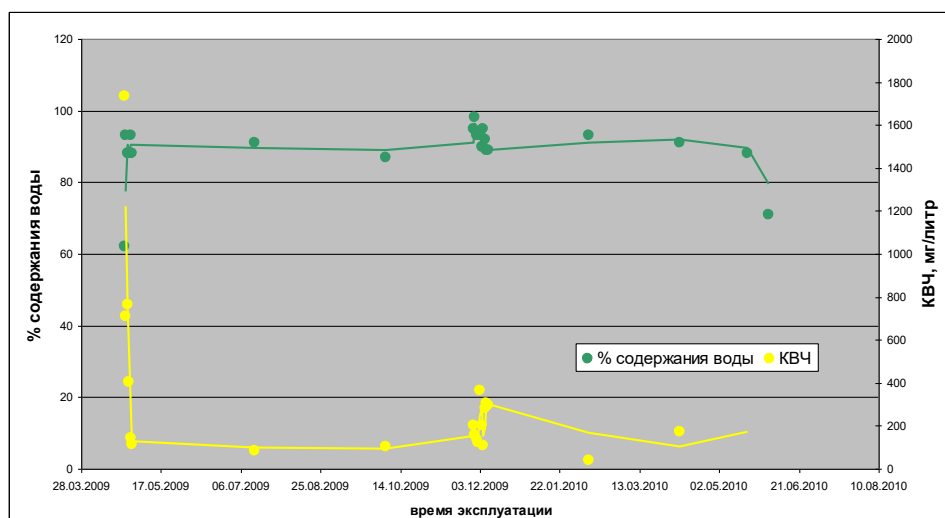


Рисунок 1.5 – Кинетика содержания механических примесей и воды в пластовой жидкости: насос ЭЦН5-35-1600; скв.5299, куст 392, Самотлорское месторождение

*Коррозионная активность* попутной воды, входящей в состав пластовой жидкости, содержание в ней  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{S}$  влияет на коррозионно-эрозионное изнашивание материалов погружного оборудования [89, 286, 94, 82, 252]. Гидратация  $\text{CO}_2$  в угольную кислоту вызывает коррозию углеродистой стали [268]. Детали СН в этом случае изготавливаются из коррозионностойких материалов типа чугуна Ni-resist. Коррозионные процессы в насосе интенсифицируют разрушение деталей насоса и являются одной из причин возникновения «промыва» корпусных деталей, механизм которого до настоящего времени изучен недостаточно. Они ускоряются при кислотной обработке призабойной зоны скважины для борьбы с отложениями солей. Как отмечает Шараев Н.М. и др. [177], чаще всего кислотные обработки проводят с использованием соляной ( $\text{HCl}$ ) и фтористоводородной ( $\text{HF}$ ) кислоты. Пласты, состоящие из карбонатных пород, обрабатывают водным раствором 12-15%-ной

соляной кислоты с добавками 3-5% уксусной кислоты, 0,1-0,5% поверхностно-активных веществ или 15-20% водным раствором сульфаминовой кислоты. Обработка песчано-глинистых пластов проводится солянокислым раствором с добавлением 2-3% фтористоводородной кислоты. При использовании методов увеличения нефтеотдачи пластов на Арланской площади применяются различные агрессивные реагенты (каустическая сода (едкий натр), жидкое стекло, различные растворители, биоПАВ, глинистая суспензия, полиакриламид (ПАА)), которые в свою очередь отрицательно воздействуют на используемое насосное оборудование.

В некоторых работах указывается, что на возникновение преждевременных отказов влияет синергетические эффекты, связанные с износом в условиях электрохимических процессов.

*Наличие свободного газа* в добываемой жидкости может приводить к возникновению газовых пузырей или к изменению режима смазки подвижных сопряжений в сторону ужесточения. Создаются условия возникновения сухого трения, вследствие чего может происходить интенсивный износ, а также повышается вероятность наступления схватывания поверхностей пар трения, особенно в случаях высокой твердости материалов. Для снижения влияния этого эффекта используют газосепаратор (ГС) [52,7,60]. Но при наличии в пластовой жидкости абразива детали ГС подвергаются интенсивному эрозионному изнашиванию.

*Температура пластовой жидкости* влияет на реологические свойства пластовой жидкости и масла в ПЭД. С ее увеличением уменьшается толщина масляной пленки в контакте подвижных сопряжений и, следовательно, несущая способность. При критических значениях температуры в зоне трения возможно наступление задира трущихся поверхностей.

Повышенная температура негативно влияет на конструкционную прочность полимерных материалов насосной ступени, вследствие чего происходит деформация деталей. Высокая температура пластовой жидкости приводит к пробое электрической части УЭЛН.

Температура в комплексе с другими параметрами пластовой жидкости влияет на солеотложение в подвижных сопряжениях, на поверхности проточной части насосных ступеней и на внутренней поверхности НКТ. Образование плотного камнеобразного осадка толщиной 0,6...1 мм нарушает теплообмен, приводит к заклиниванию трибосопряжений, поломке вала и выходу из строя установки [174]. Для предотвращения отложения солей традиционно применяют ингибиторы, подаваемые в затрубное пространство скважины посредством устьевых дозирующих устройств или капиллярных систем [128]. Разрабатываются также полимерные покрытия и материалы рабочих ступеней, обладающие низкой способностью к солеотложению, а также программные продукты, в частности Автотехнолог-salt (версия 2.4.1) [53], для подбора оборудования к скважине и исключения режимов работы, вызывающих солеотложение.

*Параметры скважины: кривизна, глубина подвески, диаметр.* На ресурс оборудования влияют типоразмер насоса, глубина подвески, подача [174, 121]. Статистические данные по компании «Юганскнефтегаз» показывают, что наработка на отказ максимальна для установок при подаче 50...100 м<sup>3</sup>/сут и напоре менее 2000м. Установки с подачей свыше 200 м<sup>3</sup>/сут и глубине подвески свыше 2500 м имеют низкую наработку на отказ.

Из анализа условий работы ЭЛН можно сделать вывод, что на изнашивание трибосопряжений влияет состав пластовой жидкости, который и определяет режим смазывания. Наиболее характерным типом пластовой жидкости при эксплуатации ЭЛН является жидкость с высоким содержанием воды и определенным количеством абразивных частиц. Можно предполагать, что преимущественно реализуется граничный режим смазки трибосопряжений. Наибольшей разрушающей способностью обладают частицы кварца и пропанта, размер которых варьируется в зависимости от пласта и условий гидроразрыва от 0,01 до 0,84 мм. В абразивосодержащей жидкости при граничном режиме смазывания происходит износ трибосопряжений.

## 1.2 Критерии работоспособности и тенденции развития моделей отказа и ресурса

Для УЭЛН имеют важное значение две группы параметров: эксплуатационные свойства и ресурс. Эксплуатационные свойства УЭЛН характеризуются гидравлическими, энергетическими характеристиками (напорно-расходная характеристика, КПД, мощность) и проверяются при тестовых испытаниях отдельных узлов (насосная секция, погружной электродвигатель, газосепаратор, протектор) на заводе-изготовителе, либо на ремонтных базах нефтяных компаний.

Согласно ГОСТ 13377-75 ресурсом называют наработку объекта от начала или возобновления эксплуатации до наступления предельного состояния [125]. Предельное состояние оборудования, работающего в газо-водо-нефте-водной среде с механическими примесями, в значительной степени определяется износостойкостью трибологических узлов. Ресурс либо задается при проектировании оборудования, либо устанавливается компаниями – эксплуатантами погружного оборудования. Важным направлением повышения эффективности является снижение затрат на единицу добытой нефти за счет повышения КПД на основе оптимизации конструкции СН, увеличения ресурса, совершенствования технологии эксплуатации.

УЭЛН – механическая система с последовательно соединенными узлами без резервирования. Выход из строя любого узла приводит к отказу всей установки. Вероятность безотказной работы  $P(t)$  такой системы равна произведению вероятностей безотказной работы кабеля –  $P_k(t)$ , насоса –  $P_{эцн}(t)$ , электродвигателя –  $P_{нэд}(t)$ , газосепаратора –  $P_{гс}(t)$ , других предвключенных устройств.

$$P(t) = P_k(t) \cdot P_{эцн}(t) \cdot P_{нэд}(t) \cdot P_{гс}(t)$$

Строго говоря, эта зависимость справедлива, если отказы узлов статистически независимы. Это допущение используется на практике в подавляющем числе случаев. Вместе с тем замечено, например, что отказ кабеля



зачастую происходит в области насосных секций. Это можно объяснить влиянием вибрации НС вследствие износа подвижных сопряжений, повышенной температурой корпуса секции. Этот факт не позволяет считать независимыми отказ кабеля и процессы изнашивания секции. Выявлено, что снижение работоспособности упорного подшипника гидрозащиты электродвигателя может происходить не только вследствие его конструктивных недостатков, но и из-за влияния динамики вала НС, которая резко увеличивается при износах радиальных сопряжений насоса.

Анализ технического состояния и причин подъема оборудования после эксплуатации позволяет выделить два основных вида отказов УЭЦН: отказ функционирования и параметрический отказ.

**Отказ функционирования УЭЛН**, заключающийся в полной утрате работоспособности, характеризуется отсутствием подачи жидкости на устье скважины. К *отказу функционирования* можно отнести: разрушение НКТ, корпусных деталей, валов, пробой кабеля, выход из строя электрической части, а также слом или заклинивание вала. Частный случай отказа функционирования УЭЛН – “полет”, заключается в отсутствии подачи нефти на устье вследствие разрушения какого-либо элемента подвески, и падения оставшейся части на забой. Это приводит к большим материальным затратам, связанными с капитальным ремонтом скважин и подъемом остатков установки с глубины более 2000 м, и может рассматриваться как *авария*. Применяемый жаргонный термин “полет” для обозначения аварии и введенный ОКБ БН в обиход термин “РС-отказ” (расчленение самопроизвольное) на наш взгляд не отражают физической сути разрушения, могут ввести в заблуждение специалистов, но прочно внедрились в лексикон. Поэтому в дальнейшем мы будем использовать эти термины в кавычках.

**Параметрический отказ** характеризуется недопустимыми отклонениями рабочих характеристик (подача, давление на устье скважины) от заданного диапазона. В отличие от отказа функционирования он формируется постепенно в процессе эксплуатации. К *параметрическому отказу* можно отнести снижение

подачи и напора на устье вследствие износа уплотнений или солеотложение в каналах насосных ступеней, снижение изоляции (система кабель – ПЭД). Параметрический отказ может произойти из-за локального разрушения корпуса насоса или НКТ, последующего перетекания пластовой жидкости в затрубное пространство (зазор между НКТ и обсадной колонной) и снижения вследствие этого подачи и напора. Если определены предельные значения вибрации, то этот критерий также можно отнести к параметрическому отказу.

При эксплуатации УЭЛН происходит постепенное накопление повреждений в материалах деталей вследствие процессов изнашивания, переменных нагрузок, химического воздействия пластовой жидкости. При достижении предельного состояния по критерию прочности может произойти одномоментное разрушение практически без изменения геометрических размеров детали. Этот сценарий характерен для отказа функционирования. Второй сценарий наступления отказа заключается в постоянном, длительном изменении геометрических размеров деталей, которое приведет либо к изменению эксплуатационных свойств установки или наступлению одномоментного разрушения. Это характерно для параметрического отказа.

Таким образом, важно знать условия наступления предельного состояния и преобладающий механизм разрушения. Критерием предельного состояния может служить превышение установленных пределов изменения выходных параметров и допустимых характеристик материалов деталей. Определение надежности погружных центробежных насосов в настоящее время базируется в основном на использовании математического аппарата теории вероятности и математической статистики. Количественные показатели, которые характеризуют надежность системы “установка-скважина”, определяемые по ГОСТ27.002-89 (среднее время наработки до отказа, вероятность безотказной работы, частота отказов, интенсивность отказов, среднее время наработки на отказ), широко используются на практике и достаточно отработаны. Разработке методов статистического анализа надежности погружных насосных установок в реальных условиях эксплуатации, в том числе по неполным эксплуатационным данным посвящены,

например, работы Перельмана О.М. [113, 114], Слепченко С. [133], M. Pflüger [276].

Можно считать, что впервые в нефтедобыче методы математической статистики применительно к УЭЛН широко использовали в ОКБ БН с возникновением проблемы «полетов» в виде идеи создания статистического портрета «полетоопасной» скважины. Смысл заключался в следующем. Имея полную статистику по большинству скважин СССР, следовало методами многофакторного анализа выделить значимые характеристики скважины, особенности конструкции и компоновки УЭЦН, влияющие на вероятность возникновения аварии. По-видимому, это была наиболее серьезная научно-исследовательская работа в этой области.

Однако при проектировании нового оборудования, когда нет «истории» эксплуатации, при малом количестве оборудования одного типоразмера в эксплуатации (нерепрезентативная выборка) использование статистической теории надежности затруднено. Сложно также бывает отделить конструкционную надежность от эксплуатационной, т.к. решение при анализе причины отказа оборудования принимается на экспертном уровне без необходимой методологической базы.

Определение степени влияния эксплуатационных факторов конкретных месторождений на возникновение аварийной ситуации производили многие исследователи в различные периоды времени. Так в работе [121] на основе представительной выборки по Самотлорскому месторождению эксплуатационные факторы разбиты на три группы: геологические, технологические, конструктивные особенности скважины и скважинного оборудования. Не принимали в расчет группу исполнения насосов, т.е. особенности их конструкции, т.к. влияние конструкционного фактора, по мнению автора, несравнимо велико в сравнении с другими факторами. Для оценки степени влияния осложняющих факторов на аварийность оборудования провели полный факторный анализ типа  $2^{k-n}$  по семи показателям.

Полезные результаты приведены в работе Каплана Л.С. [61] по исследованию динамики отказов УЭЛН в интервале 20 лет. Несмотря на то, что за анализируемый период произошел рост обводненности с 47 до 95% и усложнение других скважинных факторов, существенным образом снизился процент отказов насоса и кабеля, резко выросло количество отказов по эксплуатационным причинам, а также изменилось соотношение отказов по узлам установки. Этот факт объясняется применением новых материалов, технических решений, повышением качества изготовления оборудования. Делается вывод о том, что не учет конструктивных особенностей УЭЛН как, например, в предыдущей работе, не позволяет в полной мере использовать результаты статистических исследований. В работе Атнагулова А.Р. [8] для определения вероятности появления отказа использовали метод Байеса. В качестве динамических нагрузок рассматривали: реактивный крутящий момент, изгибающие нагрузки, продольные динамические нагрузки. Из расчетов следует, что динамические нагрузки снижают вероятность безотказной работы НКТ до 60%. Для оценки вероятности безотказной работы отремонтированных установок в работе Алиева И.М. [6] на основе обработки статистической информации получена зависимость наработки на отказ от виброскорости, измеренной на стенде. Основная идея: корреляция уровня вибрации и вероятности отказа вытекает из одинаковых законов распределения.

В табл.1.3 ранжируются основные эксплуатационные факторы по материалам из нескольких источников по степени их влияния на возникновение отказа с использованием методов математической статистики. Наибольшее влияние обозначено единицей. В работах Уразакова К.Р. [164] и Алексева Ю.В. [5] приведены результаты регрессионного анализа при обработке статистических данных по межремонтному периоду установок в НГДУ «Бугурусланнефть», что должно коррелировать с данными по отказам, т.к. похожа природа процессов разрушения.

Таблица 1.3 - Статистический анализ влияния различных факторов на возникновение отказа

Эксплуатационные факторы	Источники		
	[126]	[121]	[164,5]
Искривление ствола скважины	1 (242)		2
Изменение зенитного угла в зоне подвески			1
Отложение смол, парафина, солей	4 (33)		
Обводненность и агрессивность среды	5 (20)	Неоднозначно	3
Газовый фактор			
Глубина подвески насоса		1	4
Режим работы насоса: подача номинальная, дебит фактический			6 5
Уровень технологической дисциплины	3 (201); (529) 45,46		
Количество анализируемых скважин, месторождений	1165, Самотлор, ЧРФ (кол-во случаев)	3870 (Самотлор)	
КВЧ	2 (335)		
Зазор между стенкой скважины и насосом		2	
Завод-изготовитель		3	
Мощность ПЭД		4	
Динамический уровень		7	7

Как видно из табл.1.3, отсутствует корреляция между результатами из различных источников, даже по одному месторождению (Самотлор). В качестве причины этого несогласия является недостаточная разработка физической модели отказа по разным критериям. Отсутствие корректных моделей отказа не позволяет также объяснить разницу в распределении по длине установки частоты отказов по критерию прочности корпусных деталей и валов, рис. 1.6.

В работах [82,171], например, на основе статистического контроля над работой скважин, делается попытка объяснить условия образования солевых отложений на поверхности рабочих органов. Выдвигается гипотеза об образовании кальцитов с достаточными размерами для засорения каналов в

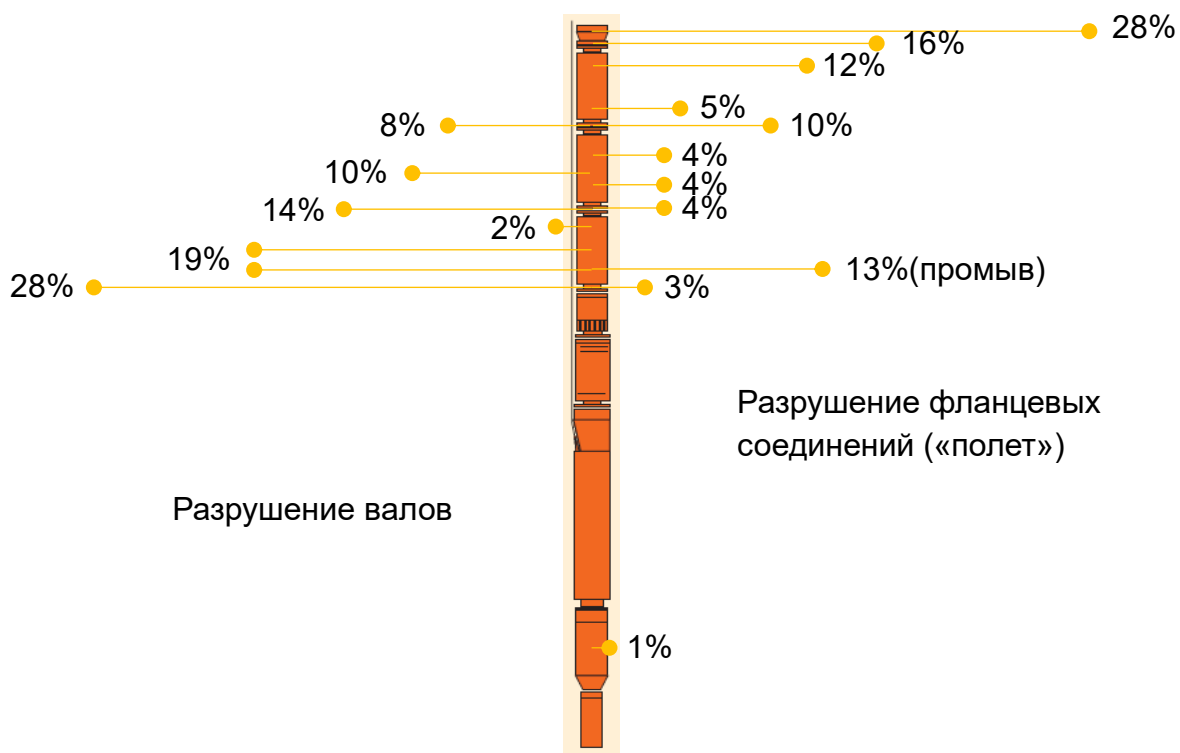


Рисунок 1.6 - Распределение отказов по критерию прочности по длине ЭЦН эксплуатационных условиях при обводненности более 20%. Авторы считают, что источником перегрева пластовой жидкости является электродвигатель, хотя соли выпадают только в насосе. Применение АО «Новомет-Пермь» энергоэффективных установок с подачей 30 м<sup>3</sup>/сут, имеющих КПД более 50%, позволило предотвратить отложения солей с аналогичными электродвигателями при работе в условиях отложения солей, что опровергает предыдущий вывод об их источнике.

В целом ряде работ [120,122,130] на базе статистических данных по работе оборудования нефтяными компаниями были разработаны методики и подходы в оценке влияния на наработку на отказ оборудования и на базе этих оценок принимаются управленческие решения по применению того или иного оборудования или проведения технических мероприятий. В большинстве случаев это дает положительный результат в работе, но не объясняет первопричину отказа.

В работе Деговцова А. В. [32] на базе статистических данных по 20 тысячам отказов в Западной Сибири за десятилетний период проведен анализ влияния разных групп пластов на причины выхода из строя оборудования. Выявлено что

наиболее значимыми причинами отказа УЭЦН являются: износ рабочих органов насоса, отказ кабельных линий и солеотложение в рабочих органах ЭЦН.

Якимов С.Б. и др. [180] дают результаты статистического анализа влияния средней наработки насосов с 2-х опорными ступенями в зависимости от концентрации и формы твердых механических частиц в добываемой жидкости на базе статистики по 6768 скважинам за период 2012-2013 год. Надо обратить внимание на то, что анализировалась средняя наработка УЭЦН относительно концентрации абразивных частиц (КАЧ). Были получены интересные зависимости средней наработки на отказ от КАЧ для различных значений вероятности безотказной работы ЭЛН. Методы математической статистики полезны для оценки эффективности какого-либо технического мероприятия по повышению надежности. Как указывается в ряде публикаций [166,10,125], вероятностный метод математической статистики к оценке надежности УЭЦН следует рассматривать как дополнение, а не как альтернативу физике надежности – науке, которая рассматривает физические явления, определяющие отказы, обусловленные общими свойствами. При любом методе оценки надежности УЭЦН наименее изученным вопросом и наиболее важным является разработка корректной гипотезы разрушения, подтверждаемой представительными опытами.

На практике часто для характеристики частоты отказов используют поузловое описание отказа. Анализом влияния вибрации на частоту отказов УЭЦН занимаются многие специалисты. Так, например, в работе [234] Jacobs предлагает классификацию отказов ЭЦН для эксплуатационных условий Северного моря, табл.1.4.

Табл.1.4 - Классификация и частота отказов ЭЦН

Вид отказа	Частота отказов
Износ насоса	27
Приток жидкости в протектор	13
Приток жидкости в двигатель	10
Перегрев обмотки двигателя	10
Механическое уплотнение протектора	9
Упорный подшипник протектора	9
Заедание насоса	7
Отказ сепаратора	7
Крутящий момент двигателя	5

Упорный подшипник двигателя	4
-----------------------------	---

Известны работы компании Schlumberger по комплексной оценке надежности 219 установок и 162 отказов в Северном море на основе разделения общего количества на подсистемы с индивидуальным разбором каждого отказа [271]. В результате выделили «наименее надежную» подсистему для дальнейшего улучшения конструкции.

Их можно применять лишь для качественного анализа и желательно для конкретных месторождений. Более прогрессивным направлением является физические модели процесса разрушения [125].

Проф. Дроздов А.Н. и др. [39] предлагают методику рейтингования серийного глубиннонасосного оборудования на основе результатов стендовых испытаний, которая производится по трем критериям: степень снижения КПД насосной установки на режиме номинальной подачи, износостойкость секции насоса с регистрацией износа по массе и ремонтпригодность ступеней до и после ресурсных испытаний, износостойкость газостабилизирующего модуля.

### **1.3 Анализ основных механизмов разрушения деталей УЭЛН при нестационарных режимах**

В процессе эксплуатации установок происходит постепенное накопление повреждений поверхности, заканчивающееся при определенных условиях разрушением деталей. Из анализа состояния деталей после отказа можно выделить два основных процесса: изнашивание и разрушение по критерию прочности. По характеру разрушения видно, что зачастую имеет место нестационарный режим работы, проявляющийся в характерной форме износа или усталостном разрушении.

#### **1.3.1 Трибологические механизмы повреждения и разрушения**

Основными трибологическими элементами УЭЛН являются трибосопряжения, которые по функциональному назначению можно разделить на три типа: уплотнения ступеней (радиальные и осевые); подшипники скольжения (радиальные, осевые, радиально-осевые) и торцовые уплотнения гидрозащиты;



осевые гидродинамические подшипники гидрозащиты и электродвигателя. Кроме того, проточная часть рабочих органов, деталей газосепаратора, обратного клапана подвергающаяся воздействию потока пластовой жидкости также служит объектом исследования. Уплотнения ступеней насоса и подшипники секций, входного модуля, предвключенных устройств эксплуатируются в пластовой жидкости, содержащей абразивные частицы, коррозионно-активные элементы.

Согласно Такас G. [290] тяжесть абразивных повреждений в насосах зарубежных компаний возрастает в следующем порядке:

1. Эрозия проточной части РК и НА
2. Износ осевых упорных подшипников и упорных шайб РК
3. Износ радиальных подшипников

Для уплотнений ступеней основных типоразмеров 5, 5А, 6 характерны умеренные величины нагрузок и скоростей скольжения, табл.1.5 [124]. Скорость скольжения в радиальных сопряжениях ступеней типоразмеров 5, 5А, 6 изменяется в пределах 3,3...4,7 м/с.

Таблица 1.5 - Кинематические характеристики ступеней основных типоразмеров

типоразмер ЭЛН	длина пары трения l, мм	диаметр пары трения d, мм	масса РК, кг	lxd	максимальный зазор, мм	начальный момент работы (без износа)		в процессе работы (h=3мм)	
						центробежная сила, Н	удельное давление, Па	центробежная сила, Н	удельное давление, Па
5-80	15	21	0.142	315	0.232	0.082	261	1.065	3944
5-60	14	21	0.171	294	0.232	0.099	337	1.283	5089
5А-250	22	28	0.274	616	0.312	0.214	347	2.055	3736
5А-400	26	28	0.364	728	0.312	0.284	390	2.730	4200
5А-500	31	27	0.35	837	0.312	0.273	326	2.625	3528
6-800	39.5	30	0.511	1185	0.232	0.296	250	3.833	3594
6-1000	30	35	0.598	1050	0.312	0.466	444	4.485	4672

Осевые гидродинамические подшипники функционируют в условиях масляной среды и являются высоконагруженными деталями. Допустимые величины осевой силы при статических испытаниях упорных подшипников устанавливаются от 5000 до 15000 Н в зависимости от типоразмера установок.

В процессе эксплуатации наблюдаются различные виды изнашивания деталей установки, в частности: абразивный, эрозионный (гидроабразивный), коррозионно-механический, фреттинг-износ. В зависимости от характеристик пластовой жидкости, конструктивно-технологических особенностей деталей и величины износа эти виды износа могут происходить одновременно или преимущественно один из них и с различной скоростью.

*Ступени нефтяные*, обеспечивающие напорно-расходные характеристики, являются основным элементом насосных секций. В ступенях наиболее критичен износ радиальных и осевых уплотнений, а также эрозионный износ проточной части направляющего аппарата и рабочего колеса, рис.1.7.



Рисунок 1.7 - Виды износа деталей ступени радиального типа (а - неравномерный износ радиального уплотнения, б - равномерный износ уплотнения, в, г, д, е - износ НА, е - фрагментация штамповарной конструкции)

Процесс изнашивания уплотнений ступени носит преимущественно абразивный характер, т.е. происходит при наличии абразивных частиц между контактирующими поверхностями сопряжений [290, 306, 244, 216].

Износ ступиц рабочего колеса различается по форме (односторонний – 1.7а, равномерный – 1.7б). Эрозионное изнашивание поверхностей проточной части происходит наиболее интенсивно в областях, где направление потока жидкости резко меняется [216,195]. Для описания предельного состояния СН по критерию эрозионного износа используют жаргонный термин «промыв». В этом случае

теряется конструкционная прочность детали, рисунок 1.7г, д. Сборные детали склонны разрушаться по местам точечной сварки и обжатия при воздействии коррозионноактивной среды и динамических возмущений, рис.1.7е.

Различные виды изнашивания происходят одновременно, рис.1.7б,в, или преимущественно один из них, рис.1.7а,г,е. Катастрофическая форма износа наступает при полном износе ступицы и полном износе шайбы РК, рисунок 1.7а,б. После чего начинают изнашиваться диски РК, рис. 1.7д, и вал секции. Кроме того, периферия рабочего колеса начинает контактировать с внутренней поверхностью гильзы НА, рис.1.7в. В результате увеличивается динамика ротора, происходит деградация напорно-расходной характеристики, увеличиваются потери на трение.

Эволюция «промыва» НА приводит к дальнейшему разрушению в зоне локального износа НА и корпуса установки, рис.1.8е, смещению деталей и ослаблению силы стягивания НА. В дальнейшем происходит потеря прочности НА, их перекос и заклинивание вращающихся деталей.

Аналогично процесс эрозионного изнашивания развивается и у ступеней радиально-аксиального типа, рис. 1.8в и газосепаратора, рис. 1.8г,д. Штриховой линией отмечено исходное положение входной кромки.

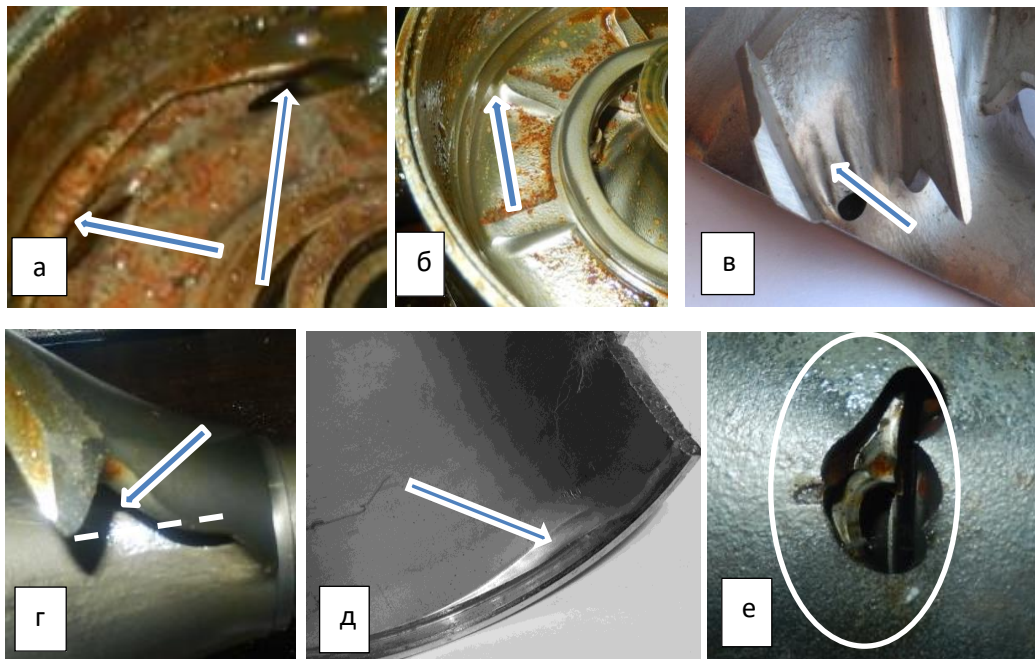


Рисунок 1.8 - Гидроабразивный (эрозионный) износ деталей УЭЛН: а, б – верхний диск НА; входная кромка лопастей (рабочего колеса - в, шнека ГС – г), д – область замка НА, е – предельный случай («промыв» корпуса секции – скв.39322 Саянтлор)

Изменение режима трения при эксплуатации, например, за счет большого количества свободного газа в пластовой жидкости приводит к растрескиванию и деформации полимерных деталей, в том числе текстолитовых шайб рабочих колес. В некоторых случаях такое разрушение шайб происходит при излишнем натяге в соединении бурт рабочего колеса – внутренний диаметр кольца.

*Подшипники* обеспечивают устойчивость вала в радиальном и осевом направлении, и в значительной степени обеспечивают износостойкость насоса. Изготавливаются, как правило, из керамических материалов и состоят из двух деталей: радиальный подшипник - «втулка-втулка», осевой подшипник - «пята-подпятник».

В радиальных подшипниках установок не износостойкого исполнения используют обратную пару трения «латунь Л63 – сталь 40Х13», в осевых подшипниках - пару трения «бельтинг графитизированный – сталь 40Х13». Подшипники насосов износостойкого исполнения изготавливаются из керамических материалов, перечень основных типов и их свойства приведены в таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Механические характеристики основных типов керамических материалов

материал свойства	SiC, Реакционно- спеченный [26]	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> [43]	ZrO <sub>2</sub> [43]	BK8[67]
Модуль упругости E, ГПа	350-380	300-350	150-210	598
Плотность ρ, т/м <sup>3</sup>	2,9-3,1	3,6-3,9	5,8-6,1	14,4-14,8
Твердость	H <sub>к</sub> 2700	1900-2700 HV	1300-1500 HV	87,5 HRA
Прочность при изгибе, МПа.	175-500	300-500	900-1200	1700
Теплопроводность λ, Вт/(м*К)	45-81 (300К)			50,2
Вязкость разрушения K <sub>1с</sub> , МПа*м <sup>1/2</sup> .	4,0	3,8-4,0	8,5-10	до 16 (не регламентируется ГОСТом)
Удельная теплоемкость C <sub>p</sub> , Дж(г*К).	0,63-0,9			
Коэф-т термического расширения, α*10 <sup>-6</sup> К <sup>-1</sup> .	4,3-4,5	6,9-8,1 (300-1200К)	9,2-10,5 (300-1200К)	

Электросопротивление, Ом*м.	$1-10^3$	$10^{12}-10^{14}$	$10^8-10^{10}$	
--------------------------------	----------	-------------------	----------------	--

Основными видами повреждения радиальных подшипников являются износ, хрупкое разрушение, рис. 1.9 а,б. Поверхность износа керамических материалов характеризуется потертостями, рисками разной величины и их расположением. Учитывая соотношение микротвердости керамических материалов и кварцевого песка, наиболее часто встречающегося в пластовой жидкости, можно предположить, что механизм изнашивания носит усталостный характер. На размер рисок, по-видимому, влияет не столько абразивные частицы, а преимущественно контактное взаимодействие поверхностей втулок, в результате чего может формироваться равновесная шероховатость. Поверхность втулки из релита, рис. 1.9г, подвержена коррозионному воздействию пластовой жидкости и растворению вследствие этого связки. В области концентратора напряжений, которым является шпоночный паз, под действием сил трения и сил растяжения, а также вследствие заклинивания при сборке может происходить

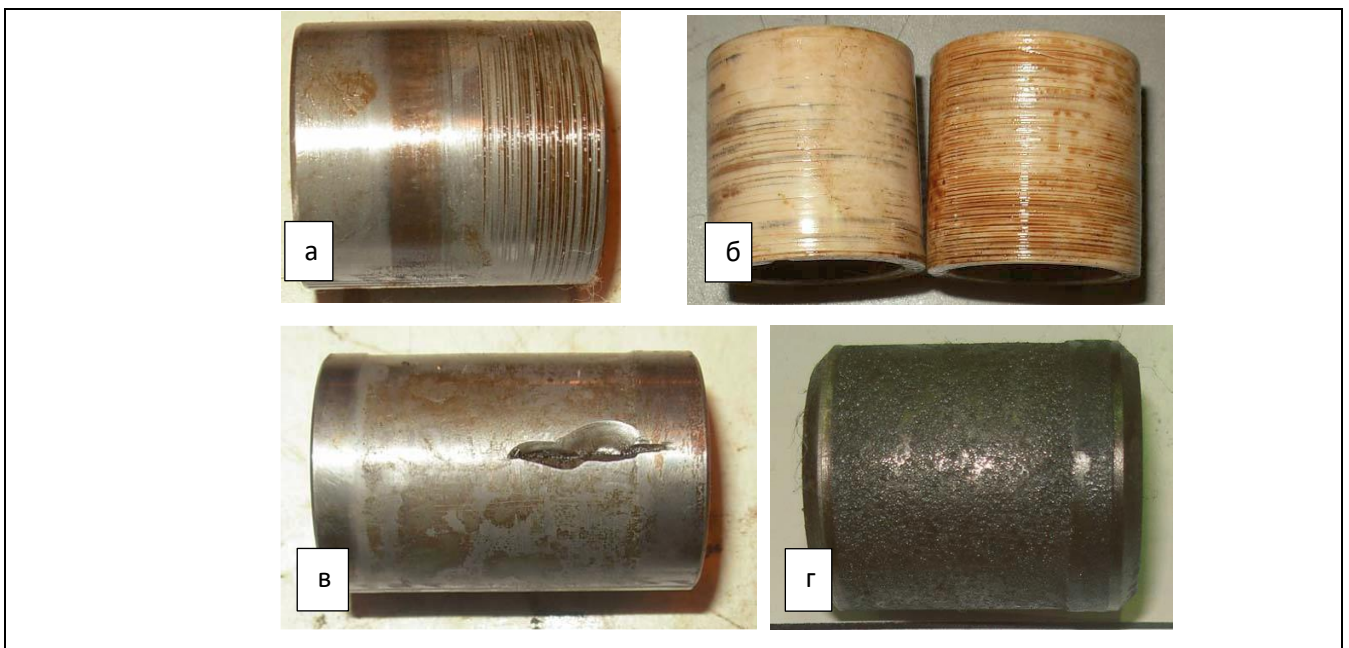


Рисунок 1.9- Общий вид втулок подшипников после эксплуатации: а, в – твердый сплав ВК8; б – керамика  $ZrO_2$ ; г - релит  
хрупкое разрушение керамического материала, рис. 1.9в. Если разрушение происходит во время эксплуатации, то кромки образовавшейся трещины или фрагмента производят резание материала вала. Наружные втулки, которые

запрессовываются в корпусе, не подвержены растрескиванию вследствие напряжений сжатия.

Кольца осевых подшипников типа «бельтинг-сталь» подвержены абразивному изнашиванию частицами кварцевого песка, рис. 1.10а, кольца из керамических материалов подвержены растрескиванию под действием сил трения и сил растяжения при контакте, а также под действием динамических нагрузок при изгибе вала и износе соседнего радиального подшипника, рис.1.10б.

Трещины колец осевых подшипников из керамических материалов, как правило, имеют радиальное направление. У кольца с канавками они возникают практически по серединам сегментов, либо в области концентраторов напряжений, например, в области паза под штифт, рис. 1.10б. Кольцо без канавок имеет радиальные трещины с произвольным расположением по углу.

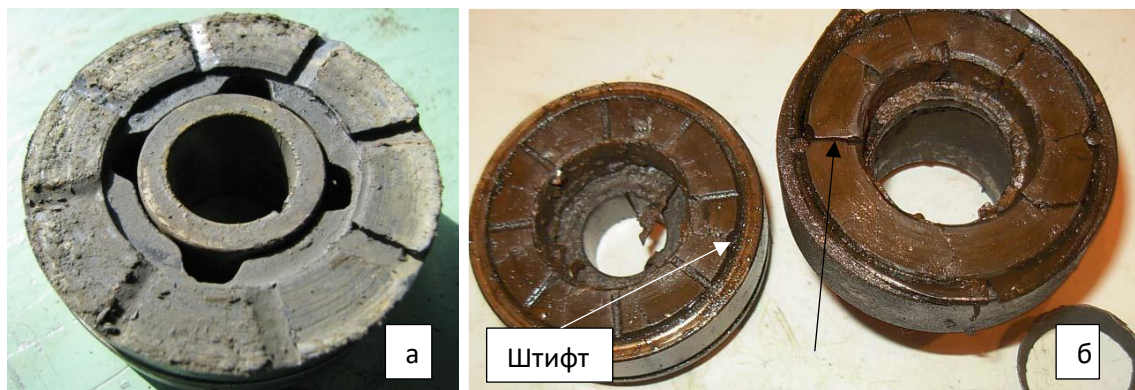


Рисунок 1.10 - Виды повреждения поверхности упорных подшипников насоса: а – бельтинг; б – кольца из SiC

По характеру повреждения и разрушения ступеней и подшипников установки можно рассматривать два вида сопряжений: радиальные сопряжения и осевые сопряжения, структура которых приведена на рис. 1.11 и 1.12.

Выявлено, что целый ряд косвенных признаков свидетельствует о имеющих место динамических нагрузках при эксплуатации. В работах А.А. Богданова, П.Д.Ляпкина, Л.Б. Листенгартена [13] замечено, что при изнашивании радиальных сопряжений происходит изгиб вала в виде синусоиды, вследствие чего возникает центробежная сила в контакте сопряжения. Об этом может свидетельствовать неравномерная зона контакта в промежуточных подшипниках из  $ZrO_2$ .

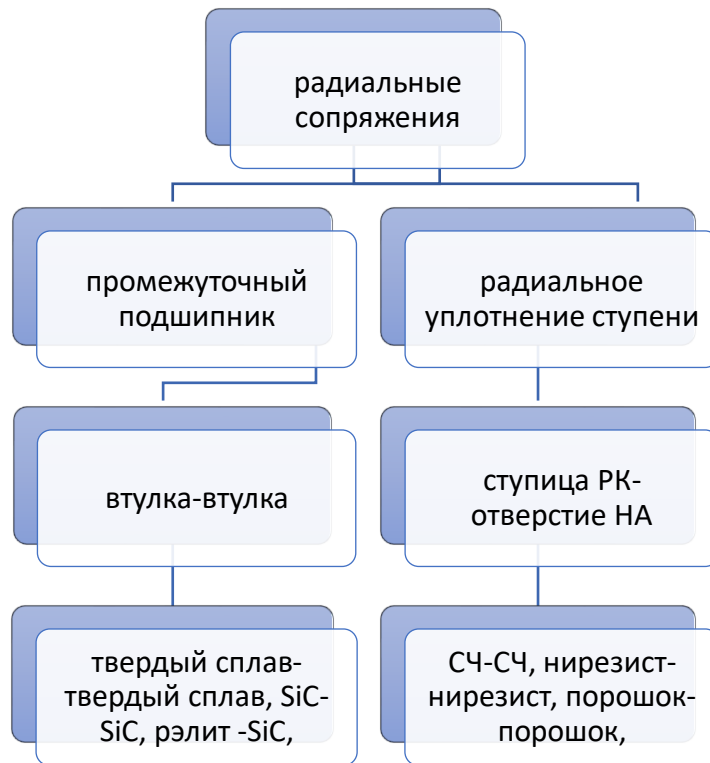


Рисунок 1.11 - структура радиальных сопряжений УЭЛН



Рисунок 1.12 - структура осевых сопряжений УЭЛН

Рисунок 1.13 - Форма контакта втулок промежуточных подшипников из  $ZrO_2$

вверху (насос D725VCR352stg, скв.3982, куст 196б, ТНК-ВР)

Хрупкое разрушение керамических подшипников, рис.1.9, 1.10, а также односторонний износ радиальных уплотнений ступеней свидетельствует о изгибе вала при вращении и возникающих вследствие этого динамических нагрузках.

Увеличение частоты вращения является одной из тенденций последних лет при проектировании и эксплуатации УЭЛН. Увеличение частоты вращения до 12000 об/мин приводит к существенному изменению конструктивно-технологических решений, усиливаются деграционные процессы. Проведенный анализ деталей высокооборотных УЭЛН АКМ, производимых компанией «Лепсе» [184], после эксплуатации показал, что помимо этих видов

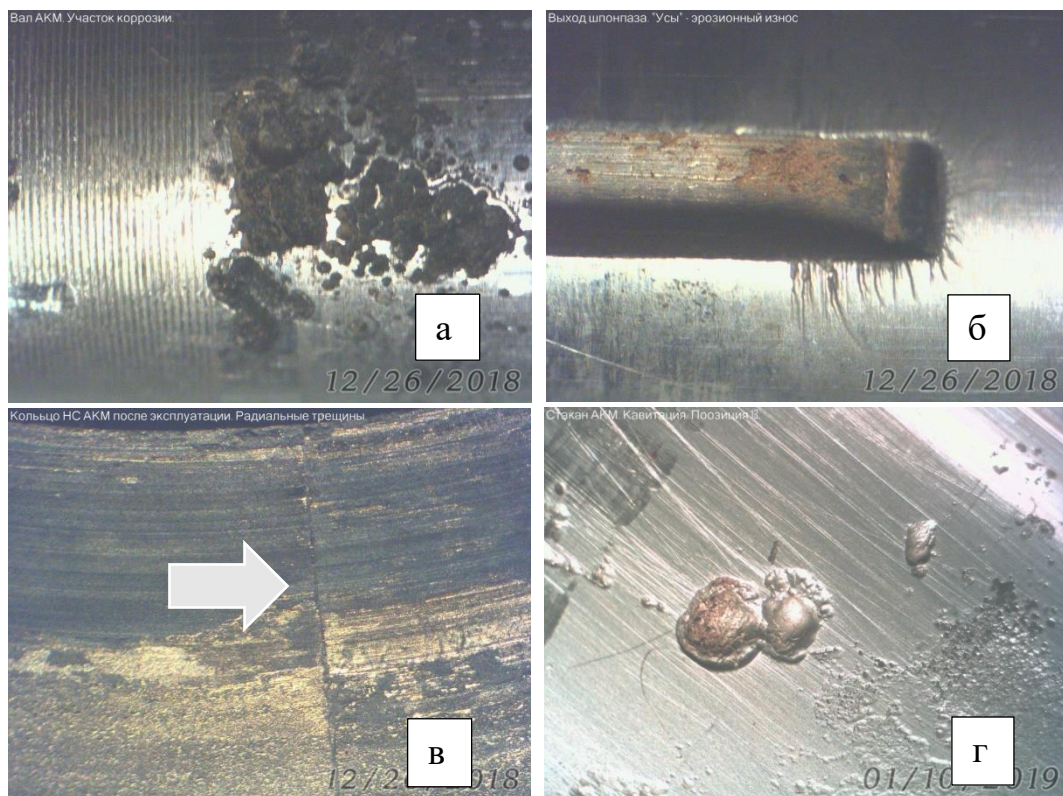


Рисунок 1.14 - Основные виды поверхностного разрушения: а) фреттинг и коррозия; б) эрозионный износ; в) растрескивание; г) кавитация

изнашивания имеют место также: коррозионный износ, фреттинг-износ, кавитация, терморастрескивание керамических материалов подшипников, рисунок 1.14. Кроме того, в отдельных случаях при остановке насоса может происходить заклинивание подвижных сопряжений вследствие отложений солей в зазорах сопряжений.



### 1.3.2 Динамические процессы повреждения и разрушения

В процессе эксплуатации установок возникают катастрофические разрушения, приводящие к отказу функционирования. Природа разрушений может быть различной, например, ослабление сечения вала вследствие его изнашивания фрагментами керамических втулок подшипников в процессе эксплуатации, либо накопление усталостных повреждений из-за динамических нагрузок, вызванных интенсификацией процессов изнашивания, либо превышение предела прочности вследствие возникновения предельных нагрузок, и т.д. Наиболее очевидным фактом является возникновение динамического процесса в насосе, обусловленного износом трибосопряжений из-за неоднородности пластовой жидкости, повторно-кратковременного режима работы насоса и его работы в околорезонансной области. Частично это подтверждается формой износа трибосопряжений. В работе [201] Beck D. и др. указывают на то, что из-за нелинейных взаимосвязей между процессами повреждения абразивный износ влияет на системы УЭЛН недетерминированным образом.

На основании анализа отказавшего оборудования после эксплуатации выделены основные виды разрушения деталей установок:

- разрушение деталей трибосопряжений (втулки подшипников, штампосварные детали насосной ступени;
- разрушение корпусных деталей (фланцев, болтов), рис.1.15 а;
- разрушение валов, рис. 1.15 б.

Отказ функционирования, связанный с усталостным разрушением элементов корпуса и резьбовых соединений НКТ, либо с их разрушением вследствие эрозии рабочих органов и корпусных деталей (по терминологии нефтяников «промыв») относят к аварии. Эти механизмы разрушения имеют различную физическую природу, но объединены одним термином «полет».

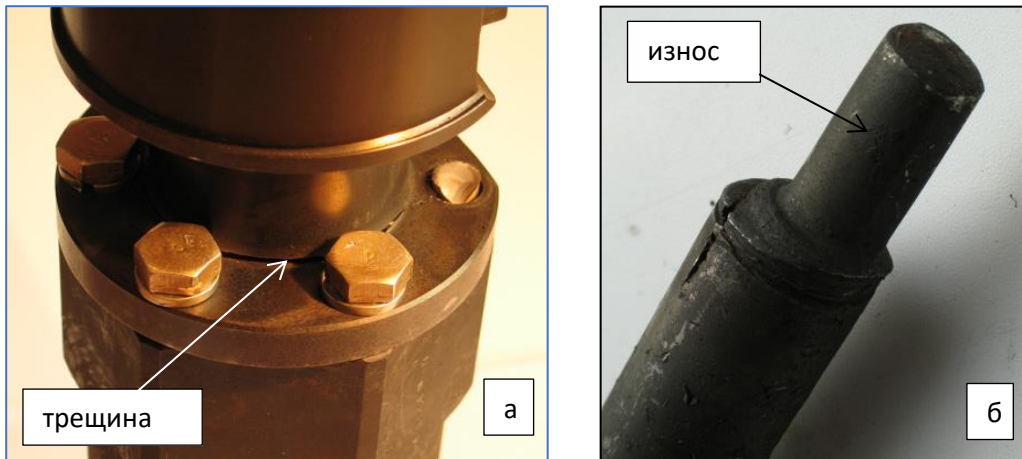


Рисунок 1.15 - Разрушение корпусных деталей (а) и валов (б)

«Полет» - наиболее опасный вид отказа, связанный со значительными материальными затратами. Для его предотвращения необходима корректная модель на основе рассмотрения физических процессов разрушения.

При объяснении причины разрушения фланцевых и корпусных деталей насоса («полет») в многочисленных публикациях были выдвинуты различные гипотезы: волновой характер источника возмущений [25], асимметричные напряжения, формируемые стохастическими колебаниями в осевом направлении [15,116], вибрационные колебания как результат хаотической динамики [15,16], вибрация установки [86], увеличение вибрации в насосах с частотно-регулируемым приводом [111] искривление ствола скважины [126,127], зазоры во фланцевых соединениях [20,21], односторонний износ рабочих колес [121], вибрация электродвигателя [61], «развинчивание» соединений [83,84], вибрации вследствие износа [75], изгиб вала из-за кривизны скважины [5,164], изменение конструкции на «модульный» тип [15,121]. К сожалению, большинство гипотез разрушения не подтверждено фрактографией излома детали, анализом поврежденной поверхности, измерением величины вибрации изнашивающейся установки, имеющими целью обосновать механизм разрушения. Поэтому предлагавшиеся соответствующие рекомендации, изменения конструкции узлов не нашли применения на практике.

В работах [137,135,148,152] автором на основании результатов изучения усталостного механизма разрушения деталей и особенностей процесса

изнашивания выдвинута гипотеза о возникновении поперечных колебаний корпуса вследствие износа сопряжений, при случайном совпадении неблагоприятных факторов и увеличения вследствие этого напряжений растяжения. Увеличение предела выносливости критических деталей и повышение износостойкости сопряжений позволило решить проблему «полетов».

Основной характеристикой динамического процесса на практике считают уровень вибрации, оцениваемый виброскоростью или виброускорением. В последние годы к вопросу влияния вибрации на ресурс установки обращались многие исследователи, рассматривая вибрационное состояние в различных условиях. Авторы работы [197] Bai C. и др. констатируют, что ESP обычно выходят из строя из-за вибрации насоса, которая усиливается по мере увеличения зазоров в подшипниках из-за механических примесей, газа в жидкости, прокачиваемой через насос.

Возможные источники вибрации УЭЛН – механические, электрические и гидродинамические силы исследовали авторы работы [86], принимая версию о вибрационном характере аварий. Для распознавания типа повреждения предлагают использовать способ определения технического состояния электропогружных установок, основанный на регистрации и анализе электрического сигнала переменного тока, который генерируется самим объектом контроля. Вместе с тем, явление вибрации в насосе редко идентифицируется как причина преждевременного отказа [206,94].

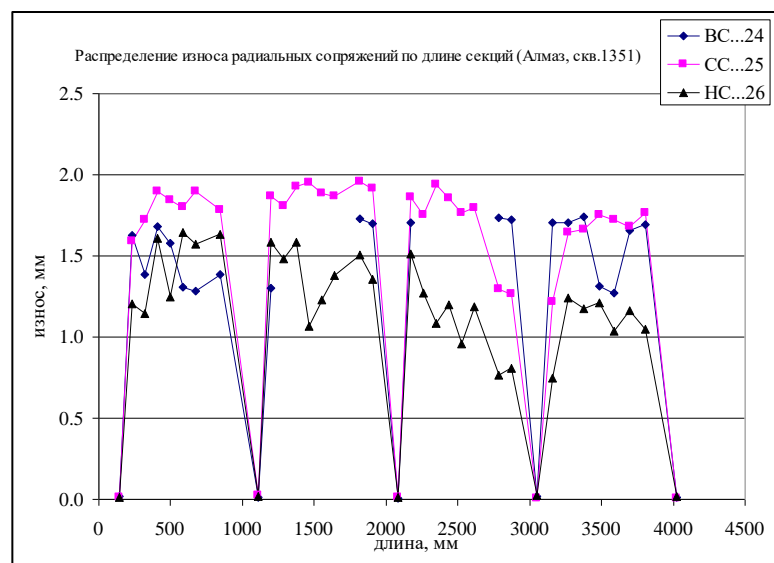
Насос, являясь динамической системой, изнашивается в пластовой жидкости, особенно при наличии твердых взвешенных частиц. Логично предположить, что износ приводит к увеличению динамики насоса, что в свою очередь ведет к наступлению предельного состояния по критерию прочности и как следствие к отказу. Процессы повреждения поверхности различной природы могут происходить одновременно, что иллюстрирует рис.1.16. В отказавшем насосе наблюдается износ радиальных сопряжений, «промыв» направляющих аппаратов, рис. 1.16б, износ и разрушение вала в двух местах, рис. 1.16а.

Распределение износа сопряжений по длине секции неравномерное, рис. 1.16в, что свидетельствует о динамике.



а)

б)



в)

Рисунок 1.16 – Общий вид разрушенных деталей (вверху) и распределение износа сопряжений по длине секции (внизу). Насос 5-80-2100, группа 3, производство «Алмаз», скв.1351, куст 263 (НПП, Ермаковское м-е). Обозначение: ВС, СС, НС – соответственно верхняя, средняя и нижняя секции

В работе [15] утверждается, что «...основным источником вибрации является попадание в насос большого количества песка, который приводит к абразивному износу трущихся деталей насоса, причем износ, как правило, односторонний из-за наклонного положения установки в скважине». Авторы работ [15,86,127] считают, что в результате разрушения породы пласта и выноса механических примесей происходит интенсивное изнашивание рабочих органов, вследствие чего повышается вибрация, приводящая к усталостному разрушению деталей и аварии. Другие специалисты [20] не выделяют износ в качестве

основного фактора, в частности гидравлической части. В работе [244] указывается на то, что большой зазор в радиальных сопряжениях приводит к повышенной вибрации конца вала насоса, которая через муфту передается валу протектора. Это обуславливает износ торцевого уплотнения и потерю герметичности двигателя.

В работе [25] высказывают предположение, что вибрация создает периодическое силовое воздействие на подшипники и кабель, что усиливает их износ. Петрухин, В. В. и др. в работе [116] приходит к аналогичному выводу.

Анализ литературных источников позволяет заключить, что не выработано однозначное мнение о взаимосвязи динамики и износа: является ли износ первопричиной динамических процессов или наоборот вибрация усиливает процесс изнашивания.

Большое количество работ содержит методологическую ошибку, заключающуюся в неправильном определении причины одностороннего износа радиальных сопряжений. Многие авторы связывают этот вид износа с кривизной скважины, по-видимому, по аналогии с механизмом износа штанговых установок [5,21,121,126,127]. Так, в работе Пчелинцева Ю. В. [126] на стр.119 односторонний износ обусловлен кривизной скважины, а на стр.55 кривизна скважины формирует равномерный износ. В некоторых работах [5] односторонний износ втулок выделяется даже в качестве вида отказа.

Существует большое количество публикаций, направленных на решение проблем отказа УЭЛН. Их можно свести в некие общие группы:

- устройства для предотвращения падения частей установки на забой скважины вследствие их разрушения;
- устройства для предотвращения попадания механических примесей в насос [60];
- технические решения в конструкции погружных насосов, обеспечивающие снижение вибрации, например, использование амортизаторов ступеней [112];

- повышение наработок через ограничение ресурса элементов установки («слабый элемент»);
- разработка высокоэффективного оборудования и снижения общих потерь;
- диагностика вибрации и отключение установки по предельному уровню вибрации.

Как показывает практика, в реальной эксплуатации массового применения получили не все вышеперечисленные предложения. Конструкции, предотвращающие падение частей установки на забой, оказались совершенно несостоятельны, более того, в ряде случаев даже увеличивали частоту отказов. Частично получили развитие меры по предотвращению попадания механических примесей в насос и меры по снижению вибрации. Наибольшее распространение получили мероприятия по оптимизации фланцевых соединений, применению ресурсного крепежа, совершенствованию оборудования. Основное направление заключается в повышении износостойкости, применении погружных систем контроля температуры, давления, вибрации (ТМС), в обеспечении тщательной подготовки скважин.

Анализ существующих гипотез относительно причин возникновения «полетов» указывает на отсутствие надежных физических моделей отказа даже по одному критерию, которые делают неэффективным вероятностный метод математической статистики к оценке надежности УЭЦН на этапе создания оборудования или предотвращения возникающих отказов.

#### **1.4 Анализ тенденций в развитии методов исследования процессов изнашивания и динамики УЭЛН**

Анализ литературных источников по проблеме ресурса УЭЦН показал, что отсутствует единый подход к методологии расчета на износ трибосопряжений центробежных насосов в условиях жидкостей, содержащих абразив, при нестационарных режимах. Одной из проблем является идентификация реального механизма изнашивания на основе анализа поверхности повреждения. Зачастую

используют модель изнашивания, весьма мало напоминающую реальный механизм разрушения.

По И.В. Крагельскому взаимодействие поверхностей имеет двойственную молекулярно-механическую природу, реализуется на пятнах касания через возникновение и исчезновение фрикционных связей. Им выделяется пять основных видов разрушения фрикционных связей: микрорезание, пластическое оттеснение, упругое оттеснение, схватывание поверхностных пленок и их разрушение, схватывание основного материала и глубинное вырывание [70,73].

При разработке методики расчета абразивного изнашивания рассматривают различные модели разрушения: механизм усталостного разрушения [79], механизм микрорезания [214]. В табл. 1.7 приведены некоторые из известных подходов и базовые расчетные зависимости применительно к износу центробежных насосов и трубопроводов. Все подходы предполагают описание механизма изнашивания и экспериментальное определение коэффициентов соответствия.

Наиболее часто при описании механизма изнашивания применяют *аналитический подход* на основе выбранной модели разрушения [70, 79] и теорию подобия размерностей [95,96, 42,88].

Применяют также *эмпирический подход* [221,301] с использованием метода нормирования износа. Подход, основанный на сравнении трибологических свойств исследуемого материала со свойствами базового (эталонного – [88], «реферируемого» - [221]) материала. В качестве последнего используют наиболее широко применяемый в конструкции изделия материал или материал наименее износостойкий. Например, Gulich J.F. в работе [221] использует в качестве реферируемых значений:  $E_{R, Ref} = 1 \text{ мм/год}$ ;  $c_{s, Ref} = 1 \text{ кг/м}^3$ ;  $w_{Ref} = 10 \text{ м/с}$ . Формула для расчета имеет вид

$$\frac{E_{R,a}}{E_{R,Ref}} = \frac{F_{Form} F_{Mat} F_{KG} F_{KF} F_{Hs}}{1 + c_s/\rho_s} \left( \frac{c_{s,eq}}{c_{s,Ref}} \right) \left( \frac{w_{mix}}{w_{Ref}} \right)^3$$

Таблица 1.7 – Основные методы расчета скорости изнашивания

Источник	Базовые расчетные зависимости	Область применения
Островский В.Г. [96,97]	$\frac{s}{L}; \frac{d_s}{s}; \frac{\rho}{\rho_s}; \frac{H_{Me}}{H_s}; \frac{s^2 w^3}{v^2}$	Радиальные уплотнения
L. Zhang...	$\frac{\xi}{\rho d^3} \sim f\left(\frac{c}{\rho}, \frac{d}{\tau \sqrt{H/\rho}}, \frac{V}{\sqrt{H/\rho}}, \alpha\right)$	Котельные трубы в потоке жмыха
Дроздов Ю.Н., Мудряк В.И. [42,88]	$\frac{P}{HB_{1,2}}; \frac{\lambda}{h}; \left(\frac{E_{1,2}}{\sigma_{0,1,2}}\right); 1 + \alpha K; 1 + \beta \frac{HB_a}{HB_{1,2}};$ $1 + \frac{\gamma S d_a}{V}$	Радиальные подшипники ЭВН типа «резина-металл»
Животовский Л.С., Смойловская Л.А. [45]	Теоретические расчеты гидроабразивного изнашивания поверхностей проточной части насосных ступеней	Проточные каналы
Gulich J.F. [221]	$E_{R,a} \sim \frac{c_s d_s w_{mix}^3}{H_{Mat} \left(1 + \frac{c_s}{\rho_s}\right) \left(1 + f \left\{\frac{H_{Mat}}{H_s}\right\}\right) \Delta L}$	Проточные каналы
Литвиненко К.В. [79]	Механистическая модель износа. Методика основана на механистическом моделировании процессов усталостного разрушения металла в результате абразивного или эрозионного процесса формирования поверхностных лунок от вдавливания (или удара) абразивных частиц об изнашиваемую поверхность	подвижные детали и лопатки импеллера
Vetter G. [301]	$W_1 = W_{I,RCT} \cdot \frac{d_{pm}}{d_{pm,RCT}} \cdot \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{RCT}} 0,65 \left(\frac{s}{s_{RCT}}\right)^{-1,1}$ $\cdot \frac{c_p}{c_{p,RCT}} \left(\frac{\sqrt{u_{ax}^2 + u_{circ}^2}}{u_{RCT}}\right)^{2,93} \cdot M_R$	Детали мультифазного насоса

Для получения корректных результатов с использованием перечисленных методов необходимо точно идентифицировать реальный механизм изнашивания и применить соответствующую модель разрушения. В противном случае результаты расчетов будут ошибочными. Например, Островский В.Г. в работах [95,96,97] для расчета износа радиальных сопряжений использует гипотезу усталостного разрушения поверхности вследствие ударного воздействия абразивных частиц. Однако такой выбор следует признать неудачным. В зазоре



сопряжения абразивная частица, попадая в клиновой зазор, разрушается и производит либо микрорезание, либо оттеснение материала [55]. Ударное воздействие частиц можно рассматривать при изнашивании проточной части рабочих ступеней, деталей газосепаратора и т.д.

Литвиненко К. В. И др. [82] для обоснования применения усталостной модели разрушения, допускает, что в зазоре сопряжения происходит качение механической частицы без проскальзывания, мотивируя это тем, что после опытов с насосными секциями «поверхности гладкие без задиров». Этот пример также не является удачным.

При исследовании изнашивания радиальных трибосопряжений в большинстве работ принимается, что направление силы не изменяется в процессе износа, либо один из элементов не изнашивается [12, 30, 70], не рассматриваются особенности действия прецессирующей нагрузки. Эти допущения сильно упрощают механизм износа и приводят к неправильному толкованию формы износа и ошибкам при вычислении скорости изнашивания.

#### **1.4.1 Методы расчета эрозионного изнашивания деталей ЭЛН**

Эрозионное (гидроабразивное) изнашивание встречается у многих классов машин и механизмов: грунтовых насосов для транспортирования пульпы [45, 38,63], шламовых насосов [221], шахтных насосов [123], т.е. оборудования для перекачивания суспензий с существенно более высоким содержанием абразивных частиц, чем УЭЦН, в трубопроводах. В отечественной литературе процесс разрушения поверхности металла в потоке жидкости в большинстве случаев относят к гидроабразивному износу в соответствии с ГОСТ 27674-88 [68(87)]. Термин «гидроэрозия» используется в работе [168] при рассмотрении преимущественного влияния жидкости на изнашивание. Термин «эрозионный износ» в отечественной литературе впервые используют Козырев С.П. в работе [65], Фомин В.В. [168]. В зарубежной литературе получил наибольшее распространение термин «эрозионное изнашивание». Этот термин имеет более широкое толкование, включающее износ собственно потоком жидкости, так и

твердыми частицами, содержащимися в жидкости. Более 95% процентов зарубежных публикаций содержат термин «эрозионное изнашивание». Некоторые авторы применяют термин «изнашивание в потоке твердых частиц». В дальнейшем мы будем использовать оба термина, полагая, что исследуем процесс изнашивания материалов трибологических узлов ЭЛН твердыми частицами, содержащимися в пластовой жидкости.

Вопросам исследования изнашивания материалов в потоке абразивных частиц, которое происходит в различных видах оборудования посвящено большое количество научных публикаций. Meng H.C. и Ludema K.C. [255] на основе обзора свыше 5000 статей, опубликованных в самых важных, связанных с эрозией, журналах и материалах конференций, рассмотрели почти 2000 моделей эрозии и выделили 28 моделей, в которых использованы 33 параметра. Расхождения между различными авторами они объяснили крайней сложностью эрозионных процессов и количеством переменных факторов в расчетах. Humphrey J.A.C [229] перечислил все факторы, относящиеся к эрозии, и выделил наиболее широко принятые модели, связанные с микрорезанием и износом вследствие деформации [231,204,201].

Существующие подходу к исследованию эрозионного изнашивания включают использование модели микрорезания абразивными частицами пластичных материалов Finnie, I. [214], модели деформационного разрушения [229], модели усталостного разрушения [73], комбинированные модели микрорезания и деформационного разрушения [204,192]. В большинстве работ по исследованию эрозионного изнашивания конкретных объектов авторы используют расчетно-экспериментальные мультипликативные зависимости [314], в том числе с использованием метода нормирования износа [221,266,267], табл. 1.8.

Считается, что основной причиной возникновения этого типа разрушения является наличие в пластовой жидкости абразивных частиц []. Точного объяснения этого феномена нет, имеются общие представления, основанные на возникновении вихреподобного потока. В работах [] автором высказано

предположение о влиянии помимо абразива коррозионной активности пластовой жидкости. Это важно, т.к. считается, что эрозионная износостойкость зависит в основном от твердости материала, например, чугуна. При этом не рассматривают вопросы растворения мартенситной фазы в присутствии коррозионно-активной жидкости, что снижает пластичность и, следовательно, повышает скорость эрозии [310].

Таблица 1.8 – Основные критерии эрозионного разрушения

Критерий	Зависимость	Источник
Критическое напряжение $\varepsilon_c$ рассматривается как мера пластичности материала в условиях эрозии.	$E = 0,033 \frac{\alpha \rho \sigma^2 v^3}{\varepsilon_c^2 \rho^{3/2}},$ <p>[Г/Г] <math>\sigma</math> – плотность абразивных частиц; <math>v</math> – скорость частицы; <math>\rho</math> – плотность материала мишени; <math>p</math> – по-видимому, динамическая твердость; <math>\alpha/\varepsilon_c^2</math> – неизвестная величина.</p> $E_2 = \frac{6,35 \cdot 10^{-3} \alpha \rho_t \rho_b^{1/2} v^3 (t+1)^{6a}}{K^{3/2} (1 - CT_c)^{3/2} \varepsilon_f^{2+6a}}$	I. M. Hutchings [229]
Пластический ненасыщенный контакт при износе, <b>малоцикловая усталость</b>	$n = (2\varepsilon_p/\varepsilon_t)^t,$ <p><math>\varepsilon_p</math> – деформация, вызывающая разрушение при однократном воздействии; <math>\varepsilon_t</math> – деформация, возникающая под действием сил трения</p>	И.В.Крагельский, Н.М.Михин [73]
Модель использует критерий критической пластической деформации.	$E \approx \frac{6,5 \cdot 10^{-3} v^{2,5} \rho_b^{0,25}}{c_p T_m^{0,75} H_s^{0,25}},$ <p><math>v</math> – скорость удара; <math>H_s</math> – статическая твердость материала;</p>	G. Sundararajan [288]
Модели пластического и упругопластического контакта в основе расчета объемной скорости износа $I_v$ (мм <sup>3</sup> /кг):	$I_v = \frac{3}{4\pi} \frac{\tau_0}{\rho_2 e_s} \left[ 6,81 \left( \frac{2h_p}{D_2} \right)^{0,5} \frac{2\rho_2}{3H_1} v^2 \cos^2 \alpha + 0,85 \left( \frac{2h_p}{D_2} \right)^2 \right]$ <p>где <math>v</math> – скорость частицы, <math>\alpha</math> – угол удара, <math>\rho_2</math> – плотность абразивной частицы, <math>h_p</math> – глубина кратера износа после однократного удара частицы, <math>D_2</math> – средний диаметр абразивной частицы и, согласно Бекману и Клейсу [1], <math>\frac{\tau_0}{e_s}</math></p>	R. Veinthal, R. Tarbea, P. Kulua, H. Kaerdi Abrasive erosive wear of powder steels and cermets Wear 267 (2009) 1838-1844 [300]
Мультипликативная зависимость для трубопроводов	$W \propto M_p K_f(\alpha) v^n$ <p><math>M_p</math> – масса частиц, действующих на поверхность в единицу времени, <math>v</math> – скорость частиц при ударе, <math>\alpha</math> – это угол удара частиц</p>	2008г. R.J.K. Wood, [311]
Структурно-энергетическая модель процесса изнашивания материалов	Уравнение износа в виде отношения потока внешней энергии к предельной плотности потока энергии деформации, соответствующей разрушению поверхности материала	Погодаев Л.И. [119,117]

Наибольшее количество работ, применимых для практического использования, относятся исследованию процесса эрозионного изнашивания трубопроводов [311].

На основе имеющихся эмпирических данных и общего уравнения эрозии Zhang, Y. и др. [314] разработали модель для прогнозирования скорости эрозии в области добычи нефти и газа для углеродистых сталей труб:

$$E_r = A(HB)^{-0,59} F_s V_p^{1,73} f(\theta) ,$$

где:  $E_r$  - безразмерный коэффициент эрозии, представляющий потерю массы материала стенки, деленной на массу частиц,  $A$  - это постоянная, зависит от материала,  $HB$  - твердость по Бринеллю,  $F_s$  - фактор остроты частицы,  $V_p$  - это скорость удара частицы, которая зависит от многих параметров, таких как структура потока течения жидкости, расход жидкости, характеристика и свойства песка размер/крупность и тип геометрии и размер.  $f(\theta)$  - это зависимость угла столкновения определяется следующим образом [103]:

$$f(\theta) = \alpha\theta^2 + b\theta , \quad \text{для } \theta \leq 15^\circ;$$

$$f(\theta) = x \cos \theta^2 + y \sin \theta^2 + z , \quad \text{для } 90^\circ > \theta > 15^\circ;$$

Где:  $a, b, x, y$  и  $z$  - эмпирические константы к определяется экспериментально.

По Bayer G. [199] интенсивность изнашивания определяется по зависимости

$$E = (K_d v^n \cos^n \alpha + K_b v^m \sin^m \alpha) M , \text{ [г/г]}$$

Для конкретных условий испытаний скорость удара  $v$ , скорость подачи эродента  $M$  постоянны. Константы  $K_b$ ,  $K_d$ ,  $m$  и  $n$  определяются путем подгонки уравнения к экспериментальным данным. Для типичных хрупких материалов  $K_d = 0$ , а скорость эрозии максимальна при угле удара  $90^\circ$ . Для типичного пластичного материала  $K_b = 0$  и скорость эрозии наибольшие при углах удара  $20-30^\circ$ .

Kruger S. и др. [247], исследовали эрозию радиального центробежного насоса и получили, что ключевыми параметрами, влияющими на эрозию насоса, являются: концентрация частиц, угол соударения, размер частиц, твердость и

форма, скорость потока, турбулентность, вихри и вторичный поток. Наряду с CFD моделированием (подход Эйлера-Эйлера) для прогнозирования эрозии в центробежных насосах использовались эмпирические модели, разработанные Gulich J.F. [221].

В 50% исследований последних лет авторы используют в качестве материалов образцов стали высокоуглеродистые, мартенситные, аустенитные SS304, 316, 23-8N [259]. Не найдено источников о порошковых сталях в качестве материала образцов при эрозионном изнашивании.

Эрозионное изнашивание не учитывается в известных методиках по подбору оборудования к скважинам с осложненными условиями эксплуатации. Например, в известной методике зарубежных компаний [2] учитывается только износ радиальных сопряжений.

В зарубежной практике нефтегазовой промышленности широко используются простые критерии эрозии/коррозии, стандарт API RP14E-1991(R 2000), практические рекомендации которого используют для разработки и установки систем трубопроводов морских платформ для добычи нефти. Эта модель представляет собой рекомендации по скорости эрозии, ниже которого возникает допустимое значение эрозии и выражена в виде [191]:  $V_e = C/\sqrt{\rho_m}$ , где  $V_e$  в м/с,  $C$  – эмпирическая константа,  $\rho_m$  – плотность газо-жидкостной смеси.

Натурные эксперименты по эрозии на центробежных насосах являются сложными, дорогостоящими и трудоемкими. Кроме того, эрозия проточной части насоса лопасти и дисков РК и НА трудно поддаются количественной оценке. Трудно измерить или просканировать толщину внутреннего канала деталей ступени.

Следует рассматривать общее и местное изнашивание. Анализ износа отказавшего оборудования показывает, что отказ функционирования обусловлен развитием местного (локального) эрозионного изнашивания, интенсивность которого значительно превышает интенсивность общего изнашивания. В качестве основного фактора, влияющего на местное изнашивание, Козырев С.П. указывает на сосредоточенное действие вихрей [65]. По данным Погодаева Л.И.

[119] местный гидроабразивный износ при обтекании жидкостно-абразивной смеси местного препятствия в 8,5...22 раза больше общего износа. Для исследования участка детали с наибольшей интенсивностью износа в ряде работ используют средства визуализации – покрытия на эродируемой поверхности. Островский В.Г. и др. применяли рабочие органы из полиамида с пропиткой парафином [96], в работе [322] ступени окрашивались и поэтому эрозионный износ проявляется более интенсивно.

Необходимо отметить, что по вопросам эрозионного изнашивания применительно к нефтяной тематике в зарубежной и отечественной литературе немного работ. Первые *модели эрозии*, на основе которых разрабатываются расчетные зависимости, как правило, представлены *либо как функция скорости удара* [219, 309,233], *либо как функция энергии удара* [214].

Известны модели эрозионного изнашивания для грунтовых насосов [37] на основе структурно-энергетической теории проф. Погодаева Л.И. [118,119].

Применение расчетных зависимостей для конкретной конструкции требует знания поля скоростей жидкости и абразивных частиц. Для моделирования течений в проточных полостях насоса чаще всего используются методики численного моделирования по уравнениям Навье-Стокса с полуэмпирической моделью турбулентности  $k - \varepsilon$  [156]. Система уравнений для описания турбулентного движения несжимаемой жидкости, используемая для расчетов состоит из: уравнения для средней скорости несжимаемой жидкости, уравнение неразрывности, уравнение кинетической энергии турбулентности, уравнение для скорости диссипации кинетической энергии турбулентности [ ].

После определения линий тока жидкости проводится расчет траектории движения абразивных частиц. Таким образом, косвенно оценивали степень износа по параметру накопления механических примесей в той или иной зоне трения. Однако для расчета эрозионного износа необходим закон изнашивания материала в заданных условиях. Авторы работы [320,321] провели сравнение шести различных моделей эрозионного износа для трех типов насосов DN1750, TE2700 и Flex31 с использованием ANSYS Fluent и показали, что характер,

локальное расположение эрозии различны для исследованных объектов. Хотя результаты моделирования CFD широко используются, они обычно считаются менее убедительным, если не сравнивать их с экспериментальными результатами, поскольку они содержат чрезмерно упрощенные гипотезы [250].

Кроме того, моделирование CFD не позволяет надежно вычислять зоны локального износа. Например, в работе Hadjiyannis, S. [222] у РК эрозионный износ увеличивается от входа к выходу потока, у НА – максимальный износ на входе и минимальный – на выходе при разных размерах частиц.

Трудно точно смоделировать образование микровихрей в пристеночной области, а, следовательно, и износ в этой зоне. Донских Д. Ф. в работе [37] рекомендует при вихреобразовании учитывать параметры вихрей: относительный радиус вихрей, влияние кавитации, угла атаки и количества частиц. Для местного изнашивания с сильно развитой вихревой структурой потоков двухфазной жидкости рекомендуется принимать показатель степени при скорости невозмущенного потока равным  $5,5 \dots 6,0$ . В настоящее время методы численного моделирования более полезны для понимания поведения материала при ударе, а не расчет эрозионного износа для конкретных условий.

Наиболее проработаны методы исследования эрозионного износа поверхности лопаток направляющих аппаратов и рабочих колес. В работах Литвиненко К.В. и др. [78, 79] исследуют влияние «промыва» выходного участка лопатки рабочего колеса на ухудшение характеристик УЭЛН(УЭЦН). Рассматривается контактное взаимодействие абразивной частицы с поверхностью упругого полупространства и учитывается влияние сил трения на процесс внедрения при переменной податливости контакта на основе теории Крагельского И.В. [72]. Отмечается, что интенсивность эрозионного износа значительно зависит от рабочей подачи насоса и концентрации механических примесей в продукции. Приведенные результаты носят качественный характер.

В большинстве случаев при рассмотрении вопросов эрозионного разрушения УЭЦН не учитывается коррозионная активность жидкости. Однако, как отмечается в работах Н.М. Шараева и др. [177], на Арланском месторождении

наблюдается увеличение отказов в скважинах с химической обработки призабойной зоны.

Упомянуты проблемы эксплуатации насосного оборудования при разведочном бурении, вызванные коррозионно-эрозионными процессами разрушения [301].

Модель эрозионно-коррозионного износа материалов обратного шарикового клапана центробежного насоса в потоке пластовой жидкости разработана в работах [295, 296] на основе усталостной теории Крагельского И.В. Модель износа основана на упругопластической усталости в коррозионно-активной среде с абразивными частицами. Для карбидных и керамических материалов седла и шарика наблюдается синергетический эффект эрозии и коррозии.

Разработке методологии моделирования эрозионно-коррозионных режимов изнашивания металлов в водных средах, в которой комбинируется CFD моделирование и эрозионно-коррозионные эксперименты, посвящена работа [285].

Волковым М.Г. в работе [22] предложена механистическая модель взаимодействия абразивных частиц пластовой жидкости и поверхности деталей УЭЛН(УЭЛН) с использованием основных положений усталостной теории изнашивания Крагельского И.В. [72]. Авторы используют модель удара твердой частицы в виде сферы произвольного диаметра по плоской стальной поверхности – упругому полупространству. В рамках этой модели решается контактная задача о вдавливании частицы в полупространство под углом с переменными скоростью и массой для двух видов контакта: пластического и упругопластического. На основе имитационного моделирования авторами выявлено влияние подачи и содержания механических примесей в пластовой жидкости на срок эффективной эксплуатации в условиях эрозионного изнашивания.

*Основная сложность* при выборе модели изнашивания проточной части деталей СН и газосепаратора заключается в широком диапазоне изменения основных факторов. Например, угол соударения изменяется от  $90^0$  для входных



кромки лопастей до нулевых значений для поверхности дисков и лопаток. Размер абразивных (кварц, проппант) частиц и их режущие свойства также изменяются в широких пределах.

Вторым аспектом проблемы является то, что известные зависимости не «приспособлены» для определения локального износа, который и формирует разрушение деталей «промыв» НА.

Условия эрозионного изнашивания деталей УЭЛН(УЭЦН) можно разделить на несколько групп по похожим характеристикам:

- эрозионный износ входных и выходных кромок лопастей НА и РК ступени, лопастей шнека и суперкавитирующего колеса (СКК), которые приводят к параметрическому отказу;
- локальные разрушения стакана НА ступени и защитной гильзы ГС. Предельный случай – эрозионное разрушение корпуса в этом месте приводит к отказу функционирования;
- эрозионный износ сепарационных барабанов

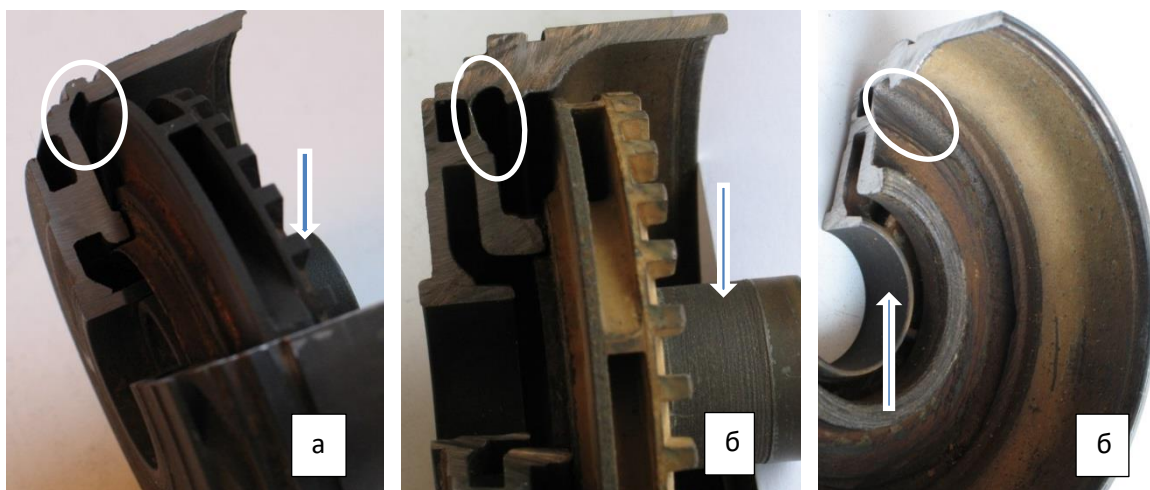
Причиной образования местного износа следует считать завихрения, которые развиваются в возмущенном потоке после СКК.

#### **1.4.2 Взаимосвязь процессов абразивного, эрозионного изнашивания и коррозии**

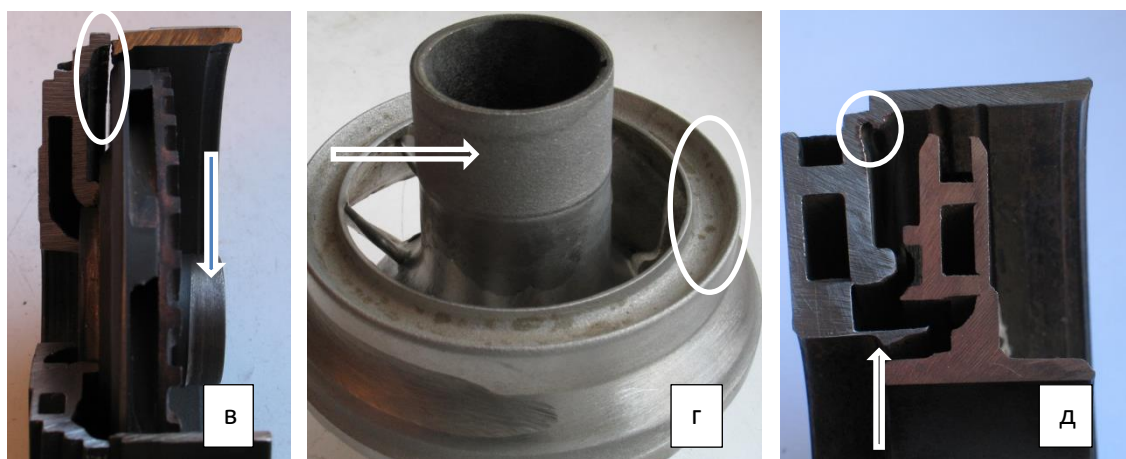
На практике наблюдаются как абразивный износ сопряжений, так и гидроабразивный (эрозионный) износ проточной части деталей. Вопрос взаимовлияния механизмов изнашивания имеет значение при выборе методов расчета и прогнозирования ресурса установки. Известно, что гидроабразивный (эрозионный) износ зависит от концентрации, размера, формы частиц, скорости потока и режима работы насоса. Причем более крупные частицы производят большее разрушение поверхности, чем мелкие. При абразивном износе сопряжений наоборот, мелкие частицы имеют большую вероятность попасть в зазор и произвести разрушение. Анализ разрушенных деталей после эксплуатации в компании ТНК-ВР показал, что нет определенной зависимости

между интенсивностью процессов гидроабразивного (эрозионного) изнашивания НА и абразивного изнашивания подвижных сопряжений ступеней, рис.1.17. Большой эрозионный износ произошел на фоне малых величин износа сопряжений, рисунок 1.17, а,б,в,г. На рис.1.17д малая величина эрозионного износа и большой износ радиальных сопряжений.

Если в результате износа в подвижных сопряжениях отсутствует контакт их поверхностей, то поверхности подвергаются эрозионному износу, рис. 1.17г. Zhu Н. и др. в своей экспериментальной работе [323] по исследованию износа 12-ти ступенчатого ЭЛН в потоке жидкости с абразивом, делают вывод, что, что механизм износа в области вторичного потока СН (уплотнительные кольца и втулки) изменяется от абразивного износа к комбинированному эрозионно-абразивному износу. Vetter G. и др. в работе по мультифазным насосам [301]



Скважина 80544



Скважина 1722

Рисунок 1.17 - Характер эрозионного износа («промыв») и износа сопряжений (стрелками обозначены радиальные сопряжения, овалами – зона «промыва»)

делают вывод о том, что если на эрозионный износ накладывается абразивный износ сопряжений, то в этом случае скорость общего износа почти в 10 раз больше. Т.е., эрозионный износ сопряжений по интенсивности существенно меньше абразивного износа. Аналогичный вывод содержится в работе A.W. Momber и др. [258].

Следовательно, при рассмотрении процессов изнашивания необходимо различать природу этих процессов. Абразив в пластовой жидкости по-разному влияет на интенсивность износа подвижных сопряжений и проточной части.

Исследования, проведенные с детонационными покрытиями WC-10Co-4Cr в щелочных условиях (NaOH, pH 11), показали, что при одновременном воздействии абразива и коррозии преобладают потери от абразивного износа. А изменение массы от коррозии составляют лишь  $\sim 1/500$  часть от общего износа [292].

Наибольшие потери массы наблюдаются у чугунов, порошковых материалов в кислой среде (HCl, pH2), характерной для скважинных условий при кислотной обработке скважин.

В работе [299] при испытаниях углеродистой трубной стали X65 в среде CO<sub>2</sub> получено, что износ увеличивается в 3 раза.

Таким образом, процессы абразивного, эрозионного изнашивания развиваются с разной интенсивностью в различных типах трибоэлементов с отличающейся степенью влияния факторов. Коррозионный фактор ускоряет процессы изнашивания.

### **1.4.3 Методы исследования динамических процессов**

Расчетные методы, применяющиеся для исследования динамики роторной системы можно условно разделить на две группы: расчет динамики ротора неизношенного насоса по балочному приближению, и с использованием конечно-элементной технологии.

П.Д.Ляпковым на основе разработанной Г.М.Саркисовым методики расчета вращающейся колонны бурильных труб предложено уравнение для определения длины полуволны  $l_l$  применительно к расчету устойчивости вала погружного центробежного насоса с опорой вала на пяту в основании насоса [13]

$$l = 590 \frac{d}{n} \sqrt{\frac{1}{q} (2,66nq^{1/2} - p)} \text{ см,}$$

где  $d$  – диаметр вала в см;  $n$  – скорость вращения вала в об/мин;  $q$  – вес в жидкости единицы длины вращающейся системы, равной весу ротора (вес вала и рабочих колес), деленному на расстояние между сальником и верхним подшипником насоса, в кг/см;  $p$  – давление, развиваемое насосом, в кг/см<sup>2</sup>.

Описание динамики такой сложной системы как УЭЛН(УЭЦН), включающей сотни вращающихся масс и сотни опор, в процессе изнашивания с помощью уравнений представляется бесперспективным с точки зрения получения практических результатов. Этот подход целесообразно использовать при оценке параметров системы. Так автор [77] решал задачу определения частоты собственных и вынужденных изгибных колебаний подвески УЭЦН, моделируя ее кусочно – однородными стержнями.

В исследовании [115] приводится порядок расчета движения вала с рабочими колесами, который базируется на вычислении функции Лагранжа  $L=T-U$ . Насосную секцию представляли в виде механической системы с распределенной массой и заменяли набором согласованно движущихся материальных точек. Рассматривали систему уравнений вынужденных гармонических колебаний под действием периодической силы с частотой вращения вала  $\omega$  с целью определения собственной частоты колебаний ротора насосной секции.

Специалистами ЦНИИМАШ и ОАО «АЛНАС» разработан программный комплекс по определению динамических характеристик УЭЛН(УЭЦН) [74] на основе конечно-элементной технологии. Расчетная схема включает ПЭД, протектор, две секции, колонну НКТ. В качестве основного нагружающего

фактора при работе установки принимали дисбаланс вращающихся деталей УЭЦН, используя вероятностную оценку его величины. Основным принципом, реализованным авторами при построении расчетной схемы – усечение высоких частот колебаний, которые сильно усложняют решение задачи. Частота, с которой необходимо сравнивать, определена однозначно – это частота вращения ротора установки  $\sim 50$  Гц ( $\sim 300$  рад/с). Выявлено, что длина волны поперечных колебаний корпуса насоса имеет порядок 2...3 метра. Силы, действующие на радиальные сопряжения ступеней неизношенной конструкции – 27Н, изношенной – 200Н. Установлено, что точка наибольшей виброактивности располагается в самом низу установки – на фланце компенсатора.

Анализ спектра поперечной вибрации при крутильных колебаниях с использованием численного моделирования исследован R. Neilson в работе [264]. Исследованию причин и способов предотвращения отказов установок вследствие вибрации посвятили свою работу Brinner и др. [206]. Они указали на трудности, связанные с измерением вибрации при работе оборудования.

Известны работы американских исследователей [246], посвященные объяснению причин разрушения валов и опорных подшипников высокодебитных установок ( $5450$  м<sup>3</sup>/с,  $981$  м<sup>3</sup>/с) и установки для ремонта сверхглубоких скважин. В упомянутых случаях источником разрушения является либо работа установки с частотой вращения близкой по величине собственной частоте крутильных колебаний, либо большое время выхода на режим через критическую скорость из-за недостаточной мощности привода. Проблема была решена путем отстройки частоты вращения от критической частоты в первом случае и за счет увеличения мощности привода во втором.

Al-Gheithi [188] представил анализ динамики ESP в 2004 году. Модель ESP включает в себя три секции: двигатель, уплотнительную камеру и насос. Смоделированный ESP состоит из 84 ступеней и имеет длину 21,97 метра. Рассматривали только динамику ротора. Это исследование показало, что моделирование динамики ESP полной длины возможно, но не решает ключевых проблем, в частности связанных с износом.

D. Childs и др. [210] провели ротородинамический анализ 20-ти ступенчатого насосного сегмента ESP с помощью двухточечной модели "корпус-ротор" с возмущением от механического и гидравлического дисбаланса и изогнутого вала. Сравнивались амплитуды отклика от этих источников возмущений.

Для исследования динамических процессов в последние годы применяют экспериментальные методы. M. Forsberg [215] в 2009 году представил данные о установке на 33-метровом насосе 50 акселерометров, с помощью которых он пытался прогнозировать вибрацию корпуса.

Математического моделирования динамики УЭЛН(УЭЦН) с учетом износа впервые проведено в работах [137,152]. Использовали простейшую степенную зависимость скорости изнашивания от давления в контакте при условии равномерного износа втулки вала  $dh/dt = kfF_T$ , где  $dh/dt$  – скорость изнашивания радиальных сопряжений;  $F_T = fF_p$  – тангенциальная сила в паре трения;  $f$  – коэффициент трения;  $F_p$  – радиальная сила трения в паре трения. Решение задачи производили численным методом в пакете NASTRAN/PATRAN. Определили условия возникновения синхронной и асинхронной прецессии вала, рассчитали напряженно-деформированное состояние фланцево-болтового соединения изношенного насоса. В работе [124] рассматривали более сложный закон изнашивания. Решение задачи проводили в пакете «Эйлер».

### **1.5 Анализ экспериментальных методов и типов испытательного оборудования**

Экспериментальные методы широко применяются при исследовании и обеспечении ресурса УЭЦН(УЭЛН). В зависимости от объекта исследования применяют различные стенды, как правило, оригинальной конструкции. Их структура включает:

- сравнительные испытания установок в реальных скважинах одного куста месторождения, либо на одной скважине. Во втором случае установку собирают попеременно из сравниваемых насосных секций или насосные

- секции из сравниваемых ступеней [181]. Большая длительность опытов, а также определенные различия скважин по характеру пластовой жидкости и ее производительности или различие интенсивности процесса изнашивания по длине секции не позволяют применять этот метод при исследовании трибологических и динамических процессов. В основном этот метод интегральных параметров используют нефтяные компании;
- исследование процесса изнашивания и вибрации насосных секций или насосных сборок на испытательных стендах, сравнительные характеристики некоторых из них представлены в табл. 1.9;
  - исследование процесса трения и изнашивания *узлов и деталей* газосепараторов, ступеней, подшипников, материалов;
  - определение трибологических характеристик материалов, используемых при изготовлении деталей УЭЛН.

Таблица 1.9 – Сравнительные характеристики стендов для испытаний насосных секций и насосных сборок на ресурс

№	ПАРАМЕТРЫ ИСПЫТАНИЙ	REDA [244]	ODI [306]	ОАО «АЛНАС»[автор]
1.	Характеристика испытываемых секций: <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Дебит, м<sup>3</sup>/с</li> <li>▪ Типоразмер</li> <li>▪ Количество ступеней</li> </ul>	130...260 5, 6 16...36	111 5,6	120 5, 5А, 4м секция
2.	Рабочая среда	вода	вода	Вода
3.	% абразива в жидкости	0,2%(вес.) SiO <sub>2</sub>	0.1...10 SiO <sub>2</sub>	1% SiO <sub>2</sub>
4.	Время испытаний, час	25...100	Через 1 час контроль	15
5.	Компоновка стенда	Замкнутая циркуляция жидкости с сепарацией абразива	Замкнутая циркуляция жидкости с абразивом	Замкнутая циркуляция жидкости с абразивом, через 1/ часа добавляется новая порция
6.	Мощность стенда, кВт	10...15	-	45
7.	Форсируемый параметр	Концентрация абразива	Концентрация и размер абразива	Концентрация
8.	Критерий ресурса	износостойкость	износостойкость	износостойкость
9.			Испытания в трех точках расходно-напорной характеристики	

Во всех экспериментальных методиках применяют ускоренные или форсированные испытания с использованием рабочих жидкостей с абразивом, преимущественно кварцевым песком. Ускорение процесса изнашивания достигается увеличением концентрации и размеров абразивных частиц, применением полимерных материалов рабочих органов с низкой износостойкостью, увеличением частоты вращения, скорости потока, иными способами.

Характерными особенностями отечественных стендов для испытаний насосных секций является использование замкнутого контура циркуляции жидкости с абразивом. В зарубежных компаниях, например, в опытах фирмы REDA абразив сепарировали на выходе и непрерывно подавали новые порции, рис.1.16. Форсирование процесса изнашивания достигается за счет увеличения концентрации абразива (кварцевого песка).

Компания Framo Engineering провела испытания центробежных насосов, пропускающих через насосы **300 тонн песка** в концентрациях 0,02, 0,2 и 2 грамма песка на литр воды. Результаты показали, что для получения значительной эрозии в разумные сроки требуется более высокая концентрация. Это является основой для концентрации 2 грамма/литр, используемой для исследования изнашивания насосной сборки из трех ступеней ESP WJE-1000 [260].

Время испытаний сборки [244] устанавливали равным 25 часам, для износостойких насосов время испытаний увеличивали до 200 часов, а насос D1050N с рабочими ступенями из сплава 5530 с высоким содержанием никеля испытывали 400 часов. Такие испытания весьма затратны. За время опыта необходимо отсепарировать и загрузить 453 кг кварцевого песка.

В компании «Новомет» разработан стенд для испытаний насосныхборок, рис. 1.18б, на котором проводили испытания насосных ступеней в составе насосной сборки на гидроабразивное изнашивание с использованием полиамида в качестве материала рабочих органов [97,98]. Использовали кварцевый песок концентрацией 1% и размером 0,5 – 1мм. Время работы 10 час. В работе



специалистов фирмы ODI [306] концентрацию кварцевого песка варьировали от 10% до 0,1%.

В нефтяном институте США (University of Tulsa) в последнее время разработан стенд для испытаний насосных сборок при работе с абразивом и газом [317]. Абразив с концентрацией 1% масс. циркулирует в замкнутом контуре и заменяется каждые два часа [304, 256] с оценкой его свойств. Общее время опыта 64 часа. После каждого цикла снимаются рабочие характеристики на чистой воде, насос разбирается и измеряется износ. Осевое усилие воспринимается упорной камерой. Измеряются напор, производительность, момент, частота вращения [316]. В качестве объекта исследования использовали 12-ступенчатый насос типоразмера 4" с производительностью  $492,9\text{ м}^3/\text{сут}$  и напором 7м при частоте вращения 3600об/мин.

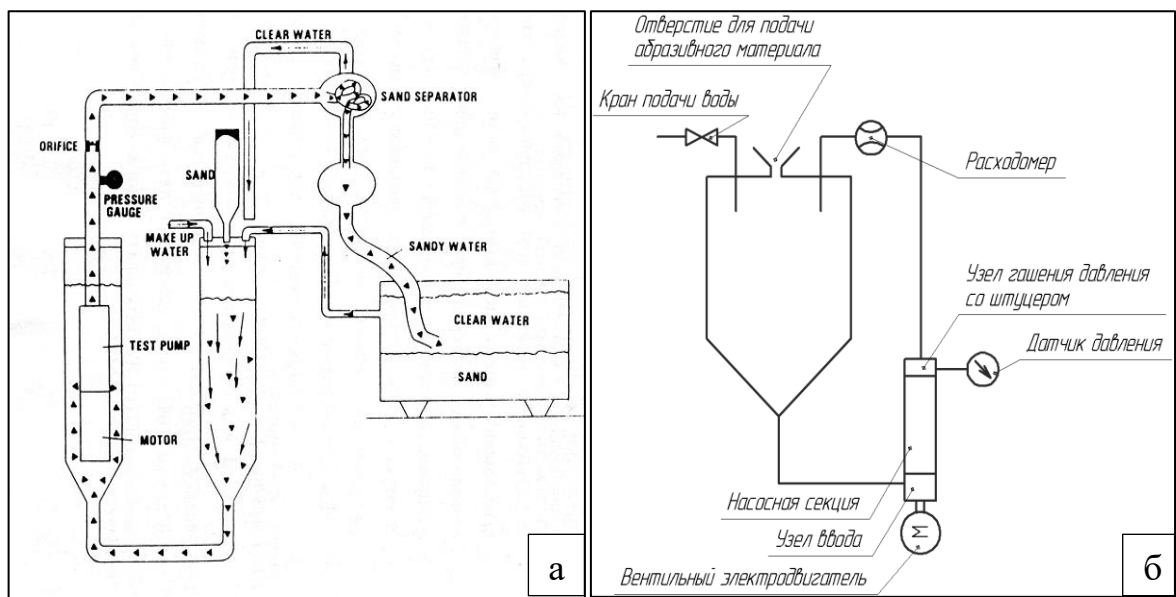


Рисунок 1.18 - Схема стенда для испытаний насосных сборок: - а) фирма «REDA» и - б) компания «Новомет»

На разработанном стенде проведен комплекс различных исследований. Проведены исследования эрозионного износа, влияния многофазных сред и сред с высокой вязкостью на рабочие характеристики [323, 318].

Похожие по кинематике стенды для испытаний насосных сборок (секций) разработаны и используются в компаниях «Новомет» [129], ОАО «АЛНАС», компании «БОРЕЦ». Отличием является отсутствие сепаратора абразивных

частиц, которые в определенной пропорции добавляются в процессе испытаний через установленные промежутки времени.

В «РГУ нефти и газа» разработаны стенд и методика определения степени износа насосной секции длиной  $\sim 3$ м, газосепаратора, включающая два параметра: плотность распределения износа элементов по массе и по изменению геометрии конструкции. Помимо регистрации изменения массы деталей проводят измерение вибрации и затрачиваемой мощности на валу исследуемого изделия.

В качестве модельной жидкости использовали смесь «вода+воздух+твердые частицы». Расчет КВЧ (коэффициент взвешенных частиц) осуществляли, вводя оценочную зависимость времени проведения эксперимента от показателя среднего ресурса изделия до капитального ремонта (не менее 30000 час), эксплуатационного коэффициента (0,33 – высокая степень, характеризующая наисложнейшие условия эксплуатации; 0,66 – средняя степень; 0,99 – низкая степень) и соотношения КВЧ по паспортным данным (для обычного исполнения – не более 0,2г/л, для износостойких – не более 0,5 г/л) и в эксперименте (задаваемое число).

Основная расчетная зависимость выглядит следующим образом:

$$t_{\varepsilon} = k \cdot t_n \cdot \frac{\text{КВЧ}_{\text{п}}}{\text{КВЧ}_{\varepsilon}},$$

где: индекс  $\varepsilon$  – эксперимент, п – паспортная характеристика на изделие.

При проведении опытов принимали  $t_{\varepsilon}=40$  часов;  $\text{КВЧ}_{\varepsilon}=50$ г/л. В модельную смесь добавляли воздух  $\beta_{\text{вх}}=25\%$  по объему. Через каждый час модельная жидкость чередовалась: «вода – твердые частицы», «вода – твердые частицы – воздух». Для компенсации возможного дробления твердых частиц и снижения вследствие этого их режущих свойств каждый час добавляли по 5г/л твердых частиц.

Использование в качестве критерия износа – изменение массы нельзя признать удачным, особенно для оценки износостойкости трибосопряжений в составе, например, насосной ступени. Параметр КВЧ характеризует содержание твердых частиц вообще, а в эксперименте используется, как правило, кварцевый песок, отличающийся по абразивности.

Стенд для испытания насосных сборок разработан в Тюменском государственном нефтегазовом университете и состоит из 10...15 насосных ступеней [16,110,111,112]. Износ задавали искусственной проточкой радиальных сопряжений на определенный радиальный износ.

Для исследования износа высокопроизводительных ЭЦН с номинальной подачей  $4631\text{ м}^3/\text{сут}$ , используемых на шельфе, разработан стенд, в котором испытывают сборку из трех НС смешанного потока, закрепленным РК и подшипниками из твердого сплава [197]. Концентрация песка поддерживалась постоянной на уровне 2 г/л. Измеряли деградацию напорно-расходной характеристики, износ и вибрацию в пяти точках на корпусе. Особенностью стенда является схема подачи абразива, включающая помимо замкнутого гидравлического контура небольшой шламовой центробежный насос, который обеспечивает 5% воды и весь песок. Линия шламowego насоса была реализована таким образом, чтобы расходомер Кориолиса мог измерять расход песка и связанной с ним воды. Отдельный подающий насос обеспечивает 95% воды для ESP и измеряется с помощью расходомера с отверстием. Два насоса обеспечивают входное давление ESP 270 кПа, что превышает минимально необходимое давление для предотвращения кавитации насоса. Для отделения песка используют гидроциклонный сепаратор.

*Стенды для испытаний материалов трибосопряжений широко используются предприятиями, разрабатывающими погружное оборудование. Для исследования износостойкости опорных шайб рабочих колес специалистами фирмы «REDA» разработали стенд рабочей ступени с подводом жидкости и нагружением опорных шайб грузами [246]. В качестве критерия работоспособности использовали показатель  $[pV]$ , где  $p$  – давление,  $V$  – скорость скольжения пары. Условия опыта: максимальная нагрузка - 334 Н, площадь кольца –  $5,29 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ , частота вращения - 3450 об/мин, длительность опытов от 5 до 98 суток. При достижении  $[pV]$  величины 15 МПа\*(м/мин) происходил резкий рост скорости износа – до 0,1мм/час. Ниже этой величины скорость износа имела малые значения. На стенде испытывали износостойкие материалы: плазменные*

покрытия WC-Co, литейные сплавы. Показана неэффективность тонких (5,1...23 мкм) покрытий на нирезисте.

Способ ускоренных испытаний осевых сопряжений, предложенный в ОКБ БН [3] заключается в повышении окружной скорости в 1,2 раза и давления – в 1,5-2 раза, т.е. в повышении фактора  $pV$  по сравнению с реальными значениями при эксплуатации. В этом случае повышается температура в зоне контакта, изменяется режим смазывания, что негативно влияет на корректность опытов.

Специалисты завода «Борец» [23] разработали методику форсированной сравнительной оценки триботехнических характеристик опорных гидродинамических подшипников скольжения ЭЦН на основе использования универсальной машины трения УМТ-1 (изготовитель – Ивановский завод «Точприбор»). По аналогии с работой ЗАО «Новомет» в качестве фактора форсирования испытаний используется смазочный материал Литол 24 (ГОСТ 21150-87) с добавкой 5% (масс.) порошка оксида алюминия  $Al_2O_3$  со средним размером частиц 45 мкм. Причем считается, что смазка подается в зону трения принудительно за счет центробежных сил и конической формы смазочного. Испытывали пары трения «карбонит-ниррезист» и SiC-SiC.

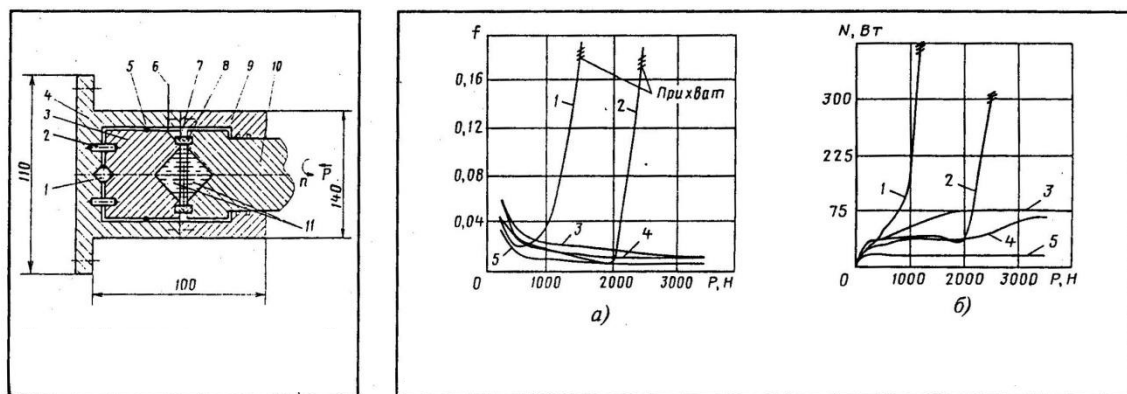


Рисунок 1.19 – Схема испытательного узла стенда на основе универсальной машины трения УМТ-1, завод «БОРЕЦ», и результаты испытаний а), б)

Для исследования антифрикционных свойств материалов радиальных опор на заводе «Борец» разработали четырехконтактную машину трения, где два радиальных подшипника являются рабочими, а два других – испытуемыми, рис. 1.19.

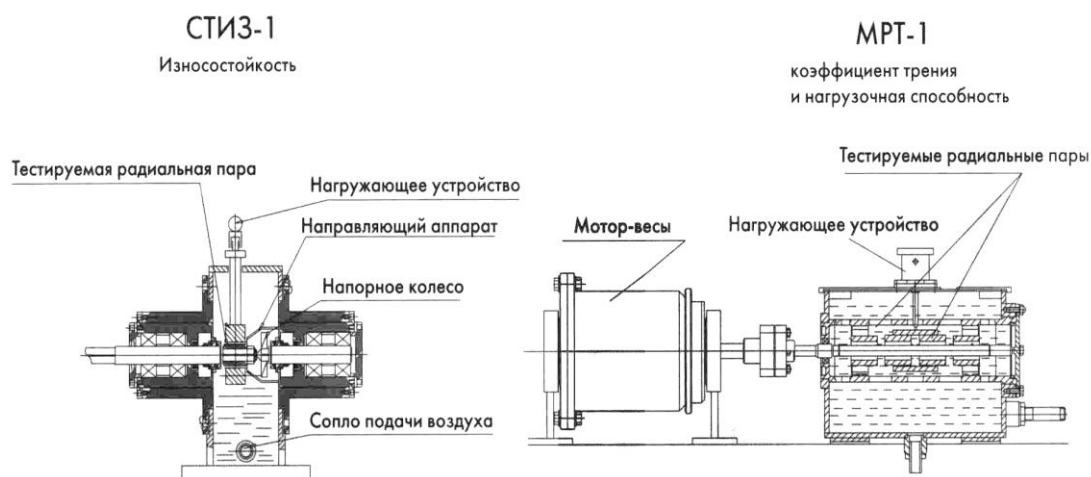


Рисунок 1.20 - Схемы испытательных узлов стандов для испытаний радиальных опор компании “Борец”

Для исследования износостойкости и предельной нагрузки заедания материала радиальных подшипников разработаны станды, аналогичный испытательному узлу серийной машины трения СМЦ-2 по схеме нагружения, рис.1.20, в горизонтальном и вертикальном исполнении.

Испытания проводили в среде, состоящей на 30% из смазочно-охлаждающей жидкости и на 70% из воды с добавлением 10г/л абразивного порошка  $Al_2O_3$  при граничной смазке, которая обеспечивается подачей сжатого воздуха в картер с водой. Схема нагружения обеспечивает односторонний износ втулки и равномерный – вала, что отличается от реальной формы износа радиальных сопряжений насоса.

В компании “Новомет” для исследований износостойкости материалов используют машину трения СМЦ-2 и испытуемый узел “вал – втулка” с использованием схемы вращения образца с дисбалансом, обеспечиваемым дополнительным грузом. Таким способом пытались моделировать сложный тип вращения вала ЭЛН. Однако опыт, по мнению разработчиков, признан неудачным. Для ускоренных испытаний ступеней насоса применяют экспериментальный насос из 5-ти ступеней. Крайние ступени изготавливаются из твердосплавных материалов или с износостойкими покрытиями.

Для экспериментального определения износостойкости материалов радиальных подшипников широко используются серийные машины трения, например, широко известную модель 2070 СМТ – 1 или ее аналог СМЦ – 2. Обзор испытательных машин трения полно представлен в работе [66].

*Стенды для испытаний материалов проточной части* на эрозионный износ практически не применяются в отечественных компаниях. В технической документации на УЭЦН(УЭЛН) изготовители не приводят характеристики эрозионной износостойкости материалов, а также методов ее оценки. Вместе с тем от свойств материала деталей рабочих органов во многом зависит ресурс оборудования.

Известны различные типы стендов для исследования эрозионного изнашивания: стенды струйного типа [100,194,291,187], струеударного типа [65], центробежного типа [196], стенды-мешалки (лоткового типа) [65,274], Coriolis erosion tester [296] (эрозионный стенд с использованием эффекта Кориолиса), тороидальный тестер (ТWT), вакуумный стенд с вращающимся рычагом [185], другие типы, имеющие различные характеристики. При испытании на износ покрытий PVD/PACVD для насосной техники на заводе "Борец" использовали воздушный тестер со скоростью воздушной струи 340м/с [11].

В результате анализа литературных источников и проведенных предварительных экспериментальных исследований процесса изнашивания можно сделать следующие выводы по используемым испытательным стендам:

1. На практике для исследования изнашивания редко используют натурные испытания насосных секций, в основном - насосных сборок и модельные испытания с использованием универсальных машин трения и оригинальных стендов. Отсутствует единая методология испытаний узлов и деталей УЭЦН, единые критерии работоспособности, что не позволяет сравнивать результаты опытов различных компаний.
2. Форсирование испытаний достигается в основном за счет большей твердости, крупности, высокой концентрации до 20г/л абразива, или комбинации абразива разной твердости, увеличения частоты вращения и

частоты пусков-остановок насоса, применения иных смазочных материалов. Не проводятся испытания при комбинированном воздействии абразива и коррозионно-активных веществ.

3. Для оценки работоспособности трибосопряжений применяют критерий  $[pV]$ , скорость изменение массы, степень деградации напорно - расходной характеристики.
4. Конструкции испытательных стендов имеют отдельные недостатки, затрудняющие применение единой методики: отсутствуют механизмы самоустановки образцов, момент трения измеряется одновременно у рабочих и испытуемых подшипников, что затрудняет, затем выделение его полезной части. Режим смазывания при испытаниях не соответствует режиму в реальных условиях. Форма износа при испытаниях отличается от реальной формы. Не воспроизводятся реальные траектории вала установки.
5. Испытания на изнашивание с измерением вибрации проводятся на насосных сборках. Это не обеспечивает подобие вибрационного процесса и изнашивания модели и натуральных образцов.
6. При сравнении отечественных и зарубежных стендов для испытаний насосных сборок можно выделить методические различия. В зарубежных стендах испытания проводят при меньшей концентрации абразива и большей длительности, используются сепараторы абразивных частиц, испытываются ступени большой производительности.
7. Современные тенденции заключаются в дальнейшем развитии методов и средств испытаний при динамических нагрузках, с одновременным исследованием износа и вибрации, в разработке методик испытаний в среде «жидкость + абразив + газ», а также в жидкости с высокой вязкостью. Интерес представляют испытания на изнашивание насосных сборок шельфовых установок.

## 1.6 Краткий обзор основных путей повышения износостойкости УЭЛН

В 80-х годах прошлого века в ОКБ БН были сформулированы направления повышения износостойкости погружного оборудования. Основное направление предполагало применение износостойких материалов (силицированный графит, SiC, твердый сплав и т.д.) с использованием зарубежного опыта [96]. В течение последних 30-ти лет нефтяными компаниями и научными организациями проводились многочисленные исследования с целью увеличения ресурса УЭЦН по критерию износа.

Например, известна Программа увеличения ресурса УЭЦН с 300 до 600 суток, реализованная компанией «ТНК – ВР», в которой непосредственное участие принимал автор. Модернизация оборудования в рамках Программы, включавшая повышение износостойкости [93] предполагала:

- *гармонизацию технических требований к погружному оборудованию, которую проводили практически все крупные нефтедобывающие компании. Наиболее системная работа проводилась компанией «ТНК – ВР». Все оборудование условно разделили на 5 групп, различающихся составом, конструкцией трибологических узлов, материалами. Были разработаны методики контроля износостойкости, параметры испытательных стендов. Провести полную гармонизацию технических требований к оборудованию по всей нефтяной отрасли не удалось;*
- *разработку научно-технических принципов обеспечения износостойкости, единых методик испытаний на износостойкость основных трибологических узлов установки, в определении критериев работоспособности трибосопряжений. На практике каждый завод – изготовитель погружного оборудования разрабатывает свои оригинальные испытательные стенды. Единые методики испытаний трибологических узлов в настоящее время отсутствуют.*

Анализ состояния вопроса показывает, что основными направлениями технических мероприятий по увеличению износостойкости на практике является



изменение конструкции ступеней, подшипниковых узлов, замена материалов, разработка предохранительных устройств (фильтры, десендеры, сепараторы абразива), а также разработка технологий борьбы с осложнениями путем подбора насоса к скважине, изменения режимов работы оборудования, применения средств диагностики. В компании Газпромнефть разрабатываются методы предиктивной аналитики.

Известна и широко используется конструкция насосной секции с радиальными износостойкими подшипниками, которая позволяет парировать износ радиальных трибосопряжений. Расстояние между подшипниками выбирается, исходя из предполагаемой концентрации абразивных частиц в пластовой жидкости. В основном применяются в качестве материалов подшипников керамики: WC, SiC, релит, реже  $Al_2O_3$ , у некоторых иностранных компаний -  $ZrO_2$ . Предпринимались попытки применения износостойких покрытий, в том числе градиентных, алмазоподобных покрытий.

Применение радиально-упорных подшипников насосных секций («пакетная сборка») позволяет парировать износ радиальных и осевых трибосопряжений [179]. Насосная секция с опорой вала на упорный подшипник гидрозащиты («компрессионная сборка») позволяет снизить износ осевых трибосопряжений насосных ступеней [278], рис.1.21.

В качестве осевой опоры в гидрозащите применяют осевые гидродинамические подшипники скольжения из материалов с высокой противозадирной стойкостью или с самоустанавливающимися подушками с напеченным полимером РЕЕК [106], рисунок 1.22.

Применение износостойких материалов, дополнительных устройств должно базироваться на оптимизации конструкции по критерию ресурса и себестоимости. Иначе это приведет к неоправданным материальным издержкам. Эти параметры являются основными при выборе оборудования. Но должна быть разработана методология выбора технических решений.

Увеличение износостойкости ступеней нефтяных достигается за счет совершенствования конструкции, применения новых материалов и технологий. В отличие от зарубежных компаний, которые используют нирезист различных

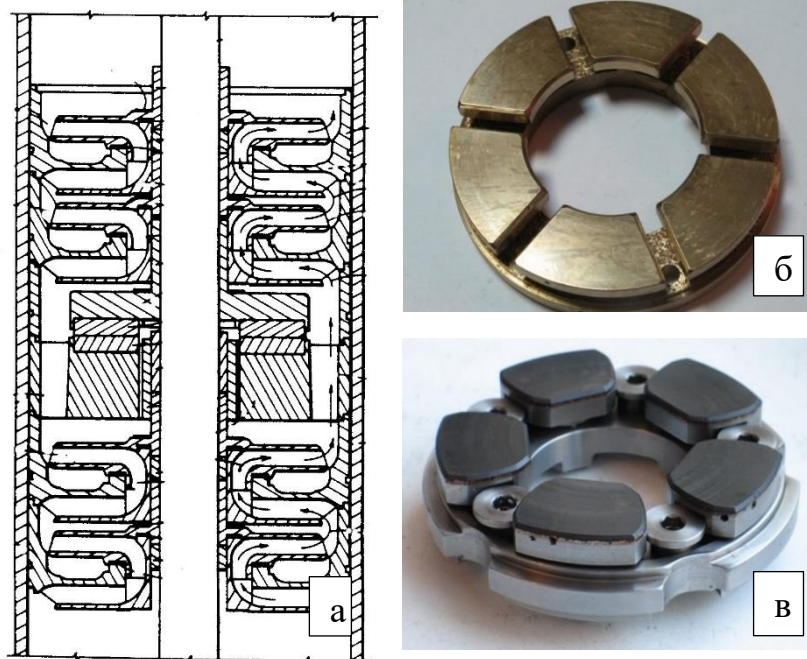


Рисунок 1.21 – Схема «пакетной» сборки ЭЦН [278] – а; Общий вид осевых гидродинамических подшипников (подпятник) из современных материалов: б – жесткие сегменты); в – самоустанавливающиеся сегменты.

марок в качестве материала насосных ступеней, основным материалом отечественных предприятий в 80-х годах был серый чугун в одноопорной конструкции НС. В 90-е годы в ООО «Новомет» разработана технология изготовления насосных ступеней из порошкового материала ЖГр1Д15, предлагавшегося на рынке в качестве замены нирезиста. При дальнейших испытаниях нами показано, что этот материал не является полным аналогом нирезиста. Поэтому в последующем были разработаны новые легированные порошковые материалы с содержанием Ni, Mo и Cr до 28%. Применение этой технологии имеет ограничение при изготовлении насосных ступеней по размерам (не более 5А габарита) и типу (радиальная ступень). Преимуществом технологии порошковых материалов является возможность изготовления из них комбинированных ступеней, у которых трибосопряжения и корпус могут быть выполнены из разных материалов.

Таким же преимуществом обладает и технология изготовления штамповарной конструкции. НС производства «Алмаз» изготавливается из стали 07X18T и относится к комбинированным типам ступеней, в которых в качестве материала радиальных трибосопряжений применяют нирезист. К недостаткам относится недостаточная надежность в коррозионно-активной среде сварных соединений, применение только в радиальном типе ступеней, худшие гидравлические характеристики.

Полимерные материалы используются при изготовлении рабочих колес, обеспечивая низкую шероховатость проточных поверхностей, меньшую адгезионную способность к осаждаемым солям, малую массу, низкую цену. Проводятся поисковые работы по разработке комбинированных направляющих аппаратов с полимерной проточной частью и металлической гильзой. Основная идея заключается в уменьшении вероятности отложений солей в проточной части. Основная проблема полимерных материалов - недостаточная теплостойкость материала.

Частичное увеличение износостойкости трибосопряжений насосных ступеней достигается также за счет применения двухопорной конструкции насосной ступени, комбинированной конструкции (с износостойкими вставками), напыления покрытий на поверхности подвижных сопряжений при восстановлении изношенных деталей, использования новых материалов в качестве шайб рабочих колес (карбонит, карболит, резина). В двухопорной конструкции СН положительный эффект достигается за счет использования двух осевых уплотнений, которые в большей степени предотвращают переток жидкости с примесями, чем с одним осевым уплотнением.

За счет применения этих и других методов, в том числе различных методов профилактики скважин и использования дополнительных устройств (сепараторы примесей, контейнеры, фильтры и т.д.), добиваются повышения ресурса ЭЦН. Однако применение твердых сплавов, керамических материалов, подшипников и РЕЕК существенно удорожает производство насосов, особенно с малой производительностью. Для экономии затрат имеет значение оптимизация

конструкции с точки зрения использования дорогих материалов, рационального количества промежуточных подшипников.

Для борьбы с основными видами осложнений при добыче УЭЛН применяют ряд технологических методов, направленных на предотвращение попадания абразивных частиц в область работы трибосопряжений [7]. Обзор наиболее известных методов (шламоуловители, фильтры щелевые, входные модули ЖНШ, десендеры) приведен в работе [60]. Задержание механических примесей во входных модулях ЖНШ осуществляется за счет прохождения пластовой жидкости через фильтрующие элементы из нержавеющей стали. В конструкции используются промежуточные радиальные подшипники. Длина модуля от 3 до 12м. Однако замечены недостатки оборудования: фильтр полностью теряет эффективность при малейшем повреждении сетки, происходит заиливание ячеек мелкодисперсными частицами. Использование устройств с вращающимися деталями приводит к повреждению стенок из-за эрозионного износа, который пытаются снизить путем оптимизации конструкции [7]. На практике наблюдают снижение эффективности шламоуловителей из-за переполнения их механическими примесями и т.д.

В качестве средства снижения интенсивности абразивного износа Якимов С.Б. предлагают уменьшение частоту вращения вала установки, например, до 43,8Гц, что требует, однако, больших материальных затрат на оборудование [181,182].

Одним из перспективных направлений совершенствования погружного оборудования считается повышенные частоты вращения (до 10000 об/мин), что резко уменьшает количество СН. Влияние изменения частоты вращения на рабочий диапазон погружных насосов с использованием привода с регулируемой скоростью было рассмотрено Kobylinski, L.S. [240]. Помимо преимуществ в работе отмечают потенциальные сложности: малый ресурс упорных шайб, вибрация, низкий теплоотвод жидкости от двигателя.

### 1.7 Выводы. Цель и задачи исследования

1. Износ подвижных сопряжений ступеней и подшипников скольжения является наиболее значимым фактором снижения ресурса установки, приводит к параметрическому отказу или отказу функционирования из-за увеличения зазоров и обусловленной ими динамики.
2. Эрозионный (гидроабразивный) износ поверхности проточной части деталей установки влияет на изменение рабочих характеристик и в предельном случае приводит к отказу функционирования («полет»).
3. Основным методом исследования процесса изнашивания является экспериментальный, включающий испытания коротких насосных сборок, подшипников и модельные испытания материалов в воде с абразивными частицами. Отсутствует единая методология испытаний в абразивной, абразивно-коррозионной средах и научно обоснованная концепция структуры испытательных стендов.
4. Процессы изнашивания и динамические процессы исследуются отдельно без взаимосвязи между собой. Не обеспечивается физическое подобие моделей и натуральных изделий. Отсутствуют исследования изнашивания подвижных сопряжений при прецессионном вращении вала и количественные зависимости вибрации от величины износа подвижных сопряжений, что ограничивает возможность прогнозирования ресурса.
5. Не разработаны научно-методические подходы к исследованию трибологических и динамических процессов высокооборотных насосов с частотой вращения до 10000 об/мин, отсутствуют стенды для исследования трибологических процессов основных узлов и деталей: ступеней, радиальных и упорных подшипников, уплотнений, и материалов.
6. Отсутствуют комплексные исследования трибологических характеристик высоколегированных порошковых сталей, перспективных для применения в износостойких ступенях насосов.

**Целью работы** является решение проблемы повышения износостойкости НС при нестационарных режимах эксплуатации на основе исследования

процессов абразивного и коррозионно-эрозионного изнашивания радиальных и осевых сопряжений СН, подшипников и материалов с учетом динамики насосной секции.

В соответствии с поставленной целью необходимо решить ряд следующих взаимосвязанных задач:

1. Разработать модель изнашивания насосной секции с учетом особенностей динамики, обусловленной износом сопряжений ступеней. Исследовать эволюцию изнашивания и динамики насосной секции в абразивосодержащей жидкости.

2. Разработать модель изнашивания трибосопряжений ступени в условиях абразивосодержащей, коррозионно-активной жидкости с учетом динамики вала.

3. Разработать комплекс испытательного оборудования для исследования процессов трения и изнашивания сопряжений ступени, подшипников с учетом динамики вала и определения трибологических характеристик материалов.

4. Исследовать механизмы абразивного и коррозионно - эрозионного изнашивания сопряжений и проточной части ступеней, подшипников. Определить скорость изнашивания материалов в жидкости, содержащей абразив и коррозионно-активные элементы.

5. Разработать рекомендации по повышению износостойкости трибологических узлов НС и основы прогнозирования трибологического ресурса УЭЦН.

## ГЛАВА 2

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ИЗНАШИВАНИЯ И ДИНАМИКИ

#### ЭЛН

ЭЛН как механическая система относится к машинам роторного типа, работа которых сопровождается вибрацией, возникающей вследствие многих причин, наиболее важной из которых является износ. Анализ работ зарубежных и отечественных специалистов по этой теме [16,58,267] показывает, что при исследовании процессов трения, износа и динамики всей установки существуют принципиальные сложности, связанные в первую очередь с особенностями конструкции. Главной отличительной особенностью погружных лопастных насосов является нехарактерное для обычных роторных машин отношение длины к диаметру – оно в сотни раз выше, чем у подавляющего большинства центробежных насосов. Кроме того, ЭЛН изнашивается в процессе эксплуатации, причем износ сопряжений достигает значительной величины – в отдельных случаях до нескольких миллиметров. Трибосопряжения в насосе занимают ~ 90% его длины. В отдельных случаях длина ЭЛН из нескольких секций достигает 35м, что делает невозможными стендовые испытания, равно, как и испытания в скважине с малыми боковыми зазорами между корпусом и стенкой скважины.

Условия и режимы эксплуатации приводят к возникновению нестационарности различного типа. Это изменение момента сопротивления из-за износа сопряжений, непрогнозируемый выброс примесей или газа из пласта, повторно-кратковременные режимы, длительная работа оборудования в околорезонансной области при выходе на режим и т.д.

Традиционные методы исследований базируются на изучении отдельных аспектов работоспособности, трибологических испытаниях отдельных деталей и материалов, без взаимосвязи трибологических и динамических процессов [266].

Такой подход не позволил, например, объяснить причины внезапного разрушения корпусных деталей ("полет") или валов и обеспечить их надежность, что привело к большим материальным потерям в нефтедобывающей отрасли России.

Проблема повышения износостойкости лопастных насосов при нестационарных условиях посредством трибодинамического анализа заключается в нескольких основных положениях:

- трибологические и динамические процессы УЭЛН (ЭЛН) непосредственным образом связаны между собой и взаимообусловлены;
- процессы трения и изнашивания сопряжений происходят при сложном вращении вала из-за особенностей динамики, что требует создания стендов, обеспечивающих подобие трибологических и динамических процессов природы и модели;
- выбор научно обоснованных методов повышения износостойкости базируется на основе исследования процессов изнашивания: абразивного, эрозионного, коррозионно-эрозионного.

## **2.1 Методология исследований**

Принимая во внимание, что в ЭЛН при эксплуатации одновременно протекают два взаимосвязанных процесса: трение, изнашивание с одной стороны и динамический процесс – с другой стороны, ЭЛН можно рассматривать как трибодинамическую систему, состоящую из двух подсистем: *трибологической* подсистемы и *динамической* подсистемы, непосредственным образом связанных между собой.

Декомпозиция трибодинамической системы позволяет выделить основные классы подобных по условиям функционирования трибологических объектов, к которым должны быть разработаны отдельные методы и средства исследования, рис. 2.1.

*Трибологическая подсистема* структурно состоит из двух типов трибологических объектов: трибосопряжений и проточной части. Наружные поверхности корпусных деталей, подверженные воздействию потока пластовой



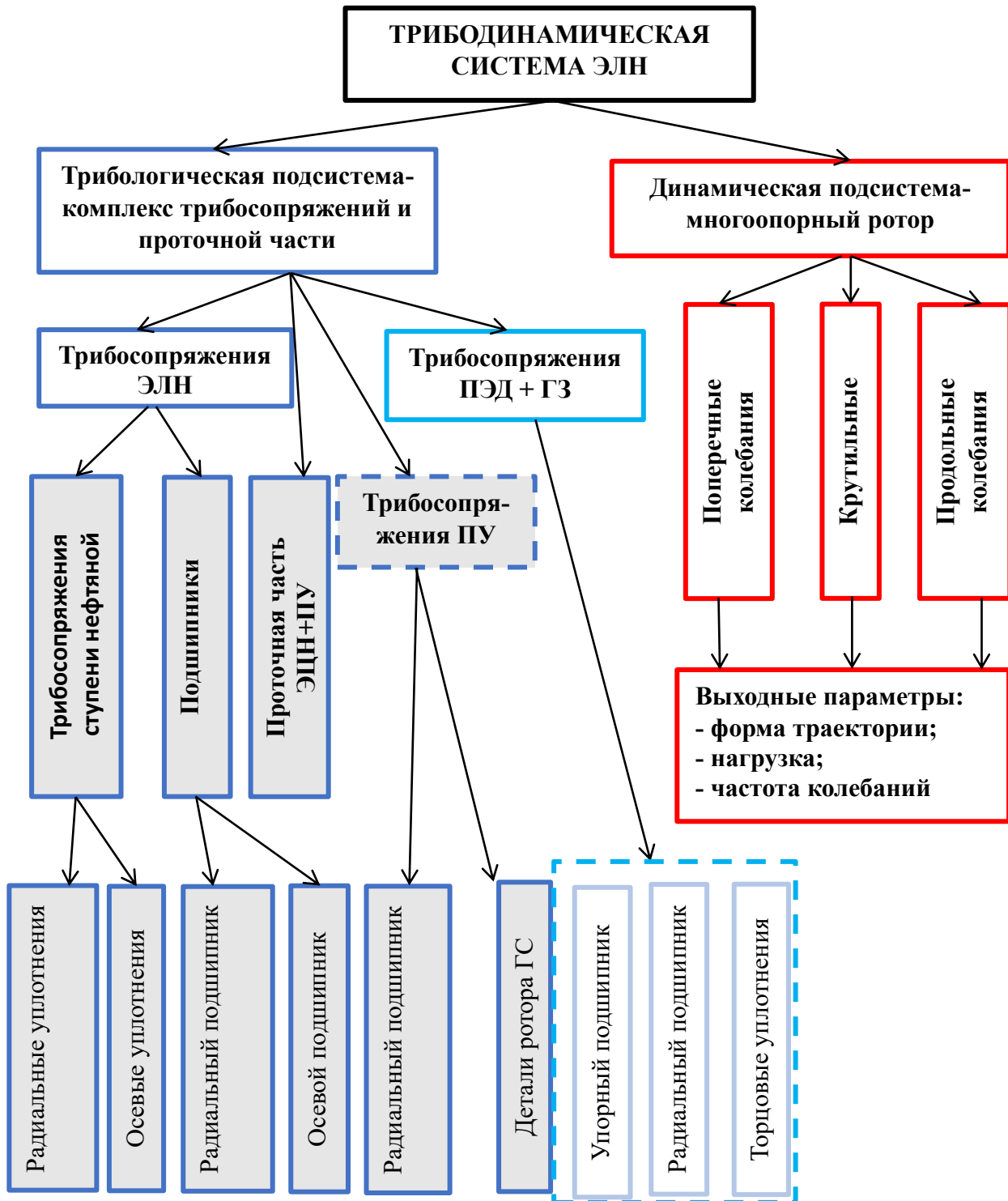


Рисунок 2.1 - Декомпозиция трибодинамической системы: ЭЛН – электролопастной насос; ПУ – предвключенные устройства; ПЭД - погружной электродвигатель; ГС – газосепаратор; ГЗ – гидрозащита; СН – ступень нефтяная; штриховая линия – замкнутый масляный объем жидкости, как трибологический объект в работе не рассматриваются. Под термином «проточная часть» понимаем все поверхности каналов рабочих колес, направляющих аппаратов, внутренние поверхности деталей ГС, других

предвключенных устройств (ПУ). К трибосопряжениям относим радиальные и осевые уплотнения ступени, радиальные и осевые подшипники. Трибосопряжения ПЭД, ПУ и ГЗ непосредственно в ЭЛН не входят, однако представляют интерес для обеспечения износостойкости. Конструктивной особенностью ЭЛН и ПУ является то, что трибосопряжения функционируют в узлах, находящихся в потоке пластовой жидкости и подвержены воздействию осложняющих факторов (абразивные частицы, газ, коррозионно-активные вещества). Трибосопряжения ПЭД и ГЗ находятся в масляной среде, отделенной от пластовой жидкости уплотнениями. На рис.2.1 первые залиты голубым цветом, вторые выделены штриховой линией. Первая группа трибосопряжений представляет наибольший интерес и в наибольшей степени влияет на ресурс установки.

Как показано в главе 1, в реальных деталях реализуются различные механизмы изнашивания, в частности абразивное изнашивание, эрозионное (гидроабразивное) изнашивание, коррозионно-эрозионное изнашивание.

*Динамическая* подсистема представляет собой многоопорный ротор с большим количеством вращающихся масс, имеющих первоначальный дисбаланс и приобретенный дисбаланс вследствие износа радиальных сопряжений. При их износе вращающийся вал с РК отклоняется от осевой линии, проходящей через центры подшипников скольжения, что приводит к поперечным (изгибным) колебаниям, рис. 2.2. Вал совершает сложное движение в системе координат, связанной с осью  $x$ . В процессе износа форма упругой линии вала и величина износа радиальных сопряжений по длине вала изменяется. При этом возникает центробежная сила  $F_e$ , величина которой зависит от массы колеса, угловой скорости вращения и эксцентриситета  $e$ . С другой стороны, при вращении вала вокруг своей оси  $x'$  с угловой скоростью  $\omega$  возникает центробежная сила  $F_u$ , плоскость действия которой перпендикулярна оси  $x_l$ . Осевая сила  $F_r$ , оказывает разнонаправленное действие по оси  $x_l$ . При изгибе вала возникает перекосяк в осевом уплотнении с углом  $\alpha$ , приводящий к увеличению протечек жидкости через уплотнение. Изгиб вала влияет на условия функционирования осевых

подшипников, а также на форму износа радиальных и осевых уплотнений ступеней.

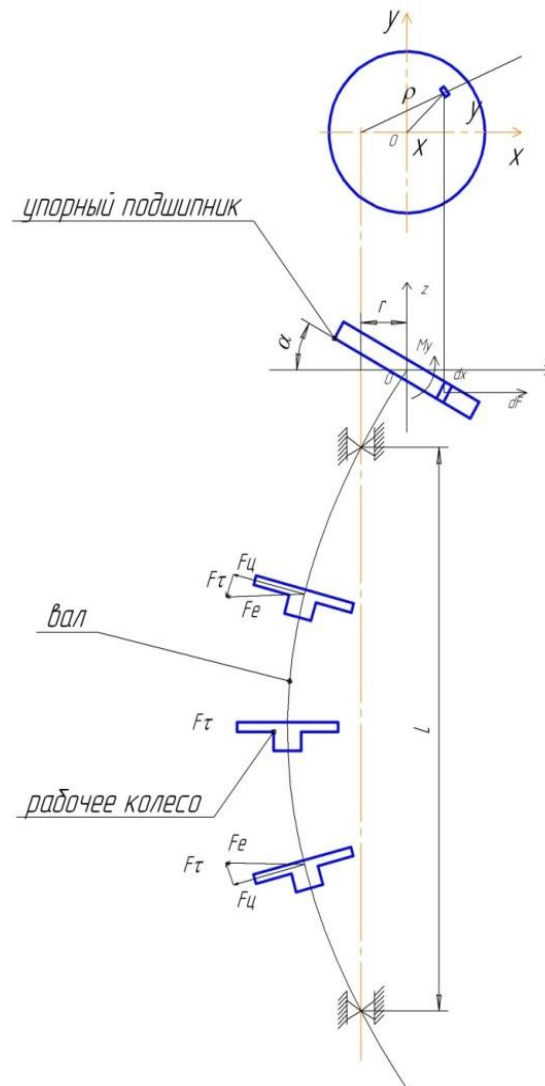


Рисунок 2.2 - Движение вала в изношенном насосе

Суть задачи заключается в том, что необходимо в реальном времени определить динамические нагрузки и формы колебания ротора установки при постоянном увеличении зазора в трибосопряжениях по определенному закону вследствие их изнашивания. Причем форма износа является производной формы колебаний, что не позволяет применять в расчетах упрощенные модели и методики изнашивания трибосопряжений.

Поэтому выбрана следующая стратегия исследования, рис. 2.3. На первом этапе производится численное моделирование динамики всей

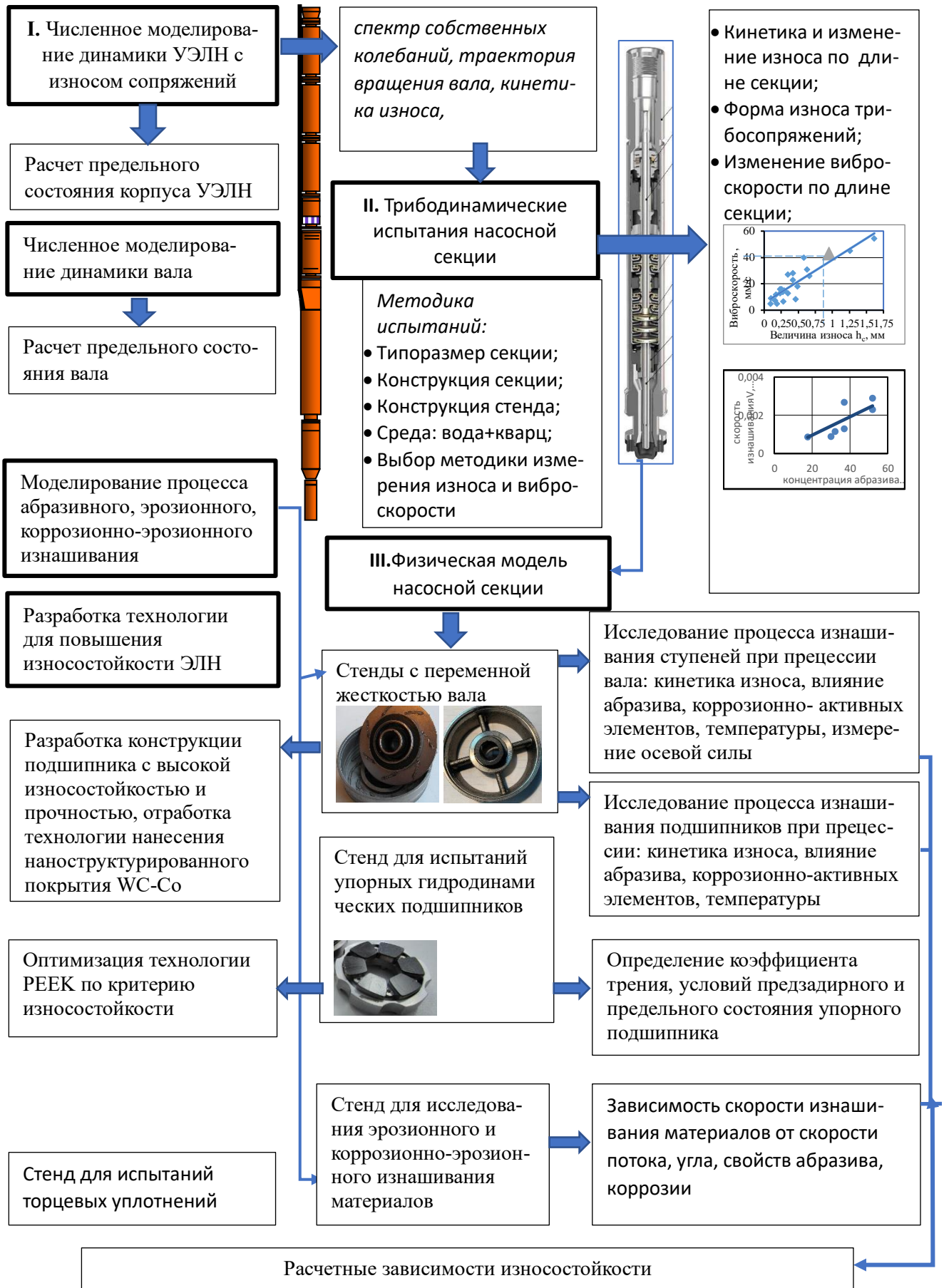


Рисунок 2.3 – Стратегия исследования износостойкости ЭЛН

установки наиболее распространенного типоразмера УЭЛН5-50 с учетом износа радиальных сопряжений с целью получить общие закономерности динамики и износа, формы вращения вала, оценочные характеристики предельного состояния в зависимости от величины износа, спектр собственных колебаний при вариациях распределения дисбаланса. Предполагается, что полученные результаты качественно можно перенести на другие типоразмеры установок в диапазоне подач  $25 \dots 500 \text{ м}^3/\text{сут}$ , которые имеют близкие значения жесткости вала, корпуса, отношение массы вращающихся частей к жесткости.

Второй этап предполагает разработку физической модели НС с использованием метода физического моделирования на основе теории подобия. Результатом должны стать критерии подобия динамики насосной секции и модели, которые можно использовать при выборе корректной схемы стенда и методики испытаний модели НС, включающей основные элементы - ступени и подшипники. Конечной целью этапа являются зависимости скорости изнашивания секции и ступеней, а также условия или критерии предельного состояния ресурсопределяющих элементов.

Третий этап предполагает создание стендов для испытаний как трибосопряжений, так и насосных секций на основе разработанных критериев подобия модели и натуры. Стенды должны обеспечить моделирование процессов абразивного и коррозионно-эрозионного изнашивания в условиях приближенных к эксплуатационным. Принципиально важным является то, что моделирование процесса изнашивания трибосопряжений ступени необходимо проводить с учетом реальной формы вращения вала, полученной при численном моделировании.

На четвертом этапе проводятся исследования процессов абразивного, эрозионного и коррозионно-эрозионного изнашивания с целью определения зоны локального изнашивания ступеней и средней скорости изнашивания материалов, оценка работоспособности осевых гидродинамических подшипников.

Пятый этап исследований предполагает проведение испытаний полноразмерных НС. Их испытания позволят получить экспериментальные

зависимости, дополняющие результаты моделирования: изменение износа и вибрации по длине секции, зависимость вибрации от износа сопряжений, зависимость износа секции от концентрации абразива, особенности влияния радиальных и осевых сопряжений на виброскорость, а также НРХ и т.д. Эти результаты необходимы для верификации численного моделирования, определения условий наступления предельного состояния, выработки практических рекомендаций.

## 2.2 Численное моделирование трибодинамической системы

Предельное состояние трибодинамической системы УЭЛН определяется допустимым износом трибосопряжений, который приводит к параметрическому отказу, либо отказу функционирования установки. Первый состоит в критическом изменении напорно-расходной характеристики насоса, ее гидравлических параметров, второй – в разрушении по критерию прочности деталей корпуса и вала вследствие знакопеременных нагрузок, вызванных износом.

По существующим представлениям наступление параметрического отказа регламентируется изменением напора в пределах  $\pm 20\%$  от номинальных значений. Зависимость изменения напора от величины износа ступеней в настоящее время не установлена и не регламентируется изготовителями оборудования. Основным подходом в этом случае является экспериментальный.

Для оценки величины знакопеременных нагрузок, вызванных износом радиальных сопряжений, применим моделирование трибодинамической системы с помощью конечно-элементной технологии в пакете MSC/NASTRAN. Методическую помощь автору при численном моделировании оказывал д.т.н. А.М. Гуськов.

В качестве объекта исследования выбираем установку, типоразмер которой является наиболее распространенным на практике (5-50): подача -  $50\text{м}^3/\text{сут}$ , две насосные секции, мощность электродвигателя – 32кВт. Учитывая незначительные различия геометрии подшипниковых узлов, масс рабочих колес, жесткостей

валов установок в диапазоне подач  $25 \dots 320 \text{ м}^3/\text{сут}$ , получаемые результаты можно распространить на основные типоразмеры УЭЛН [137,148,152].

При моделировании с помощью конечно-элементной технологии возникают принципиальные трудности, связанные с неприспособленностью существующих МКЭ - пакетов работать с вращающимися деформируемыми телами. Требуется адаптация существующих пакетов к данной задаче.

В связи с этим реализована следующая концепция расчётов. Предполагается, что между втулками радиальных сопряжений при возникновении контактов имеется большая, но конечная контактная жёсткость. Зазор между втулкой вала и корпусом изменяется в соответствии с определённой моделью износа втулок. Принимаем простейший закон изнашивания, в который входят структурные параметры, зависящие от свойств контактирующих тел. Силовые характеристики имеют вид пороговых функций.

При этом, основная идея состоит в последовательном итерационном процессе, при котором в фиктивном времени производится изменение зазоров в функции от распределения радиальных реакций на опорах.

Расчеты динамического поведения подобной конструкции является достаточно сложной нелинейной задачей, многие параметры которой заданы с большой неопределённостью. Поэтому исследование динамического поведения конструкции проводилось последовательно, начиная с определения динамических характеристик отдельных агрегатов, с последующим их объединением вплоть до моделирования работы конструкции в целом.

Область моделирования включала всю установку и участок НКТ длиной 17м, рис. 2.4. Сложность конкретной решаемой задачи состоит главным образом в том, что вал насоса установки вращается в длинном ряде кольцевых зазоров направляющих аппаратов, закрепленных в корпусе насоса, рис.2.5. При прямолинейной форме вала не происходит касание сопряженных поверхностей, при искривлении вала под действием центробежных сил от несбалансированных масс происходит соприкосновение с соответствующим изменением жесткости

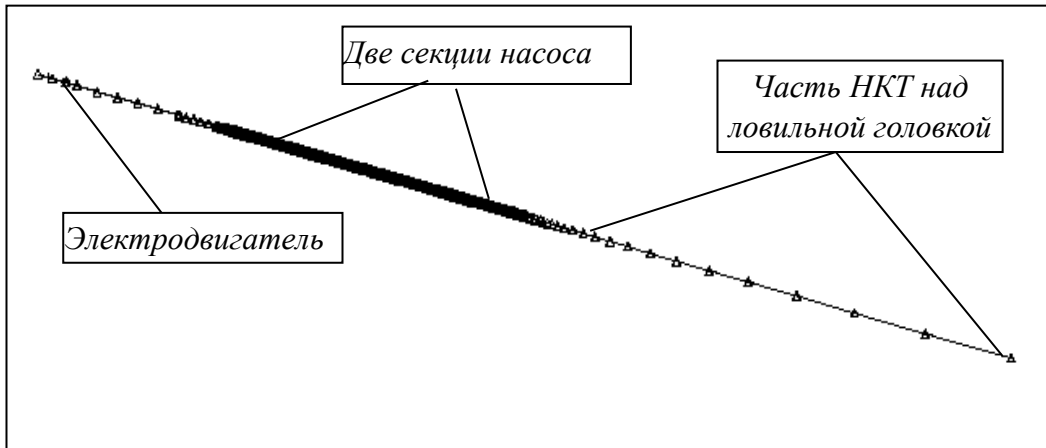


Рисунок 2.4 - Конечно-элементная разбивка по длине всей установки

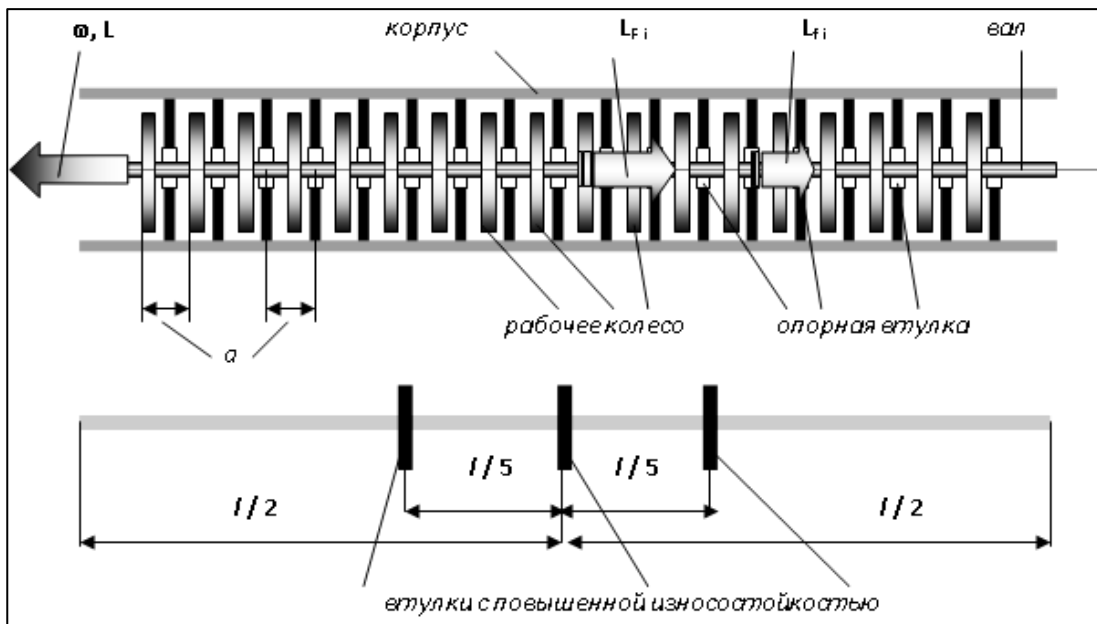


Рисунок 2.5 - Условная схема секции насоса, а – высота ступени: вверху – базовый вариант, внизу – с износостойкими втулками

колеблющейся системы. Форма изогнутой оси вала при этом определяется сложной системой силовых факторов и контактных усилий, появляющихся в каждом радиальном сопряжении. То есть, одновременно требуется учитывать условия совместности перемещений примерно в 384-х парах трения, эволюционирующих во времени. Деформированная ось вала будет существенно отличаться от собственных форм колебаний вала. Задача определения этой формы является конструктивно и геометрически нелинейной задачей.



При расчетах принимали, что дисбаланс рабочих колес распределен по длине насоса и по величине по случайному закону с максимальным значением 1 грамм на радиус, что соответствует (при массе рабочего колеса 0.127кг) величине эксцентриситета 0.28мм. Это распределение в дальнейшем принимается за основное – базовое. Схема расположения дисбалансов для одной секции насоса приведена на рис. 2.6. Причем для обеих секций принимаем распределение по величине и углу одинаковым. Кроме того, рассматривали расчетные случаи с другим распределением дисбаланса: однонаправленным и однонаправленным на части вала.

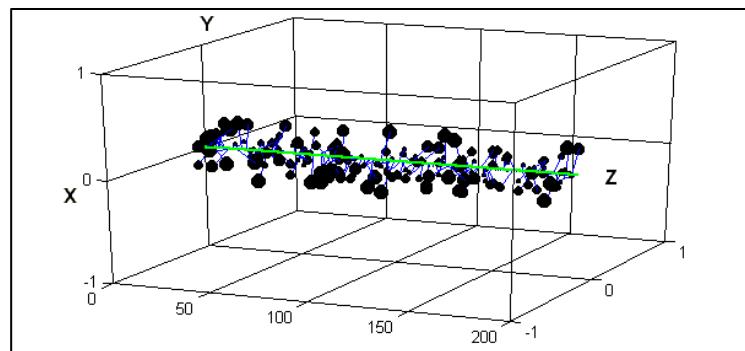


Рисунок 2.6 - Равномерное по углу и по радиусу распределение дисбалансов вдоль оси одной секции насоса. Величина маркера пропорциональна радиальному дисбалансу

Контакт втулки вала и корпуса сопряжения по длине насоса происходит в начальный период случайным образом. В некоторых сопряжениях имеется зазор, в некоторых сопряжениях контакт в зависимости от распределения размеров деталей, искривления корпуса, центробежных сил, других факторов. Принимаем, что смещение втулки происходит под действием радиальной силы  $F_{rad}$ , рис.2.7. В контакте при вращении втулки возникает сила трения  $F_{tan}$ . Величину коэффициента трения  $f$  принимаем равной 0,02 – характерной для граничной смазки, которая возникает при повреждении частицами поверхностей трения.

При возникновении контакта между поверхностями радиального сопряжения центр вала смещается на величину существующего радиального зазора  $u(t) = d(t)$ . Учитывая, что процессы износа протекают существенно медленнее, чем характерные динамические изменения в системе, считаем, что контактирующие поверхности локально цилиндрические. Внешняя втулка

имеет конечную радиальную контактную жёсткость. Происходит некоторое фиктивное внедрение одной поверхности в другую на величину  $v(t)$ . Так как жёсткость контакта на два порядка выше жесткости (локальной) вала в данной точке, то внедрение пренебрежимо мало по сравнению с зазором  $-|v| \ll |u|$ .

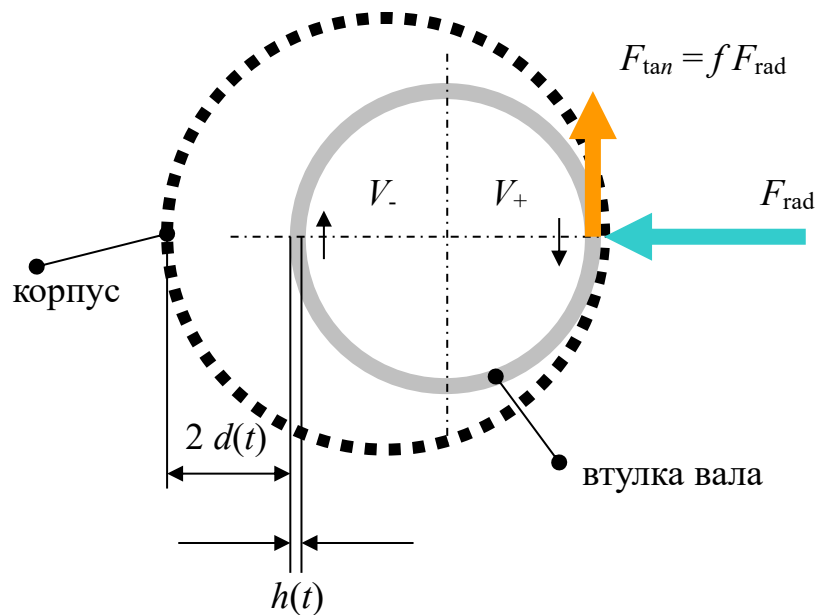


Рисунок 2.7 - Схема контакта деталей радиального сопряжения

Принимаем простейшую модель износа контактирующих поверхностей радиального сопряжения

$$\frac{dh(t)}{dt} = k_F F_{tan}(t) \Leftrightarrow \frac{dd(t)}{dt} = k_F F_{tan}(t)$$

В соответствие с этой моделью предполагается, что износ контактирующих поверхностей зависит от изменения радиальной силы в контакте.

При организации вычислений для фиксированных значений зазоров итерациями определяли стационарную конфигурацию динамической системы. Процесс установления является фиктивным, так как рассматривается вращение с номинальной угловой скоростью без переходного процесса разгона всей установки:

$t = t^J \quad \{d^J_i, F^J_{radi}, \dots | i = 1, \dots, 384, J = 0, 1, \dots\}$  , где  $i$  – количество радиальных сопряжений в двух секциях,  $J$  – номер итерации.

На рис 2.8 для примера изображена ось валов обеих секций насоса при начальном равномерном распределении зазоров –

$$t = t^0 \quad \{d_i^0 \equiv 0.1[\text{мм}], F_{radi}^0, \dots | i = 1, \dots, 384\}$$

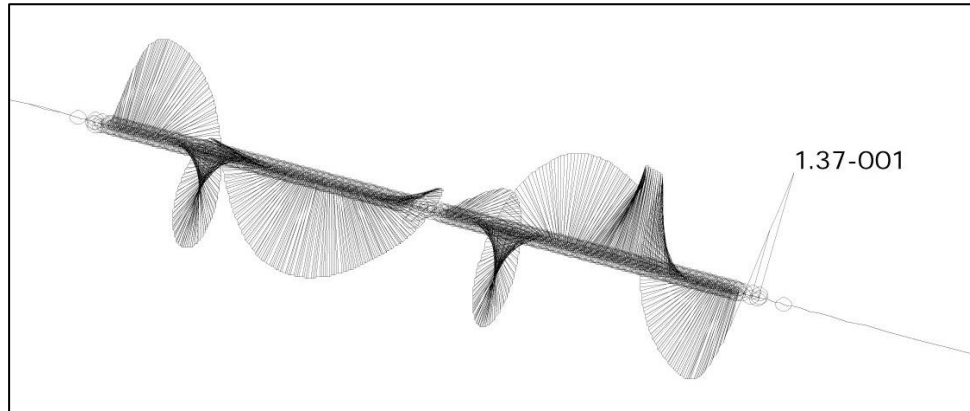


Рисунок 2.8 - Стационарная конфигурации оси вала насоса для обеих секций

Из результатов моделирования видно, что деформированная ось насоса имеет сильно закрученную форму. Имеются точки возврата, обусловленные конкретным распределением дисбалансов. При этом, угол поворота сечений вокруг оси вала в целом следует закону "статического распределения" крутящих моментов.

Условно принимаем, что верхнее сечение вала имеет угол поворота, равный нулю и динамические добавки, связанные с эффектами трения, малы.

Далее предполагаем, что система работает в таком режиме некоторое время  $\Delta t^{J+1}$ . Тогда зазор в каждом узле контактного взаимодействия увеличится приблизительно на величину

$$\Delta d^{J+1}_i \approx k_F F_{radi}^J \times \Delta t^{J+1}, \quad t^{J+1} \approx t^J + \Delta t^{J+1}, \quad d^{J+1}_i \approx d^J_i + \Delta d^{J+1}_i$$

Так как в течение всего контакта контактные усилия распределяются неравномерно между втулками, то происходит перераспределение усилий и величин зазоров, т.е. эволюция системы, связанная с износом, рис.2.9. Видно, что в процессе изнашивания втулок величина радиальных сил в контакте сильно изменяется, в некоторых областях отсутствует контакт втулок радиальных сопряжений. В зависимости от параметров системы, в частности, от распределения дисбалансов и износостойкости отдельных втулок, получаются

различные законы эволюции зазоров и НДС, которые следует понимать и анализировать в статистическом смысле.

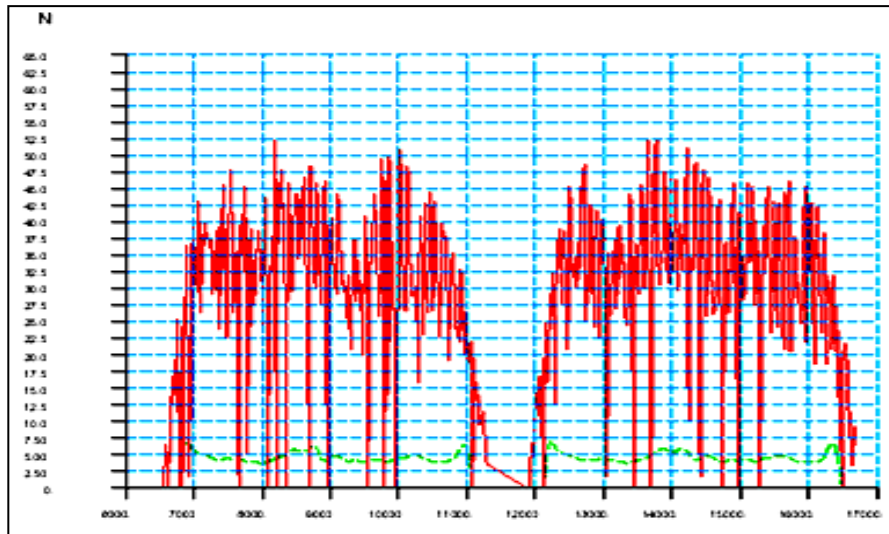


Рисунок 2.9 – Распределение радиальных сил  $N$  в контакте по длине секций в начальной конфигурации (зеленая линия) и в текущей (красная линия). Максимальный износ втулки – 1мм

Для расчета интенсивности (скорости) изнашивания радиальных трибосопряжений необходимо исследовать все возможные формы траекторий вала. Расчет системы при равномерном распределении дисбалансов по углу и по длине вала показал, что реализуется асинхронная прецессия вала, рис. 2.10.

Если предположить, что дисбалансы равномерно распределены по длине вала в одной плоскости, и принять уровень конструкционного демпфирования равным 5% от критического уровня для всех мод собственных колебаний конструкции, то реализуется синхронная прецессия вала. Этот результат получается, как для расчетного случая с величиной дисбаланса равной 0,28 мм, так и для величины дисбаланса, равной 2,8 мм. Гидродинамические силы сопротивления на опорах моделировали как касательные силы с коэффициентом трения равным 0,02. Кроме того принимали, что рабочие колеса нагружены следящими гидродинамическими моментами, направленными по локальной касательной к оси вала.

Таким образом, прямая синхронная прецессия связана с регулярным расположением центров масс рабочих колес в одном направлении и малым уровнем демпфирования в системе. Проф. Сергеев С.И. отмечает, что прямые

синхронные колебания или прямая синхронная прецессия часто наблюдается в турбомашинах с *гибкими* роторами [132].

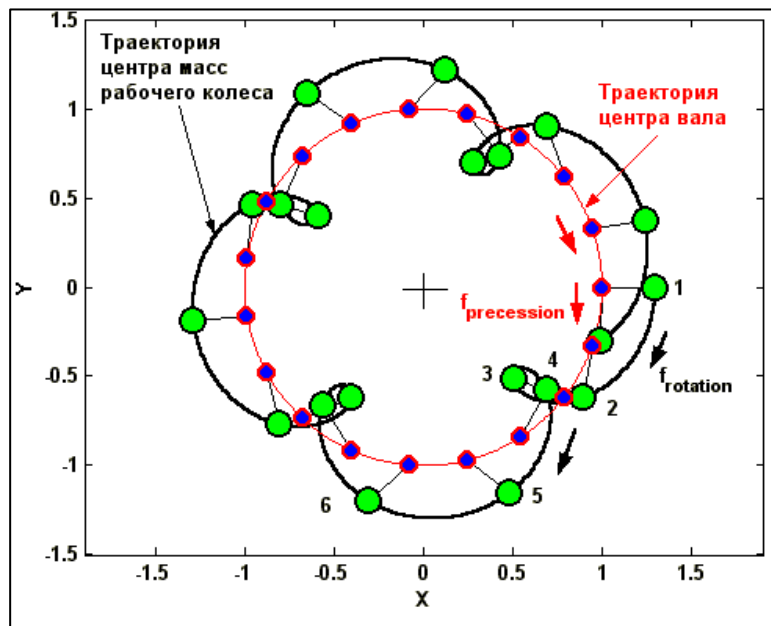


Рисунок 2.10 – Схематическое изображение прецессионного вращения вала

Наличие низкочастотных прецессионных движений может существенно осложнить динамику всей системы, так как в районе 10 Герц имеется достаточно плотный собственный спектр. Выполняется соотношение  $\Omega_{прецессии} \approx \omega_{вращения}/5$ . В тоже время вся конструкция сильно задемпфирована и находится в закритической области работы.

Получено, что на изменение величины износа по длине насоса оказывают влияние распределение дисбаланса, рис. 2.11, 2.12 и регулярность структуры, т.е. наличие радиальных сопряжений с отличающейся износостойкостью, рис. 2.13.

Из рис. 2.11, 2.12 видно, что локальный однонаправленный дисбаланс, возникающий по разным причинам, формирует локальный износ радиальных сопряжений с более высокой скоростью, чем равномерно распределенный. Причем неравномерное распределение дисбаланса следует рассматривать в более широком смысле, а, именно, в пределах, например, некоторого угла.

Рассмотрели расчетный случай для нерегулярной структуры трибосопряжений, заключающийся в установке трех сопряжений с повышенной

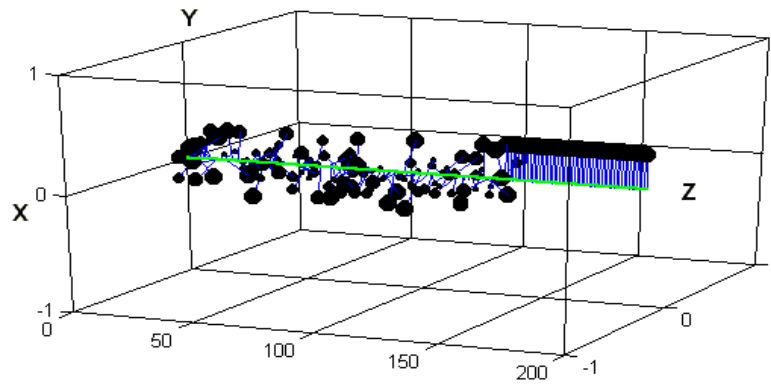


Рисунок 2.11 – Схема неравномерного распределения дисбаланса по длине секции с максимальным распределением на одной трети длины ротора

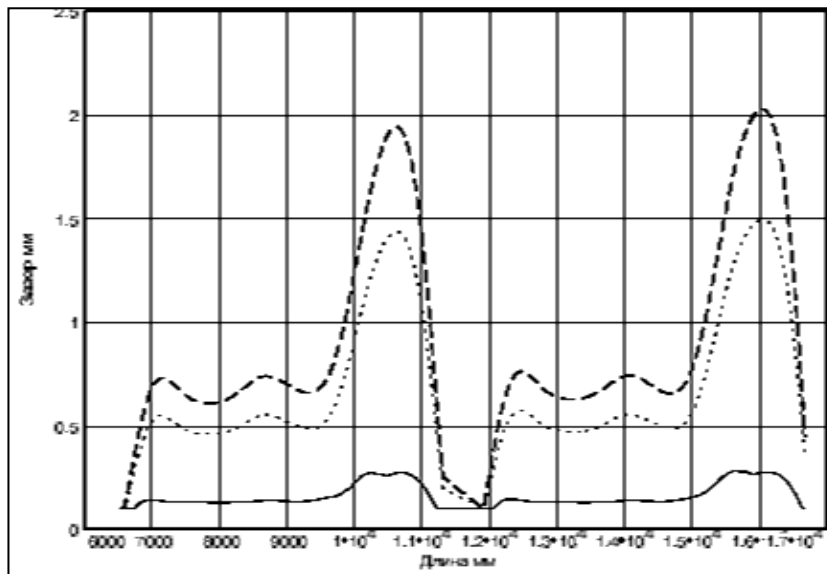


Рисунок 2.12 – Три среза эволюции износа по длине насоса

износостойкостью – в пять раз выше износостойкости остальных трибосопряжений, рис. 2.13. График износа характеризуется минимальным

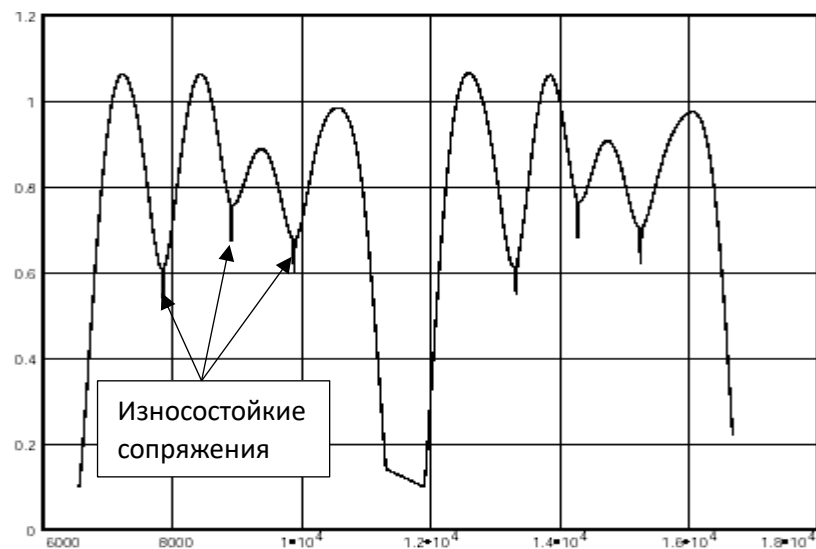


Рисунок 2.13 – Распределение износа радиальных сопряжений по длине насоса с тремя износостойкими сопряжениями

износом в области установки износостойких трибосопряжений. Вместе с тем, принятая пятикратная разница в износостойкости явно недостаточна для принципиального снижения износа сопряжений. Получено также, что резко увеличиваются контактные нагрузки в области износостойких втулок, что достаточно очевидно.

При моделировании динамики изнашивающейся системы сделаны принципиальные допущения: равномерный по окружности износ сопряжения, простейший закон изнашивания сопряжений, отсутствие влияния динамической компоненты трения в сопряжении на изменение крутящего момента. Оценить степень корректности этих допущений предстоит экспериментально.

На основании численного моделирования динамики с износом УЭЦН получены следующие результаты:

1. Конструктивные особенности установки, в первую очередь соотношение ее размеров влияют на динамическое состояние - в области 10-13Гц имеется 10-11 собственных частот колебаний. Ее рабочие режимы соответствуют работе в "закритических" условиях, в области нелинейной динамики, где важными становятся свойства, отличные от свойств линейных идеальных моделей.

2. Износ радиальных сопряжений по длине насоса имеет неравномерный характер и первоначально зависит от распределения дисбаланса РК. Наиболее неблагоприятные условия нагружения при расположении дисбалансов РК в одной плоскости. Кинетика среднего и максимального износа радиальных сопряжений развивается по экспоненциальному закону, без насыщения, рис. 2.14.

3 В процессе износа радиальных сопряжений может реализоваться синхронная и асинхронная прецессия вала. Частота асинхронной прецессии для выбранных условий –  $\sim 9,51$ Гц.

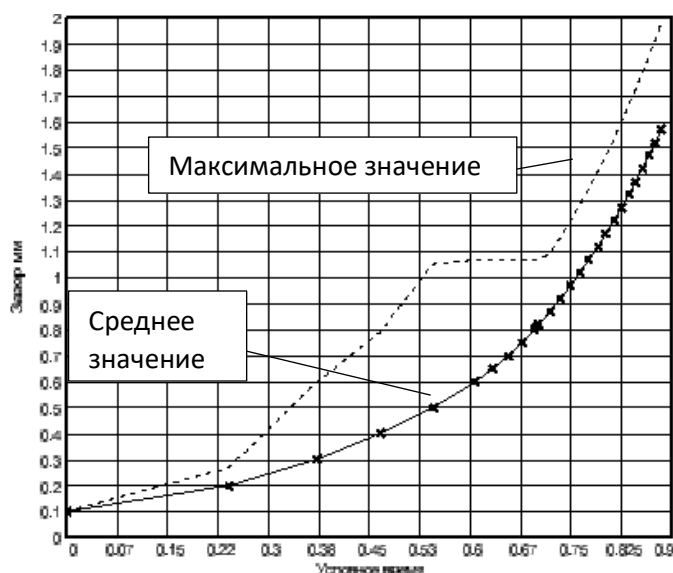


Рисунок 2.14 - Кинетика износа радиальных трибосопряжений насосной секции

4 Установка более износостойких сопряжений через определенное расстояние по длине вала приводит к уменьшению величины износа. Для существенного уменьшения износа необходимо применять подшипники с высокой износостойкостью.

5 В трибологической модели ступеней и подшипников должна учитываться форма вращения вала.

6 Для уточнения формы и характера распределения износа в зависимости от конструктивных особенностей, типоразмера, износостойкости материалов необходимо провести испытания насосных секций на изнашивание.

### 2.3 Трибодинамическая модель насосной секции

В трибологической подсистеме, основным элементом которой является насосная секция, протекают процессы абразивного и эрозионного изнашивания одновременно или раздельно в зависимости от внешних условий, особенностей конструкции, режимов эксплуатации, динамики [136].

Нестационарные режимы работы ЭЛН возникают при циклической работе, вследствие неоднородности пластовой жидкости, при работе на границах или вне рабочей зоны НРХ, при износе сопряжений и приводят к возникновению условий для более интенсивного попадания абразива в зазор, что интенсифицирует процесс изнашивания и увеличивает вибрацию.



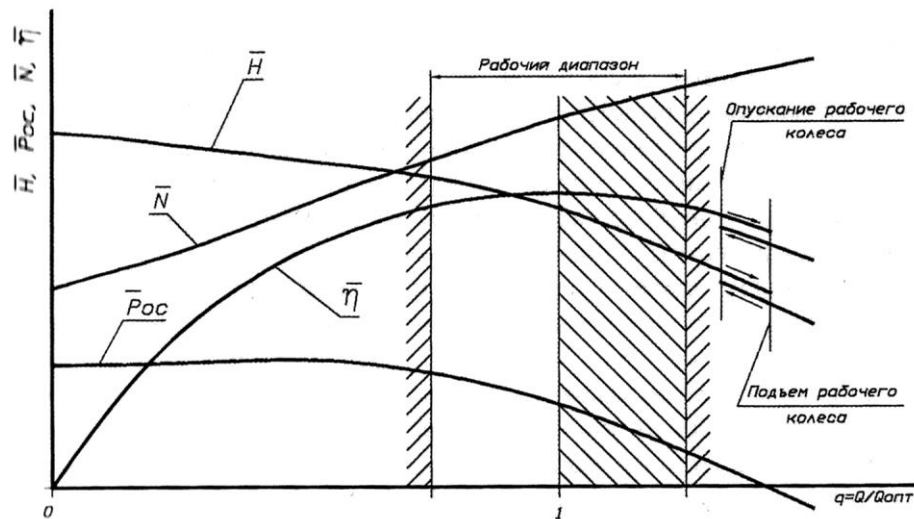


Рисунок 2.15 - Характеристика ступени:  $\bar{Q}$  – подача,  $H$  – напор,  $N$  – мощность,  $\eta$  – КПД,  $P_{ос}$  – осевая сила [52]

Рабочие характеристики ЭЛН, рис.2.15, описываются несколькими безразмерными критериями подобия [164]:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \frac{n_1}{n_2} \quad (2.1)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad (2.2)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right), \quad (2.3)$$

где:  $Q$ ,  $H$ ,  $N$ ,  $D$ ,  $n$ ,  $\rho$  – соответственно подача [ $\text{м}^3/\text{сут}$ ], напор [ $\text{м}$ ], мощность [ $\text{Вт}$ ], диаметр РК [ $\text{мм}$ ], частота вращения [ $\text{мин}^{-1}$ ], плотность рабочей среды [ $\text{кг}/\text{м}^3$ ].

При проектировании насоса конструктивные коэффициенты, в том числе размеры трибологических сопряжений, определяются приведенными соотношениями. Частота вращения достаточно часто используется для регулирования рабочей точки НРХ, а также при проектировании установок для скважин малого диаметра.

ЭЛН представляет собой последовательное соединение однотипных насосных секций, каждая из которых в свою очередь состоит из набора ступеней и подшипников. Процессы изнашивания происходят в ступенях и подшипниках. Влияние секции на изнашивание проявляется в виде конструктивных

особенностей (тип и количество подшипников), динамического фактора, влияющего на изменение износа по длине секции, а также изменения характеристик жидкости по длине насоса.

*Износостойкость насосной секции* определяется преимущественно износостойкостью СН и промежуточных подшипников и характеризуется скоростью изнашивания, среднюю величину которой можно представить в виде мультипликативной зависимости от скорости изнашивания ступеней  $V_{стi}$  конструкционно-технологических, эксплуатационных и динамических факторов:

$$\overline{v}_{нс} = A \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n v_{стi} \cdot k_{дин} \cdot k_a(l)_i \cdot k_k, \quad (2.4)$$

где:  $A$  – коэффициент согласия;  $v_{стi}$  – скорость изнашивания ступени;  $k_{дин}$  – динамический фактор, определяется изменением динамики вследствие износа, турбулентности жидкости, переходными процессами и т.д.;  $k_{ai}$  – коэффициент влияния абразива по длине секции  $l$ ;  $k_k$  – конструкционный фактор;  $N$  – количество ступеней в секции.

Из структуры предложенной зависимости видно, что основные трибологические процессы происходят в ступенях, общее количество которых занимает  $\sim 90\%$  длины секции. Скорость изнашивания ступени  $v_{нс}$  следует рассматривать как функцию свойств жидкости, материала ступеней, рабочих характеристик, кинематики вала, конструкции. Коэффициенты  $k_a(l)_i, k_{дин}, k_k$  учитывают факторы, присущие конкретной секции. Коэффициент  $k_{дин}$  характеризует изменение условий контактирования в сопряжениях вследствие деформации вала при вращении. Физический смысл коэффициента  $k_a(l)_i$  заключается в степени изменения режущих свойств абразива по длине секции вследствие его дробления. Коэффициентом  $k_k$  учитываются конструктивные особенности секции, влияющие на процесс изнашивания, например, схема установки промежуточных подшипников.

### 2.3.1 Влияние динамического фактора

Динамический фактор  $k_{\text{дин}} = f(h)$  характеризует форму изгиба вала при вращении, возникающие при этом нагрузки в трибосопряжениях и, соответственно, распределение износа  $h$  по длине секции. Как показали результаты численного моделирования УЭЛН, изгиб вала первоначально обусловлен распределением дисбалансов РК, рис. 2.6, 2.13. Теоретически эта зависимость имеет вид

$$h(x) = a + \sum_m^n \left( a_m \cos \frac{\pi n l}{L} + a_m \sin \frac{\pi n l}{L} \right),$$

где  $n$  – порядковый номер ступени;  $l$  – высота ступени;  $L$  – длина полуволны основной гармоники колебаний или расстояние между подшипниками,  $x = \pi n l$ . Длина полуволны основной гармоники колебаний  $L$  и распределение износа по длине секции могут быть найдены для типовых конструкций при испытаниях на изнашивание насосной секции, опертой на фланцевые соединения по концам.

Вращение изогнутого вала, рис. 2.16, приводит к возникновению радиальной силы в сопряжении  $F_1$  и осевой силы  $N$ , разнонаправленной на

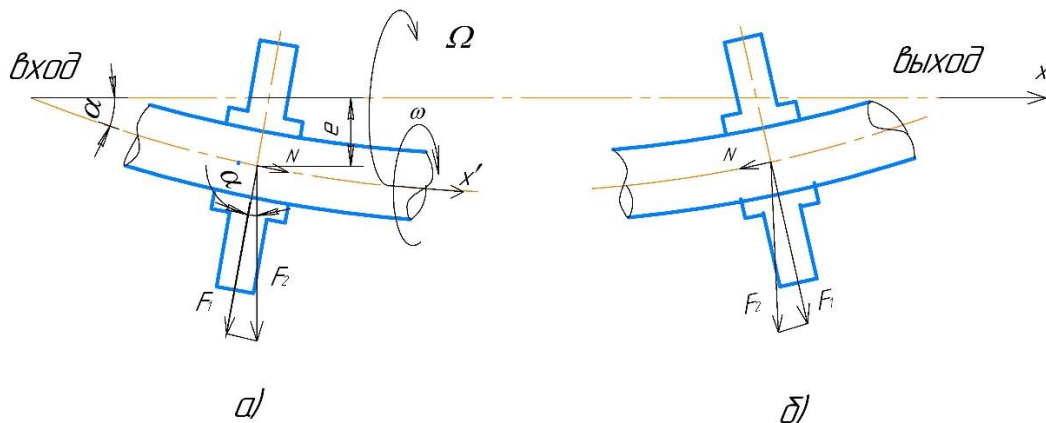


Рисунок 2.16 – Кинематическая схема вращения вала с РК различных участках. Соотношение частоты вращения  $\omega$  и прецессии  $\Omega$  определяет траекторию вращения вала, которая влияет и однозначно определяет форму износа радиальных сопряжений. Форма износа радиального сопряжения в свою очередь влияет на величину зазора и соответственно на динамику ротора.

Можно выделить четыре возможных вида вращения вала, рис. 2.17 [152]:

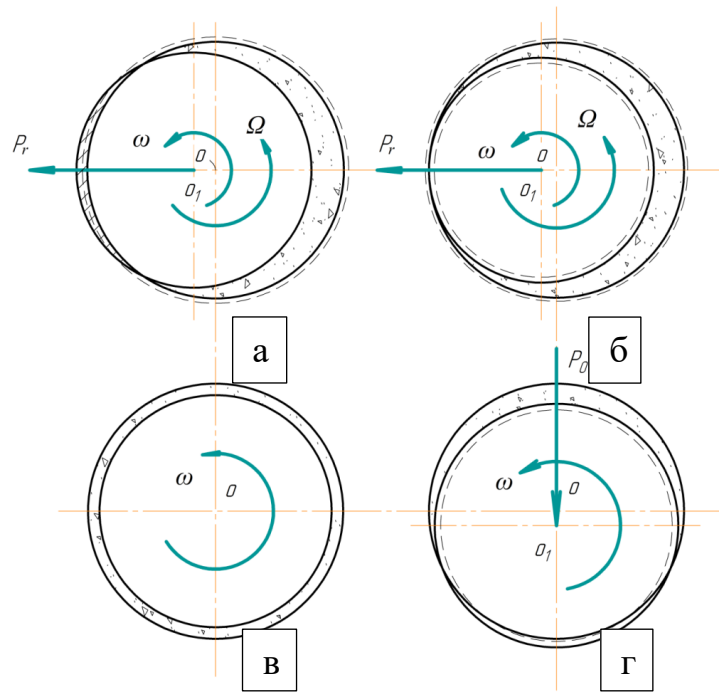


Рисунок 2.17 - Основные виды вращения вала с рабочим колесом: а – синхронная прецессия вала; б – асинхронная прецессия вала; в – соосное вращение; г – вращение с однонаправленной нагрузкой. Штриховая линия – изношенная поверхность

- *синхронная прецессия* вала происходит под действием циркулирующей силы  $P_r$ , направление которой относительно вала не изменяется в процессе вращения, рис. 2.17а. Основное условие синхронной прецессии вала – равенство угловых скоростей  $\omega$  и  $\Omega$ . Первая связана с вращением вала относительно оси вала  $O$ , вторая связана с вращением оси вала вокруг оси подшипника  $O_1$ . Индикатором синхронной прецессии на практике и в экспериментах является форма износа деталей радиального уплотнения НС – односторонний износ вала и равномерный износ ответной детали, рис. 2.18а.

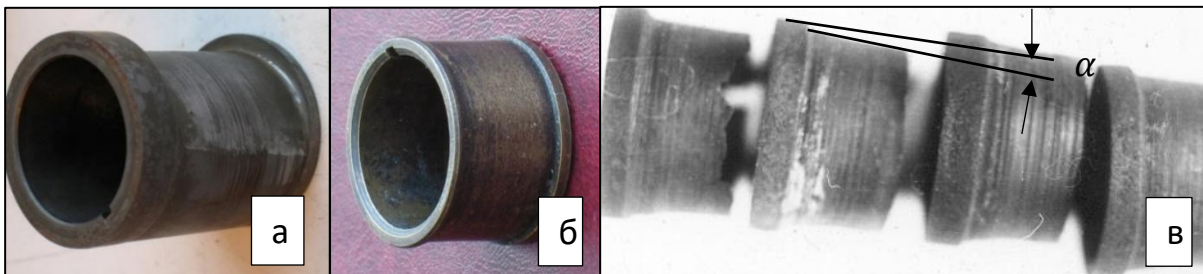


Рисунок 2.18 – Форма износа втулок радиальных сопряжений при различных траекториях вала: а – синхронная прецессия; б – асинхронная прецессия; в – асинхронная прецессия изогнутого вала

- *асинхронная прецессия* вала также происходит под действием циркулирующей силы  $P_r$ , направление которой относительно вала не изменяется

в процессе вращения, рис. 2.17б. Основное условие асинхронной прецессии – неравенство угловых скоростей  $\omega$  и  $\Omega$  ( $\omega > \Omega$ ). В широком смысле асинхронная прецессия может быть «прямой» и «обратной». Индикатором асинхронной прецессии на практике и в экспериментах является форма износа деталей радиального уплотнения НС – равномерный износ обеих поверхностей, рис. 2.18б. При больших прогибах вала возникает асинхронная прецессия с конусной формой износа, рис. 2.18в;

- *соосное вращение* вала на всей длине секции теоретически происходить не может. Такой тип вращения возможен в локальной области при наличии по концам отрезка вала подшипников, не имеющих зазора, например при использовании пар трения «резина-металл», рис. 2.17в. По форме износа идентифицировать такой тип вращения невозможно;

- *вращение* вала под действием силы  $P_o$ , действующей на вал и не изменяющей направления при вращении, рис. 2.17г. К таким силам можно отнести силу тяжести, а также силу, возникающую из-за кривизны скважины, при которой корпус насоса получает прогиб. Индикатором такой формы вращения вала является соответствующая форма износа: локальный «серпообразный» износ отверстия и равномерный износ вала. В практике эксплуатации УЭЛН не встречается или слабо выражен. Может проявляться при работе насоса в искривленных скважинах.

В настоящей работе рассматриваем два основных вида вращения вала: синхронная и асинхронная прецессия, имеющих наибольшее значение в трибологическом аспекте.

Исследование динамики изнашивающейся в процессе эксплуатации роторной системы аналитическим способом или численными методами трудно реализуемо или просто невозможно. Поэтому наиболее эффективным методом является метод физического моделирования на основе теории подобия и программы экспериментальных исследований трибодинамической системы. Основными задачами в этом случае являются определение значимых критериев

подобия процессов изнашивания и динамики, а также выбор корректной схемы испытаний объекта исследования.

Моделирование вибрационных явлений роторных машин в большинстве случаев связывают с исследованием вопросов самовозбуждения ротора на смазочном слое подшипников [60], а результаты применяют непосредственно к роторам крупных турбомашин на нескольких опорах при отсутствии износа. Основными факторами считаются упругодинамические свойства ротора и опор корпуса. Важную роль играют гидродинамические процессы в зазоре подшипников, дисбалансы рабочих колес, погрешности муфт валопровода, типы и расположение опор вала, взаимодействие вращающихся деталей с рабочей средой, другие факторы. Но при этом не рассматривают возможность износа подшипников. Кроме того, ЭЛН как объект исследования принципиально отличается от других роторных машин.

Секция является сложным объектом для моделирования с использованием теории подобия, т.к. нельзя получить полное геометрическое подобие модели из-за большого отношения длины к диаметру. Поэтому целесообразно применить аффинное подобие натуры и модели. Такой вид подобия состоит в том, что масштабы подобия принимаются разными для разных координат. Если обозначить координаты точек на натурном объекте  $x_n, y_n, z_n$ , а на модели –  $x_m, y_m, z_m$ , то условия аффинного подобия:

$$x_n = ax_m; y_n = by_m; z_n = cz_m; (a = b \neq c) \quad (2.5)$$

Рассмотрим поперечные колебания ротора насоса в общем виде, в координатах XYZ, описываемые известными дифференциальными уравнениями [165,36].

Имеем для изгиба в направлении оси  $0x$ :

$$\frac{\partial Q_x}{\partial s} = \bar{m} \frac{\partial^2 x}{\partial t^2}; \quad (2.6)$$

$$EI \frac{\partial^3 x}{\partial s^3} + Q_x = \bar{m} r^2 \frac{\partial}{\partial s} \left( \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} \right) + 2\bar{m} r^2 \omega \frac{\partial}{\partial s} \left( \frac{\partial y}{\partial t} \right). \quad (2.7)$$

Дифференцируя уравнение (2.6) по  $s$  и исключая из обоих уравнений  $Q_x$ , получим

$$EI \frac{\partial^4 x}{\partial s^4} - \bar{m} r^2 \left( \frac{\partial^4 x}{\partial s^2 \partial t^2} - 2\omega \frac{\partial^3 y}{\partial s^2 \partial t} \right) + \bar{m} \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = 0$$

Для изгиба в направлении оси  $Oy$  соответственно уравнение:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial s^4} - \bar{m} r^2 \left( \frac{\partial^4 y}{\partial s^2 \partial t^2} - 2\omega \frac{\partial^3 x}{\partial s^2 \partial t} \right) + \bar{m} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0$$

В сокращенной записи имеем уравнение изгиба вращающегося вала для двух плоскостей:

$$EI x^{IV} - \bar{m} r^2 (\ddot{x}'' + 2\omega \dot{y}''') + \bar{m} \ddot{x} = 0;$$

$$EI y^{IV} - \bar{m} r^2 (\ddot{y}'' - 2\omega \dot{x}''') + \bar{m} \ddot{y} = 0$$

В формулах штрих обозначает производную по  $s$ , а точка – производную по  $t$ . Умножив затем второе уравнение на  $i = \sqrt{-1}$  и сложив с первым, а также введя обозначение  $z = x + iy$ , получим одно комплексное уравнение

$$EI z^{IV} - \bar{m} r^2 (\ddot{z}'' - 2i\omega \dot{z}''') + \bar{m} \ddot{z} = 0 \quad (2.8)$$

Для получения условий подобия в однородное уравнение (2.8) введем безразмерные отношения  $I/I^0$ ;  $m/m^0$ ;  $a/a^0$ , а также  $z/c = \tilde{z}$ . Здесь  $I^0$ ,  $m^0$ ,  $a^0$  соответственно момент инерции сечения, погонная масса, момент инерции массы в произвольно выбранном сечении ротора. А также  $c$  – зазор в подшипнике.

Дифференцируем далее по безразмерным длине  $\xi/L = \tilde{\xi}$  и времени  $\tau\omega = \tilde{\tau}$ , где  $L$  – длина ротора,  $\omega$  – частота вращения, приводим уравнение (2.8) к виду

$$(EI^0/L^4 m^0 \omega^2) [(I/I^0) \tilde{z}''']'' - (m^0/m^0 L^2) \times [(a/a^0) \tilde{z} - 2i(a/a^0) \dot{\tilde{z}}]'' + (m/m^0 \ddot{\tilde{z}}) = 0$$

Таким образом, подобие динамических прогибов натуре и модели соблюдается при условии равенства критериев подобия

$$\pi_1 = \frac{a^0}{m^0 L^2} = idem, \pi_2 = EI^0/L^4 m^0 \omega^0 = idem. \quad (2.9)$$

Равенство симплексов  $I/I^0 = idem, m/m^0 = idem, a/a^0 = idem$  выполняется и равно единице при условии испытаний натуральных образцов деталей, что экономически выгодно, т.к. их размеры выбранных типоразмеров позволяют это сделать достаточно просто на специальных стендах.

Обеспечить подобие динамических прогибов натуре и модели при проведении экспериментов с учетом полученных критериев можно с помощью "гибкого" вала испытательного узла установки, рис.2.19, для которого выполняются критерии  $\pi_1$  и  $\pi_2$ .

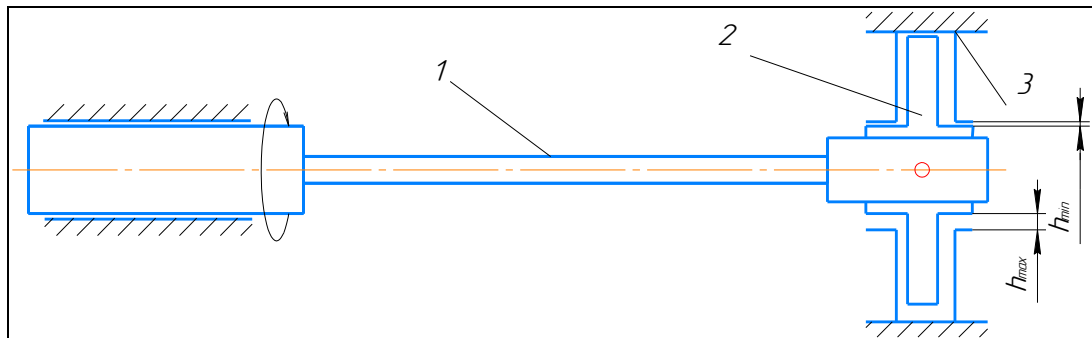


Рисунок 2.19 - Кинематическая схема испытательного узла установки: 1-вал переменной жесткости, 2-рабочее колесо, 3-направляющий аппарат

При вращении вал изгибается относительно исходного положения под действием центробежных сил. В плоскости максимального изгиба и минимального зазора  $h_{min}$  происходит контакт поверхностей ступицы РК и отверстия НА. В месте контакта при определенных условиях возникает износ сопряженных поверхностей: односторонний - у ступицы РК и равномерный по окружности - у НА при синхронной прецессии или равномерный обеих поверхностей – при асинхронной прецессии. Размеры вала рассчитываются по известным зависимостям с последующим измерением частоты собственных колебаний реальной конструкции методом ударного возбуждения. По сути, в такой комбинации объект испытаний представляет собой физическую модель секции, в которой реализуется весь спектр траекторий вращения вала и нагрузок при соблюдении гидравлических характеристик. Это решение принципиально отличается от технического решения Bai, C. [198] при моделировании массового дисбаланса изношенного ротора секции посредством установки диска с заданным дисбалансом перед испытуемым подшипником с жестким валом.

Полученные критерии подобия динамики модели и натуре являются необходимым условием при разработке стендов для испытаний сопряжений секции. Используемые в настоящее время методы испытаний насосных сборок с



числом ступеней 8...15 штук [2,3,15,109...111] не могут считаться корректными, т.к. не выполняется основной критерий подобия  $\pi_2$ . В некоторых случаях это приводит к ложным выводам [57]. Испытания на сборках можно использовать лишь при сравнительных испытаниях ступеней на изнашивание без связи с динамикой.

### 2.3.2 Влияние абразивных частиц на изнашивание секции

Прохождение пластовой жидкости, содержащей абразив, последовательно через все ступени секции приводит не только к износу, но сопровождается дроблением в сопряжениях ступеней или в промежуточных подшипниках и снижением режущих свойств. Снижение абразивных свойств вдоль секции нельзя получить на модельном стенде. Поэтому предлагается оценивать этот процесс коэффициентом  $k_a(l)$ .

Эффект дробления частиц в результате прохождения их с пластовой жидкостью через насос необходимо учитывать при анализе формы и размера частиц в устьевом устройстве. В работе Morison и др. [260] при испытаниях сборки из высокодебитных СН указывают на неравномерность износа сопряжений ступеней по длине насоса и объясняют это дроблением песка на первых ступенях в сопряжениях и уменьшения вследствие этого абразивного износа на последующих ступенях.

Анализ абразивных частиц до и после опыта, рис. 2.20, а также замеры пластовой жидкости на устье скважины подтверждает факт дробления кварцевых частиц после прохождения ими зазоров сопряжений. Исходная округлая форма изменяется на остроугольную. Первоначальный размер частиц  $\sim 200$  мкм уменьшается до 10-100 мкм. Необходимо отметить, что такая степень дробления, рис. 2.20, характерна для модельных опытов с замкнутым контуром движения жидкости с абразивом, при котором частица может многократно попадать в зазор и повторно дробиться. Абразивные частицы попадают в зазор радиального уплотнения СН под действием перепада давления на длине уплотнения.

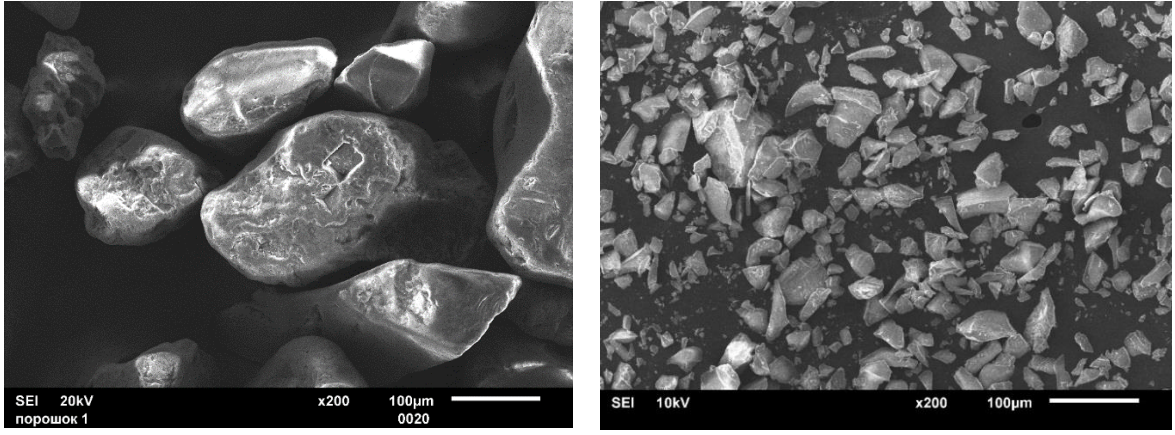


Рисунок 2.20 - Состав абразивных частиц  $\text{SiO}_2$  до и после опыта

Проведем оценку степени дробления абразива в процессе прохождения пластовой жидкости через насос с концентрацией абразива  $\varepsilon_{p_0}$  на входе.

Концентрацию абразива  $\varepsilon_{p_1}$  после первой ступени можно выразить зависимостью

$$\varepsilon_{p_1} = \varepsilon_{p_0} - \frac{q_{y_1}}{Q} \varepsilon_{p_0} = \varepsilon_{p_0} \left(1 - \frac{q_{y_1}}{Q}\right),$$

где:  $q_{y_1}$  – расход жидкости с абразивом через уплотнение первой ступени;  $Q$  – подача насоса. Соответственно концентрация абразива после второй ступени  $\varepsilon_{p_2}$  вычисляется

$$\varepsilon_{p_2} = \varepsilon_{p_1} - \frac{q_{y_2}}{Q} \varepsilon_{p_1} = \varepsilon_{p_1} \left(1 - \frac{q_{y_2}}{Q}\right)$$

Концентрацию  $\varepsilon_{p_i}$  на  $i$  – й ступени можно выразить зависимостью

$$\varepsilon_{p_i} = \varepsilon_{p_{i-1}} - \frac{q_{y_i}}{Q} \varepsilon_{p_{i-1}} = \varepsilon_{p_{i-1}} \left(1 - \frac{q_{y_i}}{Q}\right)$$

Концентрация  $\varepsilon_{p_n}$  на  $n$  – ой ступени определяется

$$\varepsilon_{p_n} = \varepsilon_{p_0} \left(1 - \frac{q_{y_2}}{Q}\right) \left(1 - \frac{q_{y_3}}{Q}\right) \dots \left(1 - \frac{q_{y_n}}{Q}\right)$$

В общем случае величина расхода жидкости через уплотнения различается по длине насоса, т.к.  $q_{y_i} = f(h) = f(\varepsilon_{p_i})$ . Учитывая малые величины расхода через уплотнения и исходную концентрацию, можно принять условие

$$q_{y_1} = q_{y_2} = q_{y_3} \dots = q_{y_n} = q_y.$$

Откуда можно записать основное выражение для  $N$  ступеней секции

$$\varepsilon_{p_N} = \varepsilon_{p_0} \left(1 - \frac{q_y}{Q}\right)^N \quad (2.10)$$

### 2.3.3 Конструкционный коэффициент

Коэффициент  $k_k$  характеризует конструкционные особенности секции, влияющие на износостойкость радиальных сопряжений ступеней за счет, например, применения износостойких промежуточных подшипников, на износостойкость осевых сопряжений – за счет применения осевых подшипников (тип секции, расстояние между промежуточными подшипниками и т.д.). Исследование их влияния возможно лишь при проведении испытаний секций.

Влияние износостойких промежуточных подшипников можно оценить, рассматривая ротор секции как многоопорный вал с изменяемыми расстояниями между опорами. Очевидно, что при вращении расстояние между опорами влияет на амплитуду изгиба вала между ними и соответственно износ радиальных сопряжений.

Максимальный прогиб вала  $\delta_{max}$  с распределенной нагрузкой между двумя опорами рассчитывается по формуле

$$\delta_{max} = \frac{5pl^4}{384EI},$$

где:  $p$  – равномерно распределенная нагрузка, Н/м,  $l$  – длина вала между опорами, м,  $E$  – модуль упругости, Н/м<sup>2</sup>,  $I$  – момент инерции, м<sup>4</sup>.

Максимальные прогибы вала  $\delta_{max_1}$  и  $\delta_{max_2}$  при двух разных величинах длины вала между подшипниками  $l_1$  и  $l_2$  соотносятся при равных прочих условиях в соответствии с выражением

$$\frac{\delta_{max_1}}{\delta_{max_2}} = \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^4 \quad (2.11)$$

Это выражение требует верификации при проведении опытов с секциями.

Таким образом, процесс изнашивания насосных секций представляется многофакторным с изменяющимися в процессе износа и времени рабочими и трибологическими характеристиками.

## 2.4 Трибологическая модель ступени нефтяной

*Ступень нефтяная* является основным элементом трибологической подсистемы. Представляет собой комбинацию радиальных и осевых уплотнений, поверхность проточной части, которые в процессе эксплуатации изнашиваются с увеличением зазоров в уплотнениях и изменением профиля проточной части. Процессы изнашивания радиальных и осевых уплотнений взаимосвязаны. По мнению Wilson, В. L. [306] износ осевых уплотнений приводит к увеличенному износу радиальных уплотнений, а износ радиальных уплотнений изменяет характер течения жидкости в пазухах между дисками РК и НА, влияя на изменение осевой силы и условия возникновения эрозионного износа, рис. 2.21. Кроме того, увеличение зазоров приводит к изменению напорно-расходной характеристики, а также увеличению динамики установки [148, 260].

Процессы изнашивания радиальных и осевых сопряжений протекают одновременно и с различной интенсивностью. Это зависит от особенностей гидравлического потока, конструктивных особенностей ступени, износостойкости материалов и т.д. Принципиальным является то, что при изнашивании уплотнений и проточной части реализуются различные механизмы. Попытки предложить единую методику расчета износа уплотнений и «промыва» СН [97] нельзя считать успешными – результаты расчета не подтверждаются экспериментальными данными. Поэтому процессы изнашивания радиальных, осевых сопряжений (уплотнений), а также износ проточной части необходимо исследовать отдельно с последующим установлением связи.

Проведенный подробный анализ изношенных деталей отказавших насосных секций в количестве 96 установок, работавших в различных условиях, позволил выделить несколько механизмов изнашивания: абразивное изнашивание, развивающееся преимущественно в сопряжениях; эрозионное изнашивание, вызывающее в основном повреждение проточной части и в

определенных условиях – сопряжения, рис. 2.21. Коррозионно-активная среда усиливает процессы абразивного и эрозионного изнашивания.

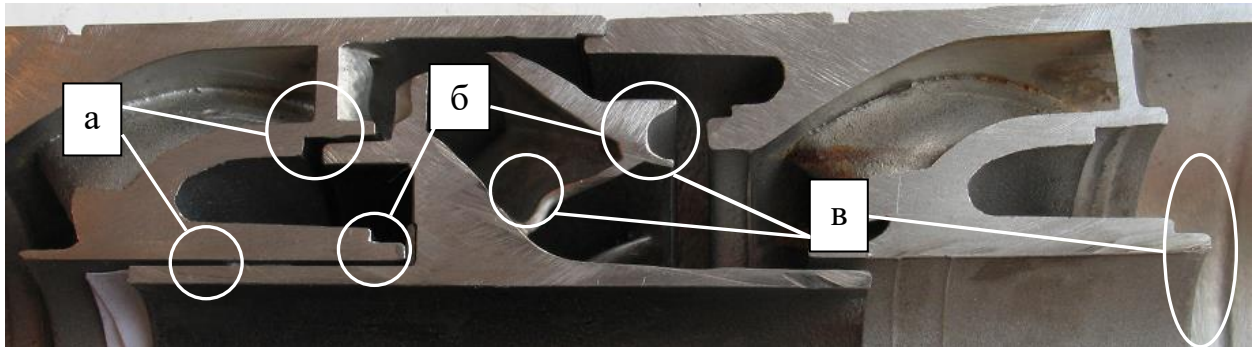


Рисунок 2.21 - Основные виды разрушений СН5-400: а – износ радиальных сопряжений; б – износ осевых сопряжений; в – износ проточной части

Выделяем три характеристики износостойкости ступени:

- $v_r$  – скорость изнашивания радиальных сопряжений, мм/мин;
- $v_a$  – скорость изнашивания осевых сопряжений, мм/мин;
- $v_э$  – скорость локального изнашивания проточной части, мм/мин

Каждая из характеристик влияет на определенное предельное состояние трибологической подсистемы. Скорость изнашивания радиальных сопряжений преимущественно определяет предельное состояние ЭЛН по критерию прочности. Скорость изнашивания осевых сопряжений определяет предельное состояние по крутящему моменту вала и заклиниванию. От скорости локального изнашивания проточной части зависит наступление предельного состояния по деградации НРХ и критерию прочности корпуса.

Метод моделирования используем для исследования износостойкости радиальных сопряжений и проточной части. Исследование износостойкости осевых сопряжений исследуем преимущественно экспериментальными методами.

#### 2.4.1 Изнашивание радиальных сопряжений

Процесс изнашивания радиальных сопряжений ступени зависит от большого числа факторов и в общем виде зависимость износа  $h$  от них можно записать в неявном виде

$$h = f(\varepsilon_p, d_p, \lambda_F, H_p, T, \nu, k_{HCl}, Q, H, n, H_M E_M, t),$$

где:  $\varepsilon_p, d_p, \lambda_F, H_p$  – соответственно концентрация, размер, коэффициент формы и твердость абразивных частиц;  $T, \nu, k_{HCl}$  – температура, вязкость и коррозионная активность жидкости;  $Q, H$  – подача, напор;  $n$  – частота вращения;  $H_M, E_M$  – твердость и модуль упругости материала сопряжения,  $t$  – время.

Основными составляющими факторами процесса изнашивания являются:

- свойства среды ( $\varepsilon_p, d_p, \lambda_F, H_p, T, \nu, k_{HCl}$ );
- рабочий диапазон ступени ( $Q, H$ );
- конструктивный фактор, характеризующий конструктивные особенности, влияющие на процесс изнашивания сопряжения;
- свойства материалов трибосопряжений ( $H_M E_M$ ).

Характеристики среды изменяются в широком диапазоне и их влияние на износостойкость мало изучено. Из анализа статистики отказов следует, что абразивный фактор является наиболее значимым.

Для получения расчетных зависимостей скорости изнашивания  $\nu$  от большого числа влияющих факторов различной природы целесообразно использовать метод интегральных аналогов проф. Ю.Н. Дроздова [41] и представить скорость изнашивания в виде мультипликативной зависимости от безразмерных обобщенных критериев системы:

$$\nu_r(t) = \frac{h}{t} = A \cdot F_p^\alpha \cdot F_Q^\beta \cdot F_K^\gamma \cdot F_M^\delta \quad (2.12)$$

В общем случае скорость изнашивания сопряжения зависит от кинетики процесса, т.е. от времени. Уравнение кинетики абразивного износа сопряжения принимаем в виде

$$h(t) = A \left[ 1 - \exp\left(-\frac{\varepsilon_p t}{a}\right) \right], \quad (2.13)$$

где:  $t$  – время;  $A$  и  $a$  – коэффициенты

*Абразивный фактор*, учитывающий концентрацию, размер форму и твердость записывается в виде

$$F_p = \left( 1 - \sum \left[ \varepsilon_p \frac{H_{SiO_2}}{H_p} \lambda_F \right] \right)^\alpha, \quad (2.14)$$

где: твердость частиц  $H_p$  представлена в виде отношения к твердости наиболее распространенного природного минерала кварца.

Влияние коррозионно-активных веществ, вязкости и температуры целесообразно оценить экспериментально в виде коэффициентов.

*Эксплуатационный фактор*  $F_Q$  характеризует влияние на изнашивание сопряжений отклонение рабочих характеристик (подача, напор) от номинальных значений и выражается в виде

$$F_Q = \left( Q / Q_n \right)^\beta, \quad (2.15)$$

где:  $Q_n$  – номинальная подача.

*Конструкционный фактор*  $F_K$  характеризует влияние особенностей конструкции на изнашивание сопряжений, определяется экспериментально в виде постоянного коэффициента, если отсутствует аналитические закономерности.

*Фактор*  $F_M$  характеризует механические свойства материалов сопряжений (твердость, модуль упругости).

и выражение для определения расхода через зазор сопряжения  $q_y$  и перепада давления [88]:

$$q_y = 2\pi r_1 \left[ \frac{2\Delta p h_0^2}{\rho \frac{\lambda l}{2h_0}} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (2.16)$$

$$p_1 - p_2 = \frac{\rho}{2} \left[ 1,5 + \frac{0,3164}{(c_m \Delta / \nu)^{0,25}} \frac{l}{\Delta} \right] c_m^2,$$

Кинетическое уравнение описывает изменение износа при синхронной прецессии вала, а изменение расхода абразивосодержащей жидкости через изменяющийся зазор сопряжения влияет на кинетику износа.

#### 2.4.1.1 Кинетика изнашивания радиальных сопряжений

Кинетика изнашивания радиальных сопряжений ступени в среде с абразивом имеет ряд особенностей. Предельный износ сопряжения ограничен максимальным прогибом вала. В процессе изнашивания увеличивается зазор и

соответственно расход жидкости через него. Вращение вала происходит по механизму прецессии. Эта задача не рассматривалась в литературе.

Процесс абразивного изнашивания радиальных сопряжений СН при прецессионном вращении вала в общем виде можно представить следующим образом, рис. 2.22. Рассматриваем синхронную прецессию вращающегося с угловой частотой  $\omega$  вала вокруг оси подшипника с угловой частотой прецессии  $\Omega$ . Жидкость с абразивными частицами заполняет весь зазор между деталями. Траектория попадания абразивных частиц в зазор сопряжения различается в зависимости от типа вращения вала. При стационарном положении оси вала и при асинхронной прецессии частицы вовлекаются в зазор по направлению вращения вала за счет вязкости жидкости и вектора окружной скорости вала. В случае синхронной прецессии, рис. 2.22а, абразивные частицы попадают в зазор за счет «набегания» поверхности вала на объем жидкости с абразивом, т.е. против направления вращения вала.

Абразивные частицы попадают в клиновидный зазор сопряжения,

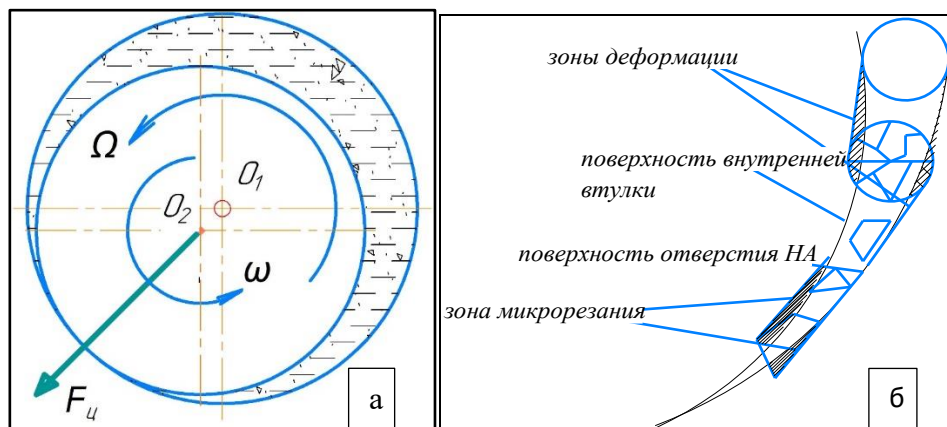


Рисунок 2.22 - Механизм изнашивания радиального сопряжения абразивными частицами при синхронной прецессии ( $\omega$  – частота вращения вала;  $\Omega$  – частота прецессии;  $F_{ц}$  – центробежная сила)

деформируют поверхности, разрушаются. Более мелкие осколки частиц остроугольной формы, рис.2.20, остаются в зазоре, производя либо микрорезание, либо деформирование с возможным разрушением, рис. 2.22б.

Кинетика изнашивания при нестационарном режиме в абразивосодержащей среде имеет нелинейный характер: изменяется интенсивность изнашивания, может измениться также механизм изнашивания. На основе многочисленных



наблюдений и предварительных опытов условно можно выделить определенную стадийность изнашивания радиальных трибосопряжений ступени, рис.2.23:

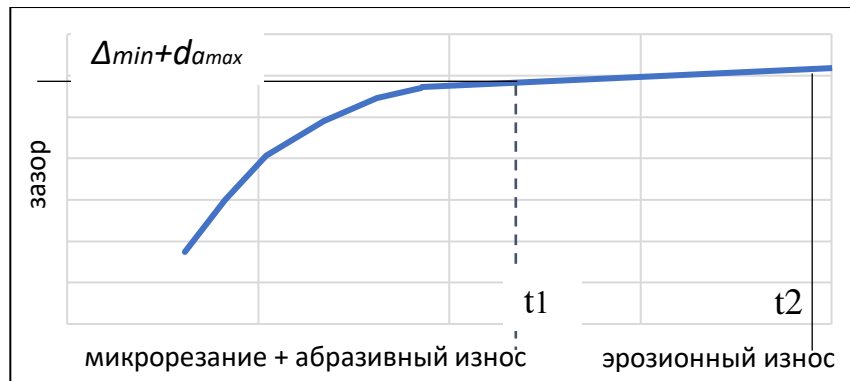


Рисунок 2.23 – механизмы изнашивания радиального сопряжения ЭЛН

*Первая стадия* изнашивания характеризуется малым зазором в сопряжении, неопределенной формой траектории вала и низкой скоростью износа. На первой стадии происходит прирабатывание трибосопряжений. Эта стадия изнашивания существенно не влияет на общий износ и не рассматривается в работе. *Вторая стадия* характеризуется формированием определенной траектории вала в сопряжении, формы износа и продолжается до величины зазора в сопряжении, при которой самые крупные частицы свободно проходят через минимальный зазор, т.е. выполняется условие  $\Delta > d_{p_{max}}$  – время  $t_1$  на рис. 2.23.

*Третья стадия* реализуется при условии, когда максимальный размер частиц становится меньше минимального зазора сопряжения. Частицы оказывают только ударное воздействие на поверхность деталей, т.е. происходит эрозионное изнашивание – время  $t_2$ .

Общий процесс изнашивания можно представить в виде суперпозиции процесса абразивного изнашивания и процесса эрозионного изнашивания и соответственно общий износ  $h_{\Sigma t}$  в виде суммы абразивного износа  $h_{a_{t_1}}$  и эрозионного износа  $h_{э_{t_2}}$ :

$$h_{\Sigma t} = h_{a_{t_1}} + h_{э_{t_2}} \quad (2.17)$$

На разных стадиях изнашивания соотношения между составляющими износа различаются.

Рассмотрим условие перехода процесса абразивного изнашивания в процесс эрозионного изнашивания в общем виде с учетом деформации вала.

Принимаем следующие допущения:

- износ радиальных сопряжений рассматриваем на участке вала, в частности между износостойкими подшипниками, износом которых можно пренебречь без потери общности рассуждений,

— вал при вращении изгибается под действием центробежных сил,

— у вращающегося вала с рабочими колесами имеется исходный дисбаланс,

— рассматриваем абразивный износ (попадание абразивных частиц в зазор сопряжения),

— форма зазора сопряжения серповидная, что обусловлено прецессией вала,

— дисбаланс вращающихся масс не изменяется вследствие износа сопряжений,

— исходные параметры:  $\frac{D-d}{2} - \varepsilon = \Delta_{\text{мин}}$  – минимальный зазор в сопряжении;  $\frac{D-d}{2} + \varepsilon = \Delta_{\text{макс}}$  – максимальный зазор в сопряжении (в результате установки вала), где:  $\varepsilon$  – эксцентриситет исходный вала;  $d$  – диаметр втулки;  $D$  – диаметр отверстия.

Для треугольника  $OCO_2$  на дуге  $AB$ , рис.2.24, справедливо

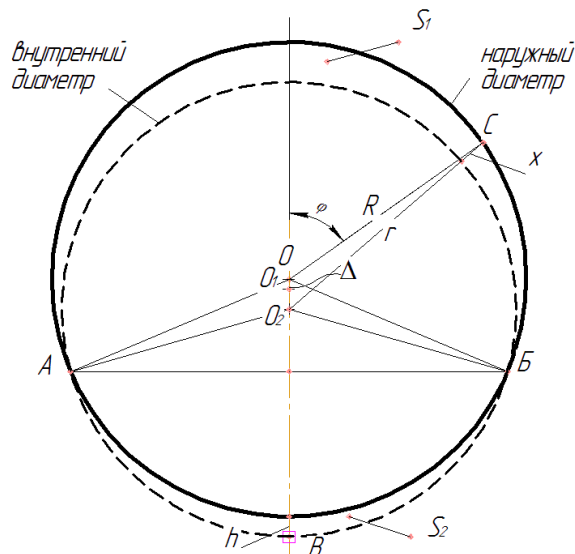


Рисунок 2.24 - Схема изменения геометрии радиального сопряжения при одностороннем износе

соотношение

$$(r + x)^2 = (\Delta + h)^2 + R^2 - 2(\Delta + h)R \cos(\pi - \varphi) \quad (2.18)$$

Из теории динамики упругого ротора [99] известно, что в стационарном режиме вращения центр масс ротора описывает окружность радиусом  $A$ , а точка пересечения плоскости диска с линией подшипников движется по концентрической окружности радиуса  $r^{\sim}$ , определяющего упругий прогиб вала. Величины  $A$  и  $r^{\sim}$  вычисляются по формулам:

$$A = \frac{e}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{k^2}\right)^2 + \frac{4n^2\omega^2}{k^4}}}, \quad (2.19)$$

$$r^{\sim} = \frac{e \sqrt{1 + \frac{4n^2}{\omega^2}}}{\sqrt{\left(\frac{k^2}{\omega^2} - 1\right)^2 + \frac{4n^2}{\omega^2}}}, \quad (2.20)$$

где:  $k^2 = \frac{c}{m}$ ,  $n = \frac{b}{2m}$ ,  $e$  – дисбаланс вращающейся массы;  $c$  – коэффициент жесткости вала (для коротких подшипников  $c = \frac{48EI}{l^3}$ ,  $b$  – коэффициент силы сопротивления (пропорциональна скорости центра масс),  $m$  – масса ротора. Коэффициент  $k$  имеет смысл собственной частоты недемпфированной системы.

Очевидно, что радиус окружности  $r^{\sim}$  зависит от соотношения рабочей частоты вращения и собственной частоты ротора, а также от степени задемпфированности системы. Чем меньше разность между частотами, тем величина радиуса больше.

Максимальное отклонение вала от оси подшипников  $r^{\sim} + \varepsilon$ , минимальное отклонение  $r^{\sim} - \varepsilon$ .

Максимальный диаметр окружности, описываемой втулкой -

$$2[d/2 + r^{\sim} + \varepsilon].$$

Минимальный диаметр окружности, описываемый втулкой  $2[d/2 - r^{\sim} - \varepsilon]$ .

— параметры после износа:

Максимальный диаметр окружности, описываемой втулкой, после износа –  $2[d/2 + r^{\sim} + \varepsilon - h_{em}]$ , где:  $h_{em}$  – износ втулки;  $h_o$  – износ отверстия;  $d_{pmax}$  – максимальный диаметр абразивных частиц,  $k_a$  – коэффициент асимметрии износа втулки и отверстия. Принимаем  $h_{BT} = k_a \cdot h_o$ .

Диаметр окружности отверстия после износа -  $D + 2h_o$ .

Условие прекращения абразивного изнашивания:

$$2 \left[ \frac{d}{2} + r^{\sim} + \varepsilon - h_{BT} \right] + d_{pmax} \leq D + 2h_o.$$

После упрощения (1) и подстановки в (2) получаем:

$$2 \left[ \frac{d}{2} + \left( \frac{e}{m\omega^2} - 1 \right) + \varepsilon - h_{BT} \right] + d_{pmax} \leq D + 2h_o \quad (2.21)$$

- Условие попадания абразива в зазор радиального сопряжения ступени

Абразивные частицы имеют различный дисперсный состав. Наиболее характерное распределение размеров приведено на рис. 2.25а. Вероятность попадания абразивных частиц в зазор сопряжения зависит в первую очередь от соотношения их размеров и величины зазора, вектора скорости жидкости у входной кромки сопряжения, перепада давления и т.д. В зависимости от соотношения величины зазора и размера частицы возможны три основных случая, рис. 2.25б.

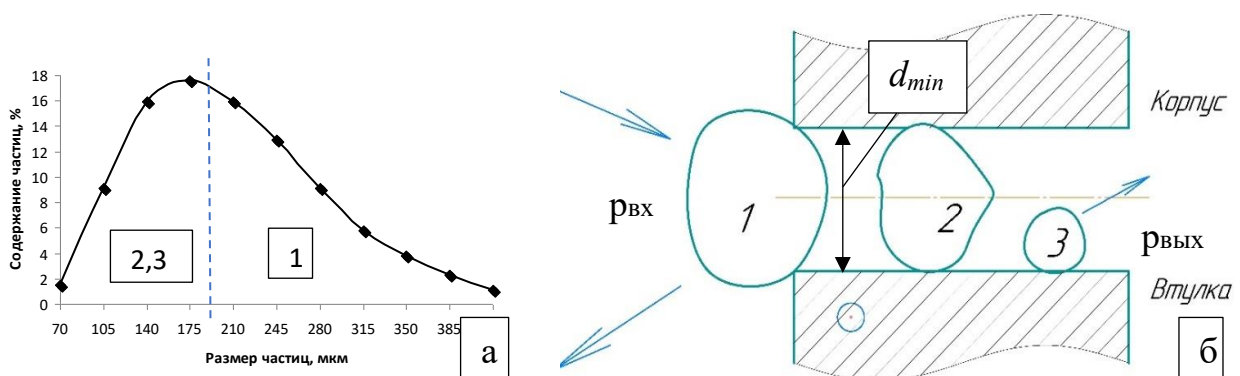


Рисунок 2.25 – а) Характерное распределение частиц по размерам; б) виды взаимодействия абразивной частицы с поверхностью радиального сопряжения: 1 – разрушение входной кромки, 2 – абразивный износ и дробление частиц, 3 – эрозионный износ

Более крупные частицы 1, рис.2.25б, не попадают в зазор и могут приводить лишь к повреждению кромок радиального уплотнения или подшипника. Этим видом механического воздействия можно пренебречь в силу малости эффекта разрушения. Частицы 2, размер которых соизмерим с зазором, производят абразивное разрушение поверхности и разрушаются на более мелкие фрагменты после прохождения зоны контакта. Если величина частицы меньше минимального зазора, то частицы 3 могут производить эрозионное разрушение, заключающееся в ударе частиц о поверхность трения.

Полагаем, что попадание абразивных частиц в зазоре радиального уплотнения ступени обусловлено разницей давлений на входе  $p_{вх}$  и выходе  $p_{вых}$  уплотнения. Скорость движения абразивных частиц в зазоре  $w$  складывается из осевой компоненты  $c_m$  и окружной, которую обычно принимают равной  $0,5\omega r$ . Тогда давление на входе в уплотнение рассчитывается согласно [83]:

$$p_1 = \Delta p_{вх} + \Delta p + \Delta p_{вых} + p_2$$

где  $\Delta p_{вх} = \lambda_{вх} \rho c_m^2$ ;  $\Delta p_{вых} = \lambda_{вых} \rho c_m^2$ ;  $\Delta p_{вх}$ ,  $\Delta p_{вых}$  – потери давления на входе и выходе уплотнения из-за локальных сопротивлений;  $\Delta p$  – потери на трение.

Обычно принимают  $\lambda_{вх} = 0,5$ ;  $\lambda_{вых} = 1,0$ .

Согласно [124] потери на трении определяют

$$\Delta p = \lambda \frac{l \rho c_m^2}{2d} = \frac{0,3164}{(d_m d / \nu)^{0,25}} \frac{l \rho c_m^2}{d \cdot 2}$$

где  $d = \frac{4S}{P}$  – гидравлический диаметр канала,  $S$  – площадь сечения канала,  $P$  – периметр,  $\nu$ ,  $\rho$  – соответственно кинематическая вязкость и плотность жидкости.

Для концентрической щели имеем

$$S = \pi[(r + \Delta)^2 - r^2], P = 2\pi[(r + \Delta) + r]. \text{ Следовательно, } d = 2\Delta$$

$$p_1 - p_2 = 0,5\rho c_m^2 + 1,0\rho c_m^2 + \frac{0,3164}{(c_m \Delta / \nu)^{0,25}} \frac{l \rho c_m^2}{d \cdot 2}$$

$$p_1 - p_2 = \frac{\rho}{2} \left[ 1,5 + \frac{0,3164}{(c_m \Delta / \nu)^{0,25}} \frac{l}{\Delta} \right] c_m^2 \quad (2.22)$$

По известной величине скорости  $c_m$  можно оценить вероятность попадания частицы в контакт между контактирующими поверхностями.

В процессе изнашивания сопряжений изменяются их размеры и, соответственно, гидравлические характеристики. Поэтому необходимо знать расход жидкости с абразивом через зазор уплотнения (протечку).

Оценку величины утечки  $q_y$  через межступенное уплотнение обычно производят по формуле [85]:

$$q_y = 2\pi r_1 \left[ \frac{2\Delta p \delta_0^2}{\rho \frac{\lambda l}{2\delta_0}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Из формулы видно, что расход жидкости через цилиндрическую щель линейно зависит от зазора  $\delta$ . Значение  $\Delta p$  можно принять по паспортным данным ступени.

На основании проведенных опытов по определению протечки ступеней 5-50 и 5-125 с искусственным увеличением зазоров [136], полученные результаты аппроксимировали зависимостью, которую можно использовать при практических расчетах:

$$q_y = 26,138 \cdot \delta^{1,2559} \quad (2.23)$$

Необходимо оценить время нахождения абразивной частицы в зазоре радиального сопряжения. Предполагаем, что размер частицы меньше зазора и частица перемещается вместе с жидкостью и имеет ту же скорость. Скорость частиц жидкости в зазоре можно разложить на две составляющие: радиальную  $V_r$  и тангенциальную  $V_t$ . Первая возникает при вращении ступицы РК, вторая обусловлена *перепадом давления* на радиальном сопряжении. Оценим их величины для распространенного типоразмера рабочей ступени РС 5-80 при частоте вращения 3000 об/мин и диаметре ступицы 21 мм. Величина  $V_r$  для этих условий равна 3,3 м/с.

Для оценки величины тангенциальной составляющей скорости жидкости  $V_t$  используем результаты опытов по утечкам через радиальное сопряжение при

величине зазора 0,125 и 0,475 мм. Величина утечки в этом случае составит 0,022 и 0,117 мм. По расчетам диапазон изменения ее величины – 20...3,7 м/с.

Таким образом, при принятых выше допущениях абразивная частица, попавшая в зазор, контактирует 1 – 2 раза с поверхностью трения радиального сопряжения. Ранее предположили, что после контакта частица разрушается.

Для расчета интенсивности изнашивания необходимо определить количество частиц, попадающих в единицу времени в зазор  $n_t$ . Для радиального уплотнения ступени можно считать, что величина  $n_t$  зависит от концентрации частиц в общем потоке жидкости  $\varepsilon_p$  и расхода жидкости через уплотнение  $q_y$ , который в свою очередь зависит от текущей величины зазора  $\varepsilon$ , т.е. величины протечки.

#### **2.4.1.2 Механизм контактного взаимодействия при абразивном изнашивании радиального сопряжения**

В качестве материала контактирующих тел принимаем однородную среду, а силовое взаимодействие ограничим упругими деформациями. Так как смазочная среда – маловязкая жидкость, то на контакте должны реализовываться условия, близкие к граничному или сухому трению. Полагаем, что течение неразрывно и жидкость сохраняет однофазное состояние.

Условия изнашивания сопряжений ЭЛН отличаются малой концентрацией абразивных частиц в пластовой жидкости. Так на практике при концентрации кварцевых частиц небольшая  $\sim 0,01\%$ , то можно принять допущение о том, что частицы не взаимодействуют друг с другом в потоке жидкости.

В отличие от известных решений, предполагающих упрощение схемы контакта, допускающих износ только одной детали и при стационарной нагрузке [12,30,87], необходимо рассматривать процесс изнашивания сопряжения из одинаковых материалов при прецессирующей нагрузке.

Рассмотрим нестационарный контакт трибосопряжения "вал – втулка" в плоской постановке, когда вал вращается со скоростью  $\omega$  вокруг своей оси  $O_2$ , а

ось вала вращается с угловой скоростью  $\Omega$  вокруг оси отверстия  $O$  втулки, рис.2.26. Между окружностями вала и втулки в первоначальный момент имеется радиальный зазор  $OO_1 = \Delta$ . Под действием центробежной силы  $F_{ц}$ , приложенной к центру вала  $O_2$ , вал прижимается при вращении к поверхности отверстия втулки в точке  $H$ . При этом формируется односторонний износ вала и равномерный износ отверстия втулки. При износе вала на величину  $h$  детали контактируют по дуге  $A'B'$ . При одновременном износе вала на величину  $h$  и втулки на величину  $h_{вт}$  контакт происходит по дуге  $AB$ . Углы  $\alpha$  и  $\varphi$  характеризуют длину контакта деталей.

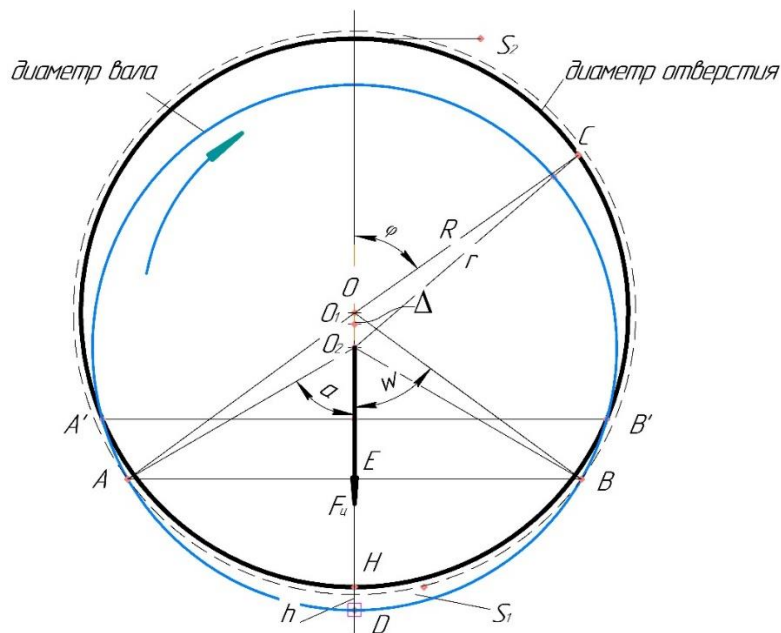


Рисунок 2.26 - Расчетная схема износа радиального сопряжения при синхронной прецессии

Не рассматривая конкретный механизм изнашивания, рассмотрим изменение геометрических параметров при износе вала и втулки с одинаковыми свойствами.

Принимаем следующие допущения. Пренебрегаем массой вала. Масса изношенного материала втулки  $\Delta m_{вт}$  равна массе изношенного материала ответной детали  $\Delta m_0$ . Это корректно, учитывая, что свойства материалов деталей сопряжения одинаковые, практически одинаковые радиусы поверхностей. Полагаем, что износ происходит без размыкания поверхностей трения на длине дуги  $AB$  с изменением ее длины и углов контакта.



Очевидно, что массы изношенного материала в этом случае пропорциональны площадям  $S_1$  и  $S_2$ .

Площадь поперечного сечения области износа вала рассчитываем по формуле

$$S_1 = \frac{r^2}{2} [2\alpha - \sin 2\alpha] - \frac{(r+\Delta r)^2}{2} [2\lambda - \sin 2\lambda],$$

где:  $r$  – радиус вала, м;  $h_{max}$  – максимальная величина износа вала;  $\Delta$  – первоначальный радиальный зазор. Введем относительные величины  $\delta = h_{max}/r$ ;  $\sigma = \Delta/r$ .

Углы  $\alpha$  и  $\lambda$  можно определить из геометрических соображений по формулам:

$$\alpha = \arccos \frac{2\sigma - 2\sigma\delta - \delta^2}{2(\sigma + \delta)} \quad (2.24)$$

$$\lambda = \arccos \frac{2\sigma + 2\sigma^2 + 2\sigma\delta + \delta^2}{2(1 + \sigma)(\sigma + \delta)}$$

Принимая равномерную форму износа отверстия втулки, площадь поперечного сечения износа втулки рассчитываем по формуле

$$S_2 = 2\pi(r + \Delta r)h_{вТ} \quad \text{или} \quad A = \pi[2rh_в + h^2]$$

{это площадь кругового кольца толщиной  $h_в$ }, где  $h_{вТ}$  – величина износа втулки.

Тогда масса изношенного материала определяется:

— для вала  $m_в = S_1 \cdot l \cdot \rho_1$ ,

— втулки  $m_о = S_2 \cdot l \cdot \rho_2$ ,

где:  $l$  – длина сопряжения;  $\rho_1, \rho_2$  – плотность материалов сопряжения.

Площадь изнашиваемой поверхности вала  $A_{a1}$  и втулки  $A_{a2}$  определяем по формулам

$$A_{a1} = 2\alpha \cdot r_в \cdot l; \quad A_{a2} = 2\pi \cdot r_{вТ} \cdot l \quad (2.25)$$

Для наиболее распространенного типоразмера радиального сопряжения ступени рассчитаны величины: полуугол контакта и длина дуги контакта, рис.2.27. Видно, что уже при небольших величинах износа втулки  $\sim 0,05$  мм

полуугол контакта имеет значительную величину  $65...70^{\circ}$ . Длина дуги контакта  $\sim 25$  мм.

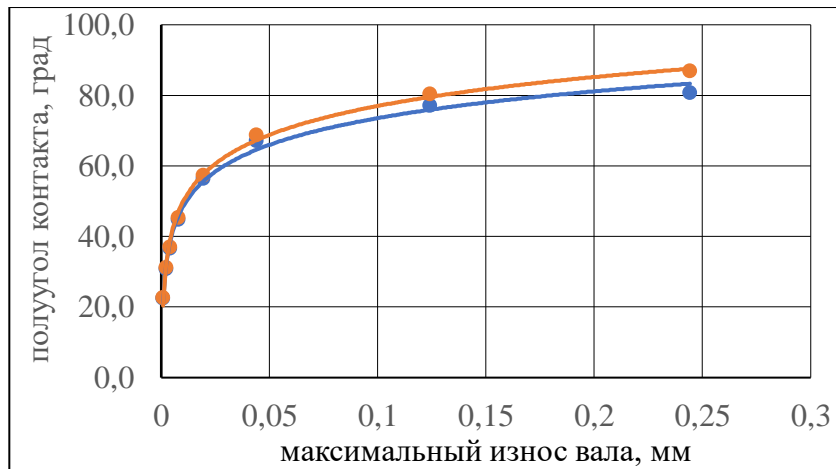


Рисунок 2.27 – График изменения полуугла контакта  $\alpha$  и  $\varphi$  от величины износа втулки для  $r = 10,5$  мм и  $\Delta = 0,12$  мм

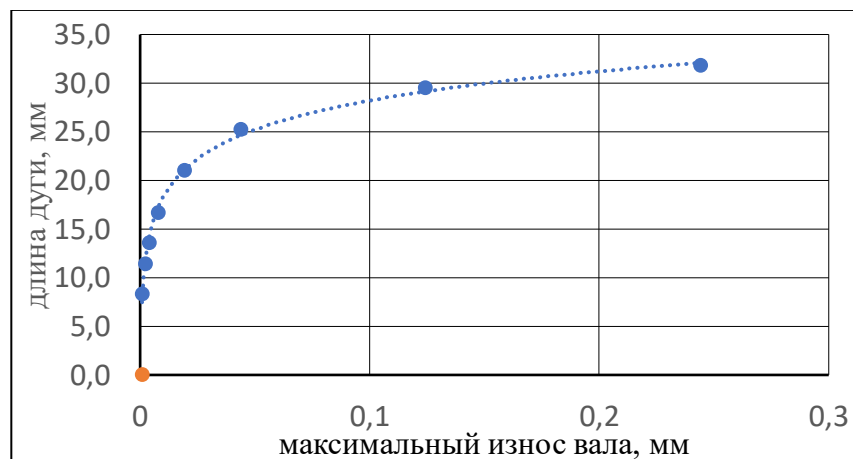


Рисунок 2.28 – График изменения длины дуги контакта  $AB$  от величины износа втулки для  $r = 10,5$  мм и  $\Delta = 0,12$  мм

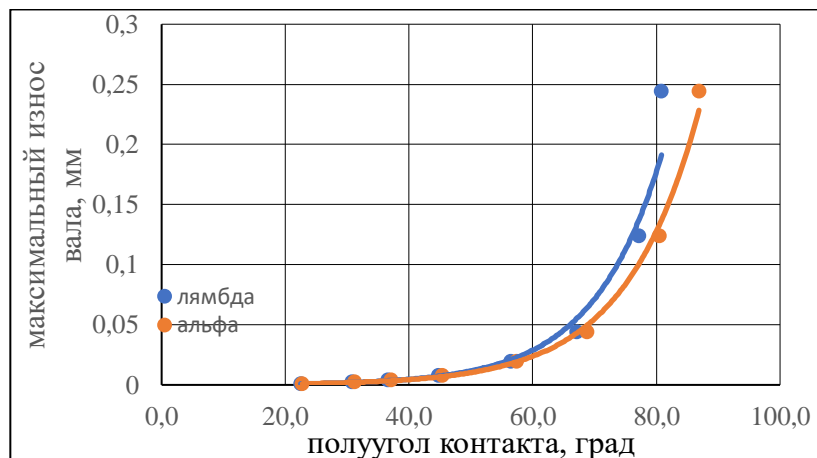


Рисунок 2.29 – График изменения максимального износа вала от длины дуги контакта  $AB$  от величины износа втулки для  $r = 10,5$  мм и  $\Delta = 0,12$  мм

В трибодинамической системе имеет значение линейная величина износа сопряжения ( $h_{max} + h_{BT}$ ), т.к. она определяет дисбаланс ротора. Из кинематики контакта, рис.2.28, видно, что линейные величины износа вала и втулки сильно различаются при прецессии вала. Степень различия будем оценивать коэффициентом асимметрии  $k_{as} = h_{max}/h_{BT}$ . Расчет по приведенным зависимостям для выбранного типоразмера сопряжения показывает, что коэффициент асимметрии при величине износа втулки 0,1...1,0 мм изменяется в диапазоне 5,183 до 4,095. Т.е., основной вклад в формирование дисбаланса ротора вносит величина износа вала.

При попадании абразивной частицы в клиновой зазор сопряжения под действием сил трения происходит втягивание ее в зазор с деформацией контактирующих поверхностей, рис.2.26. В зависимости от механических свойств материалов сопряжения и частиц происходит процесс микрорезания или усталостный процесс вследствие многократного передеформирования поверхностей [71]. Известно, что различают упругое и пластическое деформирование поверхностей трения. Критерием перехода от пластического деформирования к срезу материала в условиях смазанных поверхностей является соотношение  $h/R = 0,3$  (где  $h$  – глубина внедрения в поверхностный слой выступа абразивной частицы радиусом  $R$ ). Критическое значение этого соотношения вычисляют по формуле

$$\frac{h}{R} > 240 \frac{\sigma_T^2}{E^2},$$

где  $\sigma_T$  - предел текучести материала;  $E$  – модуль упругости.

Учитывая, что в реальных деталях материал сопряжений - чугун Ni-Resist или порошковые стали, а наиболее твердый минерал в пластовой жидкости – кварц, и принимая во внимание результаты анализа кварцевых частиц на поверхности, рис. 2.22, можно сделать вывод о том, что имеет место механизм пластического передеформирования поверхности трения. Износ происходит в этом случае при повторных пластических деформациях с дроблением частиц между контактирующими поверхностями.

Считаем, что объемный износ  $W$  может быть оценен величиной деформированного объема, деленного на число циклов воздействия  $n_p$ , приводящих к его отделению при повторных пластических деформациях [70], а при определении линейного износа  $\Delta h$  полученный результат следует отнести к площади изнашиваемой поверхности  $A_a$ , т.е.

$$\Delta h = \frac{W}{n_p A_a}. \quad (2.26)$$

Величина деформированного объема при контакте с частицей определяется максимальной глубиной внедрения частицы, соответствующей моменту ее дробления. В соответствии с условиями трения в первом приближении принимаем  $n_p \approx \delta^t$ , где:  $\delta$  – относительное удлинение материала при разрыве;  $t$  – коэффициент усталости материала при пластических деформациях.

Для дальнейших рассуждений необходимо выделить основные особенности радиальных сопряжений ступени. В большинстве случаев используется один материал, т.е. твердости деталей сопряжения можно принять равными. Радиусы контактирующих поверхностей  $\rho_1$  и  $\rho_2$  близки по величине. Принимаем сферическую форму частиц [183].

Из кинематики абразивной частицы в клинообразном зазоре при условии равных величин внедрения в обе поверхности  $h_1 = h_2$ , что обусловлено одинаковой твердостью поверхностей, деформированный объем определяется

$$W_{1,2} = \frac{1}{3} S_{\text{сф}} L_{1,2} = \frac{\sqrt{2}}{3} h \sqrt{h_{1,2} R} L_{1,2},$$

где:  $S_{\text{сф}}$  – площадь сечения области внедрения частицы;  $L_{1,2}$  – путь скольжения частицы в зазоре, который принимаем равным  $\gamma h_{1,2}$ . Величину  $\gamma$  находим из уравнения 2.26 для данного диаметра частицы.

*Путь скольжения абразивной частицы в зазоре* можно рассчитать следующим образом. Предположим, что путь скольжения частицы в контакте равен длине дуги с углом  $2\alpha$ , рис. 2.26. Будем считать, что, попав в зазор между контактирующими деталями, частица попеременно закрепляется на каждой из поверхностей и перемещается по ответной поверхности на расстояние  $\Delta l$ . Через  $n$

шагов частица покинет зазор или разрушится в зазоре в зависимости от характеристик материала и частицы. Таким образом, путь скольжения частицы по каждой поверхности  $L_{1,2} = \Delta l \cdot n = 2\alpha \cdot r_{1,2}$ .

Принятый подход отличается от традиционного, используемого при расчете пути трения при адгезионном изнашивании и стационарном положении вала. Таким образом, деформированный объем

$$W_{1,2} = \frac{\sqrt{2}}{3} h \sqrt{h_{1,2} R} 2\alpha \cdot r_{1,2}$$

или через безразмерные характеристики  $h_1/R$  и  $h_2/R$

$$W_{1,2} = \frac{\sqrt{2}}{3} \left(\frac{h_{1,2}}{R}\right)^{1,5} R^{1,5} 2\alpha \cdot r_{1,2} \quad (2.27)$$

где:  $R$  – радиус абразивной частицы;  $\alpha$  – угол из формулы 2.24.

Учитывая формулы 2.24, 2.26, 2.27, определяем износ  $\Delta h_{1,2}$ , производимый частицей к моменту дробления или удалению из зоны трения

$$\Delta h_{1,2} = \frac{\sigma^{1,5} R^{1,5} 2\alpha \cdot r_{1,2}}{12H^{1,5} \delta^t A_{a1,2}}. \quad (2.28)$$

Учитывая коэффициент дробления частиц, полученный в работе [183], окончательно имеем

$$\Delta h_{1,2} = \frac{0,58\sigma^{1,5} R^{1,5} 2\alpha \cdot r_{1,2}}{H^{1,5} \delta^t A_{a1,2}} \quad (2.29)$$

Для суммирования износов от каждой частицы необходимо знать, какое их количество попадает в зону трения сопряжения. Для этого используем выражения для определения величины протечек через зазор уплотнения (2.16) с концентрацией частиц в жидкости  $\varepsilon_p$ .

Количество абразивных частиц  $N$ , поступающих за время  $t$  в зазор сопряжения вычисляется по формуле

$$N = Q \cdot t \cdot \varepsilon_{pN} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \frac{1}{\frac{4}{3}\pi R^3} \quad (2.30)$$

где:  $Q$  – подача насоса;  $\varepsilon_p$  – концентрация частиц в жидкости.

Величина износа, вызванного абразивными частицами за время  $t$ , рассчитывается по формуле

$$h_{1,2} = \Delta h_{1,2} \cdot N = \frac{0,58\sigma^{1,5}R^{1,5}2\alpha r_{1,2}}{H^{1,5}\delta^t A_{a1,2}} \cdot Q \cdot t \cdot \varepsilon_{pN} \frac{1}{\rho} \cdot \frac{1}{\frac{4}{3}\pi R^3} \quad (2.31)$$

Концентрация абразива в жидкости с учетом дробления по длине секции  $\varepsilon_{pN}$  определяется по формуле (2.10).

## 2.5 Моделирование эрозионного изнашивания

Эрозионному изнашиванию в основном подвержены проточная часть деталей СН – направляющего аппарата, рабочего колеса и деталей ГС – шнека, защитной гильзы, сепаратора. При сквозном локальном износе НА и корпуса секции или ГС наступает отказ функционирования - «промыв» по терминологии нефтяников. При большом износе проточной части ступени или деталей ГС наступает параметрический отказ, т.е. деградация НРХ. Прогнозирование эрозии признано многими исследователями и авторами как очень сложная проблема из-за широкого диапазона изменения основных факторов.

У ступени локальный износ проточной части происходит на периферии НА между дисками РК и НА, в области балансирных отверстий, на кромках лопастей, рис. 2.30, а также в области стыка направляющих аппаратов, рис. 2.31. Источником возмущения служит зазор между гильзами НА.

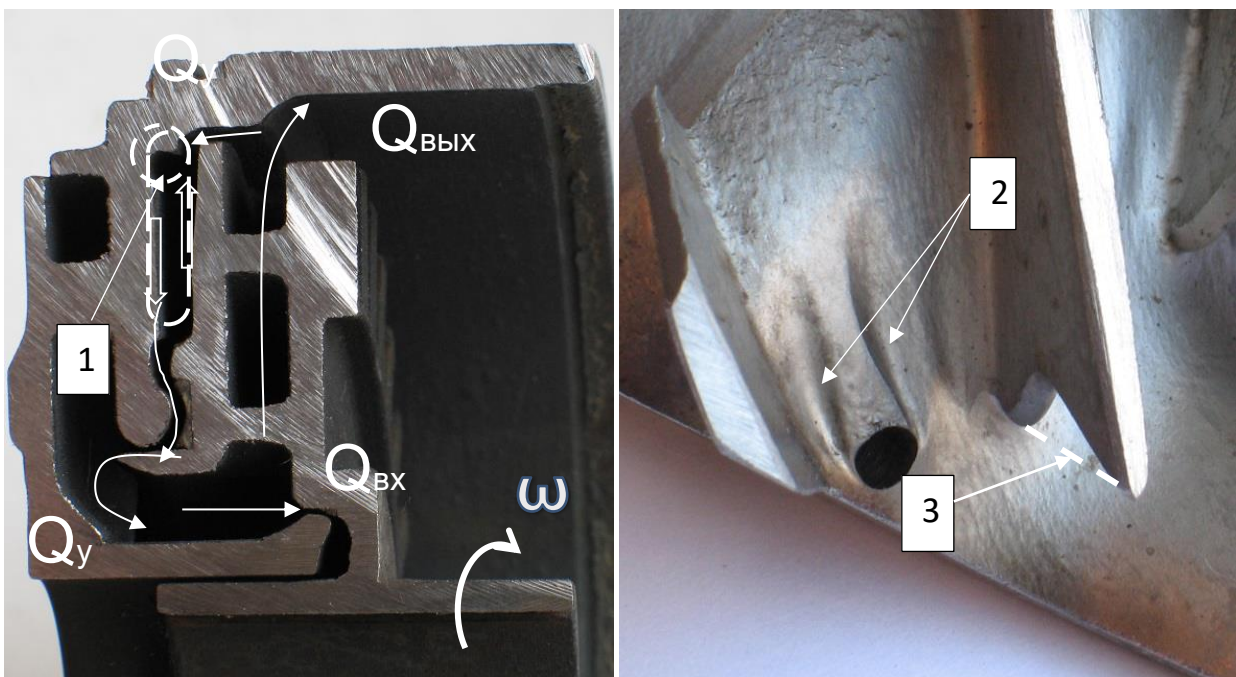


Рисунок 2.30 Основные виды «промыва» ступени: 1 - износ НА, 2 - износ балансирных отверстий РК, 3 – износ передней кромки лопастей (штриховая линия – исходная кромка;  $Q_{вх}$ ,  $Q_{вых}$ ,  $q_y$  – соответственно расход жидкости на входе, выходе, расход утечки)

Вихри, возникающие при обтекании препятствия эрозионным потоком и содержащие абразивные частицы, обладают большим изнашивающим действием, которое отличается двумя особенностями. Во-первых, при вращении вихря его периферийная масса, содержащая абразивные частицы, направлена под углом  $\alpha$  к изнашиваемой поверхности, рис.2.31. Вследствие того, что форма вихря в поперечном сечении изменяется от круга до эллипса, угол  $\alpha$  может принимать различные значения, в том числе и те, при которых интенсивность износа максимальна. Реже происходит эрозионный износ дисков РК и НА с внутренней стороны. При таком многообразии форм и интенсивности эрозионного изнашивания разработка единой модели нереальна.

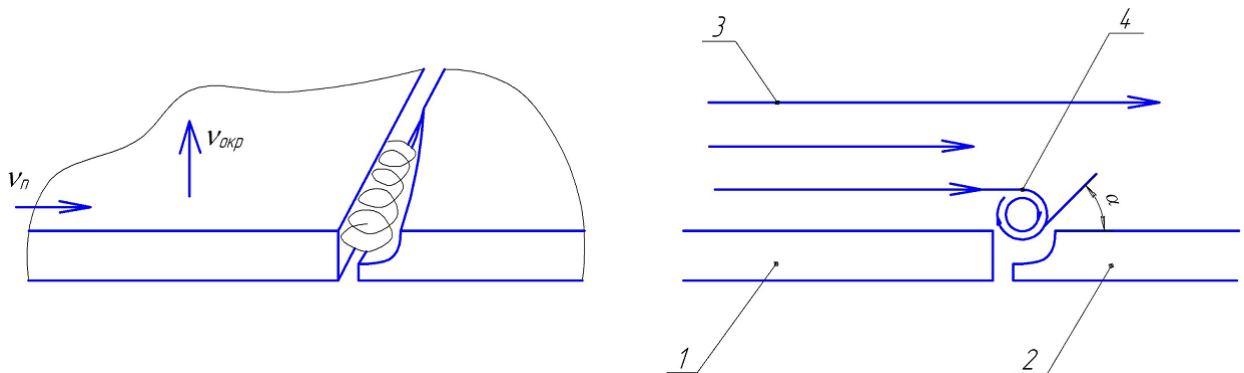


Рисунок 2.31 - Схема возникновения вихря на стыке деталей

Ресурс по критерию эрозионного износа  $t_э$  можно представить в виде

$$t_э = \frac{[h]}{v_{эл}}, \quad (2.32)$$

где:  $[h]$  – допустимая из условия прочности или деградации НРХ величина износа, [мм];  $v_{эл}$  – скорость локального изнашивания, [мм/мин].

Скорость локального изнашивания представим в виде

$$v_{эл} = v_{эсп} k_в, \quad (2.33)$$

где:  $v_{эсп}$  – средняя скорость изнашивания проточной части;  $k_в$  – коэффициент вихреобразования в локальной области. Физический смысл средней скорости изнашивания заключается в том, она характеризует процесс

эрозионного изнашивания при средних значениях скорости потока и концентрации абразивных частиц. Этот методологический прием обусловлен тремя обстоятельствами. Во-первых, невозможно точно смоделировать процесс изнашивания в локальной зоне, даже с использованием современных методов численного моделирования CFD. Во-вторых, сравнение материалов по износостойкости при проведении экспериментальных исследований удобно проводить по средней величине. В-третьих, зона локального износа, как правило, известна на основании предыдущих наблюдений за износом.

Величина  $[h]$  включает в себя толщину гильзы направляющего аппарата в зоне "промыва", рис.2.30, корпуса секции в зоне «промыва» или актуальные размеры деталей проточной части, изменение которых вследствие износа влияет на изменение НРХ.

Назначение предельной величины производим, исходя из условий возникновения отказа функционирования («полет») или параметрического отказа, например, «снижение подачи». Разрушение корпуса на конечной стадии происходит неравномерно по радиусу и может образовываться отверстие в одном месте. Исходя из результатов предварительных расчетов предельного состояния корпусных деталей по критерию прочности, принимаем в качестве допустимой величины – износ, равный 0,7 исходной толщины детали. В окончательном виде имеем:

- $[h]=h_{з.з.}+0,7h_k$  – для газосепаратора;
- $[h]=h_{на}+0,7h_k$  – для ЭЦН, где:
- $h_{з.з.}$  - толщина гильзы защитной;
- $h_{на}$  – толщина стакана направляющего аппарата;
- $h_k$  – толщина стенки корпуса.

Величину скорости изнашивания проточной части  $V_{эсп}$  [мм/мин] можно представить в виде:

$$v_{эсп} = A \frac{Q_{ж} \varepsilon_p \rho_a}{\rho_m S} I_э , \quad (2.34)$$



где  $Q_{\text{ж}}$  – расход жидкости, м<sup>3</sup>/сут;  $\varepsilon_p$  – концентрация абразива в жидкости, мг/л;  $\rho_a, \rho_m$  – соответственно плотность материала абразивных частиц и материала детали, кг/м<sup>3</sup>;  $S$  – площадь поверхности локального износа, м<sup>2</sup>;  $I_3$  – интенсивность эрозионного (гидроабразивного) изнашивания, г/г;  $A$  – коэффициент согласия.

Локальный износ обусловлен высокой энергией частиц вследствие вихреобразования. При отрывных течениях в проточных каналах гидромашин увеличение скорости смеси, вовлеченной в локальные вихревые образования, будет зависеть от масштаба вихрей, например, от их радиуса  $r_n$ , а также от влияния кавитационных явлений. На основе структурно-энергетической теории изнашивания проф. Погодаев Л.И. рекомендует при вихреобразовании потока учитывать относительный радиус вихрей  $k_n$ , влияние кавитации  $k_k$ , угла атаки  $k_a$  и количества частиц  $k_N$  [118,119]. Степень влияния факторов он оценивает зависимостью

$$v_{\text{изн}} = \text{const}_1 (k_n, k_k, v_0)^3 k_a k_N \approx \text{const}_2 v_0^n,$$

где  $v_0$  – скорость невозмущенного потока. Наблюдения показывают, что  $k_n \approx 1,5$ ;  $k_k \approx 1,5$ ;  $k_a = 3,0$ ;  $k_N = 7 \dots 8$ . Степень  $n$  может дискретно изменяться в широких пределах от 3 до 5,5...6,0 и окажется равным 1,0...1,5 при общем гидроабразивном изнашивании; 3,0 – при местном изнашивании и достигнет 5,5...6,0 при местном изнашивании с сильно развитой вихревой структурой потоков двухфазной жидкости.

Процесс эрозионного изнашивания применительно к УЭЛН не исследован в достаточной степени, отсутствуют характеристики эрозионной износостойкости материалов, применяющихся в реальных насосах. Известны лишь простейшие методы и средства оценки износостойкости материалов на основе струйных тестеров внутреннего пользования [11].

Для того, чтобы использовать выражение (2.17) при расчетах необходимо знать интенсивность изнашивания  $I_3$ .

### 2.5.1 Особенности эрозионного изнашивания проточной части ступеней

В отличие от других типов лопастных насосов ЭЛН отличаются составом перекачиваемой среды, скоростными режимами, допустимыми величинами износа. Необходимо отметить низкое содержание в жидкости минеральных частиц (<1%), из которых наиболее твердый – кварц; относительно малые скорости потока в каналах РК и НА – 6...9 м/с [78]. Присутствующий в жидкости в некоторых случаях проппант отличается размером – 0,8...1,5мм. Температура жидкости – до 80<sup>0</sup>С. Углы взаимодействия частиц с поверхностью деталей – 0...90<sup>0</sup>. Материалы деталей – преимущественно чугун, нирезист и порошковые стали.

При выводе расчетных зависимостей для определения эрозионного износа необходимо предварительно выделить превалирующий механизм изнашивания. Наиболее часто встречающимися являются: микрорезание, усталостное и полидеформационное разрушение, коррозионно-эрозионное изнашивание.

Для общего случая эрозионного изнашивания деталей ЭЛН в пластовой жидкости справедливо выражение для величины массы материала  $\Delta m_{\Sigma}$ , удаленного в результате совместного воздействия абразивных частиц и коррозионно-активных веществ:

$$\Delta m_{\Sigma} = \Delta m_{\varepsilon} + \Delta m_{\kappa} + \Delta m_{\sigma} ,$$

где:  $\Delta m_{\varepsilon}$ ,  $\Delta m_{\kappa}$  – масса материала, удаленная соответственно в процессе воздействия абразивных частиц, коррозионного процесса;  $\Delta m_{\sigma}$  - синергетический эффект. Первая составляющая эрозионного износа является наиболее важной.

Функционально соотношение между величиной удаленного материала  $\Delta m_{\varepsilon}$  и основными параметрами эрозионного процесса может быть выражено в неявном виде

$$\Delta m_{\varepsilon} = F(w_p, \theta, d_p, \lambda_F, \rho_p, H_p, \varepsilon_p, H_s, \varepsilon_s, k_{HCl}) ,$$

где:  $w_p$  - скорость частиц;  $\theta$  - угол соударения частицы с поверхностью детали;  $d_p$  - размер,  $\lambda_F$  – фактор формы частицы;  $\rho_p$  – плотность,  $H_p$  - твердость,  $\varepsilon_p$  - концентрация частиц,  $\lambda_M$  - фактор материала деталей, характеризующий

твердостью  $H_s$ , пластичностью  $\varepsilon_s$ , другими механическими свойствами. Кроме того, общая картина эрозионного изнашивания усложняется присутствием коррозионно-активных веществ, характеризуемых  $k_{HCl}$ .

*Скорость частиц* влияет на кинетическую энергию и, следовательно, на интенсивность разрушения поверхности. Уровень влияния в различных публикациях оценивается показателем степени в диапазоне  $\sim 0,9 \dots 6$ , но наиболее часто упоминается третья степень. В большинстве публикаций скорость частиц приравнивают к скорости потока.

*Угол соударения* определяет характер и интенсивность износа, которые различаются для условно «пластичных» и «хрупких» материалов. Максимальный износ для первых достигается  $\sim$  при  $30^\circ$ , для вторых – при  $90^\circ$  [214].

*Характеристики абразивных частиц:*

*Размер абразивной частицы* и ее масса влияют на величину кинетической энергии частицы, что при равных прочих условиях предполагает увеличение износа при увеличении размера. Однако в ряде публикаций этот вывод не подтверждается. Спектр размеров абразивных частиц на месторождениях различается. Поэтому используется параметр среднего диаметра частицы.

*Твердость и форма частиц* влияют на интенсивность износа. Чем тверже частица, тем выше износ. Однако при больших различиях в твердости частиц и материала образца влияние твердости существенно снижается. Угловатые формы частиц при иных равных условиях приводят к большему износу.

*Структура потока* влияет на условия возникновения локальных износов вследствие возникновения вторичных потоков, вихрей, торможения и рециркуляции, перераспределения вследствие этого концентрации частиц, изменения углов соударения. Вихревой поток увеличивает угол удара частиц о поверхность [286]. Эти процессы наиболее сложно рассчитать количественно, но влияют они на износ много больше, чем средняя скорость.

Методика исследования эрозионного (гидроабразивного) изнашивания деталей установки состоит из двух этапов:

- исследование процесса эрозионного изнашивания применяемых материалов на основе расчетных моделей;
- исследование натуральных деталей с целью определения областей локального износа и верификации результатов, полученных при модельных испытаниях.

В качестве характеристики износа принимаем интенсивность изнашивания  $I_э$ , представляющую отношение массы изнашиваемого материала  $\Delta m_э$  к массе абразивных частиц  $m_a$ , воздействующих в опыте на изнашиваемую поверхность

$$I_э = \frac{\Delta m_э}{m_a} = \frac{W_s \rho}{\frac{4}{3} \pi R^3 \rho_p N},$$

где:  $W_s$  – изношенный объем материала;  $\rho$  и  $\rho_p$  – плотности изношенного материала и абразивных частиц;  $R$  – радиус частицы;  $N$  – количество частиц, вызвавших износ.

Объем изношенного материала, в результате воздействия на поверхность абразивной частицы под углом  $\theta$  можно записать в дифференциальном виде

$$dW = \frac{W_d}{n_p d_k} dx, \quad (2.35)$$

Где:  $W_d$  - объем материала, деформированного при ударе;  $n_p$  – число ударов, приводящих его к разрушению;  $d_k$  – диаметр пятна контакта.

Диаметр пятна контакта для малых относительных внедрений, когда  $\frac{h}{R} \ll 1$ , определяется:

$$d_k = 2\sqrt{Rh},$$

где:  $h$  - глубина внедрения частиц в материал;

Деформированный объем от  $N$  частиц вычисляется

$$W_d = N\pi R h^2.$$

Для пластического контакта и усталостного механизма изнашивания число циклов до разрушения определяется [73]:

$$n_{\pi} = \left( e_0 \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1-kf}{1+kf}} \right)^t \left( \frac{R}{h} \right)^{t/2},$$

где:  $k' = \frac{2HB}{\sigma_T}$ . Выражение в скобках характеризует степень наклепа при трении частицы о поверхность.

Для определения объема изношенного материала  $W_d$  достаточно проинтегрировать уравнение (2.35) по  $x$ .

Рассмотрим взаимодействие частицы и поверхности. При ударе частицы о поверхность материала под некоторым углом в нем возникают деформации сдвига. В случае, если деформация сдвига превышает предел упругой деформации материала, частица проникает в материал и производит либо удаление (микрорезание), либо деформирует его.

Уравнение удара жесткой сферической частицы о деформируемое полупространство записывается в виде

$$m_p \frac{d^2h}{dt^2} = -F_B(h) ; m_p \frac{d^2x}{dt^2} = -F_T ,$$

где:  $F_B$  – вертикальная компонента силы удара;  $F_T$  – горизонтальная компонента силы удара. Вторая обусловлена трением в контакте. Для пластического контакта первое выражение можно записать

$$m_p \frac{d^2h}{dt^2} = -\pi R h c \sigma_T , \quad (2.36)$$

где:  $c$  – коэффициент формы частицы (для сферы  $\sim 3$ );  $\sigma_T$  – предел текучести изнашиваемого материала. Отрицательный знак в уравнении означает, что материал сопротивляется проникающему действию частицы.

После подстановки выражения массы частицы в (2.36) уравнение переписываем как:

$$\frac{d^2h}{dt^2} = -\frac{9\sigma_T h}{4\rho_p R^2} .$$

После интегрирования уравнения с учетом условия, что при  $dh/dt = 0$  достигается максимальная глубина проникновения  $h_{max}$ , получаем

$$h_{max}^3 = \frac{1}{9} w_p^3 R^3 \sin^3 \theta \left( \frac{\rho_p}{\sigma_T} \right)^{3/2} . \quad (2.37)$$

Поскольку объем материала, удаляемый частицей с поверхности детали при ударе, пропорционален  $h_{max}^3$ , то масса удаленного одной частицей материала  $m_i$  получается из выражения

$$m_i^p = A\rho h_{max}^3 = \frac{A\rho\rho_p^{3/2}R^3w_p^3\sin^3\theta}{9\sigma_T^{3/2}}.$$

При эрозионном изнашивании большое значение имеет форма частиц. Наибольшим абразивным эффектом обладают угловатые частицы. Поэтому в полученную зависимость необходимо добавить фактор формы частиц  $\lambda_F$ , который не имеет точного математического описания, а существует в виде опытного коэффициента, получаемого на основании опыта.

$$m_i^p = \lambda_F \frac{A\rho\rho_p^{3/2}R^3w_p^3\sin^3\theta}{9\sigma_T^{3/2}}$$

Интенсивность эрозионного изнашивания одной частицей по механизму микрорезания  $I_{эп}$  можно в окончательном виде записать

$$I_{эп} = \frac{m_i^p}{m_a} = \lambda_F \frac{A\rho\rho_p^{3/2}R^3w_p^3\sin^3\theta}{9\sigma_T^{3/2}\left(\frac{4}{3}\pi\rho_pR^3\right)} = \lambda_F \frac{A_1\rho\rho_p^{1/2}w_p^3\sin^3\theta}{\sigma_T^{3/2}}, \quad (2.38)$$

где:  $A$  и  $A_1$  – коэффициенты, определяемые экспериментально.

Процесс эрозионного изнашивания может протекать для рассматриваемых условий либо по механизму микрорезания, либо усталостному механизму. Это зависит от разных факторов: механических характеристик материала деталей, углов взаимодействия частиц с поверхностью детали, которые зависят в свою очередь от характеристик жидкости, ее турбулентности и т.д. Полученную формулу (2.36) можно использовать для пластичных материалов при процессе микрорезания и при пологих углах взаимодействия частиц с поверхностью. Коэффициенты  $A$  и  $A_1$  необходимо получать путем проведения экспериментов на специальных стендах.

Для определения интенсивности эрозионного изнашивания по механизму пластической деформации приравняем работу, совершаемую нормальной

компонентой силы удара при вдавливании частицы в поверхность материала, и нормальную составляющую кинетической энергии.

Нормальная составляющая кинетической энергии  $E_n$  определяется

$$E_n = \frac{1}{2} m_p w^2 = \frac{4\pi}{3} R^3 \rho_p w^2 \sin^2 \theta \quad (2.39)$$

Для вычисления работы  $A_n$  воспользуемся соотношением, связывающим нормальную силу  $F_B(h)$  и диаметр лунки  $\delta$ , образовавшейся при ударе  $F_B(h) = a\delta^n$  [187].

Глубина проникновения частицы в материал определяется из геометрических соображений

$$h = R - \frac{1}{2} \sqrt{4R^2 - \delta^2},$$

Задавая значения  $a = \frac{1}{4} \pi H_V$ ;  $n = 2,0$ , где  $H_V$ - твердость материала по Виккерсу, уравнение работы записываем в виде

$$A_n = \frac{1}{8} \pi H_V \int_0^{h_{max}} \frac{\delta^2 d\delta}{(4R^2 - \delta^2)^{1/2}} \quad (2.40)$$

Приравнивая правые части уравнений (2.39) и (2.40) и вычисляя интеграл выражения (2.40), получаем зависимость максимальной глубины проникновения частицы в материал

$$h_{max}^3 = \frac{\rho_p^{3/2} R^3 w_p^3 \sin^3 \theta}{8H_V^{3/2}}$$

Предполагая, что размеры лунки от удара частицей полностью пропорциональны  $h_{max}^3$ , масса удаленного материала по механизму пластической деформации одной частицей определяется выражением

$$m_i^D = A_d \rho h_{max}^3 = A_d \rho \frac{\rho_p^{3/2} R^3 w_p^3 \sin^3 \theta}{8H_V^{3/2}} \quad (2.41)$$

Интенсивность изнашивания по механизму пластической деформации определяется путем деления  $m_i^D$  на массу частицы  $m_p = \frac{8}{6} \pi \rho_p R_p^3$

$$I_{\text{эд}} = \frac{m_i^D}{m_a} = \lambda_F A_{D1} \rho \frac{\rho_p^{1/2} R^3 w_p^3 \sin^3 \theta}{H_V^{3/2}} \quad (2.42)$$

Где:  $A_D$  и  $A_{D1}$  - коэффициенты, определяемые экспериментально.

Для практического применения полученных зависимостей удобнее пользоваться скоростью эрозионного изнашивания  $v_{\text{э}}$  или скоростью коррозионно-эрозионного изнашивания  $v_{\text{кэ}}$ , между которыми имеются определенные соотношения.

Скорость эрозионного изнашивания определяется  $v_{\text{э}} = I_{\text{э}} m_a \frac{1}{t}$  [г/мин].

Линейная величина износа  $h$  определяется  $h = v_{\text{э}} \frac{t}{S\rho}$ , где  $S$  – площадь поверхности износа.

Более актуальная характеристика - линейная скорость изнашивания

$$v_{\text{э}}^L = \frac{h}{St} = \frac{I_{\text{э}} m_a}{S\rho t}, [\text{мм/мин} \cdot \text{мм}^2].$$

Требуемые для расчетов характеристики потока жидкости (скорость локальная, вихреобразование, углы взаимодействия частиц с поверхностью) определяются из решения задачи течения жидкости с частицами численными методами в CFD.

## **2.6 Методы оценки предельного состояния ресурсопределяющих элементов при изнашивании**

Процесс изнашивания сопряжений при определенных условиях приводит к возникновению предельного состояния, заключающегося в исчерпании ресурса деталей насоса. Наиболее критичными в этом смысле являются разрушение фланцевого соединения корпуса ЭЛН и вала вследствие динамических нагрузок, вызванных износом сопряжений и предельное увеличение зазоров в уплотнениях ступеней.



### 2.6.1 Расчет предельного состояния корпусных деталей при изнашивании

Увеличение изгибных колебаний насоса вследствие износа сопряжений приводит к наступлению предельного состояния корпусных деталей по критерию усталостной прочности. Для оценки условий наступления предельного состояния необходимо рассчитать напряженно-деформированное состояние наиболее нагруженных деталей – фланцевых соединений с использованием численных методов. Основной смысл этой задачи заключается в определении напряжений разрушения при изменении динамики установки вследствие износа, алгоритм решения которой иллюстрируется рис.2.32.

На первом этапе рассчитывают запас прочности фланцевого соединения при переменных нагрузках  $n_{-\sigma}$  для данной конструкции и предельные напряжения  $[\sigma_{-1}]$ , при которых происходит разрушение через определенное

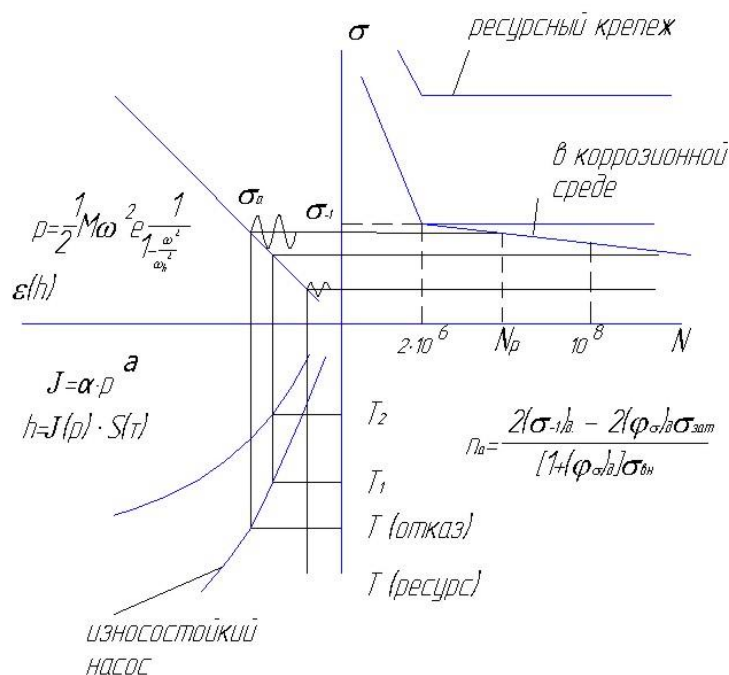


Рисунок 2.32 - Расчетная модель предельного состояния фланцевого соединения

количество циклов. Затем из решения задачи динамики с износом определяют напряжения в корпусе в зависимости от задаваемой величины износа. Величина износа в этом случае задается из условия обеспечения допустимой деградации напорно-расходной характеристики.

Если выполняется условие  $\sigma_{-1} < [\sigma_{-1}]$  при допустимой величине износа, то предельное состояние не достигается. Если это условие не выполняется, то на третьем этапе, исходя из требований необходимого ресурса, выбирают тип насоса и средства обеспечения износостойкости, которых обеспечат соотношение  $h < [h]$ . Решение задачи динамики с износом производится на основании алгоритма, изложенного в разделе 2.1. Результаты решения задачи позволяют выявить распределение напряжений по фланцевому соединению, переменные величины изгибающих моментов и напряжений, рис.2.33.

Предельное состояние фланцевых соединений с учетом влияния пластических деформаций микронеровностей на сопротивление усталости винтов при нагружении пульсирующей нагрузкой, круговым опрокидывающим моментом исследованы в работах [48,49] и подтверждены многочисленными

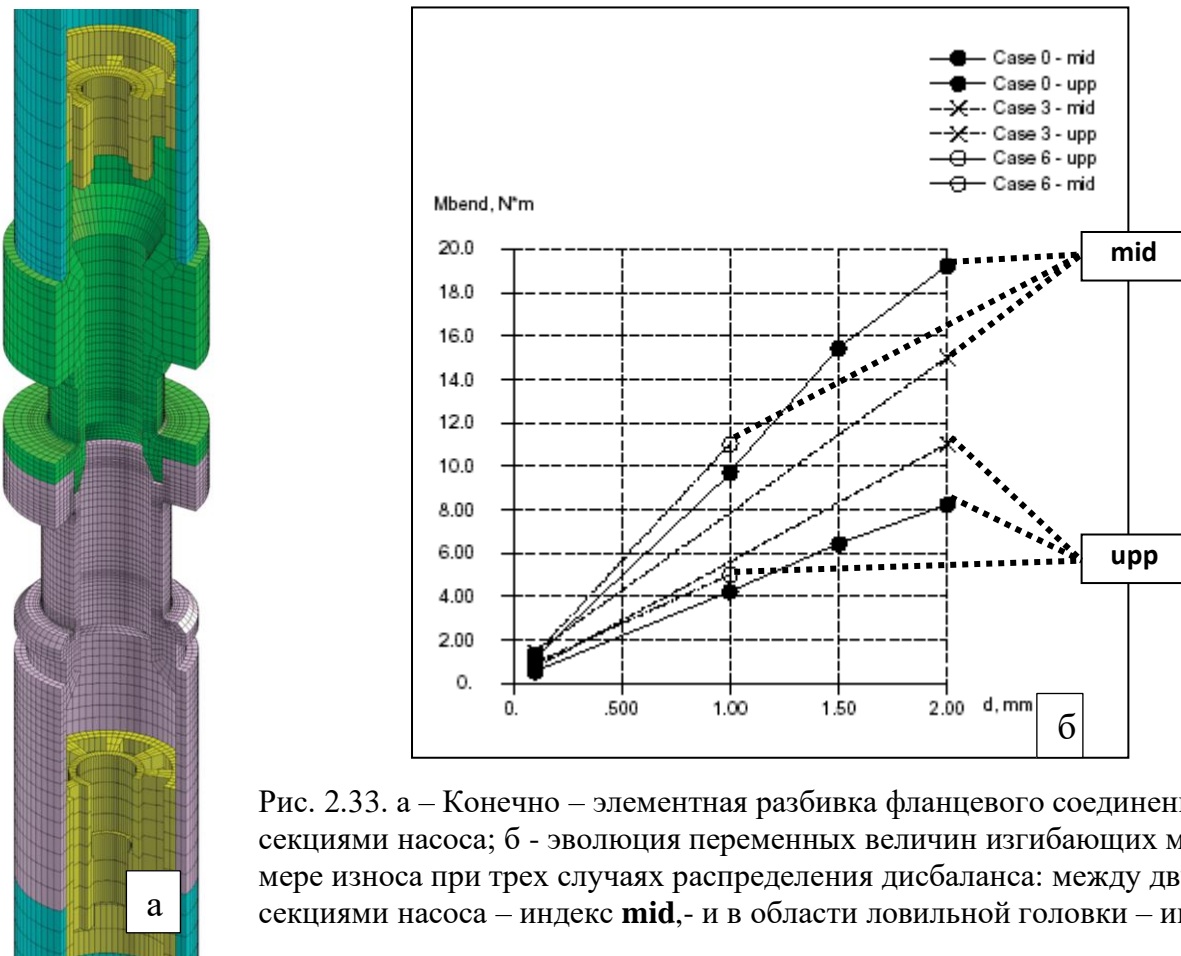


Рис. 2.33. а – Конечно – элементная разбивка фланцевого соединения между секциями насоса; б - эволюция переменных величин изгибающих моментов по мере износа при трех случаях распределения дисбаланса: между двумя секциями насоса – индекс **mid**,- и в области ловильной головки – индекс **upr**.

испытаниями [137,143,148,149,152] и даны рекомендации по повышению надежности резьбовых соединений [50].

### **2.6.2 Моделирование динамики вала, обусловленной износом**

Динамика вала обусловлена переходными процессами при пуске, процессом изнашивания при повторно-кратковременных режимах эксплуатации, связанных с изменением частоты вращения в широком диапазоне, при случайном попадании в зазор механических примесей, вследствие изменения состава пластовой жидкости «нефть – вода – газ».

Наибольшее влияние на изменение момента насоса оказывает износ осевых сопряжений "шайба-бурт НА" при полном износе антифрикционной шайбы. Вторым важным фактором является изменение частоты вращения в процессе этапа вывода на режим, который может продолжаться длительное время. Поэтому "прохождение" критических частот может вызвать резонанс с последующим разрушением сопряжений и вала.

Для оценки влияния частоты вращения на работоспособность трибосопряжений необходимо провести модальный анализ, который позволит выделить собственные частоты крутильных колебаний вала. При совпадении их с частотой вращения вала происходит нарушение условий трения и в части случаев механическое разрушение втулок подшипника.

Расчет собственных частот крутильных колебаний вала насоса Р23-ЭЦН компании Baker Hughes, рис. 2.34, позволяет выделить вторую гармонику 40,797 Гц и третью гармонику 67,067 Гц, которые попадают в диапазон регулирования частоты вращения вала (35-70 Гц). В первом случае вероятное место разрушения – гидрозащита или средняя часть насоса. Во втором случае – «гидрозащита – ПЭД» и нижняя или верхняя часть вала насоса. Остальные значения собственных крутильных колебаний находятся вне возможного диапазона регулирования частоты вращения.

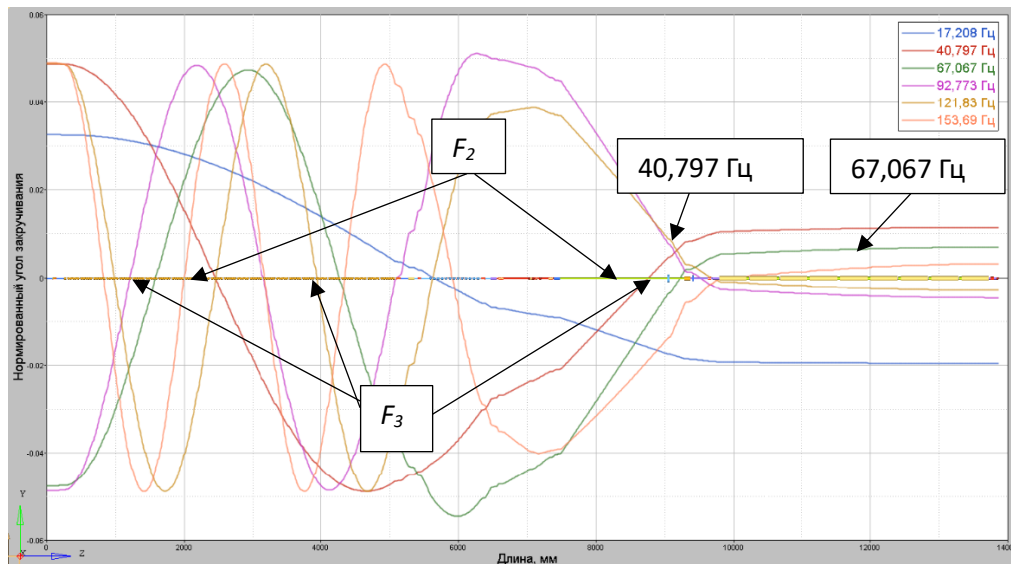


Рисунок 2.34 - Графики нормированного угла закручивания, соответствующие собственным частотам крутильных колебаний Р23-ЭЦН компании Baker Hughes

Основной смысл расчетов состоит в разработке требований к эксплуатирующей организации по диапазону вращения вала, исключающему критические значения. Предельное состояние вала ЭЛН по критерию прочности исследовано в работе [144] и путем многочисленных испытаний.

## 2.7 Выводы по главе 2

1. На основании результатов численного моделирования динамики УЭЦН с износом радиальных сопряжений установлено, что режимы работы соответствуют работе в "закритической области", основные формы вращения вала – синхронная с частотой  $\sim 10$  Гц и асинхронная прецессия, а износ сопряжений зависит от распределения дисбалансов РК.
2. Получены критерии аффинного подобия природы и модели насосной секции УЭЛН как динамической системы ( $\pi_1 = \frac{a^0}{m^0 L^2}$ ;  $\pi_2 = EI^0 / L^4 m^0 \omega^0$ ), необходимые для применения в конструкции стендов и разработке модели секции.
3. Разработана модель износостойкости секции, которая в основном зависит от износостойкости ступеней, динамического фактора, изменения свойств

абразивных частиц и конструкционного фактора, включающего промежуточные подшипники.

4. Разработана трибологическая модель ступени с прецессионным вращением вала на основе суперпозиции процессов абразивного и коррозионно-эрозионного изнашивания, включающая кинетические, гидравлические факторы, свойства материалов, среды.

5. Разработаны на основе усталостной теории зависимости для расчета износа радиальных сопряжений ступеней в среде с абразивом для условий синхронной прецессии вала.

5. Разработаны расчетные зависимости эрозионного изнашивания пластичных материалов для механизма микрорезания и пластической деформации.

6. Разработаны методы оценки предельного состояния фланцевых деталей и валов ЭЦН по критерию прочности, обусловленного критическим износом сопряжений и проточной части.

### **ГЛАВА 3**

## **РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ИЗНАШИВАНИЯ И ДИНАМИКИ ЭЛН**

Как показал анализ литературы и изучение практики ведущих нефтяных компаний и заводов – изготовителей погружного оборудования, основным методологическим подходом при обеспечении ресурса нефтепогружного оборудования является разработка стендов для подтверждения эксплуатационных характеристик нового и ремонтного оборудования. В отрасли отсутствуют единые требования к конструкции стендов и методикам испытаний отдельных узлов, деталей на трение и износ. Основным недостатком существующих методик заключается в раздельном исследовании трибологических и вибрационных характеристик установки без их взаимосвязи.

Поставлена задача разработки комплекса стендов для исследования трибодинамических процессов на основе единого методологического и конструкторско-технологического подхода.

### **3.1 Методология экспериментального исследования процесса изнашивания и динамики ЭЛН**

Известны два основных подхода при экспериментальном исследовании трибологических и динамических процессов в ЭЛН: натурные сравнительные испытания в промышленных скважинах [181, 257], испытания сборок или коротких секций с использованием оригинальных стендов [306,244]. В первом случае можно оценить реальное влияние эксплуатационных факторов на износ и ресурс. Однако сложно корректно определять в течение длительного времени концентрацию, тип абразивных частиц и коррозионно-активных элементов. Кроме того, это наиболее трудоемкий и дорогостоящий метод, не позволяющий использовать результаты для всех типоразмеров оборудования и ограничен по

спектру возмущающих факторов. Второй подход применяется в основном при сравнительных испытаниях для выбора материалов рабочих органов. В обоих случаях отсутствует комплексный подход к исследованию трибологических и динамических процессов.

*Методологической основой* разработки испытательных стендов являются систематизированные на основании статистических исследований основные процессы разрушения, имеющие место в реальной эксплуатации и разработанная структура трибодинамической системы, рис.2.1. Из анализа полученных в главе 2 расчетных зависимостей, а также из обзора литературы [260,148], можно видеть, что для прогнозирования износа основных трибосопряжений в абразивосодержащей, коррозионно-активной среде при наличии сложного движения вала необходимо получить экспериментальные константы, т.к. аналитическое решение трибодинамической задачи отсутствует.

Особенностью методологии является комбинация натуральных объектов и образцов материалов, а также использование методики ускоренных испытаний. Стенды объединены единой методикой испытаний, диапазонами рабочих характеристик, в наибольшей степени соответствующим реальным условиям эксплуатации, с возможностью получения результатов в приемлемые временные интервалы и ориентированы на ресурсопределяющие узлы, рис.3.1. Принимая во внимание большие ресурсы реальных изделий (до 1000 суток и выше) и малые интенсивности изнашивания, применены методы ускоренных испытаний с соблюдением автомодельности опыта и отсутствием избирательности, т.е. перераспределения интенсивности изнашивания между отдельными узлами и деталями насоса, в том числе между взаимно трущимися поверхностями в процессе опыта.

Структура стендов, рис.3.1, разработана на основе результатов численного моделирования трибодинамической системы и критериев подобия динамики модели и натуре, глава 2, и включает три уровня: трибодинамические исследования полноразмерных секций; исследование процессов абразивного и коррозионно-эрозионного изнашивания сопряжений СН, подшипников и

материалов на модельных стендах; исследование предельного состояния гидродинамических подшипников и уплотнений.

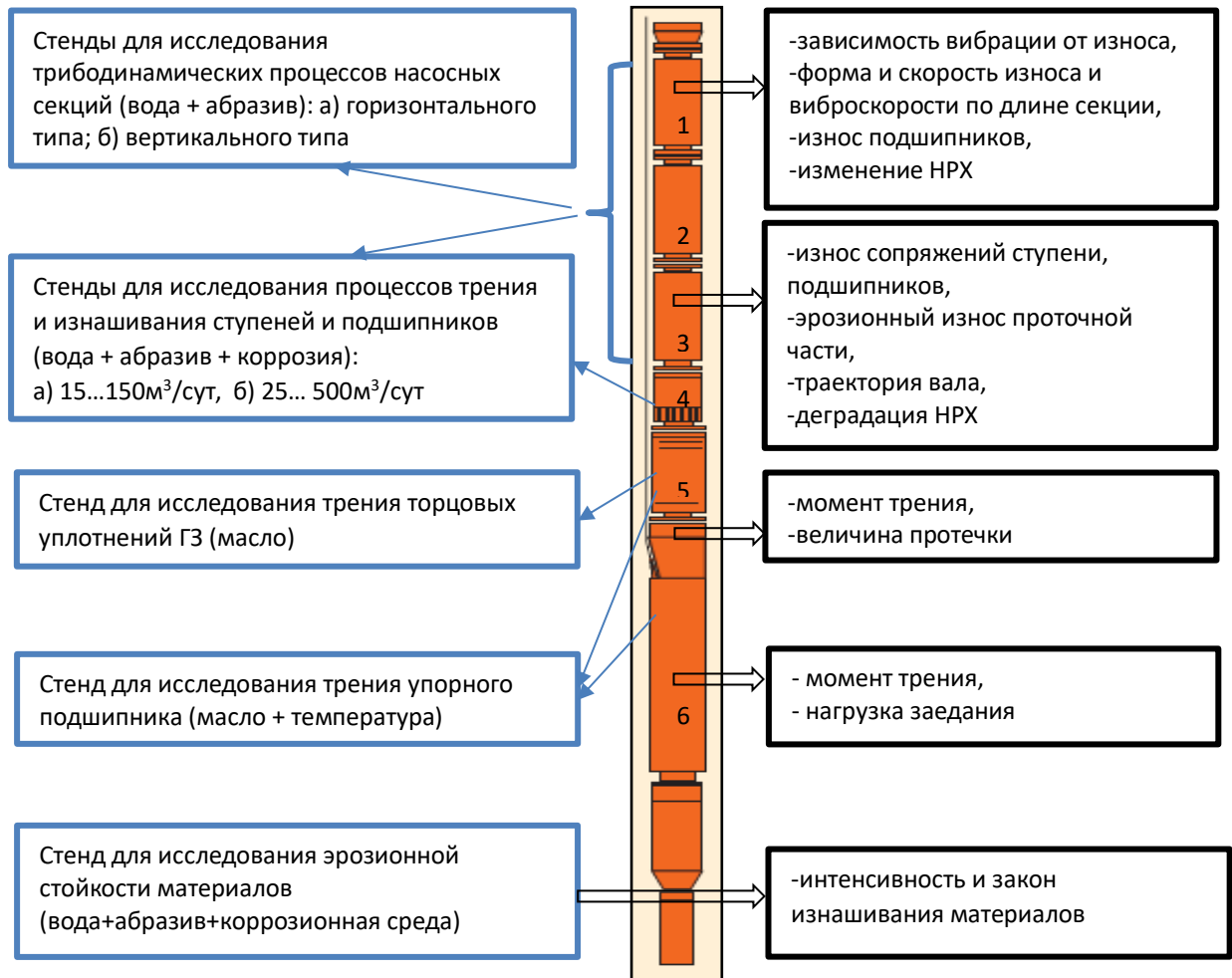


Рисунок 3.1 - Структура стендов для исследования трибодинамической системы ЭЛН: 1,2,3-насосные секции; 4-входной модуль-газосепаратор; 5-гидрозащита; 6-электродвигатель погружной

*Насосная секция*, рис.1.2, выбрана в качестве объекта для комплексного исследования трибологических и динамических процессов. Это обусловлено тем, что при изучении трибодинамической системы необходимо получить не только значения величины износа, вибрации, их взаимозависимость, но и изменение этих величин по длине насоса, что крайне важно для «субтильной» конструкции. Именно это обстоятельство не позволяет ограничиться только испытаниями ступени или сборки СН для исследования динамических процессов. Основная цель испытаний секций - получение зависимости виброскорости от износа



сопряжений, влияние на износостойкость и динамику конструкционного фактора, исследование взаимозависимости износа и динамики.

*Ступень нефтяная* – основной элемент ЭЛН, рис.2.23, 2.24, состоит из комбинации сопряжений (уплотнений) и проточной части, износостойкость которых определяет ресурс установки.

Для воспроизведения реальной гидравлики на входе и выходе, и сокращения материальных затрат на проведение испытаний выбрали комбинацию «направляющий аппарат + рабочее колесо + направляющий аппарат». Динамика обеспечивается применением вала переменной жесткости, глава 2, рис.2.19, с помощью которого можно реализовать определенную форму вращения вала. Это принципиальное отличие от существующих подходов, использующих насосные сборки, состоящие из 6...10 ступеней [15, 16, 98], и жесткий вал в концевых подшипниках, который не позволяет воспроизводить реальную динамику и траекторию вала, например, прецессию.

*Подшипники* в натуральном масштабе являются оптимальным объектом испытаний для получения трибологических характеристик в силу узкого диапазона размеров и простоты средств создания необходимых условий опыта. Необходимые гидравлические условия в зоне трения создаются использованием сборки "НА + РК + НА", выполняющей функцию насоса.

Помимо вышеприведенных объектов для испытаний, непосредственно входящих в состав ЭЛН, необходимо испытать *гидродинамический упорный подшипник* гидрозащиты, обеспечивающий износостойкость осевых сопряжений ступеней в насосах компрессионной сборки и *торцовые уплотнения*, обеспечивающие работоспособность самого подшипника. Цель испытаний – определить предельное состояние этих объектов по критериям работоспособности.

Ведущие научно-исследовательские центры в области надежности погружного оборудования разрабатывают свои программы по созданию комплекса испытательных стендов. Например, в Техасском университете А&М предложена концепция проекта создания испытательных стендов для основных

ресурсопределяющих узлов УЭЦН: упорного подшипника, торцовых уплотнений, насосной сборки для высокопроизводительных насосов [273,275].

Методология разработки стендов предполагает единство требований к их структуре. Испытания насосных секций, ступеней, подшипников должны проводиться с использованием жидкости, максимально похожей на реальную пластовую жидкость, при ускоряющей процедуре и минимальных издержках, а также с использованием единой системы измерений.

В качестве базовой системы измерения трибологических параметров комплекса стендов выбран программно-аппаратный комплекс фирмы National Instruments, в том числе с использованием контроллера реального времени для стенда испытаний насосных секций. Контроллер реального времени содержит промышленный процессор, который с высокой степенью надежности и детерминизма выполняет приложения LabVIEW RealTime и обеспечивает управление с разными скоростями, трассировку выполнения, встроенную регистрацию данных и связь с периферийными устройствами.

Измерительная система для регистрации динамических характеристик построена на технологии PXI National Instruments, рис.3.2. Одновременный съём сигнала по восьми каналам осуществляется модулем SCXI-1531, установленным в шасси SCXI-1000. Оцифровка сигнала происходит в модуле PXI-6070 с частотой семплирования 1,25 Мс/с.



Рисунок 3.2 - Состав системы измерений вибрационных параметров насосной секции

Прием, обработка и представление результатов измерения осуществляется встроенным контроллером реального времени PXI-8156B/333RT. Для управления измерительной системой использовали среду LabView 5.1 RT и специально разработанную программу VIBROPUMP. Весь процесс разбивается на четыре этапа: сбор и формирование данных; кондиционирование сигнала; оцифровка сигнала; прием, обработка и представление результатов измерений. Измерительная система стендов для исследования трения и износа ступеней, радиальных подшипников, упорных подшипников, уплотнений и материалов построена на базе современной - модульной платформы сбора данных NI CompactDAQ, рис.3.3. Для каждого стенда подбирается своя комплектация датчиков и измерительных модулей в соответствии с заданными требованиями и разрабатывается программа измерений.

При трибологических испытаниях насосных секций, ступеней, подшипников, работающих в пластовой жидкости с включением абразивных частиц важно выбрать тип абразива, обосновать механизм подачи его в рабочую зону стенда и условия ускорения опыта.

Из литературы известно, что в большинстве случаев используют кварцевый песок или формовочный песок в качестве абразива с размером фракций в диапазоне 100...500 мкм [244,306,260,97,317]. В отдельных случаях используют комбинированную смесь «кварцевый песок+проппант». При лабораторных испытаниях на износ деталей и материалов погружного оборудования используют различные типы абразива: кварцевый песок, проппант, корунд, карбид кремния, диоксид кремния, их комбинации.

Наиболее точным считается опыт с использованием разомкнутого типа движения абразива, когда абразив, прошедший зону трения, отделяется от жидкости, а в жидкость поступают новые порции абразива. По этой схеме, например, проводили опыты с насосными секциями специалисты зарубежных компаний REDA, ODI, Техас [244]. В последних зарубежных исследованиях

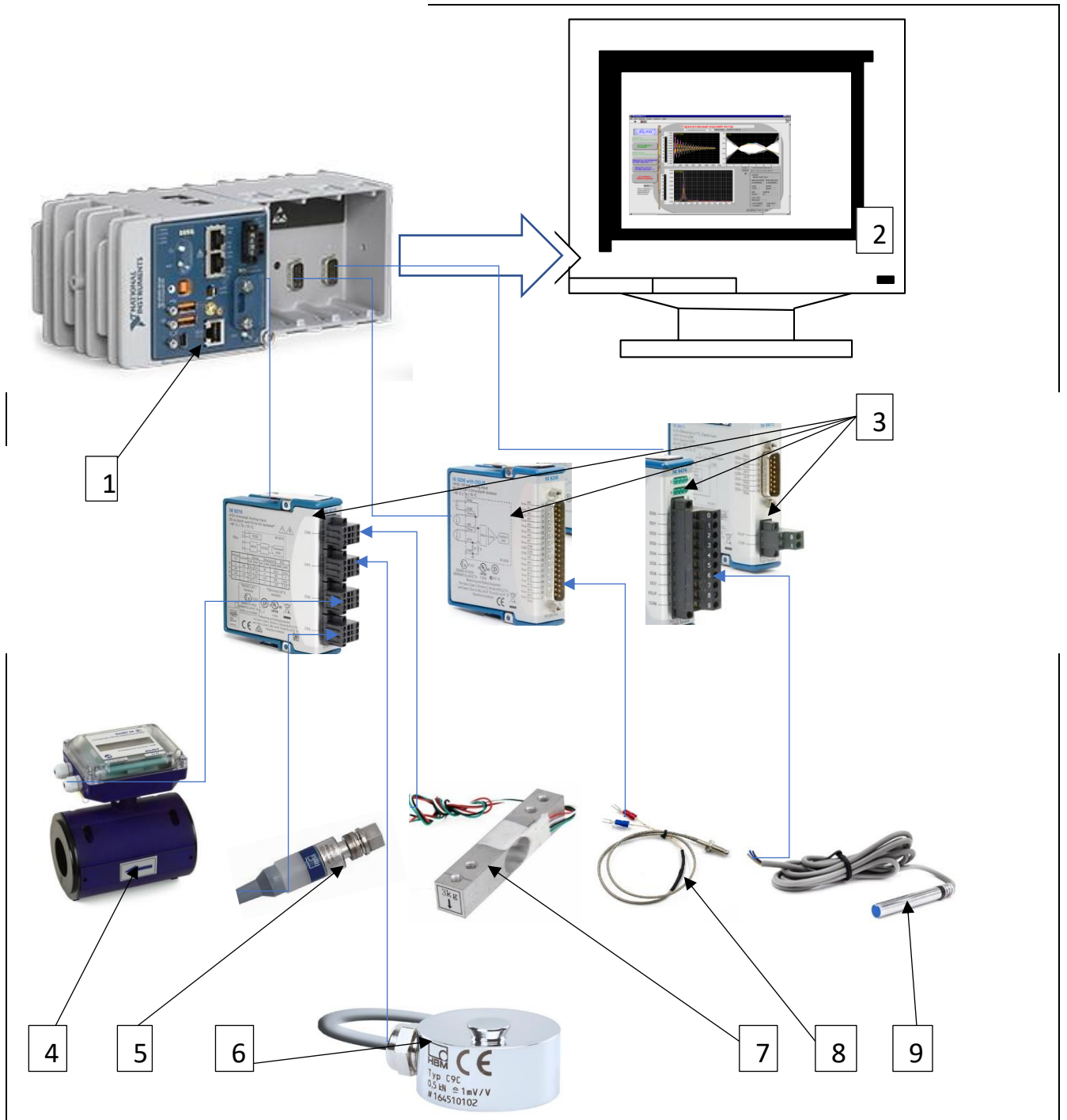


Рисунок 3.3 - Состав системы измерений трибологических стендов 1-контроллер, 2-компьютер, 3-измерительный модуль, 4-расходомер, 5-датчик давления, 6-датчик силы, 7-балочный датчик силы, 8-термодатчик(термопара, термосопротивление), 9-датчик положения используют два контура, снабженные отдельными насосами: основной контур и вспомогательный с подачей абразива. Подача через вспомогательный контур составляет 5% от основной подачи. Перед испытуемым насосом оба контура соединяются. На выходе из насоса вода рециркулируется, а использованный песок отделяется системой гидроциклонного сепаратора. Этот прием позволяет

исключить износ основного бустерного насоса. Однако это и наиболее затратный способ, требующий не одну тонну песка. В большинстве случаев используют замкнутый контур движения абразива, когда один и тот же абразив многократно проходит через зону трения. В этом случае необходимо учитывать степень изменения режущих свойств абразива после многократного попадания в зону трения, особенно износостойких промежуточных подшипников. Например, применяют методический прием, заключающийся в периодическом досыпании свежего абразива [39].

Для оценки различия между двумя типами методики провели предварительные опыты. Испытывали СН 5-50 в течение различного времени при концентрации абразива 10 г/л. Вначале провели три опыта, в каждом из которых производили засыпку нового абразива, с общим временем испытаний 365 мин. После каждого опыта производили разборку, измерение износа и последующую сборку идентичным образом. Затем провели опыт с одной засыпкой в течение

Таблица 3.1 – Результаты опытов

Номер опыта	Засыпка нового абразива в каждом опыте			суммарный результат	Одна засыпка абразива	скорость износа, г/мин	
	Опыт 1	Опыт 2	Опыт 3			1-3 опыта	Один опыт
Время, мин	112	117	136	365	300		
$\Delta m_{PK}$ , г	1,155	0,503	0,265	1,923	1,085	0,0053	0,0036
$\Delta m_{HA1}$ , г	0,63	0,57	0,38	1,58	0,91	0,0043	0,003
$\Delta m_{HA2}$ , г	0,66	0,41	0,18	1,25	0,72	0,0034	0,0024

Примечание:  $\Delta m_{PK}$ ,  $\Delta m_{HA1}$ ,  $\Delta m_{HA2}$  – изменение массы, соответственно рабочего колеса и направляющих аппаратов в процессе опыта

300 мин. В результате выявили, табл. 3.1, что интенсивность износа трибосопряжений во втором случае меньше ~ на 30%. Поэтому при проведении опытов с замкнутым контуром движения абразива необходимо учитывать дробление абразива при попадании его в трибосопряжение и изменение вследствие этого его абразивных свойств.

В результате проведения опыта измеряли изменение массы РК и НА, износ радиальных и осевых сопряжений  $h$ .

Износ радиальных сопряжений  $h_r$  определяли по формуле:

$$h_r = \left( \frac{d_0 - d_{и}}{2} \right)_{\text{РК}} + \left( \frac{D_{и} - D_0}{2} \right)_{\text{НА}},$$

где: РК - рабочее колесо; НА – направляющий аппарат;  $d_0$  – начальный диаметр ступицы РК,  $d_{и}$  – диаметр изношенной ступицы РК;  $D_{и}$  – диаметр изношенного отверстия НА;  $D_0$  - начальный диаметр отверстия НА.

В случае одностороннего износа ступицы РК износ РК  $h_{\text{РК}}$  определяли как разницу диаметров в плоскости максимального износа:  $h_{\text{РК}} = d_0 - d_{и \text{ min}}$ .

Износ осевых сопряжений  $h_a$  определяли по формуле:

$$h_a = h_{\text{ш}} + h_{\text{б}},$$

где:  $h_{\text{ш}}$  – износ шайбы;  $h_{\text{б}}$  – износ бурта.

В отдельных случаях использовали термин «асимметрия износа» =  $h_{\text{ш}} / h_{\text{б}}$ .  
Для радиального сопряжения асимметрия износа =  $h_{\text{РК}} / h_{\text{НА}}$ .

### 3.2 Стенды для исследования трибодинамических процессов насосных секций

Испытания установок в сборе на стенде-скважине мало пригодны для исследований трибологических характеристик и вибрационного состояния из-за технических сложностей при обеспечении необходимых условий опыта, например, при подаче абразивных частиц или установке на корпусе датчиков вибрации и т.д. На этом оборудовании в основном проводятся измерения вибрации новых или отремонтированных насосных агрегатов при входном контроле [2]. Известны также два других подхода к испытаниям на вибрацию: поузловые испытания (электродвигатель, насосная секция, гидрозащита, газосепаратор) и испытания коротких сборок [16,110,111,112,197]. При физическом моделировании вибрационных явлений подобие модели и натурального объекта имеет определяющее значение. Как следует из главы 2, невыполнение основного критерия подобия  $\pi = \Omega/\omega$ , выражающего соотношение между расчетной критической частотой вращения  $\Omega$  и рабочей частотой  $\omega$  и указывающего на гибкость ротора или близость этой частоты к резонансу, может привести к ложным выводам [57]. Кроме того, модель должна удовлетворять

целому ряду других критериев подобия [59]. В противном случае результаты, полученные, например, на укороченных сборках, нельзя распространять на натурные объекты.

Насосные секции могут иметь значительные конструктивные различия, влияющие на износ и динамику установки. В первую очередь это относится к характеристикам износостойкости.

В литературе и среди эксплуатационников обсуждается вопрос о корректности испытаний на горизонтальных стендах, при том, что реальное расположение установок в скважине вертикальное, наклонно-направленное и горизонтальное. Поэтому были разработаны стенды вертикального и горизонтального типов.

### 3.2.1 Стенд для исследования трибодинамических процессов насосных секций горизонтального типа

Стенд для испытаний на износ насосной секции разработан на базе горизонтального стенда тестирования гидравлических характеристик ЭЛН завода «АЛНАС» и конструктивно выполнен с циркуляцией модельной жидкости по замкнутому контуру с возможностью проведения испытаний на изнашивание секций длиной до 5000мм, рис. 3.4, 3.5. Жидкость циркулирует в замкнутом

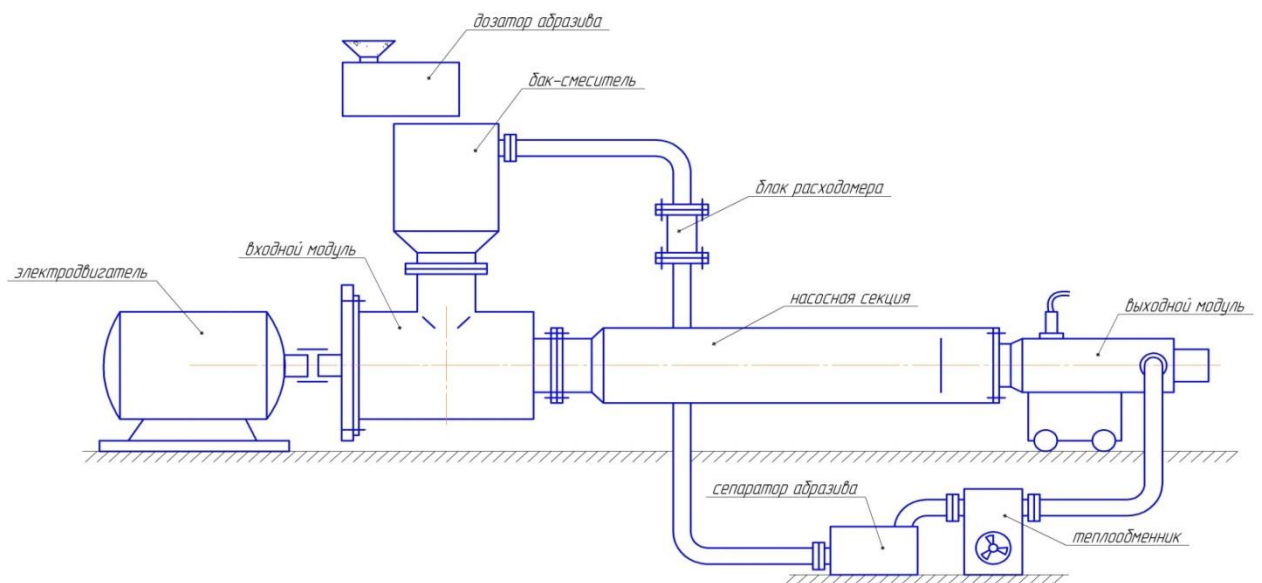
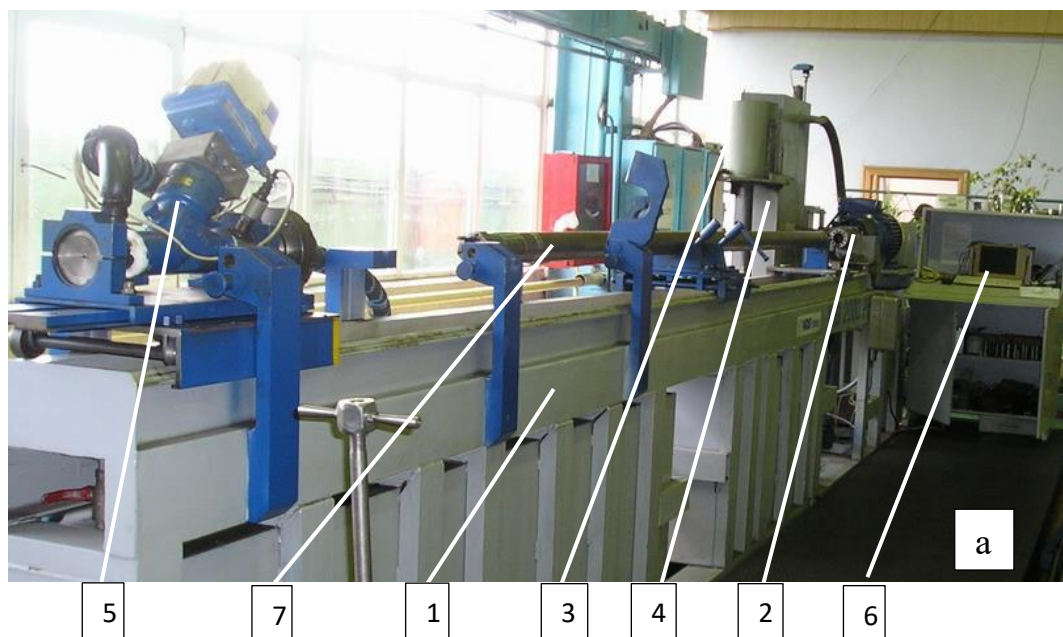


Рисунок 3.4 - Кинематическая схема стенда

контуре, включающем насосную секцию 7, теплообменник, бак-смеситель 3, входной модуль, трубопроводы, рис.3.5. В жидкость периодически подается абразив с помощью дозатора абразива и бака-смесителя 3 в определенной пропорции. В процессе опыта происходит измерение рабочих характеристик, вибрации. Расходно-напорная характеристика снимается в конце опыта после промывки насоса и отключения от системы подачи абразива с помощью узла измерения 5, рис. 3.5а.

Для охлаждения модельной жидкости использовали специальный теплообменник - миниградирню. Стенд укомплектован датчиками и устройствами для измерения расхода, давления, температуры и моментной характеристики. Для измерения момента сопротивления приводной электродвигатель 2 выполнен в виде мотор-весов. Для передачи крутящего момента от двигателя к секции служит входной модуль, в котором также находится упорный подшипник для восприятия осевой силы насосной секции.

Износ деталей насосной секции определяли в конце опыта после разборки.





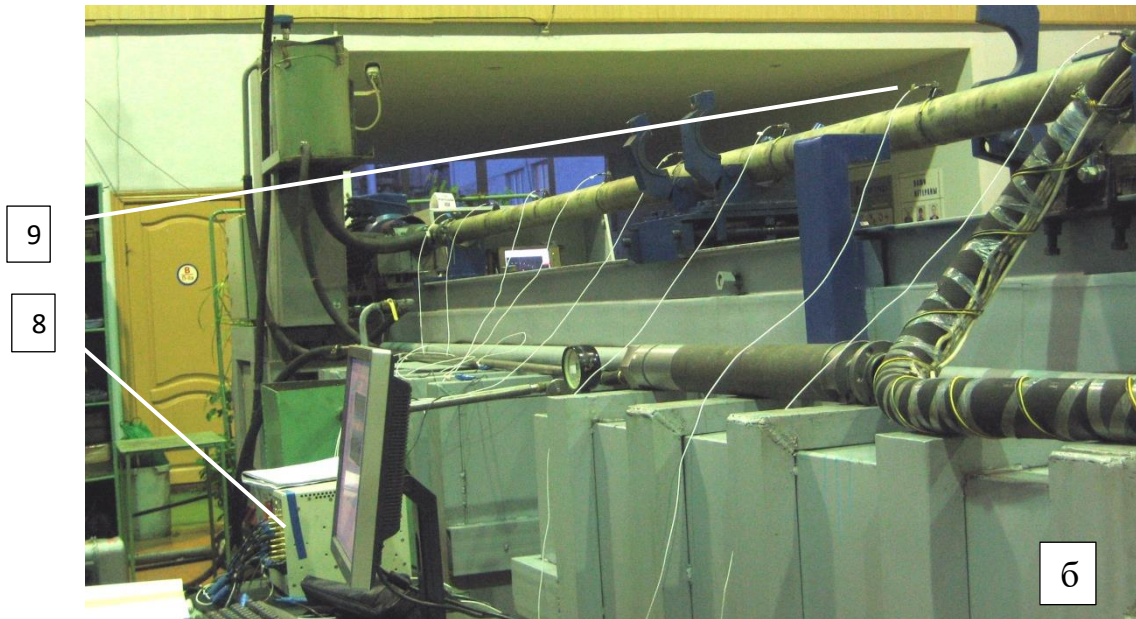


Рисунок 3.5 - Общий вид станда (теплообменник не показан). 1-станина, 2-привод с измерителем момента, 3-емкость-смеситель, 4-бак с жидкостью, 5-узел измерения расхода, напора, температуры, 6-система управления станда, 7-испытуемая секция, 8-система измерения вибрации, 9-вибродатчики

Для измерения вибрации использовали восемь пьезоэлектрических акселерометров типа РСВ, которые устанавливали на корпус НС в вертикальной и горизонтальной плоскостях через равные промежутки, равные

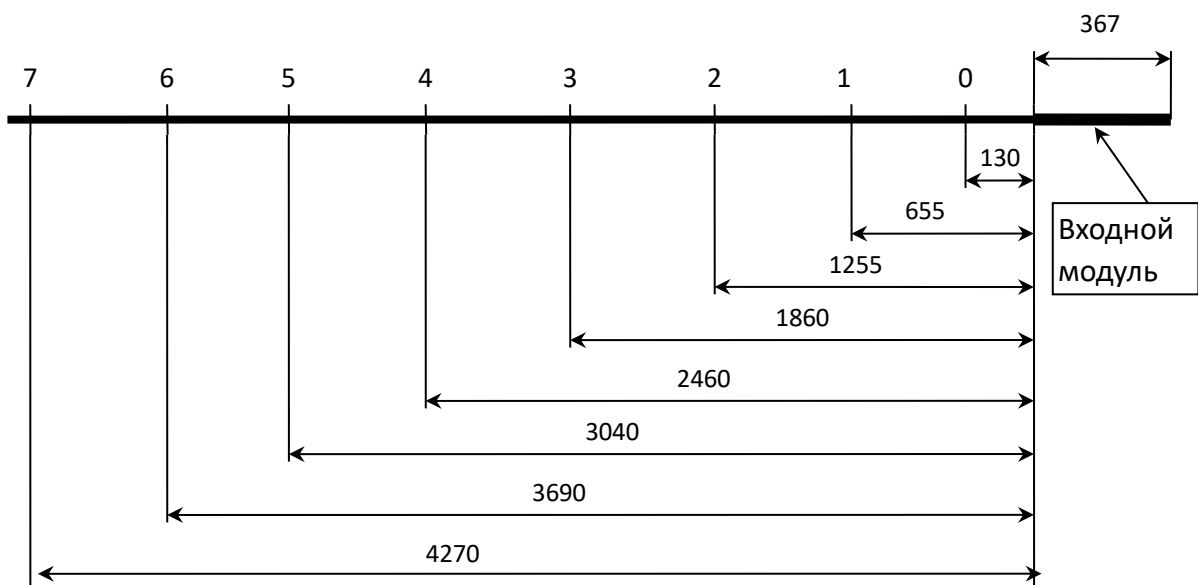


Рисунок 3.6 - Схема расположения датчиков на секции насоса при измерении вибраций

~ 600мм, рис.3.6. При измерении вибрации в горизонтальной и вертикальной плоскостях датчики крепили на корпусе попарно под углом  $90^{\circ}$  друг к другу через ~ 1200мм.

Основные характеристики стенда:

- номинальное число оборотов – 2910 об/мин,
- мощность привода – 50 кВт,
- типоразмер испытуемой секции: 5, 5А, длина 3000...5000 мм,
- температура жидкости до 75<sup>0</sup>С,
- замкнутый контур абразива.

### 3.2.2 Стенд для исследования трибодинамических процессов насосных секций вертикального типа

Совместно с ООО «Алмаз» разработан стенд вертикального типа, позволяющий испытывать НС в абразивосодержащей, коррозионно-активной среде, рис.3.7. В его состав входит: станина 1, привод с датчиком момента 2,

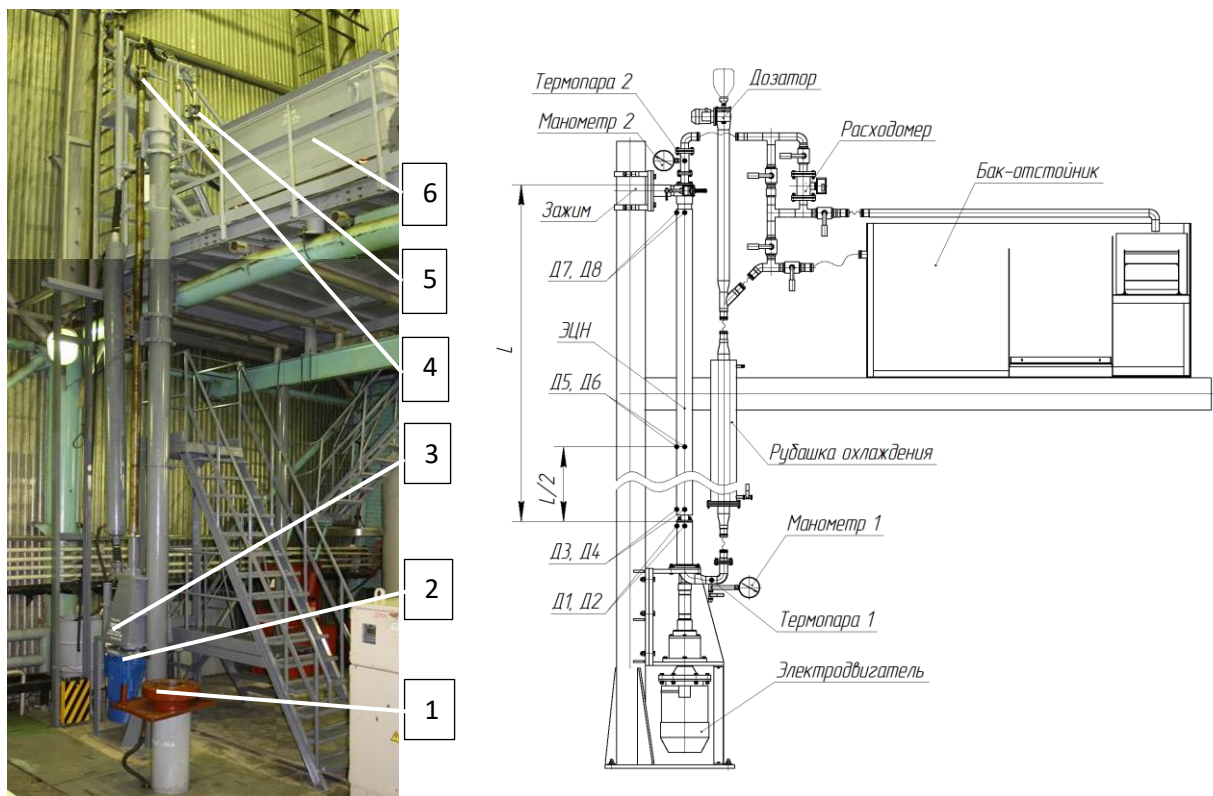


Рисунок 3.7 - Стенд для испытаний насосных секций вертикального типа: 1-станина, 2-привод с датчиком момента, 3-входной модуль, 4-устройство регулирования расхода, 5-расходомер и датчик давления, 6-сепаратор абразива

входной модуль 3, устройство регулирования расхода 4, расходомер и датчик давления 5, система циркулирования жидкости, теплообменник, гравитационный сепаратор абразива 6, система управления стендом (не показана). Вибрация

измеряется вибродиагностической аппаратурой «Кварц» (фирма «Диамех»). В качестве характеристики при анализе использовали среднеквадратическое значение виброскорости.

Основные характеристики стенда:

- мощность привода – 70кВт;
- типоразмер испытуемой секции: 5, 5А, 6, длина 3000...5000 мм;
- максимальная подача насоса – 1000 м<sup>3</sup>/сут;
- температура жидкости – до 75<sup>0</sup>С;
- режим испытаний (замкнутый и разомкнутый контур жидкости).

*- Методика испытаний насосных секций*

*Общая характеристика объекта испытания* – насосная секция типоразмера 5-25, 5-50, 5-80, 5- 125, 5-320, 5-500. Материал рабочих органов – чугун серый, чугун Ni-resist, порошковые стали полимеры. Конструктивное исполнение – обычное, с промежуточными подшипниками, «пакетная» сборка.

*Абразивный материал и механизм подачи в зону трения.* Для создания абразивосодержащей среды при проведении опытов используется кварцевый песок, применяемый для изготовления литейных пресс-форм. Кварцевый песок парциально засыпается в смеситель через определенное время. Предполагается, что тем самым компенсируется снижение абразивных свойств песка при его многократном прокачивании в составе жидкости через НС. Стенд вертикального типа, кроме того, снабжен дозатором абразива, который используется для оценки влияния дробления абразива. Скорость подачи абразивного материала регулируется дозатором с точностью  $\pm 2\%$ .

*Методика испытаний НС* предполагает проведение следующих основных этапов испытаний:

- измерение собственных частот колебаний ротора секции 5-60 при различных условиях опирания на станину с использованием спектрального анализа измеряемого сигнала на стенде горизонтального типа,

- измерение вибрационных характеристик насосной секции 5-60 при различных вариациях опоры вала на стенде горизонтального типа,
- испытания насосной секции на износ в модельной жидкости с абразивом с одновременным измерением виброскорости на корпусе секции; определение износа трибосопряжений секции при ее разборке после опыта,
- анализ характера, интенсивности изнашивания трибосопряжений и определение взаимосвязи износа и вибрации.

Порядок проведения испытаний секций:

- подготовка НС к испытаниям с измерением основных размеров трибосопряжений и массы деталей с нумерацией каждой детали,
- сборка НС в соответствии с технологической документацией и установка ее на испытательный стенд,
- настройка номинальной подачи НС с помощью дроссельной шайбы на выходе. Площадь выходного отверстия  $S_{отв}$  определяется:

$$S_{отв} = \frac{Q}{\mu \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}}, \text{ где:}$$

-  $Q$  – номинальная подача насосной секции, м<sup>3</sup>/сут;

-  $\mu$  – коэффициент пропорциональности;

-  $H$  – напор насосной секции при номинальной подаче, м

- подключение коммуникаций стенда к НС, подготовка измерительной системы, заполнение гидравлической системы водой,
- включение привода, измерение напорно-расходных параметров при установившейся температуре жидкости,
- начало опыта, включение дозатора абразива. При замкнутом типе контура циркуляции модельной жидкости скорость подачи абразива дозатором  $V_q$  [г/час] определяют, исходя из заданной концентрации абразива в жидкости  $q$  [г/л], используя зависимость:

$$V_q = \frac{2qV_{ж}}{T},$$

где:  $T$  – время испытаний, час;

$V_{жс}$  – объем модельной жидкости в контуре циркуляции (насос + трубопроводы), л;

— разборка секции, измерение размеров трибосопряжений и массы деталей, определение величины износа по разработанной методике, Приложение 1.

### **3.3 Стенды для исследования процессов трения и изнашивания ступеней и радиальных подшипников**

Ступень нефтяная является основным элементом НС и имеет радиальные и осевые уплотнения, от трибологических характеристик которых и износа поверхности проточной части зависит ресурс всей установки. Преимущественно ЭЛН используются в диапазоне подач 20...700м<sup>3</sup>/сут. Установки с большей производительностью не имеют широкого распространения, в России и применяются редко. В диапазоне подач 20...150м<sup>3</sup>/сут в основном используют радиальный тип ступени, свыше 150м<sup>3</sup>/сут - радиально-осевой тип ступени. В последнее время радиально-осевой тип ступени разрабатывается и для диапазона подач 80...150м<sup>3</sup>/сут. С учетом этих обстоятельств разработаны два типоразмера стендов СН: для диапазона подач 20...120м<sup>3</sup>/сут и 150...500м<sup>3</sup>/сут. Это позволяет обеспечить высокую точность измерений и более подробно исследовать особенности радиального и радиально-осевого типа ступеней.

Наиболее эффективным средством снижения износа радиальных уплотнений ступени является применение износостойких подшипников скольжения (концевых и промежуточных). Учитывая схожесть условий работы ступеней и подшипников в стендах реализована концепция как отдельных, так и комбинированных испытаний ступеней и подшипников.

#### **3.3.1 Методологические основы**

Для получения корректных результатов по износу стенд для испытаний СН должен соответствовать следующим требованиям:

- обеспечивать принципиальную возможность получения и измерения основных типов вращения рабочего колеса – синхронной и асинхронной прецессий и соответствующий тип износа радиальных трибосопряжений;
- иметь возможность проводить испытания в абразивосодержащей, коррозионно-активной средах, а также одновременно в обеих средах и при повышенных температурах (до 90<sup>0</sup>С);
- регистрировать деградацию рабочих характеристик в процессе изнашивания уплотнений;
- измерять величину осевой силы при изменении гидравлических характеристик.

Для реализации этих требований в конструкции испытательного стенда заложены следующие технические решения.

В качестве испытуемых объектов используются натурные образцы в виде сборки «направляющий аппарат + рабочее колесо + направляющий аппарат», рис.3.8а, либо «направляющий аппарат + рабочее колесо + направляющий аппарат + подшипник скольжения», рис.3.8б. В первом случае исследуется изнашивание и радиальных и осевых сопряжений ступени. Во втором случае парировается износ радиальных сопряжений ступени и исследуется в основном изнашивание осевых сопряжений, либо преимущественно эрозионное изнашивание проточной части.

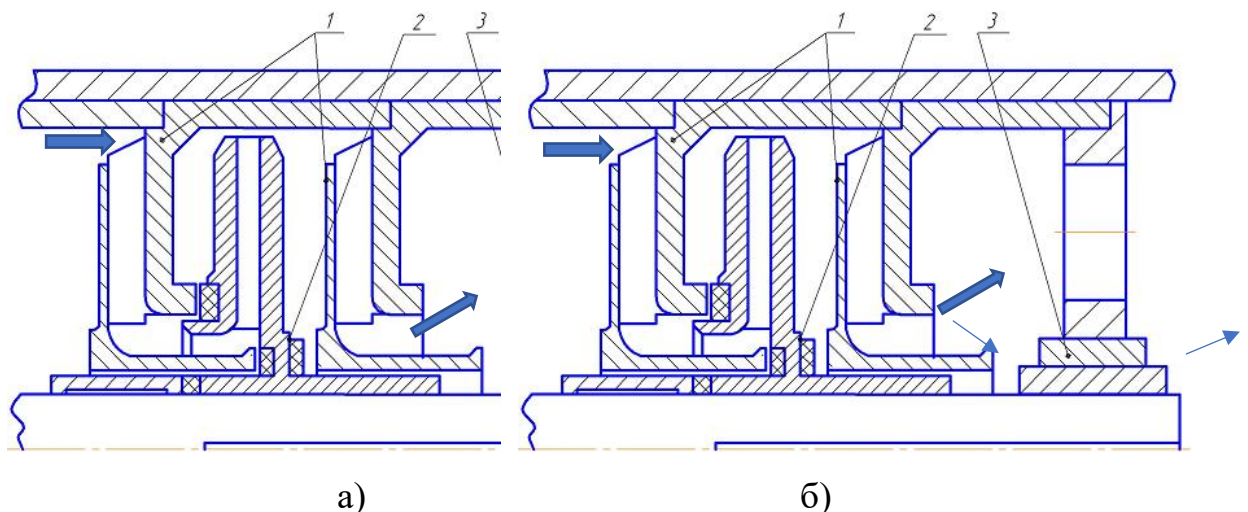


Рисунок 3.8 - Схема испытательного узла стенда для испытаний ступеней и подшипников на износ: 1-направляющие аппараты, 2-рабочее колесо, 3-испытуемый подшипник скольжения.

Стрелками показан путь движения жидкости через СН и подшипник (тонкая стрелка)

Исследование процессов трения и изнашивания подшипника скольжения производится с использованием сборки «направляющий аппарат + рабочее колесо + направляющий аппарат + подшипник скольжения», рис.3.8б. Рабочие органы в этом случае служат в качестве вспомогательного насосного устройства, обеспечивающего заданные параметры потока – напор, подачу. Испытуемый подшипник устанавливается после второго направляющего аппарата на выходе. Такая комбинация в полной мере воспроизводит реальные условия и обеспечивает геометрическое подобие натуре и опыта.

*Принципиальным отличием* стенда для испытаний СН на износ является возможность обеспечения прецессионного вращения рабочего колеса заданного типа, глава 2, рис. 2.19, [Патент РФ 2371694]. Основным элементом стенда - вал переменной жесткости, у которого соотношение между собственной частотой изгибных колебаний и частотой вращения задается в зависимости от цели эксперимента. По сути, в такой комбинации объект испытаний представляет собой физическую модель секции, в которой реализуется весь спектр движений и нагрузок. Это решение принципиально отличается от технического решения С.Вау [198] при моделировании массового дисбаланса изношенного ротора секции посредством установки диска с заданным дисбалансом перед испытуемым подшипником с жестким валом.

Траектория движения вала при выборе режима вращения измеряется системой индукционных датчиков положения вала.

Измерение собственной частоты колебаний для случая «вал+рабочее колесо» производится в соответствии с рис. 3.9. Результаты измерений для одного расчетного случая вала с рабочим колесом из основных типов материалов приведены в таблице 3.1.

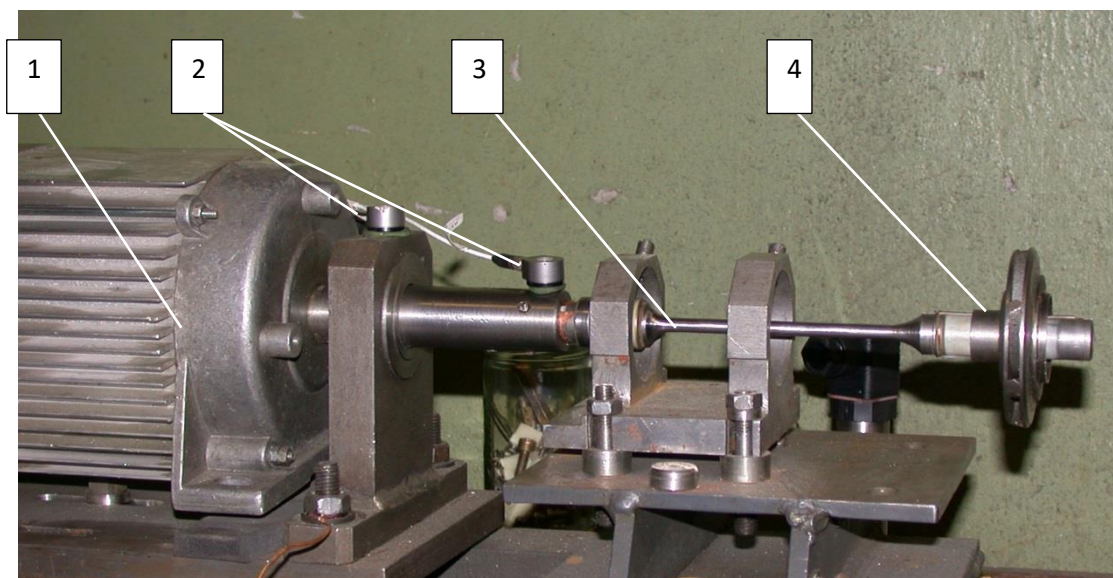


Рисунок 3.9 - Вал, скреплённый с двигателем: 1 - электродвигатель; 2 – акселерометры; 3 – вал переменной жесткости; 4 – рабочее колесо

Таблица 3.2 – Зависимость собственной частоты от материала РК

Материал рабочего колеса	Частота собственных колебаний, Гц
Чугун	34,3
чугун Ni-resist	32,8
Порошковая сталь	33,4
Полимер	44,4

Из таблицы видно, что собственная частота изгибных колебаний ротора (вал с рабочим колесом) мало различается для рабочих колес одного типоразмера и приблизительно одним удельным весом материала. Использование рабочих колес из более легкого материала – полимера, приводит к увеличению частоты собственных колебаний. Если частота вращения, например, соответствует 60 Гц, то ротор считается гибким, а режим вращения закритический. Для реализации докритического режима вращения ротора необходимо увеличить жесткость вала.

### 3.3.2 Конструкция стенда производительностью до 120 м<sup>3</sup>/сут

Стенд (патент РФ №2371694) состоит из следующих основных частей: основания 1, электропривода 2, испытательного узла 3, емкости-смесителя для модельной жидкости 4, нагревательного элемента 5, дозатора абразива 6, расходомера 7, датчика давления 8, датчика и системы поддержания температуры



9, датчика момента 10, трубопроводов, системы сбора данных 11, персонального компьютера 12, рис.3.10.

При испытаниях в абразивосодержащей среде используется в основном замкнутый контур движения жидкости с абразивом, рис.3.11а. Для верификации результатов измерений износа в ограниченном количестве опытов применяют методику испытаний с использованием разомкнутого контура движения жидкости с абразивом, рис.3.11б. В этом случае жидкость после испытательной камеры поступает в сепаратор абразива, где абразив, содержащийся в жидкости, гравитационным способом отстаивался в емкости. Жидкость из сепаратора поступает в смеситель, где смешивается с новыми порциями абразива.

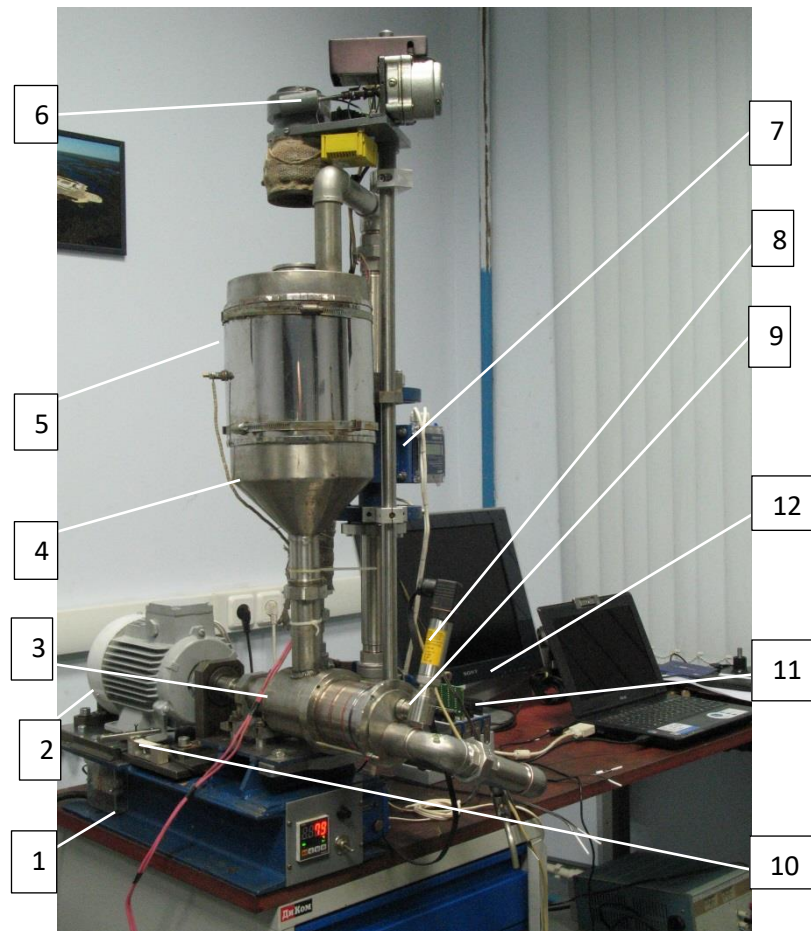
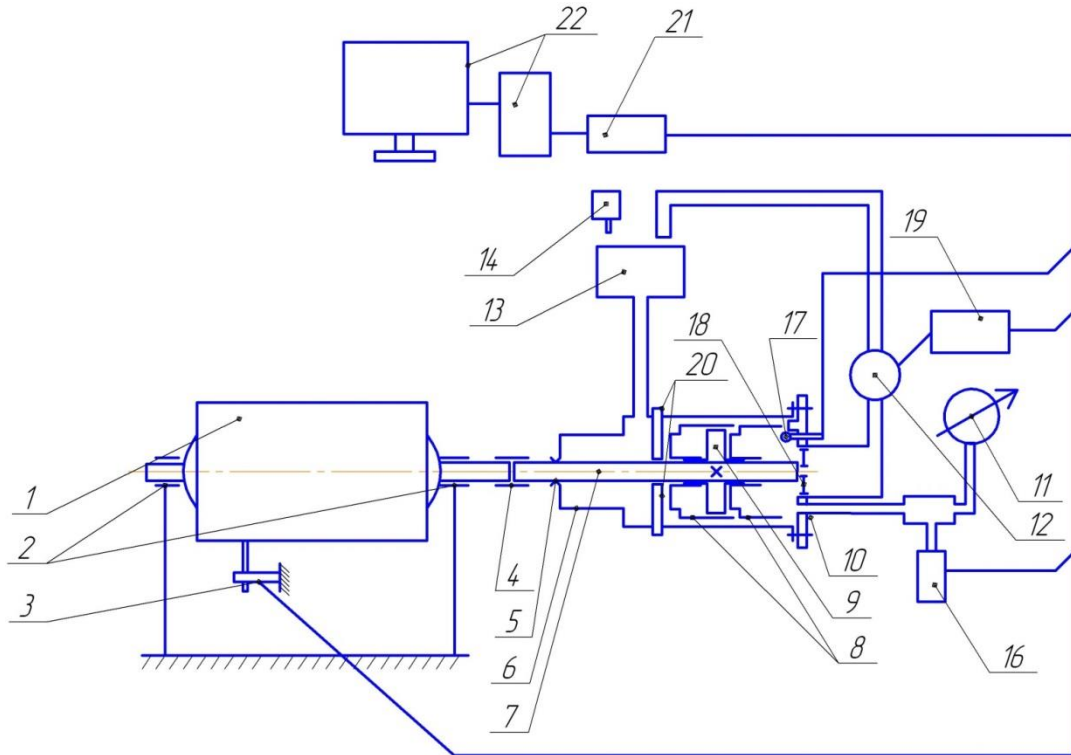


Рисунок 3.10 – Общий вид испытательного стенда: 1-основание; 2-электропривод; 3-испытательный узел; 4-емкость-смеситель; 5-нагревательный элемент; 6-дозатор абразива; 7-расходомер; 8-датчик давления; 9-датчик температуры; 10-датчик момента; 11-система сбора данных; 12-персональный компьютер

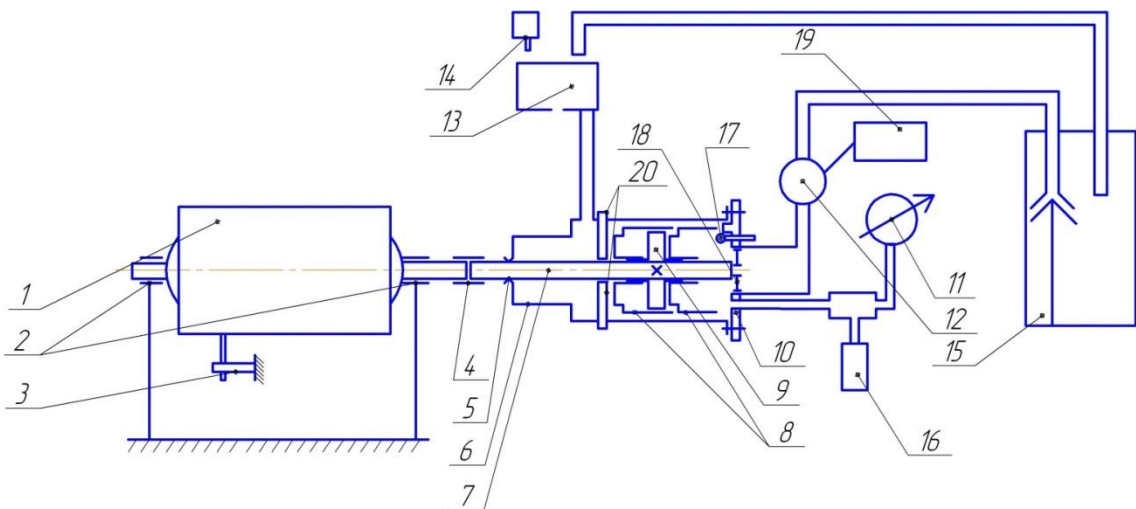
Для проведения испытаний в коррозионно-активной среде детали гидравлического тракта изготовлены из коррозионностойких материалов.

Имеется также байпасная линия, исключая контакт среды с поверхностью расходомера. Этот прием используют, например, авторы работы [238].

При испытаниях подшипников скольжения сборка НА+РК+НА используется в качестве вспомогательного устройства, обеспечивающего напор и подачу модельной жидкости с заданными рабочими характеристиками.



(a)



(б)

Рисунок 3.11 Кинематическая схема станда с замкнутым (а) и разомкнутым (б) контуром движения модельной жидкости 1-электродвигатель, 2-радиальные опоры, 3-датчик силы, 4-муфта, 5-уплотнение вала, 6-камера, 7-вал переменной жесткости, 8-направляющие аппараты, 9-рабочее колесо, 10-крышка, 11-манометр, 12-датчик расходомера, 13-смеситель, 14-дозатор абразива, 15-сепаратор абразива, 16-датчик давления, 17-термопара, 18-дроссель, 19-преобразователь сигнала, 20-испытательная камера, 21-контроллер, 22-персональный компьютер

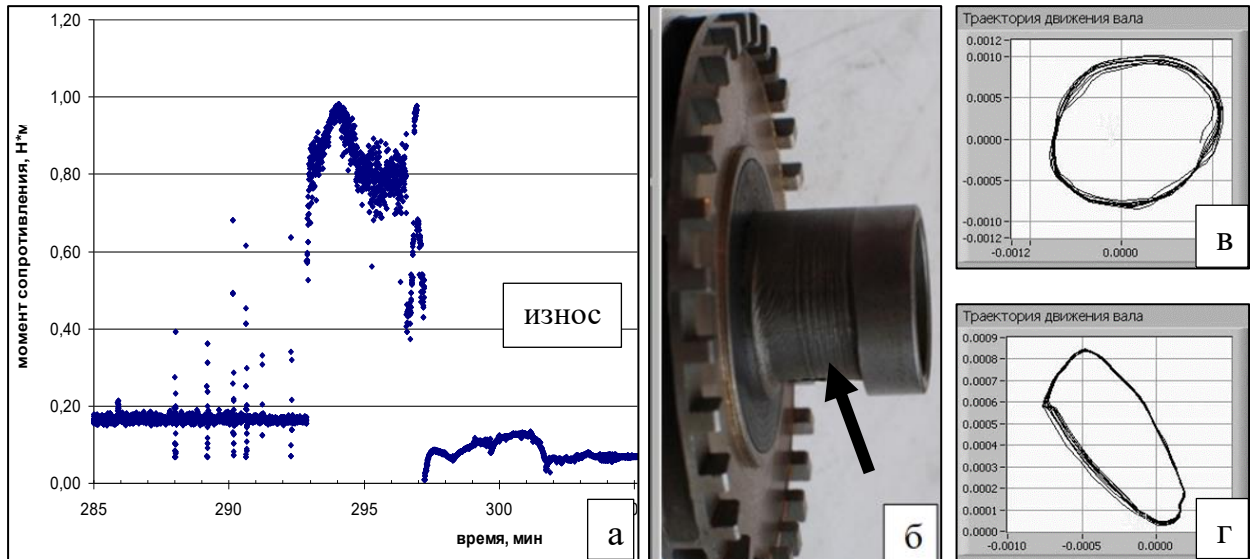


Рисунок 3.12 – а) Изменение момента сопротивления в резонансном режиме, б) – форма износа ступицы РК при синхронной прецессии вала, в, г) - возможные траектории вала

На стенде можно смоделировать резонансный режим путем подбора размеров вала.

После опыта измеряется изменение массы образцов, изменение линейных жесткости вала или массы. Резонансный режим характеризуется резким ростом момента сопротивления, хаотическим вращением вала с рабочим колесом в виде ударов ступицы РК о поверхность отверстия НА, рис. 3.12.

Продолжительная работа на этом режиме при эксплуатации приведет к сильной вибрации или поломке вала.

Использование датчиков перемещения позволяет записывать траекторию движения вала, рис.3.14в,г.

Стенд имеет следующие рабочие характеристики:

- мощность привода 1,2 кВт,
- максимальная частота вращения вала – 6000 об/мин,
- типоразмеры испытываемых ступеней – 4, 5, 5А и зарубежные аналоги,

- максимальная температура модельной жидкости –  $90^{\circ}\text{C}$ ,
- максимальный расход –  $125 \text{ м}^3/\text{сут}$ ,
- максимальный момент сопротивления –  $1 \text{ Нм}$ ,
- состав модельной жидкости – вода+абразив+HCl (5%) в различных сочетаниях,
- измеряемые параметры: напор, расход, температура, момент, осевая сила, траектория вала.

### 3.3.3 Конструкция стенда производительностью до $500 \text{ м}^3/\text{сут}$

В конструкции стенда, рис.3.13, заложены технические решения преимущественно аналогичные предыдущему стенду. Основное отличие состоит в увеличении размеров стенда, проходных сечений трубопроводов, объема емкости для жидкости, а также в регулирующей и измерительной аппаратуре.

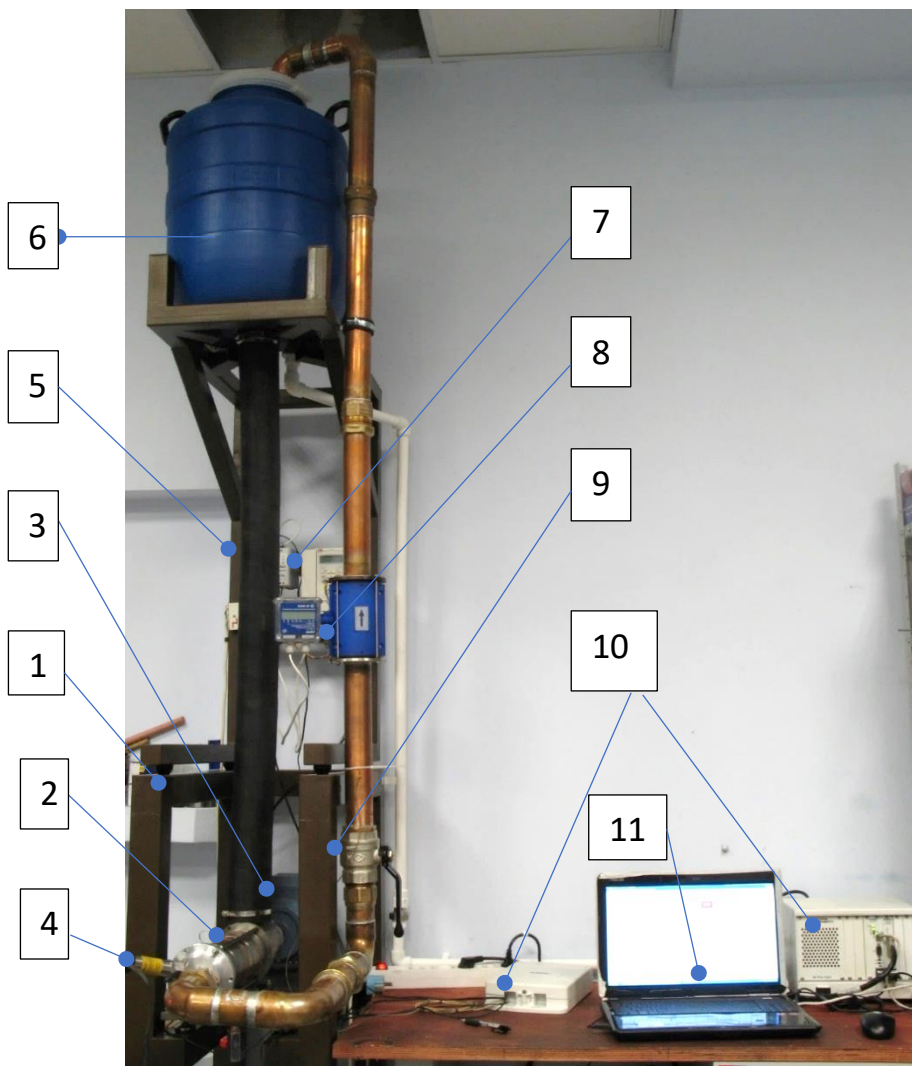


Рисунок 3.13 – Общий вид испытательного стенда: 1-основание, 2-испытуемая сборка, 3-электродвигатель, 4-датчик давления, 5-гибкий шланг, 6-емкость-смеситель, 7-привод, 8-расходомер, 9-вентиль регулировочный, 10-система измерений, 11-компьютер

На стенде можно монтировать сборку из нескольких ступеней (до пяти) при проведении измерений величины осевой силы, для верификации ее величины, полученной на сборке НА+РК+НА. Стенд не предназначен для проведения испытаний в коррозионно-активной жидкости, т.к. изготовлен из не коррозионностойких материалов. Вертикальное исполнение стенда способствует созданию большего статического напора на входе ступени.

Стенд имеет следующие рабочие характеристики:

- мощность привода 1,2 кВт,
- максимальная частота вращения вала – 6000 об/мин,
- типоразмеры испытываемых ступеней – 4, 5, 5А и зарубежные аналоги,
- максимальная температура модельной жидкости – 90<sup>0</sup>С,
- состав модельной жидкости – вода+абразив в различных соотношениях,
- измеряемые параметры: напор, расход, температура, момент, осевая сила, траектория вала.

После опыта измеряют изменение массы образцов, изменение линейных размеров трибосопряжений в соответствии с методикой, Приложение 1.

### 3.3.4 Измерение осевой силы ступеней

Измерение осевой силы СН на испытательных стендах, рис.3.10 и 3.13, проводится с использованием специального измерительного устройства, рис. 3.14, в модельной жидкости (вода, масло) без добавки абразива.

В корпусе испытательной камеры 2 устанавливается сборка 3, состоящая из двух направляющих аппаратов и рабочего колеса. Вращение колесу передается с помощью вала 1, опирающегося на подшипник скольжения 4, включающий втулки 11 и 12. Корпус подшипника имеет отверстия для прохода жидкости. Измерительное устройство состоит из двух измерителей (на входе и выходе

сборки), которые представляют собой кольцо 5, на котором закреплены четыре упругих элемента 6 с тензометрическими датчиками 10,

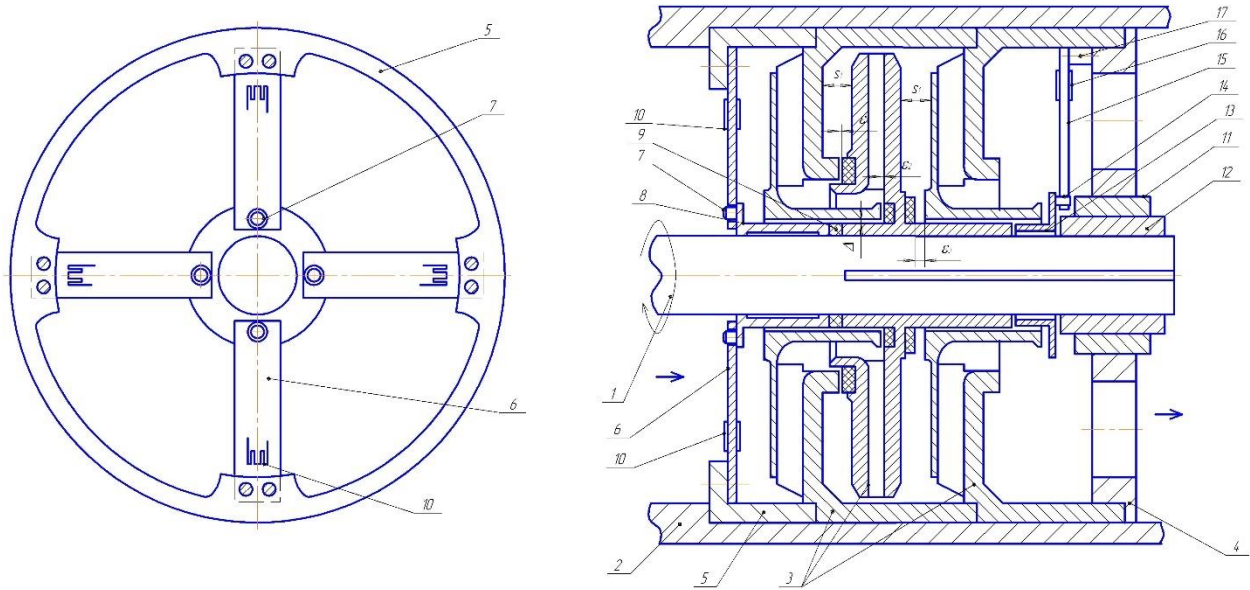


Рисунок 3.14 - Схема измерительного устройства

включенными по схеме моста. На упругие элементы опирается втулка 8, свободно перемещающаяся по валу 1. Втулка 8 одним торцом опирается в упругие элементы 6, другим – в регулируемую шайбу 9, которая, в свою очередь, контактирует с торцом нижней ступицы колеса. Таким образом, перемещение рабочего колеса в осевом направлении вниз в пределах зазоров между буртами направляющего аппарата и шайбами рабочего колеса  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$  создает изгибающие напряжения в упругих элементах 6, которые с помощью тензодатчиков 10 регистрируются измерительной аппаратурой.

Штифты 7 предназначены для парирования крутящего момента, возникающего на втулке 8 под действием сил трения жидкости между поверхностью отверстия втулки и поверхностью вала. Т.к. жесткости измерительного элемента существенно разнятся в двух плоскостях – жесткость в плоскости действия крутящего момента значительно больше, то возникающий крутящий момент оказывает пренебрежимо малое воздействие на изменение полезного сигнала. Крутящий момент также возникает и в торцовых парах трения между торцами втулки 8 и регулируемой шайбой 9 с одной стороны, и между торцами регулируемой шайбы 9 и ступицы рабочего колеса – с другой. Для

уменьшения величины момента трения и износов до малозначимых величин применяются специальные материалы для изготовления регулируемой шайбы 9.

Снижение коэффициента трения обеспечивается выбором материала и чистотой обработки торца втулки. Как правило, зазор в верхней паре трения  $\varepsilon_3$  значителен (до 1мм), поэтому особых требований к выполнению пары трения «ступица – втулка» не предъявляется.

Измерение осевой силы производится следующим образом:

1 Определяют необходимую толщину регулировочной шайбы  $a_4$ , рис. 3.15. Для этого измеряют размеры  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_5$ . Размер  $a_3$  определяется при изготовлении измерительного устройства.

2 Подбирают толщину регулируемой шайбы, которая для различных рабочих ступеней имеет вполне определенное значение с использованием соотношений:

$a_4 = a_2 + \varepsilon_2 - a_5 - a_3$  – в случае первичного контакта по большой опоре;

$a_4 = a_2 - a_5 - a_3$  – в случае первичного контакта по малой опоре.

Этот размер необходимо увеличить на величину установленного в опыте гарантированного зазора, учитывающего возможную деформацию упругого элемента б.

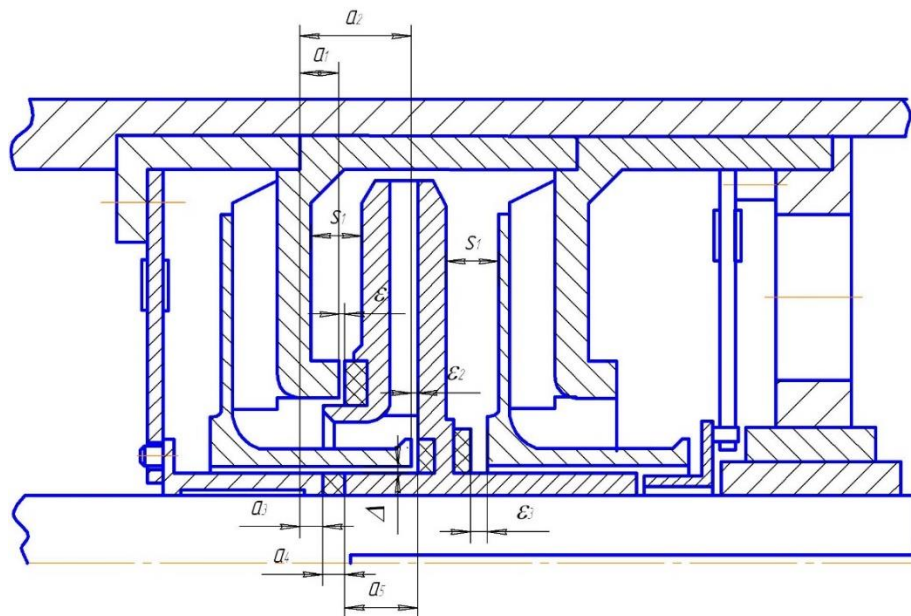


Рисунок 3.15 – Схема определения размеров ступени

3 Собирается испытуемый узел согласно схеме, рис.3.16, подсоединяются

коммутации, заполняется система водой, включается стенд.

4 С помощью регулируемого вентиля 9, рис. 3.15, на выходе устанавливают рабочую точку и измеряют величину осевой силы. Опыт проводят во всем диапазоне подач (от закрытого до полностью открытого вентиля).

5 В процессе проведения опыта измеряют следующие величины:

- расход жидкости, м<sup>3</sup>/час;
- давление на выходе перед вентилем, МПа;
- момент сопротивления, Н·м;
- осевую силу, направление ее действия, Н.

6 Для проведения измерений осевой силы РС в зависимости от износа толщину шайб РК уменьшают на определенную величину механической обработкой с соответствующим уменьшением толщины регулировочной шайбы. В дальнейшем опыт проводится по стандартной схеме.

### **3.4 Стенд для исследования трения осевых подшипников**

Осевой подшипник, рис. 3.16, является основным трибологическим узлом ГЗ и ПЭД. Особо высокие требования предъявляются к нему в конструкции компрессионного типа, когда подшипником воспринимается вся осевая нагрузка насоса. Существующая сейчас практика испытаний узлов УЭЛН предусматривает проведение приемосдаточных испытаний гидрозащит и ПЭД на специально разработанных стендах по жесткой циклограмме. Измеряют мощность и температуру корпуса при ступенчатом изменении осевой силы на вал и осевой подшипник до регламентированной величины. Конкретные значения задаваемых величин влияющих параметров могут различаться у заводов-изготовителей УЭЛН при одной и той же схеме испытаний. Не определяют коэффициент трения  $f$  и предельную нагрузку заедания.

Основными проблемами при проектировании такого типа стендов являются метод измерения момента. Известны различные концептуальные схемы стендов



для осевого подшипника. В [62] в качестве несущего подшипника используют гидродинамический подшипник большего размера, чем испытываемый. Рабочая



Рисунок 3.16 – Общий вид осевого подшипника

среда прокачивается через испытательную камеру. Для испытаний подшипников диаметром свыше 120 мм применяют схему с двумя подпятниками (верхним и нижним). Момент трения определяют с помощью датчика крутящего момента.

Разработанный стенд, рис. 3.17, предназначен для испытаний осевых

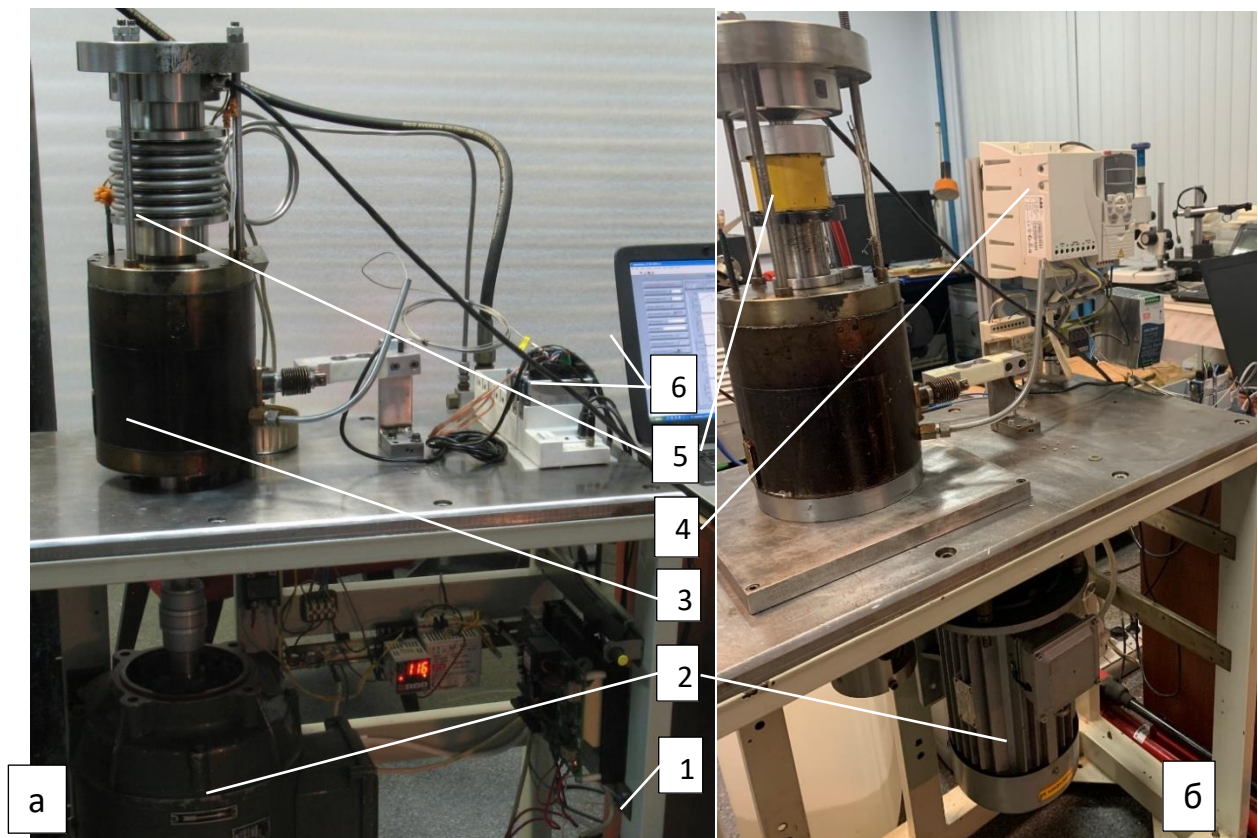


Рисунок 3.17 - Общий вид стенда для испытаний осевых подшипников: а – вариант 1, б – вариант 2 и вариант 3

гидродинамических подшипников и включает станину 1, приводной электродвигатель 2, испытательный узел 3, частотный привод 4, узел нагружения 5, узел нагрева (внутри испытательного узла), измерительную систему, включающую датчики, контроллер, компьютер, воздушную и гидравлическую системы.

Основным элементом стенда является испытательный узел, рис. 3.18, в котором находится испытуемый подшипник и создаются необходимые условия опыта. Подпятник 11 испытуемого подшипника устанавливается в корпус 10 без возможности проворота, который в свою очередь опирается на блок шариковых упорных подшипников 4,6, закрепленных во втулке 5, устанавливаемой на приводном вале 1 с помощью шпонки 18. Вал вращается в блоке подшипников 20, установленных в корпусе 19. Нижний подшипник опирается на дно испытательного узла 3. Пята 12 испытуемого подшипника закрепляется посредством шпонки 13 во вращающемся с валом корпусе 21, на который через упорный шарикоподшипник 17 в пяте 16 посредством поршня 14 передается осевая сила от внешнего нагружающего устройства. Поршень 14 опирается на торец пяты 16 сферической поверхностью. Штифт 15 предотвращает проворот пяты при вращении вала, штифты 23 - проворот пяты и подпятника. Измеряемый момент трения передается от корпуса 10 с пазом 24 с помощью рычага 7, установленного в подшипниках 8, на датчик силы 22, находящийся снаружи узла. Уплотнение 2 и сильфон 9 герметизируют испытательный узел 3 от протечек масла.

Блок упорных шариковых подшипников служит для исключения состояния покоя при вращении вала и уменьшения таким образом погрешностей при измерении момента сопротивления. Разработаны три варианта стенда для расширения диапазона измерения, табл.3.3.

Таблица 3.3 – Основные характеристики вариантов стенда

	Максимальная частота вращения, об/мин	Максимальная осевая сила, Н	Система нагружения и привод
Вариант 1	3000	22000	воздушная
Вариант 2	3000	50000	гидравлическая
Вариант 3	10000	25000	воздушная, мультипликатор

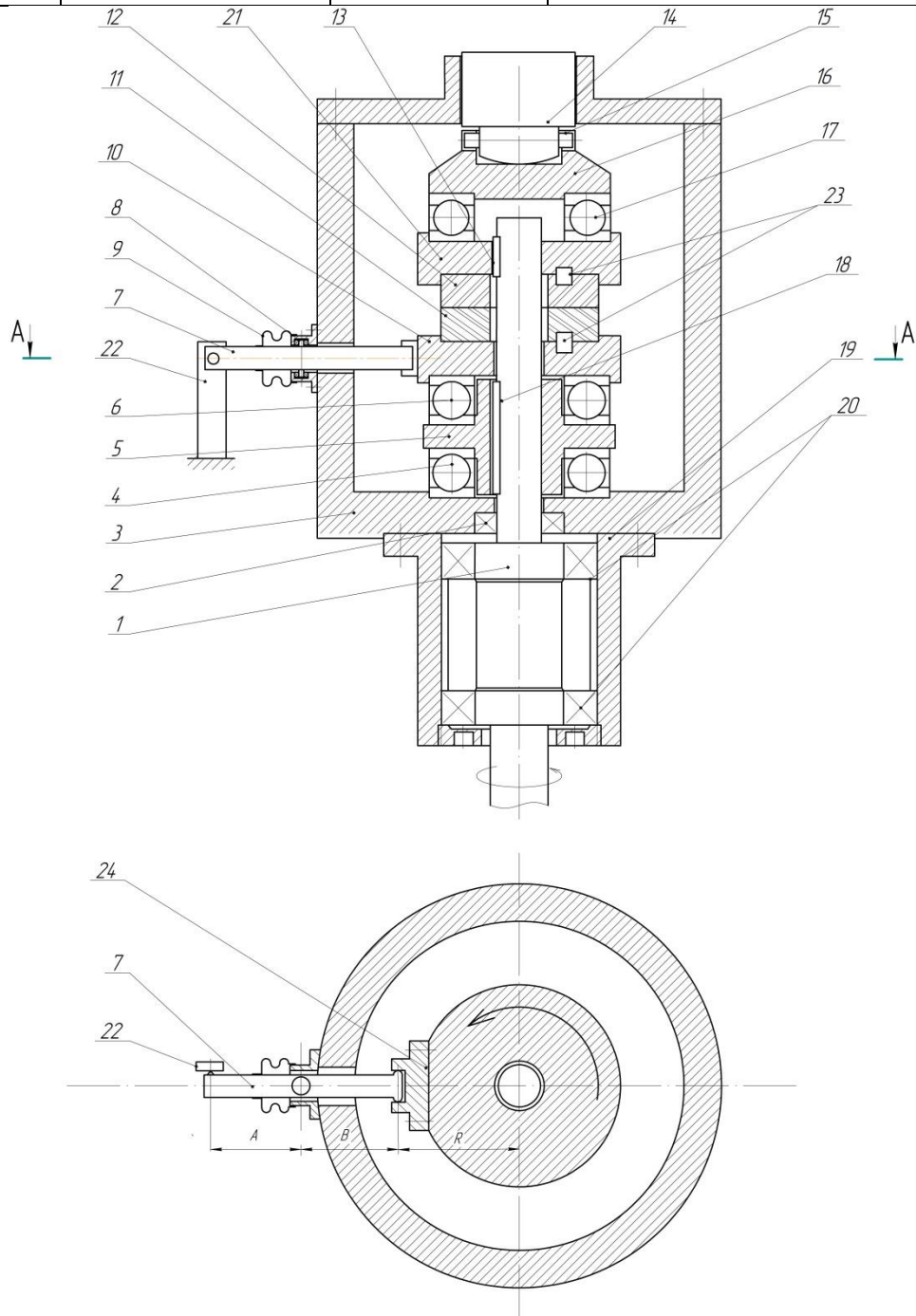


Рисунок 3.18 - Кинематическая схема испытательного узла

Стенд имеет следующие рабочие характеристики:

- мощность привода 5,5 кВт,
- регулируемая частота вращения вала: вариант 1 и 2: 120– 3000 об/мин, вариант 3 – 500 – 10000 об/мин,
- осевая нагрузка – 20...50000 Н,
- диаметр испытываемых подшипников - 40...100мм,
- максимальная температура модельной жидкости – 220<sup>0</sup>С,
- рабочая жидкость – масло,
- направление вращения - реверсивное
- *измеряемые параметры:*
- коэффициент трения в условиях гидродинамического трения в диапазоне: 0,001 ÷ 0,01;
- нагрузка заедания, не более 45 кН

Система измерения трибологических характеристик выполнена на базе NI CompactDAQ, рис. 3.3.

### **3.5 Стенд для исследования эрозионного изнашивания материалов СН, ГС**

При эксплуатации погружного оборудования наблюдают эрозионный (гидроабразивный) износ рабочих органов насосных секций и газосепараторов, который изменяет рабочие характеристики, либо приводит к потере прочности корпусных деталей. От свойств материала деталей во многом зависит ресурс оборудования. В технической документации на УЭЛН изготовители не приводят характеристики эрозионной износостойкости материалов, а также методы ее оценки. Поэтому разработка методологии эрозионных испытаний материалов и стендового оборудования является важной задачей при обеспечении ресурса оборудования по критерию износа.

Известно много типов и конструкций стендов для исследования эрозионного изнашивания, обзор которых дан в главе 1. Однако основной вопрос при выборе конструкции стенда - как соотнести результаты испытаний на

конкретном стенде с реальными особенностями износа деталей. Вторым фактором является обоснованное назначение параметров стенда: тип среды, скорость частиц, характеристики абразива, угол взаимодействия абразива с поверхностью и т.д.

Стенд для исследования эрозионного изнашивания материалов должен обеспечить выполнение следующих условий:

- подобие процессов моделирования и реального процесса эрозионного изнашивания;
- возможность проведения испытаний образцов материалов как в жидкости с абразивом, так и в коррозионно-активной жидкости с абразивом;
- минимальное изменение в процессе опыта свойств абразивных частиц (размер, форма) в результате их столкновений в потоке;
- принцип ускорения опыта не должен приводить к перераспределению процессов изнашивания, например, возникновению кавитации;
- точное измерение скорости жидкости с абразивом;
- разумное время опыта и компактность установки

Процесс эрозионного изнашивания УЭЛН характеризуется следующими параметрами [151]:

- скорость потока жидкости в каналах рабочих органов – до 10м/с;
- низкая концентрация абразивных частиц – до 1г/л;
- наиболее опасный абразив – кварцевый песок с размером частиц до 300 мкм. Иногда присутствует проппант с размером частиц ~ 1000мкм;
- среда – маловязкая жидкость (нефть – вода).

#### *- Конструкция стенда*

При разработке основного элемента стенда - испытательного узла выбрали принцип центробежного ускорителя, который по кинематике в наибольшей степени соответствует центробежному принципу насоса [196]. Его суть заключается в том, что модельная жидкость поступает в центральное отверстие вращающегося ротора 2 с двумя или четырьмя радиальными каналами и

износостойкими соплами 6, из которых модельная жидкость под действием центробежной силы истекает на образцы 5, установленные напротив отверстий и вращающиеся вместе с диском, рис.3.19.

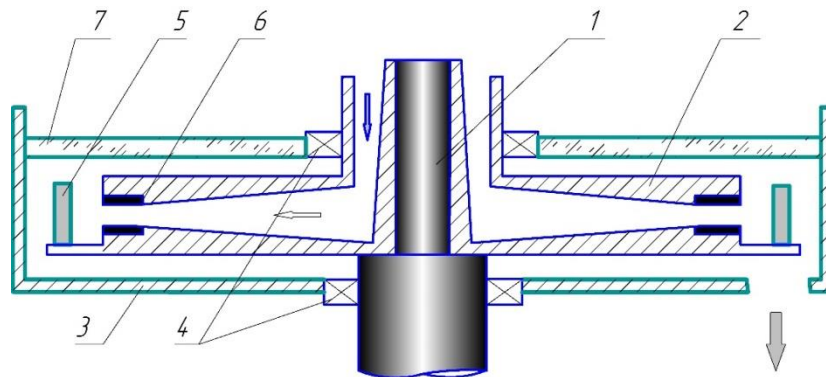


Рисунок 3.19 - Схема испытательного узла: 1 – вращающийся вал, 2 – ротор, 3 – камера, 4 – уплотнение, 5 – образцы, 6 – сопла, 7 – прозрачная крышка; стрелки показывают направление движения жидкости с абразивом

Испытуемые образцы 5 устанавливаются на определенном расстоянии от сопла под определенным углом к струе жидкости и закрепляются. Камера закрывается прозрачной крышкой 7. Уплотнения 4 предотвращают протекание жидкости в местах контакта с вращающимся ротором.

Известны две основные схемы организации движения абразивных частиц в испытательных стендах: замкнутый и разомкнутый контур. Замкнутый контур проще в реализации, но имеет существенный недостаток. Абразивные частицы при определенной скорости и их концентрации в результате неоднократного взаимодействия с образцами материала и между собой изменяют свои свойства (угловатость, размер) что сказывается непосредственным образом на достоверности результатов эксперимента [197]. Особенно это актуально при высоких скоростях потока. Кроме того, часть абразивных частиц может осаждаться в застойных зонах. Если модельная жидкость с низкой концентрацией частиц (объемная концентрация частиц - 0,1%), или расстояние между частицами порядка в 20 раз превышает диаметр частиц или более, взаимодействие между частицами незначительно.

В разработанном стенде, рис. 3.20, применена комбинация разомкнутого контура движения абразива, как наиболее благоприятного для сохранения

свойств абразива, и замкнутого контура модельной жидкости. Абразив смешивается с модельной жидкостью в смесителе 6 непосредственно перед

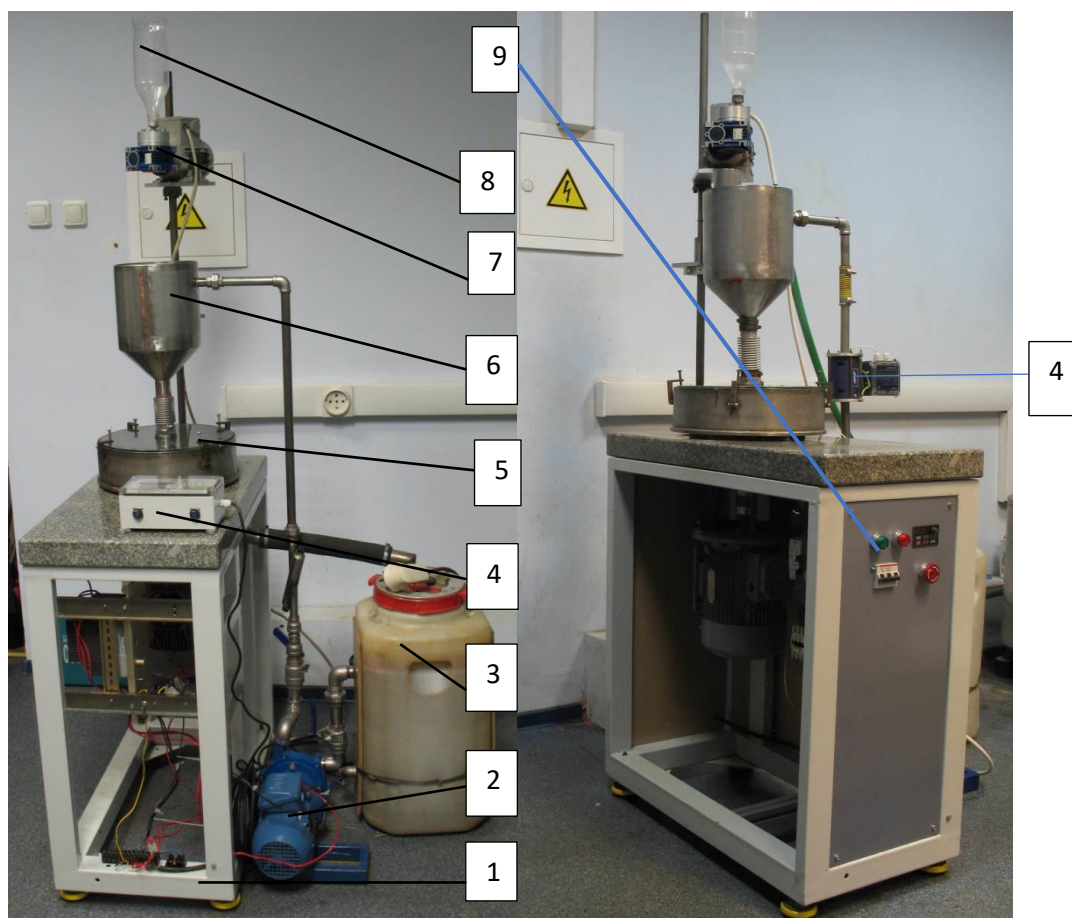


Рисунок 3.20 - Общий вид и кинематическая схема станда: 1-корпус, 2-насос, 3-гравитационный сепаратор абразива, 4-датчик расхода, 5-испытательный узел, 6-смеситель, 7-дозатор абразива, 8-контейнер с абразивом, 9 – пульт управления

испытательным узлом 5. После соударения абразива с образцом происходит слив жидкости в бак-сепаратор 9, где происходит гравитационное разделение суспензии на жидкость и абразивные частицы. В циркулирующую под действием насоса 2 по замкнутому контуру жидкость в смесителе поступает свежий абразив из бака 4 посредством дозатора 5. Для поддержания уровня жидкости в смесителе насос 2 управляется регулятором частоты и регулируемым дросселем. Расход жидкости измеряется расходомером 4 электромагнитного типа (справа на рисунке) или токовихревым расходомером US-800 (слева на рисунке) в зависимости от условий опыта. Для исключения перелива жидкости из смесителя в непредвиденных ситуациях применяется байпасная труба 10.

В дозаторе 5 имеется возможность регулирования расхода абразива путем изменения частоты вращения приводного электродвигателя.

Температура жидкости обеспечивается специальным нагревателем-охладителем, устанавливаемым в бак-сепаратор, и задается регулятором.

Скорость струи задается расходом жидкости через сопла с помощью частотного регулятора электродвигателя насоса 2 и вентиля.

Детали и узлы стенда, контактирующие с модельной жидкостью, изготовлены из коррозионностойких сталей. Измерительные приборы также применяются в коррозионностойком исполнении.

Стенд имеет следующие характеристики:

- величина скорости потока жидкости 5...25м/с;
- количество сопел – 4;
- угол установки образцов – 30...90°;
- температура жидкости – 25...80°С;
- мощность электродвигателя – 2,5 кВт;
- расход насоса – 20 м<sup>3</sup>/сут

Отличительными свойствами разработанного стенда являются:

- выбранная схема стенда хорошо имитирует поток жидкости в реальной конструкции,
- в процессе изнашивания используется свежий абразив, т.е. абразив не циркулирует по замкнутому контуру,
- испытания проводятся в абразивосодержащей, коррозионно-активной модельной жидкости,
- одновременное испытание двух (четырех) образцов при одинаковых или даже разных условиях позволяют увеличить производительность,
- компактные размеры, низкое энергопотребление.



- *Методика испытаний*

На практике для сокращения времени эксперимента, как правило, используют технологию ускоренных испытаний, заключающуюся в ужесточении условий опыта. В разработанном стенде параметры опыта (скорость жидкости с абразивом, тип и концентрация абразива, коррозионные свойства и другие) выбраны таким образом, чтобы преимущественно использовать линейные зависимости процесса.

В качестве образцов для испытаний применяются пластинки, изготовленные из испытуемого материала с размерами: L : B : H = 25:15:3 мм.

*Величина скорости потока* задается путем регулирования частоты вращения ротора с помощью частотного привода. При этом предполагается, что скорость частиц соответствует скорости жидкости. Скорость потока на выходе из сопла  $w_f$  [м/с] для двух сопел рассчитывается по величине расхода  $Q$  [м<sup>3</sup>/час] через калиброванное отверстие сопел диаметром  $d$  [м] по формуле:

$$w_f = \frac{4 * 10^6 * Q}{2 * \pi * d^2 * 3600}$$

*Диапазон углов* установки образцов относительно струи жидкости выбрали равным 45...90°, что соответствует возможным значениям углов взаимодействия потока из рабочего колеса и поверхности направляющего аппарата, а также значениям углов набегания потока на лопасти деталей газосепаратора.

На интенсивность износа оказывает влияние *геометрия сопла*: диаметр и расстояние среза сопла до образца и направление струи жидкости. В большинстве литературных источников диаметр сопла выбирают равным 4 мм, а расстояние 5...12 мм. Для выяснения этой закономерности провели опыт, заключающийся в установке образца на расстоянии 1, 7,3 и 12 мм от сопла, табл. 3.4.

Из конструктивных соображений расстояние от торца сопла до поверхности образца по осевой линии сопла принято равным 7,3 мм; диаметр сопла на выходе 4 мм.

Таблица 3.4 – Зависимость интенсивности изнашивания от расстояния образца до сопла

Материал	Расстояние от сопла до образца, мм	Абразив – корунд F100	
		Iэ·10 <sup>6</sup> , г/г (скорость струи 16 м/с)	
		Угол установки образца - 90 <sup>0</sup>	
ПК70Д25	1	8,13...8,53	
ПК70Д25	7,3	9,28...10,00	
ПК70Д25	12	13, 67...14,27	

В центробежном ускорителе на частицу действуют центробежная сила  $F_c$ , сила Кориолиса  $F_r$ , сила трения между жидкостью и абразивной частицей  $F_f$  и сила тяжести, величиной которой можно пренебречь в силу малости, рис. 3.21. Уравнение движения частицы запишем в виде:

$$m \frac{d^2r}{dt^2} = F_c - F_f = m\omega^2 r - \frac{c_f dr \rho A}{2D_h} \left( \frac{dr}{dt} \right)^2,$$

где:  $m$  – масса единицы объема жидкости с площадью поперечного сечения  $A$ ,  $\omega$  – угловая скорость ротора,  $c_f$  – коэффициент сопротивления,  $r$  – мгновенное расстояние частицы до центра вращения,  $\rho$  – плотность жидкости,  $D_h$  – гидравлический диаметр канала, принимаем равным  $4A/U$ , где  $U$  – смоченная окружность канала.  $V_c$   $V_r$   $V_\Sigma$  - компоненты скорости частицы.

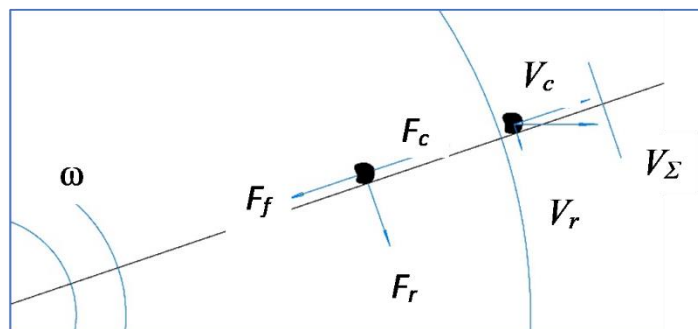


Рисунок 3.21 – Схема сил, действующих на абразивную частицу, в ускоряющем канале

Угол отклонения струи от оси отверстия под действием силы Кориолиса определяется соотношением окружной скорости, линейной скорости и которая отклоняет частицы в потоке к стенке ускоряющего канала ротора и негативно

сказывается на точности установки угла струи к поверхности образца. Кроме того, происходит износ поверхности канала. Для обеспечения продолжительной работы стенда на выходе каналов установлены калиброванные вставки из твердого сплава ВК8. При установке образцов учитываются поправки на расхождение струи у поверхности образца, рис.3.22.

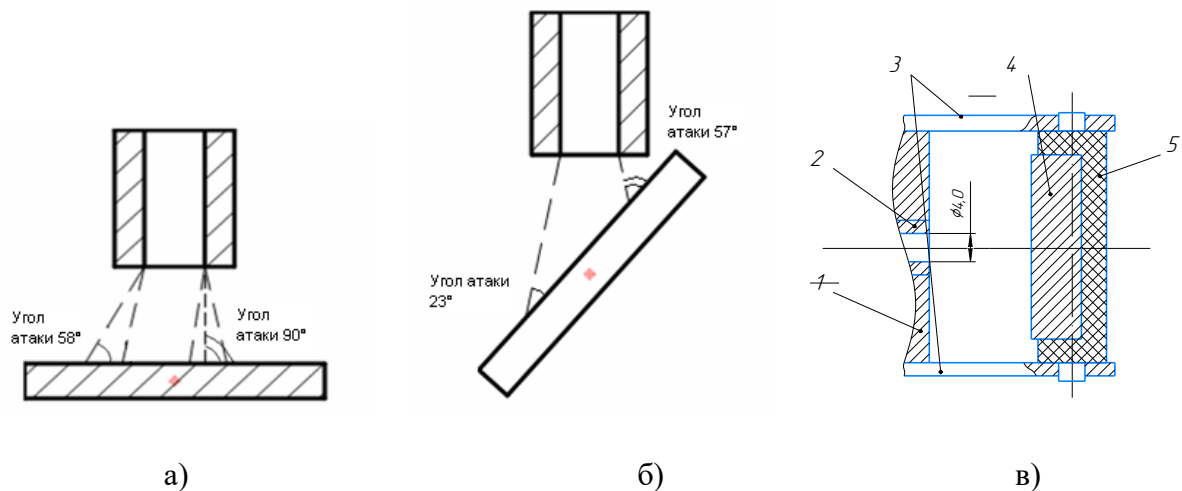


Рисунок 3.22 – Расположение образца относительно сопла:

- а) – угол установки образца  $90^0$ ; б) –  $45^0$ ; в) – крепление образца: 1 – ротор, 2 – сопло, 3 – пластины, 4 – образец, 5 - держатель

Концентрация абразива  $\varepsilon_p$  [г/л] рассчитывается исходя из массы абразива  $m_a$  [г] и расхода  $Q$  [м<sup>3</sup>/час] в единицу времени  $t$  [ч] следующим образом:

$$\varepsilon_p = \frac{m_a}{Q * t * 1000}$$

В качестве критерия износостойкости материалов при эрозионном изнашивании принимается интенсивность изнашивания  $I_3$ , [г/г] [73]:

$$I_3 = \frac{\Delta m}{m_a},$$

где:  $\Delta m$  – изменение массы образца, г;  $m_a$  – количество абразива в опыте на одно сопло, г.

В качестве абразива используются *кварц, проппант, либо корунд* различной дисперсности. Первые два типа являются компонентами пластовой жидкости. Для определения износа измеряют изменение массы образцов в процессе опыта с использованием аналитических весов ML54 (Россия) с точностью до 0,0001г.

Линейный износ или его распределение по образцу определяют путем сравнения профилей поверхности исследуемых образцов до и после эксперимента при помощи оптического профилометра WYKO NT1100 (Veeco, США), либо профилографа-профилометра «Калибр». При больших износах его величину определяют путем пересчета из изменения массы образца.

*- время опыта*

Для выбора времени опыта проведены предварительные испытания порошковой стали ЖГр1Д15 (образцы 1-01, 1-02) с продолжительностью: 60 мин; 120 мин; 180 мин для исследования кинетики износа.

Таблица 3.5 - Кинетика износа образцов

образец	интенсивность изнашивания $I_3$ , г/г		
	время $t$ , мин		
	60	120	180
1-01	4,04E-06	4,55E-06	4,30E-06
1-02	4,04E-06	4,70E-06	4,40E-06

Испытания показали, что соблюдается линейный характер изменения массы образцов, а интенсивность изнашивания сохраняет практически постоянное значение, табл. 3.5. Таким образом, в выбранном диапазоне концентраций и скоростей при разном времени испытаний изнашивание характеризуется одной и той же интенсивностью.

При испытаниях в коррозионно-активной среде изменение массы пропорционально времени испытаний и площади образца, которая одинакова у всех образцов, т.к. они изготовлены по одному чертежу. Поэтому износостойкость материалов образцов в коррозионно-активной жидкости также можно оценивать интенсивностью изнашивания, которая рассчитывается по вышеприведенной формуле. Свободные поверхности образцов необходимо закрывать мастикой.

Ускорение опыта достигается в основном концентрацией абразива. Скорость частиц увеличена по сравнению с реальными значениями скорости жидкости в ступенях в 2-3 раза.

### 3.6 Стенд для трибологических испытаний торцовых уплотнений

Торцовые уплотнения служат для предотвращения попадания пластовой жидкости в маслonaполненный погружной электродвигатель и в зону работы осевого гидродинамического подшипника. Для их испытаний разработан стенд, позволяющий проводить испытания уплотнений при перепаде давления и с высоким содержанием абразива в жидкости, рис.3.23.



Рисунок 3.23 – Общий вид стенда

Стенд для ресурсных испытаний торцовых уплотнений состоит из следующих узлов: станины 1, асинхронного электродвигателя 2, частотного преобразователя 3, испытательного узла 4, компьютерной системы для управления циклограммой и регистрации результатов измерений 5, системы обеспечения давления 6, рис.3а. Регистрация протечек жидкости через уплотнения из камеры осуществляется визуально по наличию ее в камере 7, рис.3б. Циклограмма опыта определена техническим заданием и имеет следующий вид: общее время испытаний – 50 часов; через каждые 290 мин остановка двигателя на 10 мин.

Испытательный узел, рис.3.24, кинематически представляет собой консольный вал 1, вращающийся в шарикоподшипниках 2, на конце которого

устанавливается вращающееся кольцо 3 уплотнения. Неподвижное кольцо 4 устанавливают в съемной задней крышке 5. Все детали установлены в камере 6. Камера снабжена системой охлаждения 7. На передней крышке 8 установлены датчик давления 9, ввод термодпары 10. Кроме того, на крышке имеются штуцера для подвода жидкости 11 и стравливания воздуха (не показаны). Обе крышки установлены герметично с помощью резиновых колец 12. Для регистрации температуры неподвижного образца через заднюю крышку введена термодпара 13. В камере имеется отверстие А для регистрации протечек жидкости.

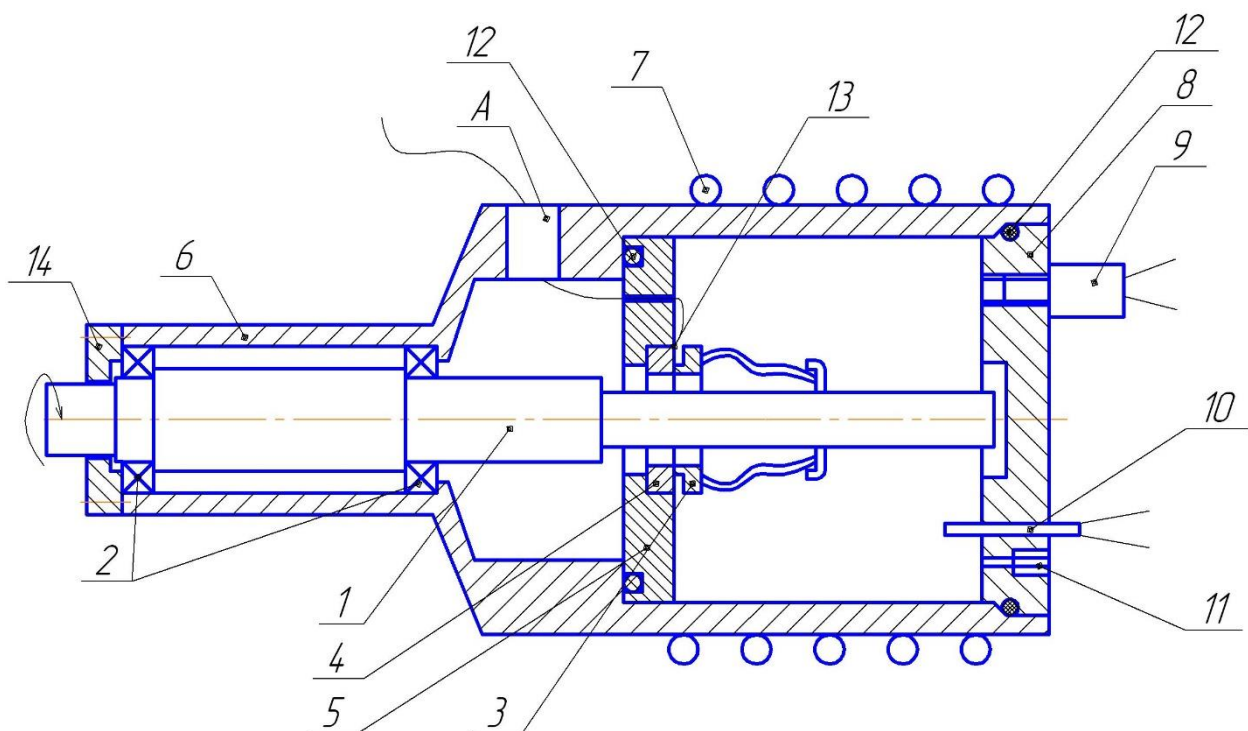


Рисунок 3.24 – Схема испытательной камеры

Вал 1 зафиксирован от осевого перемещения в подшипниках с помощью крышки 14. Установку подвижных деталей уплотнения в осевом направлении на валу осуществляют с помощью мерной втулки и гайки на конце вала (не показаны).

Система обеспечения давления в камере состоит из сильфонного регулятора 8, компрессора 9, манометра 10, крана 11 и трубопроводов, рис.3.24.

#### *Порядок проведения эксперимента*

Вначале устанавливают неподвижное кольцо 4 в заднюю крышку, которую с помощью винтов крепят в камере 6. Затем подвижное кольцо 3 в сборе

устанавливают на валу 1 и фиксируют его от осевого смещения мерной втулкой и гайкой (не показаны). Предварительно на рабочие поверхности деталей уплотнения наносят слой масла.

В камеру заливают модельную жидкость и засыпают кварцевый песок в необходимых пропорциях при вертикальном положении камеры. Закрывают камеру передней крышкой 8, устанавливают ее на станину и соединяют с помощью трубопроводов с системой обеспечения давления, рис.3.23. После этого доливают в систему жидкость, стравливая оставшийся воздух из камеры через клапан 12, рис.2.24, устанавливают необходимые заглушки и создают давление в сильфонном регуляторе.

Предварительно керамические кольца уплотнения (без резиновых манжет) взвешивают на аналитических весах Adventurer фирмы Ohaus с точностью до 0,0001 г и измеряют их толщину в четырех точках по окружности.

### **3.7 Выводы по главе 3:**

1 Разработан комплекс стендов и методик испытаний трибологических узлов и материалов триботехнического назначения для исследования процессов абразивного и эрозионного (гидроабразивного) изнашивания в условиях прецессионного вращения вала в среде, содержащей абразивные частицы и коррозионно-активные вещества.

2 При проектировании стендов использованы критерии динамического подобия природы и модели, разработанные в главе 2.

## ГЛАВА 4

# ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗНАШИВАНИЯ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ УЭЛН

Ступени нефтяные и подшипники скольжения являются основными элементами насосных секций, износ которых предопределяет отказ функционирования и параметрический отказ. Они занимают до 90% длины насосных секций и работают в условиях абразивосодержащих, коррозионно-активных жидкостей при граничном режиме смазки, при сложном движении вала (прецессия), небольших радиальных нагрузках. Учитывая большую номенклатуру ступеней по типоразмерам, материалам, рабочим характеристикам, наиболее подробно исследовали процесс изнашивания ступеней типоразмера 5-50 или их зарубежные аналоги, т.к. эти типоразмеры наиболее часто встречается при эксплуатации нефтяных скважин. Оценку влияния типоразмера проводили по результатам испытаний СН типоразмеров 5-25, 5-80, 5-125, 5-250, 5-400, 5-500 как с одной, так и двумя осевыми сопряжениями (одноопорные и двухопорные).

*Ступень нефтяная* состоит из рабочего колеса и направляющего аппарата, различается конструктивно в зависимости от подачи, напора и износостойкости. Ступень как трибологический объект представляет собой сочетание радиальных, осевых уплотнений и проточной части. Радиальные уплотнения дополнительно выполняют функцию опоры вала. Поэтому в дальнейшем будем использовать более общий термин - сопряжение (радиальное и осевое). Изнашивание проточной части рассматривается в главе 5.

Из структуры расчетных зависимостей, глава 2, вытекает, что для определения скорости (интенсивности) изнашивания и прогнозирования износа СН в условиях абразивного изнашивания необходимые трибологические коэффициенты получают путем проведения комплекса испытаний. Испытания проводили в соответствии со следующими условиями:



-исследование влияния рабочей области НРХ на изнашивание трибосопряжений ступеней

$$\{h_r h_a\} = f(Q_V, \Delta p_0) \text{ при } \{v, n, \varepsilon_p, d_a\} = idem \quad (4.1)$$

- исследование кинетики изнашивания трибосопряжений при постоянных свойствах модельной жидкости, кинематике испытательного узла, гидравлических характеристиках

$$\{h_r h_a\} = f(t) \text{ при } \{v, Q_V, \Delta p_0, n, \varepsilon_p, d_p\} = idem \quad (4.2)$$

- исследование влияния на процесс изнашивания трибосопряжений ступени свойств модельной жидкости

$$\{h_r h_a\} = f(k_{HCl}, T, v, \varepsilon_p, d_p) \text{ при } \{Q_V, \Delta p_0, n\} = idem \quad (4.3)$$

- определение износостойкости ступеней из различных материалов

$$\{h_r h_a\} = f(E, HB) \text{ при } \{v, Q_V, \Delta p_0, n, \varepsilon_p, d_p\} = idem \quad (4.4)$$

- исследование влияния частоты вращения на процесс изнашивания

$$\{h_r h_a\} = f(n) \text{ при } \{v, Q_V, \Delta p_0, \varepsilon_p, d_p\} = idem \quad (4.6)$$

- определение влияния конструкции узла трения на перепад давления и величину протечки, типоразмера ступени.

В вышеприведенных соотношениях (4.1) ... (4.6)  $h_r, h_a$ , – величина износа соответственно радиальных, осевых сопряжений;  $d_p, \varepsilon_p$  - соответственно размер и концентрация абразивных частиц;  $k_{HCl}$  – концентрация HCl, %;  $E, HB$  – модуль упругости и твердость исследуемых материалов;  $n$  - частота вращения;  $\Delta p, Q_V$  – соответственно напор и подача жидкости;  $v$  – вязкость жидкости;  $T$  – температура жидкости;  $t$  – время.

*Подшипники скольжения* выполняют функцию дополнительной опоры вала в радиальном и осевом направлении. Их условно можно разделить на три типа: радиальные, осевые и комбинированные. Первые служат для обеспечения необходимой устойчивости вала при вращении и парирования износа радиальных уплотнений СН и применяются в насосных секциях, газосепараторе, предвключенных устройствах, вторые – для восприятия осевой нагрузки в насосных секциях. Третий тип используется в «пакетной сборке» в основном в

высокодебитных установках, где подшипник встраивается в детали ступени. Конструктивно наиболее распространенные радиальные подшипники можно условно разделить на четыре группы, табл. 4.1, из которых наиболее распространены группы I и II.

Таблица 4.1 – Типы трибосопряжений подшипников

группа	Тип сопряжения	Особенности конструкции	Потенциальные недостатки
I	Втулка-втулка	Внутренняя втулка установлена на валу с помощью шпонки, наружная установлена в корпусе по прессовой посадке	Склонность к хрупкому разрушению по концентраторам напряжений (шпоночный паз, граница между различными посадками или большие натяги)
II	Втулка-втулка	Внутренняя втулка сборная с уменьшенными концентраторами напряжений, наружная – запрессована в корпусе	Более сложная в изготовлении внутренняя втулка, концентраторы напряжений наружной втулки
III	Втулка-втулка	Внутренняя втулка сборная с уменьшенными концентраторами, наружная – установлена в упругих элементах для компенсации несоосности и перекоса вала и отверстия втулки	Более сложные в изготовлении
IV	Подшипниковый узел	Внутренняя и наружная втулки выполнены в виде сборки, наружная втулка установлена в упругих элементах, внутренняя – бесшпоночная конструкция	Более сложный в изготовлении (перспективный вариант)

Испытания подшипников с трибосопряжениями групп I и II проводили в соответствии со следующими условиями:

$$\{h_r\} = f(t) \text{ при } \{Q_V, n, \varepsilon_p, d_p\} = idem \quad (4.7)$$

$$\{h_r\} = f(k_{HCl}, \varepsilon_p, d_p) \text{ при } \{Q_V, n\} = idem \quad (4.8)$$

$$\{h_r\} = f(E, HB) \text{ при } \{Q_V, n, \varepsilon_p, d_p\} = idem \quad (4.9)$$

$$\{h_r\} = f(n) \text{ при } \{Q_V, \varepsilon_p, d_p\} = idem \quad (4.10)$$

Используемые в соотношениях 4.7 – 4.10 величины соответствуют обозначениям для СН.

#### 4.1 Материалы и методика эксперимента

Для изготовления ступеней и подшипников скольжения используют различные материалы в зависимости от группы исполнения оборудования,

которая выбирается исходя из предполагаемых эксплуатационных условий, характеристик скважины, экономических факторов.

Перечень известных и разрабатываемых материалов ступеней включает серый чугун, легированный чугун Ni-resist, как отечественного, так и зарубежного изготовления, порошковые стали, легированные стали, полимерные материалы, комбинации материалов. В иностранных компаниях в качестве материала ступеней преимущественно применяют чугун Ni-resist разных типов, редко – специальные полимеры и покрытия. Основные типы материалов исследованы методами металлографии и с использованием модельных опытов на универсальных машинах трения с целью получения структуры и механических характеристик.

**Чугуны** наиболее распространенные материалы для изготовления рабочих органов вследствие отработанной технологии литья, механической обработки, имеют приемлемые трибологические свойства при неосложненных условиях эксплуатации.






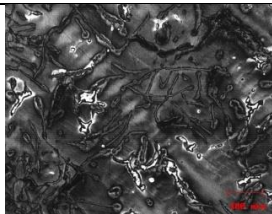
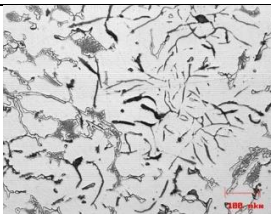
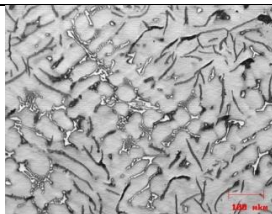
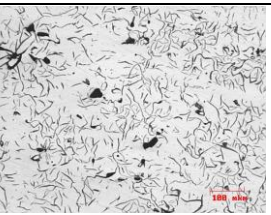
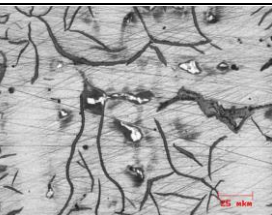
**Чугун Ni-Resist** используется в качестве материала ступеней высокоресурсного оборудования, эксплуатирующегося в сложных условиях, в коррозионно-активной жидкости. В основном используются марки: Ni-Resist Type 1, Ni-Resist Type 2, имеющие сложную структуру с различной твердостью фаз, табл.4.2 и 4.3 [295].

Таблица 4.2 – Химический состав чугуна Ni-Resist

Тип чугуна Ni-Resist	Ni	Cr	Cu	Fe	Si	Mn	C,Mo,S	HV матрицы	HV карбидов
Ni-Resist Type 1	13,5-17,5	1,5-2,5	5,5-7,5	осн.	1,0-2,8	0,5-1,5	2,5	221.6±6.23	466.6±26.7
Ni-Resist Type 2	18-20	1,75-2,5	<0,5	осн.	1-2,5	0,8-1,5	3,0		

Металлографические исследования проводили на оптическом микроскопе «OLYMPUS» PME-3 с использованием анализатора изображения 1A-32 фирмы «Лесо»<sup>\*</sup>). Скорость износа материала определяли на образцах «втулка-

Таблица 4.3 – Структура и механические характеристики чугунов

Тип чугуна	НРА	Скорость износа, мм <sup>3</sup> /мин вода/вода с абразивом *)	Нетравленные шлифы	Травленные шлифы
Цериево – бористый чугун СЧ03Ц016	24.7±2.2	(0,01...0,04)/200		
Серый чугун СЧ25	53±1.4	(0,011...0,026)/ 4,7		
чугун Ni-Resist ЧН16Д7ГХШ	35±1.5	<0,005/0,038		
чугун Ni-Resist модифици- рованный ЧН16Д7ГХ2Ш	50±1.2	(0,001...0,005)/ (0,021...0,037)		
чугун Ni-Resist фирмы REDA	49±1.3	(0,001...0,003)/ 0,02		

втулка» с использованием модернизированной машины трения СМЦ2. Условия опыта: среда – вода, масло И-40, абразив - корунд 500мг/л, скорость скольжения 5м/с, нагрузка до 500Н (среднее контактное давление 0,9 МПа).

**Порошковые стали** широко применяются в качестве материалов отечественных СН, но являются мало изученными с точки зрения износостойкости. Причем конструкция деталей имеет комбинированный тип. Широко используется основной материал НА и РК – ПК70Д15 (ЖГр1Д15). Материалы радиального сопряжения - ПК90Н4МГ2КД15, обладающий более высокой твердостью и ПК10Н4МГ2КД15. Для эксплуатации ступеней в

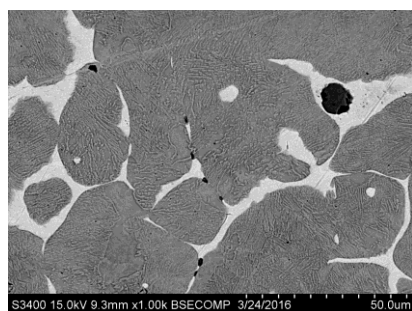
коррозионно-активной пластовой жидкости разрабатывают различные составы материала, в частности: С – 0-1,5%; Ni – 0,5-15,0%; Мо – 0-2,5%; Cu – 10,0-20,0%; Fe – остальное. При этом Cu в состав сталей вводят методом пропитки (инфильтрации). Использование такого материала позволяет создать рабочие ступени насосов, обладающие высокой стойкостью в условиях коррозионно-механического износа.

Исследовали практически весь спектр материалов этого типа, изготовленных отечественными компаниями, таблица 4.4.

Таблица 4.4 – Химический состав и микротвердость порошковых сталей

№ / №	Марка материала	Массовая доля элементов, %							Микротвердость, HV <sub>100</sub>
		C	Cu	Cr	Ni	Mo	S	Mn	
1	ПК70Д15	0,61-0,9	13-17	–	–	–	–	–	346,3±3,1
2	ПК70Д25	0,61-0,9	23-27	–	–	–	–	–	269,0±4,3
3	ПК90Н4МГ2КД15	0,81-1,2	13-17	–	3-5	0,3-0,7	0,15-0,45	1-3	504,9±4,8
4	ПК10Н4МГ2КД15	не более 0,3	13-17	–	3-5	0,3-0,7	0,15-0,45	1-3	301,2±2,0
5	ПК10Н4МД15	не более 0,3	13-17	–	3-5	0,3-0,7	–	–	247,2±5,1
6	ПК10Х16Н9Д20	не более 0,3	18-22	15-17	8-10	–	–	–	269,6±2,4
7	ПК10Х11Н6Д20	не более 0,3	18-22	10-12	5-7	–	–	–	284,1±3,6
8	ПК10Х7Н4Д20	не более 0,3	18-22	6-8	3-5	–	–	–	410,2±2,8

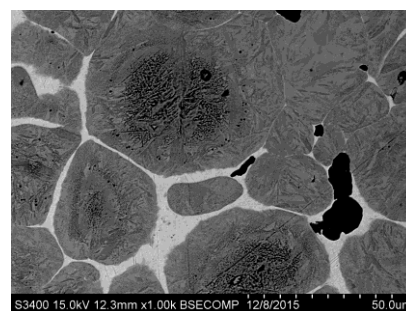
Микротвердость порошковых сталей находится в узком пределе HV<sub>100</sub> 247,2±5,1...504,9± 4,8.



а



б



в

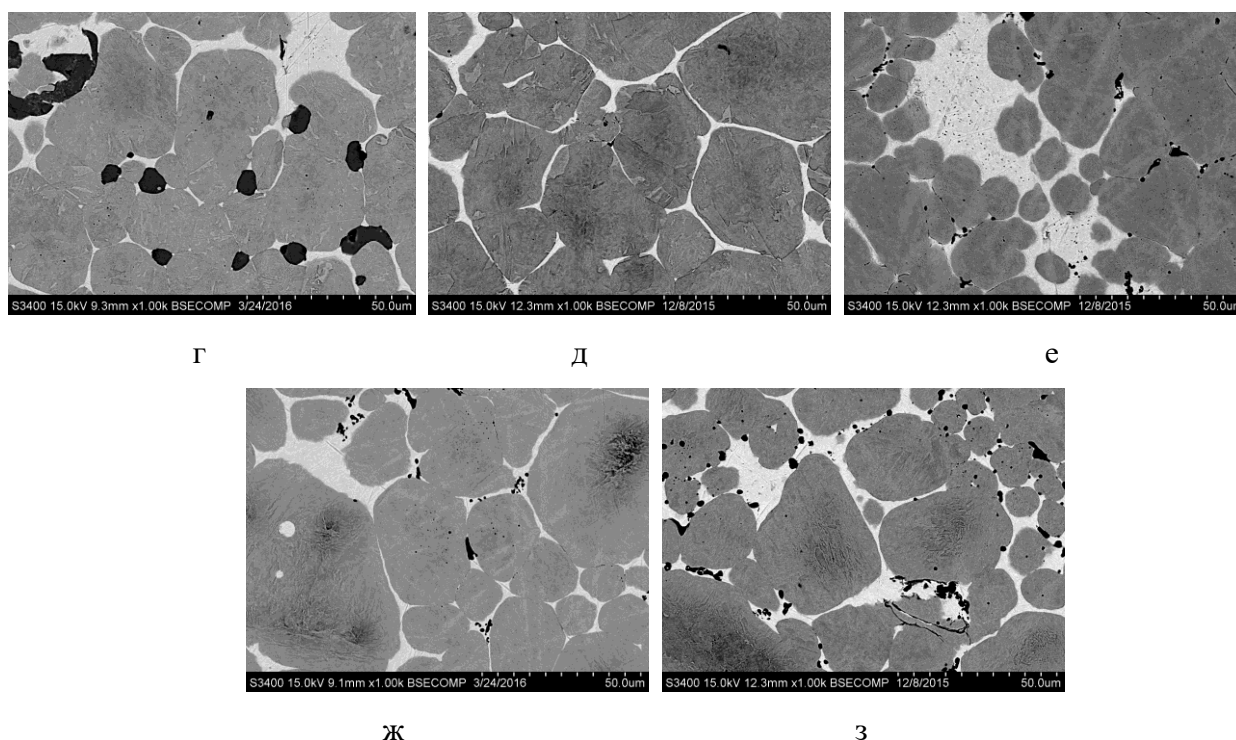


Рисунок 4.1 – Микроструктура порошковых сталей: а – ПК70Д15; б – ПК70Д25; в – ПК90Н4МГ2КД15; г – ПК10Н4МГ2КД15; д – ПК10Н4МД15; е – ПК10Х16Н9Д20; ж – ПК10Х11Н6Д20; з – ПК10Х7Н4Д20

*Сталь 08X17T* используется в качестве конструкционного материала при изготовлении рабочих органов по штамповарной технологии [ООО «Алмаз»]. Марка стали 08X17T выбрана разработчиками как наиболее оптимальная при штамповке из листового проката фрагментов рабочих органов с последующей аргонно-дуговой сваркой и механической обработкой. В качестве радиальных сопряжений ступени используют пары трения "чугун Ni-Resist – чугун Ni-Resist", осевых сопряжений – сталь 40X13 в паре с текстолитом.

*Полимерные материалы* используются в комбинированном варианте конструкции, в которой уплотнения выполнены из металлических материалов (чугун Ni-resist, сталь), а проточная часть – из ЖКП (жидкокристаллического полимера) или ПКМ, рис.4.2. Основная цель разработки такой конструкции – уменьшить интенсивность солеотложения на поверхности проточной части и снизить затраты на изготовление.

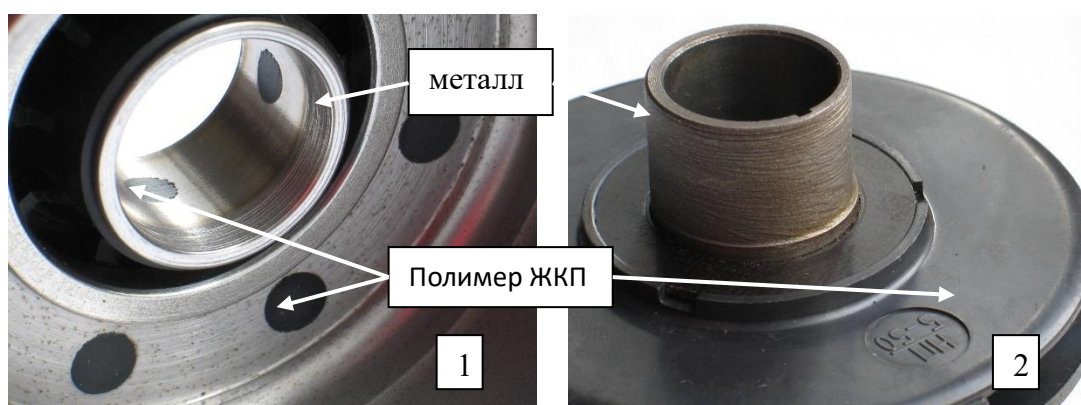


Рисунок 4.2 - Общий вид деталей ступени из полимера ЖКП: 1-направляющий аппарат; 2-рабочее колесо

*- Материалы подшипников скольжения*

В насосах обычного исполнения традиционно применяются подшипники с парой трения типа «сталь – бронза», «чугун Ni-resist - бронза», «сталь - резина». Диаметральные зазоры в подшипниках выбирают в пределах 0,3048 до 0,250 мм. Более высокие значения зазоров встречаются у высокодебитных насосов, например, у JE-1000 ESP [317].

Для обеспечения высокой износостойкости при работе в пластовой жидкости, включающей абразивные частицы, подшипники изготавливают, как правило, из материалов с высокой твердостью, к которым относятся твердые сплавы, керамические материалы, характеристики и элементный состав наиболее распространенных из них приведены в табл.4.4, 4.5. Исследовали структуру и механические свойства материалов, изготовленных различными компаниями. Химический состав твердых сплавов определяли энергодисперсионным методом с использованием рентгеноспектральной системы AN10000 (Англия), растрового электронного микроскопа JSM-35CF (Япония).

На износостойкость твердых сплавов помимо твердости значительное влияние оказывает пластичность [43], оцениваемая критическим коэффициентом интенсивности напряжений  $K_{IC}$ , для определения которой использовали методику индентирования пирамидой Виккерса. Расчет производили по формуле

$$K_{IC} = \frac{0.075 \cdot P}{c^{\frac{3}{2}}} \text{ [Н * мм}^{-3/2}\text{]}, \text{ где: } P \text{ – нагрузка на индентор (пирамидка Виккерса),}$$

при которой длина трещин из углов отпечатка удовлетворяет условию  $1.1a < T < 2.5a$ ,  $c$  – средняя длина трещин, [мм].

Таблица 4.5 – Основные характеристики износостойких подшипников

№/№	Материал трибосопряжения	Диаметр трения × длина, мм	Твердость HRA	Примечание
1	ВК8 – ВК8	24×26	91...88,6	
2	ТСН8 – ТСН8	25×26	88,5	
3	Релит - SiC	28×25	61,3	наплавка
4	SiC - SiC	28×17	H <sub>v</sub> 2700	(составная втулка)
5	ВК10-ВК10	24×26	86,2...88,5	
6	Zr <sub>2</sub> O - Zr <sub>2</sub> O			В зарубежных насосах

Таблица 4.6 – Измеренные механические характеристики твердых сплавов

Н омер образца	Марка по химсоставу	K <sub>IC</sub> среднее	Нагрузка обнаружены трещины, кг	Твердость HRA	Микро-твердость HV <sub>300</sub>	Величина зерна d <sub>cp</sub>
1(1)	ВК10	17.2±0.8	40	88.5	1304±47.2	3,2
5(2)		15,5±1.0	60	86.2	1310±44.9	3,1
7(3)		15.1±0.7	60	87.7	1261±39.5	3,4
2(4)	ВК8	13.6±1.1	40	91	1584±44.2	1,2
4(5)		10.5±1.3	40	88.6	1403±90.9	2,0
6(6)	ТСН8	22.3±2.5	40	88.5	1265±73.1	1,9

*- Методика испытаний ступеней и подшипников*

Для проведения испытаний ступеней и подшипников на изнашивание использовали кинематическую схему испытательного узла, рис. 3.8, реализованную на стендах для испытаний ступеней и радиальных подшипников, раздел 3.3, рис.3.10, рис.3.15.

В качестве основного типа абразивного материала использовали кварц, размерностью F100, в отдельных случаях - корунд, проппант различной крупности. Выбор кварца обусловлен тем, что он является основным типом



сопутствующих примесей с высокими абразивными свойствами. Проппант попадает в пластовую жидкость после гидроразрыва пласта.

Гранулометрический состав порошка кварца, использовавшегося в опытах, включает 10% мелкой фракции с размером частиц до 100 мкм, около 80% – частицы с размером от 100 до 280 мкм, остальные 10% относятся к более крупной фракции до 420 мкм, рис.4.3а. Основная фракция порошка корунда марки F100 (83 %) имеет размер от 100 до 280 мкм, рис. 4.4б. Средний размер частиц кварца и корунда F100 – 180 мкм. Базовая концентрация абразива в жидкости – 10г/л. При исследовании влияния концентрации абразива на износ принимали значения в диапазоне 1,2 ...20г/л при замкнутом контуре жидкости и 0,1г/л – при разомкнутом контуре.

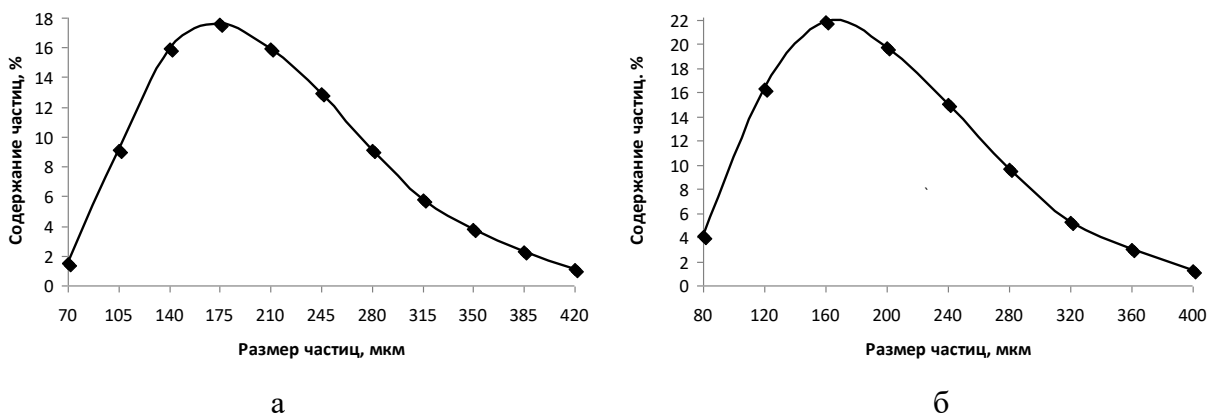


Рисунок 4.3 – Гранулометрический состав абразива ( $D_{cp}=180$  мкм): а – кварц; б – корунд F100

Выбор коррозионной среды для исследования коррозионного фактора изнашивания ступеней не закреплен в существующих стандартах. В состав пластовой жидкости входит много химических элементов, вызывающих коррозионные эффекты, и сероводород – один из основных. Испытания ступеней в среде сероводорода не практикуется вследствие высокой летучести паров и нанесения вследствие этого вреда здоровью. Известна лишь одна методика испытаний материалов в сероводородной среде - испытания на СКРН, по которой процесс происходит в герметичном объеме.

Для борьбы с отложениями солей применяется обработка скважин концентрированной соляной кислотой. По техническим требованиям компании

«Роснефть» оборудование может находиться шесть часов в 10% растворе соляной кислоты с последующей откачкой этого раствора. Учитывая это обстоятельство, в качестве коррозионной среды выбрана соляная кислота. Коррозионно-активную среду получали путем добавления в воду кислоты соляной HCl (Ос.4. «20-4» ГОСТ 14261-77) с концентрацией 0,5...5% по массе.

Для определения изменения массы деталей ступени и подшипника их взвешивали до и после эксперимента. Для обеспечения необходимой точности измерений наружная втулка подшипника устанавливается в корпус с минимальным зазором ( $<10$  мкм) и закрепляется в нем с целью разборки после опыта и измерения изменения массы. Изменение линейных размеров регистрировали путем измерения размеров сопряженных деталей, контактирующих между собой в процессе опыта (отверстие направляющего аппарата – ступица рабочего колеса, бурт направляющего аппарата – шайба рабочего колеса, диск рабочего колеса - юбка направляющего аппарата и т.д.). Кроме измерения линейных размеров проводили измерение массы образцов. Изменение массы образцов  $\Delta M$  характеризует совместное действие различных видов изнашивания.

## **4.2 Результаты экспериментальных исследований**

### **4.2.1 Влияния НРХ на изнашивание трибосопряжений ступеней**

По ТУ на оборудование работа насоса допускается в рабочем диапазоне НРХ, которая является паспортной характеристикой [52]. На практике рабочая точка может смещаться за пределы рабочего диапазона по различным причинам, например, вследствие изменения производительности скважины.

Вопросы влияния НРХ на процесс изнашивания сопряжения не освещены в должной степени в литературе. Достаточно указать, например, на отсутствие в паспортных характеристиках величины осевой силы ступени, а также степени деградации НРХ в зависимости от износа сопряжений. Основным средством увеличения износостойкости на практике рассматривают применение новых

материалов, компрессионной и пакетной сборок насосов, что в итоге резко увеличивает стоимость оборудования. Это ограничивает оптимизацию области применения оборудования по критерию износостойкости оборудования.

Для исследования этого вопроса проведен ряд опытов, суть которых заключалась в изменении подачи жидкости путем дросселирования потока на выходе и регистрации износа сопряжений в различных точках НРХ.

В серийной продукции в качестве пары трения осевых уплотнений в основном используют "шайба РК (текстолит, карболит, карбонит) – бурт НА (материал ступени)". В зарубежных насосах применяют АСПКФМ (антифрикционный слоистый полимерный конструкционный фенолформальдегидный материал), относящийся к классу текстолитов. Для определения износостойкости осевых уплотнений при различной подаче и концентрации абразива провели опыты в воде с абразивом. В качестве абразива использовали кварцевый песок размерностью F100. Испытывали ступени RF450 из чугуна Ni-Resist компании Baker Hughes с частотой вращения 3600 об/мин и рабочим диапазоном: 57 м<sup>3</sup>/сут – левая зона; 72 м<sup>3</sup>/сут – номинал; 86 м<sup>3</sup>/сут – правая зона и ступени 5-60 отечественной компании БЭНЗ. Концентрация абразива была разной для расширения диапазона результатов: 1,2 г/л в первом случае и 10 г/л – во-втором.

Испытания двух типов ступеней показали, что наблюдается основная тенденция - в левой зоне НРХ скорость изнашивания осевых сопряжений больше: на 54% относительно номинала у ступеней ВХ и на 77% - у ступеней БЭНЗ, табл.4.7. Изменение скорости изнашивания осевых сопряжений  $v_a$  ступеней ВХ от подачи  $Q_n$  аппроксимируется зависимостью

$$v_a = 0,00005 \cdot Q_n + 0,002 \text{ [мм/мин]}, \quad (4.11)$$

где  $Q_n$  – номинальное значение подачи. Однако значения скорости изнашивания имеют значительное рассеяние, обусловленное влиянием на процесс изнашивания многих факторов, в том числе формы зазора в уплотнении из-за отклонения вала, неточности изготовления, осевой силы и т.д.

Таблица 4.7 – Средняя скорость изнашивания сопряжений ступеней в различных точках НРХ

Компания, материал	Скорость изнашивания, мм/мин	Левая зона	номинал	Правая зона
ВХ-нирезист	осевое сопряжение - карболит	$2 \cdot 10^{-3}$	$1,3 \cdot 10^{-3}$	$1,3 \cdot 10^{-3}$
БЭНЗ, серый чугун	радиальное сопряжение	$1,14 \cdot 10^{-3}$	$1,1 \cdot 10^{-3}$	$0,6 \cdot 10^{-3}$
	осевое сопряжение	$2 \cdot 10^{-3}$	$1,13 \cdot 10^{-3}$	$0,85 \cdot 10^{-3}$
БЭНЗ, чугун Ni-Resist	радиальное сопряжение	$0,9 \cdot 10^{-3}$	$0,53 \cdot 10^{-3}$	$0,86 \cdot 10^{-3}$
	осевое сопряжение - карболит	$0,48 \cdot 10^{-3}$	$\sim 0$	$0,2 \cdot 10^{-3}$

При "всплытии" РК в номинально режиме, что произошло в последнем опыте, осевые сопряжения не изнашивались. "Всплытие" РК является его неустойчивым положением и отрицательно влияет на процесс изнашивания, т.к. при последующем опускании в зазор сопряжения попадают абразивные частицы, интенсифицируя изнашивание. На износ осевых сопряжений значительное влияние может оказать износ радиальных сопряжений, т.к. возникает перекося в осевом сопряжении из-за изгиба вала.

Проведенные испытания с СН 5-30 и 5-80 в воде с концентрацией кварцевого песка 9 г/л показали устойчивую тенденцию увеличения скорости изнашивания осевых сопряжений ступеней при работе на границе левой зоны НРХ, рис.4.4. Одним из факторов этой тенденции, по-видимому, является

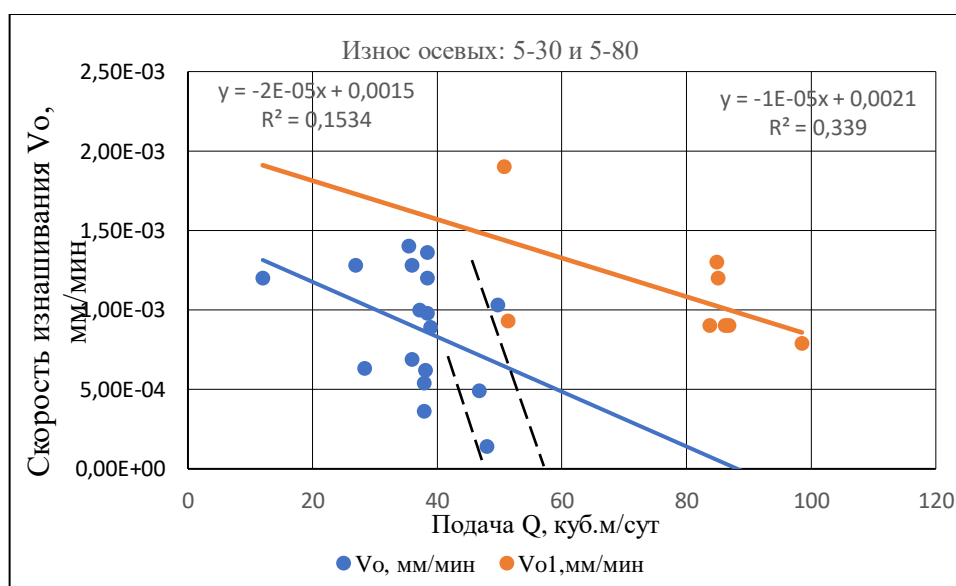


Рисунок 4.4 – Зависимость скорости изнашивания осевых сопряжений ступени 5-30 ( $V_o$ ) и 5-80 ( $V_{o1}$ ) от подачи жидкости (концентрация кварцевого песка 9 г/л)

увеличение осевой силы в левой зоне НРХ. Причем, эта тенденция сохраняется для различных материалов. Например, при испытаниях ступени 5-50 с осевым сопряжением "эластомер АФ15-ЖГр1Д15" при подаче 35, 50, 70 м<sup>3</sup>/сут и концентрации кварцевого песка 2 и 5 г/л скорость изнашивания уменьшалась с увеличением подачи, Приложение 2, табл.6. Похожие результаты получены Wilson, В. L. в работе [306] при испытаниях секций.

Из анализа полученных результатов можно уточнить эксплуатационный фактор  $F_Q$ , приведенный в главе 2 (2.14), характеризующий степень изменения скорости изнашивания осевых сопряжений ступени от подачи, в виде

$$v_a = v_{a_n} \left( Q/Q_n \right)^{-3/4} \quad (4.12)$$

Здесь индекс  $n$  обозначает номинальные параметры:  $Q_n$  – номинальная подача;  $v_{a_n}$  – скорость изнашивания осевых сопряжений при номинальном режиме.

Выявили, что зона "всплытия" РК имеет достаточно широкий диапазон и гистерезис при изменении подачи от низкой подачи до высокой и наоборот. На графике, рис.4.4, эта зона очерчена пунктиром.

Менее очевидная тенденция в изменении изнашивания радиальных сопряжений, хотя также прослеживается увеличение изнашивания радиальных сопряжений в левой зоне НРХ. Последующие опыты со ступенями 5-30 показали, что наблюдается увеличение скорости изнашивания с увеличением подачи жидкости, а у ступеней 5-80 в правой зоне небольшое уменьшение скорости изнашивания, рис. 4.5.

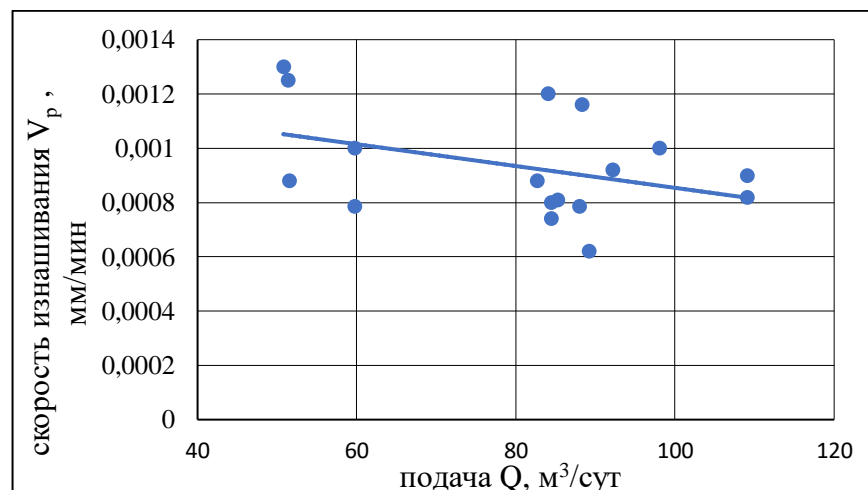


Рисунок 4.5 – Зависимость скорости изнашивания радиальных сопряжений ступени 5-80 от подачи

Логично предположить, что имеют место два конкурирующих процесса, определяющих закон изнашивания радиальных сопряжений при изменении подачи. С одной стороны, при минимальной подаче (в левой зоне НРХ) количество абразивных частиц в единицу времени в жидкости и меньше. Но при этом выше перепад давления на уплотнении и скорость течения жидкости через зазор.

В связи с полученными результатами представляет интерес провести исследование условий изменения величины осевой силы ступени.

#### 4.2.2 Условия изменения осевой силы ступени

Величина осевой силы ступени не регламентируется технической документацией на оборудование. Известны лишь отдельные работы в этой области, в которых указывается на проблемы расчетных методик. В этой связи экспериментальный подход является предпочтительным.

Измерение осевой силы СН проводили на стендах, раздел 3.3, рис.3.10 и 3.13, с использованием устройства для измерения осевой силы и методики измерения, раздел 3.3.4. Условия опыта: рабочая среда – вода, температура 25...40<sup>0</sup>С. Измерение производили от нулевого расхода до максимального в прямом и обратном направлении. Осевую силу при «всплытии» рабочего колеса не регистрировали. Для достоверной оценки проводили несколько опытов. Для исследования гистерезиса опыт повторяли в обратном порядке.

По разработанной методике для сравнения отечественных ступеней с зарубежными провели испытания серийных ступеней ez-line и TMS-line компании Schlumberger с подачей 20...700м<sup>3</sup>/сут 18-ти типоразмеров: TD160, 180, 300, 610, 460, 100, 230, 330, 2200, 1000, 1200, 1500, 500, 1950, 6000, 2500, 3000, 4300, имеющих конструктивные отличия.

Испытания, табл.4.8, выявили влияние особенностей конструкции на величину осевой силы, из которых наиболее сильное оказывают разгрузочные

(балансирные) отверстия в лопастях РК и верхнее щелевое уплотнение у высоконапорных ступеней, а также оребрение верхних дисков РК ступеней радиального типа.

Наличие разгрузочных отверстий РК и верхнего щелевого уплотнения ступени является наиболее эффективным средством снижения величины осевой силы. У ступеней D1200EZ, D1760EZ, D2100EZ, D3100EZ, D4500EZ, MT5A-160, AGH, MT5A-200, MT5A-250, MT5A-700 в рабочем диапазоне осевая сила имеет значения около нуля в пределах погрешностей измерений. Однако разгрузочные отверстия снижают напор ступени.

Необходимо учитывать выраженный гистерезис осевой силы у некоторых типов СН при испытании от нулевого расхода до максимального в прямом и обратном направлении.

Таблица 4.8 – Результаты измерения осевой силы ступеней зарубежных компаний

Обозначение	Особенности конструкции	Осевая сила, Н	
		закрытая задвижка	рабочий диапазон
<b>ez-line</b>			
D150EZ	двухопорная, без отверстий	37	15,8...26,4
D285EZ	одноопорная, с отверстиями	35,6	3...20
D420EZ	двухопорная, с отверстиями	50,8	12,5...35
D530EZ	двухопорная, с отверстиями	51,5	18...0
D700EZ	двухопорная	54	30...0
D1000EZ	двухопорная	51,5	22...5
D1200EZ	двухопорная, отверстия, верхнее щелевое уплотнение	1,65	~0
D1375EZ	двухопорная	58,1	27...0
D1760EZ	одноопорная, отверстия, верхнее щелевое уплотнение	30	~0
D2100EZ	одноопорная, отверстия, верхнее щелевое уплотнение	75,7	0...7
D3100EZ	одноопорная, отверстия, верхнее щелевое уплотнение	23	~0
D4500EZ	одноопорная, отверстия, верхнее щелевое уплотнение	2,64	~0
<b>TMS-line</b>			
MT5A-25	одноопорная	21,1	8,6...13
MT5A-60	одноопорная, разгрузочные отверстия РК	44,2	27,7...5
MT5A-80_100	двухопорная	108,9	58...0

MT5A-160	двухопорная, отверстия, верхнее щелевое уплотнение	3	~0
GH	одноопорная, отверстия, верхнее щелевое уплотнение	0	~0
MT5A-200	одноопорная, отверстия, верхнее щелевое уплотнение	35,6	13...0
MT5A-250	одноопорная, отверстия, верхнее щелевое уплотнение	40,9	~0
MT5A-320_400	одноопорная, отверстия, верхнее щелевое уплотнение	41,6	
MT5A-500	одноопорная, отверстия, верхнее щелевое уплотнение	10	7,9...11,2
MT5A-700	одноопорная, отверстия, верхнее щелевое уплотнение	15	~0

Как показали результаты измерения осевой силы ступеней компании Schlumberger, а также отечественных компаний, наибольшие значения осевой силы не превышают 110 Н во всем диапазоне подач ступеней. Показатель  $[pV]$  меньше  $0,25 \text{ МПа} \cdot (\text{м/с})$ , который указывает Kobylinski, L.S в своей работе [246] в качестве критерия работоспособности осевого сопряжения ступени. Т.е., полученные значения осевой силы в соответствие с этим критерием не приводят к критическим разрушениям, но должны учитываться при расчете изнашивания.

*Влияние конструктивных особенностей ступени* на величину осевой силы, как показали измерения, проявляется в значительной степени. Наиболее известные из них – разгрузочные (балансирующие) отверстия в деталях ступени, рис.4.6а, и оребрение верхних дисков РК, рис.4.6б. Лучший баланс осевых усилий по результатам исследований Cao W-d. и др. [208] достигается, когда отношение площади отверстий для балансировки обратного потока к площади уплотнительного кольца превышает значение 6.

В отечественных насосах широкое распространение получило оребрение верхнего диска РК, рис.4.6б, которое позволяет существенно увеличить напор ступени. Ребра увеличивают коэффициент вращения жидкости и, как следствие, снижают давление, действующее на рабочее колесо в этой области.



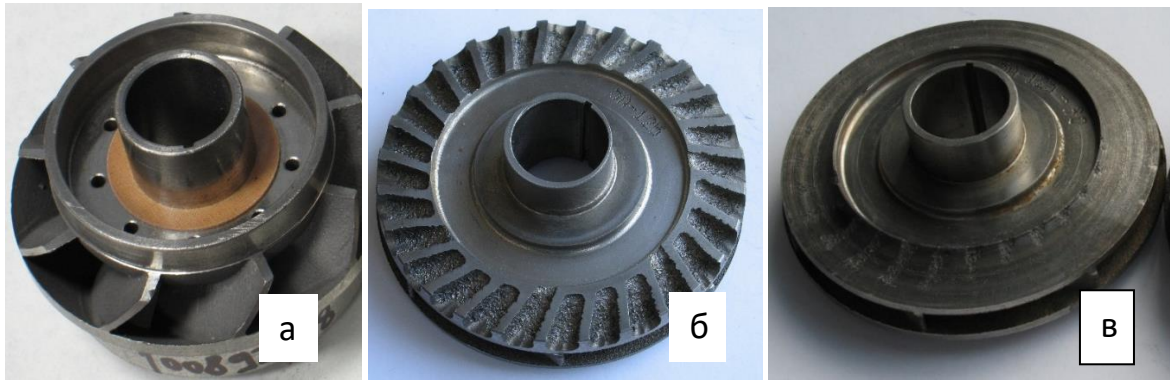


Рисунок 4.6 – Общий вид РК: а) с разгрузочными отверстиями и щелевым уплотнением, б) – с оребрением РК, в) – без оребрения РК

Одновременно, как указывается Островским В.Г. [95,97], увеличивается потребляемая мощность и турбулизация потока, а также возможно «всплытие» РК в правой части НРХ. Напор создается в результате сложного вихревого взаимодействия лопаток или выступов РК с жидкостью. Величина осевой силы существенно не зависит от формы ребер РК, но зависит от их наличия.

Создаваемый ребрами перепад давления  $\Delta H$  Марцинковский В. А. [85] предлагает рассчитывать по формуле:

$$\Delta H = \frac{\omega_{жс}^2}{2g} (R_2^2 - R_1^2)$$

где:  $\omega_{жс}$  – угловая скорость жидкости в зазоре между торцами ребер и нижним диском НА;  $R_1$  и  $R_2$  – радиусы соответственно начала и конца ребер. Если при отсутствии торцовых ребер жидкость в боковой пазухе (при отсутствии утечки) вращается с угловой скоростью, примерно равной половине угловой скорости РК, то при наличии ребер угловая скорость жидкости значительно возрастает. У автора вышеприведенной работы дана формула для определения скорости жидкости в пазухах  $\omega_{жс}$ .

$$\omega_{жс} = k\omega_k = \frac{0,4 + 0,6\gamma}{\gamma + \delta} \omega_k$$

где:  $\gamma$  – высота ребер,  $\delta$  – торцовый зазор

Исследованиями Голубева А.И. [28] показано, что окружная скорость жидкости в пространстве между РК и НА в основном определяется высотой ребер и зазором, т.е. параметром  $h/(h+\delta)$ , а не их формой. Анализируя конструкции РК

компаний «Новомет», «АЛНАС», «Борец», расходно-напорные характеристики и величину осевой силы ступени, можно сказать, что в наибольшей мере эффект оребрения РК реализован в ступенях компании «Новомет».

Для оценки эффективности применения оребрения верхнего диска РК провели исследования ступеней компании «АЛНАС» 5А-125, рис.4.6б, изготовленных литьем с дополнительной механической обработкой края. Затем оребрение РК было удалено механической обработкой, рис. 4.6в).

Значение осевой силы резко увеличилось у СН с РК без оребрения до 34...45Н в зависимости от диаметра дросселя, рис.4.7. Таким образом, показано, что при изготовлении РК с оребрением осевая сила уменьшается значительно по сравнению с РК без оребрения. Однако применение оребрения помимо уменьшения осевой силы смещает график осевой силы влево – в область низких подач, что может привести к «всплытию» РК и износу верхнего осевого сопряжения. Этот эффект снижает ресурс СН в правой зоне НРХ. Разгрузочные отверстия также снижают напор ступени. Кроме того, вихревой венец способствует интенсификации эрозионного износа верхнего диска НА [95]. Причина в том, что РК с вихревым венцом создает сильную турбулентность в открытом канале на входе в направляющий аппарат.

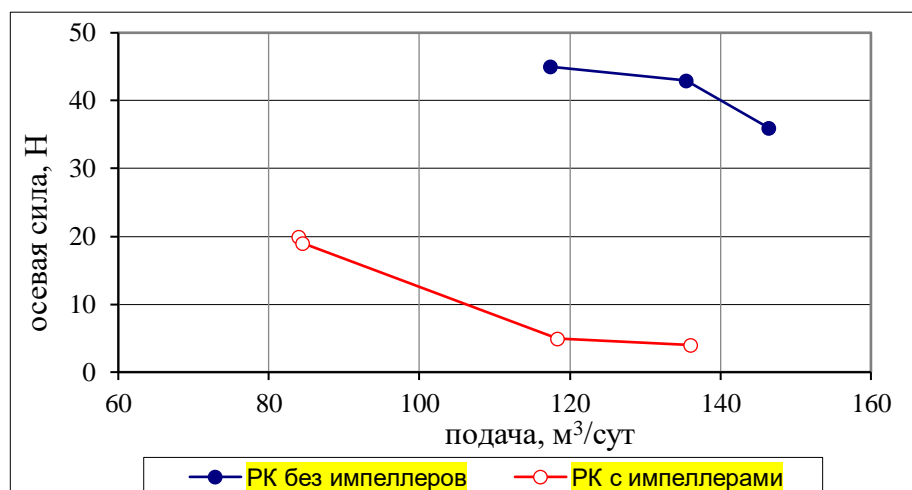


Рисунок 4.7 – Влияние оребрения диска РК на величину осевой силы (РС5А-125)

Применение РК с оребрением в высокодебитных СН должно быть тщательно обосновано с обязательным измерением осевой силы во всем рабочем

диапазоне, т.к. возможно проявление эффекта «всплывания» и катастрофический износ верхнего осевого сопряжения.

*Рабочая точка НРХ ступени* оказывает сильное влияние на величину осевой силы. Результаты испытаний в воде обобщены на графиках, рис. 4.8, и в масле – на графиках, рис.4.9. Слева на графиках располагаются точки, соответствующие величине осевой силы при закрытой задвижке (подача отсутствует), справа – при открытой задвижке. Графики осевой силы ступеней имеют практически один вид – монотонно падающую кривую. Лучшие характеристики с точки зрения минимальной осевой силы при одном и том же напоре (штриховая линия) у ступеней Н2(5-80) и Н6(5-60), т.е. ступеней с оребрением РК. Ступень Н3(5-60) также имеет небольшие значения осевой силы, но при значительно меньшем напоре. Т.е. применение ступеней с оребрением РК оправдано не только с позиции получения более высокого напора, но и с позиции обеспечения минимальной осевой силы. Изменение осевой силы в рабочей зоне НРХ ступени имеют более важное значение. У ступени Н2(5-80) осевая сила резко изменяет свое значение от левой к правой

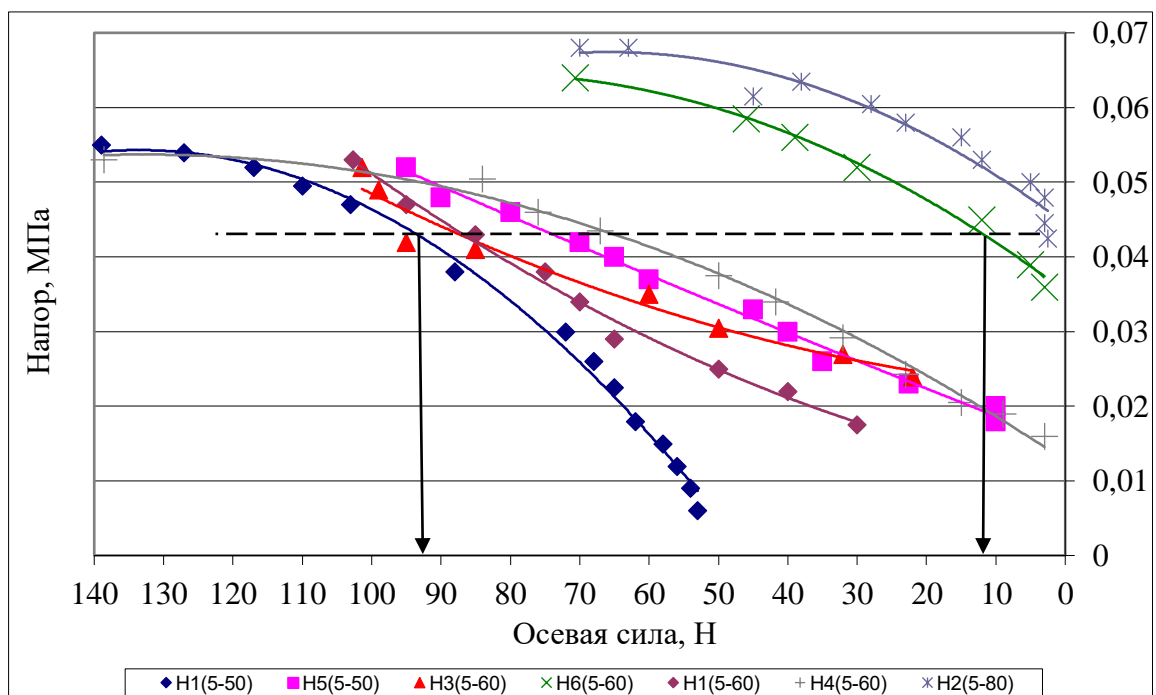


Рис.4.8 - Изменение осевой силы ступеней при испытаниях в воде

границе рабочего диапазона от 63 Н до 15 Н. При номинальном значении подачи ее величина равна 50 Н. Можно предположить, что эксплуатация этой ступени на

правой границе или немного за правой границей может привести к «всплыванию» рабочего колеса и изнашиванию верхней шайбы РК.

Насосная ступень Н6(5-60) ведет себя аналогичным образом. Осевая сила в рабочей зоне изменяет свое значение с 43 Н до 10 Н. Несколько меньшее значение, чем в предыдущем случае объясняется меньшим типоразмером ступени.

Непохожим образом изменяется величина осевой силы у насосной ступени Н1(5-50). Во всем рабочем диапазоне сохраняется высокое значение осевой силы: от 122 Н на левой границе до 76 Н – на правой границе. При номинальном значении подачи осевая сила равна величине 113 Н. По критерию минимума осевой силы насосная ступень спроектирована неправильно. Возможно, большая величина осевой силы является следствием комбинации рабочего колеса 5-50 и направляющего аппарата 5-80. Из этого графика можно сделать вывод, что при равных прочих условиях износ осевых пар трения этой конструкции ступени будет выше, особенно при наличии абразива.

Насосная ступень, Н4(5-60) характеризуется изменением осевой силы в рабочем диапазоне от 100 Н до 40 Н. При номинальном значении подачи эта величина равна 82 Н.

*Влияние среды* на величину осевой силы СН является малоизученным вопросом, особенно при оценке достоверности экспериментальных результатов на стендах. Поэтому провели испытания ступеней в масле И-40 – аналоге нефти. Общей закономерностью для всех типов ступеней является то, что при испытаниях в масле при одном и том же развиваемом напоре осевая сила меньше, чем при испытании в воде, рис.4.8. Т.е., на величину осевой силы влияет вязкость пластовой жидкости. Наибольшее значение будет соответствовать пластовой жидкости с содержанием воды 40...80%. Это предположение связано с полученной в работе [93] зависимостью вязкости от процентного содержания воды в нефти, глава 1, рис.1.4. Аналитически описать эту зависимость сложно. Поэтому в расчетные зависимости главы 2 можно ввести фактор вязкости  $f(\nu)$ , определяемый экспериментально.

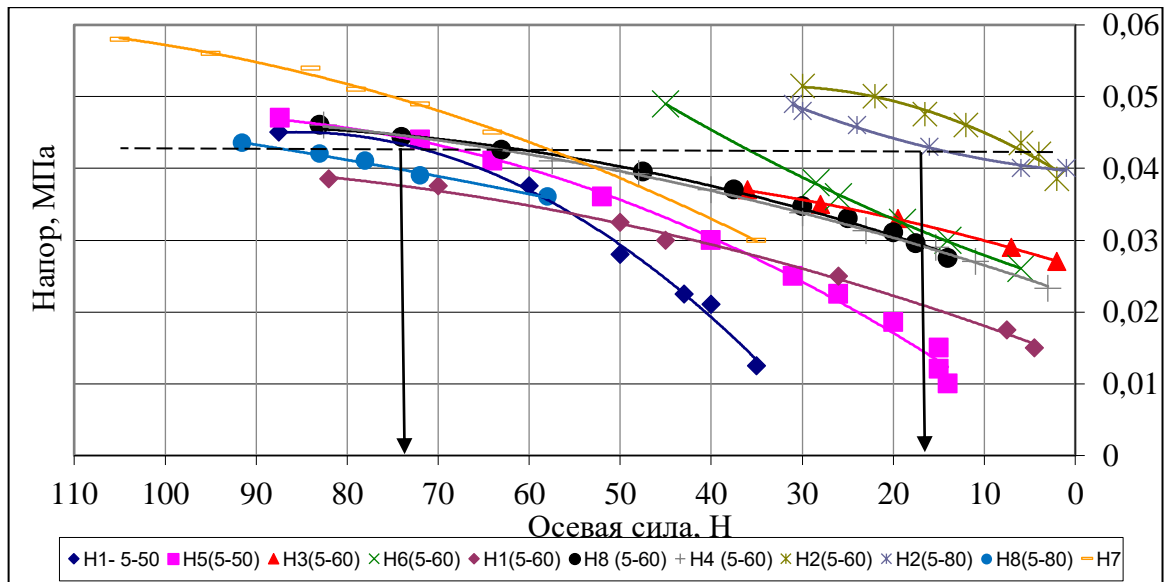


Рисунок 4.9 – Изменение осевой силы ступеней при испытаниях в масле

*Влияние износа* на величину осевой силы ступени качественно отмечается в ряде известных работ, но изучено недостаточно. По этой причине производители оборудования не регламентируют этот показатель.

Численное моделирование, проведенное А. Patil и др. [272] показало, что величина осевой силы зависит от величины зазора в уплотнении, а, следовательно, от скорости изнашивания. Для моделирования износа С. Wang и др. [303], используют CFD.

Для проведения измерений осевой силы РС *изношенных сопряжений* уменьшали толщину шайб РК на определенную величину механической обработкой с соответствующим изменением толщины регулируемой шайбы измерительного устройства. В дальнейшем опыт проводили по стандартной схеме. Предварительно проточили сопряженные поверхности щелевого уплотнения. Диаметр пояска уменьшили до размера 56,23 мм, а диаметр сопряженной поверхности НА увеличили до 57,7мм. При испытаниях параметры НРХ почти не изменились: давление – 0,0585МПа (первоначально – 0,059 МПа), момент сопротивления – 0,97 Н·м (первоначально – 0,095 Н·м). А осевая сила увеличилась с 1,8 Н до 4,7 Н, т.е. в 2,5 раза.

Таким образом, показано, что износ щелевого уплотнения при равных прочих условиях приводит к увеличению осевой силы, что подтверждается,

например, результатами CFD моделирования, С.Wang и др. [303], которые рассматривали двухступенчатый насос с тремя различными кольцевыми зазорами. Zhao et al. [315] показали, что осевая сила постоянно увеличивалась с увеличением зазора при износе как нижнего, так и верхнего кольца.

Для исследования влияния осевой силы на скорость изнашивания осевых уплотнений провели испытания шести типоразмеров ступеней в диапазоне подач 35...80м<sup>3</sup>/сут в воде с кварцевым песком с концентрацией 10г/л на стенде. Предварительно осевая сила была измерена в начале опыта. Из результатов испытаний, рис.4.10, следует, что у ступеней с более высокой осевой силой скорость изнашивания выше, а ее зависимость от осевой силы имеет монотонно возрастающий вид и описывается функцией

$$v_a = 4 \cdot 10^{-8} p_o + 0,0003 \text{ с } R^2=0,9263 \quad (4.13)$$

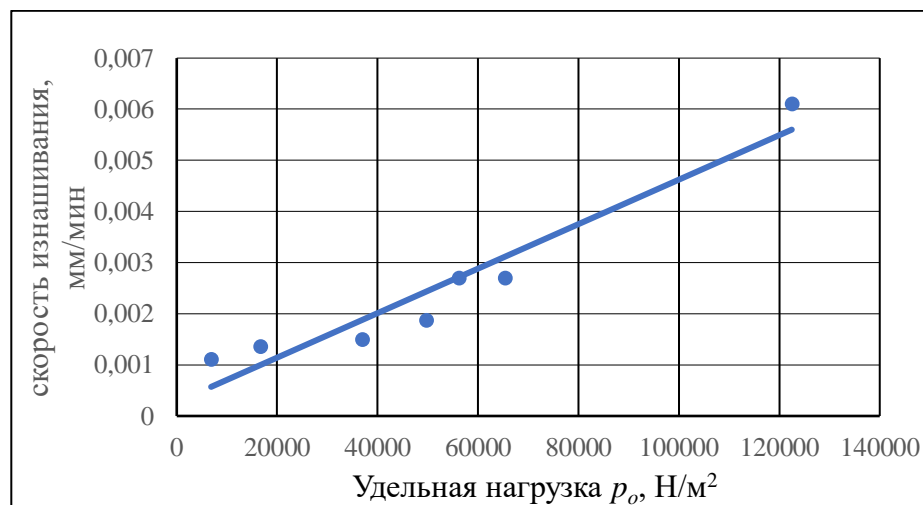


Рисунок 4.10 - Влияние удельной нагрузки на скорость изнашивания осевых уплотнений

Исследованиями Morrison, G. И др. [261,260] установлено, что износ является наиболее распространенной причиной снижения подачи, что может потребовать увеличения частоты вращения для поддержания производительности пласта. Однако из-за увеличения зазора ступени давление на поверхности рабочего колеса изменится, что также повлияет на осевую силу. Из законов подобия вытекает соотношение

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{F_1}{F_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}, \quad (4.14)$$

где  $H$  – напор,  $F$  – осевая сила,  $n$  – частота вращения. Из этого следует, что величина осевой силы увеличивается в квадрате от частоты вращения. Этот вывод подтверждается результатами испытаний ступеней 5-30 с шайбами из материала "ОКСОФЕН" при разной частоте вращения. Условия опыта частота вращения 2970 и 5705 об/мин, кварцевый песок размерностью F100 и концентрацией 10 г/л; подача 24...26 м<sup>3</sup>/сут. Результаты приведены в Приложении 2, табл.7.

При увеличении частоты вращения в 1,92 раза скорость изнашивания радиальных сопряжений увеличилась в 3,7 раза, а осевых – в 4,9 раза.

#### 4.2.3 Кинетика изнашивания радиальных сопряжений

Процесс изнашивания радиальных сопряжений ступеней, которые функционально являются уплотнениями, происходит по сложному закону с ограничением перемещения. В отличие от большинства радиальных сопряжений в данном случае абразивный износ ограничен предельным отклонением вала, опирающегося на подшипники. Поэтому необходимо исследовать кинетику изнашивания с использованием разработанного стенда, раздел 3.3, рис.3.10, и методики, позволяющей моделировать реальный процесс изнашивания ступени при свободном положении вала и при ограниченном положении с использованием износостойкого подшипника.

Проведенные испытания ступени 5-44 из материала ПК10Х11Н8Д20 в течение нескольких циклов продолжительностью 120 мин каждый в воде с концентрацией кварцевого песка 9,7г/л и размерностью F100 без концевой подшипника Приложение 4, табл. А1, показали, что график износа имеет вид монотонно возрастающей кривой с выходом на "полку", рис 4.11. Косвенно такую форму износа подтвердили Н. Zhu и др. [319] в результате испытаний насоса в течение 64 часов при 1% кварцевого песка. На графике износ сопряжения  $h$  равен сумме величин износа ступицы РК  $h_1$  и отверстия НА  $h_2$ . Существует небольшое различие в износе верхнего  $h_в$  и нижнего  $h_н$  сопряжений ступени из-за некоторых различий в гидравлике ступени.

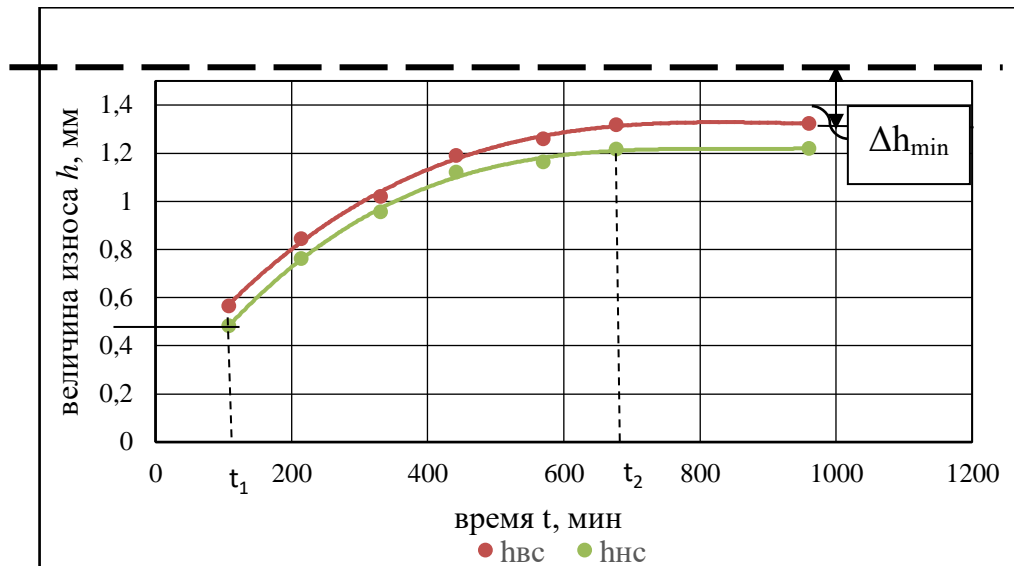


Рисунок 4.11 – Кинетика изнашивания радиальных сопряжений ступени 5-44,  $h_v$ ,  $h_n$  – соответственно износ верхнего и нижнего сопряжения (штриховая линия – граница износа)

Штриховой линией на графике показана максимальная величина износа сопряжения в области минимального зазора, при котором абразивные частицы проходят через зазор, т.е.  $d_p < \Delta r_{min}$ . Как показано в главе 2, после окончания этапа абразивного изнашивания сопряжения наступает этап эрозионного изнашивания, имеющего на порядок меньшую интенсивность.

Нелинейная форма графика кинетики изнашивания радиального сопряжения, рис.4.11, накладывает определенные ограничения на выбор времени опыта при сравнительных испытаниях, т.к. изнашивание во временном отрезке  $t_1 \dots t_2$  происходит с разной скоростью. При увеличении времени опыта на этом отрезке в 6,6 раза величина износа увеличилась в 4,9 раза.

По аналогичной методике проведены испытания ступени 5-44 с концентрацией кварцевого песка 4,85 и 1,2 г/л. Характер зависимостей не изменяется от концентрации абразива. С уменьшением концентрации кривые имеют более пологий вид, рис. 4.12. Зависимость хорошо аппроксимируется полиномом третьей степени, табл. 4.9.

При изготовлении ступеней вследствие неточности технологического процесса возникают искажения геометрии, которые приводят к различным отклонениям, в том числе дисбалансу. Считается, что дисбаланс вращающихся деталей ротора – источник динамических возбуждений. Однако не



рассматривается подробно вопрос влияния дисбаланса на процесс изнашивания подвижных сопряжений. Для оценки степени влияния искусственно сформировали дисбаланс РК величиной  $0,15\text{Н}\cdot\text{м}$  путем высверливания металла с нижнего диска РК. График кинетики изнашивания радиального сопряжения РК с дисбалансом монотонно возрастающий, почти линейной формы. Это объясняется тем, что дисбаланс в этом конкретном случае имеет значительную величину и поэтому отклонение вала с РК будет больше, т.е. дисбаланс РК при прочих равных условиях увеличивает скорость изнашивания.

Наиболее эффективным способом повышения износостойкости ступеней является установка через определенное расстояние промежуточных износостойких подшипников. Сравнили кинетику изнашивания радиальных сопряжений ступени в двух случаях: без подшипника и с подшипником.

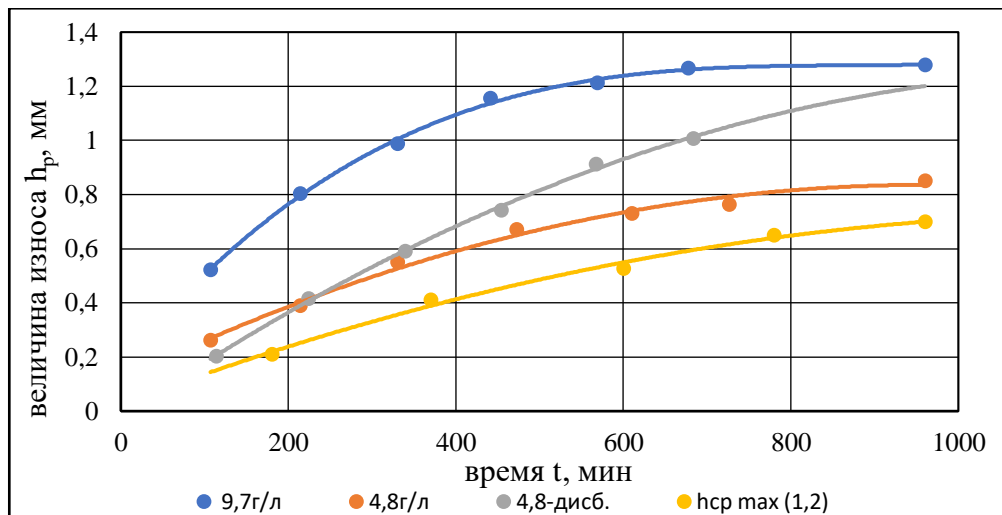


Рис.4.12 – Кинетика изнашивания радиального сопряжения ступени 5-44 при различной концентрации абразива: 9,7г/л; 4,8г/л; 1,2г/л и 4,8г/л с дисбалансом

Таблица 4.9 – Результаты аппроксимации результатов опыта

концентрация абразива, г/л	Зависимость скорости изнашивания	R <sup>2</sup>
9,7	$h_p = 2 \cdot 10^{-9}t^3 - 4 \cdot 10^{-6}t^2 + 0,0038t + 0,1685$	0,9981
4,8	$h_p = -8 \cdot 10^{-7}t^2 + 0,0015t + 0,1186$	0,9912
1,2	$h_p = -5 \cdot 10^{-7}t^2 + 0,0012t + 0,0256$	0,992
4,8+дисбаланс	$h_p = -9 \cdot 10^{-7}t^2 + 0,0021t - 0,0237$	0,9986

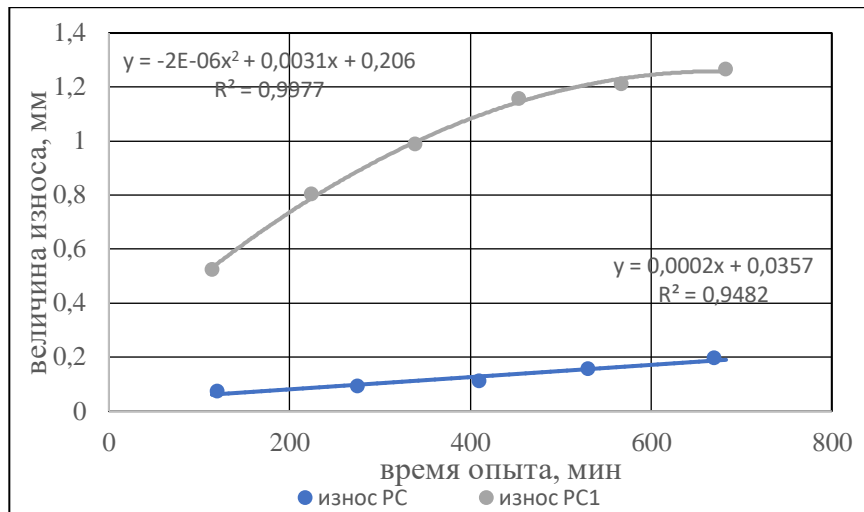


Рисунок 4.13 – Кинетика изнашивания радиальных сопряжений ступени 5-44 без подшипника (PC1) и с подшипником (PC)

Для чего провели испытания ступени 5-50 по аналогичной методике в тех же условиях с концевым подшипником. Видно, рис.4.13, что характер графика износа – практически линейная зависимость.

Получили, что скорость изнашивания подшипника из твердого сплава в аналогичных условиях приблизительно в 120 раз ниже, чем радиального сопряжения ступени из порошковой стали.

#### 4.2.4 Влияние свойств модельной жидкости на процесс изнашивания сопряжений ступени

##### 4.2.4.2 Влияние абразива

Абразивные свойства минеральных частиц, содержащихся в пластовой жидкости, характеризуются комплексом параметров и свойств: твердостью, размером, формой (близкая к сферической, угловатая и т.д.) [182]. На практике наиболее часто встречается два типа абразива с высокой твердостью: кварцевый песок и проппант. Имеются отдельные сведения о присутствии корунда. Особенности их влияния на изнашивание ступеней не изучено в должной мере. Испытания деталей на стендах зачастую проводятся со смесями «кварц + проппант», что не позволяет выделить механизм изнашивания, производимый каждым компонентом.

Необходимо также учитывать возможный процесс дробления абразива в контакте и изменение вследствие этого его абразивных свойств. Это актуально и для многоступенчатой секции, и для опытов с замкнутым контуром движения абразива. Например, Zhu, Н. и др. [323] принимали во внимание форму исходных и разрушенных частиц, а размер принимали средним из двух значений до и после опыта.

Сложный методический вопрос заключается в выборе концентрации абразива. При большой концентрации уменьшается продолжительность испытаний. Но насколько справедливо переносить результаты, полученные при этих условиях, на процесс изнашивания при существенно меньшей концентрации. Для исключения этой неопределенности основное количество опытов проведены в диапазоне концентраций 1,2...20 г/л, а серия опытов проведена при концентрации 0,03...0,5 г/л. Эти опыты проводили со ступенями 5-50 с кварцевым песком размерностью F100 и при разомкнутом контуре абразива. Результаты испытаний ступеней из чугуна и порошковых сталей с похожими характеристиками показали, что зависимость скорости изнашивания сопряжений от концентрации кварцевого песка имеет линейный вид, рис. 4.14, и аппроксимируется для радиальных сопряжений зависимостью

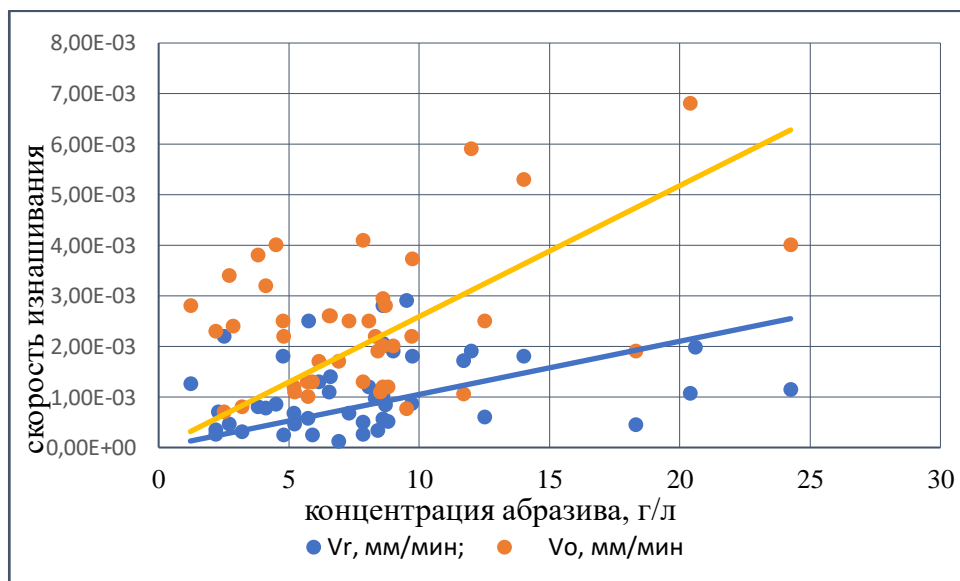


Рисунок 4.14 – Зависимость скорости изнашивания сопряжений ступени 5-50 от концентрации абразива

$$v_r = 0,0001\varepsilon_p, \text{ мм/мин } R^2 = 0,5946 \quad (4.15)$$

а для осевых сопряжений зависимостью

$$v_a = 0,0003\varepsilon_p, \text{ мм/мин } R^2 = 0,7354 \quad (4.16)$$

Изнашивание осевых сопряжений характеризуется большим разбросом значений по сравнению с износом радиальных сопряжений. Ступень является сложным трибологическим узлом, в котором изнашиванию подвергаются одновременно несколько сопряжений и проточная часть. Поэтому необходимо рассматривать взаимовлияние различных процессов. Например, достаточно очевидным выглядит влияние износа радиальных сопряжений на износ осевых. Т.к. в результате износа первых происходит изгиб вала с возникновением перекоса и зазора в области осевого сопряжения, то вероятность попадания абразива в зазор осевого сопряжения увеличивается. Влияние износа осевых сопряжений на изнашивание радиальных представляется менее очевидным. Этот эффект проявляется в наибольшей степени в уплотнении большего диаметра. Эти соображения подтверждаются результатами испытаний секций Wilson B.L. [306].

*Процесс изнашивания осевых сопряжений ступени абразивными частицами, содержащимися в жидкости, сложен по своей природе. Рабочее колесо является "плавающим", т.е. может перемещаться на валу в осевом направлении. Осевое сопряжение, являясь уплотнением, находится под перепадом давления. При "всплытии" или перекосе плоскости уплотнения относительно оси вращения возникает зазор, в который попадают абразивные частицы.*

Можно предположить, что при износе осевого уплотнения реализуется трехстадийный процесс изнашивания. Первая стадия заключается в том, что абразивные частицы, попадая в зазор, производят некоторое повреждение поверхностей трения и шаржируют полимерные шайбы РК, рис.4.15а. На второй стадии происходит изнашивание поверхности металлических буртов закрепившимися в шайбах абразивными частицами, подобно износу о закрепленный абразив. На третьей стадии полимерная шайба изнашивается сформированным профилем металлического бурта, рис.4.15б. Поэтому условие попадания в зазор абразивных частиц являются основным фактором. В этой связи

оптимальным можно считать постоянно контактирующие между собой шайба РК и бурт НА под действием условно небольшой силы.

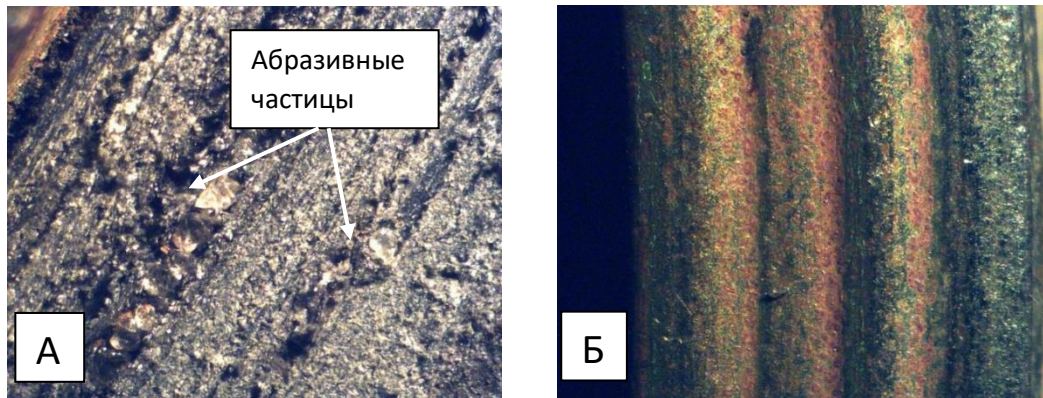


Рисунок 4.15 - А - шаржирование полимерного материала шайбы РК абразивными частицами; Б – поверхность бурта НА из нирезиста

Из-за большого числа влияющих и изменяющихся в процессе работы ступени факторов получаемые величины скорости изнашивания, имеют, как правило, разброс. Для исследования влияния абразива на скорость изнашивания осевых сопряжений провели ряд испытаний на стенде, раздел 3.3, рис.3.10. Причем эти испытания планировали как сравнительные для оценки износостойкости трибосопряжения "полимер-Ni-Resist" ступеней компании VX FX450, которые несколько отличаются конструктивно: габарит 5А, частота вращения 3600 об/мин, меньший размер шайб.

Испытания проводили с концентрацией кварцевого песка 1,2...19,8 г/л и концевым подшипником для парирования возмущений от износа радиального сопряжения.

Из результатов опытов видно, рис.4.16, что скорость изнашивания осевых сопряжений  $v_a$  имеет сильную зависимость от концентрации абразивных частиц  $\varepsilon_p$ , которая аппроксимируется полиномом

$$v_a = 3 \cdot 10^{-5} \cdot \varepsilon_p^2 + 0,0012 \varepsilon_p + 0,0003 \text{ [мм/мин]} \text{ с } R^2 = 9276.$$

Причем при больших концентрациях абразива происходит полный износ шайб и линейный характер зависимости нарушается.

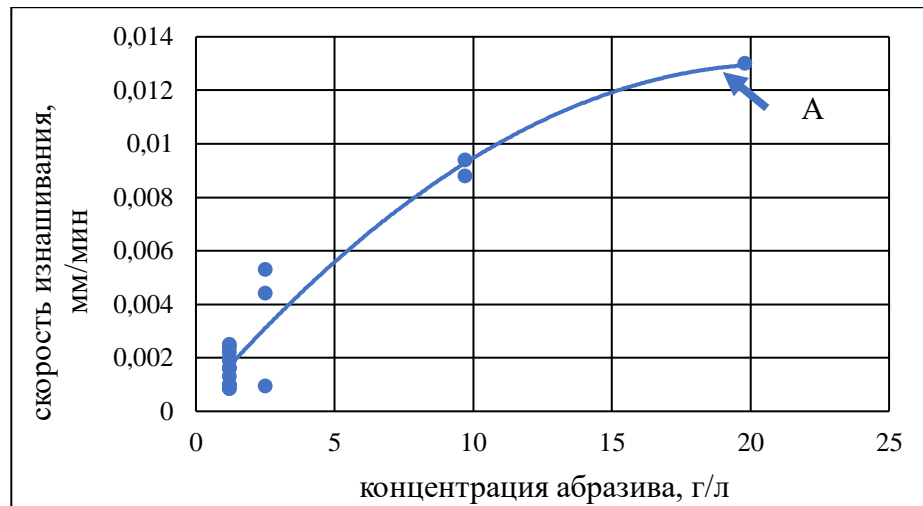


Рисунок 4.16 - Зависимость скорости изнашивания шайб АСПКФМ от концентрации абразива (А – полный износ шайбы)

Сравнительные испытания наиболее распространенных материалов шайб РК (текстолит, карболит, АСПКФМ, карбонит) на износостойкость, рис.4.17, показали, наибольшей износостойкостью обладает карбонит, табл. 4.10. Это связано с тем, что у него выше прочность основы из синтетических тканей, в отличие от остальных, у которых в качестве основы используется хлопчатобумажная ткань.

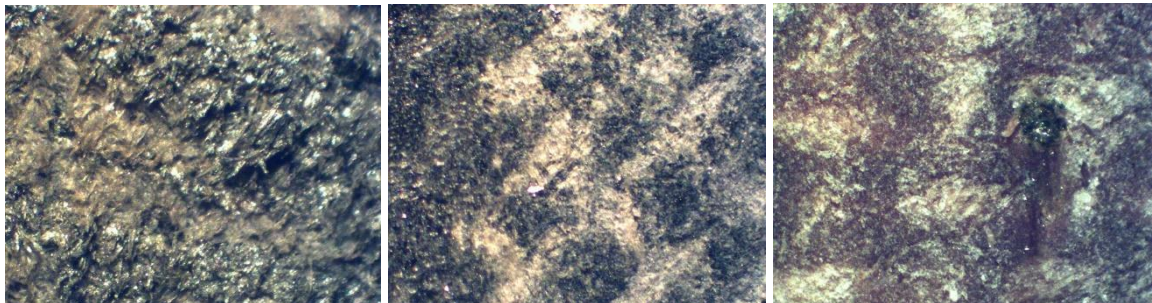


Рисунок 4.17 - Общий вид поверхности трения материалов шайб (карбонит, карболит, АСПКФМ)

Таблица 4.10 – износостойкость различных материалов шайб РК

№	$\varepsilon_p$ , г/л	материал шайб	t, мин	точка НРХ	$h_{amax}^{ш}$ , мм	$v_a$ , мм/мин	$h_{amax}^b$ , мм	коэф. асимметрии износа
1	1,2	карбонит	260	левая граница	0,13	5,00E-04	0,02	6,5
2	1,2	карболит	270	левая граница	0,53	1,90E-03	0,056	9,5
3	1,2	АСПКФМ	298	левая граница	0,27	9,1E-04	0,07	4,0

Коэффициент асимметрии износа для пары трения «АСПКФМ – Ni-Resist» имеет значение 4,0, сопряжения «карболит – нирезист» - 6,5. Скорость изнашивания соответственно –  $9,1 \cdot 10^{-4}$  мм/мин и  $1,9 \cdot 10^{-3}$  мм/мин при концентрации кварцевого песка 1,2 г/л. Диапазон изменения коэффициента асимметрии шире, т.к. его значение определяется помимо свойств материалов тем, на какой стадии находится процесс изнашивания. Полученные значения скорости изнашивания превышают полученные ранее из-за особенностей ступени и режима испытаний.

Для увеличения износостойкости осевых сопряжений ступени было рассмотрено несколько технологических решений: осевые сопряжения с эластомерами, азотирование и борирование поверхности буртов, легированные материалы.

Исследование износостойкости осевых сопряжений ступеней "эластомер АФ15 армированный – металл", рис.4.18, показали высокую износостойкость этой пары трения в абразивосодержащей среде, которая в несколько раз выше

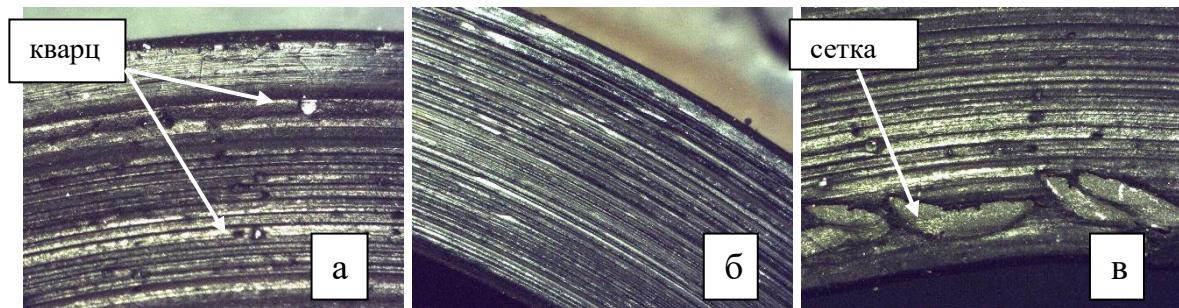


Рисунок 4.18 – Поверхность износа: а – шайбы, б – предельный износ шайбы, в – бурта НА комбинации "карболит – сталь (Ni-Resist)", соответственно  $7,72 \cdot 10^{-4}$  и  $26,9 \cdot 10^{-4}$  мм/мин, Приложение 2, табл.1...6. Принципиально изменяется коэффициент асимметрии износа шайбы и бурта НА – 0,17 в первом случае и 7,85 – во втором случае. Как и в случае полимерных шайб, рис. 4.15, реализуется трехстадийный механизм изнашивания. На первой стадии происходит шаржирование поверхности эластомерной шайбы абразивными частицами, рис.4.18а, и некоторое ее повреждение. На втором этапе интенсивно изнашивается бурт НА, рис.4.18б. На третьем этапе изнашивается эластомерная шайба изношенной

поверхностью бурта НА. Предельный случай наступает при износе шайбы до армирующей сетки, рис.4.18,в.

Результаты испытаний показали, что сопряжение "эластомер АФ15 - металл" обладает несомненным преимуществом по износостойкости. При концентрации абразива в жидкости 20г/л скорость изнашивания находится в диапазоне  $(0,85...0,66) \cdot 10^{-3}$  мм/мин, 4.19.

У сопряжения "карболит-металл" скорость изнашивания  $(3,4...11,5) \cdot 10^{-3}$  мм/мин, что в 5...13 раз выше в зависимости от типа материала бурта. Однако выяснилось, что коэффициент асимметрии износа у сопряжения "эластомер АФ15 – металл" – 0,24...0,22. Т.е., высокая износостойкость сопряжения в целом сопряжена с большим износом бурта НА, что приводит к значительным материальным издержкам при реновации деталей, т.к. менее затратно заменить изношенную шайбу, чем восстановить бурт НА. Поэтому были рассмотрены технологические решения по увеличению износостойкости бурта НА, в частности увеличение его твердости.

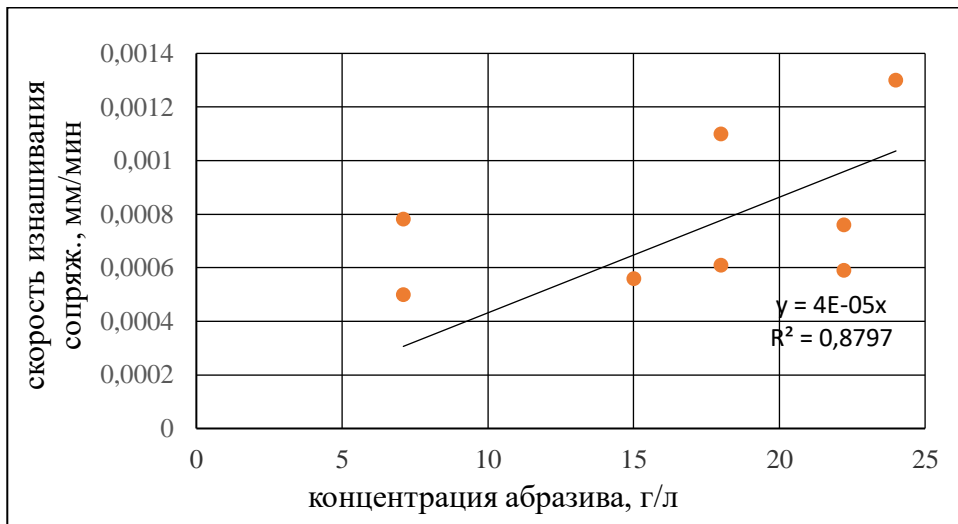


Рисунок 4.19 – Зависимость скорости изнашивания пары трения "резина армированная – закаленный бурт" от концентрации абразива

Логически обоснованным может стать увеличение твердости бурта за счет использования закаленных деталей в сборной конструкции ступени (штампосварной) или применение ХТО. Испытали ступени с поверхностями после борирования, в том числе и бурта при концентрации абразива 20 г/л и частоте вращения 5900 об/мин. Скорость изнашивания осевого сопряжения



"карболит – бурт борированный" при более жёстких условиях опыта составила величину  $3 \cdot 10^{-3}$  мм/мин. Таким образом, использование в осевом сопряжении резины армированной и ХТО поверхности бурта является перспективным техническим решением.

#### 4.2.4.3 Влияние коррозионной активности жидкости и температуры на изнашивание сопряжений

Для исследования влияния коррозионно-активной среды провели испытания ступени 5-80 из трех типов порошковых сталей и чугуна Ni-Resist в количестве 20 штук (в табл.5.11 представлены средние значения величин).

Результаты испытаний, табл. 4.11, показали, что коррозионная среда оказывает слабое влияние на износ радиальных сопряжений. Величина Таблица 4.11 – Результаты испытаний СН в абразивосодержащей, коррозионно-активной жидкости

материал	концентрация абразива, г/л	содержание HCl, %	изменение массы образцов $\Delta m$ , г			Время опыта, мин	$V_r$ , мм/мин	$V_a$ , мм/мин
			PK	HA1	HA2			
ЖГр1Д20	6	1,4	4,30	6,04	5,16	386,00	3,78E-04	8,55E-04
X11H8M1,5Д20	4,8	1,4	0,85	0,48	0,22	281,00	4,33E-04	8,48E-04
порошковая сталь	6,17	1,43	1,65	4,90	2,93	369,00	3,28E-04	1,37E-03
чугун Ni-Resist	5,3	1,6	1,01	0,96	0,32	314,00	3,35E-04	2,48E-04

скорости изнашивания для различных материалов изменяется в узких пределах –  $3,28E-04 \dots 4,33E-04$  мм/мин. Величина скорости изнашивания осевых сопряжений характеризуется разбросом вне зависимости от коррозионных свойств материалов. Основное различие между материалами проявляется в интенсивности эрозионного изнашивания. Высоколегированная порошковая сталь и чугун Ni-resist, тип 2, имеют в 8...11 раз меньшую скорость изменения массы HA2, чем низколегированные порошковые стали. В зоне перехода от верхнего диска к гильзе HA виден локальный эрозионный износ – А.

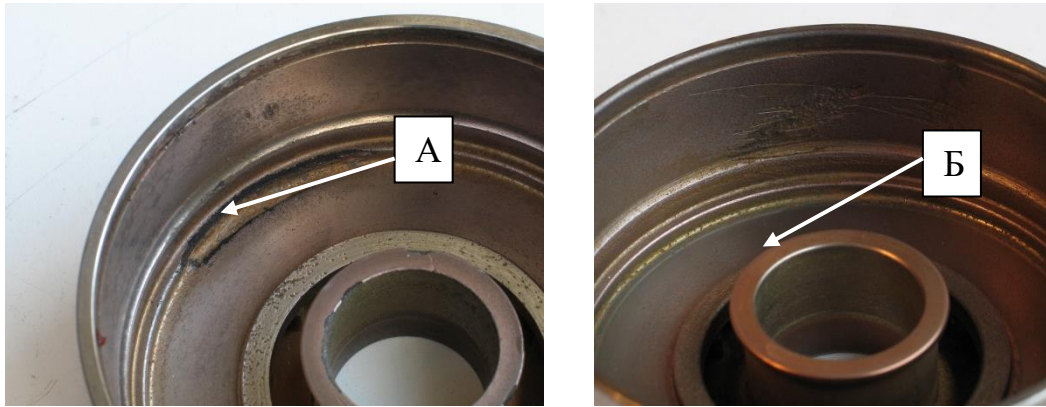


Рисунок 4.20 – Общий вид НА и низколегированной порошковой стали после опыта

Кроме того, у НА на поверхности трения в отверстии наблюдается осаждение меди - Б, рис.4.20, т.е., по-видимому, реализуется избирательный перенос. В качестве радиального сопряжения в ступенях из порошковой стали используются вставки из другого материала с повышенной твердостью и порошком карбида железа. При износе поверхностные пленки удаляются и происходит высаживание меди, растворенной в жидкости с HCl на железе, которое составляет основу.

На основании полученных результатов можно поставить под сомнение корректность использования в качестве критерия износостойкости материалов при испытаниях изменение массы. Необходимо использовать в качестве критерия изменение размеров и изменение массы.

#### 4.2.5 Влияние типоразмера и конструкции СН на износ сопряжений

Высокодебитные насосы (с дебитом более 200 м<sup>3</sup>/сут) с точки зрения протекания процесса изнашивания при эксплуатации имеют ряд конструктивных отличий. Рабочие ступени, как правило, проектируются по радиально-аксиальной схеме и в большем габарите (5А, 6). Это приводит к увеличению скоростей потока в каналах РК, НА и вихреобразования. Конструктивно увеличены зазоры в подвижных сопряжениях.

Для испытаний выбраны ступени отечественных и зарубежных компаний следующих типоразмеров: 5А-125, 5А-250, 5А-400, 5А-500, V725D из чугуна Ni-resist, тип 1, зарубежные – из чугуна Ni-resist, тип 4. Испытания проводили на

модернизированном стенде, глава 3, по методике, п.3.3.1, в левой зоне НРХ, с кварцевым песком размерностью F100 различной концентрации.

Как следует из результатов опытов при концентрации кварцевого песка 10 г/л, наблюдается определенная тенденция снижения скорости изнашивания радиальных сопряжений ступеней с увеличением их типоразмера и слабое влияние типоразмера ступени на скорость изнашивания осевых сопряжений, табл.4.12. Коэффициент асимметрии износа осевого сопряжения изменяется в диапазоне 5,1...14. Не замечена разница в износостойкости первого и четвертого типа чугуна Ni-resist.

Таблица 4.12 – Результаты испытаний ступеней при концентрации абразива 10 г/л

Тип ступени	$v_r$ , мм/мин	$v_a$ , мм/мин	$h_{in} / h_{\bar{o}}$
5A-125	3,16E-03	7,97E-03	5,1
5A-250	1,60E-03	6,38E-03	14
5A-400	1,04E-03	4,32E-03	8,4
5A-500	9,63E-04	1,48E-02	8,4

Статистическая обработка результатов опытов показывает, что зависимость скорости изнашивания радиальных сопряжений  $v_r$  от концентрации абразива  $\varepsilon_p$  имеет линейный характер, табл.4.13, рис.4.21. Коэффициент пропорциональности по величине близок к значениям для ступеней основных типоразмеров. Поэтому

Таблица 4.13 – Зависимость скорости изнашивания от концентрации абразива

Тип ступени	Зависимость скорости изнашивания	$R^2$
5A-125	$v_r = 0,0002 \cdot \varepsilon_p$	0,8705
5A-250	$v_r = 0,0001 \cdot \varepsilon_p$	0,8723
5A-400	$v_r = 0,0001 \cdot \varepsilon_p$	0,956
5A-500	$v_r = 0,0002 \cdot \varepsilon_p$	0,9775

для оценки влияния типоразмера при расчете скорости изнашивания радиальных сопряжений можно использовать поправочный коэффициент 1,5.

Основными факторами, влияющими на слабую зависимость скорости изнашивания осевых сопряжений от типоразмера ступени, являются конструкция,

величина осевой силы и рабочая точка НРХ. Подтверждена эффективность разгрузочных отверстий в лопатках РК и щелевого уплотнения для уменьшения величины осевой силы. Например, при использовании инверсной конструкции осевого сопряжения, когда шайба устанавливалась в НА с натягом по внутреннему диаметру, изнашивание шайбы происходило по двум плоскостям при ее вращении и по внутреннему диаметру. По результатам проведенной работы такая конструкция признана неудачной и не используется на практике. Износ осевых сопряжений может служить источником значительного снижения ресурса при достижении предельного состояния.

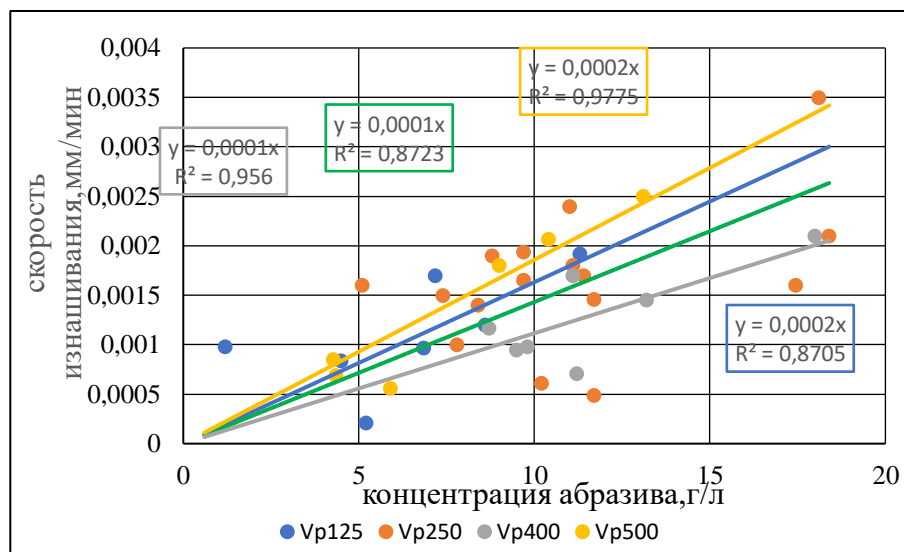


Рисунок 4.21 – График зависимости скорости изнашивания радиальных сопряжений 5А-125, 5А-250, 5А-400, 5А-500 от концентрации абразива

Выявлено, что полный износ шайб осевого сопряжения ступени приводит к возникновению металлического контакта и изменению условий трения и динамики. Из графика момента видно, рис.4.22, что при стабильной работе в

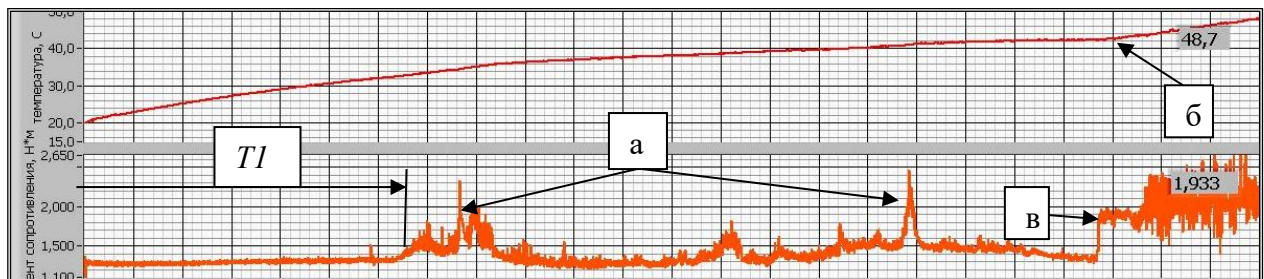


Рисунок 4.22 – График изменения момента сопротивления и температуры при изнашивании осевого сопряжения ступени 5А-500

промежутке времени  $T_1$  момент сопротивления равен 1,3Нм и не имеет изменения амплитуды. При изнашивании шайбы РК изменяется динамика ротора, сопровождающаяся возникновением пиков, точки  $a$ , момента сопротивления. Полный износ шайбы РК, точка  $b$ , приводит к увеличению момента до 2,1Нм, т.е. на 61% и значительному изменению амплитуды относительно средней величины до  $\pm 30\%$ . При эксплуатации это может служить источником крутильных колебаний роторной системы УЭЛН и причиной разрушения вала.

*- Особенности изнашивания ступеней из полимерных материалов*

Применение полимерных материалов обусловлено низкой стоимостью изготовления, стойкостью к воздействию коррозионно-активных жидкостей, меньшей адгезионной способностью к осаждению на поверхности солей. Основным недостатком полимерных материалов – низкая твердость и вследствие этого низкая износостойкость в жидкости с абразивными частицами. Кроме того, конструкция НА должна быть комбинированной: проточная часть – полимер, корпус – металл, рис.4.2.

При работе ступени из полимерных материалов есть некоторые особенности, влияющие на изнашивание сопряжений. Во-первых, РК имеет существенно меньшую массу, чем РК из металлических материалов. Вследствие этого радиальные нагрузки при равных прочих условиях будут меньше. Как показано в главе 3, табл.3.2, частота собственных колебаний вала с РК из полимера более чем на 30% отличается от аналогичного параметра РК из металлических материалов. В связи с этим возникают методологические трудности при проведении сравнительных испытаний. Во-вторых, в качестве сопряжений используют различные пары: "полимер-металл", "металл-металл".

Сравнительные испытания ступени из полимера ЖКП с радиальным сопряжением "ЖКП-порошковая сталь" в воде с кварцевым песком концентрации 13,5г/л показали, что скорость изнашивания сопряжения в 4,8 раза меньше аналогичной величины сопряжения "Ni-Resist-Ni-Resist". Однако коэффициент асимметрии износа радиального сопряжения – 32. Т.е. полимерная ступица РК

изнашивается в 32 раза интенсивнее ответной детали, являясь критичным элементом конструкции.

На основании полученных результатов можно рекомендовать область применения полимерных рабочих органов – пластовая жидкость без механических примесей и невысокие температуры.

#### 4.2.6 Влияние частоты вращения на изнашивание сопряжений ступеней

Исследование влияния частоты вращения на износ сопряжений УЭЛН проводили на стенде, разработанном в ИМАШ РАН, для испытаний НС на износ с максимальной частотой вращения вала 6000 об/мин [раздел 3.3.1, рис. 3.10]. Испытывали насосные ступени типоразмера 5-50 и 5-80 в воде с кварцевым песком размерностью F100 с концентрацией 18 г/л при частоте вращения 2950, 4390 и 5705 об/мин. Расход жидкости установили равным 2,0 м<sup>3</sup>/ч путем дросселирования потока на выходе НС, чтобы снизить влияние НРХ. Испытания проводили в течение 360 мин при движении жидкости по замкнутому контуру с одноразовой засыпкой абразива. Вал испытательного модуля опирался на промежуточный подшипник из твердого сплава ВК8.

Анализируя результаты опытов НС из порошковых материалов, табл.4.14 и график, рис.4.23, можно отметить, что с увеличением частоты вращения растет скорость изнашивания как радиальных  $v_r$ , так и осевых  $v_a$  сопряжений, т.к. увеличивается число взаимодействий частиц с поверхностью сопряжения. В случае увеличения подачи при одной и той же частоте вращения – износ сопряжений НС также должен увеличиться, исходя из выше полученных результатов. И если скорость изнашивания втулки промежуточного подшипника  $v_{вТ}$  увеличивается пропорционально подаче с низкой интенсивностью благодаря использованию твердого сплава, то темп износа радиальных и осевых сопряжений значительно выше.

Испытания ступени УЭЦН АКМ производства компании "ЛЕКС" на высокооборотном стенде, проводившиеся при подаче 2,2 м<sup>3</sup>/час и частоте

вращения 9500 об/мин [283], показали более высокие значения износостойкости втулки промежуточного подшипника, табл.4.14, чем у серийной ступени. Скорость изнашивания втулок защитных вала из ВК8 этой ступени -  $3,1 \cdot 10^{-5}$  мм/мин, меньше скорости изнашивания втулки промежуточного подшипника –  $1,16 \cdot 10^{-5}$  мм/мин, но находится в одном диапазоне. Т.е., для обеспечения необходимой износостойкости у высокооборотного насоса радиальные сопряжения ступеней должны быть из твердого сплава.

Таблица 4.14 – Влияние частоты вращения на износ подвижных сопряжений СН

$n$ , об/мин	Подача, м <sup>3</sup> /час	$v_r \cdot 10^4$ , мм/мин	$v_a \cdot 10^3$ , мм/мин	$v_{вт} \cdot 10^5$ , мм/мин	Методика испытаний
2950	1,38	2,6	5,6	1,94	[раздел 3.3.1]
5705	1,92	15	14,3	3,1	
9500	2,2	0,31 <sup>*)</sup>	Не измеряли	1,16	[283]

\*) Радиальное сопряжение из твердого сплава

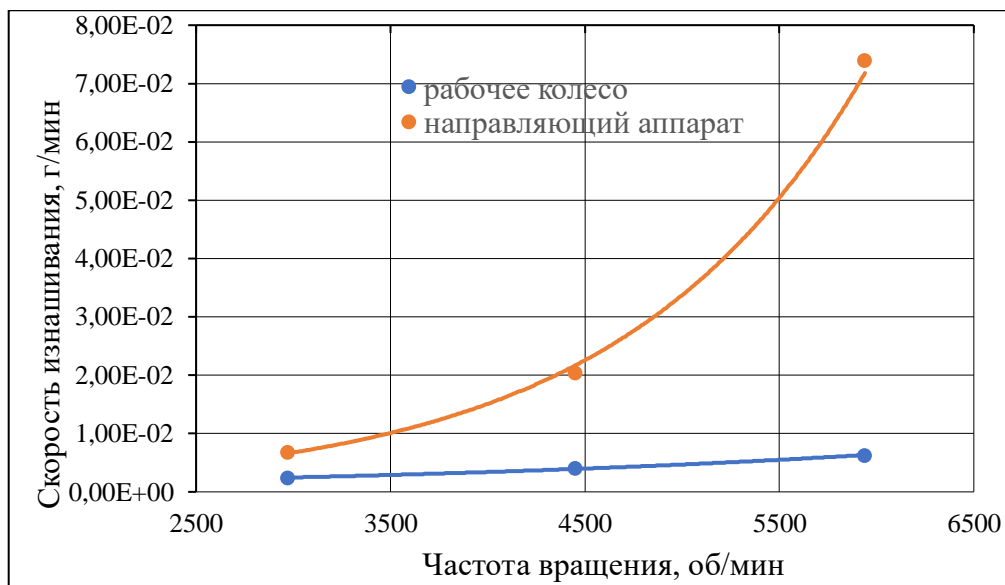


Рисунок 4.23 – Влияние частоты вращения на скорость изнашивания ступени

Следует учитывать, что допустимые величины износа для серийного и высокооборотного насосов при одной скорости изнашивания радиального сопряжения существенно различаются – для второго они существенно меньше. Повышенный износ втулок защитных вала высокооборотного насоса сказывается

в первую очередь на изменении напора НС и вероятности возникновения параметрического отказа.

Испытания РС при различных частотах вращения показали, что износ материала рабочих органов (эрозия материала), отнесенные к единице объема перекаченной жидкости, пропорционален отношению частот вращения в степени 1,5...2.

### 4.3 Закономерности изнашивания подшипников

Подшипники скольжения функционально являются радиальными опорами вала. Конструктивно, рис. 4.24, они состоят из втулок 1 и 2, одна из которых устанавливается на вал, вторая закреплена в корпусе подшипника 3.

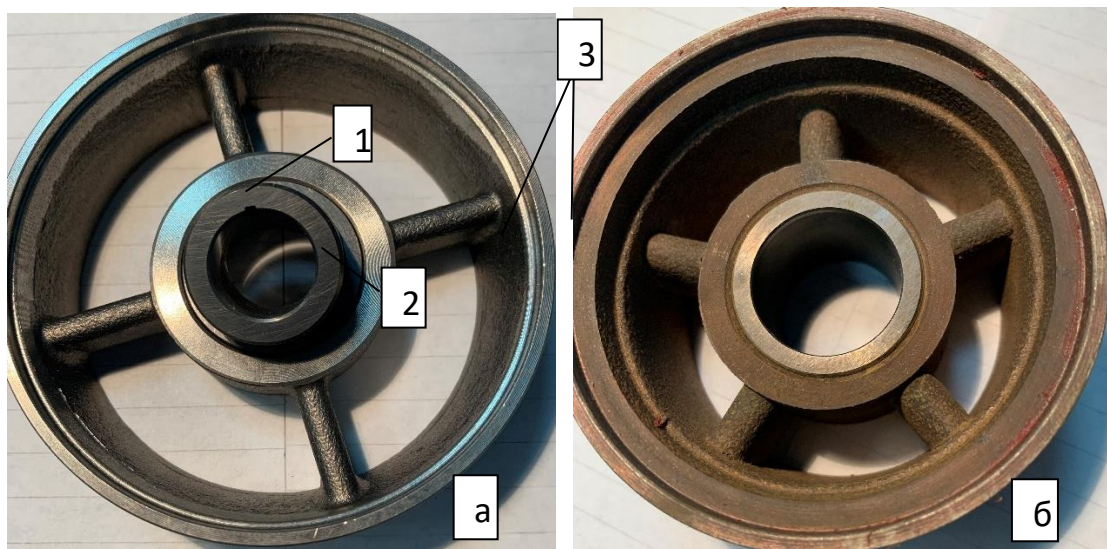


Рисунок 4.24 – Общий вид подшипника скольжения разных производителей: а – компания Baker Hughes, б - РЕАМ РТИ

Выбор материала втулок обусловлен эксплуатационными условиями, требованиями по износостойкости. Для проведения трибологических экспериментов использовали 160 образцов из наиболее распространенных типов материалов отечественных и зарубежных компаний, табл.4.5, а также износостойких покрытий.

Основной критерий работоспособности подшипников скольжения – скорость (интенсивность) изнашивания при условии надежного крепления втулок и их достаточной прочности при динамических нагрузках.



Программа проведения опытов основана на структуре расчетных зависимостей, глава 2, и теории подобия:

- исследование кинетики процесса изнашивания подшипника;

$$\{h_r\} = f(t) \text{ при } \{Q, n, \varepsilon_p, d_p\} = idem \quad (4.17)$$

- исследование влияния абразивных частиц  $\varepsilon_p$  и коррозионной активности  $k_{HCl}$  модельной жидкости на изнашивание подшипника;

$$\{h_r\} = f(k_{HCl}, \varepsilon_p, d_p) \text{ при } \{Q, n\} = idem \quad (4.18)$$

- исследование влияния материала на процесс изнашивания подшипника;

$$\{h_r\} = f(E, HB, k_{1c}) \text{ при } \{Q, n, \varepsilon_p, d_p\} = idem \quad (4.19)$$

- исследование влияния частоты вращения на процесс изнашивания подшипника;

$$\{h_r\} = f(n) \text{ при } \{Q, \varepsilon_p, d_p\} = idem \quad (4.20)$$

где:  $Q$  - подача,  $n$  - частота вращения,  $h$  - износ,  $L$  - путь трения,  $\varepsilon_p$  - концентрация,  $d_p$  - размер частицы,  $\lambda_F$  - коэффициент формы частиц,  $H_a$  - твердость абразивных частиц,  $k_{HCl}$  - коррозионная активность (%) жидкости,  $M$  ( $H_m, E, \mu$  свойства материала подшипника).

Испытания подшипников скольжения проводили на разработанном стенде, раздел 3.3, рис. 3.10. Подшипник устанавливается в сборке с двумя НА и одним РК. Таким образом создаются условия обтекания жидкостью подшипника, идентичные натурным, что обеспечивает корректность получаемых результатов. На практике подшипник одного типоразмера устанавливается в ступени с различной подачей. Поэтому необходимо оценить степень ее влияния на износ подшипника.

Необходимо отметить, что в отличие от радиальных сопряжений ступеней, изнашивание которых происходит при перепаде давления жидкости, подшипник находится в потоке жидкости, обтекающей его корпус. Поэтому механизм попадания жидкости с абразивом в зазор иной - либо вследствие турбулентности потока на входе, либо "всасывающего" эффекта самого подшипника при прецессионном вращении. В описании механизма попадания абразива в зазор подшипника имеется неопределенность.

Как показали результаты испытаний, объемный расход жидкости насоса практически не влияет на скорость изнашивания подшипников, рис.4.25, в диапазоне изменения подачи  $Q = 1,3 \dots 4,0 \text{ м}^3/\text{час}$ . Это связано с указанными выше особенностями обтекания жидкостью подшипника и вероятностью попадания абразивных частиц в зазор, которая не изменяется существенным

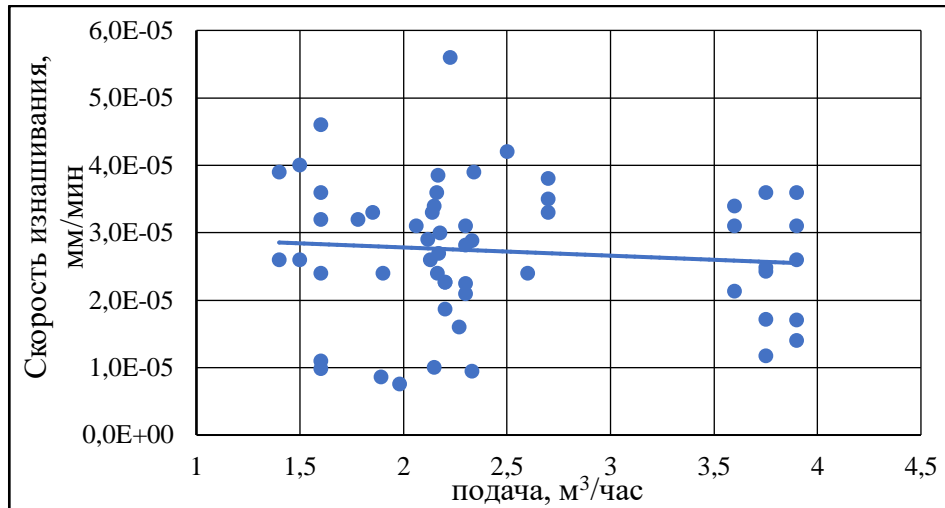


Рисунок 4.25 – График зависимости скорости изнашивания от подачи насоса при концентрации абразива 10 г/л

образом при разной величине подачи ступени. Величина подачи жидкости, по-видимому, может проявиться лишь при большом износе подшипников, свыше 1 мм.

#### 4.3.1 Кинетика изнашивания подшипника

Кинетика изнашивания подшипника влияет на эволюцию динамики установки при эксплуатации вследствие увеличения зазора в сопряжении. Для получения кинетической кривой провели опыты с подшипниками трех фирм из твердого сплава ВК8 с размерами: зазор в сопряжении 0,170 мм, диаметр трения - 24мм, длина – 20мм. Использовали ступень 5-50 (подача жидкости 50,4 м³/сут) кварцевый песок размерностью F100 и концентрацией – 10 г/л в течение ~1700 мин с поэтапным измерением величины износа.

Износ подшипников за время испытаний составил величину (0,045...0,054) мм, что соответствует скорости изнашивания  $(1,7 \dots 3,2) \cdot 10^{-5}$  мм/мин. Графики износа имеют линейный характер, рис.4.26. У двух первых подшипников имеется

смещение относительно начала координат в отрицательную сторону. Это можно отнести к методике измерения износа на первом этапе испытаний за счет временного отрезка в 300 мин. У третьего подшипника этот отрезок разбили на три более коротких – по 110 мин. График износа аппроксимируется

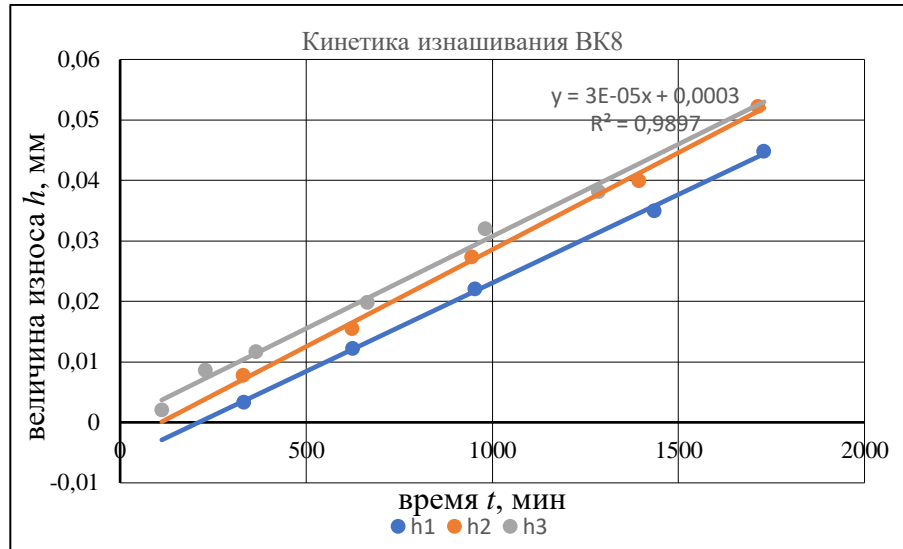


Рисунок 4.26 – Кинетика изнашивания подшипника из ВК8

зависимостью

$$h = 3 \cdot 10^{-5}t + 0,0003, \text{ [мм]} \quad (4.21)$$

Испытания подшипников одного типа трех разных компаний показали, что кинетика изнашивания развивается по одному закону. Разница в абсолютных значениях износа характеризуют технологию изготовления на разных производствах. Для практических расчетов можно принять для данных условий опыта

$$h = (2 \dots 3)10^{-5} \cdot t \text{ [мм]} \quad (4.22)$$

Коэффициент асимметрии износа изменяется в пределах 3,2...3,5, т.е. втулка внутренняя изнашивается больше. Опыты, проведенные с изменением размера абразивных частиц, показали, что мелкий абразив изнашивает подшипник с большей скоростью ~ в 1,4 раза.

### 4.3.2 Влияние абразива и коррозионно-активной среды

Размер абразивных частиц, их форма, твердость и концентрация – основные параметры, влияющие на характер и интенсивность процесса изнашивания

подшипников. Для исследования влияния размеров частиц на скорость изнашивания провели опыты, варьируя их размеры. Частота вращения – 5940 об/мин. Размер зазора подшипников – 0,189мм. Размер абразива – меньше 0,315мм, концентрация - 10 г/л. Подача жидкости – 2,1 м<sup>3</sup>/час.

Таблица 4.15 – Изменение массы ступени и подшипника от размера абразивных частиц

Размер песка	Изменение массы РК, г	Изменение массы НА, г	Изменение массы втулки подшипника, г
200...350	0,162	0,505	0,284
0,5...1,0	0,655	1,27	0,009
0,5...1,0	0,491	0,91	0,014

Как видно из табл.4.15, изменение массы втулки подшипника вследствие износа уменьшилось в 20...30 раз при увеличении размеров абразива. При этом массовый износ рабочих органов увеличился за счет эрозионного процесса в 2...3 раза. Это объясняется тем, что размер абразивных частиц  $d_p$  во втором и третьем опытах был больше величины зазора подшипника  $\Delta$  и в зазор попадали только отдельные частицы меньшего размера или частицы, образовавшиеся вследствие разрушения. Т.е. условие абразивного изнашивания радиального сопряжения  $d_p < \Delta$  было нарушено. И увеличение размера частиц привело к интенсификации процесса эрозионного изнашивания проточной части ступеней. В некоторых работах [99] это обстоятельство не учитывают при расчетах износа.

В процессе опыта абразивные частицы, поступающие в зазор подшипника, разрушаются, изменяя размер, форму к концу опыта, рис.2.22. Поэтому необходимо учитывать эти изменения в расчетных методиках.

Для оценки степени влияния типа абразива на изнашивание подшипников использовали SiO<sub>2</sub>, проппант и Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, из которых два первых часто встречаются на месторождениях. Корунд удобно использовать для интенсификации изнашивания при проведении опытов.

Испытания на изнашивание проводили с подшипником из твердого сплава ВК8 и ступени FC450 компании Baker Hughes. Параметры опыта: частота вращения – 6000 об/мин, концентрация абразива – 19,8г/л, подача – 3,7...4,2

м<sup>3</sup>/сут; время каждого опыта – 300 мин. В качестве абразива использовали SiO<sub>2</sub> и Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> размерностью F100. Частицы SiO<sub>2</sub> имели более округлую форму, чем частицы Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. Поэтому различие в износе подшипника должно быть рассмотрено в виде суммарного эффекта от типа и формы частиц. Параметры опыта выбраны исходя из возможности достижения максимального износа.

Результаты испытаний показали, что средняя скорость изнашивания подшипника в воде с SiO<sub>2</sub> –  $9,15 \cdot 10^{-5}$  мм/мин, в воде с Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> –  $5,4 \cdot 10^{-4}$  мм/мин. Т.е., корунд производит изнашивание твердого сплава в 5,9 раз с большей интенсивностью, чем кварц. Это объясняется не только большей твердостью, но и более остроугольной формой частиц корунда, что способствует увеличению скорости изнашивания. Коэффициент асимметрии износа в опытах имел значение 0,3...0,44. Полученные результаты подтверждаются аналогичными исследованиями. Vozzi, A. C. и др. [205] при исследовании влияния типа абразива (SiO<sub>2</sub> и Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) на изнашивание отожжённой стали AISI 1020 зафиксировали увеличение интенсивности изнашивания с корундом почти в 10 раз по сравнению с SiO<sub>2</sub>. М. Kašparová и др. в работе [239] указывают, что при испытании покрытий WC-NiMoCrFeCo по ASTM G65 износ при скольжении с Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> по сравнению с SiO<sub>2</sub> больше в 8,4 раза.

Широкий диапазон условий эксплуатации требует применения подшипников разной износостойкости, которая обеспечивается тремя основными парами трения: из металлических материалов, керамических и "резина-металл". Последняя пара трения подшипников в настоящее время применяется крайне редко.

Подшипники из *металлических материалов* используются при благоприятных условиях эксплуатации и устанавливаются обычно в качестве концевых подшипников насосных секций. Присутствие в пластовой жидкости абразивных частиц даже в небольшой концентрации приводит к их ускоренному изнашиванию. Необходимо оценить их износостойкость в качестве базовой величины, а также исследовать особенности изнашивания.

С этой целью проведены опыты с парами трения «40X13 – Ni-resist» и «40X13 – бронза» с размерами: диаметр 25мм, длина 25,5мм. Из стали изготавливалась втулка вала. Расход жидкости 2,6...3,0 м<sup>3</sup>/час, концентрация кварцевого песка (размер <0,315мм) - 10г/л. Для удобства измерения износа наружная втулка устанавливается в корпус подшипника с зазором 10±5 мкм и крепится винтом.

Установлено, что при заданных условиях опыта средняя скорость изнашивания подшипников с комбинацией материалов «сталь – Ni-resist» меньше, чем подшипника «сталь – бронза» приблизительно на 26%. Средняя скорость изнашивания подшипника с комбинацией материалов «сталь – Ni-resist» -  $2,33 \cdot 10^{-4}$  мм/мин, средняя скорость изнашивания подшипника с комбинацией материалов «сталь – бронза» -  $3,13 \cdot 10^{-4}$  мм/мин. Выбранные комбинации материалов подшипника имеют отличающуюся асимметрию износа: у сопряжения «сталь – Ni-resist» с близкими свойствами асимметрия близка к единице (0,92); у сопряжения «сталь – бронза» она равна 0,36. Т.е. износ бронзовой втулки во втором случае приблизительно в три раза превышает износ втулки стальной, табл.4.16.

Таблица 4.16 – Результаты испытаний подшипников из металлических материалов

№/№	пара трения	время, мин	Величина износа, мин		скорость изнашивания, мм/мин		$K_a$
			втулка	корпус	втулка	корпус	
1	сталь-Ni-resist	450	0,0508	0,055	0,000113	0,00012	0,92
2	сталь-бронза	435	0,036	0,100	0,0000827	0,00023	0,36

Испытания подшипника с парой трения (наружная втулка/втулка вала) БрОЗЦ7С5Н1 (Бр05Ц5С5) / сталь 40X13 в похожих условиях показали, что скорость изнашивания в абразивосодержащей среде (10г/л) -  $3,46 \cdot 10^{-4}$  мм/мин. Уменьшение концентрации абразива до 5,3 г/л приводит к уменьшению скорости изнашивания до  $3,0 \cdot 10^{-4}$  мм/мин. Коррозионно-активная среда увеличивает скорость изнашивания до  $4,95 \cdot 10^{-4}$  мм/мин. Одновременно при наличии коррозионно-активной среды уменьшается масса корпуса подшипника в среднем

на 25 г, что не наблюдается при испытаниях только в абразивосодержащей среде. Коэффициент асимметрии износа в абразивосодержащей среде – 0,41, с присутствием HCl – 0,19...0,94.

Из сравнения результатов испытаний подшипников с парами трения из металлических материалов с радиальными сопряжениями ступеней можно сделать вывод о том, что их износостойкость имеет один порядок. Такие подшипники могут применяться лишь в условиях отсутствия кварцевого песка в пластовой жидкости. В износостойких насосах необходимо использовать подшипники из керамических материалов.

### 4.3.3 Процесс изнашивания подшипников ЭЛН из твердых сплавов

Для исследования влияния абразива на скорость изнашивания проведены опыты с подшипниками WC-Co различных компаний, в том числе компании Baker Hughes. Условия опытов: абразив – кварцевый песок размером менее 315 мкм и концентрацией 1,2...19,8 г/л; частота вращения – 3000 об/мин, ступень 5-50.

Как показали результаты испытаний, рис.4.27, скорость изнашивания описывается линейной функцией

$$v_r = 3 \cdot 10^{-6} \varepsilon_p, \text{ [мм/мин]} \text{ с } R^2 = 0,9301. \quad (4.23)$$

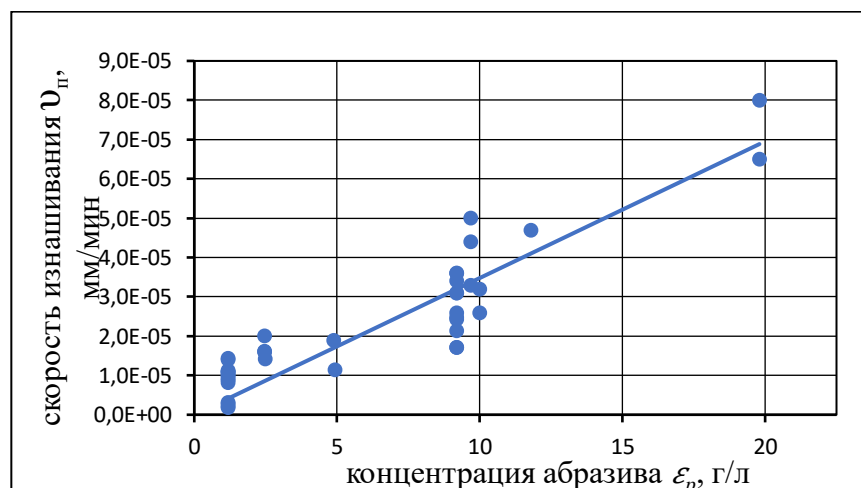


Рис.4.27 - График изменения скорости изнашивания подшипников от концентрации абразива

Испытания подшипников зарубежных компаний, в частности Baker Hughes, имеющих отличающиеся размеры: диаметр трения 24,3 мм, длина 14,5 мм, при

частоте вращения 3600 об/мин показали более высокую скорость изнашивания. Наиболее вероятной причиной является уменьшение длины втулок и, соответственно, площади контакта.

Влияние соляной кислоты проявляется в химическом взаимодействии с кобальтовой связкой твердого сплава и снижении вследствие этого ее механических свойств. Это отмечается в ряде работ по исследованию работоспособности уплотнений в коррозионно-активной среде.

Для оценки степени влияния кислоты на скорость изнашивания твердого сплава провели опыты в воде с абразивом – кварцевым песком размерностью менее 0,315 мм и концентрацией 10 г/л и HCl, концентрацию которой изменяли в диапазоне (2...5,3) % при температуре 80°C. Использовали ступень 5-50 из чугуна Ni-resist и высоколегированной порошковой стали.

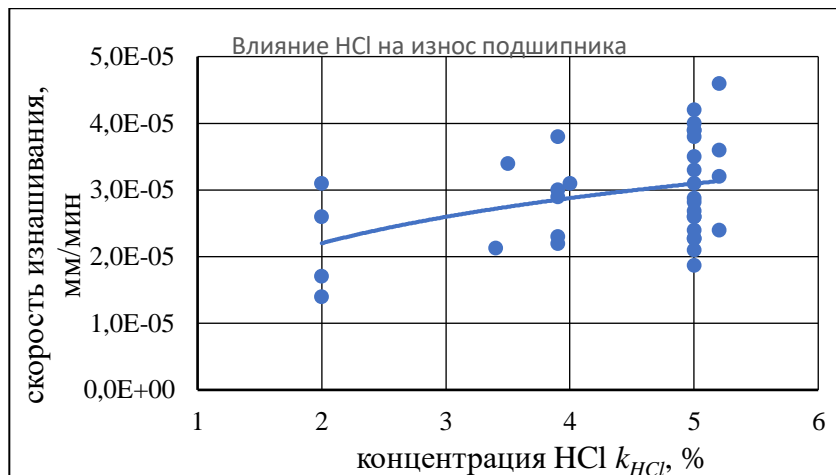


Рисунок 4.28 – График влияния HCl на изнашивание подшипника из ВК8

Результаты испытаний показали, что имеется определенная тенденция увеличения скорости изнашивания с ростом концентрации соляной кислоты, рис.4.28. Скорость изнашивания описывается линейной функцией

$$V_{\text{под}} = 3 \cdot 10^{-6} k_{HCl} \text{ с } R^2 = 0,1486.$$

Учитывая большой разброс значений, эти результаты следует рассматривать как оценочные.

Механизм изнашивания твердых сплавов подшипников скольжения в жидкости с абразивом сложен по своей природе. Необходимо рассматривать несколько процессов: формирование смазочной пленки, контакт поверхностей



трения при режиме граничной смазки, взаимодействие твердого сплава с абразивом. Наиболее полно рассмотрены вопросы изнашивания твердых сплавов без смазки и абразива. Wayne S.F. и др. считают, что износостойкость твердых сплавов в условиях абразивного изнашивания возрастает с увеличением коэффициента интенсивности напряжений  $K_{IC}$ , твердости в степени  $1/2$  и с уменьшением размера зерна WC [305].

В зависимости от соотношения твердостей абразива и твердого сплава, а также значений коэффициента  $K_{IC}$ , размера зерна WC возможны следующие механизмы изнашивания твердого сплава:

- пластическое "пропахивание", которое, например, наблюдали Gant A.J. и др. [217] у твердых сплавов с 24% содержанием кобальта и невысокой твердостью ( $HV_{30} = 860$  МПа);

- выдавливание связующей фазы и удаление затем зерен WC [281, 235, 236, 217, 218, 249];

- растрескивание с последующим выкрашиванием WC. Причем возникновение и распространение трещины может происходить либо по границам зерен WC, либо по самому зерну. Эти соображения соответствуют начальному этапу износа.

Твердость кварцевых частиц обычно находится в диапазоне 11...12 ГПа, твердость ВК8 – 13...18 ГПа. Т.е., при таком соотношении твердостей микрорезание как механизм изнашивания не реализуется. Абразивные частицы при попадании в зазор подшипника разрушаются на более мелкие фрагменты, имеющие резкий излом края. Эти частички обладают большей абразивностью. Таким образом, основным механизмом разрушения в этом случае может быть выдавливание мягкой связки и удаление затем обнаженных карбидных зерен или блоков WC. Таким образом возможен механизм малоциклового усталости карбидной матрицы.

Однако при проведении SEM анализа изношенной поверхности подшипника Baker Hughes замечены некоторые особенности эволюции износа и формирования рельефа, рис.4.29. На начальном этапе развития износа видны

слабые повреждения поверхности в виде потертостей, выдавливания кобальтовой связки, царапание карбидом и (или) частицами кварца. Затем происходит эволюция поверхности износа. В средней части втулок сформировалась резьбообразная поверхность с шагом  $L \sim 220$  мкм, рис. 4.30.

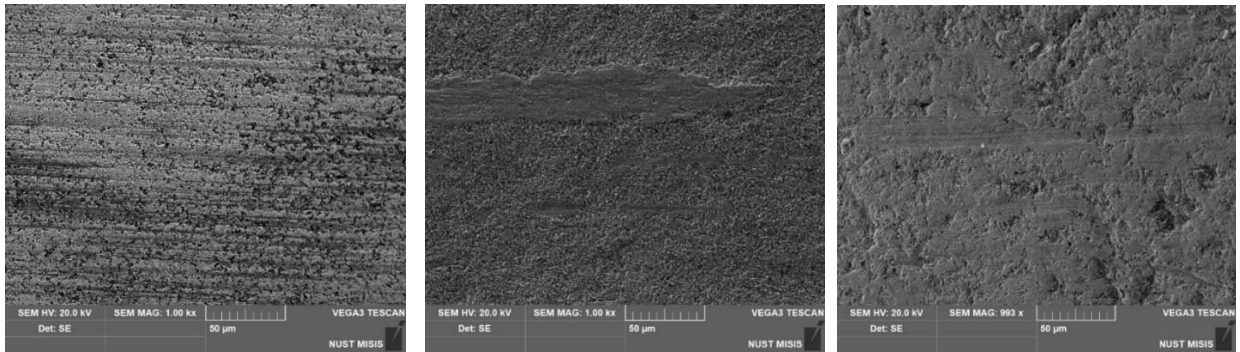


Рисунок 4.29 – Поверхность трения втулки ВН03

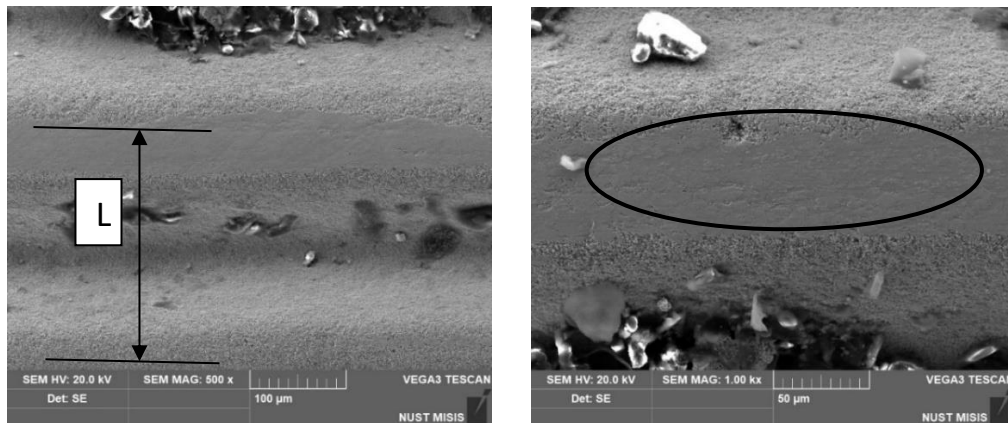


Рисунок 4.30 – Поверхность трения втулки ВН03

Кроме того, на отдельных боковых сторонах "резьбообразной" поверхности отчетливо видны гладкие поверхности (выделены овалом) – зоны контакта сопряженных деталей. Qiaoqin Yang и др. полагают, что удаленный в процессе износа кобальт действует как связка для формирования пластичной, плотной, с хорошей когезией трибопленки на изношенной поверхности для защиты поверхности от дальнейшего износа, уменьшающая коэффициент износа покрытий [277]. Т.е. при развитом износе изнашиваемые поверхности контактируют друг с другом по отдельным выпуклостям, создавая при этом высокие напряжения. Износ подшипника поэтому можно рассматривать как сумму износов от воздействия абразивных частиц и от износа вследствие скольжения. Первоначально контакт происходит по макрошероховатостям,

рис.4.29, и затем эволюционирует. Можно говорить о формировании равновесной шероховатости [73], для расчета которой в настоящее время нет достаточных теоретических обоснований.

#### **4.3.4 Исследование трибологических свойств модифицированных твердых сплавов и покрытий**

Результаты данного раздела получены совместно с Прожегой М.В. [124,139,141,147]. Подшипники скольжения из *керамических материалов* помимо износостойкости должны удовлетворять требованиям достаточной трещиностойкости, что имеет значение при технологических операциях сборки и при динамических нагрузках. Как правило, керамические материалы типа твердых сплавов, карбида и нитрида кремния имеют высокую твердость и низкую вязкость, табл.1.7, глава 1. Для парирования негативных последствий из-за низкой вязкости применяют различные подходы. У спеченных материалов это оптимизация состава или применение материалов с повышенными значениями коэффициента ударной вязкости. Наибольший интерес в качестве материалов подшипников представляют твердый сплав, карбид кремния, диоксид циркония [26]. Однако их трибологические свойства применительно к условиям эксплуатации УЭЛН недостаточно изучены.

Твердый сплав является основным износостойким материалом подшипников УЭЦН по причине оптимального сочетания механических свойств: высокой твердости, ударной вязкости, отработанности технологии изготовления [5.1]. Он применяется для эксплуатации оборудования в самых сложных условиях. Вместе с тем, из-за отсутствия корректных значений износостойкости, для оптимизации цены на практике используют различные типы твердых сплавов, с разным соотношением карбида вольфрама и связки, с разными материалами связки (Co, Ni) и структурой.

Для проведения исследований изготовили три типа образцов WC-Co (90/10) образец №1, №2 и WC-Ni (92/8), табл. 4.17 [141]. Они различаются типом и содержанием связки, размером зерен WC, рис 4.31.

Таблица 4.17 – Основные свойства исследуемых твердых сплавов

№	1	2	3
Состав сплава	WC-Co (90/10) №1	WC-Co (90/10) №2	WC-Ni (92/8)
Плотность, г/см <sup>3</sup>	14,7	14,5	14,2
Коэрцитивная сила, эстред	102	108	71
Содержание пор до 50мкм в объеме, %	A 0,02	A 0,08	A 0,08
Содержание включений углерода в объеме, %	нет	0,4	0,6
Средний размер зерна WC, мкм	3,4	3,1	1,9

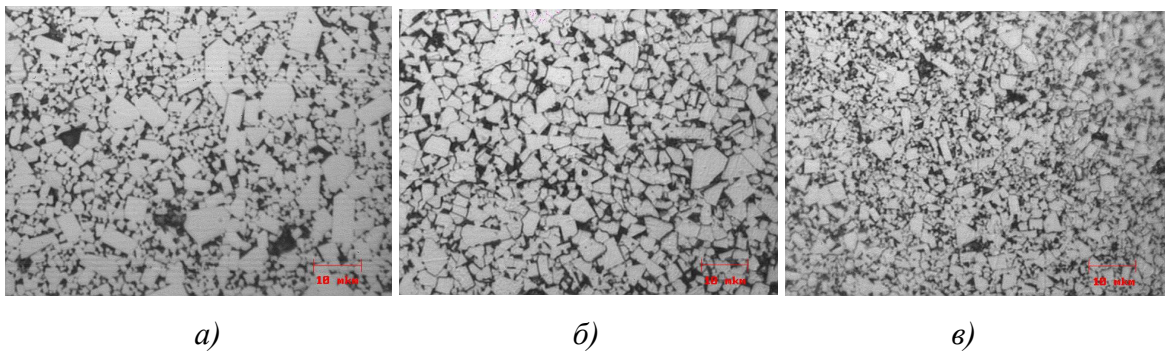


Рисунок 4.31 – Микроструктура твердых сплавов (а - WC-Co(90/10),№1, б – WC-Co(90/10)№2, в – WC-Ni (92/8)). Увеличение – 100

Испытания проводили на машине трения СМТ-1 в воде при контактном давлении 1,2 МПа, с концентрацией абразива ( $Al_2O_3$  размерностью 80 – 120 мкм) 10 г/л.

На основании полученных результатов, табл. 4.18, можно сделать вывод о том, что наибольшее влияние на износостойкость исследуемых твердых сплавов оказывает трещиностойкость, характеризуемая коэффициентом  $K_{IC}$ , который у материала WC-Ni (92/8) на 23...32% выше, чем у других образцов. Кроме того, у этого материала наименьший размер зерна WC – 1,9 мкм. Микротвердость образцов отличается незначительно.

Таблица 4.18 – Сравнительные характеристики износостойкости твердых сплавов

№	Состав сплава	Интенсивность изнашивания, [м/м]	$K_{IC}$ , МПа·м <sup>1/2</sup>	Микротвердость HV <sub>300</sub> , МПа
1	WC-Co (90/10) №1	$3,0 \times 10^{-10}$	$15,1 \pm 0,7$	$12\ 610 \pm 395$
2	WC-Co (90/10) №2	$1,6 \times 10^{-10}$	$15,5 \pm 1,0$	$13\ 100 \pm 449$
3	WC-Ni (92/8)	$4,3 \times 10^{-11}$	$22,3 \pm 2,5$	$12\ 650 \pm 731$

Учитывая, что твердость абразива ( $Al_2O_3$ ) значительно выше твердости исследуемых материалов, можно предположить, что преимущественно происходило "пропахивание" поверхности износа.

Одним из перспективных методов повышения трибологических свойств твердых сплавов считается модификация состава нанодобавками. Технология модификации твердого сплава путем добавления в исходную шихту карбида вольфрама нанопорошка WC подробно описана в нашей работе [147]. Наночастицы WC в качестве добавки при спекании вносят основную долю при образовании жидкой фазы, быстро переходя в расплав и блокируя растворение частиц основного материала шихты. Тем самым, даже сравнительно мелкие частицы шихты диаметром 0,3...0,5 мкм сохраняются и число будущих центров кристаллизации получается существенно больше, чем в случае «обычного» спекания.

Обычный твердый сплав ВК8 и модифицированный ВК8мод., изготовленные из товарной смеси одной партии различались средним размером зерна, соответственно 3,9 и 1,8 мкм, коэффициентом  $K_{IC}$ , табл.4.19.

Таблица 4.19 – Механические свойства исследуемых твердых сплавов

		ВК8	ВК8мод
Микротвердость $HV_{0,2}$ , МПа		18480±1049	17930±761
Модуль Юнга E, ГПа		532	544
Коэффициент Пуассона, $\mu$		0,26	0,25
$K_{IC}$ , МПа·м <sup>1/2</sup>		4,81	6,35
Скорость изнашивания, мм <sup>3</sup> /мин	1,5 МПа	$2,67 \cdot 10^{-3}$	$1,57 \cdot 10^{-3}$
	2,3 МПа	$4,26 \cdot 10^{-3}$	$3,54 \cdot 10^{-3}$

Испытания проводили при возвратно-поступательном движении по схеме «плоскость - плоскость» на стенде ИМАШ РАН [173] по методике, изложенной в работе [147]. В качестве абразива использовали порошок  $Al_2O_3$  с размером зерна 20...80 мкм. Продолжительность опыта 630 мин, напряжения 1,5; 2,25 МПа, расход абразивного порошка – 1,5 г/час.

В результате опытов выявили преимущество ВК8мод по износостойкости: при напряжениях 1,5МПа его скорость изнашивания ниже на 43%; при напряжениях 2,3МПа – на 17%. Также несколько ниже коэффициент трения.

Анализ изношенной поверхности образцов указывает на некоторые различия в механизме изнашивания, рис.4.32. На поверхности трения ВК8 присутствуют вырывы блоками, а не отдельными зернами. У твердого сплава ВК8мод более однородная изношенная поверхность. На рис 4.32в видно, что размер вырывов (выделены окружностью) практически соответствует размерам зерен WC. Выделенная разница в механизме разрушения обусловлена увеличением доли транскристаллитного разрушения, что является следствием меньшего размера частиц WC и более высоких значений  $K_{IC}$ .

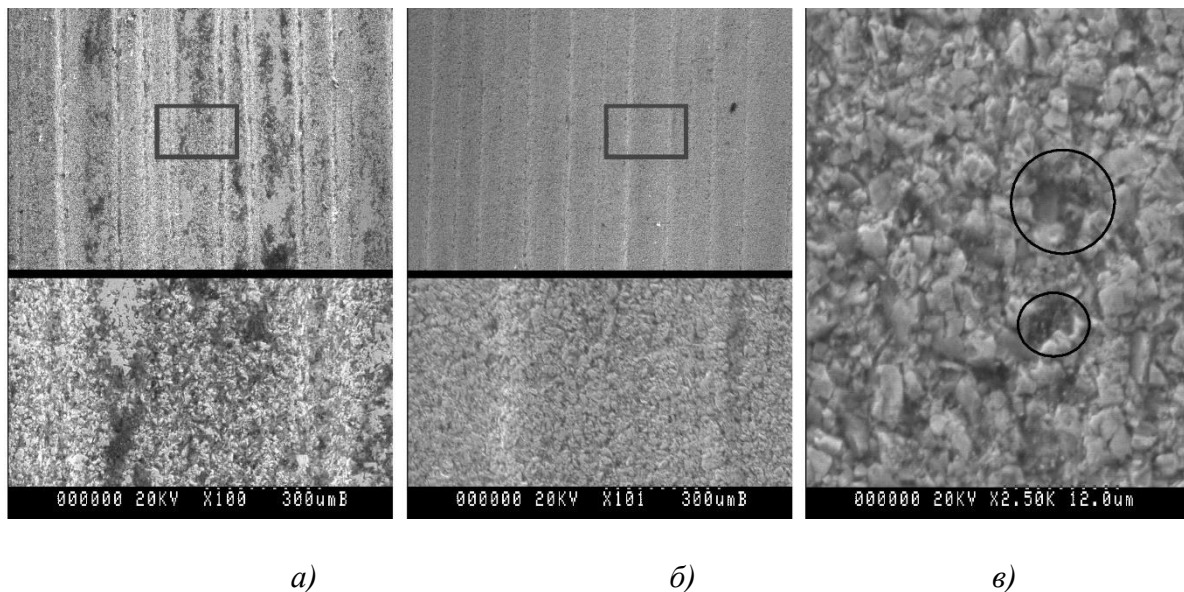


Рисунок 4.32 – Изношенная поверхность образцов: а – ВК8, б – ВК8мод (увеличение: x100 - верхние изображения, x500 – нижние), в - поверхность износа ВК8мод при увеличении x 2500

Втулки подшипников из керамических материалов при некоторых условиях хрупко разрушаются по шпоночному пазу приводя к критическому износу вала. Одним из средств борьбы является использование покрытий на поверхности стальной втулки. Кроме того покрытия позволяют использовать их при реновации ответственных деталей [155]. Основные требования для этих применений – достаточная толщина покрытий (~ 250...300 мкм), их высокая адгезия, сопоставимая со спеченными твердыми сплавами износостойкость, малое влияние концентраторов напряжений и конкурентная цена.

Исследовали *трибологические свойства покрытий* на основе наноструктурированного карбида вольфрама с использованием детонационной технологией (DS) и высокоскоростной технологией (HVOF).

Напыление покрытий производили на детонационной установке АДУ «Обь». Режимы напыления и технология напыления и контроля свойств разработана совместно с Хамицевым Б.Г. и приведены в работе [141]. Для газотермического напыления наноструктурированного покрытия на основе WC-Co использовали порошок марки Mechanomade 301 фирмы M.V.N. S.r.l. (Италия) с содержанием кобальта 12%. Размер зерна WC в порошке составляет 17 нм, размер гранул порошка 10 – 53 мкм, рис.4.33. В качестве материала для сравнения использовали покрытие, напыленное тем же способом из микропорошка Amdry 9831 фирмы Sulzer Metco, содержащего 17% кобальта ( $D_{wc} = 1...3$  мкм).

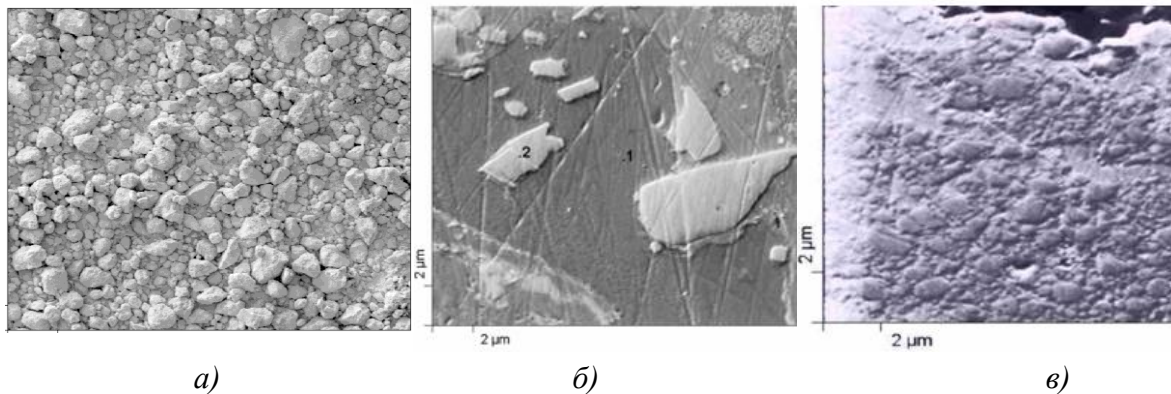


Рисунок 4.33 – Наноструктурированный порошок (а) и микрошлифы покрытий (б – из микропорошка, в – из наноструктурированного порошка) 1 – кобальтовая связка, 2 – карбид вольфрама

С использованием атомно – силового микроскопа NanoScan определили модуль упругости единичных блоков покрытия в режиме “Tapping mode”, который составил величину  $250 \pm 25$  ГПа. Модуль упругости покрытия между блоками –  $40 \pm 10$  ГПа. Твердость покрытия, определенная с помощью склерометрии шлифа нанопокрyтия –  $11 \pm 1,5$  ГПа.

Проведенные рентгеноструктурные исследования подтверждают присутствие фаз  $W_2C$ , W,  $Co_6W_6C$ ,  $Co_3W_3C$ ,  $W_3O$ , которые являются продуктами разложения WC, происходящего в процессе напыления покрытия. Присутствующие тройные соединения  $Co_6W_6C$  и  $Co_3W_3C$  – хрупкие и менее твердые фазы ( $HV_1 = 12000$  МПа и  $HV_1 = 10500$  МПа соответственно), чем WC, как считает Третьяков, В.И. [161], ухудшают эксплуатационные свойства покрытий. Наличие продуктов разложения при термических методах напыления,

снижающие износостойкие свойства, отмечается также А. Karimi и др. в работе [242].

Основные режимы напыления, измеренные механические характеристики, фазовый состав и параметры износостойкости сведены в табл. 4.20. Полученные результаты показывают, что наилучшие результаты получены при напылении в режиме №1 – выше износостойкость, больший процент содержания фазы WC, меньше пористость. Твердость не отличается заметно от остальных образцов. Механизм износа наноструктурированного

Таблица 4.20 – Результаты отработки режимов напыления наноструктурированного покрытия WC-Co

		Режимы напыления (пропан: кислород)			
		Mechanomade 301			Amdry 9831
		№1 (1:3,3)	№2 (1:3,8)	№3 (1:6,3)	(1:2,9)
твердость HV <sub>5</sub> , МПа		10200±270	10940±860	9440±740	10350
адгезия, МПа		118±20	106±51	25	138±28
пористость ρ, % (средний размер пор, мкм)		3,45±0,9 (3,47±0,67)	6,05±1,05 (4,67±0,57)	6,02±1,88 (6±1,75)	-
Фазовый состав (основные компоненты)	WC	62	54	37	49
	W <sub>2</sub> C	5	6	16	8
	W	5	6	13	17
	Co	4	5	4	4
	Co <sub>3</sub> W <sub>3</sub> C	8	8	11	7
	Co <sub>6</sub> W <sub>6</sub> C	6	7	7	7
Интенсивность изнашивания (вода, p=0,2 МПа, 500 мг/л)		1,41·10 <sup>-10</sup>	3,24·10 <sup>-10</sup>	-	3,39·10 <sup>-10</sup>

покрытия - пластическая деформация с разрушением поверхности, в то время как у обычного покрытия и спеченного кермета – это сначала удаление связующей фазы, а затем фрагментация и вырывание зерен карбида.

Проведенные испытания полученных материалов на модельных образцах позволили получить сравнительные результаты по их износостойкости.

#### 4.3.5 Исследование процесса изнашивания подшипников из керамики (SiC-SiC, SiC-релит, ZrO<sub>2</sub>)

Пара трения SiC-SiC применяется в радиальных и упорных подшипниках скольжения секций. Причем для устранения основного недостатка этого керамического материала – хрупкости внутреннюю втулку радиального



подшипника устанавливают на металлическую основу с компенсацией возможного температурного расширения различными способами [104].

С целью определения показателей износостойкости провели испытания радиального подшипника скольжения с парой трения SiC-SiC с размерами: диаметр трения – 28мм, длина 15,5мм в воде с кварцевым песком размерностью F100 и концентрацией 9,7г/л при частоте вращения 2970 об/мин и расходе жидкости через ступень – 2 м<sup>3</sup>/час.

При СЕМ анализе поверхности трения после испытаний обнаружены кольцевые риски, расположенные по направлению вращения с шагом ~ 220 мкм, рис.4.34. Видны зоны контакта на боковой поверхности отдельных

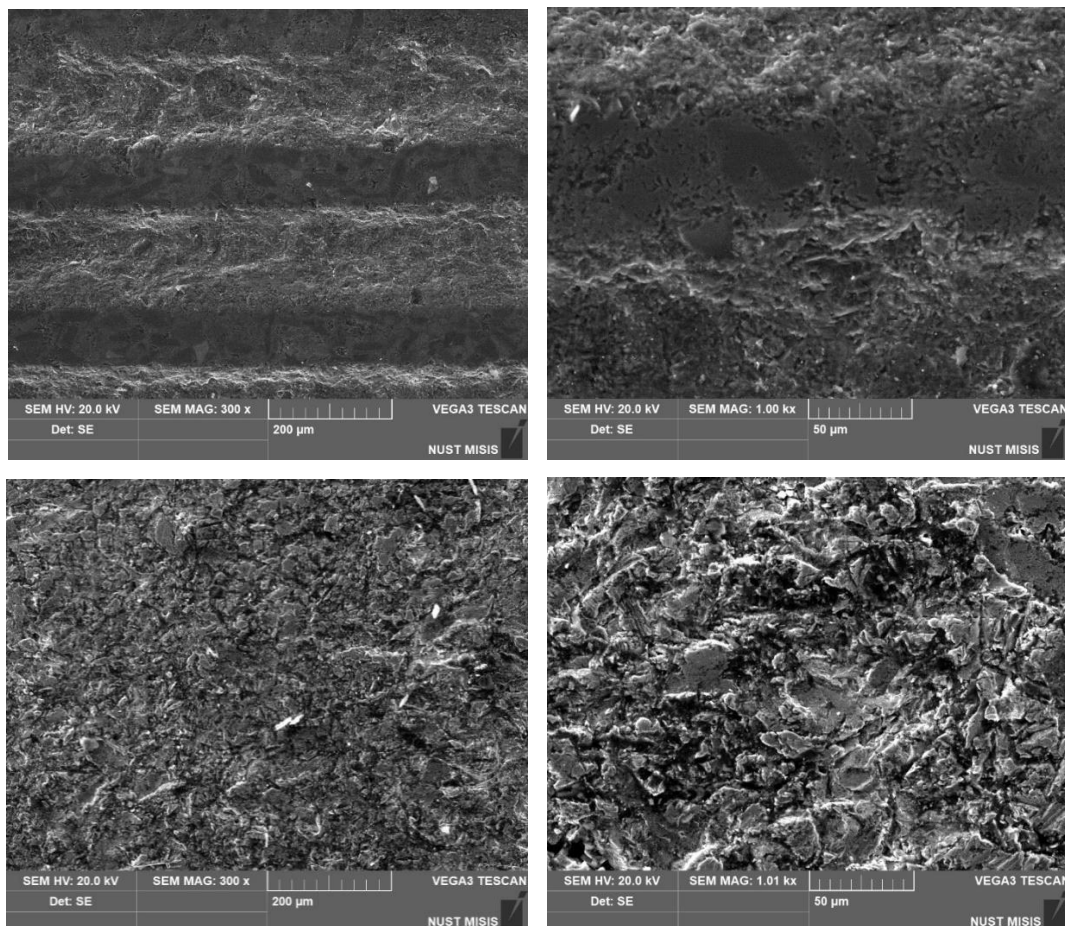


Рисунок 4.34 – Поверхность втулки SiC с разным увеличением (а – изношенная; б – исходная) рисунок шириной ~ 150 мкм. На остальной поверхности видны хрупкие разрушения. Для сравнения приведено изображение исходной поверхности трения.

Карбид кремния имеет твердость HV<sub>300</sub> 1800, превосходящую твердость кварцевого песка, HV<sub>300</sub> 1200. Поэтому прямое разрушение частицами абразива

маловероятно, хотя образовавшиеся в процессе износа риски по форме напоминают процесс микрорезания. Как показал анализ частиц кварцевого песка после опыта, имеет место разрушение частиц после попадания их в зону контакта на более мелкие фрагменты. Поэтому возможен механизм образования глубоких рисок из-за попадания в зону трения частиц карбида кремния, отколовшихся вследствие взаимного контакта сопряженных поверхностей и усталостного процесса материала.

Подшипник скольжения при заданных условиях трения работает в режиме граничной смазки с небольшими удельными нагрузками, большой площадью контакта. После попадания в зону трения частиц кварца и их дробления происходит усталостное разрушение поверхности SiC. В последующем контактируют только отдельные крупные шероховатости с «выламыванием» более крупных фрагментов. Низкое значение коэффициента концентрации напряжений материала является основным ограничивающим фактором для использования SiC в подшипниках, работающих в среде с абразивом.

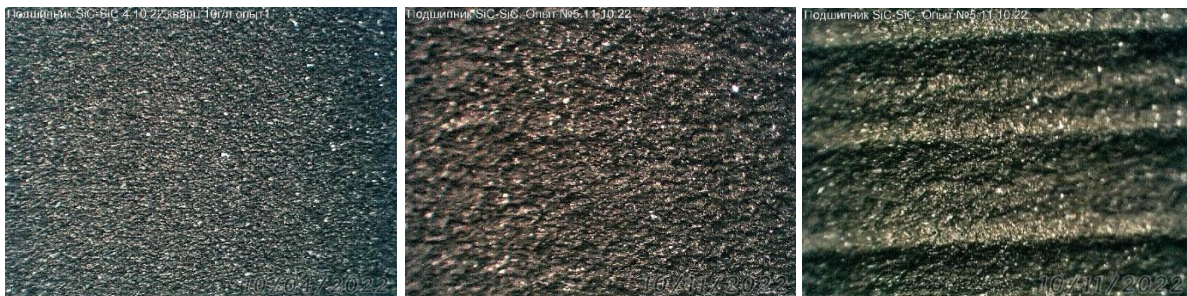


Рисунок 4.35 – Поверхность трения втулки х 40: а – через 120 мин; б – через 600 мин

*Пара трения «SiC-релит»* является в большей степени компромиссным решением, основным преимуществом которого является более низкая цена, чем подшипника из твердого сплава и карбида кремния. Кроме того, внутренняя втулка с наплавкой из релита на стальную подложку исключает концентратор напряжений керамики в виде шпоночного паза.

Релит представляет собой наплавку из эвтектической смеси карбидов вольфрама ( $WC$  и  $W_2C$ ) и мягкой составляющей. Эвтектическая смесь  $WC-W_2C$  содержит 95-96%  $W$  и 3,6-4,0% общего углерода (свободного не более 0,1%). Карбид  $W_2C$  обладает более высокой твердостью ( $HV$  24-30 ГПа), чем

монокристаллический карбид вольфрама, поэтому их смесь имеет также высокую твердость. Структура релитовой наплавки двухфазная: смесь карбидов равномерно распределена между мягкой составляющей, в качестве которой обычно используется медь. Ее включения имеют правильную сферическую форму, размер в диаметре достигает 200 мкм. Микротвердость эвтектической смеси карбидов вольфрама имеет высокое значение –  $HV_{300} 2708 \pm 163.8$  кг/мм<sup>2</sup>.

Для исследования особенностей изнашивания и определения характеристик износостойкости проведены опыты в абразивосодержащей (кварцевый песок 0,315мм, концентрация 10 г/л) и коррозионно-активной среде (HCl – 5%) при температуре 80<sup>0</sup>С. Размеры подшипника: номинальный диаметр 25 мм, длина 25 мм, зазор диаметральный 0,126 мм. Общее количество опытов – 10, суммарное время 3527 мин. Материалом рабочей ступени типоразмера 5-79 выбран низколегированный порошковый материал X4N4Mo1Cu15.

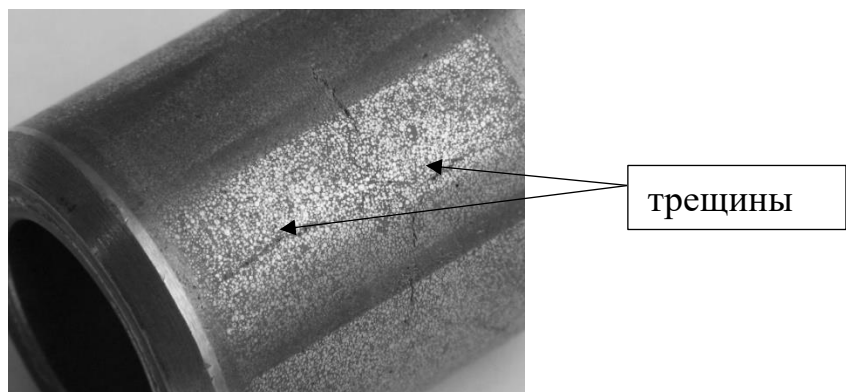


Рисунок 4.36 – Общий вид поверхности втулки из релита

В процессе изнашивания наблюдали монотонный характер изменения величины износа, причем втулка из релита имела асимметрию износа  $h_{min} - 0,032$  мм,  $h_{max} - 0,057$ мм. Средняя скорость износа втулки из релита –  $1,4 \cdot 10^{-5}$  мм/мин, максимальная величина скорости износа –  $1,6 \cdot 10^{-5}$  мм/мин.

Изнашивание релита имеет свои особенности в силу того, что релит имеет гетерогенную структуру, состоящую из твердой составляющей – эвтектики WC – W<sub>2</sub>C и мягкой связующей. При испытаниях релита была выявлена следующая особенность: величина линейного износа, полученная путем пересчета из потери массы, в несколько раз больше значения, полученного при

«прямом» измерении износа путем профилографирования и с помощью прибора для измерения линейного износа.

Это обусловлено наличием трещин на поверхности материала. При расчете линейного износа именно выкрошенный из трещин материал вносит погрешность.

Коррозионно-активная среда при температуре 80<sup>0</sup>С катастрофически действует на работоспособность релита. Происходит растворение связки и «оголение» крупных блоков твердого сплава, которые в последующем выламываются из материала и могут приводить к разрушению ответной детали. Таким образом, коррозионный фактор является серьезным ограничением при использовании материала «релит» в коррозионно- активных средах.

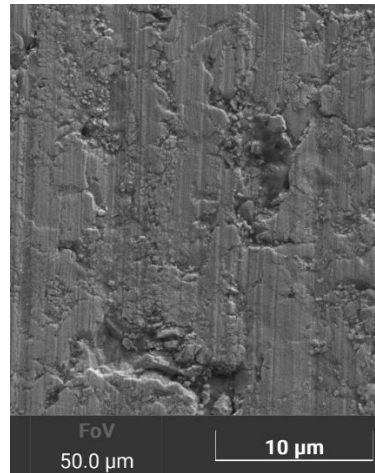
*Диоксид циркониевая керамика (ZrO<sub>2</sub>)* применяется в ограниченном количестве в подшипниках зарубежных компаний, в частности компании Schlumberger. Основное преимущество этой керамики состоит в высоком значении вязкости разрушения по сравнению с другими керамическими материалами ( $K_{Ic}=11\text{МПа}\cdot\text{м}^{0,5}$ ). Для проведения испытаний были изготовлены пары трения для подшипников из частично стабилизированного диоксид циркония ZrO<sub>2</sub> – 3,5% Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>.

Сравнение износостойкости керамических материалов с твердым сплавом, табл.4.21, показывает, что износостойкость SiC и ZrO<sub>2</sub> соответственно в 18,1 и 14,6 раз ниже износостойкости твердого сплава ВК8 в одинаковых условиях опыта. Скорость изнашивания SiC –  $5,72\cdot 10^{-4}$  мм/мин; ZrO<sub>2</sub> -  $6,8\cdot 10^{-4}$  мм/мин. Коэффициент асимметрии износа подшипника SiC – 1,05; ВК8 – 0,98; ZrO<sub>2</sub> – 1,54.

Низкая износостойкость исследованных материалов обусловлена низким показателем трещиностойкости у SiC. При многократном попадании в зазор кварцевых частиц происходит их дробление, циклическое нагружение поверхности трения и возникновение усталостных микротрещин. Этап интенсивного изнашивания наступает при взаимодействии поврежденных поверхностей трения и удаления крупных фрагментов, рис.4.37.

Таблица 4.21 – Результаты испытаний на износостойкость керамических материалов

Материал втулок	Частота вращения, об/мин	Подача , м <sup>3</sup> /сут	концентр. абраз. частиц, г/л	Время опыта, мин	Скорость износа подшипника, мм/мин	асиммет рия
SiC	2970	2,0	9,3	120	$4,6 \cdot 10^{-4}$	0,704
SiC	2970	2,0	9,3	155	$3,9 \cdot 10^{-4}$	0,77
SiC	2970	1,9	9,3	135	$6,0 \cdot 10^{-4}$	0,875
SiC	2970	2,0	9,3	120	$7,4 \cdot 10^{-4}$	1,5
SiC	2970	2,0	9,3	140	$6,7 \cdot 10^{-4}$	1,4
BK8	2970	2,1	9,3	333	$3,0 \cdot 10^{-5}$	3,9
BK8	2970	2,1	9,3	293	$3,3 \cdot 10^{-5}$	3,8
ZrO <sub>2</sub>	6000	3,95	18,7	66	$9,8 \cdot 10^{-4}$	1,45
ZrO <sub>2</sub>	6000	3,75	18,7	180	$9,1 \cdot 10^{-4}$	1,65
ZrO <sub>2</sub>	6000	3,6	18,7	183	$2,5 \cdot 10^{-4}$	1,7
ZrO <sub>2</sub>	6000	3,6	18,7	224	$5,75 \cdot 10^{-4}$	1,36
BK8	6000	3,9	18,7	270	$5,3 \cdot 10^{-5}$	0,9
BK8	6000	3,9	18,7	245	$5,8 \cdot 10^{-5}$	0,88
BK8	6000	4,3	18,7	300	$4,1 \cdot 10^{-5}$	0,95
BK8	6000	4,2	18,7	360	$3,4 \cdot 10^{-5}$	1,18

Рисунок 4.37 – Фрактография поверхности трения ZrO<sub>2</sub>

Сравнительные испытания керамических материалов на износостойкость в абразивосодержащей, коррозионно-активной среде показали, что наиболее эффективный материал – твердый сплав, свойства которого можно улучшить наноструктурированными добавками.

#### 4.3.6 Влияние частоты вращения на изнашивания подшипников

В технической документации на УЭЛН указан допустимый диапазон частоты вращения. Перспективные разработки предполагают увеличение частоты вращения до 10000 об/мин. Из анализа безразмерных критериев подобия насоса [164] вытекает, что с увеличением частоты вращения увеличивается напор ступени в квадрате. С другой стороны, уменьшаются радиальные размеры в квадрате. Это приводит к увеличению осевой силы и увеличению перепада давления на радиальных уплотнениях ступени. Основным условием работоспособности высокооборотных насосов является применение сопряжений из керамических материалов, в основном из твердых сплавов и карбида кремния.

Для исследования влияния частоты вращения на износ радиальных подшипников проведены экспериментальные исследования на разработанном стенде, раздел 3.3, рис.3.10. Диапазон частоты вращения 2970...5740 об/мин – актуальный для современного оборудования. Использовали ступени типоразмеров 5-50, 5-80, подшипники разных отечественных и зарубежных производителей с близкими размерами. Условия опыта: концентрация кварцевого песка размерностью F100 – 10 г/л.

Проведенные опыты не выявили сильной зависимости скорости абразивного изнашивания подшипников при двукратном увеличении частоты вращения. Этому можно дать следующее объяснение. С увеличением частоты вращения улучшаются условия формирования гидродинамической смазки. С другой стороны, при абразивном изнашивании главным фактором является количество абразива в зоне трения. Однако с увеличением частоты не происходит увеличения протока жидкости через зазор подшипника.

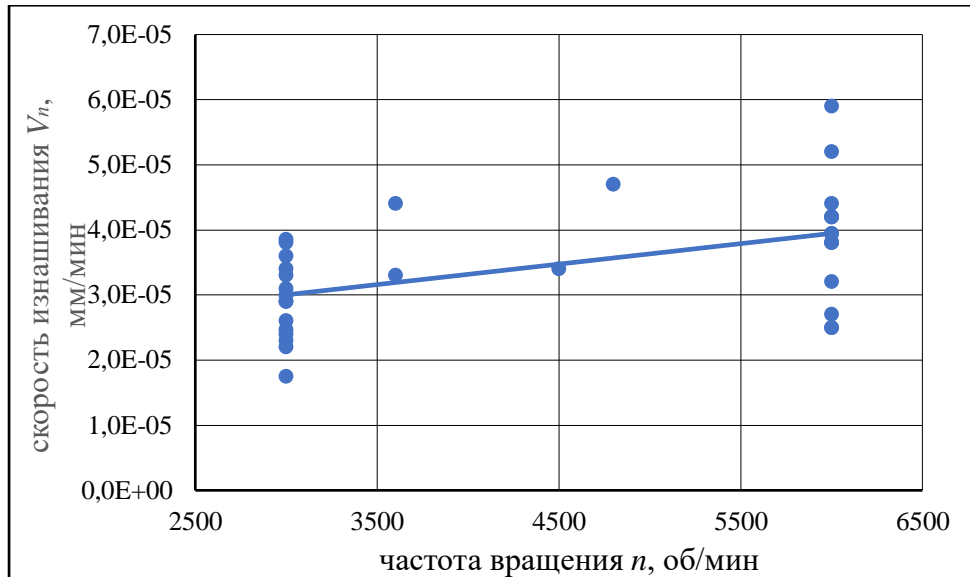


Рисунок 4.38 – График зависимости скорости изнашивания радиальных подшипников от частоты вращения

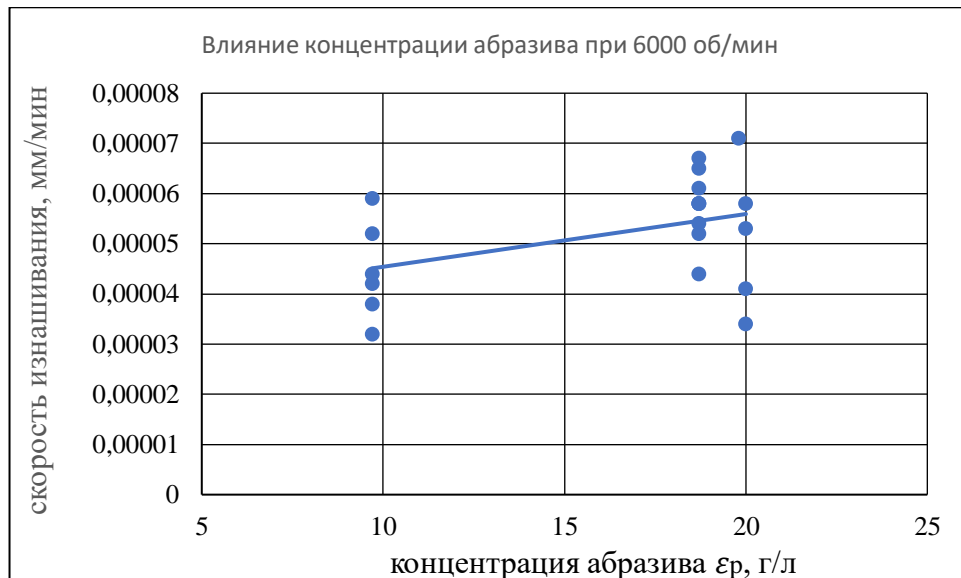


Рисунок 4.39 – График зависимости скорости изнашивания от концентрации абразива с увеличением частоты вращения

Увеличение частоты вращения в 1,9 раз приводит к увеличению скорости изнашивания в 1,3 раза.

#### 4.4 Исследование работоспособности осевых подшипников

Осевые подшипники скольжения предназначены для восприятия осевой силы, возникающей на торце вала насоса от перепада давления жидкости на длине насосной секции или всего насоса и применяются двух типов, рис.4.40. Осевой подшипник первого типа устанавливается в каждой насосной секции. При

компрессионной сборке вместо этих подшипников в каждой НС используют один осевой гидродинамический подшипник в гидрозащите, который воспринимает осевую силу не только от перепада давления, но и от каждой СН, установленной на валу неподвижно в осевом направлении, рис. 4.40. Кроме того, во всех случаях

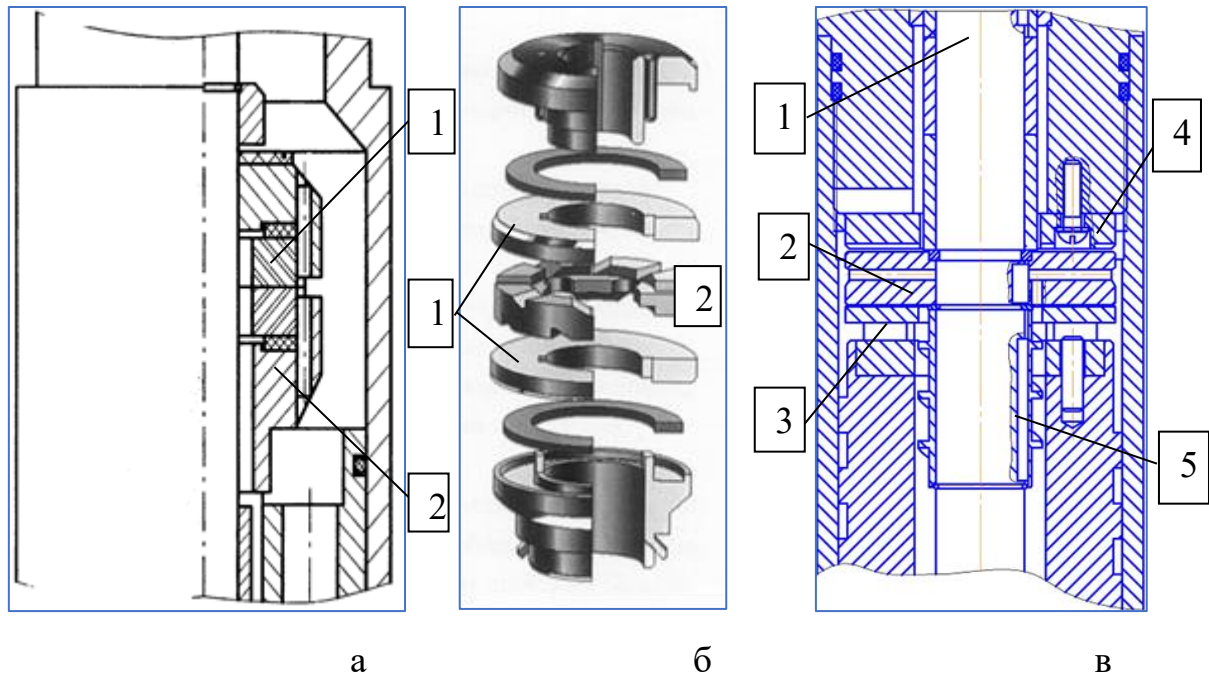


Рисунок 4.40 - Узел осевого подшипника: а – секции (1 – пята, 2 – подпятник); б – секции (1- пята, 2 – верхний и нижний подпятник); в – гидрозащиты (1- вал, 2 - пята, 3 – подпятник нижний, 4 – подпятник верхний, 5 – шнек)

такой подшипник устанавливается в электродвигателе для восприятия осевой нагрузки ротора. Основное трибосопряжение – пята 2 – подпятник нижний 3. Подпятник верхний воспринимает нагрузку при "всплытии" вала. Условия работы двух типов подшипников различаются принципиально. В первом случае рабочая среда – пластовая жидкость, во втором – масло. В силу этого различаются конструкции подшипников, материалы и методы испытаний, а также критерии работоспособности. Осевой подшипник первого типа известен в двух вариантах: в виде колец из керамических материалов, преимущественно из SiC, рис.4.40а, и в виде пары трения "бельтинг – сталь", рис. 4.40б. Второй вариант подшипника практически не используется по причине низкой износостойкости при эксплуатации в пластовой жидкости, содержащей твердые частицы.



В Лаборатории турбомашиностроения Техасского университета A&M сформулированы два фундаментальных подхода к повышению надежности гидрозащиты [273]. Первый из них заключается в повышении устойчивости механических уплотнений к большим вибрациям при работе с низкими перепадами давления. Второй подход заключается в оценке целесообразности использования упорных подшипников, смазываемых технологической жидкостью. Различные материалы и конструкции будут оценены на вертикальной испытательной установке, способной создавать тягу в 40 000 фунтов (181440Н) и проверять подшипники на отказ. К ним относятся поликристаллический алмаз (PCD), твердосплавный карбид вольфрама и карбид кремния.

#### 4.4.1 Работоспособность осевых подшипников скольжения насосной секции

Работоспособность осевого подшипника из керамических материалов определяется величиной осевой силы и режимом смазки. В качестве критерия принимают параметр  $[p_m V]$  [306]. Величина осевой силы  $P_{oc}$  определяется из выражения

$$P_{oc} = n \cdot p_{ст} \cdot \rho \cdot S_B ,$$

где:  $p_{ст}$  – напор ступени [м],  $n$  – количество ступеней,  $S_B$  – площадь сечения вала [м<sup>2</sup>],  $\rho$  – плотность жидкости [кг/м<sup>3</sup>]. Например, для секции 5-50, рассмотренной в разделе 3.1,  $P_{oc} = 4790$  Н. Параметр  $[p_m V]$  для SiC при сухом трении равен  $(0,0.5 \dots 0,075) \cdot 10^5$  Па·м/с. При больших значениях  $p_m V$  происходит терморастрескивание по границам зерен и разрушение такого класса материалов. Для реального осевого подшипника  $p_m V = 152 \cdot 10^5$  Па·м/с, т.е. почти на три порядка выше. Это означает, что элементы сухого трения, например, при протекании газожидкостной смеси для керамических подшипников при реальных значениях нагрузок и скоростей катастрофичны по последствиям.

Испытания образцов SiC, проведенные на машине трения СМЦ 2, показали, что в условиях граничной смазки происходит усталостное разрушение поверхности трения, рис 4.41. Зона повреждения возникает в виде кольца на

внутренней границе. Во всех случаях происходило резкое увеличение момента трения и мгновенное разрушение части поверхности кольца, в результате чего происходило выключение установки по предельному значению момента трения.

Эти эксперименты подтверждают возможность разрушения поверхности трения без присутствия абразива, но при резком ухудшении смазочных свойств перекачиваемой жидкости, например, в присутствии большого количества газа или при местном перегреве зоны трения по какой-либо причине. Причем последствия от работы на этих предельных режимах намного превосходят ущерб от изнашивания при наличии абразива.

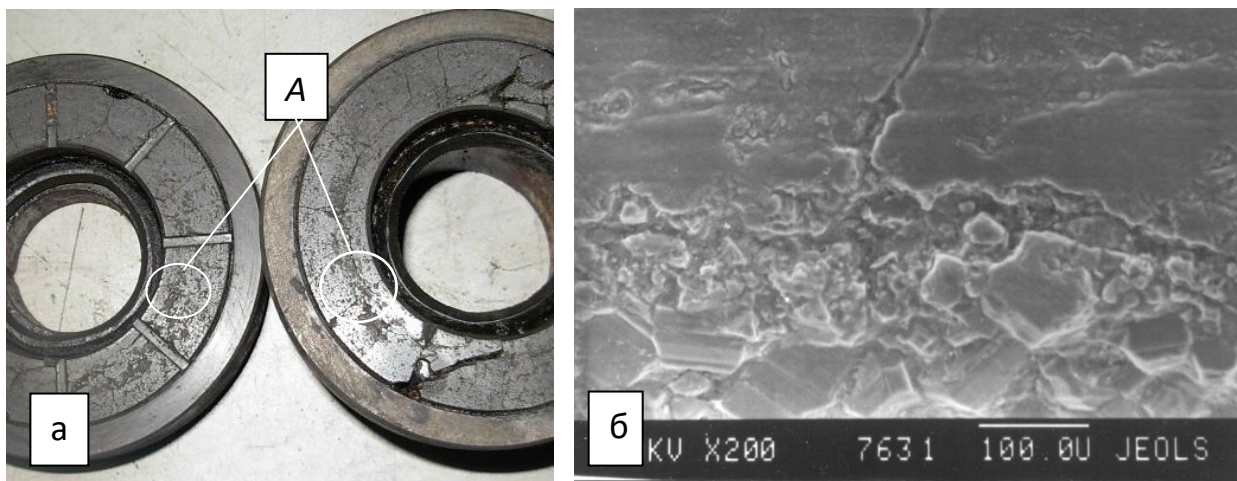


Рисунок 4.41 - Образцы после испытаний - а; поверхность разрушения в зоне А - б

Динамические нагрузки, вызванные прецессионным вращением конца вала, также приводят к хрупкому разрушению колец подшипника. Поэтому тип крепления керамических колец в металлическом корпусе имеет большое значение. Для исследования влияния метода закрепления износостойкого кольца в корпусе подшипника на характер  $P$  (распределенная) разрушений использовали метод фотоупругости с применением «замораживания» напряжений в плоской модели. Корпус подшипника моделировали плоской деталью из дюралюминия в виде скобы, а износостойкую вставку параллелепипедом из оптически чувствительного материала на основе эпоксидной смолы. Плоская модель осевого подшипника нагружалась в рычажной системе осевой распределенной силой.

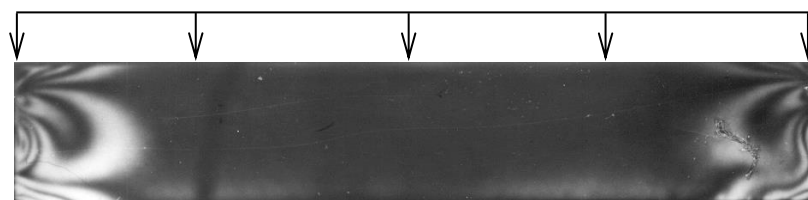




Рисунок 4.42 - Фотография модели осевого подшипника, полученная на поляризационно-оптической установке (а – зона наибольшей концентрации напряжений)

Для парирования влияния концентрации напряжений на процесс разрушения необходимо использовать упругие прокладки между керамическим кольцом и стальным корпусом, предотвращать режим граничной смазки применением газосепараторов на входе насоса, снижать динамические нагрузки за счет повышения износостойкости концевых радиальных подшипников.

#### **4.4.2 Исследование процесса трения осевых гидродинамических подшипников**

Технической документацией на УЭЛН устанавливаются только предельные значения осевой силы в зависимости от типоразмера установки. По данным Лаборатории турбомашиностроения Техасского университета А&М осевой подшипник гидрозащиты может выдерживать удельные нагрузки выше 5МПа и выходит из строя из-за отказа уплотнений и поступления в камеру пластовой жидкости [273]. На практике испытания подшипников обычно проводят в составе ПЭД или гидрозащиты с регистрацией момента сопротивления и температуры корпуса в качестве критериев работоспособности.

Подшипники, которые имеют наибольшее распространение в нефтяных компаниях, различаются в основном по типу подпятника: с жестко установленными сегментами, либо с самоустанавливающимися сегментами для одностороннего вращения или реверсивного вращения, рис.4.43. В качестве материалов сегментов используют баббиты, бронзы, покрытия, керамические материалы (карбид кремния, твердый сплав и др.), полимерные материалы. В случае применения керамических материалов используют пару трения «кольцо – кольцо». Для наиболее ответственных изделий применяют в качестве материалов подпятника полиэфирэфиркетон (ПЭЕК) – ароматический частично

кристаллический термопласт, в виде напеченного покрытия или напыленного покрытия.

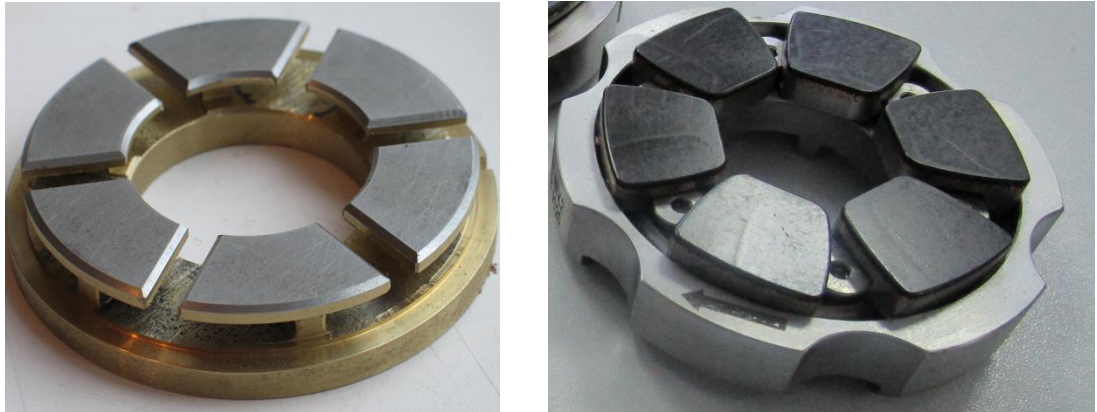


Рисунок 4.43 - Общий вид подпятников: а – с жестко установленными сегментами, б – с самоустанавливающимися сегментами

Исследования проводили с использованием разработанного стенда, раздел 3.4, рис. 3.19, при частоте вращения 2970об/мин, температуре до 220<sup>0</sup>С и регулируемой осевой силой. Величину осевой силы выбирали в зависимости от типоразмера, материала подшипника и предельных возможностей стенда. Измеряли температуру масла  $T_m$  и температуру подшипника  $T_n$  термопарой, имплантируемой в отверстие А и закрепляемой винтом В, схема установки на рис.4.44. За критерий работоспособности осевого гидродинамического

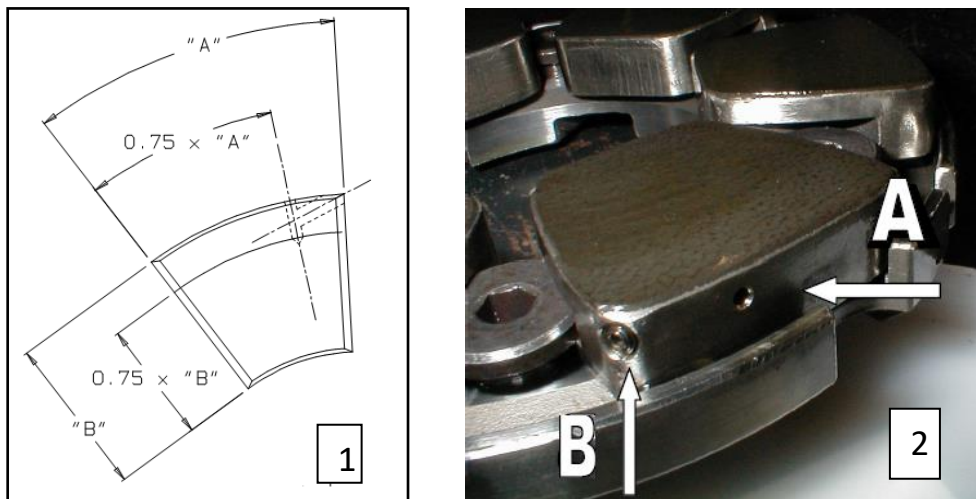


Рисунок 4.44 - Схема установки термопары в подпятник: А – отверстие для термопары; В – винт крепления термопары

подшипника принимали предельную нагрузку, при которой происходит резкое увеличение коэффициента трения.

В качестве образцов использовали широкий спектр осевых подшипников с реверсивным и нереверсивным вращением и конструкцией подпятника:

- с жестко установленными сегментами,
- с самоустанавливающимися сегментами,
- сборной конструкции.

Подпятники отличались количеством сегментов (5,6,8,9) и размерами: наружный диаметр 58...91 мм.

Сегменты подпятников изготавливались из различных материалов:

- баббит Б 83,
- бронзы литейные: БрО10Ф1(НВ900), БрО10Ц2(НВ800), ZCuSn10P1,
- бронза деформируемая Cu83Sn7Zn3Pb7,
- керамика SiC (пята и подпятник),
- полиэфирэфиркетон (РЕЕК) в виде припеченного покрытия или напыленного покрытия.

В качестве материала пяты использовали сталь 40Х или 20Х с цементацией поверхности 0,8 – 1,0 мм на твердость не менее 56 HRC.

При испытаниях использовали импортное масло REDA3#, REDA6# и отечественное масло МДПНс.

За критерий работоспособности осевого гидродинамического подшипника принимали предельную нагрузку, при которой происходит резкое изменение коэффициента трения. В качестве косвенных признаков работоспособности подшипника использовали разницу температур колодки подпятника и температуры масла, а также характер изменения коэффициента трения при нагружении.

#### 4.4.3 Результаты испытаний подшипников

Результаты испытаний подшипников при температуре масла 170<sup>0</sup>С сведены в табл. 4.22. Обозначение подпятника D x d x n/b, где: D – наружный диаметр; d – внутренний диаметр; n – число колодок; b – ширина паза по среднему диаметру.

Обозначения: со – симметричная опора; эо – опора с эксцентриситетом, N1/N2 – подпятник/пята; Нарушение работоспособности подшипника происходило вследствие задира или превышения величины установленного момента. И в одном, и в другом случаях выключался электродвигатель. Предельная осевая сила соответствовала максимальной величине, устанавливаемой в опыте в соответствие с возможностями испытательного стенда.

Таблица 4.22 – Итоговые результаты испытаний осевых подшипников

№/№ подшипника N1/N2	Размеры и материал подпятника D x d x n/b; материал	Диапазон коэффициента трения и отказ	Предельная осевая сила, Н	Напряжения, МПа	Масло
1.1/1.1	72x40x6/7,5 Bronze	задир	1400		REDA#3
1.2/1.2	72x40x6/7,5 Bronze	задир	7480	3,41	REDA#3
1.3/1.3	72x40x6/7,5 Bronze	задир	1600		REDA#3
2.1/9.1 эо12	73x43x6/7,5; Bronze	0,006...0,0065 задир	6350		REDA#3
2.2/9.2 эо12	73x43x6/7,5; Bronze	0,0068...0,031	12290	5,95	REDA#3
2р3/9.3	74x43x6/7,8 Бр010Ц2+ PEEK	0,02...0,0029	18580	8,75	REDA#3
2р5/9.5	74x43x6/7,8 Бр010Ц2+ PEEK	0,025...0,004	13610	6,41	REDA#3
2р4/9.4	74x43x6/7,8 Бр010Ц2+ PEEK	0,0008...0,0045	18040	9,37	REDA#3 дораб.
3.1/10.1	79x44x6/6,6; Bronze; со	задир			REDA#3
3.2/10.2 со	79x44; Bronze;	0,0062...0,0053	17880	6,66	REDA#3
3р7/10.3;	79x42x5/6,5 Bronze+PEEK	0,03...0,011 He работоспособен	3580	1,29	REDA#3
3р4/10.4;	79x42x5/6,5 Bronze+PEEK	0,04...0,014 He работоспособен	7020	2,49	REDA#3
3р3/10.5;	79x42x5/6,5 Bronze+PEEK	0,0033...0,002	18780	6,46	REDA#3 дораб.
4.1/10.1	72x40x6/9; Бронза	0,033	2540- задир	0,95	REDA#3
4.2/4.2	72x40x6/9; Бронза	0,0172	5830- задир	3,25	REDA#3
4Н.2/4В.	70x47x12/5,6; SiC	0,0086...0,04 Останов двигателя	10590	7,9	REDA#3
4Н.1/4В.2	70x47x12/5,6; SiC	0,017...0,05 Останов двигателя	10620	7,93	REDA#3
5.1/5.1 со	79x44x6/6,3 ZCuSn10P1	0,0016...0,0013	17700	6,07	REDA#3
5.2/5.2 со	79x44x6/6,3 ZCuSn10P1	0,0051...0,002	23760	8,15	REDA#3
5.3/5.3 со	79x44x6/6,3 ZCuSn10P1	0,005...0,0021 задир	22630	7,76	REDA#3
5.4/5.4 со	79x44x6/6,3 ZCuSn10P1	0,0063...0,0022	21080	7,96	REDA#3
5.5/5.5 со	79x44x6/6,3 ZCuSn10P1	0,0046...0,0022	20170	7,62	REDA#3
5.1/10.11 со	79x44x6/6,3 ZCuSn10P1	0,0008...0,0012	19570	6,99	REDA#3
5.3/10.13 со	79x44x6/6,5 ZCuSn10P1	0,0014...0,0015	18450	6,64	REDA#3
5.2/10.12 со	79x44x6/6,5 ZCuSn10P1	0,0015...0,0021 з. при разгрузке	19720	7,10	REDA#3

6.2/6.2 со	91x51x6/8,2; Бронза		0,0071...0,0024	24350	6,86	REDA#3
7.2/7.2	91x51x6/8,2; Бронза		0,0055...0,0019	24210	6,83	REDA#3
7.1/15.1 со	72x40x6/7,5; БрО10Ф1		Задир	2060	0,99	REDA#3
7.2/15.2 со	72x40x6/7,5; БрО10Ф1		Задир	4450	2,16	REDA#3
7.3/15.1 со	72x40x6/7,5; БрО10Ф1		0,0018...0,0021 Задир	14260	6,82	REDA#3
7р6/15.6 со	72x40x6/7,5 ZCuSn10P1, РЕЕК		0,0072...0,0025	19620	8,94	дораб. REDA#3
7р2/15.10 со	72x40x6/7,5; ZCuSn10P1, РЕЕК		0,05...0,012 Не работоспособен.	9650	4,43	REDA#3
8.2/15.8 со	72x40x6/7,5; ZCuSn10P1		0,0008...0,0017	18150	8,29	REDA#3
8.1/15.7 со	72x40x6/7,5; ZCuSn10P1		0,0009...0,001	16910	7,55	REDA#3
8.3/15.8 со	72x40x6/7,5; ZCuSn10P1		0,0025...0,0017	18200	8,06	REDA#3
8.1/10.11			0,0008...0,0012	19570	7,61	
9	90x42x; РЕЕК, самоуставливающийся		0,0063...0,0036	42260		МДПНс2
9.1/9.1	58x34x6/9; сборный, Cu83Sn7Zn3Pb7		0,0023	19640	23,79	REDA#3
10-2 эс	90x37; РЕЕК, самоуставливающийся		0,0046...0,002	44620		МДПНс2
10-3 эс	90x37; РЕЕК, самоуставливающийся		0,079...0,0026	41120		МДПНс2
10.1/10.1	68x38x6/10; сборный, Cu83Sn7Zn3Pb7		0,0034...0,0017	20430	12,61	REDA#3
10.2/10.2	68x38x6/10; сборный, Cu83Sn7Zn3Pb7		0,0042...0,0019	20650	12,74	REDA#3
12.2/12.2	80x43x8/6 РЕЕК, самоуставливающийся		0,008...0,0038	20210	7,57	REDA#3
13.1/13.1	78x45x9/6,3 сборный, Cu83Sn7Zn3Pb7		0,068...0,0047	10330	4,83	REDA#3
13.2/13.2	78x45x9/6,3 сборный, Cu83Sn7Zn3Pb7		0,0035	20720	9,69	REDA#3
14.1/14.1	58x35x8/5 РЕЕК, самоуставливающийся		0,003	20210	20,0	REDA#3
16.2/16.2	SiC- SiC		0,021...0,027	7680	9,47	
16.1/15.10 со	72x40x6/7,5; Bronze		0,008...0,0012	16410	7,95	REDA#3
16.2/15.11 со	72x40x6/7,5; Bronze; *)		0,001...0,0016	14900	7,18	REDA#3
16.3/15.12 со	72x40x6/7,5; Bronze; *)		0,0016...0,0018 Задир	7970	3,82	REDA#3
17.1/17.1	72x40x6/7,5; Bronze		0,0064...0,0022	14750	6,5	МДПНс
17.2/17.2	72x40x6/7,5; Bronze		0,0095...0,0022	15160	6,7	МДПНс
17.3/17.3	72x40x6/7,5; Bronze		0,0045...0,0019	17050	7,6	МДПНс
18.1/18.1	82x40x6/7.4; Bronze		0,01...0,0034	18490	5,6	МДПНс
18.2/18.2	82x40x6/7.4; Bronze		0,073...0,024	18100	5,5	МДПНс
18.3/18.3	82x40x6/7.4; Bronze		0,079...0,025	18130	5,5	МДПНс
19.1/19.1	90x50x6/7.4; Bronze		0,078...0,0025	20430	8,6	МДПНс
10388 – 02 11020003	68x36x5/12; РЕЕК, самоуставливающийся		0,0038...0,0037	14730	7,64	КМС

\*) пята шлифованная

- подшипники "бронза-сталь"

Пара трения "бронза – сталь" является достаточно распространенной в осевых гидродинамических подшипниках с жестко установленными сегментами

и часто используется в подшипниках погружных электродвигателей. Результаты испытаний показали, что оловянная бронза БрО10Ф1 имеет низкую нагрузочную способность и в условиях опыта происходил задир поверхностей трения, табл. 4.22. Лучшие результаты имеет бронза ZCuSn10P1 в паре со сталью 20Х или 40Х с цементацией поверхности.

Наиболее высокие характеристики имеют осевые подшипники с подпятниками сборной конструкции, рис. 4.45, и сегментами из бронзы Cu83Sn7Zn3Pb7. Максимальная осевая нагрузка в опыте составила величину 20160 Н и соответствующая удельная нагрузка 24,42МПа при низких значениях коэффициента трения 0,0023 при температуре 170<sup>0</sup>С и 0,0019 – при температуре 220<sup>0</sup>С. Причем разница температуры образца и масла составил соответственно 1,5 и 3,4<sup>0</sup>С.

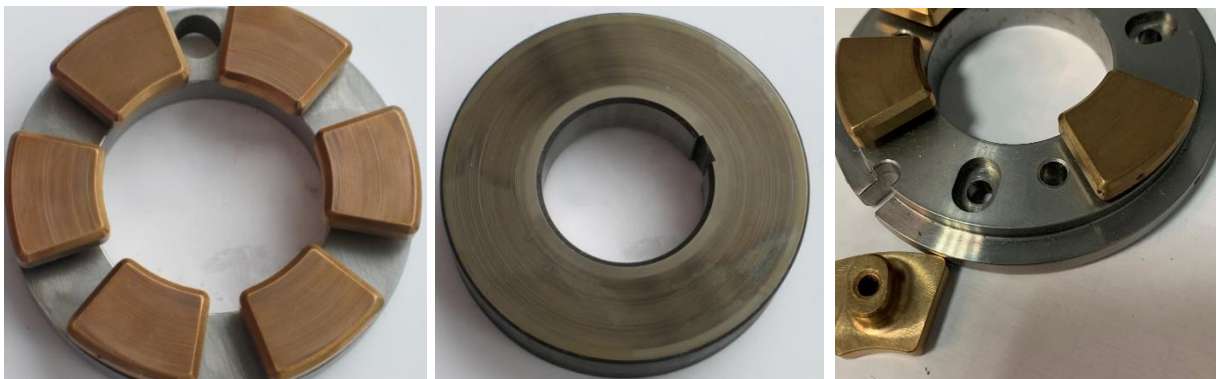


Рисунок 4.45 – Общий вид подпятника и пяты после опыта, образец 9.1. Справа в разобранном виде

*- подшипники с парой трения SiC – SiC*

Карбид кремния широко используется в осевых подшипниках насосных секций и эксплуатируется в пластовой жидкости, содержащей абразив. При его небольших концентрациях работоспособность таких подшипников признается удовлетворительной. При использовании в масляной среде при высоких нагрузках возникает вопрос о механизме образования гидравлического клина между двумя плоскими поверхностями для обеспечения необходимой несущей способности. У таких материалов отсутствует приработка контактирующих поверхностей из-за их высокой твердости и хрупкости. Для улучшения подачи смазки в зазор подшипник выполняют с пятой, имеющей пазы. При вращении



жидкость под действием центробежной силы вытекает через пазы наружу, попадая более интенсивно в зазор. Вместе с тем во внутренней области подшипника может возникнуть "масляное голодание", что тоже является негативным фактором. Разрушение масляной пленки по внутреннему диаметру приводит к хрупкому разрушению поверхности трения, вид А, рис.4.46, увеличению коэффициента трения и росту температуры.

Испытания показали, что отличительные признаки у подшипников с кольцами из SiC заключаются в более высоком коэффициенте трения 0,04 при удельной нагрузке 7,9 МПа, в результате чего происходило выключение электродвигателя стенда по моменту.

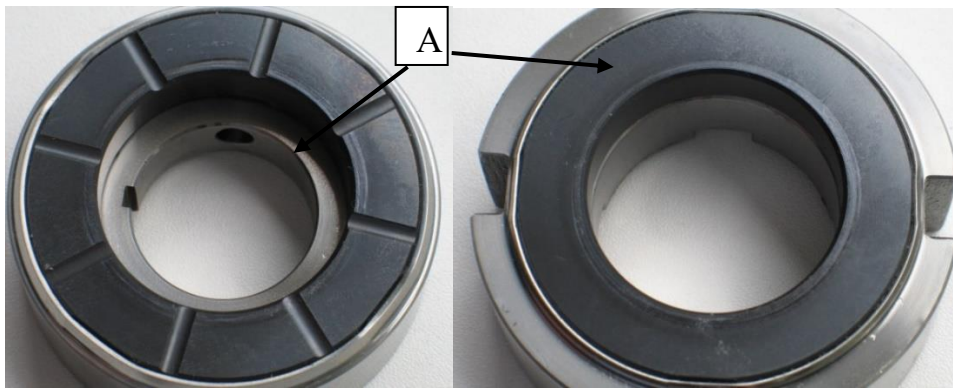


Рисунок 4.46 – Общий вид подшипника SiC – SiC после опыта

- подшипники с покрытием подпятника PEEK

Полиэфирэфиркетон в последние годы более широко используется в гидродинамических подшипниках, особенно высоконагруженных, в силу его особых свойств. Покрытие используют для всех типов конструкции подшипника: с жесткими и самоустанавливающимися сегментами, посредством технологии припекания или напыления. В качестве обеспечения адгезии используют различные варианты обработки подложки: нанесение рельефа механическим способом, припеканием бронзовой крошки (по аналогии с металлофтормасляными подшипниками), высокоскоростным абразивом. В настоящей работе проведены опыты со всеми перечисленными технологиями.

Наиболее высокие характеристики имеют осевые подшипники с самоустанавливающимися сегментами, образец 14.1, табл. 4.22. Максимальная

осевая нагрузка в опыте составила величину 20210 Н и соответствующая удельная нагрузка 20,0МПа при низких значениях коэффициента трения 0,003 при температуре 170<sup>0</sup>С и 0,0043 – при температуре 220<sup>0</sup>С. Измерение температуры образца производили термопарой, установленной максимально близко к сегменту, т.к. установка ее непосредственно в покрытие приведет к его повреждению, либо исказит результат из-за теплопроводных свойств покрытия. Разница показаний соответствует ~ 0,3 <sup>0</sup>С, рис. 4.47.



Рисунок 4.47 – Поверхность трения образца 14.1 после опыта

Использование одного и того же типа покрытия на подпятнике для получения высоких трибологических свойств может привести к отличающимся результатам по причине неоптимального состава покрытия и метода нанесения покрытия на подложку. Например, подпятник с припеченным РЕЕК к рельефной поверхности, образец 7р2, табл.4.22, характеризуется высоким коэффициентом трения 0,05...0,012 при удельной нагрузке 4,43 МПа. Вследствие этого происходит разогрев пяты до цветов побежалости, рис. 4.48. На рабочей поверхности



Рисунок 4.48 – Общий вид подшипника 7р после испытаний

подпятника проявляются выступы рельефа основы. В связи с этим необходимо оптимизировать состав покрытия по трибологическим параметрам.

Температура масла имеет определяющее значение для обеспечения работоспособности осевого подшипника. Она зависит от внешних условий, а также от условий генерирования тепла вследствие трения. Опыты, проведенные с подпятниками, имеющими баббитовый слой, показали, что баббит Б83 в качестве антифрикционного материала осевого подшипника при температуре масла 170...220<sup>0</sup>С не работоспособен по причине возникновения задира и сваривания пяты и подпятника. Его целесообразно использовать при температуре ниже 130<sup>0</sup>С.

Анализировали влияние температуры масел REDA#3 и REDA#6 на работоспособность подшипников при предельных значениях до 220<sup>0</sup>С. Выявлено, что зависимость коэффициента трения подшипника от температуры масла коррелирует с вязкостно-температурной характеристикой масла, рис. 4.49. С

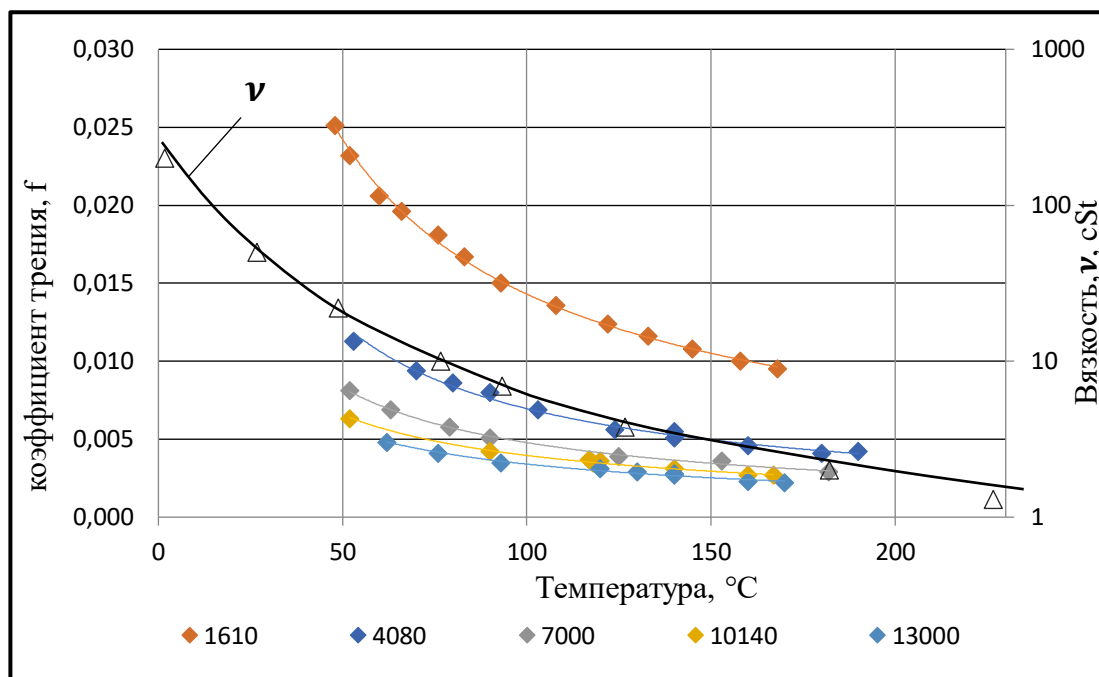


Рисунок 4.49 – Зависимость коэффициента трения подшипника 5.5 от температуры масла при разных уровнях нагрузки

увеличением температуры снижается коэффициент трения. Его величина незначительно зависит от испытываемых марок масла, табл. 4.23. При высоких уровнях нагрузок разница между маслами практически неразличима. При небольшой нагрузке коэффициент трения при испытаниях в масле REDA#6 выше - почти в два раза. Это можно объяснить более высокими значениями вязкости

масла REDA#6, т.к. коэффициент трения  $f$  и вязкость масла функционально связаны соотношением [71]:

$$f = f \left( \sqrt{\frac{\mu\omega}{p_m}} \right) ,$$

где:  $\mu$  - абсолютная вязкость,  $\omega$  – угловая скорость вращения,  $p_m$  – средняя величина давления.

Таблица 4.23 – Коэффициент трения в зависимости от температуры и типа масла

Образец, тип масла	Коэффициент трения		Максимальная величина давления, МПа	Разница температур, °С
	Температура масла			
	170°С	220°С		
13.2 REDA#3	0,0148 – 0,0035	0,0142 – 0,0029	9,69/9,57	~2,5
9.1 REDA#3	0,008...0,0023	0,0042...0,0019	23,79/23,39	~ 1,5/3,4
14.1 REDA#3	0,0071...0,003	0,007...0,0043	20,0/20,15	~0,3*)/
12.2 REDA#3	0,009...0,0038	0,056...0,0036	7,57/7,89	~1,4*)/1,1
12.2 REDA#6	0,0103...0,004	0,008...0,0035	7,6/9,36	не измер.
10.2 REDA#6		0,0052...0,0021	/16,22	не измер.
10.2 REDA#3	0,0042...0,0019		12,74/	~1,5/

\*) температура измерялась около сегмента

*Частота вращения* в процессе эксплуатации изменяется в достаточно узких пределах кроме начального этапа выхода на режим, когда увеличение частоты вращения происходит в течение длительного времени или при повторно-кратковременной эксплуатации. Поэтому имеет значение режим смазки подшипника. Провели испытания подшипников с изменением частоты вращения при различных уровнях нагружения. Графики коэффициента трения имеют похожий вид, рис.4.50. При частоте вращения свыше 15000...2000 об/мин реализуется гидродинамический режим.

*Удельная нагрузка*, воспринимаемая подшипником без нарушения его работоспособности, является наряду с температурой основным параметром, устанавливаемым изготовителем. Изменение режимов работы (при изменении условий притока, при периодических режимах и др.), приводящих к нестационарным условиям, и свойств жидкости непосредственным образом влияют на характер изменения осевой силы в подшипнике и возникновение

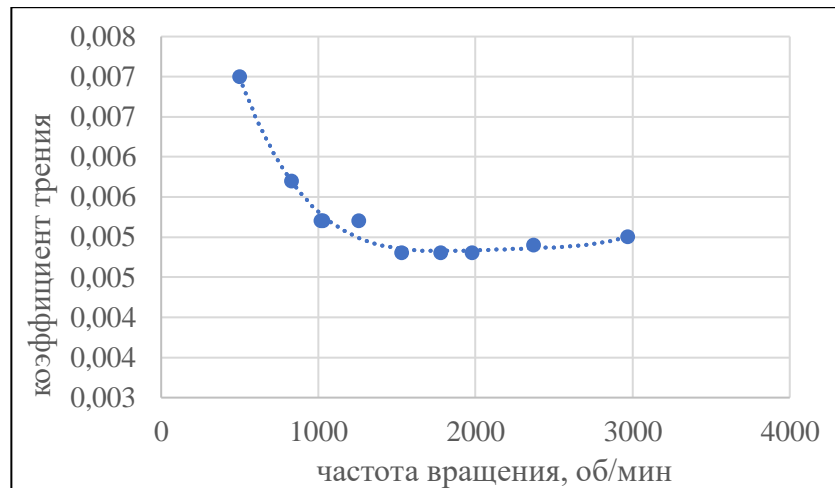


Рисунок 4.50 – Зависимость коэффициента трения подшипника 5.4/5.1 от скорости скольжения при постоянной температуре - 170<sup>0</sup>С и нагрузке 1,4 МПа

переходных процессов, связанных с силой трения. При изменении осевой силы изменяется толщина масляной пленки [14,24,41]. В зависимости от соотношения ее толщины с величиной шероховатости могут возникнуть условия для локального контакта и возникновения схватывания. Поэтому помимо предельной величины осевой силы имеет значение характер ее изменения.

В результате многочисленных опытов выявлено, что реакция силы трения на ступенчатое изменение осевой силы может служить косвенным критерием работоспособности подшипника. У подшипников с высокой несущей способностью, образец 10.1, рис. 4.51а, график силы трения  $F$  воспроизводит график осевой силы. Если в процессе приложения или увеличения осевой силы  $N_{oc}$  возникают "пики" силы трения  $F$ , образец 16.2, рис. 4.51б, то можно

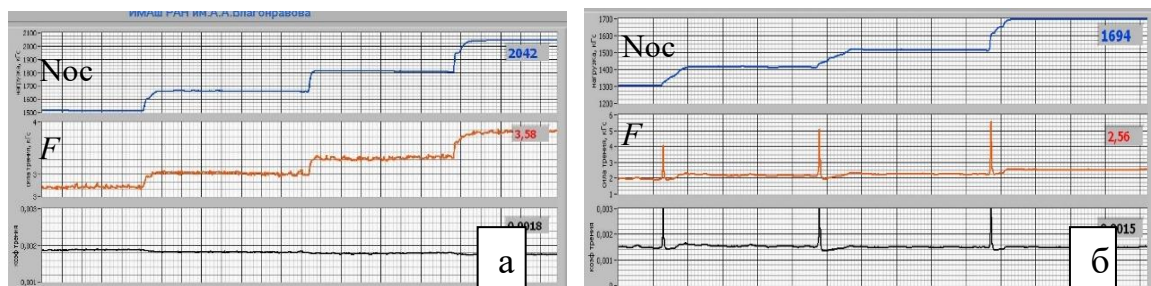


Рисунок 4.51 – График изменения силы трения при испытании: а - образец 10.1 и б - образец 16.2

предположить, что имеет место локальное разрушение масляной пленки и контакт поверхностей трения. Их амплитуда и частота повторений характеризует степень граничной смазки и зависит от ряда факторов: состояния

контактирующих поверхностей (шероховатость, плоскостность, разновысотность подушек, свойства масла, перекосы и т.д.). Причем влияние шероховатости в последующем может быть снижено за счет приработки. Использование в качестве смазки масел REDA#3 и REDA#6, как показали результаты исследований, более предпочтительно, чем масла МДПНс, рис. 4.52. Если при испытании подшипника в масле REDA#3 "пики" силы трения  $F$  возникают при величине осевой силы 7500Н, то в масле МДПНс – при начальном уровне нагружения  $\sim 2000$ Н.

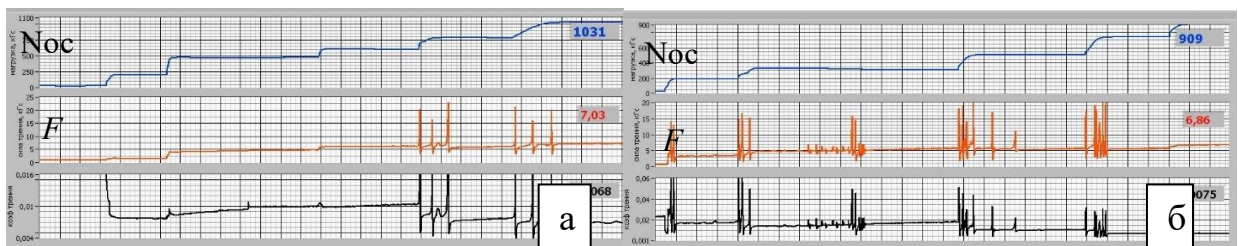


Рисунок 4.52 – Графики изменения силы трения при испытании подшипника 12.2: а - масло REDA#3, б - МДПНс

На основе результатов испытаний осевых гидродинамических подшипников разной конструкции предлагается комплексный критерий оценки работоспособности на основе коэффициента трения и трибодинамического фактора, заключающегося в резком увеличении коэффициента трения при изменении нагрузки, и характеризуемого отношением максимального значения коэффициента трения и установившемся значению  $f_{max}/f$ .

#### 4.4.4 Оптимизация технологии нанесения покрытия РЕЕК

РЕЕК относится к "суперконструкционным" полимерам с высокой рабочей температурой (250-320<sup>0</sup>С). Вместе с тем, известно [64], что помимо несомненных преимуществ ему присущи и недостатки, одним из которых является высокий коэффициент трения. Для его снижения в композиции на основе РЕЕК вводят ряд элементов, которые улучшают трибологические свойства. Оптимальный состав композиционного материала определяется эксплуатационными условиями подшипника. В состав композиционного материала, используемого при производстве подшипников, входит  $\sim 60$ -90% РЕЕК, 7,5% политетрафторэтилена, 2,5% графитового порошка и 10% бронзы. Как указывают авторы, детали подшипников из такого материала отличаются высокой усталостной

выносливостью, низким коэффициентом трения и малой степенью износа при испытаниях на стендах. РЕЕК в качестве материала разработан и выпускается компанией VITREX, подшипники погружного оборудования с покрытием РЕЕК выпускается компаниями WAUKENA BEARING (WB), КМС и применяется в основном в зарубежном оборудовании. В составе покрытия подшипников помимо основы, политетрафторэтилена и графита присутствует также Cu и Sn, табл. 4.24.

Табл.4.24 – элементный состав покрытия

Хим. элемент	Mn	Si	Ni	Ca	Mg	Fe	Cu	Ti	Al	Sn
% содержание	1-2	1	1-2	2	1	1-2	5	1-2	2	3-4

Для оптимизации состава провели сравнительные испытания образцов, полученных из смеси порошков с разным молекулярным весом РЕЕК 150, 380, 450, включавших графит С-2, ПТФЭ Ф-4НТД. В качестве основной технологии было выбрано прессование при температуре спекания. Ниже приведены технологические этапы изготовления образцов из РЕЕК.

*Технологические этапы изготовления деталей из РЕЕК*

Компоненты: РЕЕК (150, 380, 450); Ф-4НТД; графит С-1.

Смешение – в вибрмельнице, в среде этанола, вязкая масса в течение 30 сек.

Сушка: на воздухе, затем в вакуумном шкафу 8-10 часов при температуре 70-80<sup>0</sup>С.

Прессование:

- а) Уплотнение – таблетирование на пористой металлической основе с использованием ручного пресса;
- б) Нагрев таблетированной металлополимерной детали до температуры 380<sup>0</sup>С при помощи кольцевого электронагревателя ( $\approx$ 25-30 минут);
- в) Прессование при температуре 380<sup>0</sup>С (подача давления). Выдержка под прессом  $\approx$  1 мин/1мм толщины изделия. P=500-600 кг/см<sup>2</sup>;
- г) Охлаждение под давлением до температуры 100-150<sup>0</sup>С при помощи вентилятора в течение 20-25 минут,
- д) Разгрузка (начиная с середины).

Подложкой для нанесения РЕЕК служила металлическая лента с припеченным бронзовым порошком. Она используется при изготовлении металлофторопластовой ленты, рис. 4.53.

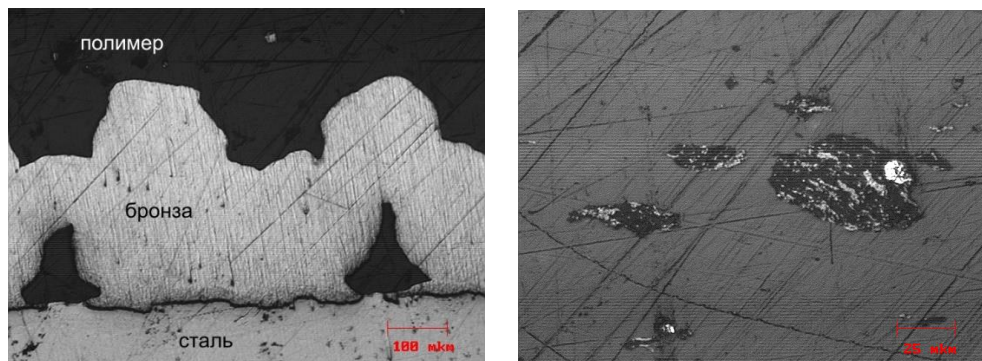


Рисунок 4.53 – SEM - изображение полученного покрытия РЕЕК

#### *Образцы для испытаний*

По разработанной технологии изготовили образцы для испытаний, рис.4.54, по схеме торцового трения «кольцо-кольцо». Наружный диаметр образцов – 35

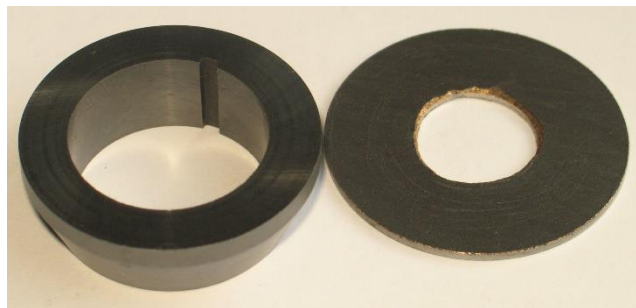


Рисунок 4.54 - образцы для испытаний 1 – кольцо из ВК8, 2 – кольцо с РЕЕК

мм, внутренний диаметр – 20 мм, толщина покрытия в пределах 0,5 мм. Покрытие наносилось на подложку с припеченной бронзовой крошкой. Площадь 0,0006476м<sup>2</sup>.

Испытания проводили на разработанной испытательной установке с кинематической схемой "кольцо – кольцо", рис.4.55. Система нагружения станда имеет замкнутый силовой контур, который позволяет получать высокие осевые нагрузки при компактных размерах испытательного узла. Нагрузка от пружины 1, рис.4.55а, через рычаг передается на верхнее кольцо 21. Образец 21 изготавливается из твердого сплава. Двигатель 4 через ременную передачу 3 приводит в движение образец 22, на который наносится исследуемый материал. Испытательная установка обеспечивает: нагрузку – до 3000Н, частоту вращения



– до 3000об/мин. Цель опыта – определить коэффициент трения и интенсивность изнашивания для выбора основы покрытия. Для сравнения проведены опыты с покрытием PTFE.

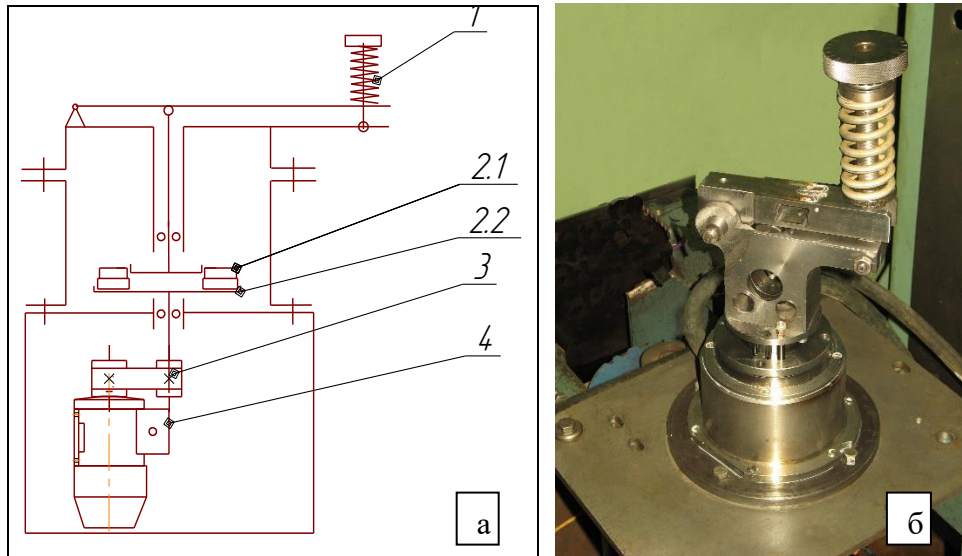
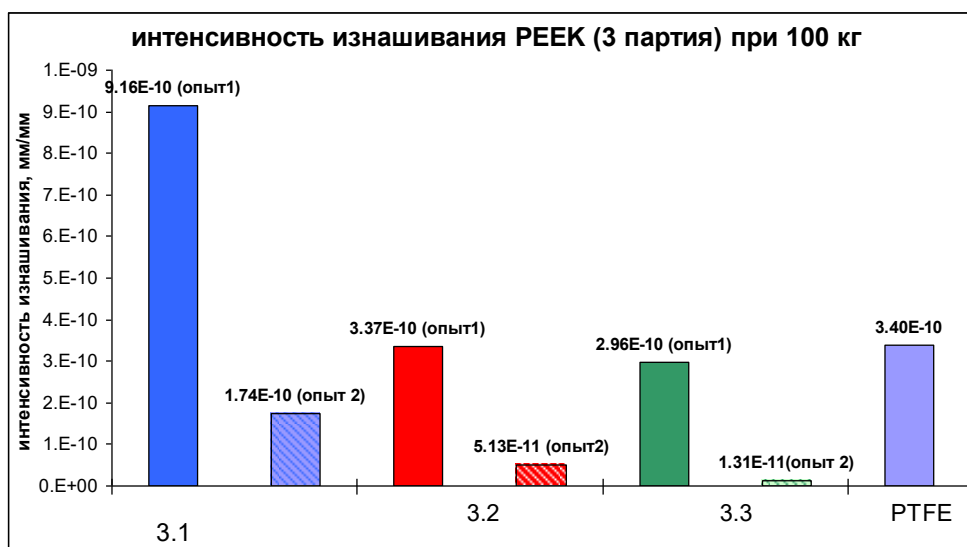


Рисунок 4.55 - Испытательная установка (а - кинематическая схема испытательного станда 1- пружина, 2 – образцы для испытаний, 3 – ременная передача, 4-двигатель, 6,7 – датчики силы и силы трения; б – общий вид станда)

Как показали результаты опытов, образцы различаются как по износостойкости, так и по величине коэффициента трения. Наибольшая интенсивность изнашивания выявлена у образца РЕЕК 150. Остальные два образца, а также образец из PTFE имеют в два – три раза меньшие значения интенсивности изнашивания при давлении 2,3 МПа.



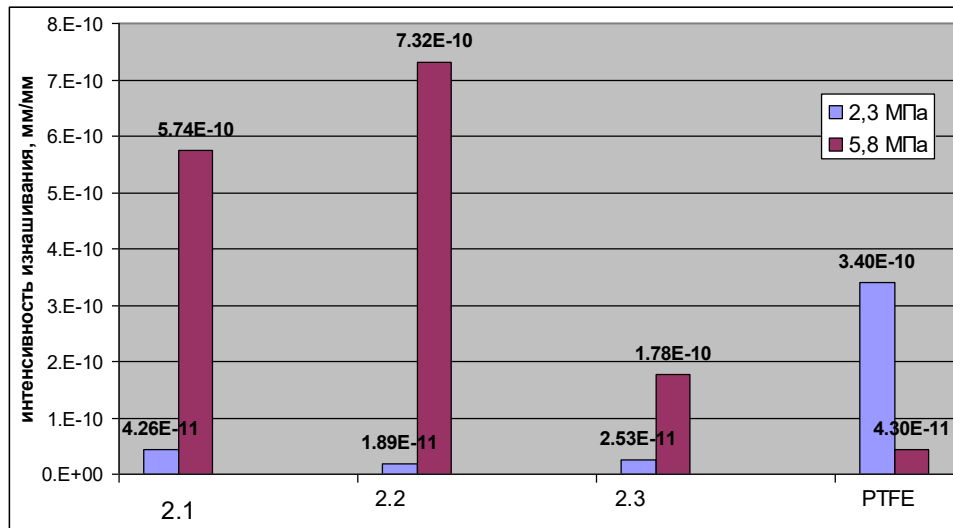


Рисунок 4.56 – Графики интенсивности изнашивания покрытия РЕЕК

На основании результатов опытов рекомендовано использовать в качестве основы полимер с молекулярным весом 450.

#### 4.5 Выводы по главе 4:

##### I Сопряжения ступени и радиальные подшипники:

Проведены комплексные трибологические исследования ступеней и подшипников секции, а также осевых подшипников ГЗ, которые позволили исследовать механизмы изнашивания сопряжений и радиальных подшипников, предельное состояние осевых подшипников и получить необходимые зависимости для использования при расчете износостойкости:

1 Влияние НРХ в наибольшей степени проявляется при изнашивании осевых сопряжений. В левой зоне НРХ скорость изнашивания выше. Выявлено, что абразивное изнашивание прекращается при "всплытии" РК в правой зоне НРХ, условие наступления которого определяется конструкцией ступени. Получена зависимость скорости изнашивания осевых сопряжений ступени от рабочей точки НРХ, которая описывается выражением

$$v_a = v_{an} \left( Q/Q_n \right)^{-3/4}$$

2 Показано, что износостойкость осевых сопряжений ступени зависит от величины осевой силы в соответствии с выражением

$$v_a = 4 \cdot 10^{-8} p_0 + 0,0003 .$$

Выявлено, что на величину осевой силы влияют: конструкция ступени, вязкость жидкости, зазоры в сопряжении, особенно обусловленные износом, частота вращения. Оребрение диска РК, балансирные отверстия снижают величину осевой силы. Осевая сила ступени, работающей в масле, меньше, чем в воде. Осевая сила изменяется в квадрате от частоты вращения.

3 Разработана методика и средства измерения осевой силы ступени в различных условиях. Проведены экспериментальные измерения величины осевой силы основных типов ступеней отечественного и зарубежного производства, в том числе при износе сопряжений.

4 Наличие в жидкости абразива сильно влияет на снижение эффективности уплотнения. Получена зависимость скорости изнашивания осевого уплотнения от концентрации абразива в жидкости

$$v_a = 0,0003\varepsilon_p, \text{ мм/мин}$$

5 Выявлена слабо выраженная тенденция уменьшения износа радиальных сопряжений ступени с увеличением подачи.

6 Исследована кинетика износа радиального сопряжения ступени при прецессионном вращении вала, которая описывается выражением

$$h_r = 1 - A \exp^{-bt}$$

Проведены испытания ступеней с подшипником и без подшипника при различной концентрации абразива и величине дисбаланса РК.

7 Исследовано влияние абразива на износ радиальных сопряжений. Получена зависимость скорости изнашивания от концентрации абразива в виде

$$v_r = 0,0001\varepsilon_p, \text{ мм/мин}$$

8 Показано, что коррозионно-активная среда оказывает слабое влияние на изнашивание радиальных сопряжений ступени из разных материалов.

9. Испытания ступеней большего типоразмера не выявили существенного изменения зависимости скорости изнашивания от концентрации абразива. Влияние типоразмера на скорость изнашивания рекомендуется учитывать коэффициентом 1,5.

10 Получены соотношения средних значений скорости изнашивания радиальных и осевых сопряжений из различных материалов в условиях абразивосодержащей среды, которые можно использовать при оценке износостойкости ступеней в качестве сравнения:

- радиальные сопряжения:

$$1 \text{ Серый чугун – латунь} - v_r = 6,4 \cdot 10^{-3} \frac{\text{мм}}{\text{мин}};$$

$$2 \text{ Ni-Resist – Ni-Resist} \quad v_r = 4,1 \cdot 10^{-3} \frac{\text{мм}}{\text{мин}};$$

$$3 \text{ Порошковые стали} \quad v_r = 2,19 \cdot 10^{-3} \frac{\text{мм}}{\text{мин}};$$

- осевые сопряжения:

$$1 \text{ Карбонит – Ni-Resist} - v_a = 5,0 \cdot 10^{-4} \text{ мм/мин};$$

$$2 \text{ Карболит – Ni-Resist} - v_a = 1,9 \cdot 10^{-4} \text{ мм/мин};$$

$$3 \text{ АСПКФМ – Ni-Resist} - v_a = 9,1 \cdot 10^{-4} \text{ мм/мин}$$

Следует учитывать, что в качестве материала сопряжения ступеней из порошковых сталей, из полимеров, ступеней штампосварной конструкции, используют либо Ni-Resist, либо порошковые стали более высокой твердости. Наибольшей износостойкостью обладает осевое сопряжение "резина армированная – закаленный бурт".

11 Влияние частоты вращения на скорость изнашивания радиальных сопряжений можно оценивать выражениями:

$$k_n = \left( \frac{n_1^2}{n_2^2} \right)^{(1,5...2,0)}.$$

12 Исследовали износостойкость радиальных подшипников из различных материалов в абразивосодержащих, коррозионно-активных жидкостях. Выявлены основные особенности процесса изнашивания и сравнительные характеристики:

- подшипники с парами трения: Ni-resist-сталь, бронза-сталь имеют ~ на порядок меньшую износостойкость чем подшипники из твердого сплава и могут использоваться без присутствия в пластовой жидкости кварцевого песка;

- износостойкость керамических материалов SiC и ZrO<sub>2</sub> соответственно в 18,1 и 14,6 раз ниже износостойкости твердого сплава ВК8 в одинаковых условиях опыта. Причина – низкая трещиностойкость. Наиболее перспективным материалом является твердый сплав, модифицированный нанодобавками;

- износостойкость детонационных покрытий на основе WC-Co, в том числе с модификацией нанодобавками, ниже износостойкости компактированного твердого сплава за счет возникновения продуктов разложения при напылении.

13 Исследованы кинетика и износостойкость подшипника из твердого сплава в условиях абразивосодержащей, коррозионно-активной жидкости и при увеличении частоты вращения. Кинетика износа радиального подшипника в пределах небольших износов (до 0,5 мм) описывается линейной зависимостью

$$h = 3 \cdot 10^{-5}t + 0,0003 .$$

Скорость изнашивания подшипников из твердого сплава ВК8 описывается линейной зависимостью от концентрации абразива

$$v_r = 3 \cdot 10^{-6}\varepsilon_p , [\text{мм/мин}].$$

Выявлено влияние соляной кислоты при температуре 80°C на износостойкость подшипника. Скорость изнашивания описывается линейной функцией

$$V_{\text{под}} = 3 \cdot 10^{-6}k_{\text{HCl}} \text{ с } R^2 = 0,1486.$$

Учитывая большой разброс значений, эти результаты следует рассматривать как оценочные.

Не выявлено существенной зависимости скорости изнашивания подшипников от изменения частоты вращения. Можно учитывать лишь тенденцию увеличения скорости изнашивания. Увеличение частоты вращения в 1,9 раза приводит к увеличению скорости изнашивания ~ на 30%.

## **II Осевые гидродинамические подшипники:**

1 В результате испытаний 21 типа подшипников выявлено, что работоспособность осевых гидродинамических подшипников обеспечивается конструкцией, материалом и точностью изготовления. Наибольшей несущей

способностью обладают подшипники со сборной конструкцией подпятника и материалом сегментов из оловянисто-свинцовой бронзы  $Cu_{83}Sn_{7}Zn_{3}Pb_{7}$  и подшипники с самоустанавливающимися сегментами с покрытием РЕЕК, работоспособные при удельной нагрузке 24МПа и температуре 170-220<sup>0</sup>.

2 Выявлено, что минимальный коэффициент трения у подшипников с парой трения "бронза – сталь". У подшипника с покрытием РЕЕК коэффициент трения выше, особенно это заметно при малых нагрузках. У подшипников с керамическими кольцами коэффициент трения ~ в два раза выше, чем у подшипников "бронза – сталь".

3 Замечено, что при нагружении подшипника осевой силой в некоторых случаях возникают скачки коэффициента трения, которые свидетельствуют о граничном режиме и могут служить критерием работоспособности подшипника в условиях нестационарных нагрузок.

4 Получено, что изменение коэффициента трения в зависимости от температуры масла коррелирует с зависимостью вязкости масла от температуры; зависимость коэффициента трения от удельной нагрузки имеет гиперболический вид.

5 Разработана технология изготовления покрытия РЕЕК и оптимизированы трибологические свойства экспериментальных покрытий, рекомендовано использовать полимер с молекулярным весом 450.

6 Выявлены причины потери работоспособности осевых подшипников:

- неплоскостность и неудовлетворительная шероховатость пяты,
- разновысотность сегментов подпятника,
- неоптимальный выбор материала подпятника

7 Подшипники с баббитовым слоем рекомендуется применять в синтетическом масле при температуре до 150<sup>0</sup>С и давлениях до 6МПа (осевая сила до 7200Н). При более жестких условиях в антифрикционном слое накапливаются усталостные разрушения. Критичным является чистота поверхности пяты.

8 Подшипники из карбида кремния выдерживают высокие осевые нагрузки до 11МПа (осевая сила до 20000Н) без разрушения по примененной методике. Однако необходимо учитывать их склонность к хрупкому разрушению и

отсутствие гидроклина при трогании и нестационарных нагрузках. Рекомендуется использовать при нагрузках до 6МПа (осевая сила до 11000Н) и при малом количестве остановов. Крайне важно обеспечить отсутствие краевых эффектов (перекосов) и большую жесткость опор при проектировании и сборке.

## ГЛАВА 5

### ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОРРОЗИОННО-ЭРОЗИОННОГО ИЗНАШИВАНИЯ СТУПЕНЕЙ И МАТЕРИАЛОВ ЭЛН

Эрозионному изнашиванию в основном подвержены проточная часть СН, детали газосепаратора, обратный клапан, резьбовые соединения НКТ, корпуса секций. Особый интерес представляют детали насосных секций и газосепаратора. Эрозионный износ РК секций, ротора ГС приводит к динамическим нагрузкам на корпус, изменяет НРХ установки, характеристики эффективности работы ГС. В ряде работ отмечается влияние эрозионного износа на отказ функционирования. Особенно это характерно для больших лопастных насосов (с высокой производительностью). Вследствие эрозионного износа рабочих колес увеличивается дисбаланс, возникают динамические процессы и как следствие, разрушение уплотнительных узлов [322].

При исследовании эрозионного изнашивания деталей имеют значения два аспекта: место и форма локального износа и интенсивность эрозионного изнашивания металла детали. Моделирование кинетики локального изнашивания даже с использованием современных пакетов расчета гидравлики в настоящее время не позволяет рассчитать величину локального износа. Наибольшее распространение имеют экспериментальные работы по определению интенсивности изнашивания материалов с использованием статистических данных по форме и месту локальных износов.

Коррозионно-эрозионное изнашивание можно рассматривать как результат эрозионного изнашивания в условиях коррозионно-активной среды. На практике этот процесс может происходить, например, при кислотной обработке скважин и наличии в пластовой жидкости пропанта или кварцевого песка. Для изучения



этого процесса необходимо отдельно исследовать эрозионный процесс разрушения поверхности и коррозионную стойкость материала.

### 5.1 Особенности эрозионного изнашивания ступеней

Для определения возможных факторов влияния на механизм изнашивания ступени исследовали натурный образец, который вырезали из направляющего аппарата, изготовленного из широко распространенной порошковой стали ПК70Д15, который эксплуатировался в составе установки. Пластовая жидкость предположительно содержала сероводород, проводилась также кислотная обработка скважины. Анализировали структуру материала, рисунок 5.1, на основе карты распределения элементов, полученной на СЭМ, рис. 5.2.

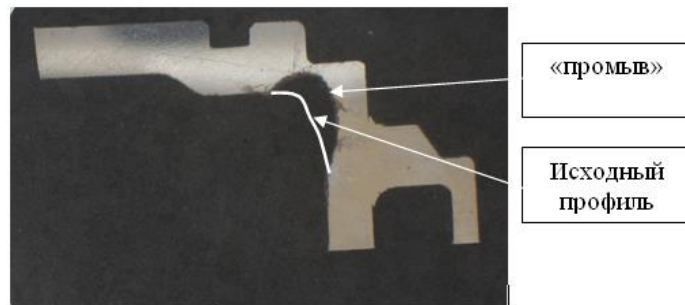


Рисунок 5.1 – Фрагмент направляющего аппарата с «промывом»

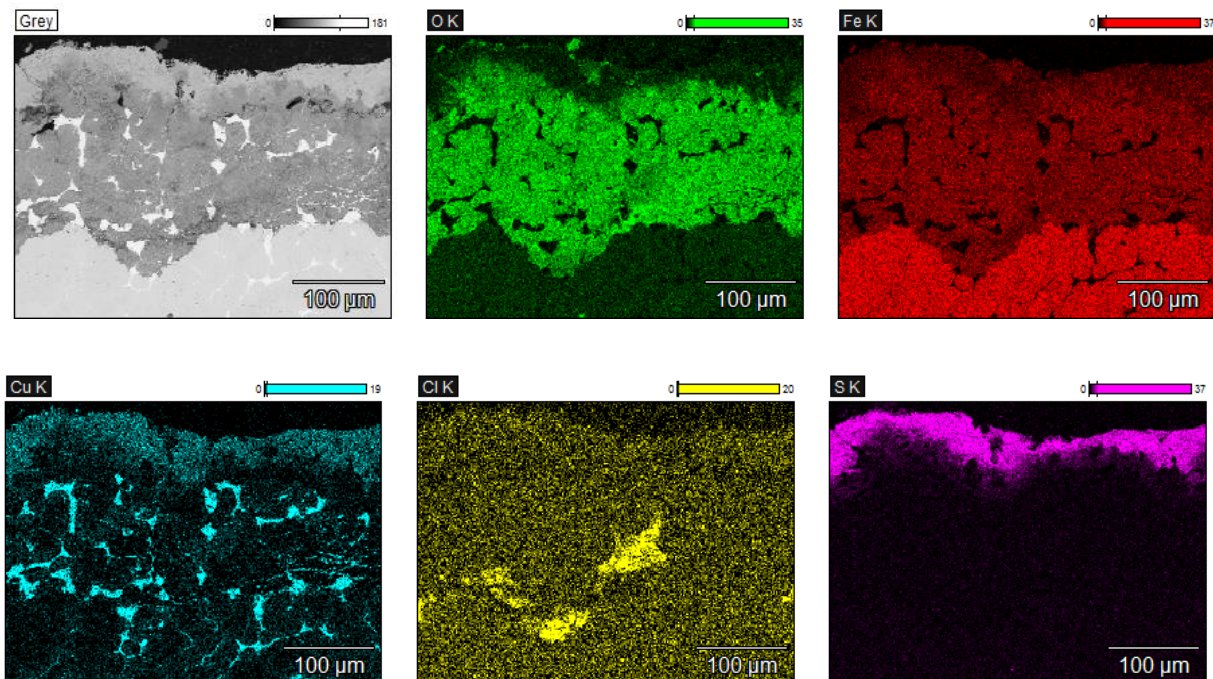


Рисунок 5.2 – Распределение элементов в образце ПК70Д15:

а – поверхность материала; б – распределение кислорода; в – распределение железа;  
г – распределение меди; д – распределение хлора; е – распределение серы

На микрофотографиях видно, что поверхностный слой содержит большое количество серы, а также медь, при ее растворении возможно образование  $\text{CuS}$ , (сероводород содержится в пластовой жидкости). В данном слое наблюдаются микротрещины, которые могут появиться при воздействии абразива на поверхность детали. Следующий слой состоит из меди, которая не взаимодействует с кислородом, оксида железа, окисление которого может происходить при воздействии соляной кислоты (ее используют при кислотной обработке скважины для удаления с поверхности отложений солей). Ионы  $\text{HCl}$  диффундируют вглубь материала через поры и дефекты, видны скопления хлора, при этом возможно образование хлоридов меди и железа. Окисленный слой неравномерный, его толщина  $\sim 200 - 300$  мкм.

Проведенные исследования показали, что в общем случае для оценки износостойкости необходимо проводить испытания материалов, как при наличии абразива, в том числе проппанта, выброс которого происходит при гидроразрывах пласта, так и при совместном действии абразива и коррозионно-активных веществ, в качестве которых целесообразно взять  $\text{HCl}$ , используемую при кислотной обработке скважин.

При наличии абразивной среды в пластовой жидкости в насосе одновременно могут происходить процессы изнашивания различной природы и разной интенсивности. Общий износ зависит от локальной концентрации частиц, скорости частиц, напряжения сдвига и свойств материала как самой частицы, так и изнашиваемой поверхности [268]. Местные условия скорости и концентрации частиц варьируются от точки к точке, и, следовательно, скорость износа также варьируется от точки к точке. Важно в процессе проектирования добиться почти равномерного износа по всей поверхности, чтобы не было нежелательных преждевременных локальных отказов из-за эрозионного износа.

Наиболее интересно соотношение между абразивным и эрозионным изнашиванием и влияние на него характеристик абразива. С этой целью проведены опыты со ступенями 5-50 из чугуна Ni-Resist при наличии проппанта размером 0,9мм или корунда F100 в модельной жидкости с концентрацией

2,4...19,2 г/л, частоте вращения 4530...6000 об/мин. Размер проппанта, 0,9мм, выбран для получения наибольшего эрозионного эффекта, с одной стороны, и гарантированного непопадания в зазоры радиальных сопряжений – с другой стороны. Таким образом исключаем изменение массы деталей вследствие износа сопряжений.

Результаты испытаний показали, что износ подшипника из твердого сплава ВК8 изменялся в диапазоне  $2,6 \cdot 10^{-7} \dots 1,5 \cdot 10^{-6}$  мм/мин, что на порядок меньше величины износа при наличии кварцевого песка меньшей размерности. Радиальные и осевые уплотнения ступени также практически не имели износа сопряженных поверхностей.

Проточная часть ступени подверглась интенсивному эрозионному износу, скорость изменения массы РК и двух НА в течение опытов достигла величины 0,0072...0,105 г/мин (или  $(4,7 \dots 6,85) \cdot 10^{-6}$  мм/мин·мм<sup>2</sup>). При частоте вращения 6000об/мин и концентрации проппанта 19,3 г/л произошел сквозной износ гильзы НА1 на всю толщину в области замковой части А, рис. 5.3. В этой области происходит поворот потока жидкости с абразивом и его торможение. Отверстие НА радиального сопряжения изношено незначительно, вид Б. Увеличение концентрации проппанта в два раза увеличивает скорость изменения массы в 1,5 раза, которая в свою очередь изменяется от частоты вращения в степени  $\sim 2,6 \dots 2,9$ .



Рисунок 5.3 – Зоны разрушения НА в среде с проппантом

Основными зонами износа были: у НА – сильный износ входных кромок лопаток и нижнего диска, а также износ гильзы в замковой части; у РК – сильный износ входных кромок лопаток и износ верхнего диска. Эрозионный износ также наблюдали на поверхности верхнего диска НА и в зоне перехода «верхний диск НА – стакан НА». Таким образом, увеличение размера частиц механических примесей вызывает значительно больший износ входных участков лопаток, а при диаметре частиц меньше 0,25 мм преобладал износ выходных участков. Аналогичные результаты получены Литвиненко К.В. в работе [79].

В работе [309] Zhu, H. и др. получили, что износ РК -  $9,2 \cdot 10^{-7}$  кг/м<sup>2</sup>, а НА -  $1,8 \cdot 10^{-6}$  кг/м<sup>2</sup>, т.е. износ НА ~ в два раза больше. Для 4-дюймового насоса смешанного типа с удельной скоростью вращения  $N_s = \frac{n\sqrt{Q}}{(\Delta H)^{3/4}} = 1200$ , частоте вращения 3600 об/мин и при 1% кварцевого песка средний угол удара как на РК, так и на НА составляет около  $5^0 \dots 10^0$ , а средняя скорость удара выше на гильзе НА (5-10 м/с) и меньше на ступице РК (1...4 м/с). Максимальный угол и скорость удара могут достигать  $30^0 \dots 50^0$  и 15 м/с на гильзе НА и ступице РК отдельно.

Patil, A. и др. [273] обращают внимание на изменение зоны эрозионного изнашивания вследствие воздействия газа.

*- Особенности эрозионного изнашивания полимерных рабочих органов*

В практике эксплуатации в качестве материалов ступеней отечественные компании (Ижнефтепласт) используют полимерные материалы типа ЖКП (жидкокристаллический полимер) и ПКМ.

Для исследования особенностей эрозионного изнашивания полимерной поверхности проточной части ступени провели опыты при следующих условиях: ступень 5-30; кварцевый песок размерностью 0,5...1,0 мм, концентрация 10г/л; частота вращения 6000 об/мин; расход жидкости 39,6 м<sup>3</sup>/сут.

Основными зонами эрозионного разрушения помимо замковой части металлического стакана являлись: входная и выходная кромки лопаток НА, рис. 5.4 а,б, и ребра верхнего диска РК.

Результаты испытаний показали, что полимерные материалы в отличие от металлов более чувствительны к размеру абразива. Так при изменении размера абразива с 0,3 мм до 0,5...1,0 мм скорость изменения массы увеличилась в 8 раз.

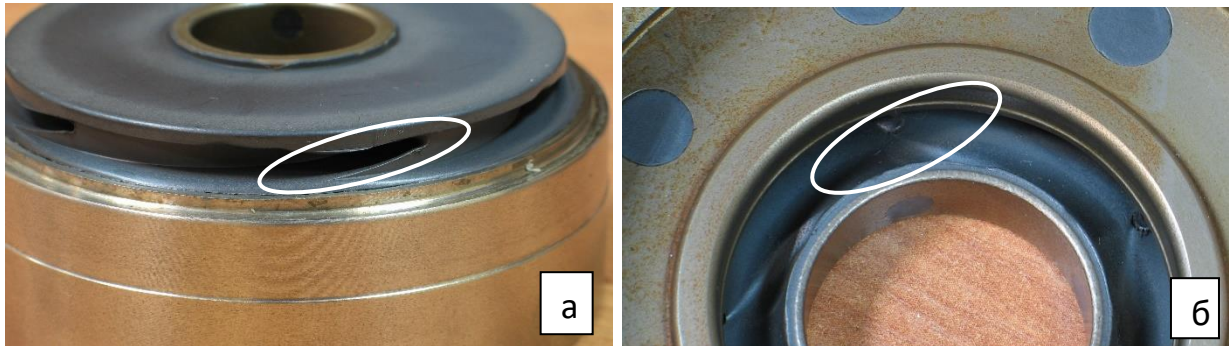


Рисунок 5.4 – Зоны эрозионного разрушения НА: а – износ входной зоны; б – износ выходной зоны лопаток НА

По результатам опытов линейная скорость изнашивания [мм/мин] НА из полимера в 5...8 раз выше, чем скорость изнашивания НА из чугуна Ni-resist.

*- Особенности эрозионного изнашивания штамповарных рабочих органов*

Штамповарная технология изготовления рабочих органов широко распространена в водяных насосах и применяется в отечественном сегменте нефтепогружного оборудования компанией "Алмаз". Основное преимущество заключается в возможности соединить в одном изделии разные материалы. В качестве материала радиального сопряжения используется Ni-resist, а в качестве материалов осевого сопряжения - текстолит-сталь. Детали корпуса РК и НА изготовлены из стали 08X17T. Ее коррозионная стойкость является одним из важных критериев работоспособности.

Для оценки износостойкости провели серию опытов со ступенью 5-50 в модельной жидкости (НС1% + кварцевый песок 10г/л) в течение 360 мин. Скорость изнашивания радиальных и осевых сопряжений практически соответствует показателям износостойкости пар трения " Ni-resist - Ni-resist " и "текстолит - Ni-resist ". Основные разрушения произошли по местам соединений деталей, рис. 5.5.



Рисунок 5.5 – Общий вид рабочих органов из стали 08X17Т после испытаний в коррозионно-активной среде

Получено, что предельное состояние этого типа ступени достигается в коррозионно-активной среде при износе радиальных сопряжений и возникновении динамических нагрузок. В результате происходит самопроизвольное разъединение деталей.

### 5.1.1 Особенности эрозионного изнашивания ступеней при увеличении частоты вращения

Деградацию напорно-расходной характеристики обычно связывают с износом проточной части НС. Известна работа Литвиненко, К.В. [79] в этой области, по моделированию гидравлических потоков с включением абразивных частиц применительно к эрозионному износу лопаток НА, а также работы Островского В. Г. [95,96] применительно к подвижным сопряжениям. Применение эрозионного механизма к износу подвижных сопряжений во второй работе следует признать неудачным, т.к. скорость изнашивания сопряжений в третьей степени от скорости скольжения не подтверждается результатами других исследователей.

Увеличение частоты вращения РК приводит к увеличению окружной скорости, которая в ряде публикаций считается ключевым параметром, влияющим на эрозионное изнашивание [268].

Для исследования эрозионного изнашивания провели испытания насосных ступеней типоразмера 5-50 в воде с кварцевым песком в концентрации 18 г/л при

различной частоте вращения на стенде. Регистрировали изменение массы рабочих органов и определяли скорость изнашивания по массе. При обработке результатов опытов износ подвижных сопряжений вычленили из общей массы изношенного материала. Анализ результатов испытаний показывает, что при увеличении частоты вращения в два раза скорость изнашивания РК увеличилась в 2,6 раза, а НА увеличилась в 11 раз, табл. 5.1.

Таблица 5.1 – Зависимость скорости изнашивания деталей ступени от частоты вращения

Частота вращения, об/мин	Изменение веса, г		Скорость изнашивания, г/мин	
	Рабочее колесо	Направляющий аппарат	Рабочее колесо	Направляющий аппарат
2970	0,73	2,03	2,40E-03	6,80E-03
4450	1,27	6,36	4,10E-03	2,04E-02
5940	1,48	17,54	6,20E-03	7,40E-02

Таким образом, увеличение частоты вращения УЭЛН сопровождается интенсификацией эрозионного изнашивания рабочих органов. Причем в наибольшей степени следует ожидать увеличения износа НА. У РК наибольший износ заметен в области входной кромки лопаток.

Если предположить, что средняя скорость потока жидкости в проточной части пропорциональна частоте вращения, то эти результаты коррелируют с результатами опытов, полученными нами на центробежном эрозионном стенде для испытаний материалов [151]. Степенная зависимость скорости изнашивания НА, рис. 4.23, имеет показатель степени 3,4. Исключая массовый износ подвижных сопряжений, имеем показатель степени  $\sim 3,0$ , что соответствует значению показателя степени эрозионного износа материалов [151]. А зависимость скорости эрозионного изнашивания  $v_э$  проточной части НА от частоты вращения  $n$  описывается функцией

$$v_э = 0,0006 \cdot e^{0,0008n}, \text{ [г/мин]} \quad (5.1)$$

Т.е. увеличение частоты вращения, а соответственно и скорости является основным критическим фактором для эрозионного изнашивания проточной части НА.

При испытаниях НС АКМ на стенде [282] при частоте вращения 9500 об/мин в аналогичных условиях выявлено, что соотношение между износами РК и НА сохраняется, но величина скорости изнашивания направляющего аппарата -  $1,4 \cdot 10^{-4}$  г/мин меньше, чем серийного насоса. Несколько факторов необходимо учитывать при объяснении этого факта: испытания проводили на правой границе НРХ; в качестве материалов ступени использовалась легированная сталь в комбинации с титаном; особенности конструкции.

## **5.2 Исследование коррозионно-эрозионной износостойкости материалов ступеней**

В качестве материалов ступеней применяются различные материалы. Наиболее распространенные до недавнего времени материалы ступеней – серый чугун и нелегированная порошковая сталь ЖГр1Д15 обладают низкими трибологическими свойствами и используются лишь в пластовой жидкости с низким уровнем механических примесей и без коррозионно-активных веществ. Их характеристики износостойкости можно использовать в качестве базовых. Основное внимание уделено легированным порошковым сталям и чугунам Ni-resist.

В настоящее время практически отсутствуют исследования влияния на износостойкость ступеней абразивного и коррозионного факторов одновременно, в том числе при высокой температуре жидкости. Основные результаты по износостойкости получены для условий абразивного фактора.

Испытывали ступени типоразмера 5-79, 5-50 (5-44) из разных материалов на стенде, раздел 3.3.2, рис.3.10, с подшипником в модельной жидкости "вода + кварцевый песок + HCl". Выбор в качестве объекта испытания ступени позволяет воспроизвести реальную кинематику и гидравлические условия в зоне трения и изнашивания, получить распределение износа по деталям ступени и поверхности проточной части.



В качестве основного показателя износостойкости ступени используем среднюю скорость коррозионно-эрозионного изнашивания  $\overline{v}_{кэ}$  материала проточной части ступени, которую рассчитываем по формуле:

$$\overline{v}_{кэ} = \frac{\Delta M - \Delta m}{t \cdot \rho \cdot S}, [\text{мм/мин} \cdot \text{мм}^2],$$

где  $\rho$  - плотность материала [ $\text{мг/мм}^3$ ],  $S$  - площадь поверхности омываемой потоком жидкости [ $\text{мм}^2$ ],  $t$  – время опыта [мин],  $\Delta M$ - общее изменение массы детали [г],  $\Delta m$  – изменение массы вследствие износа сопряжений, [г]. Изменение массы  $\Delta m$  рассчитывается на основе результатов измерения износа сопряжений. В практическом смысле скорость коррозионно-эрозионного изнашивания характеризует склонность рабочей ступени к «промыву». Изменение массы ( $\Delta M - \Delta m$ ) следует рассматривать как кумулятивный эффект от воздействия и абразива и коррозионно-активных веществ и температуры.

В процессе испытаний определяли изменение массы и изменение размеров сопряжений РК и двух НА. Но наибольший интерес представляет скорость изнашивания направляющих аппаратов, т.к. именно они в наибольшей степени подвержены "промыву". Исследование влияния коррозионно-активной среды – раствора HCl на изнашивание порошковых сталей и Ni-resist проводили в диапазоне температуры жидкости от 35 до 80°C.

Износ сопряжений ступеней измеряли в соответствии с Методическими указаниями, разработанными для компании "ТНК-ВР", Приложение 1.

### **5.2.1 Коррозионно-эрозионная износостойкость высоколегированных материалов**

К высоколегированным материалам можно отнести материалы с содержанием легирующих элементов выше 18%: чугуны Ni-resist, тип 1, тип 2 и порошковые стали X11H8Д20-Пр, X12H9Д20-Пр, X11H8M1,5Д20-Пр.

Результаты испытаний ступеней 5-79 из этих материалов в жидкости с концентрацией кварцевого песка 10 г/л, концентрацией HCl 5% при температуре 80°C, приведенные на рис.5.6, показывают, что износостойкость исследованных

материалов в заданных условиях имеет один порядок. Из чугунов несколько меньшее значение скорости изнашивания у Ni-resist, тип 2.

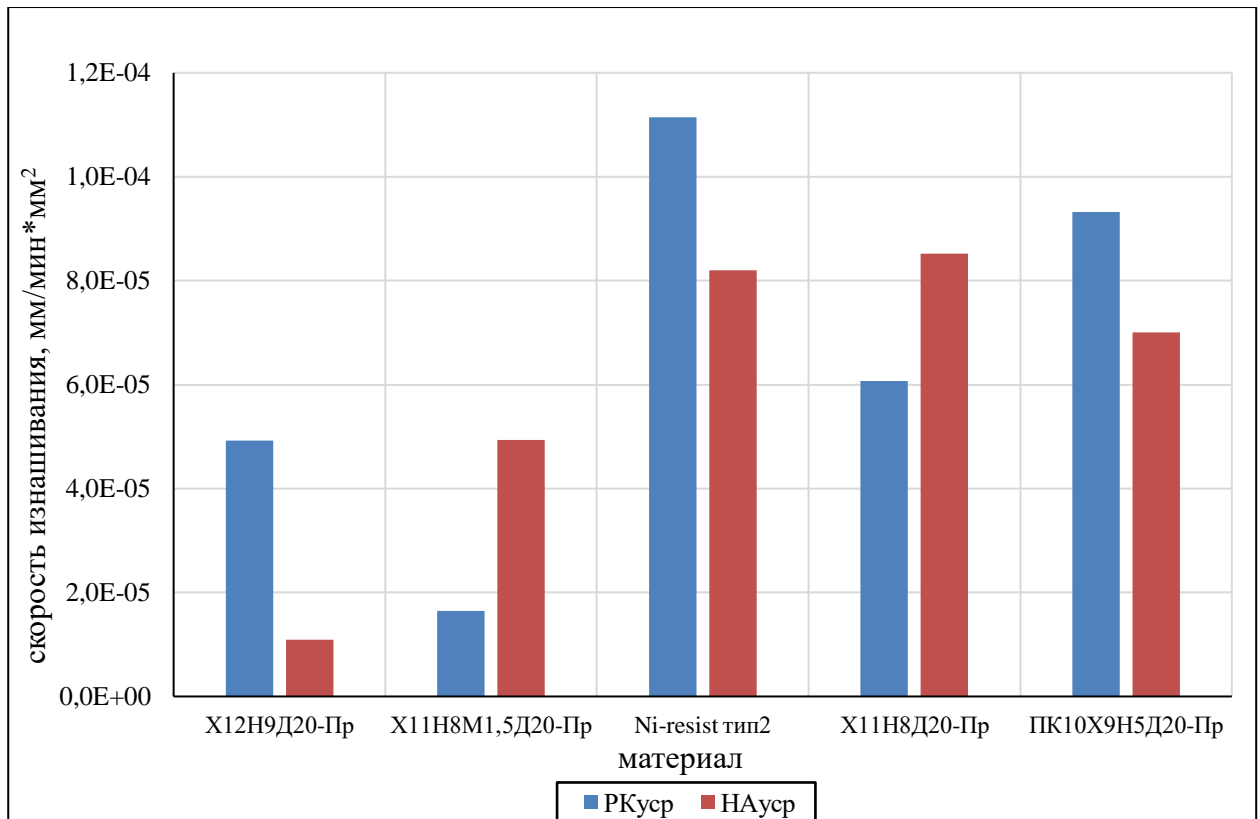


Рисунок 5.6 - Скорость изнашивания проточной части ступени 5-79 из различных материалов

Если в качестве сравнительного критерия выбрать среднюю скорость эрозионного изнашивания НА, то ее величина для исследованных материалов следующая: X12H9D20-Pr – 0,000011 мм/мин·мм²; X11H8M1,5D20-Pr – 0,000049 мм/мин·мм²; Ni-resist, тип 2 – 0,000082 мм/мин·мм²; Ni-resist, тип 1 – 0,000089 мм/мин·мм²; X11H8B20-Pr – 0,000086 мм/мин·мм². Соотношение массовых износов рабочих колес (РК) и направляющих аппаратов (НА) находится в пределах 0,9...1,14, т.е. близко к единице, кроме материала X11H8M1,5D20-Pr. В последнем случае имеем величину 0,25, т.е. массовый износ рабочих колес существенно ниже. Причем среднее квадратическое отклонение величины износа имеет наименьшее значение среди всех материалов.

Таким образом высоколегированные материалы характеризуются высокой износостойкостью, со средней величиной скорости эрозионного изнашивания – 0,0000634 мм/мин·мм². Причем наилучшими характеристиками обладает порошковая сталь X12H9D20-Pr.

Провели аналогичные испытания ступени 5-44 при тех же условиях, используя среднелегированные порошковые стали: ПК10Х9Н5Д20; ПК40Х3НД20-Пр; ПК10Х11Н6Д20-Пр в сравнении с порошковой сталью ПК70Д15 и чугуном Ni-Resist. Из результатов испытаний видно, рис.5.7,

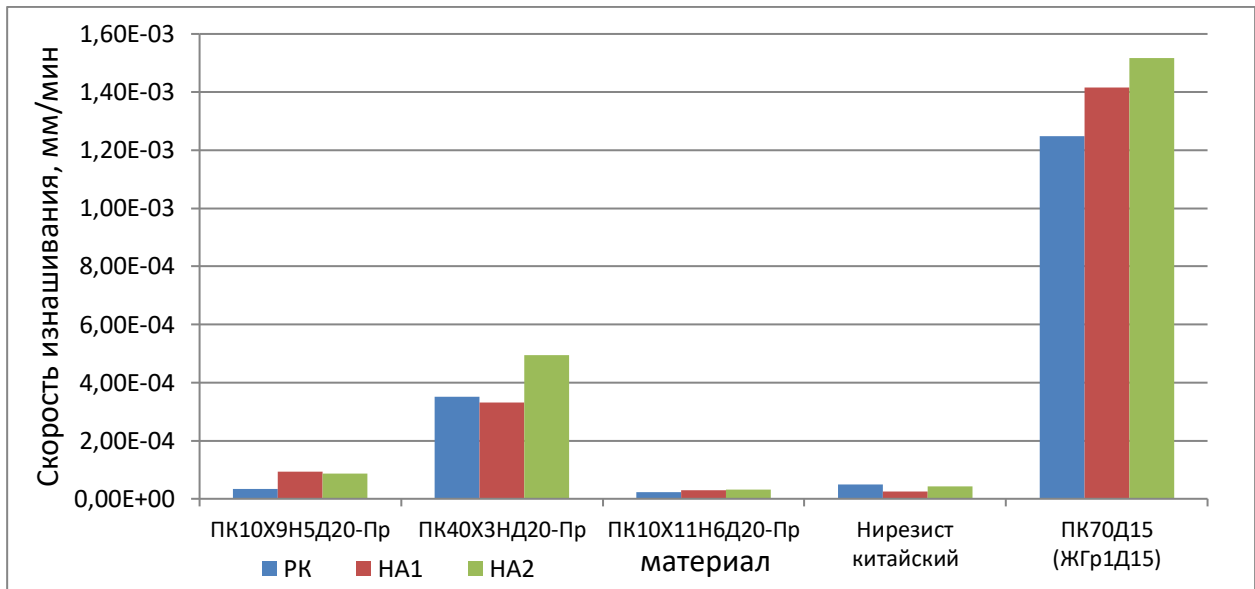


Рисунок 5.7 – Скорость изнашивания проточной части ступени 5-44 из различных материалов

что скорость коррозионно-эрозионного изнашивания проточной части ступеней из среднелегированных материалов ниже: ПК10Х9Н5Д20-Пр – 0,000089 мм/мин·мм<sup>2</sup>; ПК10Х11Н6Д20 – 0,000051 мм/мин·мм<sup>2</sup>; ПК40Х3НД20-Пр – 0,00038 мм/мин·мм<sup>2</sup>; Ni-Resist – 0,00019 мм/мин·мм<sup>2</sup>. Скорость изнашивания базовой порошковой стали ПК70Д15 – 0,0014 мм/мин·мм<sup>2</sup>, что на порядок выше.

Таким образом скорость коррозионно-эрозионного изнашивания зависит от содержания основных легирующих элементов – Cr, Ni, Mo принципиальным образом. Износостойкость высоколегированной порошковой стали Х12Н9Д20-Пр в условиях опыта выше в 127 раз чем износостойкость порошковой стали ПК70Д15.

Т.е., наибольшей эрозионной износостойкостью обладают материалы с суммарным содержанием элементов Ni, Cr и Mo свыше 20%. Однако эти материалы характеризуются наибольшим разбросом значений износа среди испытанных материалов. Статистический показатель – дисперсию случайной величины (в нашем случае – скорость изнашивания) или среднее квадратическое

отклонение можно использовать при оценке качества изготовления продукции, уровня технологии. У остальных материалов значения приблизительно одинаковы. Наибольшая стабильность значений – у чугунов Ni-resist. Для получения ответа о причинах большого разброса необходимо анализировать характеристики технологического процесса изготовления: серийность, поставщик и т.д.

При испытании СН из разных материалов при идентичных условиях проявляется асимметрия износа. Причем, скорость изменения массы РК и НА из Ni-Resist имеет практически одинаковую величину. В пересчете на площадь поверхности проточной части линейная скорость износа у РК будет несколько выше, чем у НА. Для ступеней 5-79 это соотношение равно  $h_{PK} / h_{НА} = 1,24$ . СН из Ni-Resist, тип 2, незначительно превосходят по износостойкости ступени из чугуна Ni-Resist, тип 1. Результаты испытаний ступеней из чугуна Ni-Resist характеризуются небольшой величиной среднеквадратичного отклонения, что свидетельствует о отработанности технологии изготовления. У ступеней, изготовленных из порошковой стали X12H9Д20, скорость изменения массы РК в 3,6 раза выше, чем у НА, у ступеней, изготовленных из порошковых сталей X11H8Д20 и X11H8M1,5Д20, соотношение противоположное – скорость изменения массы РК меньше, чем НА соответственно в 1,75 и 4,6 раза. Кроме того, величина среднеквадратичного отклонения для порошковых сталей существенно превышает показатель для Ni-Resist. Выявленные разбросы коэффициента асимметрии и среднеквадратичного отклонения могут свидетельствовать о проблемах технологии получения высоколегированных порошковых материалов. Добавка в рецептуру порошковой стали X11H8Д20 1,5% молибдена повышает износостойкость этого материала в коррозионно-активной среде на 20%.

### **5.2.2 Влияние температуры жидкости**

Влияние температуры коррозионно-активной жидкости проявляется в ускорении химических процессов на поверхности деталей, изменении скорости

диффузии и т.д. [243]. Более интенсивно формируются окисные пленки, имеющие низкие механические свойства, которые при ударе частицами легче удаляются с поверхности. Т.е. коррозионно-эрозионный процесс можно представить в виде суперпозиции процесса эрозии и коррозии. Из обзора литературы и опытов в главе 5 ясно, что температура практически не влияет на интенсивность эрозионного процесса в рамках принятых условий опытов. Основным является коррозионный процесс, на интенсивность которого оказывает влияние эрозионное повреждение поверхностных пленок.

При растворении металлов в минеральных кислотах зависимость скорости коррозии от температуры может быть выражена законом Аррениуса

$$K_{\bar{h}} = Ae^{-E/RT}$$

Где  $K_{\bar{h}}$  - линейный показатель скорости коррозии, мм/мин·мм<sup>2</sup>,  $A$  – множитель,  $E$  - эффективная энергия активация процесса, Дж/моль,  $R$  – газовая постоянная, равная 8,32 Дж/(моль·К),  $T$  – абсолютная температура, К.

Для исследования влияния температуры провели опыты с порошковыми сталями и чугуном Ni-Resist, изменяя температуру модельной жидкости до 80<sup>0</sup>С. Выбор этого значения температуры обусловлен техническими ограничениями при работе с кислотами. Т.к. система стенда открытая, то необходимо минимизировать испарение паров кислоты в помещении.

Как показали результаты экспериментов, рис.5.8, зависимости скорости коррозионно-эрозионного изнашивания от температуры порошковой стали Х11Н8Д20 и чугуна Ni-Resist близки по форме и имеют экспоненциальный вид, которые описываются функцией:

$$\text{- для чугуна Ni-Resist } v_{кэ} = 10^{-7} e^{0,0515T}$$

$$\text{- для стали } v_{кэ} = 6 \cdot 10^{-8} e^{0,0569T}$$

Увеличение температуры жидкости с концентрацией HCl 4,6% в два раза, с 40 до 80<sup>0</sup>С, приводит к изменению массы НА –12,3...17,5 раз. Для нелегированных материалов эта разница кратно выше.

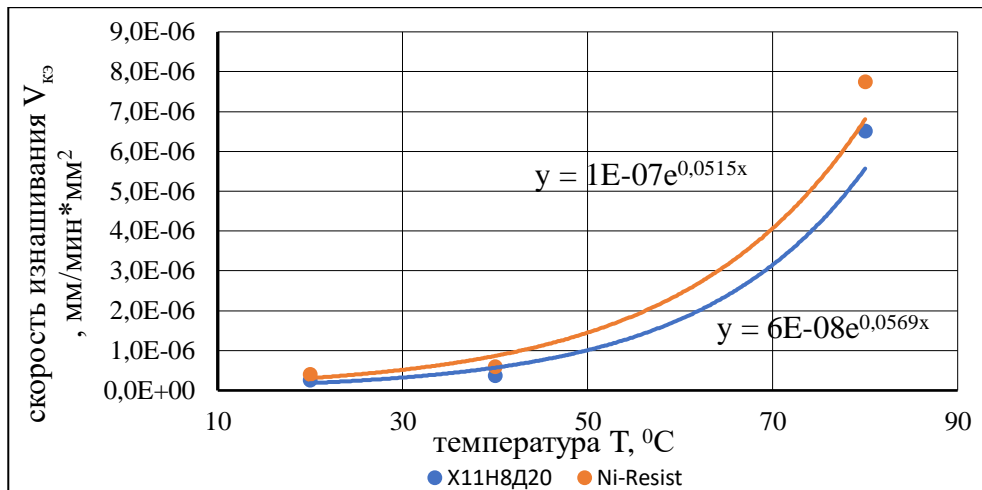


Рисунок 5.8 – Зависимость скорости изнашивания коррозионно-эрозионного изнашивания ступеней от температуры

Для исследования износостойкости основных материалов ступеней в коррозионно-активной, абразивосодержащей среде провели серию опытов (60 опытов, 10 различных материалов) при температуре жидкости 80<sup>0</sup>С, с концентрацией кварцевого песка 10 г/л и концентрацией HCl 5%, табл. 1

Приложения 3. Полученные результаты обработали в виде зависимости скорости изнашивания от "химического эквивалента" материала, характеризующего количество легирующих элементов (Cr+Ni+Mo) в его составе для НА, рис. 5.9, в полулогарифмических координатах. Результаты аппроксимируются экспоненциальной зависимостью:

$$\overline{v_{кЭНА}} = 0,001e^{-0,148k_{кэ}} \text{ с } R^2 = 0,8452. \quad (5.2)$$

Сравнение результатов по изнашиванию РК и НА показывает, что при одинаковых материалах и условиях опыта скорость коррозионно-эрозионного изнашивания НА выше почти в два раза, чем рабочего колеса кроме порошковой стали X12H9Д20-Пр и чугуна Ni-Resist, тип 1,2, у которых соотношение имеет значение соответственно 0,9 и 0,74. Этот вывод подтверждают и результаты анализа локальных зон износа, и результаты осмотра оборудования после эксплуатации. "Промыв" на практике встречается в несколько раз чаще у НА.

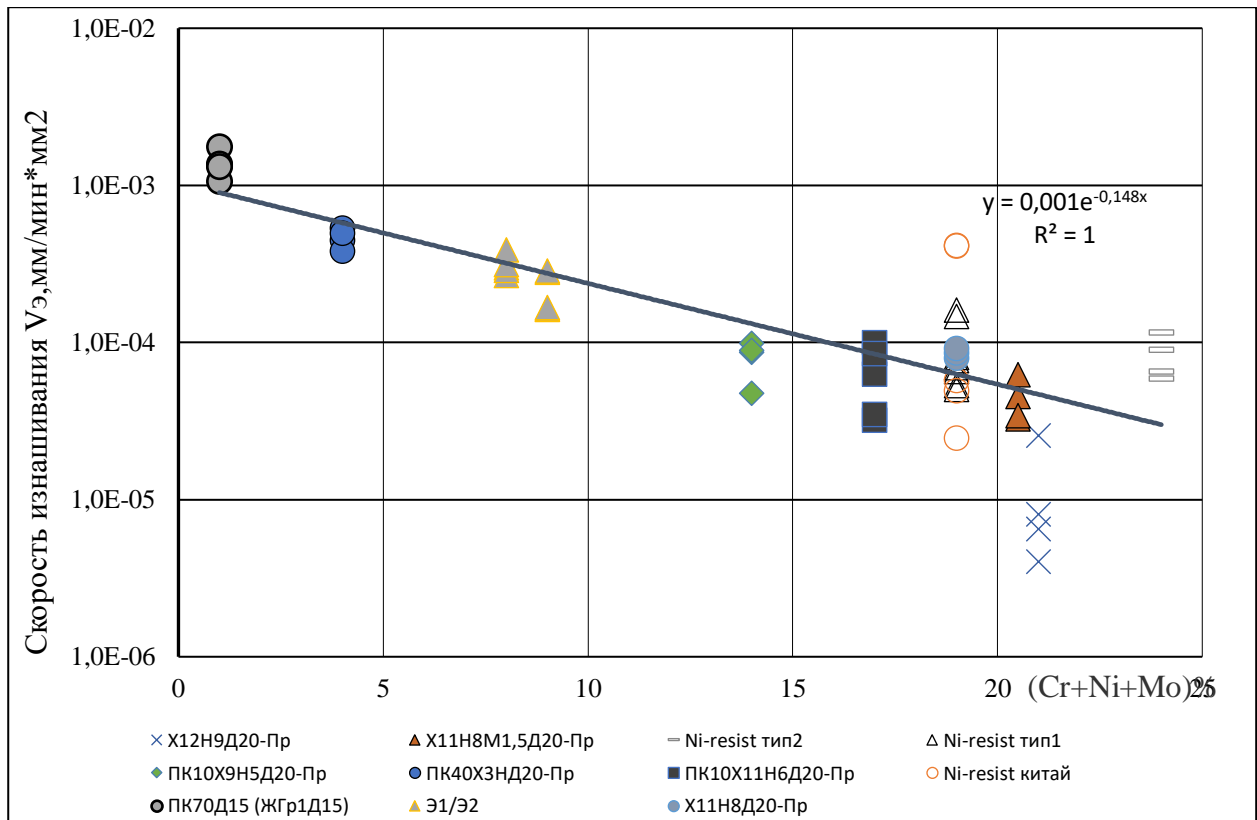


Рисунок 5.9 – Зависимость скорости коррозионно-эрозионного изнашивания НА от содержания легирующих элементов: Э1 - X4N4Mo1Cu15; Э2 - X5N4Cu15

Полученные результаты можно использовать при разработке новым материалов – порошковых сталей, а также при определении предельных условий эксплуатации оборудования. Результаты экспериментов приведены в Приложении 3, табл.3.1.

### 5.3 Исследование процесса эрозионного изнашивания материалов

На основании проведенных исследований и структуры расчетных зависимостей, глава 2, вытекает, что для определения интенсивности (скорости) изнашивания и прогнозирования износа деталей насоса в условиях эрозионного изнашивания необходимые трибологические коэффициенты могут быть получены путем проведения комплекса испытаний. Испытания проводили в соответствии со следующими условиями:

- исследование кинетики процесса эрозионного изнашивания

$$\{I\} = f(t) \text{ при } \{V, d_p, S_p, \rho_p, H_p\} = idem \quad (5.3)$$

- исследование влияния на процесс эрозионного изнашивания материала свойств абразива

$$\{I\} = f(d_p, S_p, \rho_p, H_p) \text{ при } \{V, \} = idem \quad (5.4)$$

- исследование влияния на процесс эрозионного изнашивания материала скорости частиц

$$\{I\} = f(v) \text{ при } \{d_p, S_p, \rho_p, H_p, \theta\} = idem \quad (5.5)$$

- исследование влияния на процесс эрозионного изнашивания материала угла соударения (угла атаки)

$$\{I\} = f(\theta) \text{ при } \{d_p, S_p, \rho_p, H_p, v\} = idem \quad (5.6)$$

В вышеприведенных соотношениях (5.4) - (5.6):  $d_p$  - размер абразивных частиц;  $S_p$  - форма абразивных частиц;  $\rho_p, H_p$  - плотность и твердость абразивных частиц;  $v$  - скорость частиц;  $\theta$  - угол соударения частиц с образцом;  $H_M$  - твердость материала образца;  $pH$  - водородный показатель;  $E, HB$  - модуль упругости и твердость исследуемых материалов;  $T$  - температура жидкости;  $t$  - время.

### 5.3.1 Методика экспериментальных исследований интенсивности эрозионного изнашивания материалов

Экспериментальные исследования интенсивности эрозионного изнашивания материалов проводили с использованием разработанного стенда, раздел 3.5, рис. 3.22, настоящей работы при следующих условиях:

- диапазон скорости потока жидкости 6,9...16 м/с;
- рабочая среда: водопроводная вода или водопроводная вода + 1,5%HCl при температуре 25...35<sup>0</sup>C;
- концентрация абразива в жидкости 0,05...0,2%;
- образцы изготовлены в виде пластин 25x15x3 мм, рис.5.11.  $R_a$  - 0,14 мкм



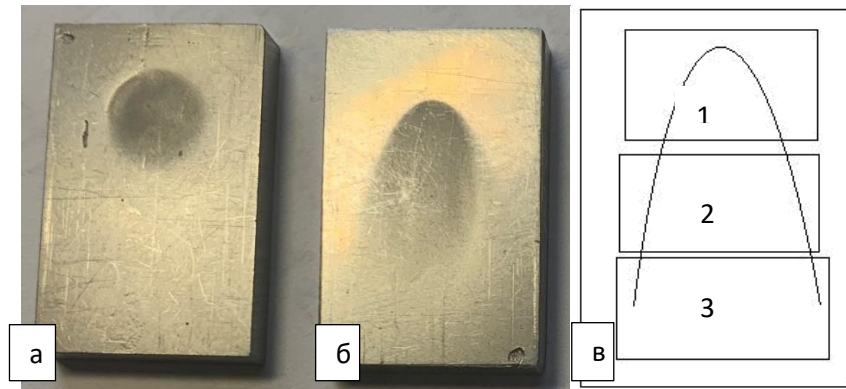
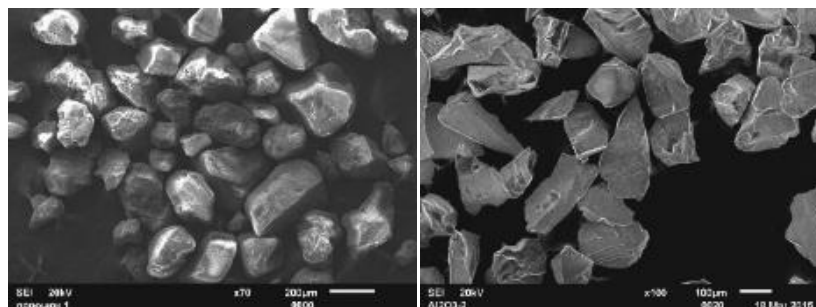


Рисунок 5.10 - Образцы для исследования процесса эрозионного изнашивания после опыта (а - угол соударения  $90^{\circ}$ , б – угол соударения  $450$ , в - условное разбиение области износа на зоны

Для исследования изношенной поверхности область износа образца условно разбили на три зоны вдоль направления действия потока жидкости, рис. 5.10в.

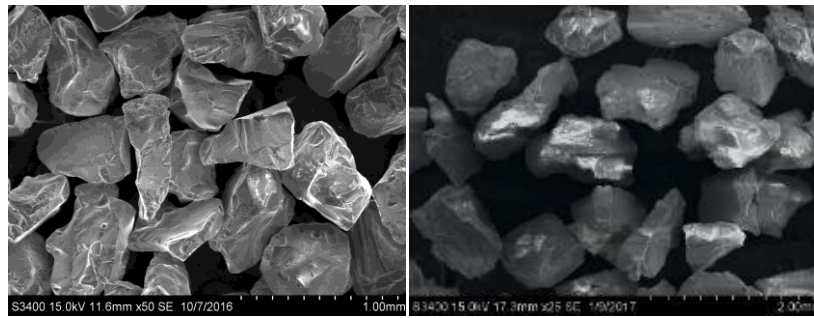
#### - Абразивные порошки

Для испытаний использовали материал шлифовальный из электрокорунда марки 25А (ГОСТ 28818-90, ГОСТ Р 52381-2005) с различной зернистостью F100, F40, F25, кварцевый песок зернистостью F100, а также проппант, рис.5.12. Для получения кривых распределения размеров частиц производили просеивание исходного порошка, рис.5.13. Расчет кинетической энергии частиц производили для условий опыта и измеренных размеров частиц, принимая их форму в виде эллипсоида, табл.5.2.



а

б



B

Г

Рисунок 5.11 – Форма абразивных зерен: а – кварц; б – корунд F100; в – корунд F40, г – корунд F24

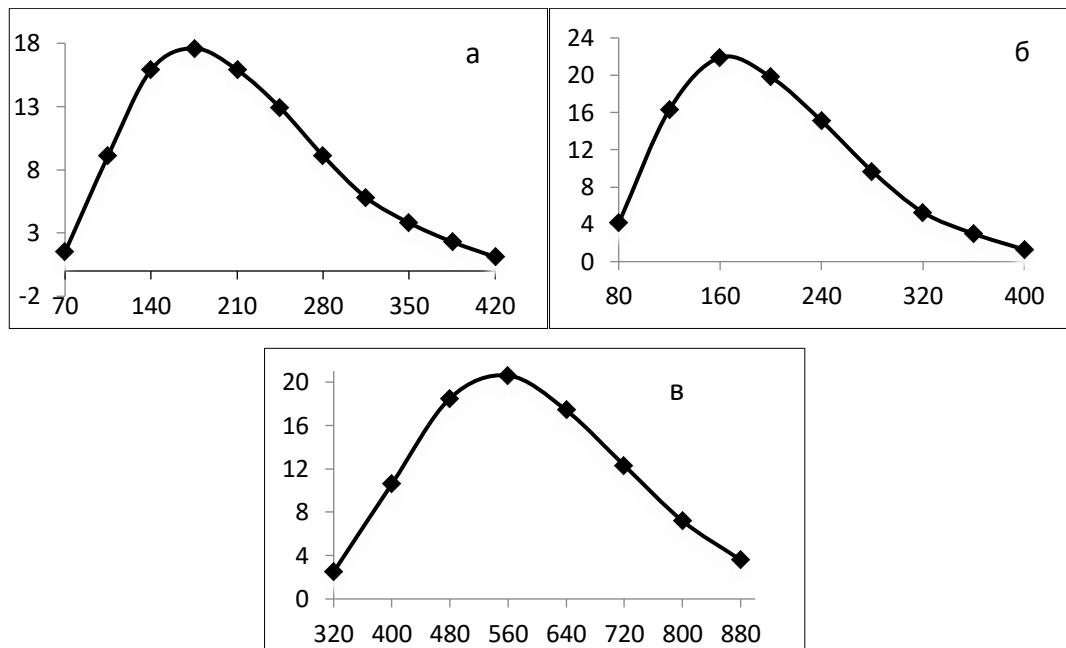


Рисунок 5.12 - Распределение размеров абразивных частиц: а – кварц F100; б – корунд F100; в – корунд F40

Таблица 5.2 – Кинетическая энергия частиц при разной скорости потока

Тип абразива	Оси эллипсоида			Объем, л <sup>3</sup>	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Масса, кг	Скорость, м/с	Кинетическая энергия, Дж
	a	b	c					
Кварц	180	180	180	3,05208E-12	2650	8,08801E-09	16	1,03527E-06
Корунд F100	120	240	120	1,80864E-12	4000	7,23456E-09	16	9,26024E-07
Корунд F40	345	690	345	4,29799E-11	4000	1,7192E-07	16	2,20057E-05
Корунд F24	590	1180	590	2,14963E-10	4000	8,59853E-07	16	0,000110061
Кварц	180	180	180	3,05208E-12	2650	8,08801E-09	11	4,89325E-07
Корунд F100	120	240	120	1,80864E-12	4000	7,23456E-09	11	4,37691E-07
Корунд F40	345	690	345	4,29799E-11	4000	1,7192E-07	11	1,04011E-05
Корунд F24	590	1180	590	2,14963E-10	4000	8,59853E-07	11	5,20211E-05

Кинетическая энергия рассчитывалась в предположении, что скорости потока жидкости и абразивных частиц одинаковые. В случае с пропантом следует предположить, что скорость частиц пропанта будет меньше, чем скорость частиц жидкости.

Ускорение процесса изнашивания в опытах по сравнению с реальными условиями достигали за счет использования в качестве абразива корунда, увеличения скорости жидкости ~ в 3...5 раз, увеличения концентрации абразива ~ в 10 раз. Выбранные параметры опыта не изменяют механизм изнашивания. Основные результаты сопоставляли с результатами, полученными при использовании кварца.

#### *- Материалы*

При испытаниях использовали как материалы, имеющие наибольшее распространение для изготовления рабочих органов НС, деталей ГС, так и перспективные материалы для повышения эрозионной износостойкости, включающие высоколегированные порошковые стали, сплавы, полимеры, покрытия, твердые сплавы. В качестве базовых приняты порошковые стали и чугун Ni-resist, имеющие наибольшее распространение в качестве материалов ступеней износостойкого оборудования, раздел 4.1.1.

В известной отечественной и зарубежной литературе практически отсутствуют результаты исследования процесса эрозионного изнашивания порошковых сталей.

### **5.3.2 Результаты экспериментальных исследований интенсивности эрозионного изнашивания материалов ступеней**

Экспериментальные исследования проводили с использованием единой методики и необходимого количества образцов, обеспечивающего заданную точность получаемых результатов. Всего испытали около 500 образцов. Результаты испытаний приведены в Приложении 3.

Провели полный факторный эксперимент  $2^3$  с порошковой сталью, образец 03, с целью получения степени влияния основных факторов на интенсивность

изнашивания. В качестве абразива использовали: кварц, корунд F100, корунд F40, проппант. Изменяемые аргументы:

X1 – скорость струи (10, 16 м/с);

X2 – угол атаки (45, 90 °);

X3 – дисперсность корунда (200, 500 мкм)

При проведении экспериментов было использовано двукратное равномерное дублирование.

Из полученного уравнения регрессии видно, что наибольшее влияние на

$$Y = 7,23 + 3,49 * x_1 - 0,16 * x_2 + 3,31 * x_3 - 0,84 * x_{23} + 1,39 * x_{13} - 0,20 * x_{123}$$

интенсивность изнашивания оказывает скорость струи. При увеличении угла атаки интенсивность изнашивания уменьшается. Полученные выводы подтверждают результаты исследований других авторов.

### 5.3.2.1 Кинетика эрозионного изнашивания

В процессе проведения опыта происходит изнашивание и изменение морфологии поверхности износа. Это приводит к искажению первоначальных условий взаимодействия абразива с изнашиваемой поверхностью, что может влиять на результаты. Для оценки степени воспроизводимости результатов провели опыты с порошковой сталью ПК70Д15 в воде с кварцевым песком при углах 45° и 90° и скоростью жидкости 16 м/с. Продолжительность каждого опыта составляла 160 мин. После очередного опыта образцы устанавливались в держателях идентично без нарушения их расположения относительно струи.

В результате проведения опытов получили среднее значение интенсивности изнашивания –  $2,11 \cdot 10^{-6}$  г/г и разброс результатов 7%, табл.5.3. что можно считать приемлемой величиной.

Для расчета скорости изнашивания материала необходимо знать форму профиля изношенной поверхности. Для иллюстрации на рис. 5.14 приведены результаты измерений износа образцов порошковой стали ПК10Х16Н9Д20,

испытаний которой проводили при условиях: абразив - корунд размерностью F100; угол установки  $45^{\circ}$  и  $90^{\circ}$ , скорость струи 16 м/с. Профиль зоны износа

Таблица 5.3 – Условия опытов по кинетике изнашивания

Номер опыта	Продолжительность опыта, мин	Интенсивность изнашивания $I_3 \times 10^6$ , г/г	
		Угол установки – $45^{\circ}$	Угол установки – $90^{\circ}$
1	160	2,13	2,27
2	160	1,93	1,93
3	160	2,13	2,00
4	160	2,26	2,26

измеряли на профилометре в продольно и поперечном направлении после каждого опыта. В результате проведения опытов выявили, что в процессе изнашивания формируется несимметричный профиль износа, рис. 5.13, который

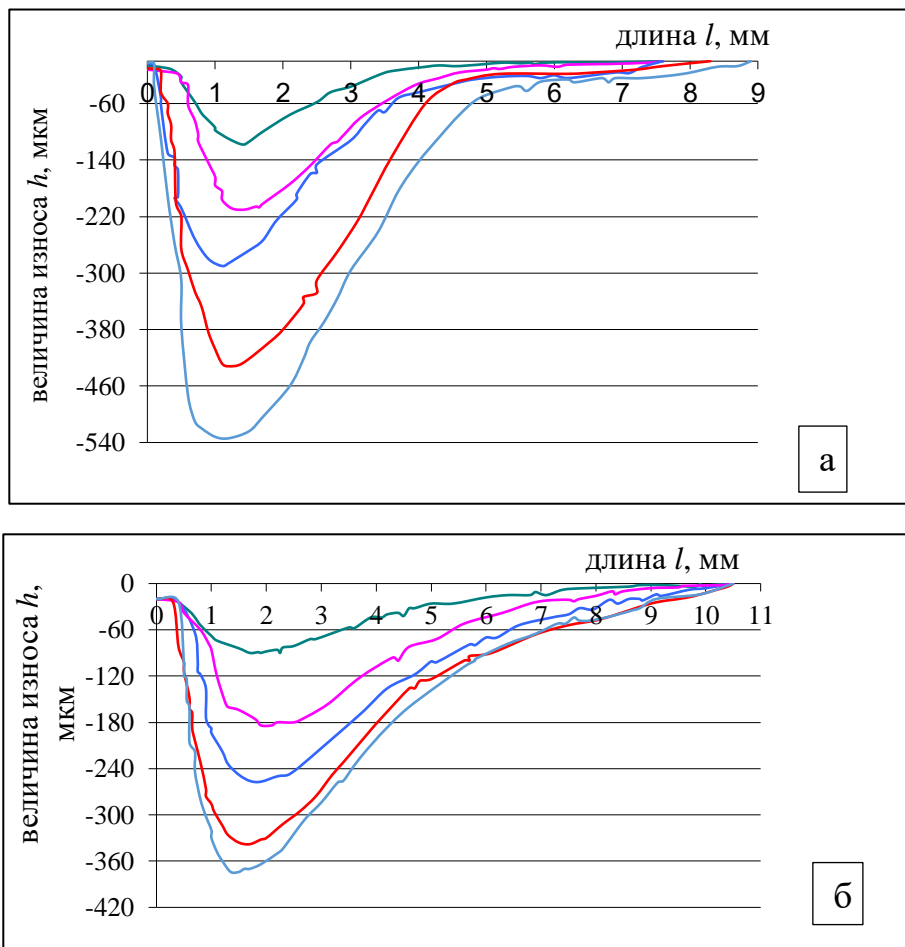


Рисунок 5.13 – Продольный профиль изношенной поверхности: а – угол установки образца  $90^{\circ}$ ; б –  $45^{\circ}$ ;  $h$  – величина износа;  $l$  – длина профиля износа

характерен для всех материалов. При угле установки образца  $90^{\circ}$  увеличение износа происходит практически линейно  $\sim$  на 100 мкм в каждом опыте. При установке образцов под углом  $45^{\circ}$  темп увеличения износа уменьшается с 90 мкм в первом опыте до 35 мкм – в последнем.

В процессе изнашивания происходит изменение морфологии поверхности износа. Короткие и остроугольные следы от ударов частиц корунда при угле  $90^{\circ}$  в первом опыте вырождаются в деформацию поверхности с образованием "гребешков", рис.5.14б. Видно, что после пяти опытов площадь деформированных участков увеличилась. При расположении образцов под углом  $45^{\circ}$  разница между поверхностью износа в первом и последнем опыте менее заметна. Следы от ударов частиц имеют продолговатый вид, свидетельствующий о скользящем характере взаимодействия частиц и поверхности. Стрелкой показано направление воздействия частиц, рис. 5.14г.

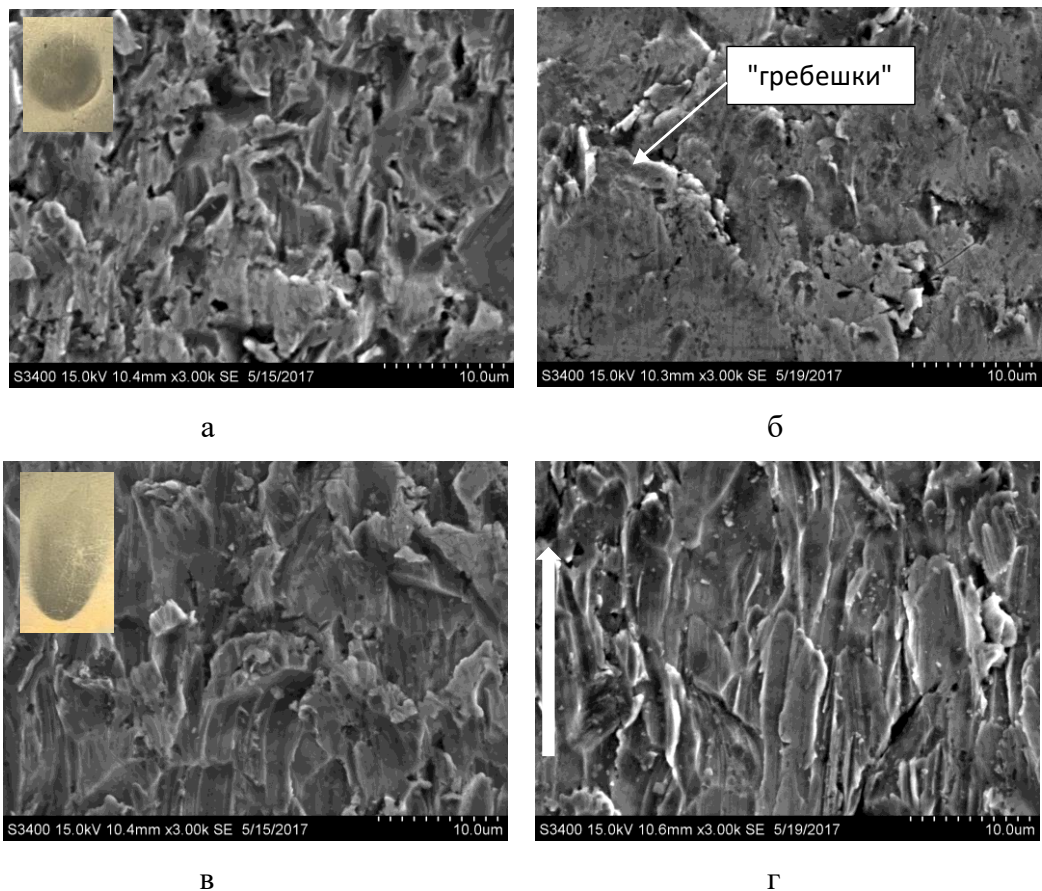


Рисунок 5.14 – Микрофотографии изношенных поверхностей в зоне максимального износа, скорость струи 16м/с (а,в – после 1 опыта; б,г – после 5 опыта), а,б - угол установки образца –  $90^{\circ}$ , в,г - угол установки образца –  $45^{\circ}$

Из результатов опытов, табл. 5.4, следует, что интенсивность изнашивания порошковой стали ПК10Х16Н9Д20 при угле установки образцов  $90^{\circ}$  меньше, чем при угле установки  $45^{\circ}$ . Такое соотношение характерно для пластичных материалов [208]. Из анализа поверхности изношенных образцов можно предположить, что имеет место либо микрорезание, либо передеформирование материала.

Таблица 5.4 – Результаты опытов по кинетике изнашивания

№опыта	Угол установки образцов	$I_{45} \times 10^6$ , г/г	$I_{90} \times 10^6$ , г/г	$I_{45}/I_{90}$	$h_{\max}$ , мкм	$h_{\text{ср}}$ , мкм	$h_{\max}/h_{\text{ср}}$	$h_{\max 45}/h_{\max 90}$
Опыт 1	$45^{\circ}$	9,8			90	31	2,94	
	$90^{\circ}$		8,7	1,12	118	42	2,80	0,76
Опыт 2	$45^{\circ}$	10,2			184	62	2,95	
	$90^{\circ}$		8,9	1,14	210	85	2,47	0,88
Опыт 3	$45^{\circ}$	10,8			257	96	2,68	
	$90^{\circ}$		9,3	1,16	279	130	2,15	0,92
Опыт 4	$45^{\circ}$	10,9			338	130	2,60	
	$90^{\circ}$		9,3	1,16	432	175	2,47	0,78
Опыт 5	$45^{\circ}$	11,0			372	164	2,26	
	$90^{\circ}$		9,5	1,16	534	220	2,42	0,7

В процессе изнашивания формируется зона износа, рис.5.10, размер которой не изменяется в зависимости от материала образца, а зависит от угла взаимодействия струи и расстояния от сопла до образца, которое остается постоянным. Измеренные размеры площадок износа имеют следующие значения:

- при угле  $90^{\circ}$  и скорости 16 м/с длина площадки износа -7,6мм, ширина - 5,13...7,54...2,16 мм. Площадь – 42,08мм<sup>2</sup>;
- при угле  $45^{\circ}$ , скорости 16 м/с длина площадки износа – 10,5мм, ширина 4,87...8,28...1,27мм. Площадь – 65.01мм<sup>2</sup>.

Эти значения используются при расчете скорости линейного износа  $V_h$ .

### 5.3.2.2 Зависимость интенсивности эрозионного изнашивания от свойств абразива

При оценке степени влияния абразива на процесс эрозионного изнашивания материалов УЭЛН следует учитывать размер, форму, плотность, твердость. Эта проблема многократно рассматривалась в литературе, но общих закономерностей

не выявлено, т.к. существует большое различие механизмов, условий протекания процесса изнашивания, характеристик абразивных частиц, материалов.

Вопрос *влияния размера частиц* на интенсивность эрозионного процесса остается дискуссионным, однозначно не определяемым теоретически. Например, из моделей И.В. Крагельского [73], I.Finnie [214], J.G.A. Bitter [203,204], вытекает, что размер частиц не влияет на интенсивность процесса. А. Mansouri и др. [252] получили, что при испытании нержавеющей стали 316 в погруженной струе жидкости интенсивность изнашивания кварцевыми частицами размером 300 мкм приблизительно в два раза выше, чем частицами размером 150 мкм. В экспериментальной работе Lynn, R. S. и др. [251] отмечают, что результаты многих исследований в целом совпадают в том, что большие частицы приводят к большей потере массы при эрозии, чем такая же масса более мелких частиц, однако нет согласия по поводу происхождения этого явления и не предложено приемлемое количественное толкование этого эффекта. Указанные расхождения в значительной степени обусловлены различием в методах исследования, как теоретических, так и экспериментальных. Например, крупная частица в потоке жидкости имеет меньшую скорость вследствие трения. С уменьшением размера частиц уменьшается эффективность воздействия из-за малой кинетической энергии. Однако в большинстве работ скорость частиц принимается равной скорости потока жидкости, которую достаточно просто измерить.

Провели испытания восьми типов порошковых сталей и двух типов чугунов Ni-resist в воде с абразивом (корунд) при угле установки образцов  $90^{\circ}$ , при скорости струи 10 и 16 м/с. Форма частиц корунда – угловатая и слабо различается в зависимости от размера, рис.5.11. При прямом ударе реализуется только деформационный износ. А выбор корунда различного размера в качестве абразива позволяет в первом приближении не учитывать влияние формы частиц на интенсивность изнашивания. Из рис. 5.15 видно, что характер графиков изменяется похожим образом. Несколько отличается лишь порошковая сталь с



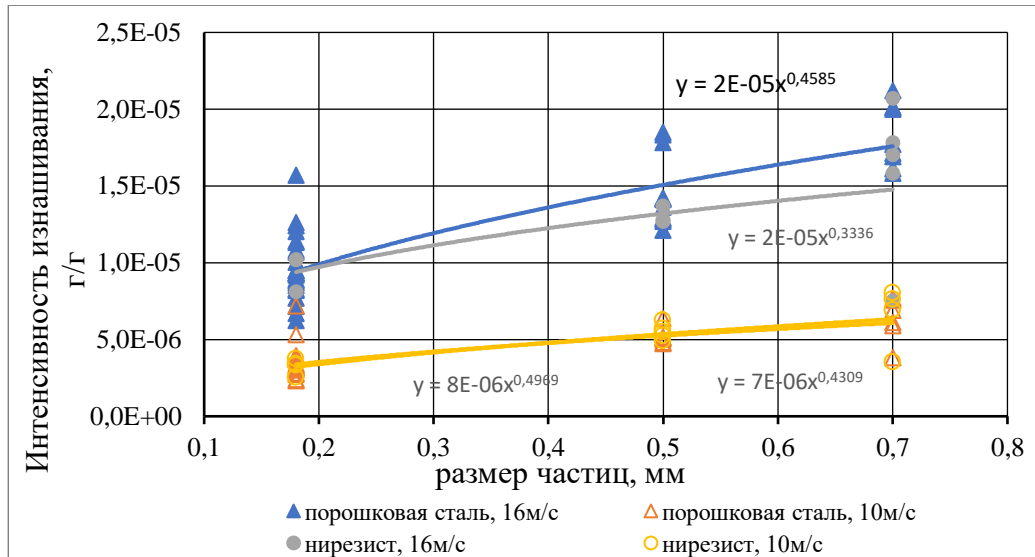


Рисунок 5.15 – Зависимость интенсивности изнашивания от размера абразива при угле установки образцов  $90^\circ$ , скорость струи – 10 и 16 м/с (корунд F100, F40, F24) более высокой твердостью ПК90Н4МГ2КД15, образец №3. Причем это отличие более заметно для мелких частиц – 180 мкм. Проведенные опыты с другими типами порошковых сталей и Ni-resist показали, что общие закономерности сохраняются. Эти особенности изнашивания сталей замечены и другими исследователями. С увеличением твердости материала эффективность разрушения мелкими частицами падает.

При скорости струи 10 м/с между порошковой сталью и Ni-resist практически нет различия. Увеличение скорости до 16 м/с приводит к более заметной зависимости интенсивности изнашивания порошковой стали от размера абразивных частиц, чем Ni-resist. Для обработки результатов экспериментов наиболее подходит функция  $I_z = Ad_a^n$  со значениями коэффициентов в табл.5.5.

Таблица 5.5 – Значения коэффициентов А и n зависимости (6.1)

материал	Скорость струи, м/с	Коэффициент А	Показатель степени n
Порошковая сталь	10	$7 \cdot 10^{-6}$	0,4349
	16	$2 \cdot 10^{-5}$	0,4585
Чугун Ni-resist	10	$8 \cdot 10^{-6}$	0,4969
	16	$2 \cdot 10^{-5}$	0,3336

*Влияние формы частиц* редко рассматривается в качестве значимого фактора. Например, Дроздов Ю.Н. и др. предлагает исключить этот параметр из

расчетных зависимостей изнашивания подшипника скольжения в силу малой значимости [41]. McLaury, B.S. и др. в работе [254] предлагают оценивать влияние формы условным коэффициентом от 0 до 1: коэффициент формы частиц аналогичных по форме кварцевому песку - 0,2; корунду – 1,0, т.е. коэффициент пересчета – 5. Для получения коэффициента влияния формы абразива на интенсивность эрозионного изнашивания провели опыты с разными видами абразива: кварцевым песком, корундом и проппантом. Для кварцевого песка и корунда размерность соответствовала F100. Проппант имел размер 1,1 мм.

Результаты экспериментов показали, что корунд изнашивает порошковую сталь в 4,4...4,6 раз интенсивнее, чем кварц одинакового с ним размера, табл. 5.6. Дополнительные опыты с другими материалами показывают приблизительно одинаковые результаты по эрозионному изнашиванию корундом и проппантом.

Таблица 5.6 – Зависимость интенсивности изнашивания т типа абразива

абразив	Размер, мм	Скорость струи, м/с	Время опыта, мин	Интенсивность изнашивания $I_3$ , г/г		$I_3^{45} / I_3^{90}$
				Угол 90°	Угол 45°	
проппант	1100	16	212	$13 \cdot 10^{-6}$	$9,3 \cdot 10^{-6}$	0,71
корунд	0,18	16	260	$9,48 \cdot 10^{-6}$	$10,1 \cdot 10^{-6}$	1,07
кварцевый песок	0,18	16	250	$2,15 \cdot 10^{-6}$	$2,18 \cdot 10^{-6}$	1,01

Проппант, имеющий сферическую форму, похожую на форму кварца, но в 6 раз больше размер, изнашивает образцы в 6...4,3 раз интенсивнее, чем кварц. Эти значения близки к корунду, имеющему меньший размер, но остроугольную форму. Например, для высоколегированной порошковой стали ПК10Х16Н9Д20 интенсивность изнашивания проппантом и корундом при одинаковых условиях практически одинаковая и в 5,8 раз выше интенсивности изнашивания кварцем. Следовательно, с определенной вероятностью можно считать, что разница в интенсивности изнашивания пластичных материалов, как порошковые стали и чугун Ni-Resist разными частицами обусловлена их формой. Для пересчета результатов с одного типа абразива на другой можно использовать коэффициент 5,5.

Karimi, S. и др. в работе [241] при изнашивании стали AISI 316 частицами разного размера получили схожие результаты. При увеличении размера частиц в 4 раза интенсивность изнашивания увеличилась в 5,7 раза. Zhang, Y. в работе [314] получил, что увеличение размера абразива в два раза привело к увеличению интенсивности изнашивания стали AISI 316 в 1,5 раза. У пропанта также изменилась асимметрия износа – при угле  $45^{\circ}$  интенсивность изнашивания меньше, чем при  $90^{\circ}$ .

*Влияние твердости абразива* на интенсивность изнашивания выделить не удалось. Дроздов Ю.Н. и др. [41], Hussainova, I. B. и др. [230] связывают эту зависимость с соотношением твердости абразива и материала образцов. По Arabnejad, H. и др. [193] если это соотношение превышает значение 1,9, то увеличение твердости абразива по отношению к твердости материала оказывает незначительное влияние на интенсивность изнашивания – твердость частиц в степени 0,89 коэффициента эрозии. Порошковые стали и чугун Ni-resist имеют твердость значительно меньше, чем кварцевый песок и корунд. Поэтому влиянием твердости абразива можно пренебречь.

### **5.3.2.3 Влияние скорости частиц на интенсивность эрозионного изнашивания**

Как показано выше и в главе 1, скорость потока значительно влияет на эрозионный износ. Для исследования степени влияния скорости была проведена серия опытов с различными типами абразивов и углов установки образцов для основных типов порошковых материалов при трех значениях скорости. Число повторений опытов для одних условий 2 – 3. Основные результаты представлены на рисунках и в таблицах. На основании результатов опытов методом регрессионного анализа определили значения показателя степени  $n$ , которые приведены в таблицах 5.7 и 5.8 для порошковых сталей с разным содержанием легирующих элементов. Так при воздействии корунда размерностью F24 и F40 интенсивность изнашивания при разных скоростях струи жидкости отличается

примерно в 3 раза, рисунок 5.17. В обоих случаях наибольший износ у материала ПК70Д15, а наименьший у ПК90Н4МГ2КД15.

Таблица 5.7 – Влияние скорости частиц на интенсивность изнашивания

Материал	Абразив – корунд F24				Показатель степени $n$ при $I_3$
	$I_3 \times 10^6$ , г/г (скорость струи 16 м/с)		$I_3 \times 10^6$ , г/г (скорость струи 11 м/с)		
	Угол установки образца - $45^\circ$	Угол установки образца - $90^\circ$	Угол установки образца - $45^\circ$	Угол установки образца - $90^\circ$	
ПК70Д15	21,3...21,6	17,1...17,7	7,5...7,9	6,3...6,9	2,6...2,7
ПК90Н4МГ2КД15	17,9...18,0	20,1...21,0	6,7...7,0	7,2...7,5	2,6...2,7
ПК10Х16Н9Д20	19,4...20,1	16,1...16,8	7,1...7,2	5,9...6,1	2,6...2,7
ПК10Х7Н4Д20	19,4...20,3	17,2...17,8	7,2...8,3	6,2...6,9	2,6...2,6

Таблица 5.8 – Влияние скорости частиц на интенсивность изнашивания

Материал	Абразив – корунд F40				Показатель степени $n$ при $I_3$
	$I_3 \times 10^6$ , г/г (скорость струи 16 м/с)		$I_3 \times 10^6$ , г/г (скорость струи 11 м/с)		
	Угол установки образца - $45^\circ$	Угол установки образца - $90^\circ$	Угол установки образца - $45^\circ$	Угол установки образца - $90^\circ$	
ПК70Д15	17,7...17,8	12,8...12,9	6,7...6,9	5,1...5,3	2,4...2,5
ПК90Н4МГ2КД15	16,6...16,7	14,1...14,2	5,2...5,3	4,5...4,8	3,0...3,0
ПК10Х16Н9Д20	17,2...18,6	12,1...12,7	6,2...6,5	4,7...5,1	2,5...2,7
ПК10Х7Н4Д20	17,4...17,6	12,8...13,7	6,3...6,7	4,9...5,0	2,6...2,6

Установлено, что при использовании корунда F24 для всех четырех видов порошковых материалов на основе железа показатель степени имеет близкие значения от 2,6 до 2,7. Несколько выше разброс показателя степени при использовании корунда F40 – 2,4 – 2,7, табл. 5.8. Похожие результаты получены в работе Anderson К. и др. [183] при испытаниях стали AISI 316 с близкими по

химическому составу свойствами в воздухе с кварцевым песком – показатель степени 2,6088.

Из общей картины выпадает материал ПК90Н4МГ2КД15, показатель степени у которого равен трем. Это наиболее твердый материал из исследуемых. Более высокие значения показателя степени могут быть связаны с изменением механизма изнашивания. Анализ поверхности образцов из материала ПК90Н4МГ2КД15 показывает некоторые отличия, характерные для материалов с более высокой твердостью рис.5.16. Следы в виде рубцов и вмятин характеризуются малым размером "гребешков" в отличие от более пластичных материалов, рис. 5.19, что свидетельствует преимущественно об усталостном механизме разрушения. Для обоснования этого положения можно привести соотношение интенсивности изнашивания при разных углах установки образцов. В отличие от остальных образцов у порошковой стали интенсивность изнашивания при угле  $45^{\circ}$  меньше, чем при угле  $90^{\circ}$ , табл.5.7.

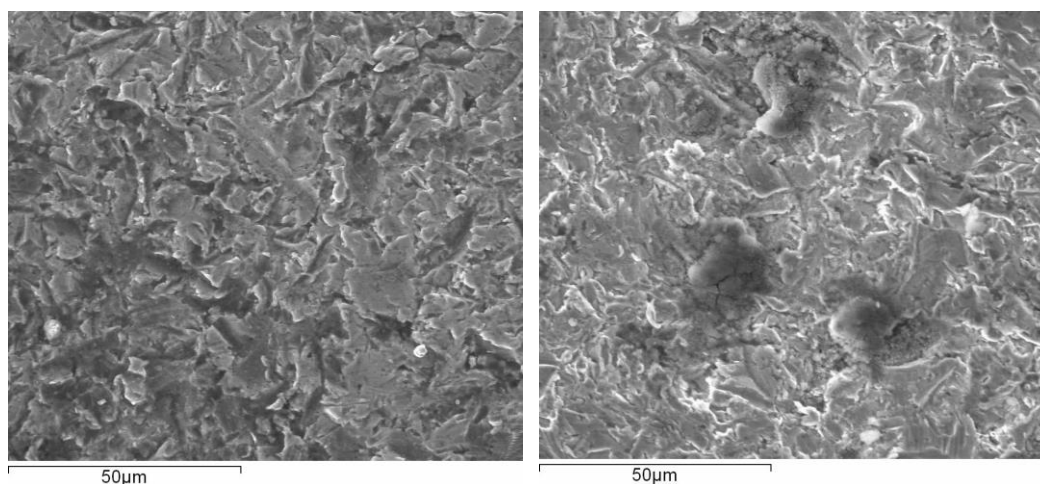


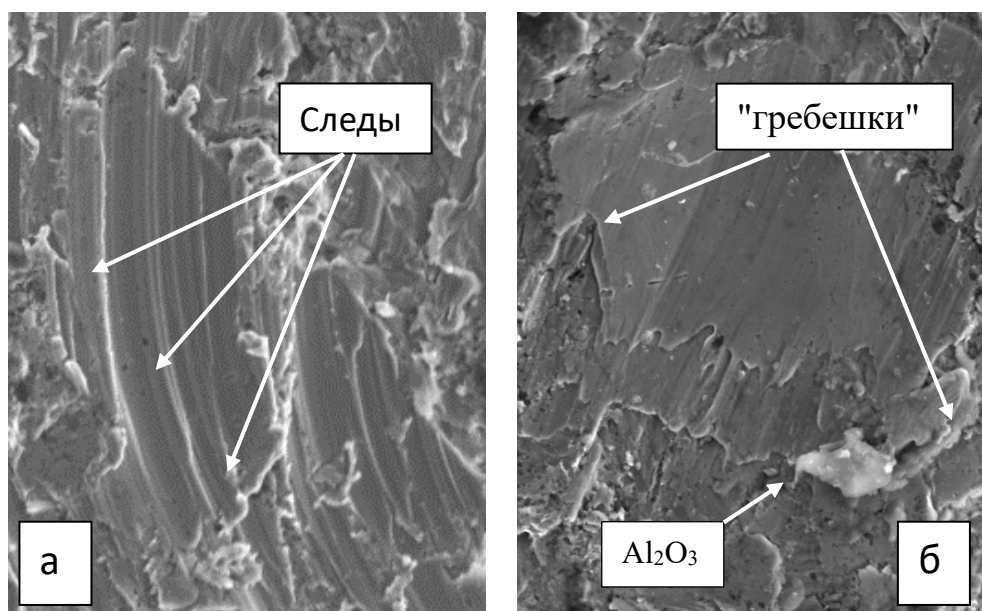
Рисунок 5.16 – Поверхность образца из материала ПК90Н4МГ2КД15 после ударов частицами корунда под углом  $90^{\circ}$

Вопрос минимального значения скорости соударения абразива с поверхностью образца, при которой реализуется только упругое взаимодействие и не происходит разрушения материала, остается в области дискуссии. Например, Hunter S.C. обнаружил, что при низких скоростях потока ( $2,5 - 7,1$  м/с) удары являются чисто упругими и никакой эрозии не происходит [228]. В настоящей работе минимальное значение скорости соударения –  $6,9$  м/с.

### 5.3.2.4 Влияние угла соударения на интенсивность эрозионного изнашивания

Угол соударения частиц с поверхностью образцов является одной из важных характеристик процесса эрозионного изнашивания, особенно пластичных материалов. Однако на механизм его влияния имеются различные мнения. Laguna-Samacho J. R. в работе [248] при испытании стали AISI 304 при угле соударения  $45^\circ$  наблюдал наименьшую скорость изнашивания, при  $60^\circ$  – наибольшую (~в 2 раза). В другом исследовании Ока, Y.I. и др. [266] наблюдали максимум скорости эрозии пластичных материалов при угле  $30-50^\circ$ . Аналогичный результат получен при испытании стали AISI 304 с кварцевым песком в работах Matsumura, M. и др. [253], Burstein, G.T. и др. [207], с оксидом алюминия и кварцем в работе Desale, G.R. и др. [211].

Анализ морфологии поверхностей износа образцов показал, что микроизображения поверхности при разных углах различаются. Если угол соударения  $45^\circ$ , то в зоне контакта частицы с материалом наблюдаются продольные риски, рис.5.17а). Под углом  $90^\circ$  частица соударяется как бы "плашмя". Риски в этом случае отсутствуют, рис.5.17б). Однако по краям возникают "гребешки" -металл, выдавленный при ударе частицы о поверхность.



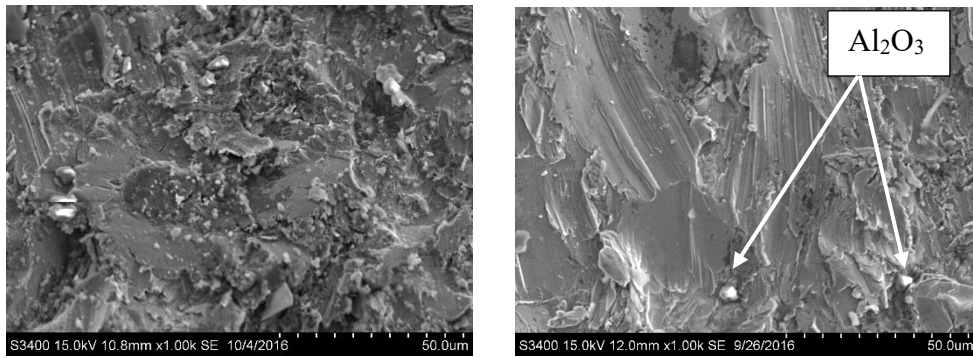
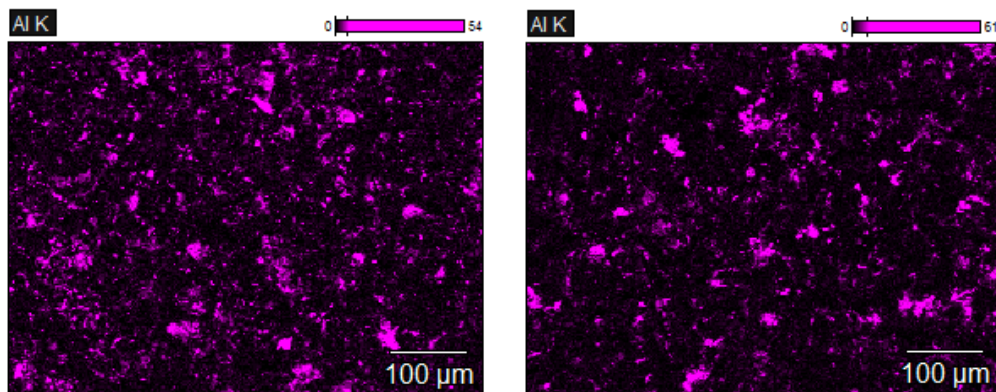


Рисунок 5.17 – Поверхность в зоне 3 соответственно образцов 3 (угол атаки 45) и 3 (угол атаки 90)

При повторном ударе по "гребешкам" происходит накопление повреждений с последующим разрушением. При установке образца напротив сопла и перпендикулярно ему в зоне максимального износа наблюдается интенсивное разрушение материала и образование большого количества продуктов износа, при небольшом угле атаки частицы, ударяясь о поверхность, оставляют после себя площадки выдавленного материала.

На карте распределения элементов видно, рис. 5.18, что на поверхности образца в значительном количестве присутствует алюминий. Этот элемент косвенно подтверждает, что в процессе соударений острые кромки частиц корунда остаются в материале образца. Этот эффект отмечает и I.M. Hutchings в своей работе [232].



Рису 5.18 - Карта распределения алюминия в зоне 3 соответственно образцов 3 и 6

Обработка результатов экспериментов позволяет использовать экспоненциальную зависимость в виде коэффициента  $F(\alpha) = \exp^{-b\alpha} \sin \alpha$ . Изменение функции угла соударения при  $b = 0,03$  на рис.5.19.

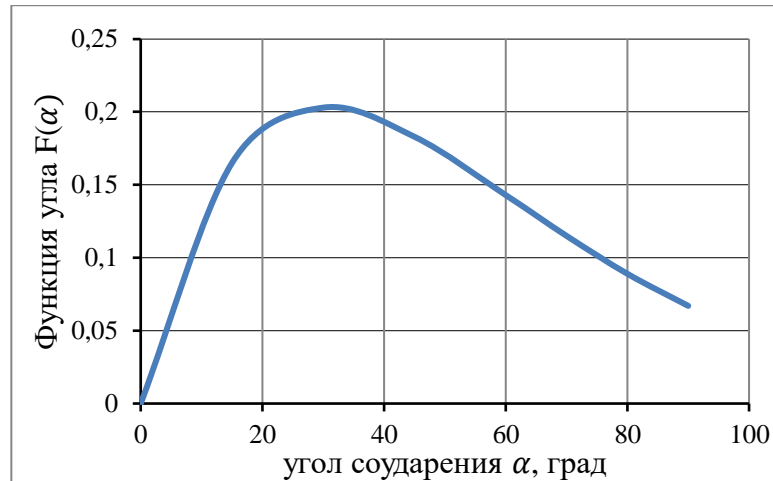


Рисунок 5.19 – Изменение функции угла

### 5.3.2.5 Влияние твердости материалов

Микротвердость исследованных материалов находится в небольшом диапазоне 247HV (ПК10Н4МД15) - 505 HV (ПК90Н4МГ2КД15), что значительно меньше твердости абразива. Корреляция между твердостью и интенсивностью изнашивания заметна лишь при большой разнице твердостей материалов, рис. 5.20. Это становится очевидным, если сравнить материал №3,

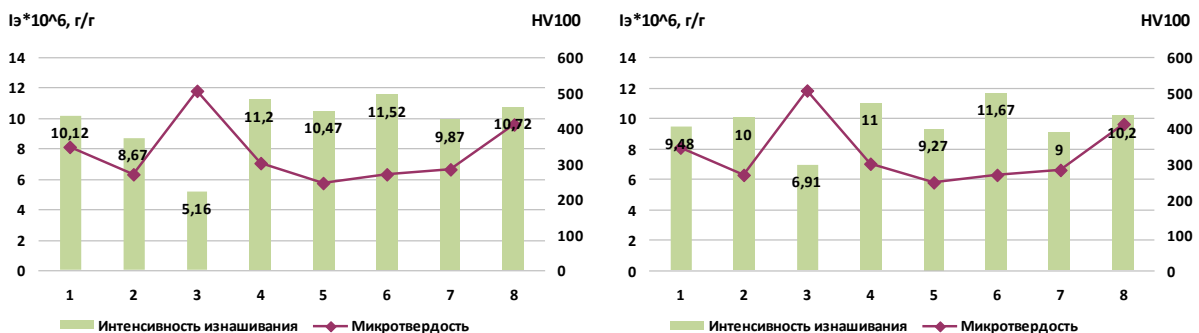


Рисунок 5.20 – Зависимость интенсивности изнашивания от микротвердости исследуемых материалов: а – угол установки образца  $45^{\circ}$ ; б –  $90^{\circ}$

имеющий наибольшее значение твердости среди всех исследуемых порошковых сталей, со всеми остальными. Его высокую твердость и наименьшую интенсивность изнашивания при действии абразива F100 можно объяснить большим содержанием углерода в составе материала. Этот материал проектировался преимущественно для втулок радиальных сопряжений. У



остальных материалов влияние твердости на интенсивность изнашивания не столь заметно.

Комплексные исследования процесса эрозионного изнашивания порошковых сталей в различных условиях позволили получить коэффициенты для расчетных зависимостей, табл.5.9.

Таблица 5.9 – Результаты экспериментальных исследований порошковых сталей

Материал	Абразив	Iэ·10 <sup>6</sup> , г/г (скорость потока 16 м/с)		n	K	f(45°)
		Угол - 45°	Угол - 90°			
ПК70Д15	корунд F24	21,4	17,4	2,7	9,8×10 <sup>-9</sup>	1,23
ПК90Н4МГ2КД15	корунд F24	17,9	20,6	2,7	11,5×10 <sup>-9</sup>	0,87
ПК10Х16Н9Д20	корунд F24	19,8	16,5	2,7	9,3×10 <sup>-9</sup>	1,20
ПК10Х7Н4Д20	корунд F24	19,9	17,5	2,6	12,9×10 <sup>-9</sup>	1,14
ПК70Д15	корунд F40	17,7	12,9	2,5	12,6×10 <sup>-9</sup>	1,38
ПК90Н4МГ2 КД15	корунд F40	16,7	14,2	3,0	3,5×10 <sup>-9</sup>	1,18
ПК10Х16Н9Д20	корунд F40	17,9	12,4	2,6	9,2×10 <sup>-9</sup>	1,44
ПК10Х7Н4Д20	корунд F40	17,5	13,3	2,6	9,8×10 <sup>-9</sup>	1,32
ПК70Д15	корунд F100	10,1	9,5	3,2	13,3×10 <sup>-10</sup>	1,07
ПК90Н4МГ2КД15	корунд F100	5,2	6,9	3,1	12,8×10 <sup>-10</sup>	0,75
ПК10Х16Н9Д20	корунд F100	11,3	11,7	3,5	7,1×10 <sup>-10</sup>	0,93
ПК10Х7Н4Д20	корунд F100	10,7	10,2	3,2	14,3×10 <sup>-10</sup>	1,05

Результаты испытаний приведены в Приложении 3, табл. 3.2.

### 5.3.2.6 Влияние коррозионной активности жидкости на процесс эрозионного изнашивания материалов

Механизм влияния коррозионной активности жидкости на эрозионное изнашивание материалов заключается в электрохимической коррозии, поверхности, в результате чего возникают пассивирующие пленки, защищающие ее от повреждения. В ряде работ исследовали влияние коррозионной среды на интенсивность эрозионных, кавитационных разрушений сталей. В работе

Кукиной, Г.В. [76] отмечается, что износ сталей 20Х13 и 18Х2Н2МА в соляной кислоте с концентрацией 3; 6,4; и 18% возрастает по экспоненциальной зависимости. В работах Погодаева Л.И. [118, 119] предлагается учитывать влияние коррозионного фактора при изнашивании коэффициентом  $k_{кор}$ . А изменение общего веса материала при комбинированном воздействии износа и коррозии рассчитывать по формуле  $\Delta G_{общ} = \Delta G_{пр.вода} \cdot k_{кор}$ , где:  $\Delta G_{пр.вода}$  — потеря массы образца при изнашивании в пресной воде;  $k_{кор}$  — коэффициент, учитывающий коррозионный эффект.

Для оценки влияния коррозионного фактора провели измерение потенциала свободной коррозии, а также сняли анодные поляризационные кривые исследуемых образцов в растворе 2% HCl при температуре  $24 \pm 0,5^\circ\text{C}$ , рис.5.23, табл. 5.9.

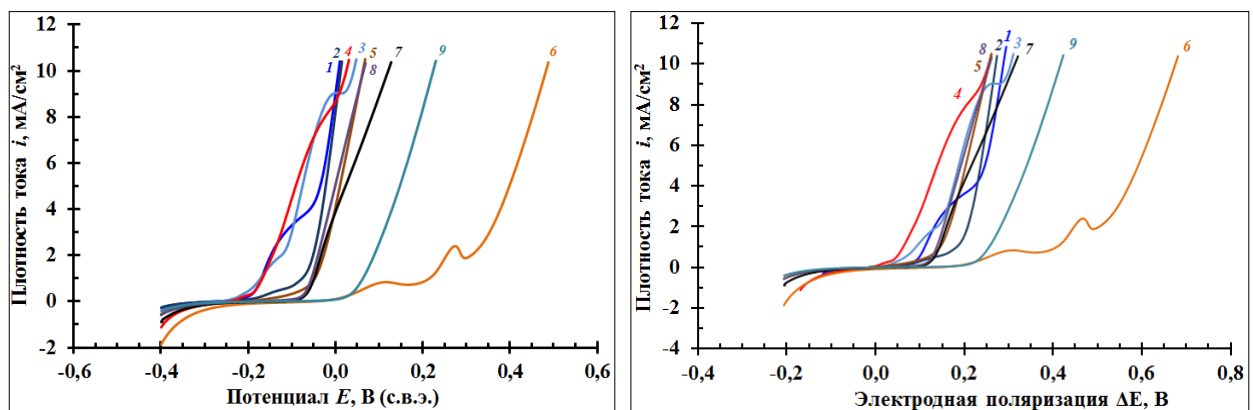


Рисунок 5.21 – Результаты измерения электрохимических характеристик образцов в растворе 2% HCl

Таблица 5.10 – Значения стационарных потенциалов коррозии, плотности тока растворения при различных потенциалах

№/№ образцов	Марка материала	Стационарный потенциал, В (с.в.э.)	Плотность тока $i$ (мА/см <sup>2</sup> ) при потенциале $E$ , мВ (с.в.э.),			Потенциал при плотности тока $i = 10$ мА/см <sup>2</sup> , мВ (с.в.э.)
			-0,2	0	0,2	
1	ПК70Д15	-0,280	0,21	9,0	>10	5
2	ПК70Д25	-0,260	0,09	8,2	>10	10
3	ПК90Н4МГ2КД15	-0,265	0,45	6,8	>10	40

4	ПК10Н4МГ2КД15	-0,230	0,28	8,7	>10	25
5	ПК10Н4МД15	-0,195	0,01	4,1	>10	65
6	ПК10Х16Н9Д20	0,310	- 0,10	0,1	0,8	485
7	ПК10Х11Н6Д20	-0,125	- 0,03	3,9	>10	120
8	ПК10Х7Н4Д20	-0,150	- 0,01	5,1	>10	65
9	ЧН16Д7ГХШ	-0,100	- 0,01	0,09	8,3	225

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы:

– образцы порошковых сталей и высоколегированного чугуна Ni-resist соответственно №1 – 8 и № 9 в растворе 2% HCl при температурах  $24 \pm 1$  °C без внешней поляризации находятся в активном состоянии, то есть происходит разрушение поверхности материалов в данных условиях опыта;

– стационарные потенциалы, устанавливаемые через 5 мин после погружения в электролит, повышаются в ряду повышения активности: 1-3-2-4-5-8-7-9 от значения  $E_{стат} = - 0,280 \pm 0,005^0\text{В}$  (с.в.э.) у образца №1 до  $E_{стат} = - 0,100 \pm 0,005^0\text{В}$  у образца №9;

– в сравнении с остальными материалами выделяется образец №6 со значением  $E_{стат} = 0,310 \pm 0,005^0\text{В}$  (с.в.э.), что может указывать на его повышенную коррозионную стойкость вследствие наличия на поверхности пассивирующего слоя. Пассивацию обеспечивает легирующая добавка хрома; никель способствует аустенизации порошковой стали, что также улучшает пассивацию;

– из анализа анодных поляризационных кривых видно, что наилучшие результаты по коррозионной стойкости у образца №6, в остальных исследуемых материалах быстро развиваются процессы анодного растворения при увеличении поляризации;

– характер анодных поляризационных кривых в координатах «плотность тока – потенциал» позволяет условно разделить образцы на три группы:

1 - активное растворение в области потенциалов  $E = (-0,200 \div -0,100)$  В: 1, 3, 4;

2 - активное растворение в области потенциалов  $E = (-0,100 \div 0)$  В: 2, 5, 7, 8;

3 - активное растворение в области потенциалов  $E > 0$  В: 6, 9;

– характер анодных поляризационных кривых в координатах «плотность тока – поляризация», т.е. учитывающих смещение потенциала относительно стационарного потенциала ( $\Delta E(i) = E(i) - E_{стат}$ ) позволяет условно разделить образцы на две группы: 1 группа - 1, 2, 3, 4, 5, 7, 8; 2 группа - 6, 9.

Сравнительный анализ результатов электрохимических испытаний показал, что в среде 2% HCl наибольшая коррозионная стойкость у высоколегированной порошковой стали ПК10X16H9Д20 – образец №6. Ее характеристики выше, чем у используемого серийно основного материала для изготовления ступеней – высоколегированного чугуна Ni-resist.

Результаты электрохимических измерений материалов коррелируют с результатами эрозионной износостойкости материалов ступеней в абразивосодержащей, коррозионно-активной среде, раздел 5.2, где лучшей износостойкостью обладает порошковая сталь ПК10X16H9Д20.

### **5.3.2.7 Исследование механизма коррозионно-эрозионного изнашивания конструкционных материалов**

Наличие коррозионно-активной среды усиливает процесс эрозионного изнашивания, особенно, если среда кислотная. В работах Bello, J.O. [202], Stack, M.M. [286], а также в стандарте ASTM [190] коррозионно - эрозионное разрушение разделяют на три составляющих: коррозия – разрушение металлов вследствие электрохимического взаимодействия их с коррозионной средой; эрозия – механическое разрушение, вызванное ударами высокоскоростной жидкости или взвешенными твердыми частицами в жидкости; синергия – увеличенное разрушение поверхности как результат взаимодействия коррозии и эрозии. Общий массовый износ записывают соответствующим образом:  $M_{кэ} = M_k + M_э + M_c$ . Здесь  $M_{кэ}$ ,  $M_k$ ,  $M_э$ ,  $M_c$  – изменение массы соответственно в коррозионно-эрозионном, коррозионном, эрозионном процессе и синергия.

Коррозионно-эрозионные испытания провели с двумя порошковыми сталями: ПК70Д15 - образец 1 и ПК10X7H4Д20 - образец 8 в воде с абразивом ( $Al_2O_3$ ) и HCl 1,8% при скорости струи 10 м/с. Первоначально опыты провели в

воде с абразивом для определения  $M_э$ . Затем провели опыты без абразива в коррозионно-активной среде (НСI) для определения  $M_к$ . Результаты выведены на двухкоординатный график, рис.5.22, что дает возможность определить, является ли доминирующей эрозия или коррозия. Из графика видно, что легированная порошковая сталь ПК10Х7Н4Д20 разрушается в преимущественно эрозионном режиме, а механизм разрушения порошковой стали ПК70Д15 почти на границе коррозии и эрозии. Синергия процесса разрушения этой стали – 35,6%, у легированной порошковой стали – 19,2%.

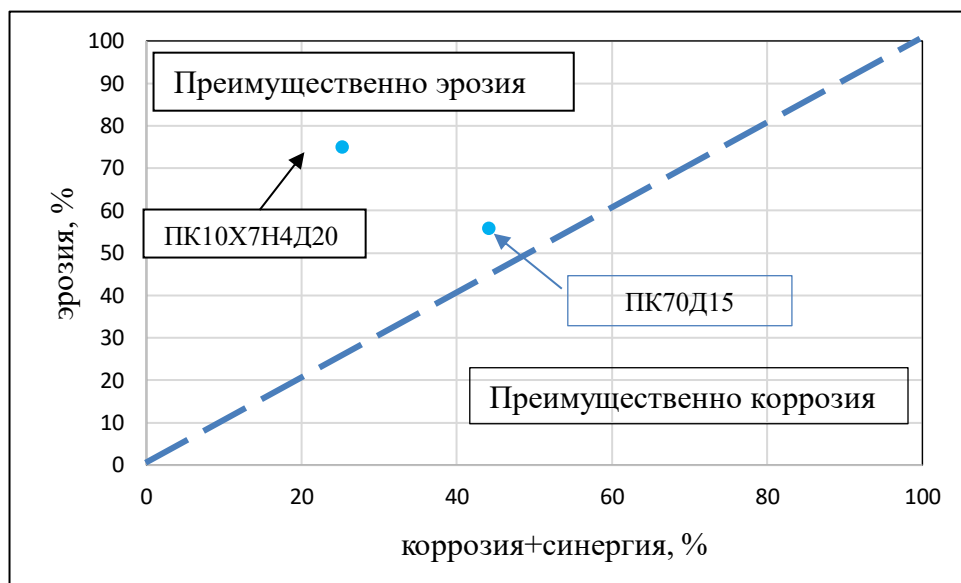


Рисунок 5.22 - График синергии эрозионного процесса

### 5.3.2.8 Износостойкость конструкционных материалов в коррозионно-активной среде

Исследовали влияние коррозионно-активной среды на эрозионное изнашивание порошковых сталей при следующих условиях опыта: абразив –  $Al_2O_3$  размерностью F100, скорость струи – 10 м/с, угол установки –  $90^0$ . Испытания проводили в воде с абразивом и в воде с абразивом и НСI концентрации 1,8%. Каждое значение интенсивности изнашивания получено в результате 3...5 опытов. Результаты приведены в Приложении 3.

Исследуемые материалы характеризуются небольшим диапазоном изменения значений интенсивности изнашивания в воде с кварцевым песком,

рис.5.23. Наиболее износостойкий материал – порошковая сталь ПК90Н4МГ2КД15, имеющая наибольшую микротвердость, которую на практике

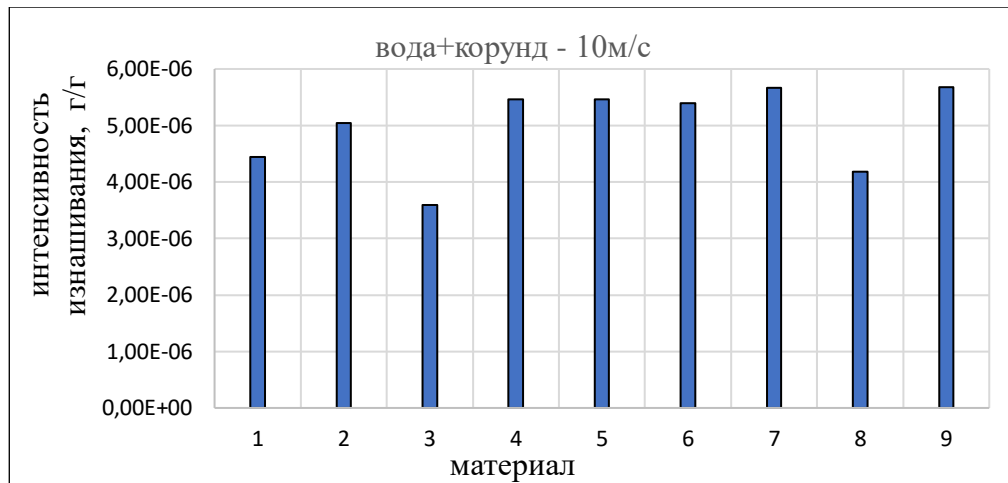


Рисунок 5.23 – Результаты испытаний материалов при  $V = 10$  м/с, угле установки –  $90^{\circ}$ с корундом размерностью 180 мкм

используют для изготовления втулок радиального сопряжения ступени. Из полученных результатов следует, что при эксплуатации ступеней в абразивосодержащей среде в качестве материала экономически целесообразно использовать нелегированные порошковые стали.

Испытания материалов в растворе HCl с абразивом выявили существенную разницу по износостойкости между ними, рис.5.24. Практически на порядок увеличилась скорость изнашивания нелегированных сталей, образцы 1,2, даже при относительно небольшой концентрации кислоты 1,8% в растворе. Интенсивность изнашивания высоколегированной стали ПК10Х16Н9Д20, образец 6, увеличилась в два раза, оставаясь на 13% ниже интенсивности изнашивания чугуна Ni-resist, образец 9.

Основываясь на результатах исследований, можно заключить, что полноценной заменой чугуна Ni-resist в сложных эксплуатационных условиях может служить высоколегированная порошковая сталь ПК10Х16Н9Д20. Как показали результаты испытаний, влияние коррозионно-активной среды проявляется в увеличении интенсивности изнашивания материалов.

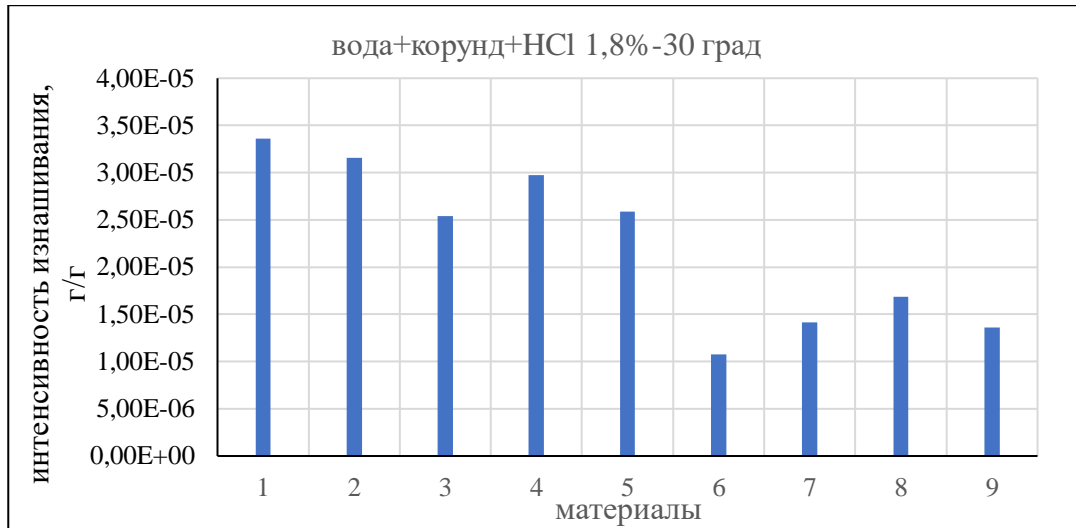


Рисунок 5.24 – Результаты испытаний материалов в коррозионно-активной среде при  $V = 10$  м/с, угле установки  $90^\circ$  с корундом размерностью 180 мкм

Сравнение износостойкости стали 40X13 с чугуном Ni-resist (ЧН16Д7ГХ2Ш) в серии опытов при скорости жидкости 16 м/с и кварцевым песком в качестве абразива в воде и растворе HCl 1,6% показало следующие особенности.

Наблюдается определенная разница в асимметрии износа. Интенсивность изнашивания стали выше при угле соударения  $45^\circ$ , что характерно для пластичных материалов. Коэффициент асимметрии при изнашивании кварцевыми частицами – 1,34, при изнашивании пропантом – 1,58. У чугуна Ni-resist коэффициент асимметрии меньше единицы, соответственно – 0,86 и 0,82. Т.е. при прямом ударе частицами износ чугуна Ni-resist выше. На основании этого можно считать, что механизм изнашивания стали либо микрорезание, либо "деформационный". Чугун Ni-resist проявляет свойства пластичного материала по характеру эрозии. С другой стороны, на хрупких карбидах легко развиваются трещины с преобладанием хрупкого эрозионного разрушения. Поэтому в определенных условиях может иметь место усталостный характер разрушения. Этот вывод подтверждается результатами исследований Sun, Z., и др. [287] износостойкости Ni-resist, тип D1 и Ni-resist, тип D4, в условиях воздействия струи жидкости (3,5% раствор соли) с абразивом (кварцевый песок) с концентрацией 1,3%

Воздействие кислотной среды изменяет коэффициент асимметрии: у чугуна Ni-resist – 1,1; у стали - 1,1. Т.е. за счет образования окисных пленок на его поверхности в какой-то степени блокируется развитие усталостных трещин.

Кислотная среда в большей степени снижает износостойкость стали, чем чугуна Ni-resist. Интенсивность изнашивания стали увеличивается в 14,4...11,7 раза, у чугуна Ni-resist – в 5,6...6,6 раза при угле соударения соответственно  $90^{\circ}$  и  $45^{\circ}$ .

Проппант в сравнении с частицами кварцевого песка увеличивает интенсивность изнашивания стали в 1,26...1,68 раза, чугуна Ni-resist – в 2,53...2,4 раза при испытании в абразивосодержащей среде.

Результаты испытаний приведены в Приложении 3, табл.3.3.

### **5.3.2.9 Результаты испытаний на коррозионно-эрозионное изнашивание высокотвердых материалов и покрытий**

Помимо материалов ступеней эрозионному изнашиванию подвержены и другие детали УЭЛН: детали ГС (защитные гильзы, шнеки), детали клапанов, а также детали сопряжений ступеней после интенсивного абразивного изнашивания. Одним из способов повышения износостойкости является выбор оптимального материала или покрытия. К наиболее перспективным относятся твердые сплавы, высоколегированные стали, покрытия. Для определения интенсивности изнашивания проведены экспериментальные исследования при следующих условиях:

- абразив – корунд F100,
- коррозионная среда – кислота HCl 0,57%,
- скорость струи – 11,6 м/с,
- температура жидкости –  $82^{\circ}\text{C}$ ,
- расстояние до образцов 13,6 мм,
- угол соударения  $90^{\circ}$ ,
- среднее время опыта 180 мин



*- Износостойкость керамических материалов*

Для испытаний изготовили образцы из твердого сплава с различным содержанием связки, табл. 5.4.1. Каждый материал испытывали 3...5 раз. При расчете интенсивности изнашивания учитывали различие в удельном весе сплавов: ВК8–14,5кг/дм<sup>3</sup>; ВК8УДП - 14,6кг/дм<sup>3</sup>; ВК15 – 14,2кг/дм<sup>3</sup>; ВК30 – 12,7кг/дм<sup>3</sup>.

Анализ результатов испытаний показывает, что твердость материала не является единственным критерием его износостойкости при эрозионном изнашивании. Особенно это показательно в случае компактированных твердых сплавов. Наилучшей износостойкостью обладает твердый сплав ВК30 - сплав, в котором содержится наибольшее количество связки (С<sub>о</sub>). Эта марка твердого сплава наиболее пластичная и уступает по твердости, например, ВК8.

Таблица 5.11 – Результаты испытаний твердых сплавов

Материалы	интенсивность изнашивания, г/г	интенсивность изнашивания, мм <sup>3</sup> /г	интенсивность изнашивания, мм/г
Твердый сплав ВК8	$1,28 \cdot 10^{-4}$	0,00883	$2,2 \cdot 10^{-4}$
ВК8УДП	$6,72 \cdot 10^{-5}$	0,0046	$1,1 \cdot 10^{-4}$
ВК15	$1,85 \cdot 10^{-4}$	0,013	$3,2 \cdot 10^{-4}$
ВК30	$3,9 \cdot 10^{-5}$	0,0031	$7,7 \cdot 10^{-5}$
ТСН8	$2,37 \cdot 10^{-4}$	0,017	$4,23 \cdot 10^{-4}$

Твердый сплав с ультрадисперсными добавками ВК8УДП имеет более чем в два раза лучшую износостойкость, чем аналог ВК8, что подтверждает ранее полученные результаты исследований в главе 4 с наноструктурированными покрытиями.

Анализ поверхности разрушения твердого сплава ВК15, полученной на сканирующем микроскопе НІТАСНІ S800, рис.5.25, показал, что отдельные зерна карбида вольфрама имеют трещины, рис. 5.25б, возникшие, по-видимому, от ударов абразивных частиц. В центральной части снимка виден кратер, образованный вследствие удара частиц, после удаления фрагмента твердого сплава, рис 5.25а. Фрагмент может содержать десятки частиц WC.

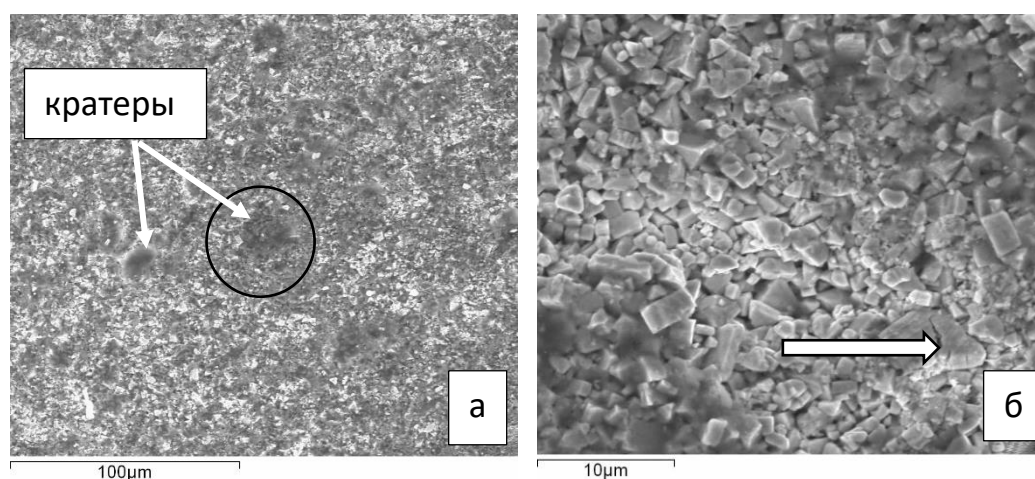


Рисунок 5.25 – Поверхность разрушения ВК15

Также видно, что высокая температура коррозионно-активной среды привела к растворению связки, рис.5.25б. Таким образом, низкую стойкость твердого сплава к коррозионно-эрозионному изнашиванию можно объяснить его низкой трещиностойкостью в условиях растворения связки. И при достаточно большом содержании пластичной связки (С<sub>о</sub>), 30%, у твердого сплава ВК30 трещиностойкость повышается.

Сплав ТСН8, имеющий никелевую связку, показал наихудшие результаты по износостойкости в коррозионно-активной среде при высокой температуре.

В работе Celotta, D.W. и др. [209] для расчета интенсивности изнашивания WC со скоростью песка 105 м/с использовали уравнение  $Er = 0,66 \cdot 10^{-5} V^{2,2}$ . Для рассматриваемого случая  $V = 11$  м/с и  $ER = 1,3 \cdot 10^{-3}$  г/г.

#### - Износостойкость высоколегированных материалов

В качестве материалов для испытаний использовали: сплавы к-монель и инконнель, высоколегированный чугун, сталь X18H9T, табл. 5.12; 5.13.

Удельный вес: сталь - 7,92кг/дм<sup>3</sup>, к-монеля и инконеля  $\gamma=8,5$ кг/дм<sup>3</sup>.

Таблица 5.12 – химический состав инконнеля

Элементы	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu	V	Fe
Массовая доля элемента, %	0,05	0,11	0,04	0,02	0,002	18,5	52,9	0,03	0,03	18,5
	Mo	Al	Ti	Nb	Co					
	2,9	0,5	0,98	5,37	0,07					8,4

Табл.5.13 – Химический состав высоколегированного чугуна ЧХ28

Элементы	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu	V	Fe
Массовая доля элемента, %	0,74	0,12	0,22	0,11	0,018	27,3	0,23	0,1	0,16	основа

Опыты проводили со скоростью струи 20,6 м/с и концентрацией HCl 1,5%. Из результатов испытаний, табл.5.13, видно, что наилучшими износостойкими свойствами обладает сплав инконнель, в состав которого входит 52,9% никеля.

Таблица 5.13 – Результаты испытаний сплавов

Материалы	интенсивность изнашивания, г/г	интенсивность изнашивания, мм <sup>3</sup> /г	интенсивность изнашивания, мм/г	пересчет на 16м/с
инконнель	$1,6 \cdot 10^{-5}$	0,0019	$4,75 \cdot 10^{-5}$	$8 \cdot 10^{-6}$
к-монель	$3,9 \cdot 10^{-5}$	0,0048	$1,2 \cdot 10^{-4}$	$1,95 \cdot 10^{-5}$
чугун ЧХ28	$81 \cdot 10^{-5}$	0,12	$2,9 \cdot 10^{-3}$	$40 \cdot 10^{-5}$
сталь X18H10T	$2,9 \cdot 10^{-5}$	0,0037	$9,13 \cdot 10^{-5}$	$1,45 \cdot 10^{-5}$

Интенсивность изнашивания сплава в 1,5...2 раза ниже, чем у стали аустенитного класса X18H10T. Высоколегированный чугун, обладающий высокой износостойкостью при абразивном изнашивании за счет высокой твердости, в среде с кислотой имеет низкую износостойкость.

*- Исследование износостойкости покрытий*

Покрытия на заготовках из нержавеющей стали X18H10T получали газотермическими методами: HVOF и детонационным (G-Gun). Толщина покрытий ~0,5мм. Химический состав покрытий приведен в табл.5.14. Опыты

Таблица 5.14 – Химический состав покрытий

Массовая доля элемента, %										
Тип покрытия	W	Co	Cr	Fe	Ni	Mo	Mn	Al	Si	Mg
WC-Co-Cr	85,5	10,0	4,1	0,3	-					
WC-Co	87,8	10,5	0,5	0,6	0,5					
Nanosteel	8,1	-	19,7	55,3	-	15,0	1,8			
1				0,3				98,5	0,8	0,3
2	0,5		28,3	49,0	16,5	4,7	0,9			

3	5,4		19,5	57,6		15,2	2,2			
4			14,8	77,9	6,7	0,2	0,3			
5	85,4	10,2	4,0	0,3						

проводили при условиях, описанных выше.

Результаты испытаний покрытий на эрозионное изнашивание показали, что наиболее перспективными для использования в жидкости, содержащей абразив и коррозионно-активные элементы, являются покрытие 5, нанесенное HVOF и покрытие WC-Co-Cr, нанесенное детонационным способом, табл. 5.15. По составу исходных компонентов эти покрытия практически идентичны. Наличие Cr в покрытии повышает его износостойкость по сравнению с покрытием WC-Co. Покрытия 2 и 3, где основным компонентом является Cr, также имеют высокие показатели износостойкости. Покрытие 1 на основе Al имеет самые низкие показатели износостойкости и может использоваться в качестве антикоррозионного материала при минимальном механическом воздействии.

Таблица 5.15 – результаты испытаний покрытий

Материалы	технология	интенсивность изнашивания, г/мин	интенсивность изнашивания		
			г/г	мм <sup>3</sup> /г	мм/г
Nanosteel	G-Gun	0,00019	0,000063	0,007	$1,75 \cdot 10^{-4}$
Покрытие 1	HVOF	0,0009	0,000241	0,09	$2 \cdot 10^{-3}$
Покрытие 2	HVOF	0,000098	0,0000253	0,0033	$8,3 \cdot 10^{-5}$
Покрытие 3	HVOF	0,00012	0,0000294	0,00294	$7,3 \cdot 10^{-5}$
Покрытие 4	HVOF	0,00025	0,0000625	0,0079	$2 \cdot 10^{-4}$
Покрытие 5	HVOF	0,000088	0,00002	0,0014	$3,5 \cdot 10^{-5}$
Покрытие WC-Co-Cr	G-Gun	0,00013	0,000038	0,0026	$6,5 \cdot 10^{-5}$
покрытие WC-Co	G-Gun	0,00026	0,000085	0,0059	$1,5 \cdot 10^{-4}$

Применение покрытий ограничено малой толщиной. Их целесообразно использовать для защиты отдельных деталей или наиболее критичных к разрушению участков, а также при реновации ступеней. Разработка технологии реновации на основе детонационного напыления в полном объеме приводится в работе [155].

### 5.3.3 Основные результаты исследований

Для обеспечения и прогнозирования эрозионной износостойкости деталей УЭЛН, и в первую очередь ступеней, необходимо, во-первых, знать скорость изнашивания материала в условиях жидкости с абразивом и коррозионно-активными элементами и, во-вторых, иметь представление о степени неравномерности износа по поверхности проточной части. Для оценки степени неравномерности износа пытаются использовать численные методы CFD расчета потока. Однако к настоящему времени автору не известны удовлетворительные результаты в этой части. Поэтому в настоящей работе исследованы особенности изнашивания натуральных ступеней разного конструктивного исполнения.

Отмечено влияние размера и типа абразива. Наличие в пластовой жидкости проппанта, имеющего размер до 1,0мм и выше не сказывается на эрозионном повреждении сопряжений из-за соотношения  $\Delta < d_a$ . Например, при испытании с проппантом подшипника WC-Co скорость изнашивания на порядок меньше, чем при испытании с кварцевым песком размерностью F100.

Выявлено, что при наличии в жидкости проппанта износ наблюдается в области входных и выходных кромок лопаток РК и НА вплоть до их разрезания у ступеней с полимерными рабочими органами. Локальный износ, формируемый кварцевым песком, в основном наблюдается в области перехода верхнего диска и гильзы НА.

Для расчета скорости локального изнашивания необходимо помимо коэффициента вихреобразования знать среднюю скорость изнашивания проточной части. Для ее определения исследовали процесс эрозионного изнашивания с использованием центробежного стенда и образцов материалов.

Влияние частоты вращения на износостойкость насоса не нашло отражения в литературе в должной мере. В результате проведенных опытов выявлены следующие особенности. Если имеем стандартную ступень, разработанную на основе критериев подобия, то увеличение частоты вращения однозначно приводит к увеличению скорости жидкости в проточной части. В этом случае скорость эрозионного изнашивания пропорциональна скорости жидкости в

степени  $\sim 3$  (раздел 4.1.3). При частоте вращения 6000об/мин и концентрации проппанта 19,3 г/л произошел сквозной эрозионный износ гильзы НА на всю толщину ( $\sim 2$ мм) в области замковой части. Соотношение износа РК и НА зависит от многих факторов: материалов деталей, типа абразива и т.д. На практике увеличение частоты вращения допускается до 1,5 номинального значения и эрозионный износ может увеличиться до трех раз. Увеличение частоты вращения в 2...3 раза приведет к катастрофическому износу.

Поэтому для высокой частоты вращения (до 10000об/мин) проектируют ступени, у которых при аналогичной подаче скорость течения жидкости отличается незначительно. И интенсивность эрозионного изнашивания, обусловленная скоростью жидкости, изменится при равных прочих условиях также незначительно. Этот вывод подтвердили испытания ступени АКМ на высокооборотном стенде, глава 7.

#### 5.4 Выводы по главе 5:

1 На основании результатов испытаний натуральных образцов выявлен механизм "промыва" деталей ЭЛН, который заключается в эрозионном изнашивании локальной области поверхности проточной части пластовой жидкостью, содержащей абразивные частицы, с усилением интенсивности процесса в виде химического воздействия ионов различных соединений, например, хлора. Локальный износ обусловлен вихреобразованием в зоне разрушения.

2 Получена зависимость скорости коррозионно-эрозионного изнашивания порошковых сталей и чугунов Ni-resist от содержания легирующих элементов (Ni, Cr, Mo), которая описывается экспоненциальной зависимостью

$$V_{\text{КЭНА}} = 0,001e^{-0,147k_{\text{кэ}}} \text{ с } R^2 = 0,8452.$$

Наибольшей коррозионно-эрозионной стойкостью обладают порошковая сталь ПК10Х16Н9Д20 и чугун Ni-resist, тип 2, имеющие также наибольшую коррозионную стойкость, измеренную при электрохимических испытаниях материалов.

3 Показано, что увеличение частоты вращения РК приводит к интенсификации эрозионного процесса НА, который описывается экспоненциальной зависимостью

$$V_3 = 0,0006 \cdot e^{0,0008n}, \text{ [Г/МИН]}.$$

Это объясняется увеличением скорости потока жидкости в проточных каналах ступени. Увеличение скорости изнашивания РК менее значимо. У высокооборотных ступеней, спроектированных на основе критериев подобия, скорость эрозионного изнашивания незначительно отличается от стандартных ступеней. При увеличении частоты вращения в два раза скорость изнашивания РК увеличилась в 2,6 раза, а НА увеличилась в 11 раз.

4 Получены зависимости скорости коррозионно-эрозионного изнашивания от температуры порошковой стали X11H8D20 и чугуна Ni-Resist, имеющие экспоненциальный вид, которые описываются функциями:

$$\text{- для чугуна Ni-Resist } v_{кэ} = 10^{-7} e^{0,0515T}$$

$$\text{- для стали } v_{кэ} = 6 \cdot 10^{-8} e^{0,0569T}$$

Увеличение температуры с 40<sup>0</sup>С до 80<sup>0</sup>С приводит к изменению массы деталей ступеней из Ni-Resist, тип 2: РК – в 8,5 раз, НА – 14,5...12,3 раз, ступеней из порошковой стали X11H8D20 соответственно: РК – в 1,86 раз, НА – в 16,5...17,5 раз. Для нелегированных материалов эта разница кратно выше.

5 В результате исследования морфологии поверхности образцов материалов ступеней из порошковых сталей на основе железа, имеющих ферритно-перлитную структуру, легированных в разной степени никелем, хромом, молибденом, а также чугунов Ni-resist с микротвердостью в диапазоне от 247 до 505 HV<sub>100</sub> выявлено, что в механизме изнашивания присутствует деформационная составляющая (деформационный износ) и микрорезание (износ микрорезанием). Проявление того или иного вида износа на поверхности проточной части обусловлено особенностями структуры потока жидкости, типом абразива и свойствами материала образца.

6 Выявлено, что скорость потока и характеристики абразива являются наиболее значимыми факторами при изнашивании. Показатель степени  $n$  при

величине скорости имеет значения  $\sim 2,6 \dots 2,7$  (кроме одного материала), что ниже, чем в расчетных зависимостях (2.36) и (2.40).

7 Влияние угла соударения частиц с образцом для порошковых сталей и чугуна Ni-resist проявляется в характерной форме для пластичных материалов. Отношение  $h_{\max 45} / h_{\max 90}$  изменяется в пределах  $0,7 \dots 0,9$ . Характер изменения описывается функцией

$$F(\alpha) = \exp^{-b\alpha} \sin \alpha.$$

8 Установлено влияние типа и формы абразива на что интенсивность изнашивания образцов: при испытаниях в воде с корундом F100 примерно в 5 раз больше, чем в воде с кварцевым песком схожей фракции. Фактор формы частиц  $\lambda_F$  в расчетных зависимостях целесообразно принять: для кварца – 0,2; для корунда – 1,0. При увеличении крупности абразива износ материала увеличивается, зависимость нелинейная  $I_3 = Ad_a^n$ . Значение степени изменяется в пределах  $0,33 \dots 0,5$ .

9 Как показали результаты испытаний, наибольшей эрозионной стойкостью при воздействии мелких абразивных частиц размерностью F100 обладает материал №3 (ПК90Н4МГ2КД15). При воздействии крупных частиц размерностью F40 и F24 разница уменьшается и находится в пределах разброса измеряемых величин. При этом наиболее стоек в среде HCl высоколегированный материал №6 (ПК10Х16Н9Д20).

10 Показано, что высокой коррозионно-эрозионной стойкостью обладают сплав инконнель, твердый сплав ВК30, напыленные HVOF и G-Gun способом покрытия WC-Co-Cr.



## ГЛАВА 6

### ИССЛЕДОВАНИЕ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ НАСОСНЫХ СЕКЦИЙ

Логика экспериментального исследования трибологических и динамических процессов, происходящих в секции, заключалась в измерении исходных динамических характеристик секции для определения спектра собственных частот поперечных колебаний для верификации результатов численного моделирования; испытании секции на изнашивание с анализом особенностей износа и вибрации, их взаимосвязи. Конечным результатом работы стало получение итоговой зависимости показателей вибрации секции от износа и зависимости скорости изнашивания от концентрации абразива. Анализ вибрации играет важную роль при разработке удаленного способа оценки физического износа системы сопряжений насоса.

Из структуры расчетных зависимостей, глава 2, вытекает, что для определения величины вибрации, интенсивности (скорости) изнашивания насосных секций в условиях абразивосодержащей среды необходимые закономерности могут быть получены путем проведения комплекса испытаний. Испытания проводили в соответствии со следующими условиями:

- исследование кинетики вибрации и износа при постоянных свойствах модельной жидкости, типе насосной секции, гидравлическим характеристикам  $\{v_r, h\} = f(t)$  при  $\{Q_V, \Delta p_0, n, k_a, d_a\} = idem$  (6.1)

- исследование влияния на вибрацию и износ секции особенностей конструкции: промежуточных подшипников; дисбаланса начального  $\Delta$  при идентичных свойствах модельной жидкости

$\{v_r, h_r, h_a\} = f(k_k)$  при  $\{Q_V, \Delta p_0, n, k_a, d_a\} = idem$  (6.2)

- исследование влияния на вибрацию и износ типоразмера насосной секции при идентичных свойствах модельной жидкости

$$\{v_r, h_r, h_a\} = f(Q_V, \Delta p_0) \text{ при } \{k_a, d_a\} = idem \quad (6.3)$$

- исследование влияния на вибрацию насосной секции износа радиальных и осевых сопряжений при идентичных свойствах модельной жидкости

$$\{v_r\} = f(h_r, h_a) \text{ при } \{k_a, d_a\} = idem \quad (6.4)$$

В вышеприведенных соотношениях (6.1) ... (6.4)  $v_r$  - величина виброскорости, мм/с;  $h_r, h_a$  - износ соответственно радиальных и осевых сопряжений, мм;  $d_a, k_a$  - соответственно размер, мм, и концентрация абразивных частиц, г/л;  $\Delta p, Q_V$  - соответственно напор, МПа, и расход жидкости, м<sup>3</sup>/сут;  $\Delta$  - дисбаланс РК, мм;  $t$  - время, мин.

### 6.1 Методика эксперимента

Исследование трибодинамических процессов насосных секций проводили на разработанных стендах, раздел 3.2, рис.3.5 и рис.3.7. Предварительно рабочие органы и подшипники проходили этап измерения размеров трибосопряжений. После чего производили сборку насосной секции и установку ее на ложементы стенда с подсоединением коммуникаций гидравлической системы и кабелей.

Часть испытаний проводили с установкой датчиков-акселерометров на корпус секции. Вторую часть секций испытывали с измерением вибрации переносным виброметром в определенных точках корпуса. Износ измеряли после окончания эксперимента и разборки секции.

Регистрируемые параметры:

- Давление на выкиде насоса - измеряется манометром;
- Момент сопротивления - измеряется датчиком момента на входе;
- Температура корпуса насоса - измеряется термопарой;
- Частотные спектры в 8-ми точках корпуса измеряли через 30 мин опыта.

Порядок проведения опытов изложен в главе 3, раздел 3.2.3. В качестве абразива использовали кварцевый песок, используемый в литейном производстве со средним размером частиц 315 мкм. Засыпали по 300 г песка вначале и каждые

30 мин опыта для компенсации эффекта снижения абразивных свойств вследствие дробления. Отдельные опыты проводили при иной концентрации абразива, что указано в соответствующем отчете.

### 6.1.1 Типы насосных секций для испытаний

Основное количество экспериментов провели с использованием секций типоразмера 5-60 базовой конструкции: рабочие органы из СЧ (серого чугуна), радиальные сопряжения ступеней: СЧ – СЧ или латунь – СЧ, три промежуточных подшипника и два концевых подшипника с парой трения «сталь – латунь», упорный подшипник «бельтинг – сталь – бельтинг» или SiC - SiC. Для исследования влияния особенностей конструкции на износостойкость использовали секции со ступенями из износостойких материалов, с износостойкими подшипниками, «пакетную» сборку. Для оценки влияния типоразмера на трибодинамические параметры использовали следующие типоразмеры 5-25, 5-125, 5А-320, 5А-500. Испытания, проводившиеся на вертикальном стенде выделены индексом <sup>в)</sup>.

Сокращения, применяющиеся в таблицах и графиках:

- $v$  – виброскорость, мм/с;
- $h_{pc}$  – износ радиального сопряжения, мм,  $h_{pc} = h_1 + h_2$ , где:  $h_1, h_2$  – радиальный износ соответственно внутренней и наружной втулок;
- $V_{pc}$  – скорость изнашивания радиального сопряжения, мм/мин,  $V_{pc} = h_{pc}/T$ , где:  $T$  – время опыта, мин;
- $V_{oc}$  – скорость изнашивания осевого сопряжения, мм/мин,  $V_{oc} = h_{oc}/T$ ;
- $k_{ac}$  – коэффициент асимметрии износа,  $k_{ac} = h_1/h_2$
- Типоразмер секции, ступени: 5, 5А – условный диаметр насоса в дюймах, 25, 50, 320, 500 – производительность, м<sup>3</sup>/сут.

### 6.2 Измерение вибрационных характеристик секции 5-60

- *образец №1*. Предварительно провели измерение вибрационных характеристик отдельно ротора и насосной секции в сборе. Для этого использовали базовый вариант конструктивного исполнения насосной секции – типоразмер 5-60.

Ротор (вал с рабочими колесами и втулками) устанавливали на опоры по концам и в средней части. Количество опор варьировали. Таким способом моделировали систему с промежуточными подшипниками. Датчики виброускорения, рис.6.1, крепились на крайних колесах и свободных концах ротора. Возбуждение колебаний производили ударным способом.

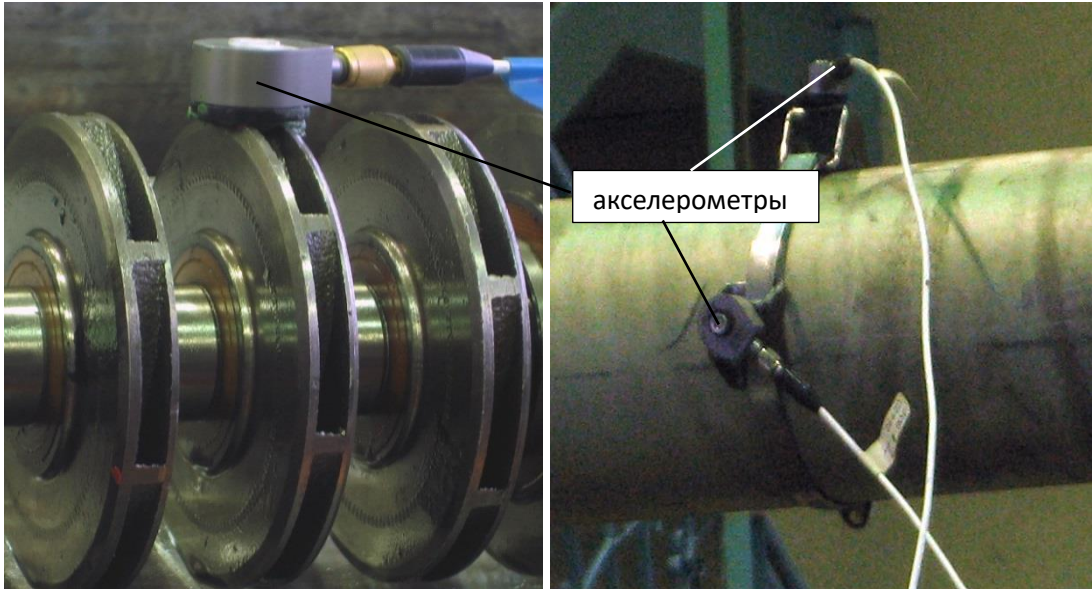


Рисунок 6.1 - Схема установки датчиков виброускорения: а) - на роторе; б) - корпусе  
Из графиков, рис.6.2, видно, что даже при двух концевых и одной промежуточной опоре собственные частоты ротора существенно меньше рабочей частоты (~

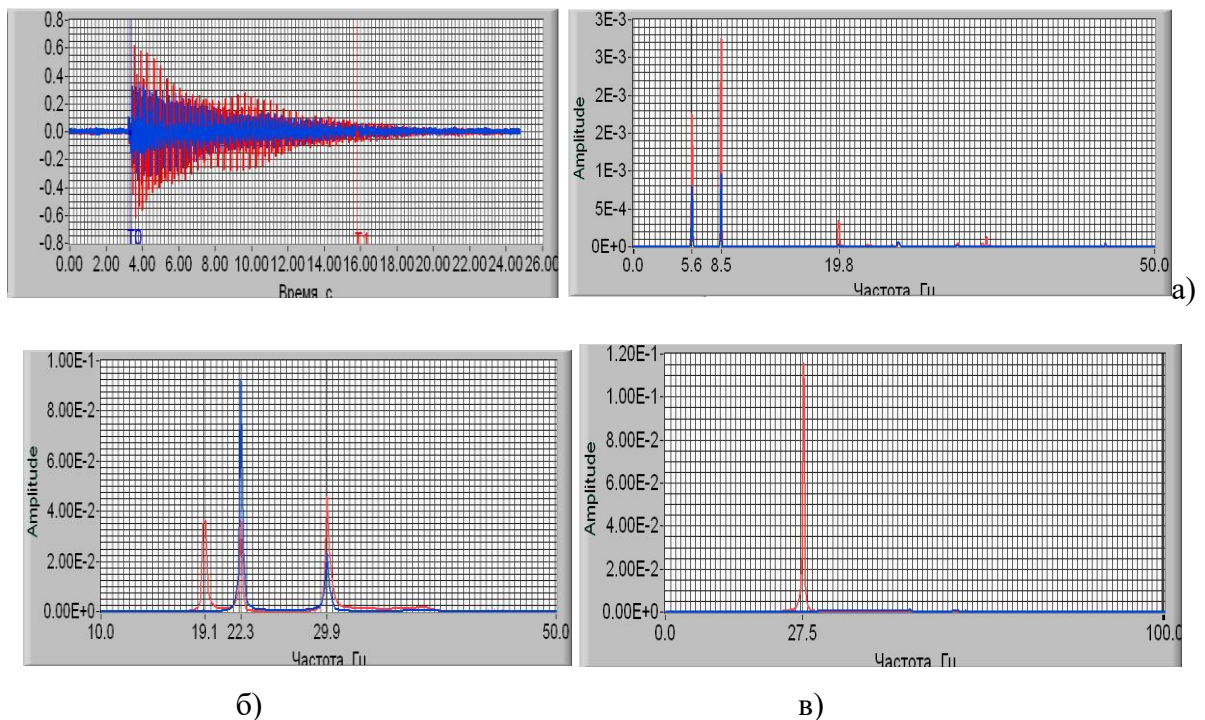


Рисунок 6.2 - Измеренная волна и ее спектральный анализ при возбуждении ротора: а) - на трех опорах (датчики расположены на свободных концах ротора), б) - на пяти опорах, в) – на девяти опорах

50Гц), т.е. ротор докритический, а увеличение числа опор приводит к повышению частоты собственных колебаний. При установке девяти опор ротор становится закритическим, и третья форма колебаний выше рабочей частоты вращения. Причем наблюдается разница в измерениях с датчиков, установленных на концах вала и на рабочих колесах.

Расчет, проведенный для балки на девяти опорах, соответствующей по свойствам измеряемому ротору, дает величину 27,6Гц для первой формы колебаний и 91,9Гц – для третьей. Необходимо сделать одно замечание, касающееся интерпретации полученных результатов. Эти измерения справедливы для ротора, опирающегося только на упомянутые опоры. Контакт втулок вала и направляющих аппаратов между опорами при измерениях отсутствует. Случай соответствует изношенному насосу, у которого величина износа каждого сопряжения несколько превышает динамический прогиб вала при вращении. В неизношенном насосе с промежуточными подшипниками опирание вала может происходить в случайных точках.

Вибрацию насосной секции в сборе измеряли восемью датчиками, установленными на корпусе НС по схеме, приведенной в главе 3, рис. 3.6. Первоначально произвели сборку НС без втулок защитных вала, т.е. между ступицей РК и отверстием НА не было контакта. Вал с рабочими колесами опирался на два концевых и три промежуточных подшипника. Из результатов измерений видно, что основная собственная частота колебаний имеет величину 9,8Гц при горизонтальном расположении, рис.6.3, и 9,3Гц при вертикальном расположении. Затем заполнили стенд водой и произвели запуск, оценивая, таким образом, влияние демпфирования. Помимо собственных частот колебаний НС в спектре появилась частота ~50Гц и ее гармоники, а также высокочастотные сигналы, которые можно объяснить взаимодействием рабочих органов по осевым сопряжениям и характеристиками потока жидкости.

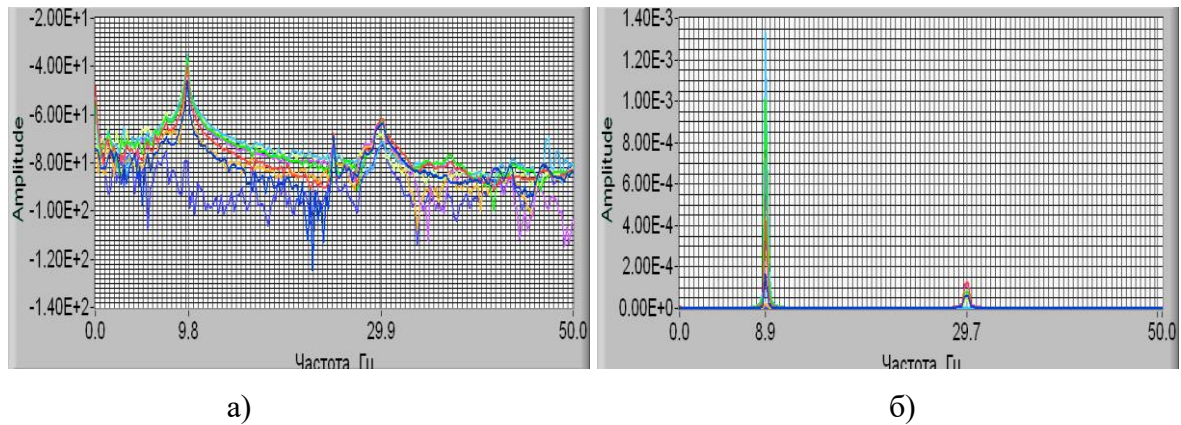


Рисунок 6.3 - Измеренная вибрация насосной секции: а) - при горизонтальном расположении датчиков, б) - при заполнении водой

В следующем опыте запускали насос с втулками защитными и производили запись вибрации на протяжении всего эксперимента, включающего старт, режим, выключение. Наличие втулок защитных приводит к плотному низкочастотному спектру, что является следствием возникновения многоопорности ротора. Максимальное давление, создаваемое насосом, составило величину 400 МПа, момент на двигателе – 41 Н\*м. При отсутствии втулок защитных: давление – 300 МПа, момент - 37 Н\*м. Низкие напорно-расходные параметры обусловлены в этом случае перетоком жидкости в зазорах радиальных уплотнениях насосных ступеней. В спектре присутствует помимо собственных частот колебаний НС обратная частота ~50Гц и ее гармоники.

Анализ показывает, что вклад частот, кратных частоте вращения двигателя, является существенным в общем спектре. На начальном этапе работы установки вклад собственных частот секции насоса незначителен и в некоторые моменты времени неразличим. В течение эксперимента наблюдали высокий уровень шумов в диапазоне частот 2.5 – 5 кГц в верхней части секции насоса. Одно из возможных объяснений — это наличие турбулентного течения жидкости перед дросселем и взаимодействие жидкости, выходящей из насоса, с элементами конструкции стенда. Наблюдали также разный уровень вибрации по длине секции.

Сравнивая результаты измерения вибрации ротора на пяти опорах, рисунок 6.2б, и насосной секции с ротором на пяти опорах, рисунок 6.3, видно, что третья

форма колебаний ротора и вторая форма колебаний насосной секции имеют практически одинаковые значения собственной частоты колебаний - 29,9 Гц. Этот факт может иметь значение при возникновении резонансных явлений.

На основании измерений вибрационных характеристик секции можно сделать следующие выводы. Имеется плотный спектр собственных частот меньше частоты вращения, т.е. ротор насоса докритический, что подтверждает результаты моделирования УЭЦН 5-60, глава 2. Спектр собственных частот изменяется в зависимости от числа подшипников. Близкие значения собственной частоты ротора и секции в сборе создают условия для возникновения резонанса. При отсутствии втулок защитных (радиальное уплотнение ступени) или их износе происходит падение развиваемого давления на 25% для секции 5-60.

### **6.3 Кинетика изнашивания трибосопряжений и вибрации насосной секции**

*- образец №1.* Для исследования кинетики изнашивания и вибрации  $\{v_r, h_r\} = f(t)$  использовали стандартную насосную секцию с двумя концевыми и тремя промежуточными резинометаллическими подшипниками («сталь-латунь» в резиновой обойме). Опыт проводили в течение 930 мин с промежуточной разборкой после 530 мин и определением износа деталей. Рабочая среда вода + кварцевый песок со средней концентрацией 30г/л (77,5). Измеренные частоты собственных колебаний секции: 8,8Гц - первая гармоника, 29,5Гц – вторая гармоника.

Через 108 мин после запуска давление на выходе насоса – 550МПа, момент двигателя – 35,5 Н·м. После 133 мин эксперимента наблюдали падение давления до 520 МПа и рост момента до 36,5 Н·м. Через 395 мин от начала эксперимента давление на выходе насоса уменьшилось до 500 МПа, момент стал равным 35,5 Н·м. Через 530 мин произвели остановку стенда.

Анализируя полученные спектры колебаний, рис. 6.4, можно заметить, что в основном имеют место оборотные гармоники. Между тем, уровень шумов в

высокочастотной области остается практически неизменным. При измерении вибрации насосной секции после остановки стенда присутствуют частоты, соответствующие только собственным частотам колебаний системы.

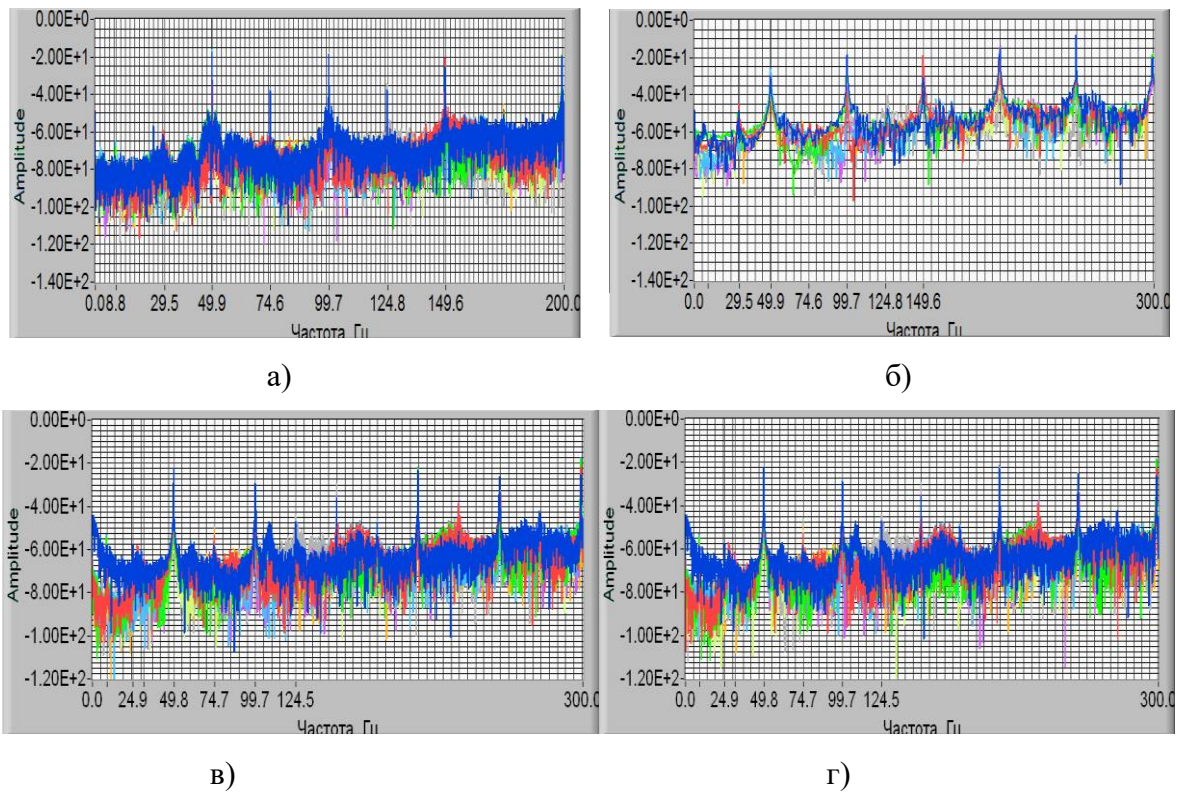


Рисунок 6.4 - Результаты измерения вибрации секции: а) - в начале опыта; б) - через 108 мин; в) – через 113 мин; г) – через 395 мин

После этого вновь запустили стенд и опыт продолжили. Через 250 мин давление на выходе – 365 МПа, момент – 36,5 Н·м. Из анализа спектров замечено, что существенно повысился уровень высокочастотных шумов, а собственные частоты не различимы на общем фоне. При этом появилась новая частота - 24,9Гц, имеющая значительный уровень амплитуды, рис.6.5. На начальном этапе износа

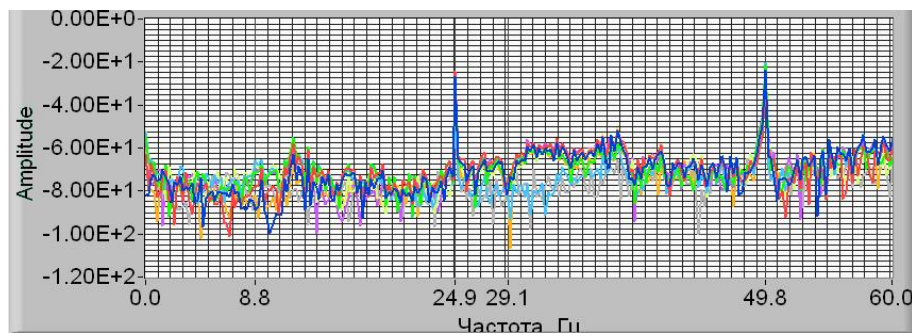


Рисунок 6.5 - Результаты измерения вибрации после 250 мин (общее время эксперимента – 702 мин)



НС такого эффекта не наблюдали. После окончания опыта измерили вибрацию секции. В полученном спектре хорошо видны первая – 8,8 Гц и вторая – 29,1 Гц собственные частоты. Не присутствует частота 24,9 Гц, отчетливо различимая у работающей секции.

Можно предположить, что частота 24,9 Гц свидетельствует о возникновении динамического режима, связанного с увеличением зазора вследствие износа. На последней стадии износа вместо пика на частоте 24,9 Гц появились два новых пика на частотах 22,2 и 27,7 Гц.

Появление частоты  $\sim 25$  Гц может стать диагностическим признаком наступления износа радиальных сопряжений определенной величины, по крайней мере, для насосов в горизонтальных и наклонно-направленных скважинах, который можно использовать в качестве оценки износа при наличии погружных термометрических систем.

О изменении частотного спектра сборки ступеней в результате износа подшипников и радиальных уплотнений можно найти в последних работах специалистов Техасского института [197,198]. Отмечается, что в процессе изнашивания появляется  $2/3$  – кратная составляющая вибрации и амплитуда вибрации увеличивается с увеличением зазоров в подшипниках.

После проведения первого опыта в течение 530 мин секция была разобрана и проведены соответствующие измерения износов. На первых десяти рабочих ступенях от выхода насоса и верхнем концевом подшипнике наблюдается ярко выраженный односторонний износ ступиц РК и равномерный по окружности износ отверстия направляющего аппарата. Остальные ступицы РК и направляющие аппараты имеют приблизительно равномерный износ. Суммарный диаметральный износ постепенно уменьшается по длине насоса: первая ступень – 0,64 мм, нижний концевой подшипник – 0,21 мм.

Не выявлено влияние промежуточных резинометаллических подшипников на износ рабочих ступеней. Так, первый промежуточный подшипник имеет суммарный износ – 0,76 мм, а ступицы РК слева и справа, отстоящие от него на 5 ступеней, соответственно 0,54 мм и 0,56 мм. У среднего подшипника износ равен

0,21 мм и 0,39...0,59 мм соответственно у ступиц РК; у нижнего промежуточного подшипника – 0,41 мм, а у ступицы РК слева и справа – 0,39 мм и 0,49 мм. Нижняя шайба РК в верхней части насоса изношена на 0,5 мм. Ниже 20-й ступени ее износ малозначителен или отсутствует вовсе. В нижней части НС наблюдается износ верхней шайбы РК.

После вторичной сборки с сохранением взаимного положения деталей НС опыт продолжили в течение 400 мин. Общие тенденции не изменились, рис. 6.6. Форма износа ступиц РК – неравномерная. Превалирует односторонний износ ступиц по всей длине НС. Соотношение износа ступиц РК и износа направляющих аппаратов, изготовленных из одного материала, приблизительно 1:1. Концевые подшипники имеют соотношение 1: (2...3). Причем втулка защитная из стали 40Х13 изнашивается в 2-3 раза меньше, чем ответная деталь – втулка корпуса из бронзы или латуни Л63. Износ верхнего концевого подшипника (2,364 мм) больше износа нижнего (0,67 мм). Форма износа радиальных сопряжений изменяется в процессе опыта. Равномерный износ по окружности вначале сменяется односторонним износом ступиц РК в конце опыта. Причем односторонний износ возникает на отдельном участке, а затем распространяется на всю длину секции с возникновением неравномерностей в виде волн.

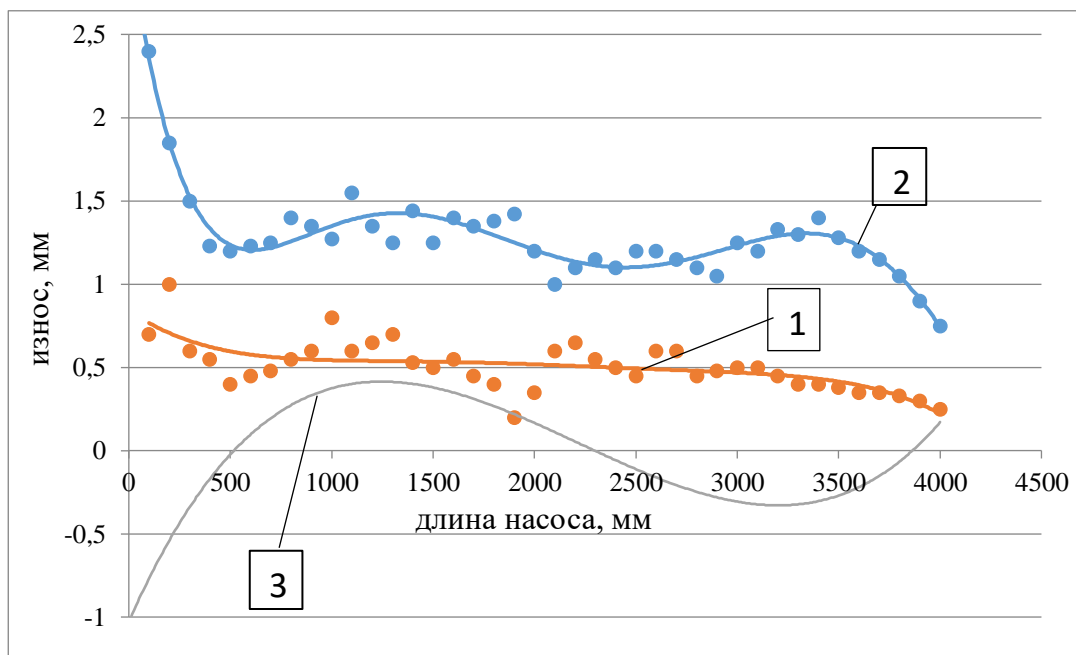


Рисунок 6.6 - Изменение износа радиальных сопряжений  $h_{рс}$  по длине секции: 1 - после 530 мин, 2 – после 930 мин, 3 - предполагаемая форма упругой линии вала при вращении

Не изменилось соотношение износа промежуточных резинометаллических подшипников и соседних рабочих ступеней. Нижние осевые шайбы РК имеют максимальные износы в верхних рабочих ступенях (1/3 часть от длины насоса). Т.е., большой износ радиальных сопряжений ступеней сопровождается повышенным износом осевых. Влияние износа радиальных сопряжений на износ осевых замечал также Wilson, B. L. [204]. Изнашивание радиальных и осевых сопряжений приводит к увеличению зазоров и как следствие к снижению напора. Момент сопротивления также изменяется в зависимости от динамических процессов и снижения напора.

Экспериментальное исследование динамики секции в процессе изнашивания позволяет выделить следующие важные результаты. На определенном этапе изнашивания устойчиво регистрируется частота изгибных колебаний  $\sim 25$  Гц, которую можно рассматривать как диагностический признак определенной величины износа. Износ радиальных сопряжений по длине секции имеет волнообразный характер, по форме напоминающий синусоиду. Можно предположить, что имеется определенное сходство формы упругой линии вала и формы износа радиальных сопряжений. При больших износах наиболее вероятной является неравномерная (односторонняя) форма износа втулок вала, ступиц РК.

- **Образец №2** испытывали в течение 448 минут. Вибрацию измеряли с помощью вибродиагностической аппаратуры «Кварц» (фирма «Диамех»). Среднее значение виброскорости новой насосной секции - 2,57 мм/с.

Износ сопряжений характеризуется неравномерностью распределения по длине секции. Его максимальное значение в области верхнего упорного подшипника – 4,5 мм, рис.6.7. Наблюдается локальный максимум (1,75мм) на длине  $\sim 2500$  мм от верха насоса. Односторонняя форма износа втулки защитной РК и равномерный износ отверстия НА присутствуют в верхней части секции, на остальной части форма износа втулки защитной практически равномерная.

В процессе изнашивания радиальных сопряжений происходило постоянное увеличение виброскорости до 14...16 мм/с, в течение нескольких минут в конце

опыта произошел резкий рост ее величины до 70мм/с. После этого опыт был прекращен из-за вероятности наступления катастрофических последствий.

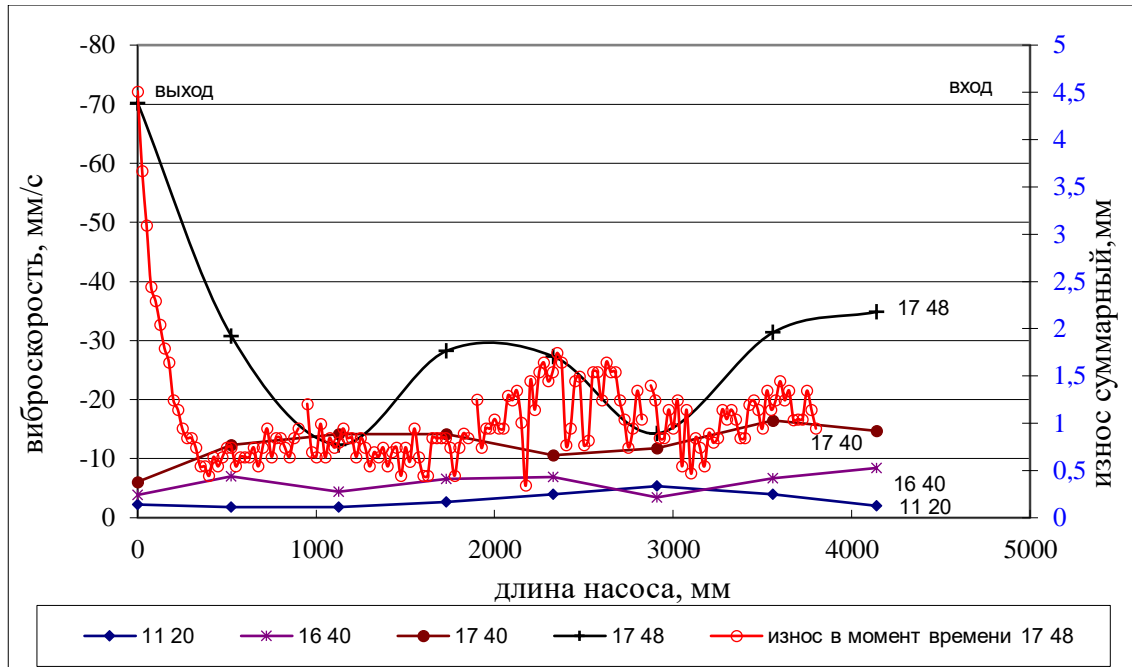


Рисунок 6.7 - Изменение виброскорости  $v$  и распределение износа радиального сопряжения по длине секции в конце опыта

Средний износ верхней и нижней шайб РК составил соответственно 0,25мм и 0,2мм. Участки вала с износом нижних шайб без видимой закономерности. У промежуточных подшипников износ втулок защитных существенно меньше, чем износ втулок наружных. Износ промежуточных и концевых подшипников превышает износ радиальных сопряжений соседних ступеней.  $V_p \sim 0,0027$ мм/мин.

Необходимо отметить определенное сходство кривых виброскорости и износа радиальных сопряжений: с увеличением износа увеличивается виброскорость. Консольно расположенный упорный подшипник при износе концевой радиального подшипника инициирует сильную вибрацию.

- *Образец №3* несколько отличается конструктивно - вместо радиальных сопряжений «втулка защитная вала – отверстие НА» имеет РК со ступицей и радиальное сопряжение «СЧ – СЧ». Испытывали аналогично предыдущему

образцу в течение 1082 мин. Начальные значения виброскорости секции - 2,25...3,9 мм/с.

В процессе опыта наблюдали рост виброскорости до значения 84 мм/с, рис.6.8. График изменения виброскорости принципиально отличается от предыдущих результатов по форме. Минимальное значение - в верхней части секции и в середине. Максимумы вибрации устойчиво находятся на расстоянии  $\frac{1}{4}$  от концов секции. Повышенная вибрация была также на входе насоса. Эксперимент был прекращен по достижению высокого уровня вибрации.

График изменения износа радиальных сопряжений характеризуется неравномерностью и в определенной степени коррелирует с графиком виброскорости: зоны максимального износа соответствуют максимальной величине виброскорости, рис.6.8, рис.6.9.

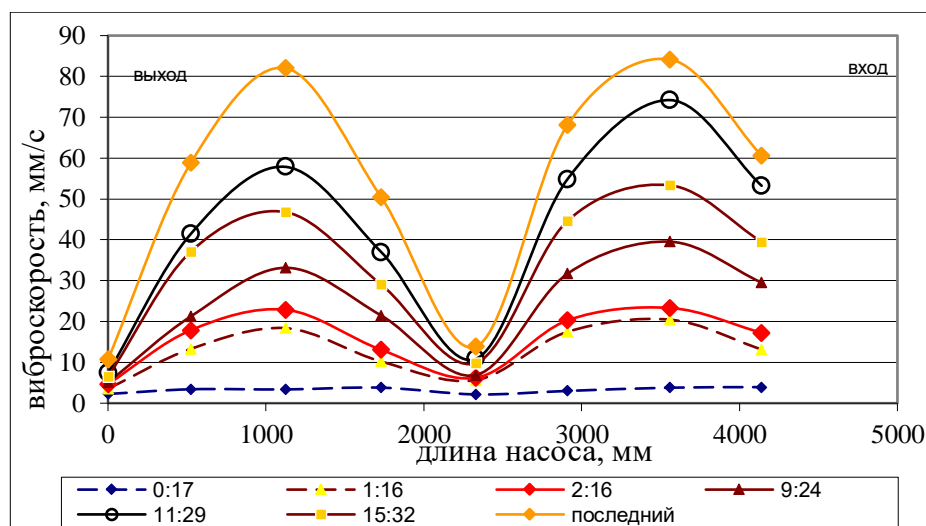


Рисунок 6.8 - Изменение значений виброскорости по длине секции

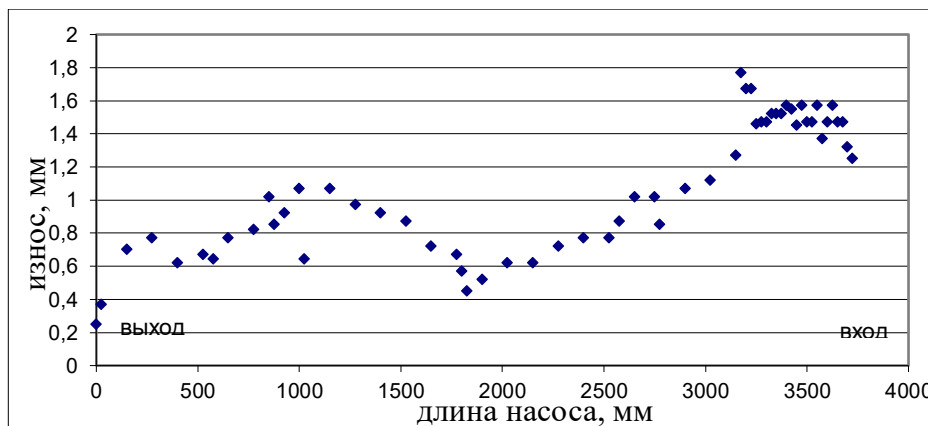


Рисунок 6.9 – Изменение износа радиальных сопряжений по длине секции

Форма износа пары трения «ступица рабочего колеса – отверстие направляющего аппарата» практически равномерная по всей длине насоса.

Необходимо отметить одну особенность изнашивания базовой конструкции секции с упорным подшипником в верхней части. В трех опытах имели место большие величины износа радиальных сопряжений на концевых участках: в первых двух опытах на выходе жидкости, в третьем опыте – на входе. Этому есть следующие объяснения. В первых двух случаях проявился конструктивный недостаток – консольно расположенный упорный подшипник и не износостойкий радиальный подшипник. При износе радиального подшипника верхняя часть вала с осевым подшипником совершает прецессионное вращение с увеличением амплитуды и прогрессирующим износом. Повышенный износ радиальных сопряжений на входе в третьем опыте связан с выявленным износом подшипника входного модуля, передающего крутящий момент от двигателя на вал секции.

*- Особенности интерпретации результатов измерения износа и вибрации секции*

При сопоставлении распределения износа и изменения виброскорости по длине секции необходимо учитывать следующие особенности их измерения и интерпретации. По методике испытаний измерение износа производили в конце опыта, измерение виброскорости – через определенное время (30 мин) в процессе опыта.

Графики износа сопряжений построены в одной плоскости. По оси ординат откладывали абсолютное значение износа без привязки к углу поворота сечения вала от крутящего момента. В реальности после опыта зоны износа сопряжений распределены по винтовой линии. В начальный момент сечения вала на концах смещены друг относительно друга на угол пропорциональный крутящему моменту. В процессе изнашивания при вращении вала зоны износа формируются в одной плоскости. В этой плоскости вал деформируется и изгибается по определенной форме. В изогнутом состоянии вал вращается вокруг оси подшипников в увеличивающемся зазоре сопряжений вследствие их износа.

Например, на графике вибрации, рис. 6.8, можно заметить, что в середине секции узел колебаний, амплитуда колебаний в котором минимальна. На графике износа, рис. 6.9, этой зоне соответствует минимальное значение  $\sim 0,43$ мм. Имеется корреляция значений и в крайних точках секции.

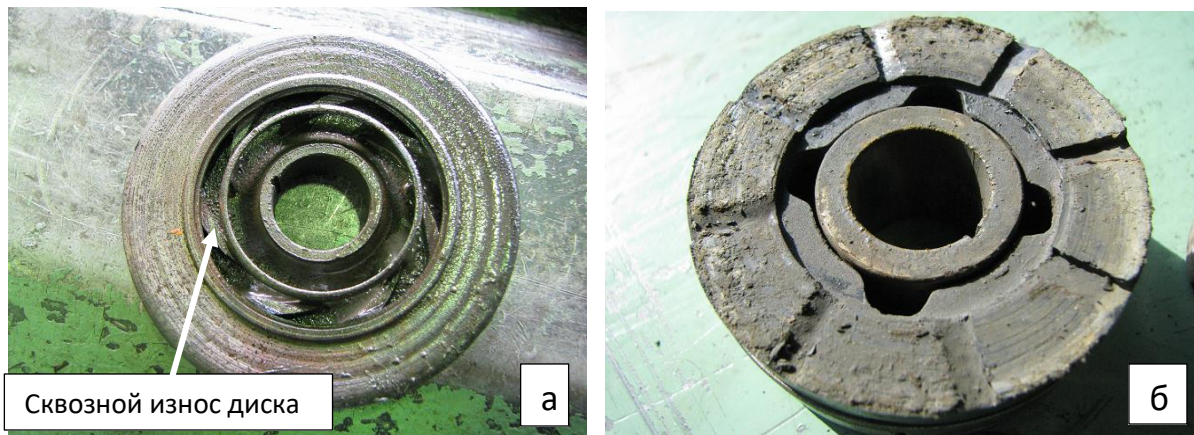
Особенностью является то, что в данном случае стрела изгиба вала соответствует второй форме колебаний, при которой зоны износа сопряжений в одной и другой половинах секции смещены друг относительно друга на  $\sim 180^\circ$ . В средней части в области узла колебаний существует зона неопределенности по форме износа сопряжений. В дальнейшем графики износа представлены для упрощения без учета угла поворота вала.

#### **6.4 Влияние износа осевых и радиальных сопряжений ступеней на вибрацию секции**

Исследование влияния износа радиальных и осевых сопряжений на вибрацию насосной секции  $\{v_r\} = f(h_r, h_a)$  проводили с использованием базовой конструкции насосной секции 5-60.

*Образцы №4, №5, №6* испытывали в воде с кварцевым песком концентрацией соответственно 73, 112,8 и 168г/л. Время испытаний устанавливали по внешним признакам нарушения работоспособности. Для форсирования износа осевых сопряжений ступеней работа секции происходила на левой границе рабочей зоны, т.е. с меньшей, чем номинальная, производительностью.

Как показали результаты опытов, общей особенностью процесса изнашивания образцов был катастрофический износ осевых сопряжений: полный износ шайб и сквозной износ нижнего диска РК, рис. 6.10а и износ колец упорного подшипника, 6.10б. Обработка результатов изнашивания сопряжений секций показывает, что рабочие ступени изнашиваются по длине секции почти равномерно, рис.6.11, 6.12. Неравномерность проявляется лишь у образца №3, который имеет и большие значения среднего износа радиальных сопряжений, рис.6.13. Форма износа по окружности равномерная.



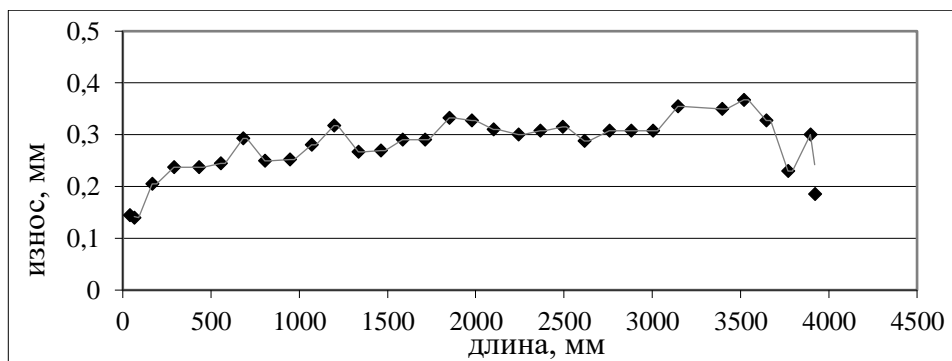
а)

б)

Рисунок 6.10 - Характер износа осевых сопряжений - а) ступени и б) - опоры вала

Таблица 6.1 – износ радиальных сопряжений

	Износ верхнего концевого подшипника			Износ нижнего концевого подшипника			Время испытаний, час	Средний износ радиальных пар трения РС [мм]	Напор, МПа	Дебит, м <sup>3</sup> /сут	Снижение напора, м
	Суммарный	Внутренняя втулка	Наружная втулка	Суммарный	Внутренняя втулка	Наружная втулка					
№4	0,1	0,07	0,03	0,21	0,11	0,1	5	0,279	550	77,6	38
№5	0,16	0,085	0,075	0,185	0,11	0,075	5	0,275	780	50	2
№6	0,37	0,23	0,14	0,39	0,14	0,25	3	0,46			

Рисунок 6.11 - Изменение износа радиальных сопряжений по длине секции №4 (h<sub>cp</sub>=0,279мм)



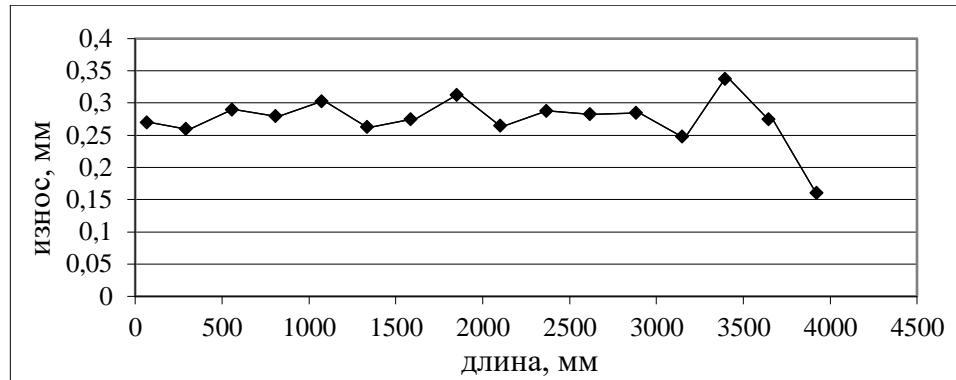


Рисунок 6.12 - Изменение износа радиальных сопряжений по длине секции №5

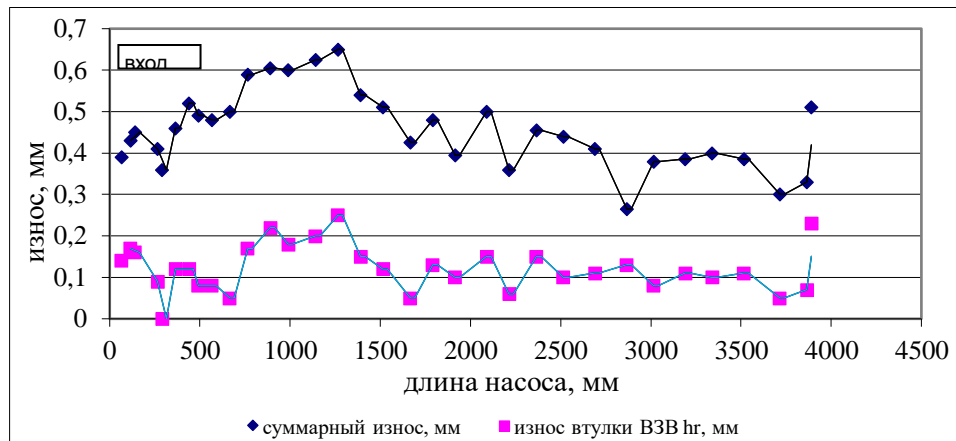


Рисунок 6.13 - Изменения износа радиальных сопряжений по длине секции №6

Виброскорость со временем изменяется незначительно: максимальные значения в конце опыта - 8,5 мм/с у секции №4, 16 мм/с у секции №5 и 9,3 мм/с у секции №6, рис.6.14, 6.15, 6.16. По длине секции максимальные значения виброскорости в зонах увеличенных износов - во входной зоне. Таким образом, катастрофический износ осевых сопряжений, заключающийся в износе текстолитовых шайб РК толщиной 2мм и стенки нижнего диска толщиной 1,5 мм, не привел, как в случае износа радиальных сопряжений к значительному увеличению виброскорости. Например, диапазон изменения вертикальной составляющей виброскорости – 8,5 ... 16 мм/с. Дополнительные измерения виброскорости секции в осевом направлении также не выявили существенных изменений. Вместе с тем, сильный износ осевых сопряжений – до полного износа шайбы РК приводит к значительному увеличению колебаний амплитуды и величины крутящего момента вала, рис.6.17, что может вызвать его слом.

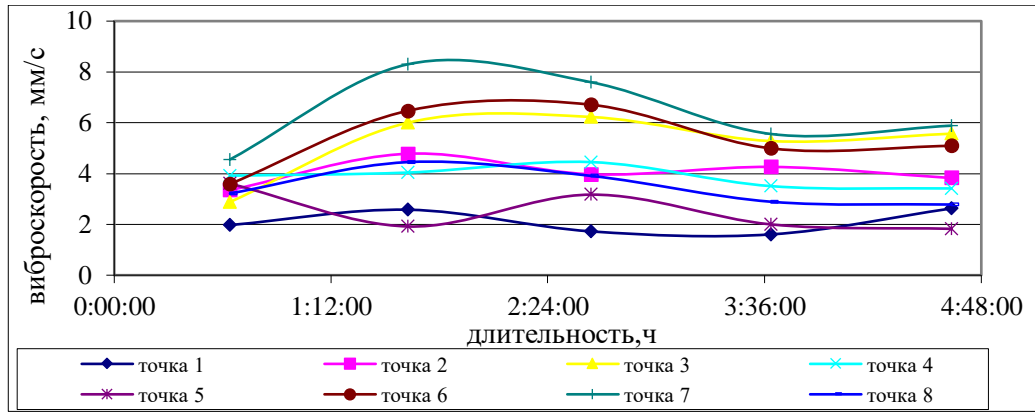


Рисунок 6.14 - Кинетика вертикальной составляющей виброскорости секции №4

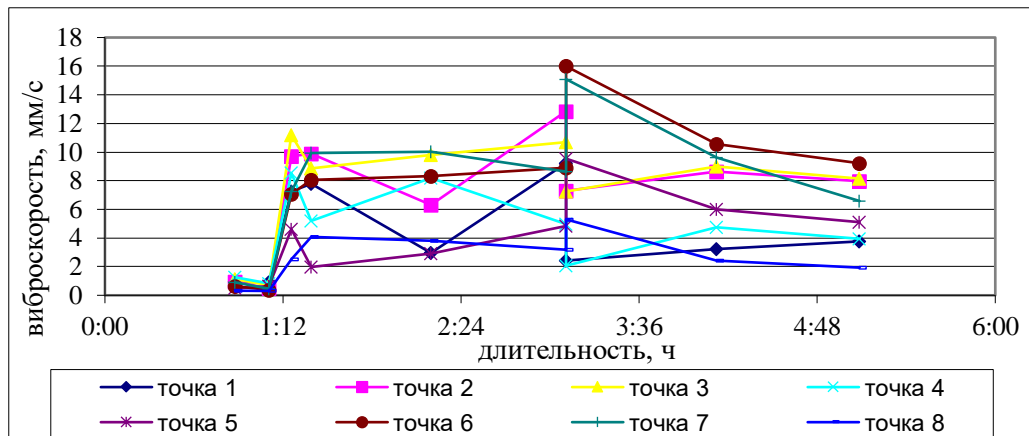


Рисунок 6.15 - Кинетика вертикальной составляющей виброскорости секции №5

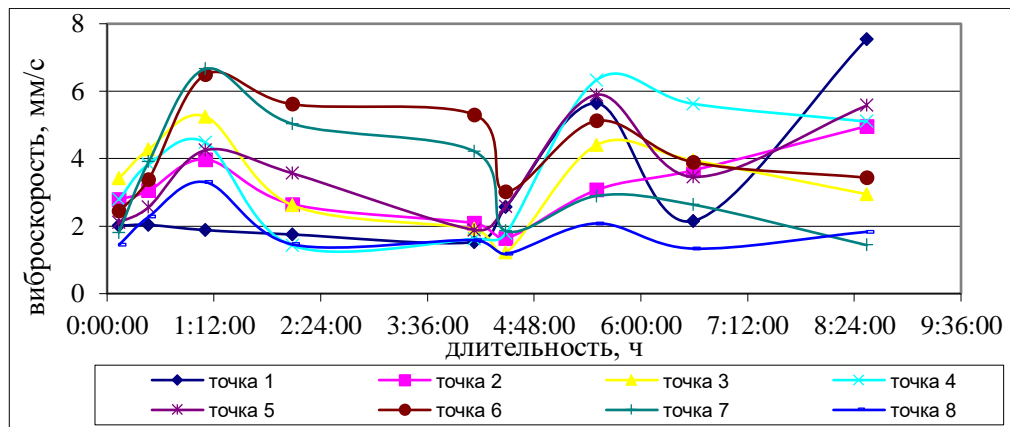


Рисунок 6.16 - Кинетика горизонтальной составляющей виброскорости секции №6

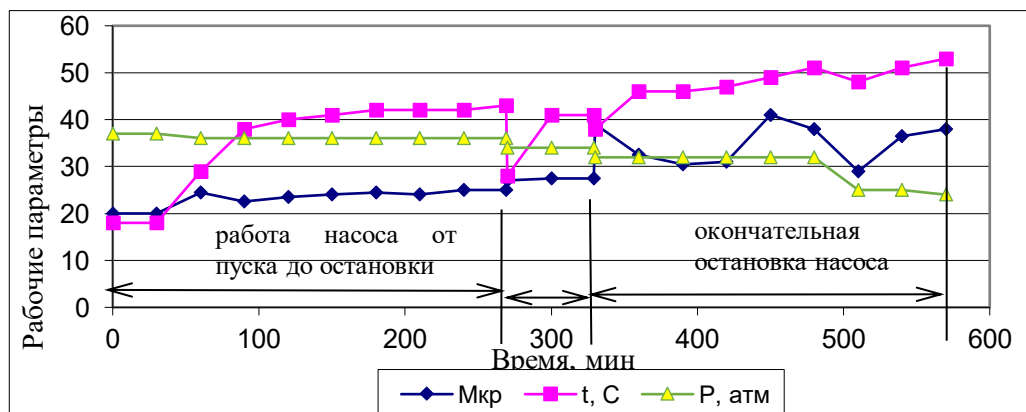


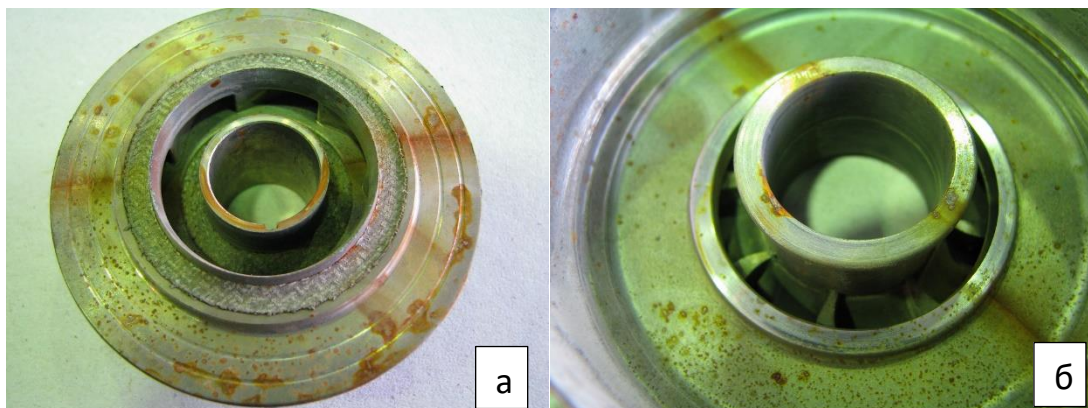
Рисунок 6.17 – Кинетика рабочих параметров секции №6

### 6.5 Влияние конструкции на износ и вибрацию

- *Образец №7.* Для исследования влияния конструкции на износ и вибрацию секции  $\{v_r, h_r, h_a\} = f(k_k)$  использовали насосную секцию 5-60 с РК двухпорной конструкции из износостойкой порошковой стали. Измерения дисбалансов РК показали, что при порошковой технологии изготовления они имеют весьма небольшую величину по сравнению с РК, полученными методом литья. Секция была укомплектована двумя износостойкими радиально-осевыми подшипниками, рис.6.18.

Основное конструктивное отличие секции – *малый начальный дисбаланс рабочих колес и более износостойкий материал радиальных сопряжений ступеней.* Испытания проводили в течение 2880 мин со средней концентрацией абразива 174г/л в рабочей зоне с  $Q=65\text{м}^3/\text{с}$ ,  $p=630\text{МПа}$ .

После опыта выявили умеренный износ деталей: шайб РК и буртов НА. На трех нижних ступенях произошло «всплытие» РК, на верхних РК износ нижних шайб достигает 1,2 мм. Т.е. максимальная скорость изнашивания нижних шайб РК имеет значение  $4,2 \cdot 10^{-4}\text{мм/мин}$ . Скорость изнашивания концевой подшипника –  $5 \cdot 10^{-5}\text{мм/мин}$ .



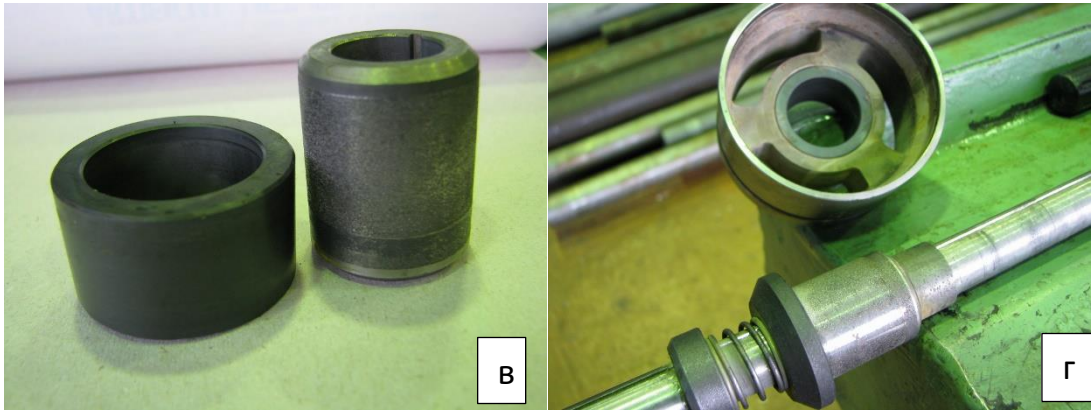


Рисунок 6.18 – Общий вид деталей секции №7 после опыта: а-рабочее колесо, б - направляющий аппарат, в-подшипник SiC-рэлит, г-радиально-осевой подшипник

Износ радиальных сопряжений ступеней через 2880 мин испытаний носит неравномерный характер по длине секции: минимальный износ в зоне концевых подшипников, максимальный – на расстоянии  $\sim 0,75$  м от концевых подшипников, рис.6.19. Ниже графика изображена предполагаемая форма упругой линии вала. Форма износа ступицы – равномерная по окружности, отверстия НА – равномерная с небольшой эллипсностью. Причем их износы практически одинаковые. По форме износа сопряжений можно предположить, что имела место асинхронная прецессия вала.

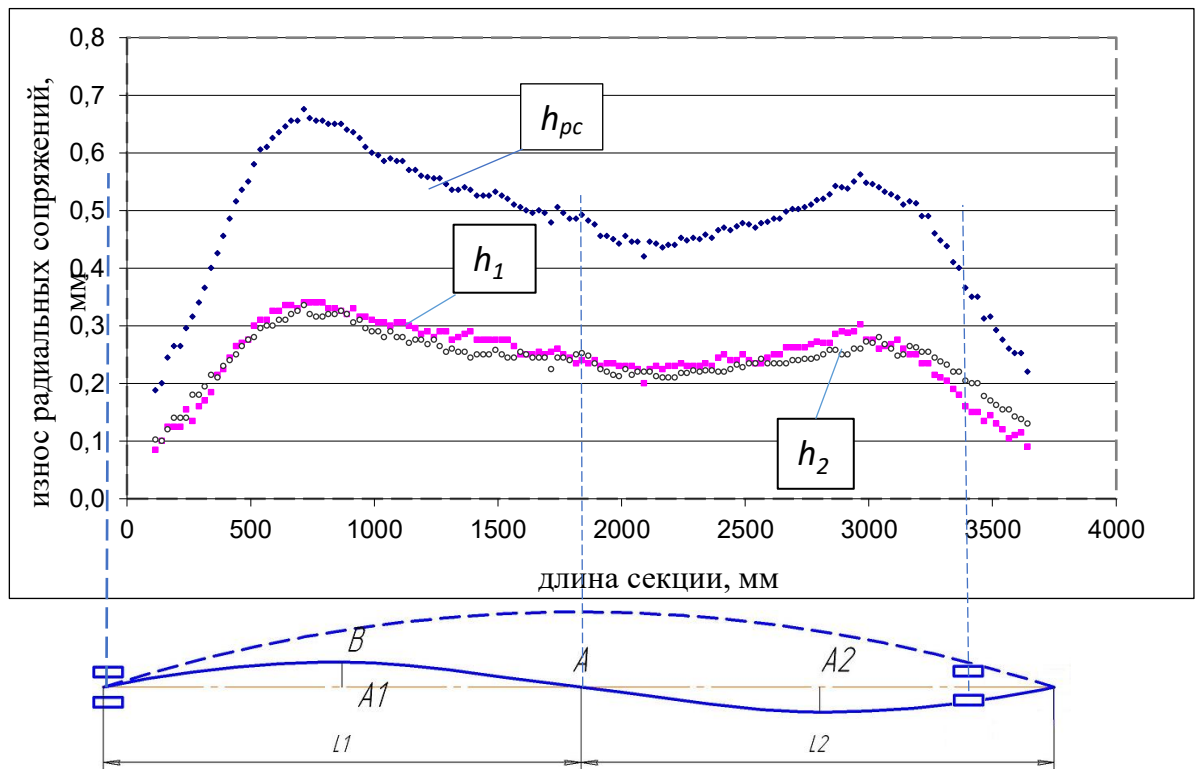


Рисунок 6.19 – График изменения износа радиальных сопряжений по длине секции. Внизу предполагаемая форма упругой линии вала

На графиках износа и вибрации, рис.6.20 и 6.21, можно заметить некоторые особенности. Зоны с максимальным износом характеризуются высоким уровнем виброскорости, т.е. формы изгиба вала и износа радиальных сопряжений обладают определенной схожестью. В точке *A* на графике износа, рис.6.19, происходит изменение кривизны вала, что соответствует узлу колебаний. Как известно, амплитуда колебаний в узле минимальная, что подтверждает график вибрации, рис.6.20. График кинетики виброскорости, рис.6.21, также имеет особенности. На протяжении  $\sim 75\%$  времени опыта величина виброскорости изменялась незначительно за исключением отдельных точек, в оставшееся время величина виброскорости увеличивалась практически экспоненциально. Т.е. кинетика процесса носит нелинейный характер. Можно предположить, что это связано с нелинейным изменением зазоров в радиальных сопряжениях.

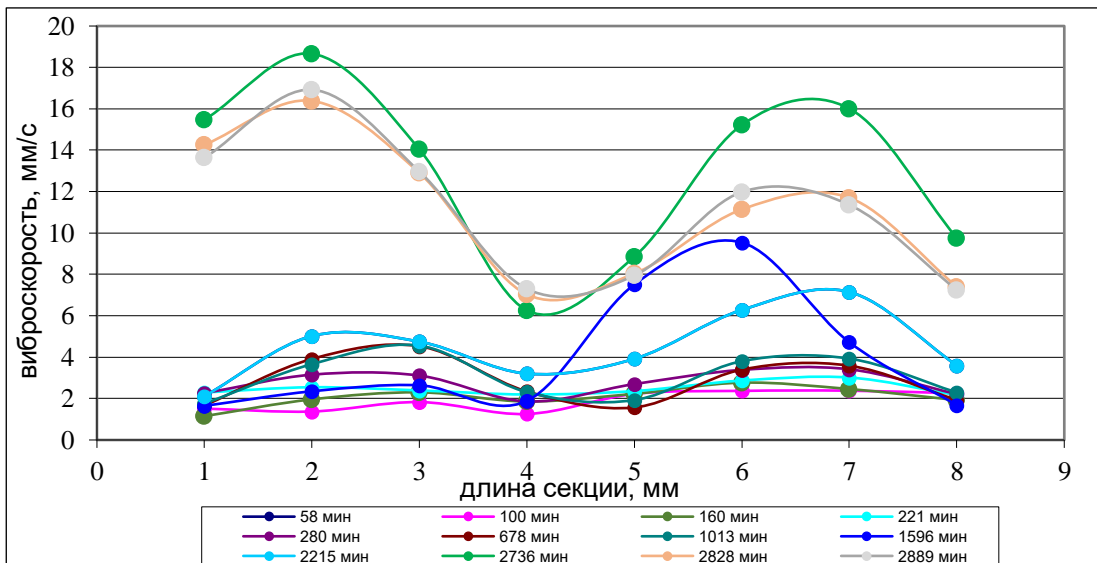


Рисунок 6.20 - Изменение вертикальной составляющей виброскорости вдоль секции

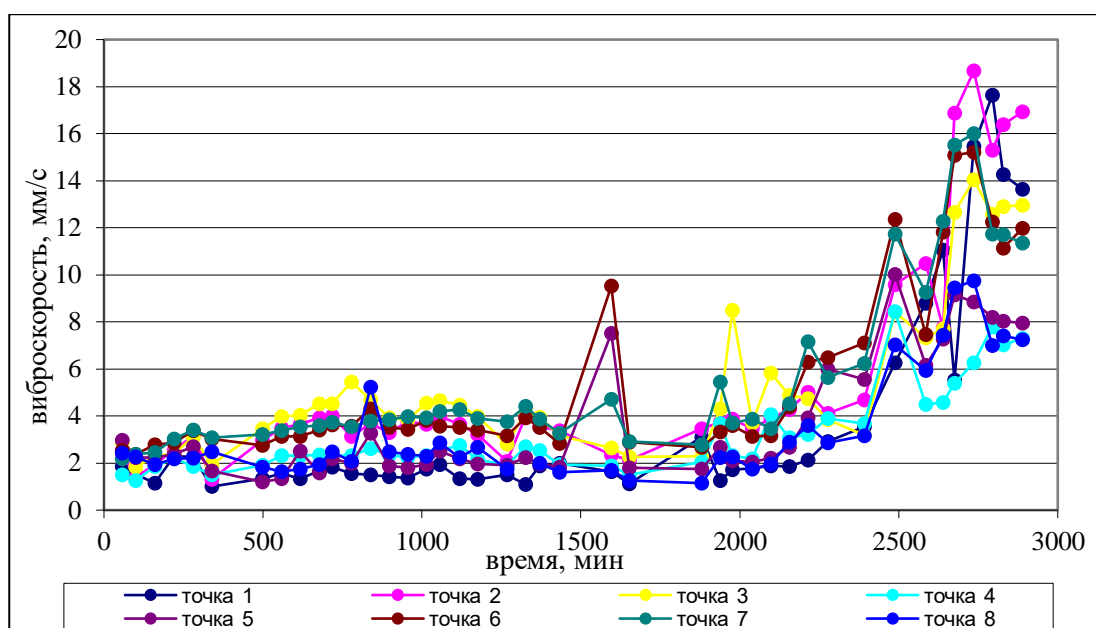


Рисунок 6.21 – Кинетика виброскорости секции в разных точках по длине секции

- **Образец №8.** Исследовали износ и вибрацию насосной секции, конструктивно выполненной по схеме «пакетной сборки». Для обеспечения высокой износостойкости радиальных и осевых сопряжений использовались промежуточные подшипники из твердого сплава, рис.6.22, установленные через короткое расстояние  $\sim 400$  мм. Радиально-упорный подшипник состоит из неподвижного кольца 1, запрессованного в корпус подшипника 3 и кольца

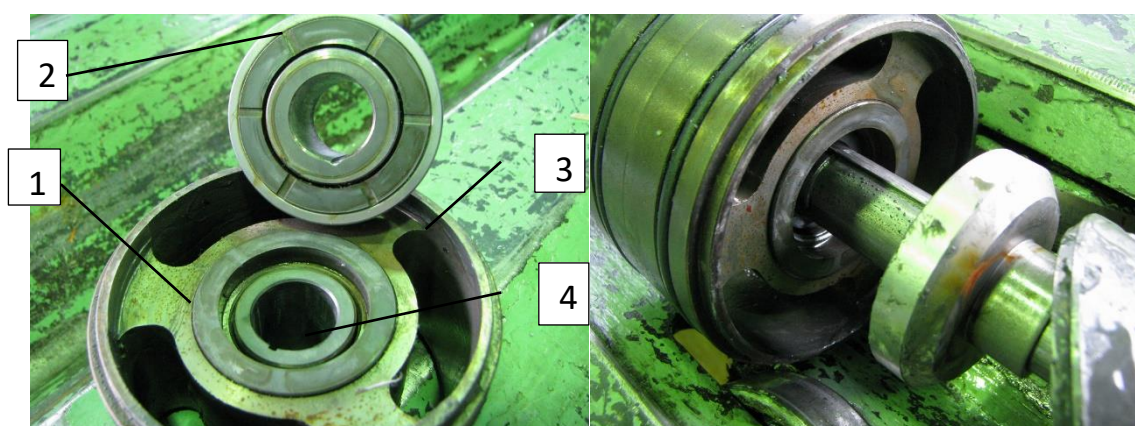


Рисунок 6.22 – Общий вид радиально-упорного подшипников: 1-кольцо неподвижное, 2- кольцо вращающееся, 3-корпус подшипника, 4-штулка радиального подшипника

2, запрессованного в обойму, устанавливаемую на вал ЭЦН. Втулка 4 радиального сопряжения устанавливается на вал и вращается во втулке, запрессованной в корпус подшипника 3. Материал рабочих ступеней – легированная порошковая сталь. Материал колец и втулок – твердый сплав ВК8.

Испытания проводили в течение 2880 мин при средней концентрации кварцевого песка  $150\text{г/л}$  в рабочей зоне:  $Q=65\text{м}^3/\text{с}$ ,  $p=630\text{МПа}$ .

Анализ изношенных деталей после опыта показал малые величины износа сопряжений - средняя величина  $0,237\text{мм}$ , рис.6.23, что соответствует скорости

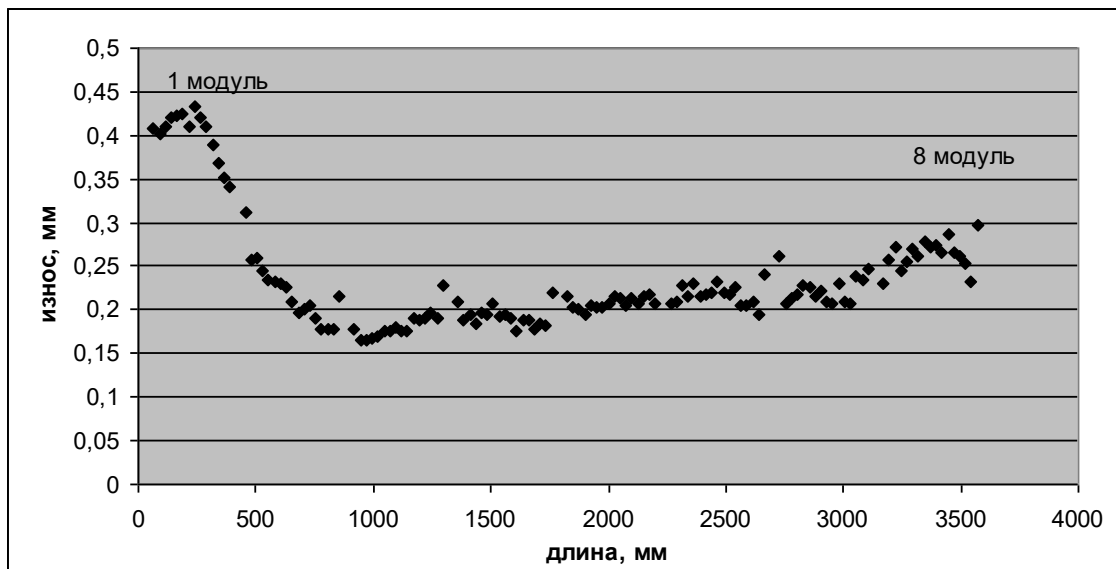


Рисунок 6.23 – График изменения износа радиальных сопряжений по длине секции изнашивания  $8,2 \cdot 10^{-5}$  мм/мин. Наблюдается увеличение износа в верхней части секции (1 модуль) практически в 2 раза (до  $0,43\text{мм}$ ) и несколько меньшее повышение износа на входе секции (до  $0,3\text{мм}$ ). Износ сопряжений по окружности у ступицы РК и внутренних втулок – равномерный, у ответных деталей – с некоторой эллипсностью.

Существенно больший износ радиальных сопряжений, в том числе промежуточных и концевых подшипников из твердого сплава в верхней части секции объяснить однозначно трудно. Можно понять некоторое увеличение износа радиальных сопряжений в области входа, где вращение передается на вал насоса через муфту и возможны перекосы, динамика. Предварительно можно предположить, что источником повышенного износа верхних радиальных пар трения может быть динамика свободного конца вала с рабочими колесами.

Износ осевых сопряжений небольшой - в пределах исходных отклонений линейных размеров, который парируется износостойким промежуточным подшипником, 6.24. Величина износа осевых шайб в модулях (пакетах) изменяется по длине секции похожим образом, как и при износе радиальных

сопряжений. По крайней мере, наблюдается определенная корреляция между износами – наблюдается износ в верхней части секции.



Рисунок 6.24 - Износ осевого промежуточного подшипника

Анализ вибрационного состояния насосной секции, рис.6.25, позволяет заметить, что максимальная величина виброскорости наблюдается после 38 часов испытаний в точках 3,7 в вертикальной плоскости и равна 16мм/с. В точках 3 и 7 соотношение амплитуд виброскорости, замеренной в вертикальной и горизонтальной плоскостях также – максимально  $\sim 3...4$ . Т.е. средней величине износа радиальных сопряжений  $h_p=0,237\text{мм}$  соответствует величина виброскорости 16мм/с. В процессе опыта виброскорость увеличивается. Уменьшение величины виброскорости в конце опыта носит, по-видимому, локальный, временный характер, связанный с изменением формы износа и динамики.

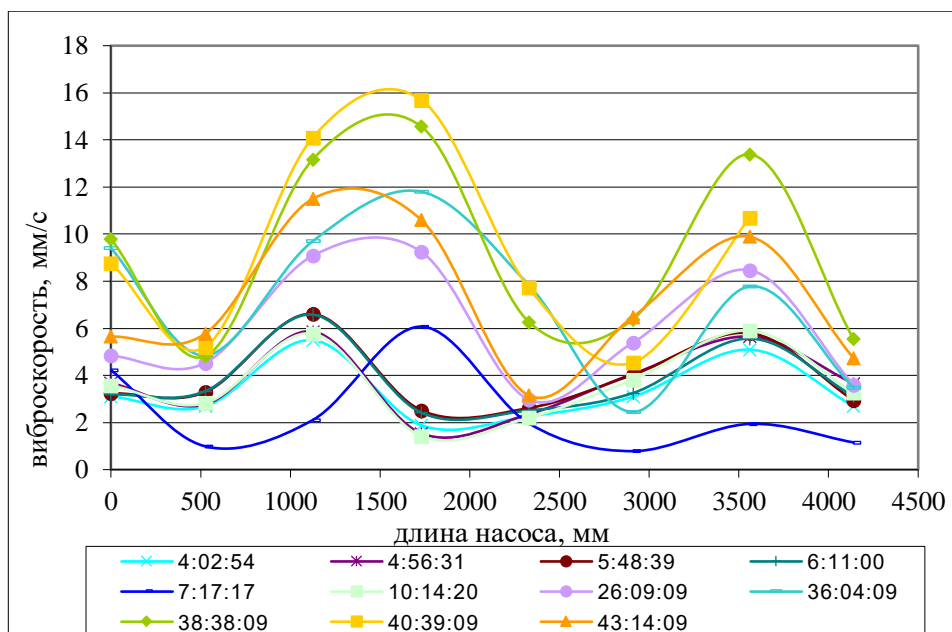




Рисунок 6.25 – График изменения вертикальной составляющей виброскорости по длине секции

По итогам испытаний можно заключить следующее. Испытания секции проводили при концентрации абразива  $\sim 150$  г/л в течение 48 часов. Величина износа радиальных сопряжений составила величину 0,237 мм, что соответствует скорости изнашивания  $V_p = 0,82 \cdot 10^{-4}$  мм/мин. Величина виброскорости за время опыта увеличилась до 16 мм/с. Величина износа шайбы составила 0,2...0,9 мм. Однако в «пакетной сборке» определяющим фактором является скорость изнашивания осевых промежуточных подшипников, которая составляет величину  $V_o = 6,9 \cdot 10^{-6}$  мм/мин, что значительно меньше, чем  $V_p$ . Т.е. исследованная секция имеет существенно больший запас по ресурсу для осевых пар трения.

- **Образец №9 (A527)** Исследовали износ насосной секции, конструктивно выполненной по схеме с износостойкими промежуточными подшипниками из твердого сплава ВК8, установленными через расстояние  $\sim 1000$  мм. Провели опыт длительностью 1440 мин в воде со средней концентрацией кварцевого песка **104** г/л.

Износ радиальных сопряжений изменяется сложным образом, рис.6.26, подтверждая результаты моделирования износа в главе 2, рис. 2.15. Форма износа

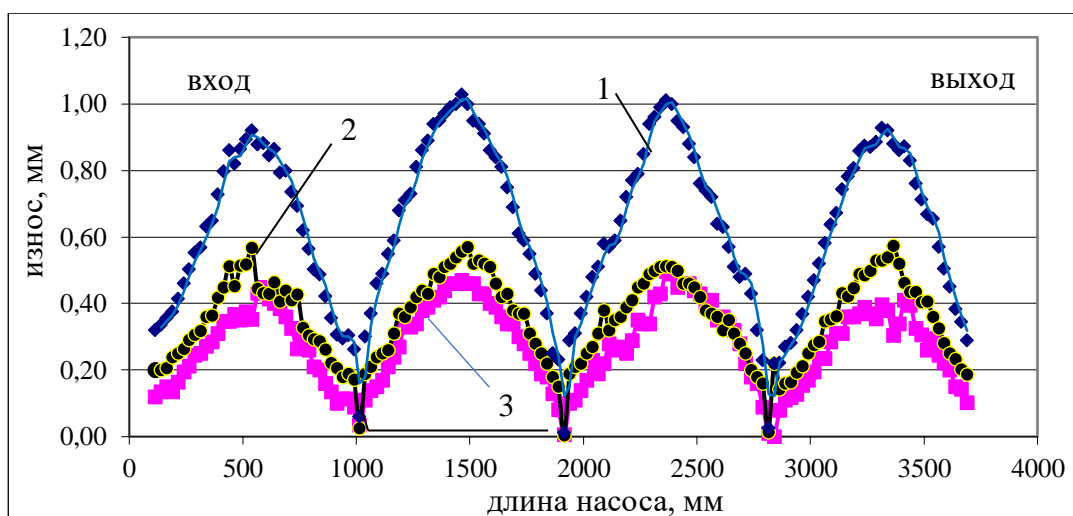


Рисунок 6.26 – График изменения износа радиальных сопряжений по длине секции (1 – износ сопряжения; 2 – износ втулки вала; 3 – износ НА)

ступеней между соседними износостойкими промежуточными подшипниками в виде синусоиды повторяется для каждого модуля. В зоне каждого промежуточного подшипника радиальные сопряжения изнашиваются в наименьшей степени. Максимум величины износа приходится на середину между промежуточными подшипниками.

По форме износа можно достаточно точно описать форму упругой линии вала. Средняя величина износа ступеней секции составляет величину 0,58 мм, скорость изнашивания соответственно –  $4 \cdot 10^{-4}$  мм/мин, максимальная скорость изнашивания –  $6,25 \cdot 10^{-4}$  мм/мин. Износ промежуточных подшипников из твердого сплава – незначительный: 0,02 мм – внутренняя втулка, 0,018 мм – наружная. Т.е. скорость изнашивания промежуточных подшипников –  $2,6 \cdot 10^{-5}$  мм/мин. Износ большой шайбы РК осевого сопряжения – 0...0.9 мм. Малая шайба отсутствует на большинстве ступеней по причине полного износа. Наибольший износ больших шайб РК в верхней части секции. Рабочие колеса второго сверху модуля «всплыли» и вследствие этого наблюдаются износы верхних шайб до 1,0 мм.

Полученная форма износа радиальных сопряжений подтверждается результатами измерения износа промышленной насосной секции, рис.6.27, имевшей износ радиальных сопряжений "промыв" ступеней, износ вала и разрушение керамических колец упорных подшипников.

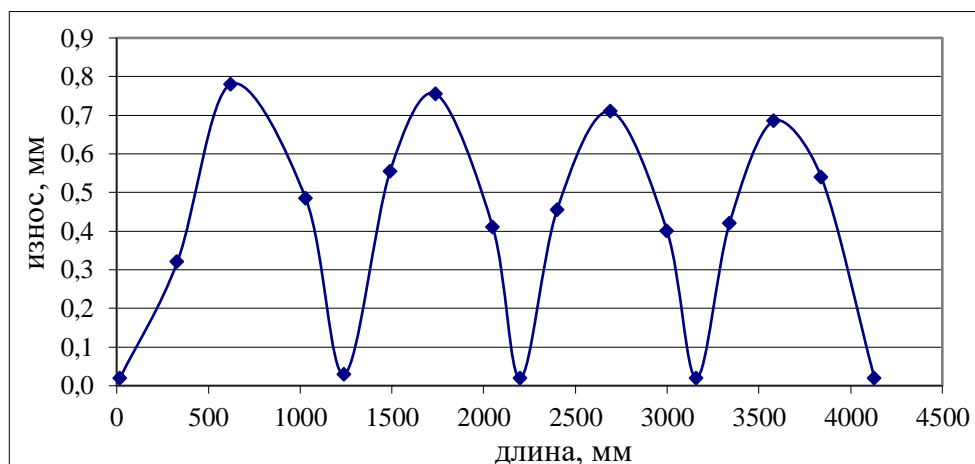


Рисунок 6.27 - Износ радиальных сопряжений секции (куст 996 (СНГДУ-2), скв.10664, насос 5-30-1800, Т=432 сут, КВЧ<sub>ср</sub>- 237 мг/л). Промежуточные подшипники через 0,98м. Рабочие органы из порошковой стали

- Образец №10<sup>В</sup>), образец №11<sup>В</sup>) (Аз5-50-01) Исследовали изнашивание и вибрацию насосных секций 5-50 с условной длиной 5000мм, конструктивно выполненных по схеме «пакетной сборки» с рабочими ступенями штамповарной конструкции из стали 07Х17Т, рис.6.28. Для обеспечения высокой износостойкости радиальных и осевых сопряжений в секции использовались четыре промежуточных подшипников из твердого сплава, установленные через ~ 950 мм.

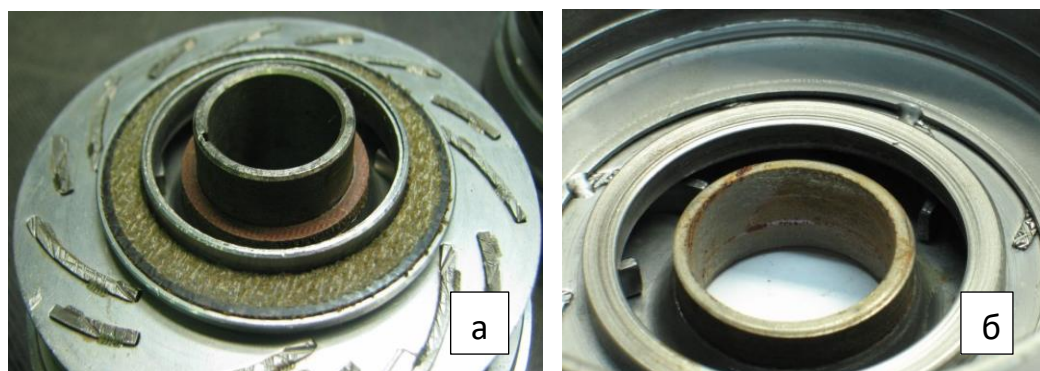


Рисунок 6.28 – Общий вид РК – а, НА – б штамповарной конструкции (после опыта)

Испытания проводили на стенде вертикального исполнения, глава 3, раздел 3.2.2, в воде с кварцевым песком концентрацией 60 г/л. Абразив подавали дозатором в течение всего опыта. Время испытаний образца №10<sup>В</sup>) – 600 мин. Образец №11<sup>В</sup>) испытывали 600 мин, затем промывали систему и продолжали опыт без разборки секции еще в течение 555 мин.

Износ радиальных сопряжений обеих секций в течение 600 мин изменяется по длине секции практически равномерно с небольшой тенденцией увеличения на входе жидкости. Во второй половине опыта наблюдается увеличения износа в верхней части секции №11<sup>В</sup>). Между износостойкими подшипниками этой секции распределение износа по длине в виде синуса, рис.6.29. Износ осевых сопряжений выше в нижней части секции.

Скорость изнашивания радиальных сопряжений в зависимости от времени испытаний не изменилась, а величина виброскорости увеличивается с увеличением износа сопряжений, табл.6.2.

Таблица 4.2 – результаты измерения износа и виброскорости секций

№ образца	Время, мин	Средний износ $h_p$ , мм	Скорость изнашивания $V_p$ , мм/мин	Скорость изнашивания $V_o$ , мм/мин	Максимум виброскорости $v$ , мм/с
№10 <sup>В)</sup>	600	0,15	0,00025	Малые значения	12
№11 <sup>В)</sup>	1155	0,295	0,00026	0,00055	15

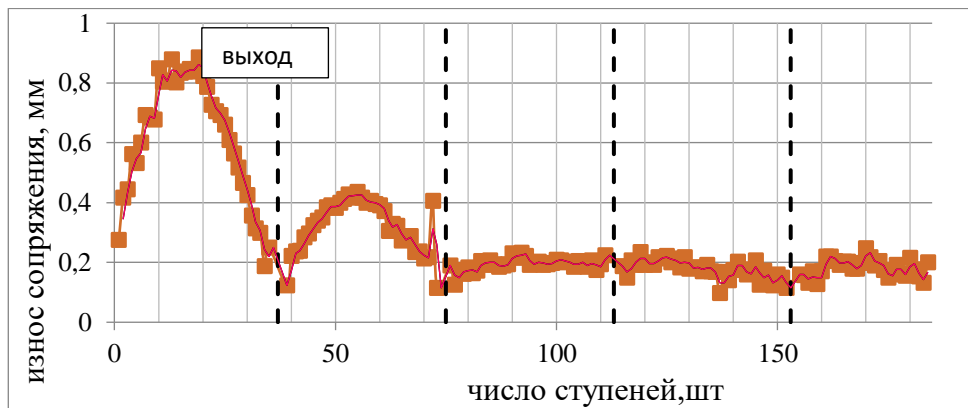


Рисунок 6.29 – График изменения износа радиальных сопряжений по длине секции, образец №11<sup>В)</sup> (штриховыми линиями обозначено место установки подшипников). По оси абсцисс указывается число ступеней

Графики кинетики виброскорости имеют следующие особенности. При испытании образца №10<sup>В)</sup> значения виброскорости находились в пределах 4 мм/с кроме точки 2. В этой точке наблюдались наибольшие колебания ее величины. Это было характерно и для образца 11<sup>В)</sup> в первой половине опыта. С увеличением износа радиальных сопряжений во второй половине опыта наблюдали монотонный рост виброскорости во всех точках, рис. 6.31.

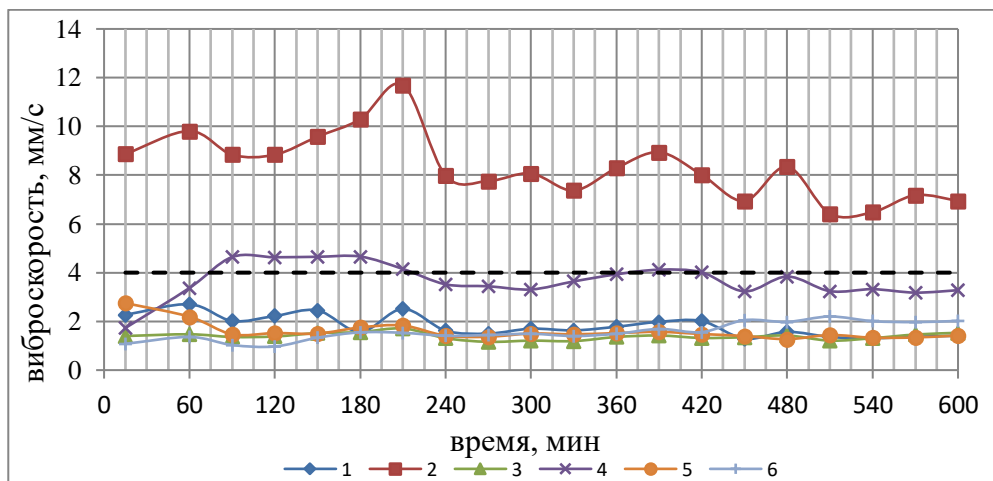


Рисунок 6.30 – Кинетика виброскорости секции, образец №10<sup>В)</sup>

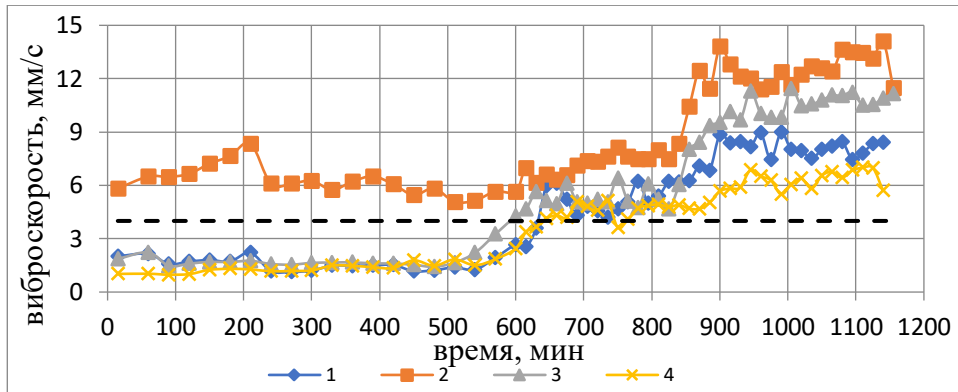


Рисунок 6.31 – Кинетика виброскорости секции, образец №11<sup>В</sup>)

Сравнивая результаты испытаний секций одинаковой конструкции («пакетная сборка») но различных производителей (образец №8 и №11<sup>В</sup>) на разных стендах и с разной скоростью изнашивания сопряжений, получаем идентичную зависимость виброскорости от величины износа сопряжений.

### 6.6 Влияние концентрации абразива на изнашивание

Для исследования влияния абразива выбрали базовую конструкцию секций: **Образец №12(540)** испытывали в течение 1380 минут в рабочей точке: напор – 590МПа, расход – 78,1 м<sup>3</sup>/сут. Среднее значение концентрации абразива в опыте – **32,2** г/л. Детали секции характеризуются высокой степенью износа. У верхнего подшипника наружная втулка из латуни изнашивалась полностью, у стальной внутренней втулки ярко выраженный односторонний износ в двух зонах, рис.6.32. Ступицы РК имеют также односторонний износ. Суммарная



Рисунок 6.32 – Общий вид изношенных деталей

величина износа верхнего радиального подшипника 9,5мм, нижнего – 0,65мм. Т.е. верхний подшипник работал в режиме катастрофического изнашивания – износу подвергся даже вал после износа на всю толщину втулки подшипника.

Распределение износа радиальных сопряжений по длине секции имеет волнообразный характер, рис.6.33. На графике указаны точки, каждая из которых соответствует среднему значению износа радиальных сопряжений пяти рядом стоящих ступеней. Износ прогрессирует снизу вверх. Средняя величина износа – 1,617мм (без учета износа концевых подшипников). Скорость изнашивания – 0,00117мм/мин. Причем изменение величины износа никак не связано с расположением промежуточных подшипников. В зоне их расположения имеет место как большие величины износа, так и небольшие.

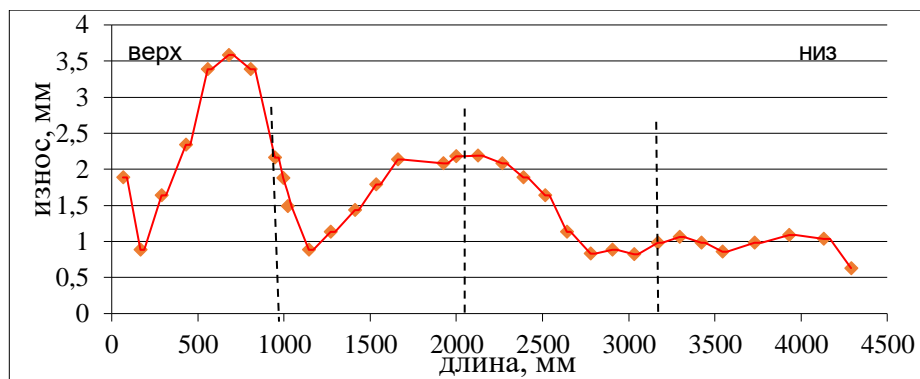


Рисунок 6.33 – Изменение износа радиальных сопряжений по длине секции (штриховые линии – место расположения подшипников)

Износ радиальных и осевых сопряжений прогрессирует снизу вверх. Износ шайб РК, весьма незначительный в нижней части секции на длине  $\sim 2/3$  длины секции, в верхней части увеличивается до 1,7мм, рис.6.33, практически до полного износа.

Наблюдается увеличение виброскорости секции во всех точках, рис.6.34, до величины 55мм/с. Причем нет большой разницы между составляющими виброскорости, замеренными в разных плоскостях.

По длине секции максимальный уровень виброскорости достигается на выходе насоса, рис.6.34, где максимальный износ радиальных сопряжений, рис.6.33. Второй максимум виброскорости находится в зоне второго максимума износа - на расстоянии 2000...2500мм от верхней ступени. Из графика, рис.6.34,

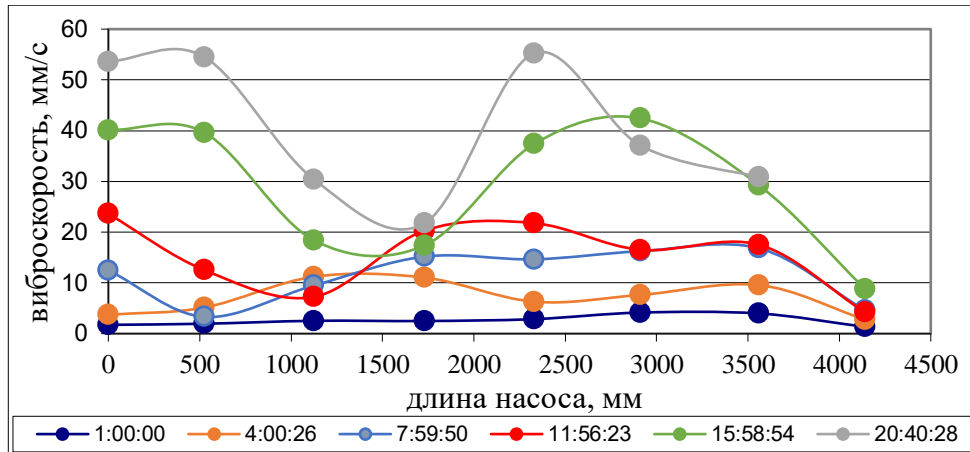


Рисунок 6.34 - Изменение вертикальной составляющей виброскорости по длине насосной секции

видно, что отмеченное расположение максимальных значений виброскорости сформировалось в конце опыта. Ранее, например, после 4 часов опыта максимумы располагались в других местах по длине секции.

В процессе изнашивания радиальных сопряжений виброскорость изменяется монотонно кроме отдельных точек, рис.6.35.

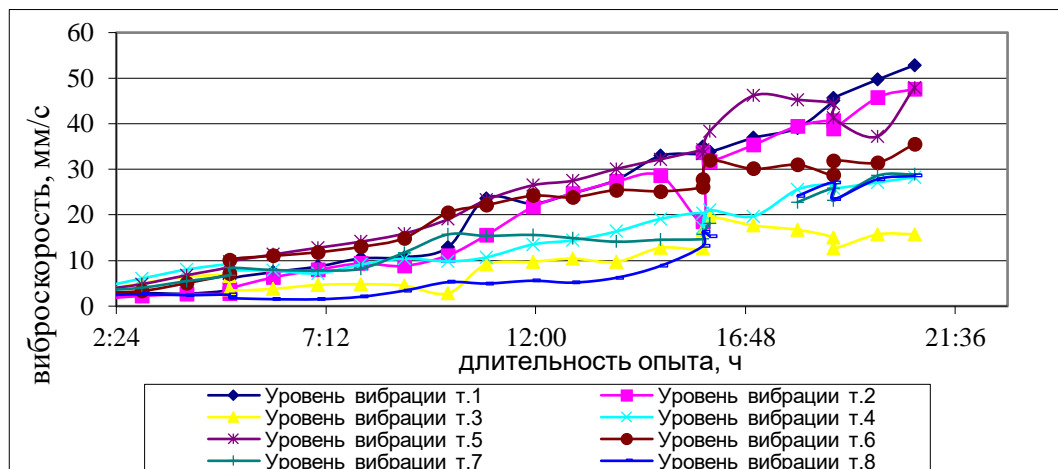
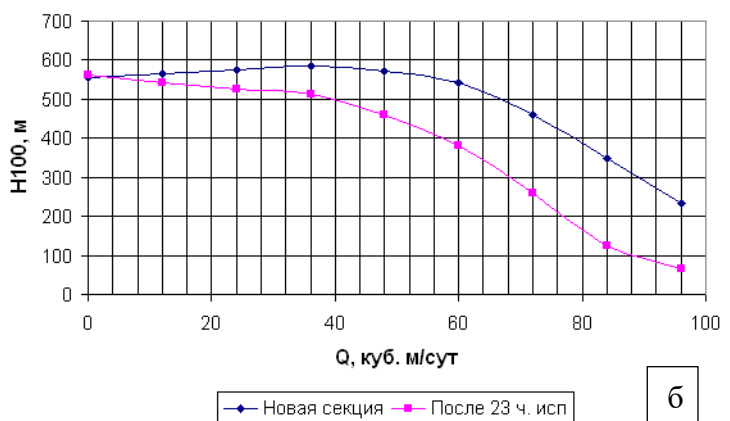
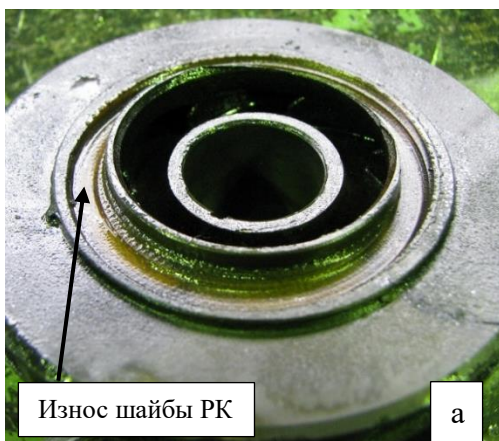


Рисунок 6.35 - Кинетика горизонтальной составляющей виброскорости насосной секции



б

Рисунок 6.36 – Общий вид изношенного РК – а; напорно-расходная характеристика секции до и после опыта – б.

Выходные параметры, рис.6.36б, изменялись в процессе опыта следующим образом. Момент сопротивления увеличивается с величины 15...17Н·м до 31 Н·м в конце опыта. Температура в конце опыта была выше на 6°С чем в начале. Наблюдали также снижение давления на выходе до 400МПа.

- *Образец №13(542)* испытывали в течение 1440 мин при средней концентрации абразива – 17,75 г/л.

Форма износа радиальных сопряжений – односторонний износ, рис.6.37. Верхний концевой подшипник изнашивался на 1,8мм, причем радиальный износ наружной втулки 1мм, внутренней – 0,8мм.



Рисунок 6.37 – Общий вид изношенных деталей

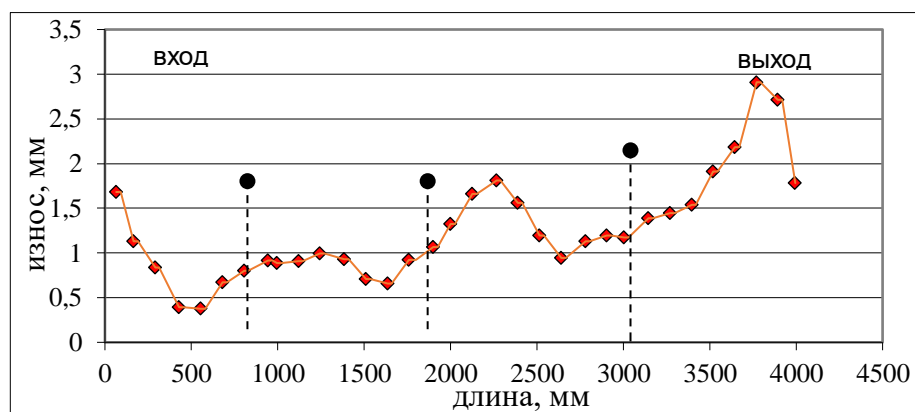


Рисунок 6.38 – График изменения износа радиальных сопряжений по длине секции (штриховые линии – место расположения подшипников)

По длине насоса распределение износа радиальных сопряжений неравномерное, с максимальным износом на входе, рис.6.38. Нижний концевой подшипник имеет суммарный радиальный износ – 1,8мм. Средняя величина



износа радиальных сопряжений – 1,26мм. Характер износа радиальных сопряжений по длине секции волнообразный и не связан с расположением промежуточных подшипников, рис.6.38. На графике указаны точки, каждая из которых соответствует среднему значению износа радиальных сопряжений пяти рядом стоящих ступеней. Осевые пары трения РС изношены на величину 0,6...1,8мм. Износ колец упорных подшипников из карбида кремния незначительный.

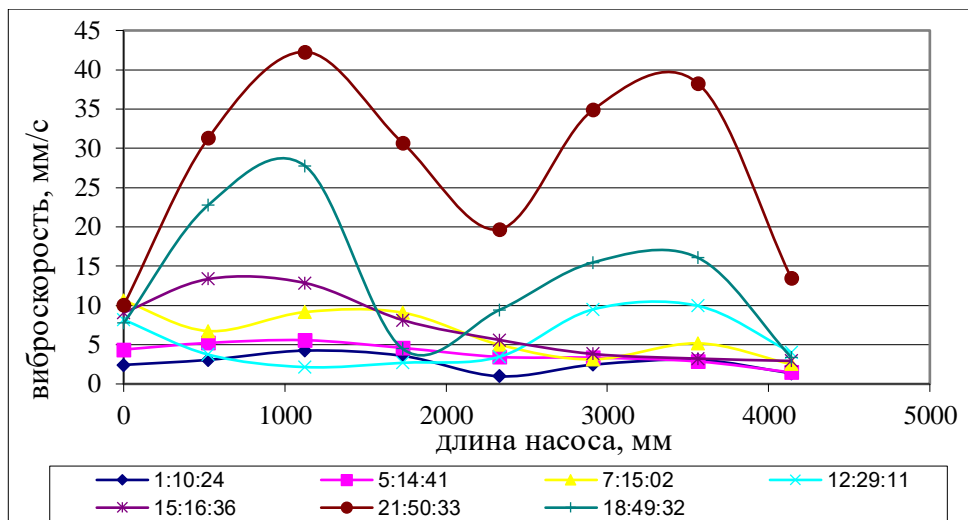


Рисунок 6.39 – График изменения вертикальной составляющей виброскорости по длине секции

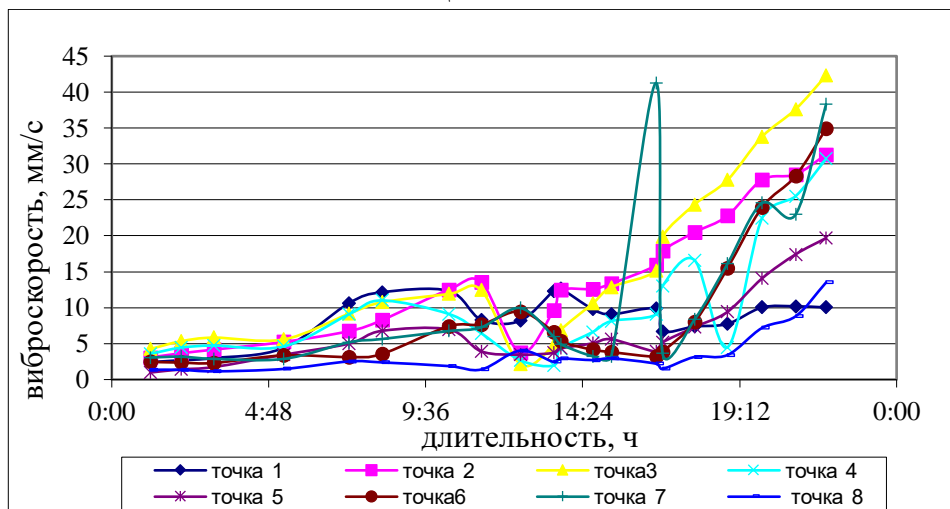


Рисунок 6.40 - Кинетика вертикальной составляющей виброскорости насосной секции

Горизонтальная составляющая виброскорости увеличилась в конце опыта до 48 мм/мин, вертикальная - до 42 рис.6.39. Причем, виброскорость, замеренная в горизонтальной плоскости, имеет более высокое значение и более точно коррелирует с формой износа радиальных сопряжений. Максимальные значения виброскорости - в точках 2,3 на входе и в точке 6 на выходе. Изменение выходных

параметров происходит монотонно: растут величины температуры и момента сопротивления, снижается напор.

- *Образец №14(522), образец №15(518)* – насосные секции базового исполнения, испытывали в течение соответственно 300 и 360 мин при средней концентрации абразива – 52 г/л (в конце опыта).

Радиальные сопряжения характеризуются односторонней формой износа втулок защитных вала, рис.6.41. Максимальная величина износа радиальных сопряжений ступеней в обоих случаях на выходе насоса, рис.6.42, 4.43: у секции №14 – 1.4 мм, у секции №15 – 2.52 мм. Средняя величина радиального износа по длине секции в первом случае – 0,695 мм, во втором 1.050 мм и соответственно скорость изнашивания –  $2,3 \cdot 10^{-3}$  мм/мин и  $2,9 \cdot 10^{-3}$  мм/мин. На графиках, рис.6.42, рис.6.43, указаны точки, каждая из которых соответствует среднему значению износа радиальных сопряжений пяти рядом стоящих ступеней. Форма износа по длине секции сложная - с минимальным износом на входе и максимальным – на выходе.

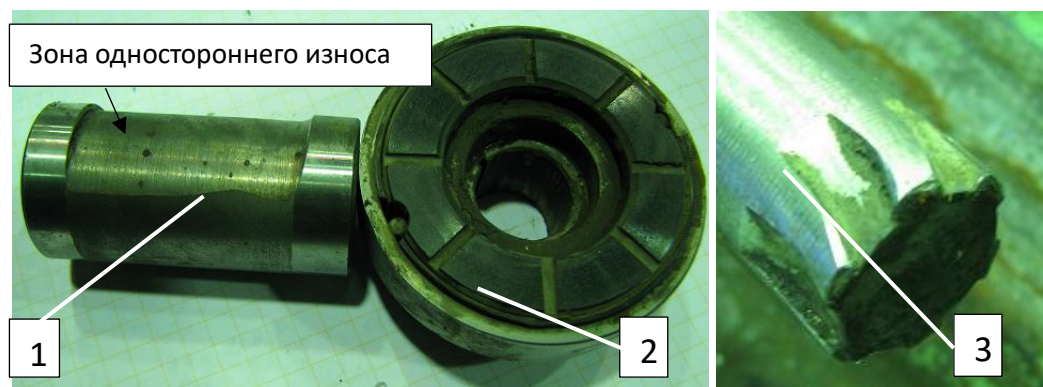


Рисунок 6.41 – Общий вид изношенных деталей секции №14: 1 - втулка радиального подшипника, 2 - пята упорного подшипника, 3 - вал

В процессе проведения опытов произошло разрушение вала в обоих случаях, рис.6.41. По форме излома видно, что срез в районе шлицевого

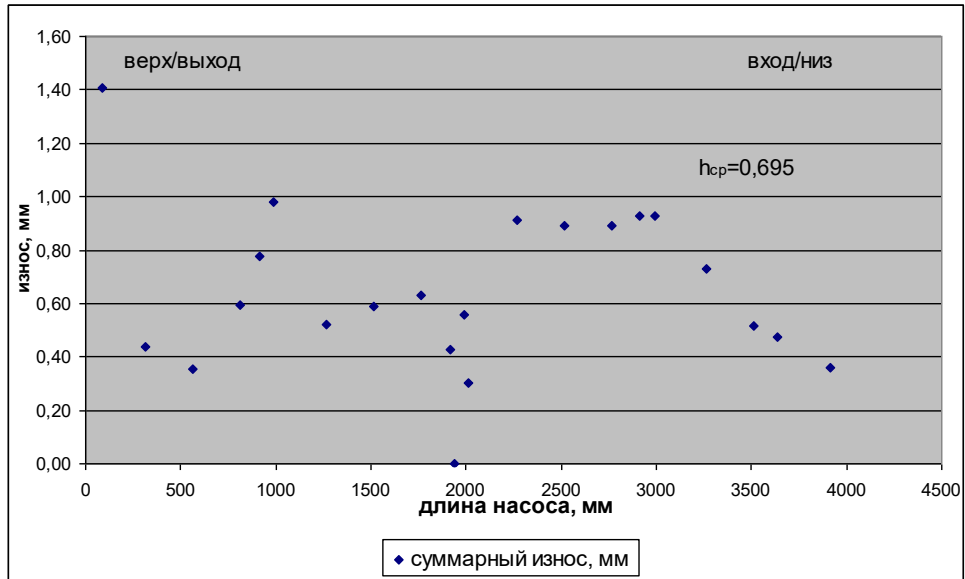


Рисунок 6.42 – График изменения износа радиальных сопряжений по длине секции, образец №14

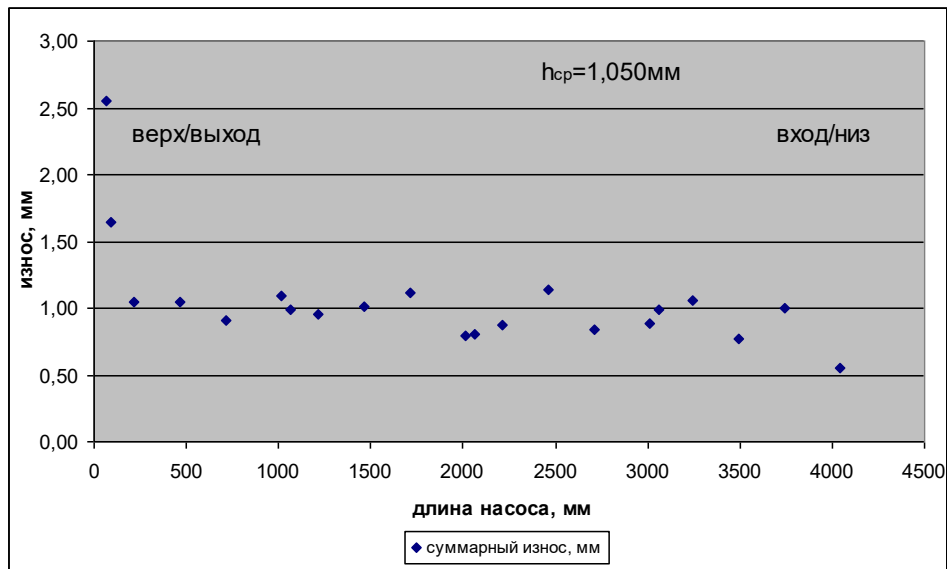


Рисунок 6.43 – График изменения износа радиальных сопряжений по длине секции, образец №15

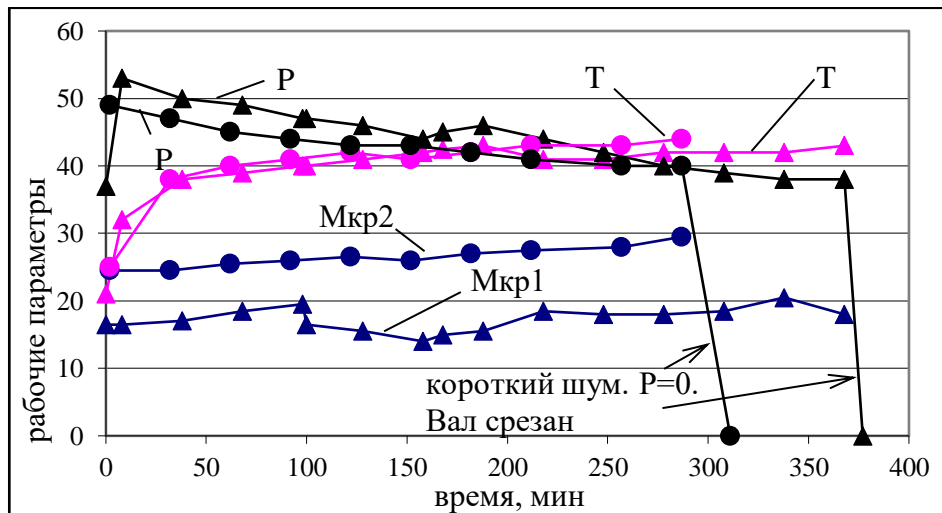


Рисунок 6.44 – График изменения рабочих параметров ступеней:  $P$  – мощность,  $M_{кр}$  – крутящий момент,  $T$  – температура жидкости; индекс 1 – образец №14, индекс 2 – образец №15

соединения, т.е. момент сопротивления оказался предельным. Вместе с тем, изменение величины момента в процессе опыта, рис.6.44, не предвещало возникновения критической ситуации. Разрушение произошло мгновенно – аналогично реальным случаям.

Эти результаты подтверждают необходимость определения предельного состояния вала по критерию прочности при изнашивании сопряжений и резонансе ротора.

### 6.7 Влияние типоразмера секции на динамику

Для исследования влияния типоразмера использовали следующие типоразмеры секций: ЭЦН (ПМ) 5-25-1150 длиной 5000 мм (образцы №16<sup>в</sup>, №17<sup>в</sup>, образец №18<sup>в</sup>), ЭЦНДН 5А-320 с условной длиной 4000 мм (образцы №19<sup>в</sup>, №20<sup>в</sup>, №21<sup>в</sup>, №22<sup>в</sup>), ЭЦНДН 5А-500 с условной длиной 4000 мм (образцы №23<sup>в</sup>, №24<sup>в</sup>, №25<sup>в</sup>, №26<sup>в</sup>). Испытания проведены на стенде вертикального исполнения, глава 3, раздел 3.2.2.

- **образец №16<sup>в</sup>**) Испытали насосную секцию ЭЦН (ПМ) 5-25-1150 длиной 5 м, с РК из жидкокристаллического полимера (ЖКП) и НА из порошковой стали, с концевыми подшипниками и упорным подшипником из твердого сплава. Концентрация абразива 10 г/л. Время опыта – 600 мин.



Рисунок 6.45 – Общий вид рабочих органов (слева – РК; справа – НА)

Изнашивание радиальных сопряжений происходило со скоростью  $3,65 \times 10^{-5}$  мм/мин и коэффициентом асимметрии износа **0,6** при средней величине износа 0,022 мм. Износ верхних шайб РК несколько выше на входе (в нижней части) и на выходе (в верхней части). Это распространенный факт при испытаниях насосных секций. Поведение рабочих колес в этих частях насосной секции отличаются неустойчивостью работы вследствие изменения режима течения жидкости.

Распределение величины виброскорости по длине секции почти равномерное, максимальное значение – меньше 2,5 мм/с.

**- образец №17<sup>В</sup>**) Испытали насосную секцию ЭЦН (ПМ) 5-25-1150 длиной 5 м с полимерными РК и НА из порошковой стали, с концевыми подшипниками и упорным подшипником из твердого сплава. Концентрация абразива 60 г/л. Время опыта – 600 мин.

Изнашивание радиальных сопряжений происходило со скоростью  $6,3 \times 10^{-4}$  мм/мин и коэффициентом асимметрии износа **3,6**, т.е., в 17,2 раза быстрее, чем при концентрации 10г/л. Средняя величина износа – 0,378 мм. У большой и малой шайб РК средняя скорость изнашивания соответственно равны:  $2,55 \times 10^{-4}$  и  $1,68 \times 10^{-5}$  мм/мин.

Максимальное значение виброскорости – 10,5 мм/с в конце опыта, рис.6.46.

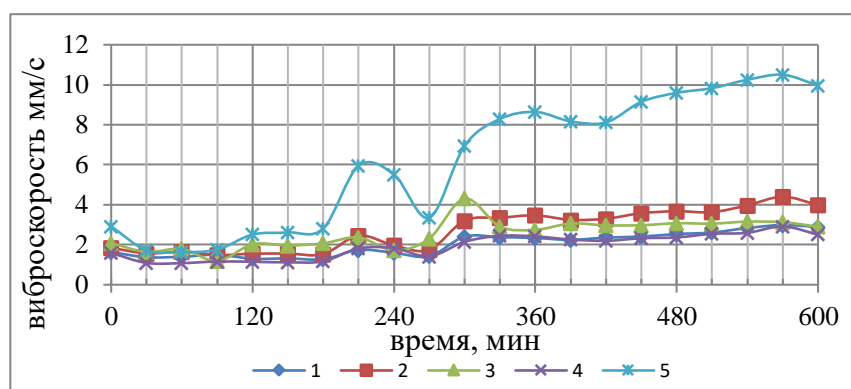


Рисунок 6.46 – Кинетика виброскорости секции

**- образец №18<sup>В</sup>**) Испытали насосную секцию ЭЦН (ПМ) 5-25-1150 длиной 5 м с полимерными РК и НА из порошковой стали, с концевыми подшипниками, четырьмя промежуточными и упорным подшипником из твердого сплава на

расстоянии друг от друга  $\sim 950$  мм, рис. 6.47. Концентрация абразива 60 г/л. Время опыта – 600 мин.

В результате испытаний получены следующие результаты: максимальный износ у концевых подшипников – 0,0115 мм у верхнего и 0,0175 мм – у нижнего; у промежуточных диапазон износа 0,012...0,019 мм. Средняя скорость изнашивания промежуточных подшипников -  $1,86 \times 10^{-5}$  мм/мин.

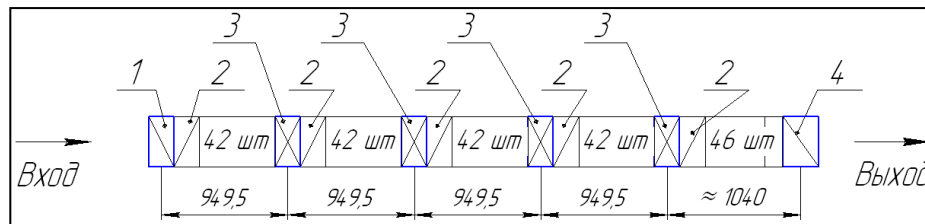


Рис.6.47 - Схема расположения радиальных подшипников: 1 - нижний подшипник 2 - опора колеса 3-промежуточный радиальный подшипник 4- верхний подшипник

Уменьшилась средняя скорость изнашивания радиальных сопряжений ступеней по сравнению с предыдущим опытом до  $1,7 \times 10^{-4}$  мм/мин, т.е. в 3,7 раза. Коэффициент асимметрии – 5,2.

Виброскорость за время опыта изменилась незначительно до 3,2 мм/с.

По результатам испытаний секций с рабочими органами «полимер – порошковая сталь» можно сделать следующие выводы:

- износостойкость радиальных сопряжений «ЖКП – порошковая сталь» значительно уступает по величине сопряжениям из металлов, наиболее изнашивающийся элемент – полимерная ступица РК. Целесообразно использовать в комбинации с износостойкими промежуточными подшипниками;
- виброскорость увеличивается с увеличением износа радиальных сопряжений. Максимальное значение - между опорами. Износу 0,378мм соответствует виброскорость  $\sim 10$  мм/с.

- образцы №19<sup>В</sup>), №20<sup>В</sup>), №21<sup>В</sup>), №22<sup>В</sup>) Испытывали четыре насосные секции ЭЦНДН 5А-320 с условной длиной 4000 мм с тремя износостойкими промежуточными и двумя концевыми подшипниками из твердого сплава. Рабочие ступени, рис.4.48, изготовлены из чугуна Ni-Resist (ЧН16Д7ГКШ) ТУ

3632-002-27385465-2008. Испытания проводили в воде с кварцевым песком концентрации 60 г/л. Абразив подавали непрерывно с помощью дозатора.

Время испытания образца соответственно 600, 1035, 1815, 3075 мин. Высота РС – 52мм.

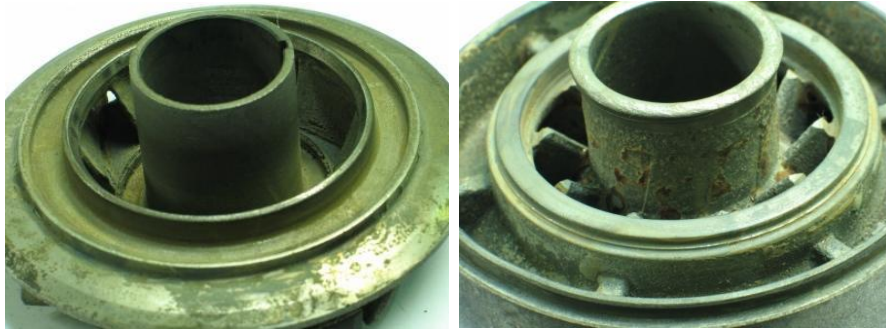


Рисунок 6.48 – Общий вид деталей ступени 5А - 320 после опыта

В результате проведения опытов с четырьмя секциями 5А-320 получены величины износа и виброскорости, табл.6.3.

Таблица 6.3 – результаты измерения износа и виброскорости секций 5А-320

№ образца	Время, мин	Средний износ $h_p$ , мм	Скорость изнашивания $V_p$ , мм/мин	Скорость изнашивания $V_o$ , мм/мин <sup>*)</sup>	Максимум виброскорости $v$ , мм/с
№19 <sup>В)</sup>	600	0,188	0,00031	Малые значения	11,2
№20 <sup>В)</sup>	1035	0,345	0,00033	6 шайб	25,6
№21 <sup>В)</sup>	1815	0,425	0,00023	9 шайб	29,3
№22 <sup>В)</sup>	3075	0,66	0,000215	14 шайб	30,6

\*) Указано количество шайб РК полностью изношенных

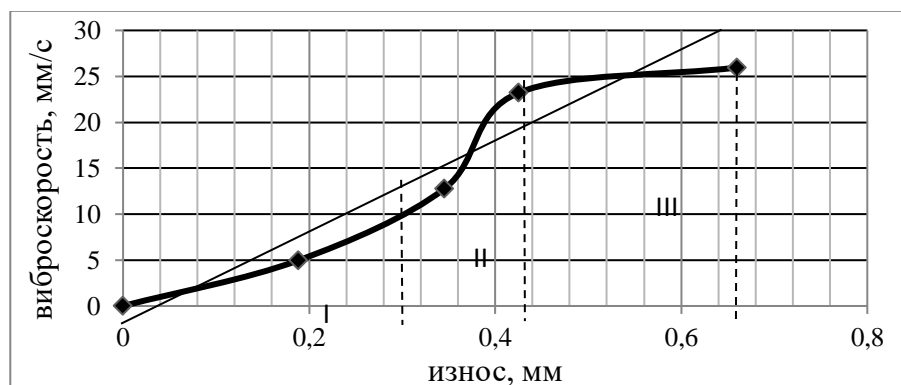


Рисунок 6.49 - График зависимости максимальной виброскорости (из среднего) в точке №2 от среднего износа радиальных сопряжений ЭЦНДН 5А-320

В результате испытаний четырех секций разной длительности получена закономерность изменения виброскорости, состоящая из трех участков, 6.49. При небольшом износе радиальных сопряжений слабый рост виброскорости. После

износа на величину  $\sim 0,2...0,3$  мм наблюдается увеличение темпа изменения вибрации. На участке III сформировалась основная форма изгиба вала, который в основном опирается на промежуточные подшипники. Темп нарастания вибрации падает. Точка максимальной виброскорости находится между точками крепления секции к корпусу.

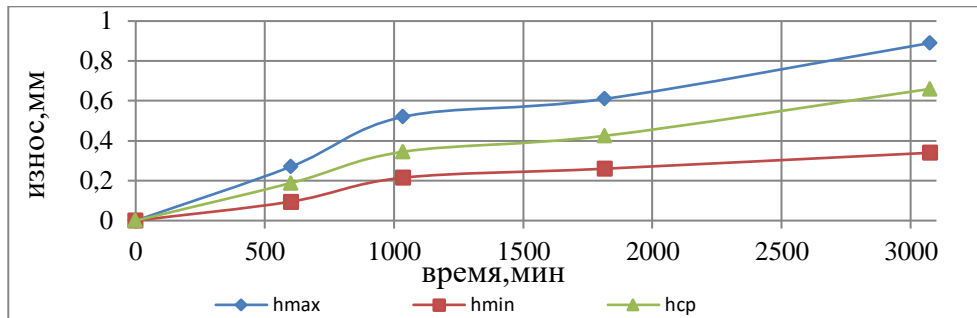


Рисунок 6.50 - Кинетика максимального, среднего и минимального износа радиальных сопряжений секции

Существенна разница между максимальным и минимальным износами радиальных сопряжений. Колебания износа относительно среднего значения в конце опыта 37-48%, рис.6.50.

При средней величине износа радиальных сопряжений 0,66мм виброскорость увеличивается до 25...30мм/с; скорость изнашивания радиальных сопряжений изменяется в диапазоне  $3,3 \times 10^{-4} \dots 2,15 \times 10^{-4}$  мм/мин. Износ радиальных сопряжений распределен по длине НС практически равномерно с колебаниями относительно среднего максимальных и минимальных значений 37...48%. Это отличает высокодебитные ступени от низкодебитных, рис.6.50. Такая форма износа влияет на динамику.

- образцы №23<sup>в)</sup>, №24<sup>в)</sup>, №25<sup>в)</sup>, №26<sup>в)</sup>. Испытывали четыре насосные секции ЭЦНДН 5А-500 с условной длиной 4000 мм с тремя износостойкими промежуточными и двумя концевыми радиально-упорными подшипниками из твердого сплава. Рабочие ступени одноопорного типа, рис.6.51, изготовлены из нирезиста (ЧН16Д7ГКШ) ТУ 3632-002-27385465-2008. Испытания проводили в воде с кварцевым песком концентрации 60 г/л. Абразив подавали непрерывно с помощью дозатора. Высота РС – 61,5мм.



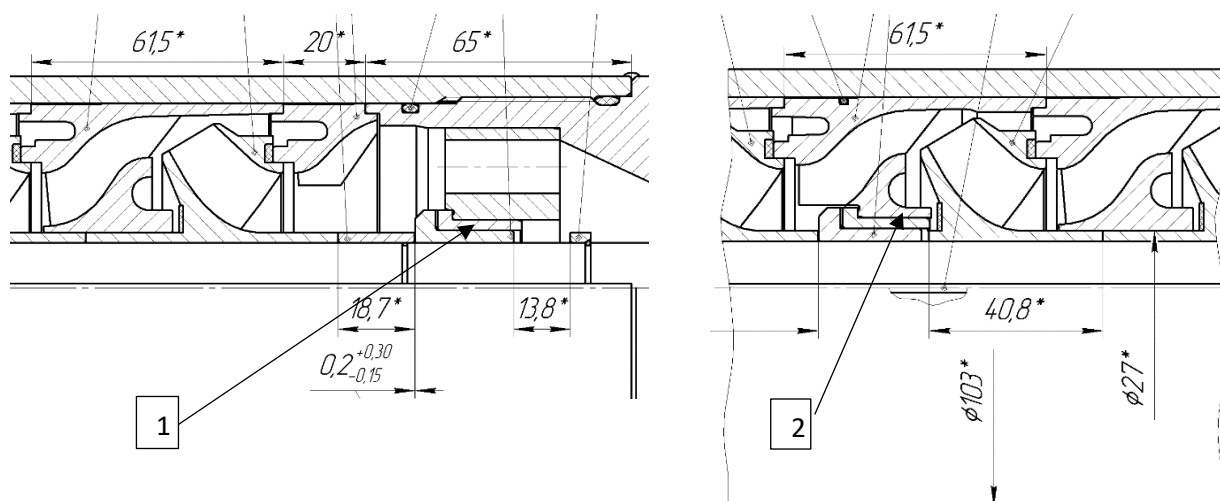


Рисунок 6.51 – детали ступени 5А-500 (1 – концевой подшипник, 2 – промежуточный подшипник)

Время испытания образцов №23<sup>В</sup>), №24<sup>В</sup>), №25<sup>В</sup>), №26<sup>В</sup>) соответственно 600, 1215, 1830, 2250 мин. После каждых 600 мин опыта стенд останавливали, промывали систему и испытываемую НС от абразива и продуктов износа и запускали вновь. В течение каждого периода концентрацию абразива поддерживали постоянной и равной 60 г/л. После окончания опыта НС разбирали, промывали, измеряли основные размеры и массу.

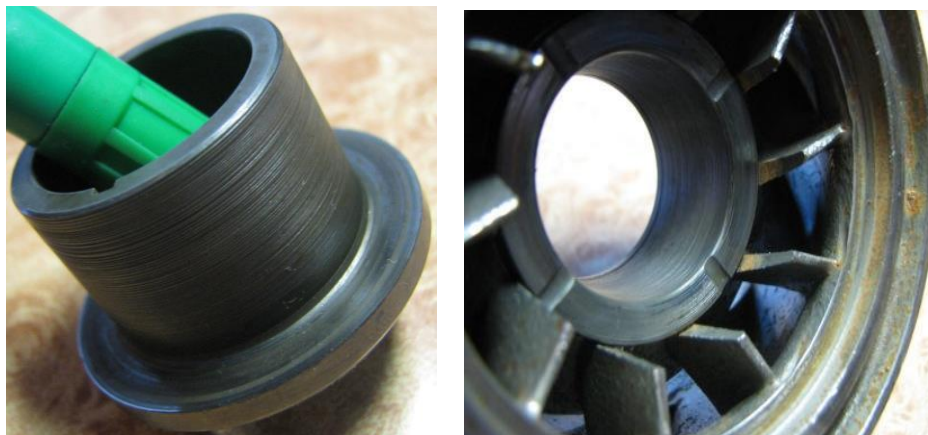


Рисунок 6.52 – Общий вид промежуточного подшипника из твердого сплава после опыта

Как показали результаты испытаний всех секций 5А-500, в процессах изнашивания и динамики наблюдаются похожие тенденции. Распределение износа по длине секции, рис. 6.53, даже при значительных величинах не имеет характерной формы, свойственной секциям с низкой производительностью.

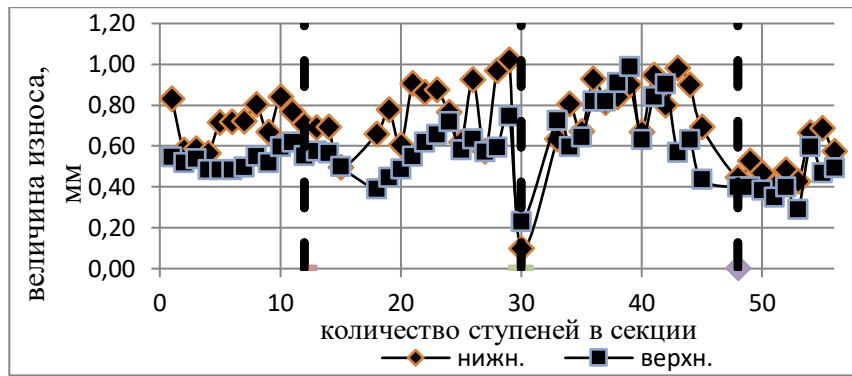


Рисунок 6.53 – Распределение износа радиальных сопряжений по длине секции №26<sup>В)</sup>  
(штриховые линии – место расположения подшипников)

Лишь средний промежуточный подшипник имеет малый износ, который может свидетельствовать о возникновении узла колебаний. Износ нижних шайб РК предсказуемо выше, чем верхних. Секция работала в допустимом диапазоне НРХ. Существенно большая разница между средней максимальной и минимальной величинами износа.

Таблица 6.4 – результаты измерения износа и виброскорости секций

№ образца	Время, мин	Средний износ $h_p$ , мм	Скорость изнашивания $V_p$ , мм/мин	Скорость изнашивания $V_o$ , мм/мин <sup>*)</sup>	Максимум виброскорости $v$ , мм/с
№23 <sup>В)</sup>	600	0,1	0,00017	Малые значения	11,2
№24 <sup>В)</sup>	1215	0,35	0,00029	10	25,6
№25 <sup>В)</sup>	1830	0,425	0,00023	15	29,3
№26 <sup>В)</sup>	2250	0,63	0,00028	29	30,6

\*) Указано количество шайб РК полностью изношенных

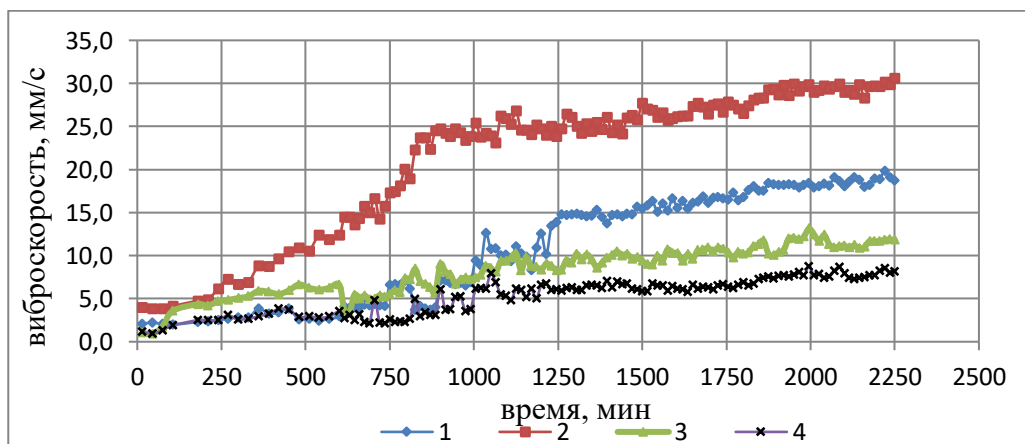


Рисунок 6.54 – Кинетика составляющих виброскорости секции №4

Скорость изнашивания радиальных сопряжений в течение опыта имела близкие значения, кроме начального периода, табл.6.4. Износ шайб осевых сопряжений

монотонно увеличивался до их полного разрушения и связан с величиной износа радиальных сопряжений.

График кинетики виброскорости секции №26<sup>B</sup>), рис.6.54, имеет три участка: начальный – 0...200 мин; участок интенсивного увеличения виброскорости – 200...850 мин и участок снижения темпа – 850...2250 мин.

Результаты всех опытов сведены в табл. 6.5.

Таблица 6.5 – Результаты испытаний насосных секций

№ образца	Концентрация абразива $\varepsilon_p$ , г/л	Время опыта $t$ , мин	Скорость изнашивания $v_r$ , мм/мин	Виброскорость $V$ , мм/с	Средняя величина износа $h_r$ , мм
№1	77,5	930	0,0014	-	1,2
№2	37	448	0,0027	70(20)	1,0
№3	90	1083	0,0009	84	1,1
№12	32,3	1380	0,00117	55	1,617
№13	17,7	1440	0,00087	45	1,26
№14	52	300	0,0023	-	A522-слом в.
№15	52	360	0,0029	-	A518-слом в.
№11 <sup>B</sup> )	60	1155	0,00026	15	0,295
№7	174	2880	0,00018	19	0,53
№8	150	2880	0,000082	16	0,237
№9	104	1440	0,0004	40	0,58
№10 <sup>*</sup> )	60	600	0,00025	12	0,15
№4	73	300	0,00093	8,5	0,279
№5	168	300	0,00092	16	0,275
№6	112,8	180	0,0025	7,5	0,46
№16 <sup>B</sup> )	10	600	0,0000365	2,5	0,022
№17 <sup>B</sup> )	60	600	0,00063	10,5	0,378
№18 <sup>B</sup> )	60	600	0,000019	3,2	0,019
№19 <sup>B</sup> )	60	600	0,00031	11,2	0,188
№20 <sup>B</sup> )	60	1035	0,00033	25,6	0,345

№21 <sup>B)</sup>	60	1815	0,00023	29,3	0,425
№22 <sup>B)</sup>	60	3075	0,000215	30,6	0,66
№23 <sup>B)</sup>	60	600	0,00017	11,2	0,1
№24 <sup>B)</sup>	60	1215	0,00029	25,6	0,35
№25 <sup>B)</sup>	60	1830	0,00023	29,3	0,425
№26 <sup>B)</sup>	60	2250	0,00028	30,6	0,63

## 6.8 Основные закономерности износа и динамики насосной секции

Процесс изнашивания насосной секции характеризуется неравномерностью износа как по длине, так и по форме. Определенное влияние на это оказывает случайные распределения дисбаланса деталей вращающегося ротора и зазоров в сопряжениях. После некоторой величины износа сопряжений начинают проявляться динамические свойства ротора, определяемые критерием  $\pi_2 = EI^0/L^4 m^0 \omega^0 = idem$ . В дальнейшем эволюция износа происходит под действием сформировавшегося изгиба вала.

### 6.8.1 Эволюция процесса изнашивания сопряжений секций

В результате проведенных опытов получены важные общие закономерности процесса изнашивания. Во-первых, имеет место сложная взаимозависимость износов радиальных и осевых сопряжений. При катастрофическом износе осевых сопряжений у образцов № 4, 5, 6, износ радиальных сопряжений имел небольшие величины: 0,28...0,46мм. С другой стороны большой износ радиальных сопряжений, образец №1, сопровождается большим износом осевых сопряжений. Т.е. изгиб вала вследствие износа радиальных сопряжений приводит к раскрытию сопряжения "бурт НА – кольцо РК", в образовавшийся зазор которого попадают абразивные частицы, интенсифицируя его изнашивание.

Замечено, что на распределение износа радиальных сопряжений по длине секции большое влияние оказывает упорный подшипник секции. У образцов № 1, 2, 12, 13, 14, 15 базового исполнения конструкции присутствует явно выраженный

неравномерный износ по длине секции. Максимальная величина износа при этом на выходе потока либо в области упорного подшипника, либо на расстоянии 500...1000 мм от верха. Этот эффект устраняется у насосных секций, имеющих комбинированный подшипник из твердого сплава, т.е. подшипник с высокой износостойкостью. На неравномерность износа по длине секции влияют дефекты входного модуля (несоосность валов, износ подшипников), образец №3.

При больших величинах износа реализуется несимметричная форма износа ступицы ступени и втулки вала подшипника, образцы № 1,2,12-15. Равномерная по окружности форма износа ступиц РК встречается у секции №7, рабочие колеса которой имеют минимальный дисбаланс.

При анализе особенностей изнашивания необходимо учитывать влияние крутящего момента. Отклонение вала от прямолинейной формы под действием центробежных сил происходит в его закрученном состоянии. При осмотре изношенных деталей ротора видно, что зона максимального износа втулок защитных или ступиц РК по его длине относительно шпоночного паза располагается по винтовой линии. Причем потери устойчивости под действием крутящего момента, как показывают расчеты, не происходит. Износ ответных деталей имеет вид концентрической окружности с весьма небольшой эллипсностью при испытании на горизонтальном стенде. У вертикально расположенного насоса при равных прочих условиях она не должна возникать. Попытки некоторых авторов использовать эллипсность отверстий НА для объяснения динамических нагрузок при разрушении компенсаторов [58], не имеет под собой веских научных оснований.

Получен важный результат по влиянию абразива на износостойкость секции, не имеющий аналогов в специальной литературе. Зависимость скорости изнашивания радиальных сопряжений секций базовой конструкции в зависимости от концентрации абразива имеет линейный характер, рис. 6.55, и записывается выражением

$$v_r^c = 5 \cdot 10^{-5} \varepsilon_p, R^2 = 0,9329 \quad (6.5)$$

Из зависимости видно, что при отсутствии абразива скорость изнашивания имеет нулевое значение. В реальности трибосопряжения изнашиваются без абразивных частиц в жидкости, но при наличии граничной смазки, которая может быть обусловлена, например, содержанием в пластовой жидкости свободного газа или воды. Проведя анализ свыше 100 секций после эксплуатации выявили, что в случае отсутствия в пластовой жидкости кварцевого песка величина скорости изнашивания радиальных сопряжений имеет весьма малые величины  $\sim (2...3) \cdot 10^{-7}$  мм/мин, что соответствует износу 0,1 мм после работы в течение 360 суток.

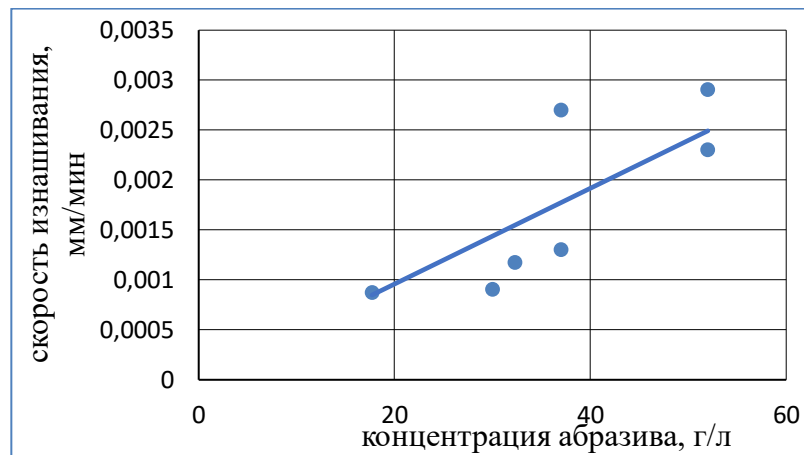


Рисунок 6.55 – График зависимости скорости изнашивания радиальных трибосопряжений от концентрации абразива

Изнашивание трибосопряжений сопровождается деградацией НРХ, что подтверждается результатами других исследований. В работе [200], например, отмечается, что насос потеряет от 1,5 до 2% КПД за каждую тысячную часть (0,001 дюйма – 25,4 мкм) износа радиального уплотнения за пределами первоначальной заводской настройки. С другой стороны, радиальное сопряжение выполняют функцию поддерживающей опоры вала. Из-за этой принципиальной особенности при их износе не только изменяется НРХ, но и увеличивается динамика установки. В работах Карасика И.И. [240, 62] показано, что увеличение радиальных зазоров уплотнений рабочих колес в пределах 0,15...3 мм приводит к снижению напора до 24% (при оптимальной подаче), подачи до 41,5% (при оптимальном напоре) и КПД до 10...12%.

### 6.8.2 Особенности динамики ротора секции

На основании проведенного анализа результатов испытаний можно сделать важный вывод о том, что имеется определенная схожесть формы изгиба вала и распределения износа по длине секции на его заключительной стадии, рис. 6б, напоминающих вторую форму собственных колебаний корпуса. В стационарном режиме это соответствует равномерному вращению неизменно изогнутой оси вала вокруг воображаемой оси, проходящей через центры подшипников. Используя терминологию проф. Пановко Я.Г., можно сказать, что деформированный вал совершает свое движение как бы с «замороженными» значениями деформаций, а, следовательно, и напряжений [99]. То же отмечается и в монографии проф. Диметберга Ф.М. [36]. Напряжения возникают также и в корпусных деталях. Это движение в неподвижной системе координат выглядит как упругие колебания, в действительности никаких упругих колебаний не содержит – деформированный вал вращается вокруг линии подшипников в момент времени как абсолютное твердое тело. Имеет место синхронная прецессия, когда частота вращения вала вокруг своей оси, и частота вращения оси вала вокруг воображаемой оси, проходящей через центры концевых подшипников, равны по величине. Характерным свидетельством такого движения вала является односторонний износ ступиц рабочих колес или втулок защитных вала, т.к. точка или зона контакта ступицы РК с ответной деталью остается в определенной степени неизменной при вращении вала. Зона же контакта ответной детали (отверстие НА) перемещается по окружности вслед за вращающейся ступицей РК (втулкой защитной). Обоснование природы одностороннего износа ступиц РК кривизной скважины, приводимое различными авторами [121,126,127], с учетом вышеприведенного обоснования следует признать ошибочными, мешающим правильному пониманию динамики УЭЦН.

Полученные результаты подтверждают выводы численного моделирования динамики насоса и формах прецессионного вращения вала, глава 3. Одновременно следует заметить, что устойчивость этой формы вначале и с изменением износа не является очевидной и требуются дополнительные

исследования. Замечено, что при износе радиальных сопряжений в пределах 0,15...0,25 мм наблюдается неустойчивая форма вращения вала, сопровождающаяся случайным распределением износа по длине секции.

### 6.8.3 Взаимовлияние процессов изнашивания и динамики

Испытания насосных секций на износ позволили впервые в мировой практике установить взаимообусловленность процессов изнашивания и динамики и количественную зависимость. Выявлена физическая связь износа радиальных сопряжений и виброскорости по длине секции. Виброскорость насосной секции при изнашивании сопряжений ступени в основном определяется величиной износа радиальных сопряжений. Даже катастрофический износ осевых сопряжений ступеней влияет на виброскорость в значительно меньшей степени.

В результате проведенных испытаний насосных секций разных типоразмеров и конструктивного исполнения в абразивосодержащей среде получена обобщающая зависимость виброскорости от износа радиальных сопряжений  $h_r$ , рис. 6.56. Эта зависимость имеет линейный характер и описывается функцией

$$V_r = 32,65h_r + 5,52 \text{ [мм/с]} \text{ с } R^2 = 0,7907 \quad (6.6)$$

Постоянное значение, равное 5,52 мм/с, соответствует виброскорости неизношенного насоса. Из практики измерения новых насосов известно, что эта величина близка к реальным значениям. Результаты анализа величины износа насоса после эксплуатации, вибрацию которого измеряли на скважине в процессе работы (точка "эксплуатация" на графике, рис.6.56), показали корректность проведенных опытов.

Впервые выявили, что вибрация изнашивающегося в процессе эксплуатации насоса может более чем на порядок превышать уровни вибрации нового насоса. В двух опытах при износе сопряжений произошло разрушение вала секции, образцы №14, 15. В обоих случаях происходил износ с максимальной



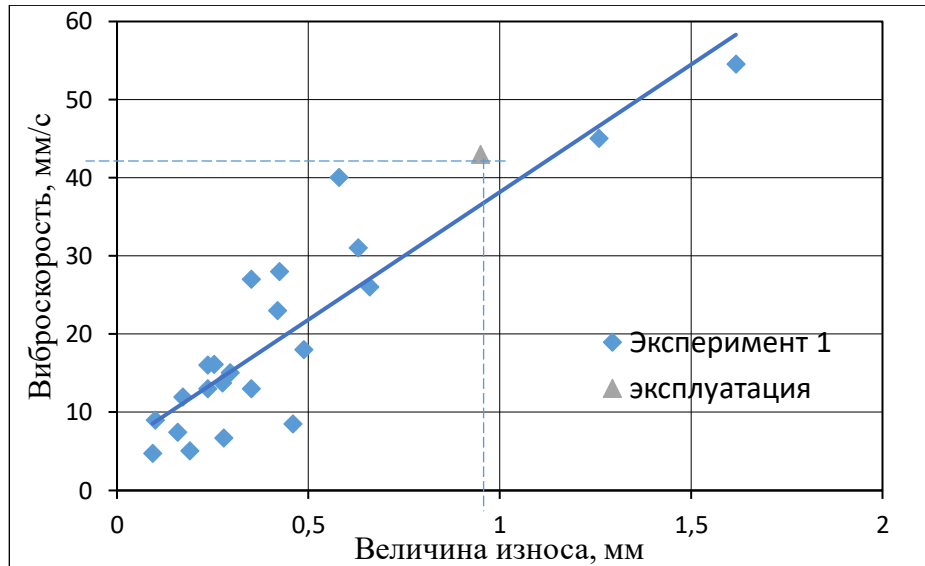


Рисунок 6.56 - Зависимость виброскорости секции от величины износа радиальных сопряжений

величиной в верхней части. Процесс разрушения сопровождался шумом, увеличением момента и температуры, снижением, напора, рис. 6.44. По комплексу внешних признаков можно предположить о наличии резонанса вала.

### 6.9 Верификация результатов модельных испытаний

Испытания насосных секций проводили помимо получения знаний о особенностях трибодинамических процессов в секции и для верификации результатов модельных опытов по процессам изнашивания ступеней (глава 4).

Наиболее важным результатом по износостойкости ступеней является зависимость скорости изнашивания радиальных сопряжений  $v_r$  от концентрации абразивных частиц  $\varepsilon_r$ . Полученные зависимости 6.1 для секции и 4.5 для ступеней коррелируют с коэффициентом 2, табл. 6.6. Т.е. средняя величина износа

Таблица 6.6 – Результаты сравнения опытных и расчетных величин скорости изнашивания радиальных сопряжений секций (базовый вариант)

№образца	концентрация абразива, г/л	$v_r^c$ , мм/мин	$v_r$ , мм/мин - расчет	Разница, %	Среднее, %
2	37	0,0027	0,0037	37	105
12	32,3	0,00117	0,00323	176	
13	17,7	0,00087	0,00177	103	

радиальных сопряжений секции в два раза меньше скорости изнашивания радиальных ступеней при одинаковой концентрации кварцевого песка. Односторонний износ сопряжений является преимущественный в обоих случаях. Существующее расхождение скорости изнашивания можно объяснить снижение концентрации песка в секции вследствие локального осаждения крупных частиц песка во вспомогательных трубопроводах и считать удовлетворительным.

Результаты испытаний секций с промежуточными подшипниками также коррелируют с расчетными значениями. Образец №9, табл.6.5, имеет скорость изнашивания радиальных сопряжений – 0,0004 мм/мин; расчет – 0,00031 мм/мин. Расчет производится по формуле (4.5).

Влияние типоразмера ступени на скорость изнашивания радиальных сопряжений, исследованное в разделе 4.2.5, табл. 4.18, подтверждается результатами испытаний секций различных типоразмеров, обр. 19<sup>в</sup>, 20<sup>в</sup>, 21<sup>в</sup>, 22<sup>в</sup>. Скорость изнашивания радиальных сопряжений секций 5А-320, 5А-500 – 0,00028 мм/мин; расчет по зависимостям, табл. 4.18, - 0,00024 мм/мин.

### **6.10 Выводы по главе 6:**

1 Испытания на износ и вибрацию насосных секций в широком спектре типоразмеров, особенностей конструкции, концентрации абразива позволили получить ряд важных результатов:

- износ сопряжений насосной секции возбуждает изгибные колебания с высоким уровнем виброскорости, которые могут приводить к слому вала, переменным напряжениям в корпусе, влияющим на возникновение отказа по критерию прочности корпусных деталей;
- износ радиальных и осевых сопряжений ступеней различным образом влияет на динамику установки: вибрация в поперечном направлении сильно зависит от износа радиальных сопряжений; при прогрессирующем износе

осевых сопряжений, включая катастрофический, вибрация в поперечном направлении растет менее интенсивно (виброскорость до 12 мм/с);

- виброскорость изношенного насоса может более чем на порядок превышать величину нового и требует нормирования уровня в зависимости от износа;
- распределение износа радиальных сопряжений по длине НС и форма упругой линии вала взаимосвязаны. Характер распределения обусловлен конструктивными особенностями насосной секции, распределением дисбаланса по длине, условиями закрепления, соотношением собственных частот ротора и корпуса НС.

2 Впервые получена фундаментальная зависимость виброскорости насосных секций, обусловленной износом, от величины износа радиальных сопряжений в виде

$$v_r = 32,65h_r + 5,52 \text{ [мм/с]}; R^2 = 0,7907.$$

Для низкодебитных секций коэффициент  $R^2 = 0,8432$ . Эта зависимость крайне необходима проектировщикам и эксплуатирующим организациям при прогнозировании вероятности отказа по критерию усталостной прочности при условии пересчета виброскорости в напряжения корпусных деталей.

3 Замечено, что при определенной величине износа радиальных сопряжений горизонтально расположенной насосной секции проявляются поперечные колебания с частотой  $\sim 25$  Гц, которые могут быть диагностическим признаком износа установки (в том числе и наклонно-направленной).

4 Впервые получена зависимость величины износа радиальных сопряжений секции  $v_r^c$  базовой конструкции от концентрации абразивных частиц  $\varepsilon_p$  в жидкости в виде

$$v_r^c = 5 \cdot 10^{-5} \varepsilon_p, R^2 = 0,9329.$$

5 На износ радиальных сопряжений влияет расстояние между промежуточными подшипниками. Уменьшение расстояния с 1000 мм до 400 мм снижает скорость изнашивания  $\sim$  в 7,3 раза при равных прочих условиях. Эффект уменьшения изгиба вала, рассчитанный по оценочной формуле 2.11, подтверждается, но в два

раза выше. При малых величинах изгиба вала (при более частом расположении подшипников) необходимо учитывать размер зазора в сопряжениях.

6 Доказано, что существует взаимосвязь формы износа радиальных сопряжений и вида прецессии вала: односторонней форме износа втулки вала соответствует синхронная прецессия, равномерной форме износа соответствует асинхронная прецессия.

7 Не выявлено существенных различий в результатах испытаний секций на горизонтальном или вертикальном стенде. Имеется незначительное различие в форме износа отверстий НА.

8 Показано, что при испытаниях секции в левой зоне НРХ происходит большой износ осевых уплотнений до полного их разрушения при относительно небольшом износе радиальных уплотнений. Аналогичные результаты получены Wilson, В. L. при испытаниях секций  $111\text{м}^3/\text{сут}$  в работе [306], а также подтверждаются результатами испытаний ступеней, раздел 4.2.1. Эта тенденция в меньшей степени характерна для радиальных сопряжений.

9 Не выявлена однозначная зависимость изменения НРХ от износа сопряжений ступени. При больших величинах износа радиальных сопряжений ( $\sim 1,0\text{мм}$ ) максимальный износ на входе в насос. Аналогичный результат наблюдали в работе [260] при испытании сборок высокодебитных ступеней, что объясняется дроблением абразива на нижней ступени и снижением свойств абразива, поступающих в верхние ступени. Это подтверждает обоснованность учета эффекта дробления абразива в расчетной зависимости, глава 2.

Деградация НРХ происходит вследствие износа как осевых, так и радиальных сопряжений и разделить эти доли трудно, табл.6.7.

Табл. 6.7 – Изменение подачи при износе сопряжений

Образец	$h_{max}/h_{cp}$	$Q_{нач}, \text{м}^3/\text{сут}$	$Q_{кон}, \text{м}^3/\text{сут}$	$\Delta Q, \%$
14	1,4/0,695	53	37,5	29
15	2,52/1,05	49	40	18,3

10 Не выявлена однозначная зависимость скорости изнашивания от типоразмера ступени (подачи). Диапазоны изменения скорости изнашивания от типоразмера при одинаковой концентрации абразива и с промежуточными подшипниками через ~ 1000мм приведены в табл. 6.8.

Таблица 6.8 – Зависимость скорости изнашивания секций от типоразмера

	5-25-1150	ЭЦНДН 5А-320	ЭЦНДН 5А-500
$v_r^c$ , мм/мин	0,00017	0,000215...0,00033	0,00017...0,00029

Полученные результаты коррелируют с результатами испытаний ступеней разных типоразмеров, раздел 4.2.5. Разница в величине скорости изнашивания обусловлена наличием промежуточных подшипников при испытаниях секций.

11 Выделено два этапа кинетики вибрации в зависимости от износа. При величине износа ~ 0,15...0,25 мм реализуются неустоявшиеся колебания, когда форма изгиба вала однозначно не определяется. При величине износа больше 0,3 мм формируются устойчивые периодические колебания вала и характерная (волнообразная) форма износа.

12 Выявлены конструктивные недостатки насосных секций, имеющие общий характер:

- комбинация консольно расположенного упорного подшипника с радиальным подшипником в неизносостойком исполнении резко снижает износостойкость насосной секции и увеличивает виброскорость. Максимальный износ в этом случае присутствует в верхней части секции – эффект от изгиба консольного вала превосходит эффект от дробления абразива;
- использование в качестве материалов промежуточных подшипников сочетания "сталь – бронза (латунь) не влияет заметным образом на увеличении износостойкости секции и распределение износа по длине секции.

**Рекомендации:**

В целях дальнейшего совершенствования конструкции и технологии эксплуатации необходимо реализовать следующие мероприятия:

- разработать допустимые нормы виброскорости ЭЛН при изнашивании сопряжений из условия наступления отказа по критерию прочности, отказа торцовых уплотнений;
- необходимо производить расчет установки на крутильные колебания для каждого типоразмера с целью исключения неблагоприятных диапазонов частоты вращения вала.

## ГЛАВА 7

### РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ

В процессе выполнения работы разработаны конструкторско-технологические решения по повышению работоспособности трибосопряжений и разработан комплекс современных стендов для исследования износостойкости высокооборотных ЭЛН с частотой вращения до 12000 об/мин.

#### **7.1 Конструкторско-технологические решения по повышению работоспособности трибосопряжений**

На основе расчетно-экспериментальных результатов предложен ряд конструкторско-технологических решений для повышения надежности трибодинамической системы, реализованные в конструкции, рекомендациях, патентах.

Как показано в результате выполнения работы, важное значение для обеспечения надежности и ресурса УЭЛН играют радиальные и осевые сопряжения. Их износ или разрушение приводит к увеличению динамики установки или слому других деталей, например, валов. Разрушение втулок подшипников из керамических материалов вызывается концентрацией напряжений по шпоночному при динамических нагрузках.

Для практического использования разработаны технические решения, позволяющие обеспечить ресурс деталей по критерию износа при нестационарных режимах эксплуатации:

7.1.1 *Сборная конструкция втулки износостойкого подшипника*, (Патент РФ №2373439) [104], позволяет предотвратить разрушение по критерию прочности втулок подшипника из высокотвердых керамических материалов за счет применения вставки из твердого сплава без шпоночного паза. Крепление вставки осуществляется по торцу с преднатягом методом обкатывания.

7.1.2 *Резино-керамический подшипник* со сложной формой кольца обеспечивает высокую износостойкость, центрирование вала и демпфирование динамических возмущений при трении. The method of perception of the radial load during rotation and the plain bearing according to this method: patent RU 2763763 C1; IPC F16C 17/02, F16C 27/06 / I.S. Pyatov, A.Yu. Krinsky, N.I. Smirnov and others; № Application 2021126639, Appl. 09/09/2021; publ. 01/10/2022, Bull. №. 1. 15 p.

7.1.3 *Техническое решение по компрессионной (пакетной) сборке насоса* (патент РФ №2371611) [101], позволяет оптимизировать сборку насосных секций и равномерность износа осевых сопряжений.

7.1.4 *Оригинальные технические решения разработанных испытательных стендов*, позволяющие получить надежные результаты, в максимальной степени соответствующие реальным условиям:

- для обеспечения подобия процессов трения модели и натуры разработано техническое решение, обеспечивающее прецессионное вращение вала на стенде для исследования износа рабочей ступени центробежного насоса. Патент РФ 2371694 [105];
- способ испытания материалов на гидроабразивный и коррозионный износ. Патент РФ №2444719 [107].

7.1.5 Для обеспечения точности измерения трибологических характеристик при проведении опытов разработаны:

- для повышения точности экспериментов на универсальной машине трения устройство самоустановки образцов. Патент РФ №2356026 [103].
- оптоволоконная система регистрации траектории движения вала, обеспечивающая точную регистрацию положения вала при прецессионном вращении и измерение износа радиальных сопряжений стенда для испытаний ступеней и подшипников. Патент РФ №2349875\$
- устройство для измерения момента трения упорных подшипников скольжения. Патент на полезную модель РФ № 188355[109];
- устройство для измерения сил трения подшипников скольжения. Патент на полезную модель РФ №188359 [109].



Разработаны методические материалы:

- В составе группы разработчиков разработал ГОСТ 56830-2015 “Нефтяная и газовая промышленность. Установки скважинные электроприводных лопастных насосов. Общие технические требования”. Москва, 2016.

## **7.2 Разработка комплекса испытательных стендов для исследования процессов трения и изнашивания высокооборотных установок**

Одним из перспективных направлений совершенствования погружных центробежных насосов является увеличение частоты вращения, что влечет уменьшение линейных размеров, снижение трудозатрат при монтаже оборудования. Уменьшение числа рабочих органов позволяет использовать при изготовлении износостойкие материалы, в частности твердые сплавы без существенного увеличения цены.

Вместе с преимуществами использования высокооборотных установок необходимо учитывать возможные негативные факторы, влияющие на ресурс. В связи с этим разработка экспериментального оборудования для исследования трибосопряжений, используемых в высокооборотных насосах, является актуальной.

Термин «высокооборотные установки» можно использовать для погружного оборудования с частотой вращения свыше 6000об/мин.

Увеличение частоты вращения до 10000...12000об/мин требует повышенных требований к испытательным стендам, в частности по вибрации, тепловыделению в трибосопряжениях. Одной из наиболее значительных проблем является повышенный потенциал абразивного и эрозионного износа [Ye1]. Необходимо отметить, что в настоящее время не разработаны стенды для испытаний отдельных трибологических узлов при частотах вращения до 10000 об/мин. О намерении испытывать СН при 10000 об/мин указывается в работе специалистов компании Baker.

В рамках выполнения Федеральной целевой программы “Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического

комплекса России на 2014–2020 годы”. Соглашение о предоставлении субсидии № 14.607.21.0191 от 26.09.2017 г., проект RFMEFI60717X0191, автором был разработан комплекс испытательных стендов для исследования процессов трения и изнашивания основных трибологических элементов высокооборотных насосов при частоте вращения до 12000об/мин в составе:

- стенд высокооборотный для исследования процессов трения и износа ступени нефтяной, п.7.2.1;
- стенд высокооборотный для исследования трения упорного подшипника ГЗ и ПЭД, п.7.2.2;
- стенд высокооборотный для исследования трения торцовых уплотнений, п.7.2.3;
- стенд высокооборотный для исследования трения радиальных подшипников, п.7.2.4;

В инициативном порядке разработан стенд высокооборотный для исследования эрозионной стойкости материалов СН, ГС высокооборотных насосов, п.7.2.5.

Комплекс высокооборотных испытательных стендов выполнен по единой конструктивной концепции, с однотипной измерительной системой на базе аппаратно-программных средств компании NI LabVIEW.

### **7.2.1 Стенд высокооборотный для исследования процессов трения и износа ступени нефтяной и радиального подшипника**

Стенд, рис.7.2.1, выполнен по аналогичной конструктивной схеме, глава 3, раздел 3.3 и состоит из корпуса 1 с керамической плитой, на которой смонтированы основные узлы: шпиндель ET80-2.5 LS, позиция 2, испытательная камера 3, расходомер 7, система охлаждения привода 9. К испытательной камере сверху крепится смеситель 5 с нагревателем 6. Основные параметры измеряются датчиком момента 12, расходомером 7, датчиком давления 4, датчиком температуры. Бустерный насос 15 служит для подачи модельной жидкости из бака- сепаратора абразивных частиц 14 в смеситель 5. Обработка результатов

измерений производится системой измерения 10 и персональным компьютером 11. Регулирование частоты вращения шпинделя и температуры осуществляется соответственно системой управления и терморегулятором.

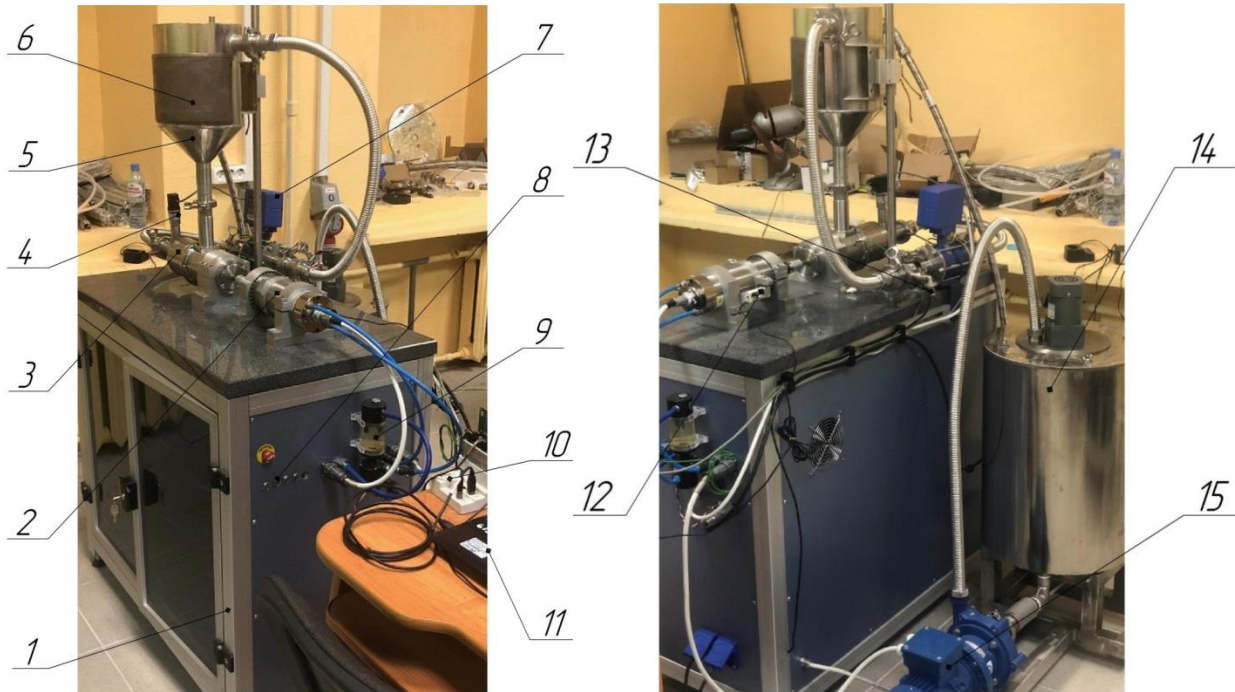


Рисунок 7.2.1 Общий вид стенда высокооборотного для испытаний СН: а – вид спереди; б – вид сзади (1-корпус, 2-шпиндель высокооборотный, 3-испытательная камера, 4-датчик давления, 5-смеситель, 6-нагреватель, 7-расходомер, 8-пульт управления, 9-система охлаждения привода, 10-система измерения, 11- персональный компьютер, 12-датчик момента, 13-кран слива, 14-бак-сепаратор абразива, 15- бустерный насос)

На стенде реализуется разомкнутый и замкнутый тип движения абразива, рис.7.2.2. Применяют две методики испытаний: испытания ступеней и испытания радиального подшипника в абразивосодержащей, коррозионно-активной среде. В процессе опыта измеряют изменение рабочих характеристик (подача, напор, момент сопротивления). После разборки измеряют изменение массы, геометрических размеров сопряжений.

Основные характеристики стенда:

- мощность привода 2,2 кВт,
- частота вращения 1000...12000 об/мин,
- диаметр испытательной камеры – 80 мм,
- объемный расход жидкости до 160 м<sup>3</sup>/сут,
- система охлаждения шпинделя – принудительное водяное,

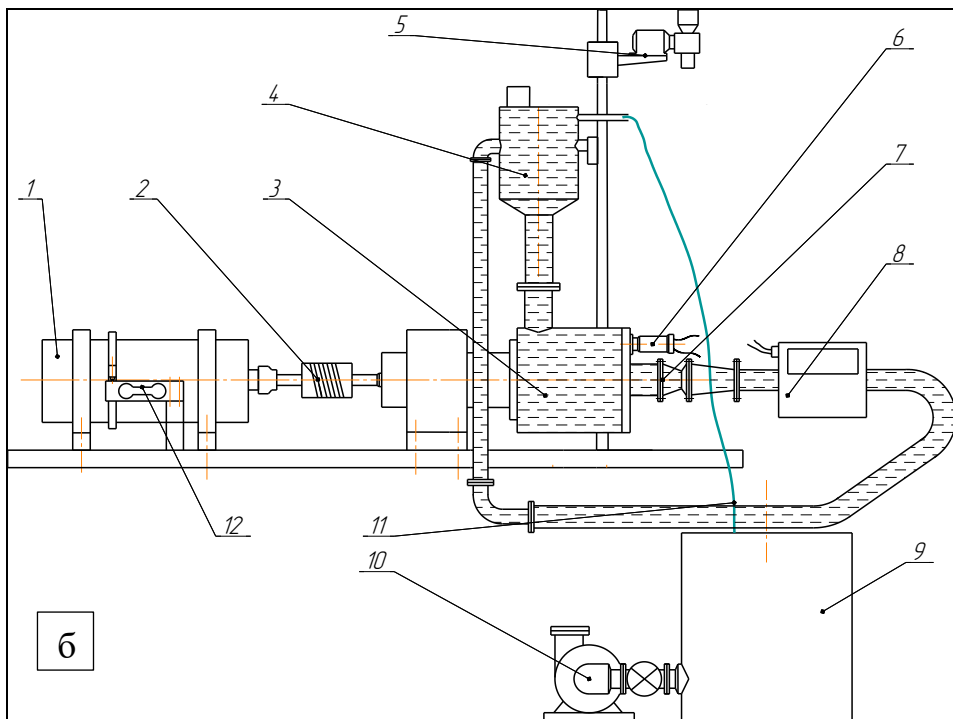
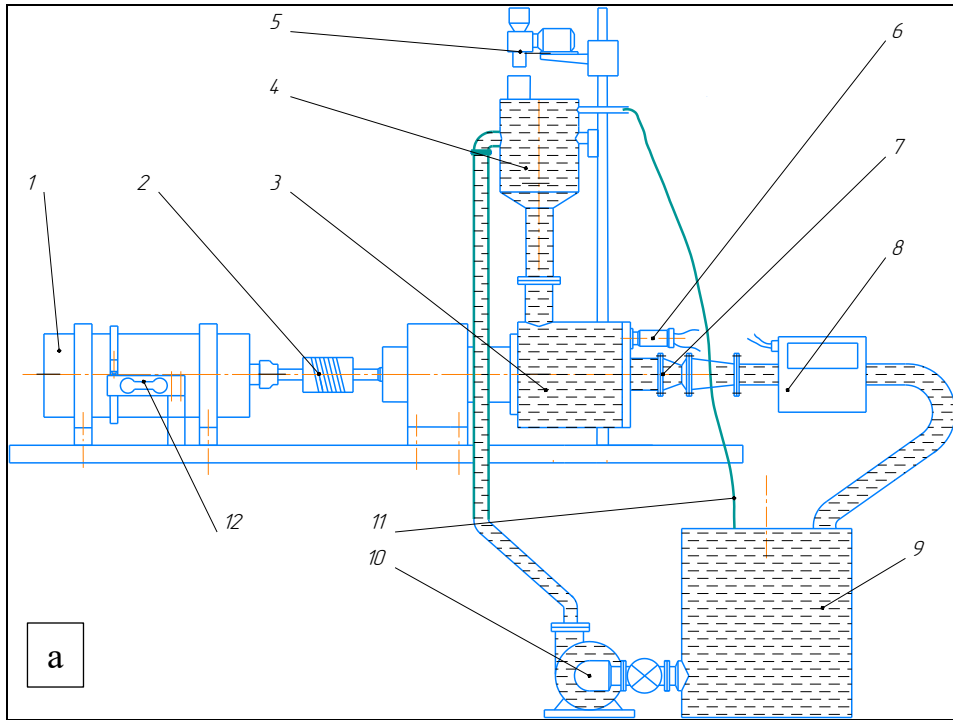


Рисунок 7.2.2 Принципиальная схема стенда при разомкнутом режиме циркуляции – а) и замкнутом режиме циркуляции – б) абразива: 1-шпиндель высокооборотный, 2-муфта, 3-испытательная камера, 4-смеситель, 5-дозатор абразива, 6-датчик давления, 7-дроссель регулируемый, 8-расходомер, 9-бак-сепаратор абразива, 10-бустерный насос, 11-шланг переливной

- емкость бака – сепаратора – 50л,
- диапазон регулирования температуры жидкости 20...80<sup>0</sup>С,
- габаритные размеры 106 x 97 x 168 мм,
- масса 50 кг.

### 7.2.2 Стенд высокооборотный для исследования трения упорного подшипника ГЗ и ПЭД

Упорные подшипники скольжения в ГЗ и ПЭД являются высоконагруженными деталями, особенно при компрессионном типе конструкции. Критерием их работоспособности является нагрузка заедания и тепловой критерий. Стенд, рис. 7.2.3, включает шпиндель ET110-4 с частотой

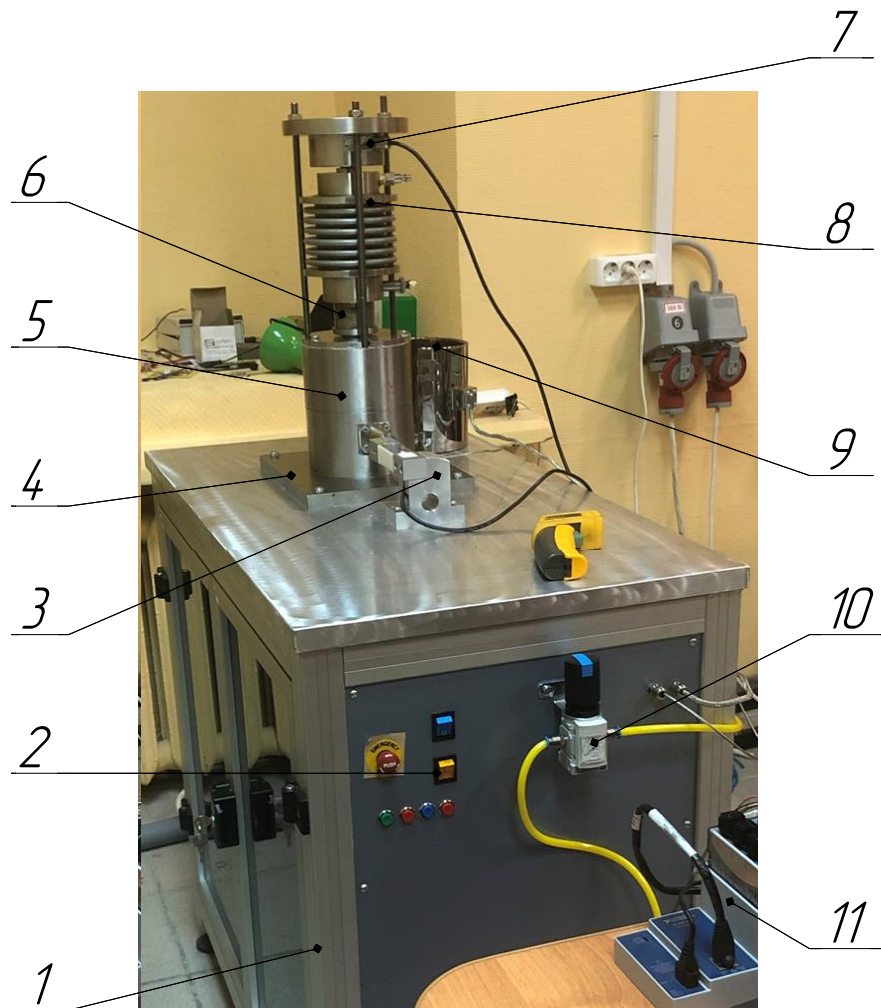


Рисунок 7.2.3 - Общий вид стенда высокооборотного для испытаний упорного подшипника (1-корпус, 2-пульт управления, 3-датчик момента, 4-опорная плита, 5-испытательная камера, 6-

шток узла нагружения, 7-датчик осевой силы, 8-сильфон, 9-нагреватель, 10-устройство регулирования давления, 11-система измерения)

вращения до 12000об/мин, испытательную камеру 5, систему нагружения, систему нагрева, систему создания давления, измерительную систему. Все узлы смонтированы в корпусе станда 1. Основной несущей поверхностью является стол, к которому снизу крепится привод, а сверху крепится плита 4 и испытательная камера 5. Сверху к испытательной камере с помощью трех шпилек крепится узел нагружения, состоящий из штока 6, сильфона 8, и датчика осевой силы 7. Нагрев масла в испытательной камере производится с помощью манганинового нагревателя 9. Регулирование давления воздуха в системе нагружения осуществляется устройством 10. Момент трения испытуемого

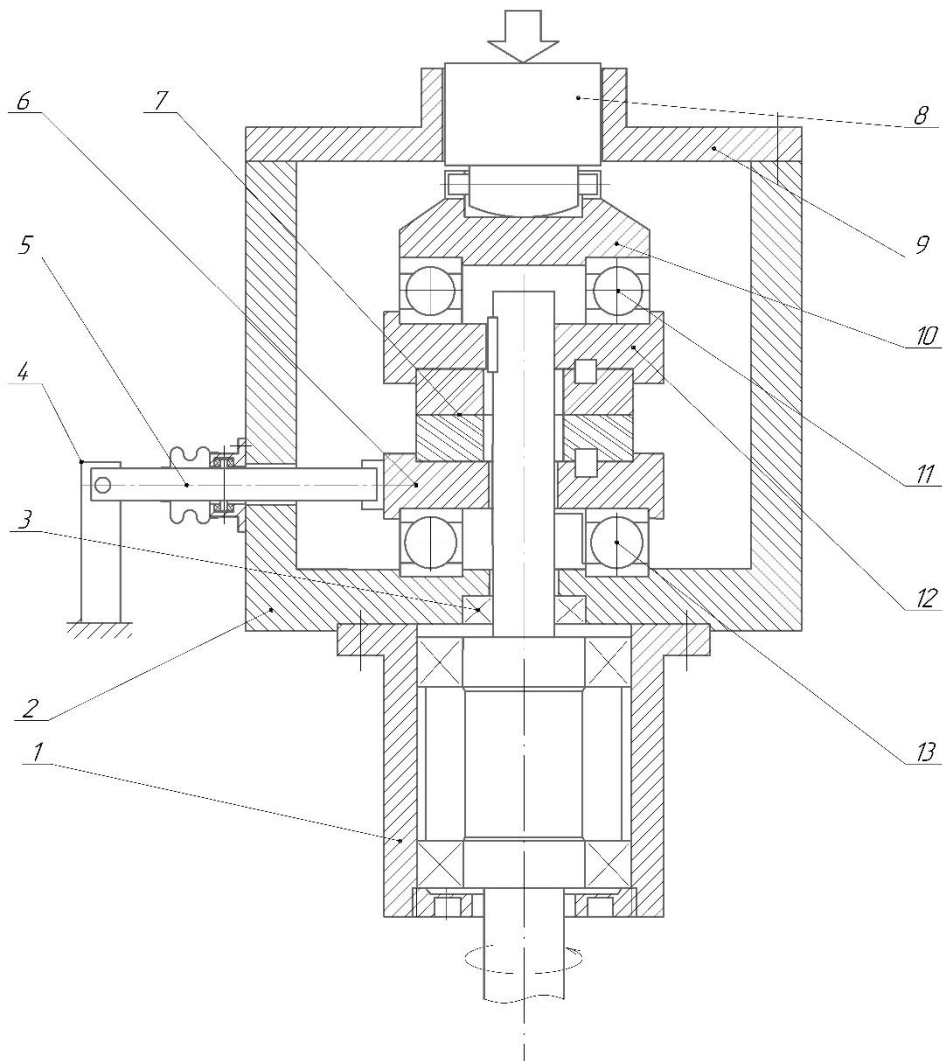


Рисунок 7.2.4 – Кинематическая схема испытательной камеры 1-опорный узел, 2-камера, 3-уплотнение, 4-датчик силы, 5-рычаг измерительный, 6-опора нижняя, 7-испытуемый образец

(кольцо нижнее, кольцо верхнее), 8-шток, 9-крышка, 10-опора шарнирная, 11-шарикоподшипник верхний, 12-опора верхняя, 13-шарикоподшипник нижний

подшипника измеряется датчиком момента 3. Управление стандом осуществляется с пульта управления 2. Измерительная система 11 служит для измерения момента трения (коэффициента трения), температуры, осевой силы.

Основной узел станда – испытательная камера, рис.7.2.4, которая служит для установки образцов и создания необходимых условий опыта (масляная среда, вращение, нагружение, нагрев). С помощью опорного узла 1 и уплотнения 3 осуществляется ввод вращения в камеру. Осевая сила передается от нагружающего устройства посредством штока 8 и опоры шарнирной 10. Момент сопротивления от трения в испытуемом подшипнике передается наружу посредством рычага измерительного 5 с сильфонным уплотнением и измеряется датчиком силы 4.

Основные характеристики станда:

- мощность привода 4,5 кВт,
- частота вращения 1000...12000 об/мин,
- диаметр испытательной камеры – 150 мм,
- система охлаждения шпинделя – принудительное водяное,
- максимальная температура жидкости 200<sup>0</sup>С,
- габаритные размеры 106 x 97 x 168 мм,
- масса 65 кг.

### **7.2.3 Стенд высокооборотный для исследования трения торцовых уплотнений**

Торцовые уплотнения являются важнейшим элементом УЭЛН, обеспечивающим надежную работу электродвигателей и гидрозащит, рис. 7.2.5. Попадание пластовой жидкости из камеры гидрозащиты в полость ПЭДа приводит к электрическому пробую обмотки высоковольтного статора и повреждению подшипников. Критерием их работоспособности являются: величина протечки и момент трения.



Рисунок 7.2.5 – общий вид торцовых уплотнений высокооборотных УЭЛН из различных материалов:  $Al_2O_3$ ; WC; SiC

Стенд, рис. 7.2.6, шпиндельный узел 3 в составе шпинделя ET110-4 с системой охлаждения 5 и частотой вращения до 24000об/мин, испытательный узел 4, систему нагружения, систему нагрева, систему создания давления, измерительную систему 7. Все узлы смонтированы в корпусе стенда 1. Основной несущей поверхностью является стол, на котором закреплены основные узлы.

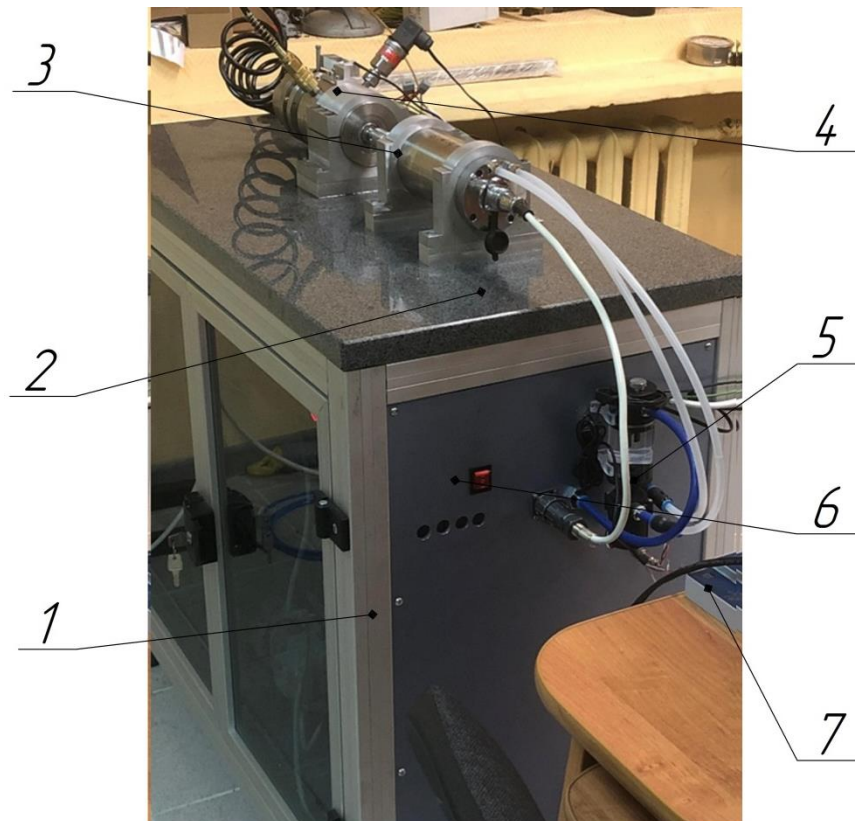


Рисунок 7.2.6 - Общий вид стенда высокооборотного для исследования трения торцовых уплотнений 1 – корпус; 2 – керамический стол; 3 – шпиндельный узел; 4 – испытательный узел; 5 – устройство охлаждения шпинделя; 6 – кнопочная панель управления; 7 – система измерения)



Нагрев масла в испытательной камере производится с помощью патронного нагревателя. Регулирование давления воздуха в системе нагружения осуществляется устройством 10. Момент трения испытуемого подшипника измеряется датчиком момента 3. Управление стандом осуществляется с пульта управления 2. Измерительная система 11 служит для измерения момента трения (коэффициента трения), температуры, осевой силы.

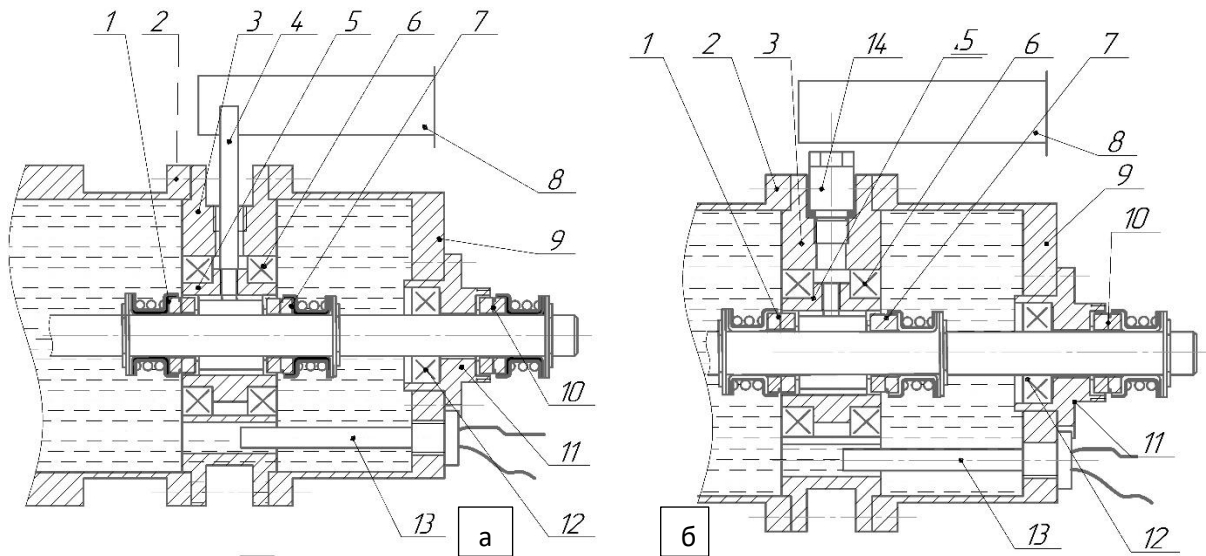


Рисунок 7.2.7 - Схема измерения утечки жидкости (а) и коэффициента трения (б)

Основные характеристики станда:

- мощность привода 2,2 кВт,
- частота вращения 1000...24000 об/мин,
- диаметр испытательной камеры – 80 мм,
- объемный расход жидкости до 160 м<sup>3</sup>/сут,
- система охлаждения шпинделя – принудительное водяное,
- емкость бака – сепаратора – 50л,
- диапазон регулирования температуры жидкости 20...80<sup>0</sup>С,
- габаритные размеры 106 x 97 x 168 мм,
- масса 50 кг.

### 7.2.4 Стенд высокооборотный для исследования трения радиальных подшипников

Стенд предназначен для испытаний подшипников скольжения, работающих в маслозаполненных объемах погружных электродвигателей при гидродинамических режимах смазки. Основные нагружающие факторы: радиальная сила и температура.

Все основные узлы смонтированы на керамическом столе корпуса 1. Система измерения на базе LabWIEV позволяет измерять момент трения, нагрузку, температуру в разных областях. Детали подшипника электрически развязаны для проведения измерений переходного сопротивления масляной пленки.

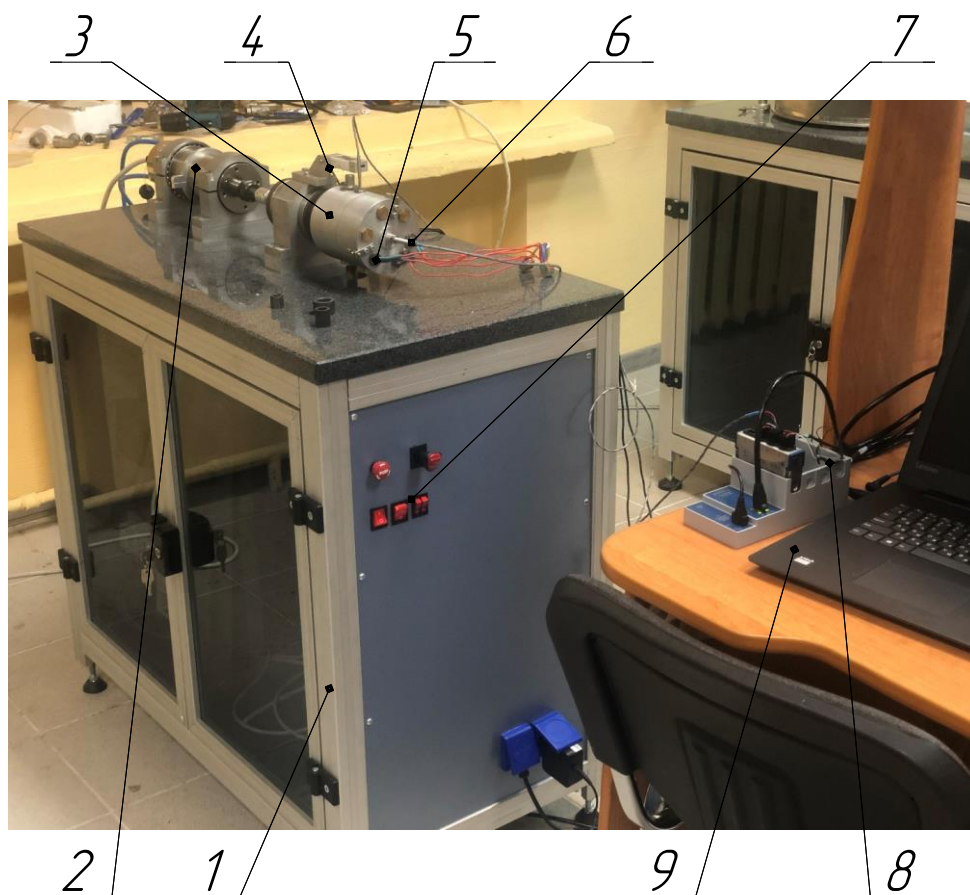


Рисунок 7.2.7 - Общий вид стенда высокооборотного для испытаний радиального подшипника ПЭД: 1 – корпус; 2 – привод; 3 – испытательная камера; 4 – датчик момента; 5 – нагревательный элемент; 6 – датчик температуры; 7 – управляющая панель; 8 – система измерения LabWIEV; 9 - ПК

Основной узел станда – испытательная камера 3 обеспечивает создание необходимых условий для проведения испытаний. Нагрузка создается электромеханическим устройством, что позволяет ее изменять непрерывным способом, рис. 7.2.8.

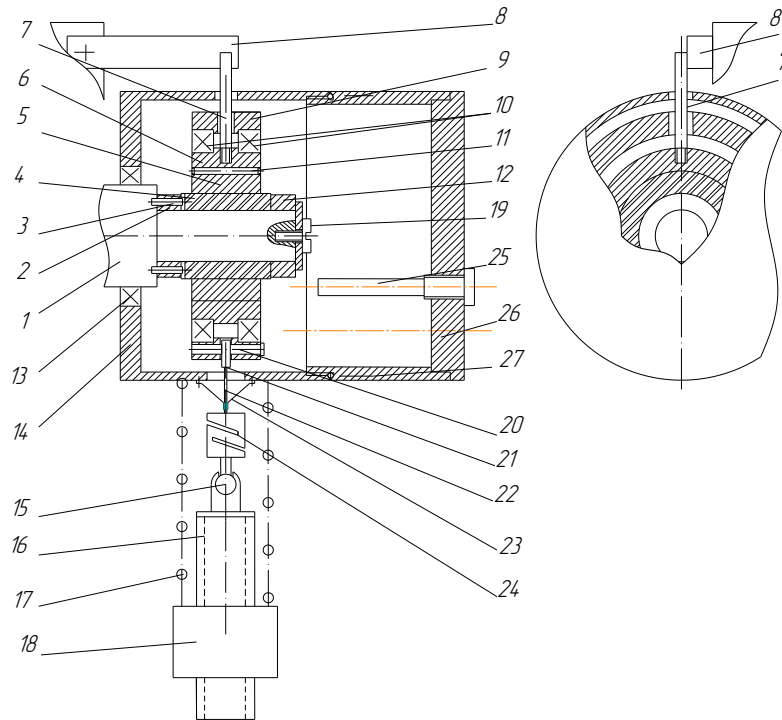


Рисунок 7.2.8 – Схема измерения коэффициента трения

Основные характеристики станда:

- мощность привода 2,2 кВт,
- частота вращения 1000...12000 об/мин,
- диаметр испытательной камеры – 80 мм,
- объемный расход жидкости до 160 м<sup>3</sup>/сут,
- система охлаждения шпинделя – принудительное водяное,
- емкость бака – сепаратора – 50л,
- диапазон регулирования температуры жидкости 20...80<sup>0</sup>С,
- габаритные размеры 106 x 97 x 168 мм,
- масса 50 кг.

### 7.2.5 Стенд высокооборотный для исследования эрозионной стойкости материалов СН, ГС

Стенд является в методическом плане продолжением предыдущих разработок, раздел 3.5. Основное отличие заключается в расширении физических возможностей по скорости, другим параметрам. На стенде можно проводить испытания при малых углах соударения частиц с поверхностью на основе эффекта Кориолиса, что крайне важно при исследовании "промыва" рабочих органов.



Рисунок 7.2.9 - Общий вид высокооборотного стенда для испытаний материалов СН, ГС на эрозионный износ

Основные характеристики стенда:

- мощность привода 2,2 кВт,
- частота вращения 1000...12000 об/мин,
- диаметр испытательной камеры – 80 мм,
- объемный расход жидкости до 160 м<sup>3</sup>/сут,
- система охлаждения шпинделя – принудительное водяное,
- емкость бака – сепаратора – 50л,

- диапазон регулирования температуры жидкости 20...80<sup>0</sup>С,
- габаритные размеры 106 x 97 x 168 мм,
- масса 50 кг.

### 7.3 Практический расчет вероятности эрозионного разрушения обсадной колонны

#### Вводные данные:

Подача насоса 700м<sup>3</sup>/сут или 0,0081 м<sup>3</sup>/с.

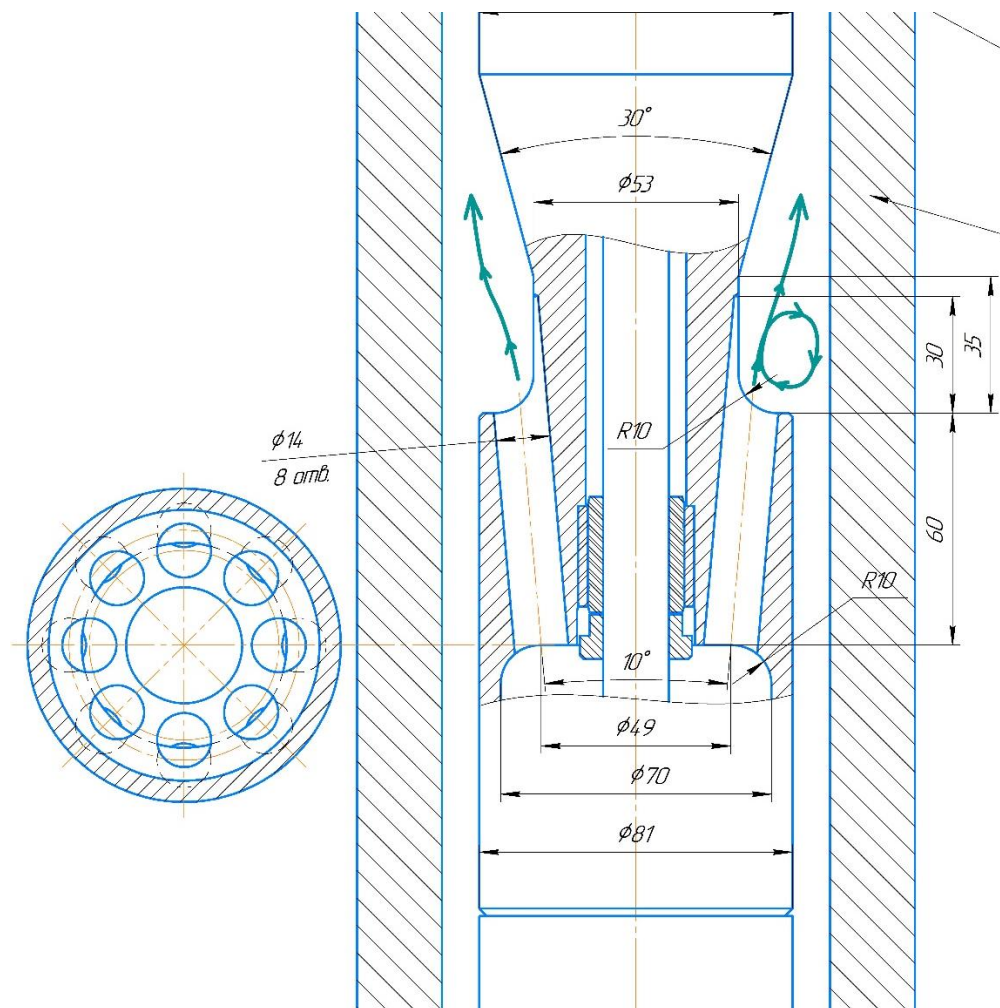
Механические примеси – 30мг/л или 30 г/м<sup>3</sup>;

Выходные отверстия:  $\phi = 0,014$ м; количество 8 штук

Зазор (диаметральный) между обсадной трубой и корпусом – 19,3 мм

Угол наклона отверстия – 5<sup>0</sup>.

Диаметры обсадной колонны: наружный – 146,3 мм, внутренний – 100,3 мм



### Задача: рассчитать вероятность эрозионного разрушения обсадной колонны

#### Расчеты:

1. Определим скорость потока через отверстие по формуле  $V = \frac{4 \cdot Q}{n \cdot \pi \cdot d^2}$  [м/с],

где  $Q$  [м<sup>3</sup>/с] – общий расход;  $n$  – количество сопел.

Скорость потока через отверстие – 6,58 м/с.

На входе в зазор между корпусом и обсадной колонной скорость уменьшается до значения 3,0 м/с

2 Задаем срок работы насоса 1 год.

3 Считаем, что механические примеси состоят полностью из кварца.

4 За один год насос такой производительности прокачает через эрозионную зону

$$M = Q \cdot 360 \cdot 30 = 7560000 \text{ г}$$

5 Используем данные интенсивности изнашивания из предыдущих испытаний для Ижнефтепласт:

- материал – нирезист;
- скорость струи – 16 м/с;
- среда – кварцевый песок F100 + HCl 1,5%;
- угол установки образца - 45°

Интенсивность изнашивания  $I = (13,36 \dots 22,08) \cdot 10^{-6}$  г/г. Первое значение относится к опыту только с абразивом.

6 Принимаем значение  $I = 13,4 \cdot 10^{-6}$  г/г. Следовательно, масса изношенного материала за один год равна  $13,4 \cdot 10^{-6} \cdot 7,56 \cdot 10^6 = 101,3$  г

7 Нормируем полученное значение интенсивности изнашивания по скорости струи жидкости. Получено ранее, что интенсивность изнашивания зависит от скорости в степени 2,7, т.е. в нашем случае коэффициент нормирования равен  $(16/6,58)^{2,7} = 11$ .

8 С учетом п.7 интенсивность изнашивания равна  $101,3/11 = 9,2$  г.

Этому значению соответствует объем изношенного материала, например, кольцо с наружным диаметром 100мм, шириной 10мм и толщиной 0,375мм. За 10 лет эта толщина увеличится соответственно до 3,75мм.

Для других условий можно произвести перерасчет сохраняя подобие.

#### ВЫВОД:

1. Расчет проведен для кварца, что завышает значения интенсивности изнашивания. Нет данных по составу коррозионных свойств пластовой жидкости (нирезист – коррозионностойкий материал), не учтен возможный механизм вихревого движения жидкости, что занижает значение интенсивности изнашивания.

2. Объем изношенного материала не будет накапливаться при смене установок вследствие смещения зоны износа.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Решена важная проблема обеспечения и прогнозирования износостойкости электроприводных лопастных насосов при нестационарных режимах эксплуатации на основе исследования процессов абразивного и коррозионно-эрозионного изнашивания основных элементов и материалов с учетом динамики установки. Основные результаты работы использованы при устранении отказов УЭЛН - "полет" в нефтяных компаниях России, а также повышении ресурса. Работа удостоена Премии Правительства РФ в области науки и техники. Экономический эффект от внедрения результатов работы в ЦБПО ЭПУ ОАО "Сургутнефтегаз" составил 207.735.816 рублей, в ОАО "Сибнефть-Ноябрьскнефтегаз" – свыше 120 млн.руб.

### ВЫВОДЫ:

1. Впервые разработана трибодинамическая модель насосной секции УЭЛН, включающая закон изнашивания сопряжений в условиях прецессионного вращения вала, установлена связь синхронной и асинхронной прецессии с формой износа радиальных сопряжений. Разработана физическая модель секции на основе полученных критериев подобия динамических прогибов модели и природы.
2. Впервые в мировой практике на основании результатов испытаний насосных секций установлена связь между изменением износа радиальных сопряжений вдоль оси секции и амплитудой виброскорости. Виброскорость изношенной НС более чем на порядок выше начальных значений. Предложен диагностический признак повышенного износа секции (износ свыше 0,5мм) в процессе эксплуатации, заключающийся в появлении  $\frac{1}{2}$  гармоника в спектре частот колебаний.
3. Разработана трибологическая модель ступени нефтяной при прецессионном вращении вала установки на основе суперпозиции процессов абразивного и эрозионного (гидроабразивного) изнашивания, включающая кинетические,



гидравлические факторы, свойства материалов, среды, и расчетная зависимость износа сопряжений от эксплуатационных факторов.

4. Впервые получена зависимость скорости коррозионно-эрозионного изнашивания порошковых сталей на основе железа, легированных Ni, Cr, Mo и чугуна Ni-resist в условиях раствора HCl с кварцевым песком в зависимости от содержания легирующих элементов. Наибольшая износостойкость у порошковой стали ПК10Х16Н9Д20 и чугуна Ni-resist, тип 4, которые рекомендованы для сложных условий работы.

5. Установлено, что при коррозионно-эрозионном изнашивании свойства абразива преимущественно влияют на формирование зоны локального износа деталей ступени ("промыв"), коррозионная активность жидкости – на интенсивность изнашивания материала, которая зависит от величины скорости удара частиц в степени  $2,6 \dots 2,9$  и от размера частиц в степени  $(0,33 \dots 0,5)$ .

6. Предложен комплексный критерий оценки работоспособности упорного гидродинамического подшипника на основе коэффициента трения и трибодинамического фактора, заключающегося в резком увеличении коэффициента трения при изменении нагрузки.

7. Показано, что перспективы применения УЭЛН с высокой частотой вращения (до 12000об/мин) зависят от интенсивности коррозионно-эрозионных процессов и динамики, обусловленной износом сопряжений. При увеличении частоты вращения в два раза скорость эрозионного изнашивания НА увеличивается в 11 раз.

9. Создан комплекс научно-исследовательских стендов с компьютерной системой управления для исследования механизмов изнашивания в абразивосодержащей, коррозионно-активной среде и определения трибологических характеристик узлов и деталей УЭЛН, в том числе для перспективных насосов с частотой вращения до 12000об/мин.

10. Разработана концепция обеспечения и прогнозирования трибологического ресурса УЭЛН на основании физического моделирования процессов абразивного

и коррозионно-эрозионного изнашивания трибосопряжений и динамики установки.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Албагачиев, А. Ю. О соотношениях между методами подобию и анализа размерностей при моделировании контактных процессов/ А.Ю. Албагачиев, Э.Д. Браун / Решение задач тепловой динамики и моделирование трения и износа. М.: Наука, 1980. 59-64.
2. Агеев, Ш. Р. Российские установки лопастных насосов для добычи нефти и их применение: энциклопедический справочник / Ш. Р. Агеев, Е.Е. Григорян, Г.П. Макиенко. - Пермь: Пресс-Мастер, 2007. – 645 с.
3. Агеев, Ш.Р. Стенд для ускоренных испытаний на износ осевых опор ступеней погружных центробежных насосов: Научно-технический сборник. Насосное оборудование для добычи нефти / Ш. Р. Агеев, Ю.Г. Путилов, А.И. Рыженков, В.Н. Филиппов. – М.: ОКБ БН, 1991. - №4.
4. Айзенштейн, М. Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности / М. Д. Айзенштейн. – М.: Государственное научно-техническое издательство нефтяной и горно-топливной литературы, 1957. - 364 с.
5. Алексеев, Ю. В. Совершенствование технологии эксплуатации скважин ориентированного профиля ствола установками погружных электроцентробежных насосов: специальность 05.15.06 : автореф. дис. на соис. уч. ст. канд. наук / Алексеев Юрий Владимирович; Башкирский научно-исследовательский и проектный институт нефти. - Уфа, 2000. - 23 с.
6. Алиев, И. М. Вероятностно-статистический метод установления взаимосвязи между уровнем вибрации и наработками на отказ установок ЭЦН / И. М. Алиев, З. И. Кучук // Нефтяное хозяйство. - 2000. - №12. - С. 95-96.
7. Антипина, Н.А. Погружные сепараторы механических примесей / Н.А. Антипина, А.Л. Каплан, С.Н. Пещеренко // Бурение и нефть. – 2011. - №12. С. 40-43.
8. Атнагулов, А. Р. Прогнозирование технического состояния УЭЦН при эксплуатации с оценкой динамических нагрузок: специальность 05.02.13: автореф. дис. на соис. уч. ст. канд. наук / Атнагулов Альберт Рашитович; Уфимский государственный нефтяной технический университет. – Уфа, – 2008. – 24 с.
9. Афанасьев, А.А. Повышение надежности деталей технологической оснастки с использованием твердых сплавов, модифицированных наночастицами карбида вольфрама / А.А.Афанасьев, Н.И.Борисенко, В.И.Калмыков, Лисин П.А.,

- С.В.Рягузов, В.В.Сербин, Е.В.Сербина, Н.И.Смирнов, Н.Н.Смирнов, М.В.Прожега, О.Н.Борисенко // Ремонт, восстановление, модернизация. – М.: Наука и технологии, 2008. №1. С.36-44.
10. Бабаев, С. Г. Надежность нефтепромыслового оборудования / С. Г. Бабаев. – М.: Недра, 1987. – 264 с.
11. Балдаев, Н.Х. PVD/PACVD-покрытия для насосной техники / Н.Х. Балдаев // РИТМ машиностроения. - 2021. - № 8. - С. 28-31.
12. Блюмен, А. В. Расчетная оценка интенсивности изнашивания и ресурса сопряжения вал-втулка с обратной парой трения / А.В. Блюмен, Г.М. Харач, Д.Г. Эфрос // Вестник машиностроения. – 1976. - №2. - С. 29-32.
13. Богданов, А. А. Погружные центробежные электронасосы для добычи нефти (расчет и конструкция) / А. А. Богданов. – М.: Недра, 1968. -272 с.
14. Богданов, О. И. Расчет опор скольжения / О. И. Богданов, С.К. Дьяченко. – М.: Техника, 1966. - 242 с.
15. Бочарников, В. Ф. Вибрации и разрушения в погружных центробежных электронасосах для добычи нефти / В.Ф. Бочарников, Ю.В. Пахаруков – Тюмень: Тюм. ГНГУ, 2005. – 141 с.
16. Бочарников, В. Ф. Экспериментальные исследования распределения вибрации по длине корпуса модуль-секции электроцентробежного насоса с частотно-регулируемым приводом / В.Ф. Бочарников, С.В. Петрухин, В.В. Петрухин // Нефтяное хозяйство. - 2009. - №8. – С. 80-82.
17. Буше, Н.А. Трение, износ и усталость в машинах/ Н.А. Буше. - М.: Транспорт, 1987. - 223с.
18. Буяновский, И.А. Граничная смазка / И.А. Буяновский, И.Г. Фукс, Т.Н. Шабалина - М.: Нефть и газ, 2003, 248 с.
19. Виноградов, В. Н. Изнашивание при ударе/ В. Н. Виноградов, Г. М. Сорокин А. Ю., Албагачиев. - М.: Машиностроение, 1982. 192 с.
20. Волков, В. Н. Новые исследования РС-отказов УЭЦН / В.Н. Волков // Управление качеством в нефтегазовом комплексе. - 2003. - №4. - С. 37-42.
21. Волков, В. Н. Новые принципы повышения износостойкости погружных центробежных насосов типа УЭЦН / В. Н. Волков // Производство и эксплуатация УЭЦН: материалы Всероссийской технической конференции. - Самара: Альметьевский насосный завод. - 2001.

22. Волков, М. Г. Применение имитационного моделирования для прогнозирования срока эксплуатации электроцентробежного насоса при интенсивном эрозионном износе / М. Г. Волков, В.Г. Михайлов, П.И. Чермянин // Научно-технический вестник ОАО «НК «Роснефть». – 2015. - №2(39). - С. 82-86. ISSN: 2074-2339.
23. Вольвачев, Ю. Ф. Форсированная оценка триботехнических характеристик опорных подшипников скольжения погружных электронасосов / Ю.Ф. Вольвачев, Г.М. Краснощеков, В.С. Комбалов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. - 2005. - №8. - С.30-32. ISSN 0023-1126.
24. Воскресенский, В. А. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): Справочник / В. А. Воскресенский, В.И. Дьяков. - М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.
25. Ганиев, Р. Ф. Волновая стабилизация и предупреждение аварий на трубопроводах / Р. Ф. Ганиев, Х.Н. Низамов, Е.И. Дербуков. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1996. – 257 с.: ISBN 5-7038-1303-4.
26. Гаршин, А. П. Керамика для машиностроения / А.П. Гаршин, В.М. Гропянов, Г.П. Зайцев и С.С. Семенов. - М.: Научтехлитиздат, 2003. - 380 с. ISBN 5-93728-017-2.
27. Гаркунов, Д.Н. Триботехника/ Д.Н. Гаркунов. М.: Машиностроение, 1985.- 424 с.
28. Голубев, А. И. Торцевые уплотнения вращающихся валов. 2-е изд., перераб. и доп. / А. И. Голубев. - М.: Машиностроение, 1974. – 213 с.
29. Горячева, И.Г. Механика фрикционного взаимодействия/ И.Г. Горячева - М.: Наука, 2001. 212 с.
30. Гриб, В. В. Решение триботехнических задач численными методами / В. В. Гриб. - М.: Наука, 1982. - 112 с.
31. Громаковский, Д.Г. Актуальные проблемы изучения кинетики разрушения контактирующих поверхностей// Контактная жесткость. Износостойкость. Технологическое обеспечение / Д.Г. Громаковский, И.Д. Ибатулин, А.В. Давыдков, С.В. Цих.: Сб. тр. междунар. научн. — техн. конф. в г. Брянске, 22 - 24 окт. 2003 г./ Под общ. ред. А.Г. Сулова. - Брянск: БГТУ, 2003. С. 37 - 41.
32. Деговцов, А. В. Анализ причин отказов УЭЦН при эксплуатации в осложненных условиях / А.В. Деговцов // Инженерная практика. - 1917. - №9. - с. 26-31.

33. Демкин, Н.Б. Качество поверхностей и контакт деталей машин / Н.Б. Демкин, Э.В. Рыжов. - М.: Машиностроение, 1981. - 246 с.
34. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия/ К. Джонсон; пер. с англ. - М.: Мир, 1989. - 510 с.
35. Диагностические модели изменения технического состояния механических систем: в 2 частях, / В.В. Гриб [и др.]; под общ. ред. В.В. Гриба; 2007. - 300 с. ISBN 5-7962-0084-4.
36. Диметберг, Ф. М. Изгибные колебания вращающихся валов / Ф.М. Диметберг.- М.: Изд-во Акад. наук СССР, 1959. - 247 с.
37. Донских, Д. Ф. О взаимосвязи структурно-энергетических критериев с эрозионной стойкостью металлов / Д. Ф. Донских // Трение, износ, смазка. – 2010. - Т. 13, № 45, – С. 35-43.
38. Донских, Д.Ф. Износостойкость сталей и деталей земснарядов при абразивном изнашивании поверхности электролизным борированием / Д.Ф. Донских, Ю.Е. Ежов // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2011. - № 4. – С. 64-69.
39. Дроздов, А.Н. Методика рейтингования серийного глубиннонасосного оборудования на основе результатов стендовых испытаний / А.Н. Дроздов, В.С. Вербицкий, Л.В. Игrevский, А.В. Деньгаев [и др.] // Нефтяное хозяйство. - 2021. - №06. - С. 84-88.
40. Дроздов Ю.Н. Обобщенные характеристики для определения ресурса по износу технической керамики / Ю.Н. Дроздов, В.А. Надеин, Т.М. Савинова // Трение и износ. – 2008. – т.29. №1. – С22-28.
41. Дроздов, Ю.Н. Прикладная трибология (трение, износ, смазка) / Ю.Н. Дроздов, Е.Г. Юдин, А.И. Белов. Под ред. Ю.Н. Дроздова //- М.: "Эко-Пресс", 2010. – 604 с.
42. Дроздов, Ю. Н. Прогнозирование трибологической надежности подшипников скольжения на стадии проектирования / Ю.Н. Дроздов, С.И. Дынту, Е.Ю. Дроздова // Вестник машиностроения. – 1997. - №6. - С.3-7.
43. Дроздов, Ю. Н. Трибология технической керамики / Ю.Н. Дроздов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2003. - №6. – С.51-62.
44. Дьячков, А.К. Подшипники скольжения жидкостного трения / А. К. Дьячков, д-р техн. наук проф.; Всесоюз. науч. инж.-техн. о-во машиностроителей ВНИТОМаш. - Москва: Машгиз, 1955. - 152 с.

45. Животовский, Л. С. Техническая механика гидросмесей и грунтовые насосы / Л.С. Животовский, Л.А. Смойловская. - М.: Машиностроение, 1986. - 224 с.
46. Захаров, С.М. Расчет нестационарно нагруженных подшипников скольжения с учетом девиации вала и режимов смешанной смазки/ С.М. Захаров, И.А. Жаров// Трение и износ, Т17, №4,1996, с 425-434.
47. Ибатуллин, И.Д. Кинетика усталостной повреждаемости и разрушения поверхностных слоев: монография / И.Д. Ибатуллин. - Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2008. - 387 с.
48. Иванов, А.С. Влияние пластических деформаций микронеровностей на сопротивление усталости винтов резьбовых соединений погружных центробежных насосов при их нагружении пульсирующей отрывающей силой / А.С. Иванов, Н.И. Смирнов, С.В. Муркин, М.М. Ермолаев // Вестник машиностроения, 2015. №5, с.14-17.
49. Иванов, А.С. Сопротивление усталости винтов резьбовых соединений погружных центробежных насосов при их нагружении круговым опрокидывающим моментом / А.С. Иванов, Н.И. Смирнов, С.В. Муркин, М.М. Ермолаев // Вестник машиностроения, 2015, №7, с.17-21.
50. Иванов, А.С. Повышение надежности резьбовых соединений погружных центробежных насосов / А.С. Иванов, Н.И. Смирнов, С.В. Муркин // Вестник машиностроения, 2015. №8, с.45-47.
51. Ивановский, Н. Ф. Исследование усилий, действующих в погружных центробежных насосах для добычи нефти: автореф. дис. на соиск. уч. ст. к.т.н. М.: МИНХГиГП. – 1969. – 22 с.
52. Ивановский, В. Н. Установки погружных центробежных насосов для добычи нефти / В.Н. Ивановский, С.С. Пекин, А.А. Сабиров. - М.: Нефть и газ, - 2002. - 255 с. ISBN 5-7246-0172-9
53. Ивановский, В. Н. Программный комплекс «Автотехнолог» - универсальный инструмент для оптимизации работы системы «пласт–скважина-насосная установка» / В.Н. Ивановский, В.И. Дарищев, А.А. Сабиров, С.В. Фролов, [и др.] // Территория «НЕФТЕГАЗ». - 2006. - № 2. - С. 12-17.
54. Ивановский, В. Н. Комплекс работ по снижению негативного воздействия механических примесей на работу скважинного оборудования / В.Н. Ивановский // Инженерная практика. – 2018. - №04

55. Икрамов, У. А. Механизм и природа абразивного изнашивания / У.А. Икрамов. -Ташкент: Фан, 1979. -133 с.
56. Исангулов, А.К. Разработка методов борьбы с осложнениями при эксплуатации добывающих скважин в Западной Сибири: на примере ОАО «Черногорнефть»: специальность 05.15.06: дисс. на соиск. уч.ст. к.т.н./ Исангулов Альберт Кашфилович; Росс. гос. университет нефти и газа. - Москва, 1999. – 121 с.
57. Ишмурзин, А. А. Четыре версии о причине порыва резиновой детали гидрозащиты погружного электродвигателя установок электроцентробежных насосов / А.А. Ишмурзин, А.З. Сафин // Нефтегазовое дело. – 2009. - Т. 7. - №1. - С.26-31.
58. Казак, А.С. Погружные бесштанговые насосы для добычи нефти / А.С. Казак, И.И. Росин, Л.Г. Чичеров. - М.: Недра, 1973. - 231 с.
59. Кальменс, В. Я. Обеспечение виброненадежности роторных машин на основе методов подобия и моделирования / В.Я. Кальменс; Ком. по высш. шк. М-ва науки, высш. шк. и техн. политики Рос. Федерации. - СПб.: СЗПИ, 1992. – 373 с.
60. Камалетдинов, Р.С. Обзор существующих методов борьбы с мехпримесями / Р.С. Камалетдинов, А.Б. Лазарев // Инженерная практика. – 2010. - №02. - С. 6 – 13.
61. Каплан, Л. С. Эксплуатация осложнённых скважин центробежными электронасосами / Л.С. Каплан, А.В. Семенов, Н.Ф. Разгоняев. - М.: Недра, 1994. – 189 с. ISBN 5-247-03313-2.
62. Карасик, И.И. Форсированные испытания насосов на износостойкость / И.И. Карасик. – М.: ЦИНТИОсимнефтемаш, 1983. - 36 с.: (Сер. ХМ-4 "Насосостроение. Обзор. информ. / Центр. ИНТИ и техн.-экон. исслед. по хим. и нефт. машиностроению).
63. Карелин, В.Я. Изнашивание лопастных насосов / В.Я. Карелин. - М.: Машиностроение, 1983. - 166 с.
64. Ковалев, Е.П., Твердосмазочные покрытия для машин и механизмов, работающие в экстремальных условиях (обзор) / Е.П. Ковалев, М.Б. Игнатьев, А.П. Семенов, Н.И. Смирнов, [и др.] // Трение и износ. - 2004 (25), №3, 316-335.
65. Козырев, С. П. Гидроабразивный износ металлов при кавитации / С.П. Козырев // 2-е изд., испр. и доп. - М.: Машиностроение, 1971. – 240 с.



66. Комбалов, В.С. Методы и средства испытаний на трение и износ конструкционных и смазочных материалов: справочник / В. С. Комбалов; под ред. К. В. Фролова, Е. А. Марченко. – М.: Машиностроение, 2008. – 383 с. ISBN 978-5-217-03370-6.
67. Конструкционные материалы: Справочник / [Б.Н. Арзамасов и др.]; под общ. ред. Б.Н. Арзамасова. – М.: Машиностроение, 1990. – 687 с. ISBN 5-217-01112-2.
68. Коровчинский, М.В. Прикладная теория подшипников жидкостного трения. – М.: Машгиз, 1954. – 186 с.
69. Костецкий, Б.И. Фундаментальные основы поверхностной прочности материалов при трении/ Б. И. Костецкий. Киев.; Знание, 1980. 26 с.
70. Крагельский, И. В. Трение и износ. 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1968. - 480 с.
71. Крагельский, И.В. О механизме абразивного износа / И.В. Крагельский, Г.Я. Ямпольский // Известия вузов. - Физика, 1968. - №11.
72. Крагельский, И.В. Узлы трения машин: Справочник / И.В. Крагельский, Н.М. Михин. - М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
73. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. - М.: Машиностроение. – 1977. - 526 с.
74. Крохин, И.А. Расчетно-экспериментальный анализ вибраций электродвигателя ЭД32-117М / И.А. Крохин, С.А. Владимиров, Е.М. Шмидт // Производство и эксплуатация УЭЦН: материалы X Всероссийской технической конференции. - Самара: Альметьевский насосный завод, 2001.
75. Кудрявцев, И.А. Совершенствование технологии добычи нефти в условиях интенсивного выноса мехпримесей (на примере Самотлорского месторождения): специальность 25.00.17: автореф. дис. на соиск. уч. ст. к.т.н. / Кудрявцев Игорь Анатольевич; Сибирский научно-исследовательский инс-т нефтяной промышленности. - Тюмень, 2004. - 23 с.
76. Кукинова, Г.В. Износостойкость рабочих органов гидроагрегатов химических производств при гидроэрозии в неоднородных агрессивных жидких средах: специальность 05.02.04: автореферат дисс. на соиск. ученой ст. канд. техн. наук / Кукинова Галина Вячеславовна; Невинномысский технологический институт (филиал) Северо-Кавказского государственного технического университета; Невинномысск, 2006. – 19 с.

77. Лебедев, Н.Ф. Поперечные колебания УЭЦН (предварительные расчеты) / Н.Ф. Лебедев, И.В. Пестренина, А.И. Рабинович // Технология производства и эксплуатации УЭЦН для добычи нефти: материалы VI Всероссийской технической конференции. – Альметьевск: Альметьевский насосный завод, 1996.
78. Литвиненко, К.В. Математическое моделирование гидроабразивного износа лопаток рабочего колеса электроцентробежного насоса / К.В. Литвиненко // Вестник ЦКР Роснедра. – 2015. - №2. – С.36-44.
79. Литвиненко, К. В. Моделирование процесса ухудшения характеристик электроцентробежного насоса в условиях интенсивного эрозионного износа / К.В. Литвиненко, С.Е. Здольник, В.Г. Михайлов // Нефтяное хозяйство. - 2014. - №12. - С.132-135.
80. Ломакин, А.А. Центробежные и осевые насосы / А.А. Ломакин А.А. – Ленинград: Машиностроение, 1966. - 364 с.
81. Лопатин, Р. Р. Модели и алгоритмы частотно-регулируемого процесса расклинивания электроцентробежного насоса при добыче нефти в осложненных условиях: специальность 05.13.06: автореф. дис. на соиск. уч. ст. к.т.н. / Лопатин Руслан Равилевич; Томский гос. ун-т систем управления и радиоэлектроники. – Томск, 2011. – 24 с.
82. Макеев, А. А. Методы увеличения ресурса работы УЭЦН на осложненном фонде скважин Октябрьского района / А.А. Макеев // Инженерная практика. - 2017. - №5. - С. 70-73.
83. Максutow, Р.А. Экспериментальные исследования вибрации погружных электродвигателей / Р.А. Максutow, Ю.А. Махмудов, И.М. Алиев // Машины и нефтяное оборудование. - 1985. - №1 - С.19-23.
84. Максutow, Р.А. Экспериментальное исследование вибрации погружных центробежных электронасосов / Р.А. Максutow, И.М. Алиев, А.А. Богданов // Нефтепромысловое дело, 1984. - №11. - С.36-38.
85. Марцинковский, В. А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов / В. А. Марцинковский. - М.: Машиностроение, 1970. - 271 с.
86. Матаев, Н. Н. Диагностирование установок центробежных электронасосов без вмешательства в режим их эксплуатации / Н.Н. Матаев [и др.] // Нефтяное хозяйство. – 2004. - №2. - С.124-125.

87. Михин, Н.М. К вопросу повышения работоспособности радиальных подшипников скольжения/ Н.М. Михин, Д.В. Пичугин// Вестн. ОГУ. - 2003. - №7.- С. 202 - 209.
88. Мудряк, В. И. Обеспечение ресурса подшипников скольжения центробежных насосов для маловязких жидкостей: специальность 05.02.04: автореф. дис. на соис. уч. ст. д-ра наук / Мудряк Виктор Иванович; Кишиневский политехнический институт. – Кишинев, 1992.- 32 с. – Место защиты: Институт машиноведения РАН.
89. Муравьев, И. М. Эксплуатация погружных центробежных электронасосов в вязких жидкостях и газожидкостных смесях / И.М. Муравьев, И.Т. Мищенко. – М.: Недра, 1969. - 248 с.
90. Муравьев, И. М., Мищенко И.Т. Насосная эксплуатация скважин за рубежом / И. М. Муравьев, И. Т. Мищенко. – М.: Недра, 1967. - 239 с.
91. Мышкин, Н.К. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии/ Н.К. Мышкин, М.И. Петроковец. - М. Физмат- лит, 2007. - 368 с.
92. Насосное оборудование для добычи нефти. 2-й выпуск / ЦИНТИ-ХИМНЕФТЕМАШ. – Москва. – 1989. - 74с.
93. Нуряев, А.С. Опыт создания высоконадежного отечественного погружного оборудования / А.С. Нуряев, Г.Р. Мухамадеев, О.М. Перельман, С.Д. Слепченко // Технологии ТЭК. - №3. - 2004, С.42-45.
94. Осложнения в нефтедобыче / Ибрагимов Н. Г. [и др.]; под ред. Н.Г. Ибрагимова, Е.И. Ишемгужина. – Уфа: Изд-во научно-технической литературы “Монография”, 2003. – 302 стр. ISBN 5-94920-023-3.
95. Островский, В. Г. Расчет скорости гидроабразивного износа межступенчатых уплотнений нефтяного насоса / В.Г. Островский, С.Н. Пещеренко // Вестник ПНИИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело. -2012. - №5. - С.70-75.
96. Островский, В.Г. Методика моделирования гидроабразивного износа ступеней нефтяных насосов / В.Г. Островский, С.Н. Пещеренко, А.Л. Каплан // Горное оборудование и электромеханика. - 2011. - № 12. - С. 38-42.
97. Островский, В.Г. Механизм гидроабразивного износа ступеней нефтяных насосов / В.Г. Островский, М.О. Перельман, С.Н. Пещеренко // Бурение и нефть. - 2012. - №10. - С.32-34.

98. Островский, В. Г. Стенд для испытаний ступеней электроцентробежных насосов нефтяных промыслов / В.Г. Островский, В.Ю. Зверев // Известия вузов. Горный журнал. – 2017. - № 7. С.102-106.
99. Пановко, Я.Г. Механика деформируемого твердого тела: современные концепции, ошибки и парадоксы / Я.Г. Пановко. - Изд. 2-е, - М.: 2017. - 287 с. ISBN 978-5-9710-4172-6.
100. Патент на полезную модель № 53777 Российская Федерация, МПК G01N 3/56 (2006.01). Стенд для испытания материала на гидроабразивное изнашивание: 2005133726/22: заявлено 02.11.2005: опубликовано 27.05.2006, Бюл. № / Цветков Ю.Н., Мешалкин С.М., Феофанов И.С., Акимов И.В. [и др.]; заявитель и патентообладатель Центр разработки нефтедобывающего оборудования (ЦРНО) (SC).
101. Патент RU 2763763 C1 Способ восприятия радиальной нагрузки при вращении и подшипник скольжения по этому способу Авторы: Пятов И.А., Кринский А.Ю., Смирнов Н.И., Ладанов С.В., Колесов С.Е. Опубл. 10.01.2022 Бюл. №1.
102. Патент РФ №2371611, 2009. Смирнов Н.И., Смирнов Н.Н., Прожега М.В., Горланов С.Ф., Свидерский С.В. Многоступенчатый центробежный насос.
103. Патент РФ №2356026, 2009. Смирнов Н.И., Смирнов Н.Н., Прожега М.В., Свидерский С.В., Горланов С.Ф. Устройство для испытания на износ радиальных пар трения.
104. Патент РФ №2373439, 2009. Смирнов Н.И., Смирнов Н.Н., Горланов С.Ф., Свидерский С.В., Прожега М.В., Тупицын Ю.Ю. Способ изготовления сборной внутренней втулки подшипника скольжения.
105. Патент РФ №2371694, 2009. Смирнов Н.И., Смирнов Н.Н., Свидерский С.В., Горланов С.Ф. Стенд для исследования износа рабочей ступени центробежного насоса.
106. Патент РФ №2463147, 2012. Смирнов Н.И., Смирнов Н.Н. Способ восстановительного ремонта ступеней центробежного насоса.
107. Патент РФ №2444719, 2012. Смирнов Н.И., Смирнов Н.Н. Способ испытания материалов на гидроабразивный и коррозионный износ.
108. Патент на полезную модель №188355 Устройство для измерения момента трения упорных подшипников скольжения / Смирнов Н.И., Смирнов Н.Н., Сахвадзе Г.Ж.

109. Патент на полезную модель №188359 Устройство для измерения сил трения подшипников скольжения Смирнов Н.И., Смирнов Н.Н., Прожега М.В., Сахвадзе Г.Ж.
110. Пахаруков, Ю. В. Вибрационные колебания в погружных центробежных электронасосах, как результат хаотической динамики / Ю.В. Пахаруков, В.Ф. Бочарников, В.В. Петрухин // Известия вузов. Нефть и газ. – 1999. - №3. - С.63-68.
111. Пахаруков, Ю. В. Механизм возникновения повышенной вибрации в погружных электроцентробежных насосах с частотно-регулируемым приводом / Ю.В. Пахаруков, В.Ф. Бочарников, С.В. Петрухин, В.В. Петрухин // Нефтяное хозяйство. - 2010. - №2. - с. 99-101.
112. Пахаруков, Ю.В. Результаты экспериментальных исследований радиальной вибрации при использовании амортизаторов ступеней центробежного электронасоса / Ю.В. Пахаруков, В.Ф. Бочарников, С.В. Петрухин, В.В. Петрухин // Нефтяное хозяйство. - 2011. - № 1 - С. 99-101.
113. Перельман, О.М. Методика определения надежности погружного оборудования и опыт его применения / О.М. Перельман, А.И. Рабинович, С.Н. Пещеренко, С.Д. Слепченко // Технология ТЭК. – 2005. - №3(22). – С. 66-73.
114. Перельман, О.М. Надежность малых партий нового погружного оборудования / О.М. Перельман, А.И. Рабинович, С.Н. Пещеренко, С.Д. Слепченко // Бурение и нефть. – 2010. - №2. – С.32-34.
115. Перельман, О. М. Нефтедобывающие насосы: динамика роторов и эксплуатационная надежность / О.М. Перельман, С.Н. Пещеренко, А.И. Рабинович // международная научно-техническая конференция СИНТ'03: материалы конференции. – Воронеж. – 2003.
116. Петрухин, В. В. Исследование и разработка мероприятий по повышению эффективности эксплуатации погружных центробежных электронасосов для добычи нефти: специальность 05.15.06: автореф. дис. на соиск. уч. ст. к.т.н. / Петрухин Владимир Владимирович; Тюменский государственный нефтегазовый университет. – Тюмень, 2011. – 24 с.
117. Погодаев, Л. И. Методика оценки эрозионной стойкости металлов по энергетическому критерию / Л.И. Погодаев, Д.Ф. Донских // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2011. - № 2. - С. 45-49.
118. Погодаев, Л. И. Методика оценки эрозионной стойкости металлических материалов по энергетическому критерию / Л. И. Погодаев, Ю. Е. Ежов //

Известия Самарского научного центра Российской академии наук. - 2011. - Т. 13. - №4(3) - С.1184 - 1186.

119. Погодаев, Л.И. Моделирование износостойкости и долговечности материалов и технических средств на основе структурно-энергетической теории изнашивания / Л.И. Погодаев, В.Н. Кузьмин, З. Кондрат // Трение, износ, смазка. - 2002. - Вып.13. Ч.1. - С.3-26. // Трение, износ, смазка. 2002. Вып. 14. Ч.2. - С. 7-29.

120. Погорелов, С. В. Опыт эксплуатации УЭЦН в условиях повышенного содержания мехпримесей / С. В. Погорелов, С. Н. Ануфриев // Инженерная практика. - 2010. - №2. - С. 66-73.

121. Пономарев, Р.Н. Аварийные отказы оборудования УЭЦН и разработка мероприятий по их устранению: специальность 05.02.13: автореф. дис. на соиск. уч. ст. к.т.н. / Пономарев Рамиль Наильевич; Уфимский государственный нефтяной технический университет. – Уфа, 2006. – 24 с.

122. Попов, А. А. Практика борьбы с осложнениями при механизированной добыче в ООО «РН-Ставропольнефтегаз» / А.А. Попов // Инженерная практика. - 2011. - №2. - С. 60-65.

123. Попов, В.М. Шахтные насосы (теория, расчет и эксплуатация): Справ. пособие / В.М. Попов. - М.: Недра, 1993. - 224 с. ISBN 5-247-02383-8.

124. Прожега, М. В. Разработка методов повышения износостойкости радиальных пар трения скольжения электрических центробежных насосов: специальность 05.02.04: автореферат диссертации на соиск. уч. ст. канд. техн. наук / Прожега Максим Васильевич; Институт машиноведения РАН. – Москва, 2009. – 19 с.

125. Проников, А. С. Параметрическая надежность машин / А. С. Проников. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. - 559 с. ISBN 5-7038-1996-2.

126. Пчелинцев, Ю. В. Полеты насосов: [Монография] / Ю. В. Пчелинцев. – М.: ВНИИОЭНГ, 2003 - 388 с. ISBN 5-88595-116-0.

127. Пчелинцев, Ю. В. Эксплуатация и моделирование работы часто ремонтируемых наклонно направленных скважин [Текст] / Ю. В. Пчелинцев, Р. Р. Кучумов. – М.: ОАО "ВНИИОЭНГ", 2000. - 519 с. ISBN 5-88595-065-2.

128. РД 39-0148070-026 ВНИИ-86. Технология оптимального применения ингибиторов солеотложения. - Тюмень: СибНИИ НП, 1986.- 37 с.

129. Рабинович, А. И. Технология энергосберегающей добычи нефти с использованием погружных электроприводных центробежных насосов [Текст]: анализ проблем и пути их решения / А. И. Рабинович. – Пермь: Изд-во Пермского нац. исслед. политехнического ун-та, 2017. – 72 с. ISBN 978-5-398-01734-2.
130. Сахнов, Р. В. Комплексный подход к эксплуатации осложненного фонда скважин как инструмент достижения цели. Концепция / Р.В. Сахнов // Инженерная практика. - 2015. - №12. - С. 28-36.
131. Семенова И.В. Коррозия и защита от коррозии / И.В. Семенова, Г.М. Флорианович, А.В. Хорошилов // под ред. И.В. Семеновой – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2002. – 336 с. – ISBN 5-9221-0246-X.
132. Сергеев, С.И. Демпфирование механических колебаний Изд-во физ.-мат. литературы М. 1959. С.408
133. Слепченко С.Д. Оценка надежности УЭЦН и их отдельных узлов по результатам промысловой эксплуатации : диссертация ... кандидата технических наук : 05.02.13 / Слепченко Сергей Дмитриевич; [Место защиты: Рос. гос. ун-т нефти и газа им. И.М. Губкина].- Москва, 2011.- 146 с.
134. Смирнов, Н.И. Износ и вибрация насосных секций УЭЦН / Н.И. Смирнов, Е.Е. Григорян, Н.Н. Смирнов // Бурение и нефть. 2016. № 2. С. 52-56.
135. Смирнов Н.И. Исследование влияния износа на ресурс УЭЦН / Н.И. Смирнов. – Текст: непосредственный // Актуальные проблемы трибологии: сборник трудов международной научно-технической конференции. В двух томах. Т.1. – 2007. – М.: Машиностроение. - С. 410-416.
136. Смирнов, Н.И. Исследование влияния износа подвижных сопряжений на отказ погружных электроприводных лопастных насосов для добычи нефти / Н.И. Смирнов, Е.Е. Григорян // Проблемы машиностроения и надежности машин 2019, №1, с.102-107.
137. Смирнов, Н. И. Исследования и пути повышения ресурса работы некоторых элементов УЭЦН / Н.И. Смирнов, Н.Н. Смирнов, К.Г. Мухамадеев // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2000, №3. стр.13-16.
- 138 Смирнов, Н.И. Исследование износостойкости насосных ступеней / Н.И.Смирнов, Н.Н.Смирнов // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2009, №7, с.30-33.

139. Смирнов, Н.И. Исследование износостойкости твердого сплава, модифицированного нанодобавками / Н.И. Смирнов, М.В. Прожега, Н.И. Смирнов // Трение и износ. 2007. Т.28. №5. С.465-470.
140. Смирнов, Н.И. Исследование особенностей вибрационного состояния насосных секций / Н.И. Смирнов, Е.Е. Григорян, Н.Н. Смирнов // Бурение и нефть. 2016. № 1. С. 23-27.
141. Смирнов, Н.И. Исследование трибологических свойств детонационных наноструктурированных покрытий на основе WC-Co / Н.И. Смирнов, М.В. Прожега, Н.Н. Смирнов // Трение и износ. - 2007. - Т. 28, №2. – С. 195-199.
142. Смирнов, Н.И. Исследование эрозионной стойкости материалов УЭЦН / Н.И. Смирнов / Neftegaz.RU. 2017. № 7. С.48-55.
143. Смирнов, Н.И. Компьютерные и нанотехнологии в нефтяном машиностроении / Н.И. Смирнов, Н.Н. Смирнов, А.В. Лукин //Oil & Gas Eurasia. – 2006. - №6. - стр. 52 – 54.
144. Смирнов Н.И. О причинах сломов валов УЭЦН / Н.И. Смирнов, С.Ф. Горланов, Н.Н.Смирнов // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2012, №3, с.17-22.
145. Смирнов, Н.И. Особенности изнашивания подшипников установок электроприводных лопастных насосов с парой трения «эластомер – металл» / Н.И. Смирнов, Н.Н. Смирнов // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2022. № 11–12. С. 66–69.
146. Смирнов, Н.И. Особенности износа высокооборотных погружных насосов для добычи нефти / Н.И. Смирнов // Нефтяное хозяйство. 2021. № 1. С. 62-65.
147. Смирнов Н.И. Повышение износостойкости твердого сплава модифицированием нанодобавками / Н.И. Смирнов, Н.И. Борисенко, Н.Н. Смирнов, М.В. Прожега // Трение и износ. - 2007. – Т. 28, № 5. - С. 465-470.
148. Смирнов, Н. И. Повышение надежности и ресурса электропогружных центробежных насосов для добычи нефти / Н.И. Смирнов, В.Н. Неволин, Н.Н. Смирнов // Актуальные проблемы надежности технологических энергетических и транспортных машин: сборник трудов международной конференции в 2-х томах, Т. 2. – Самара - 2003.
149. Смирнов, Н. И. Прочность и износостойкость насосов (расчет, испытания, технология) / Н.И. Смирнов, Н.Н. Смирнов. – Текст: непосредственный //



Производство и эксплуатация УЭЦН: материалы IX Всероссийской технической конференции. - Альметьевск. – 2000.

150. Смирнов, Н.И. Разработка комплекса испытательных стендов для высокооборотных центробежных насосов / Н.И. Смирнов, Н.Н. Смирнов. – Текст: непосредственный // Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении: научные труды VI международной научной конференции “Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении”. – М.: ИМАШ РАН. – 2019. – 458 с.

151. Смирнов, Н.И. Разработка методики эрозионных испытаний материалов / Н.И. Смирнов, А.Н. Яговкина, М.В. Прожега, Н.Н. Смирнов // Машиностроение и инженерное образование. - 2017. - № 2 (51) - С. 60-68.

152. Смирнов, Н. И. Расчетно-экспериментальный метод повышения ресурса УЭЦН / Н.И. Смирнов, Н.Н. Смирнов // Управление качеством в нефтегазовом комплексе. – 2006. - №1. – С. 30-34.

153. Смирнов, Н.И. Трибологические аспекты надежности центробежных насосов / Н.И.Смирнов, М.В.Прожега, Н.Н.Смирнов // Трение и смазка в машинах и механизмах, 2007, №3, с.32-37.

154. Смирнов, Н.И. Трибологическая динамика центробежных насосов / Н.И. Смирнов // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2015, №2, с.32-36

155. Смирнов, Н.И. Увеличение ресурса центробежных насосов для добычи нефти на основе использования детонационных покрытий / Н.И.Смирнов, Н.Н.Смирнов // В кн. «Современные технологии модифицирования поверхностей деталей машин» – М.: ЛЕНАНД, 2013. – с.343 – 355.

156. Смирнов, Н.И. УЭЛН как трибодинамическая система: методы исследования / Н.И.Смирнов // Neftegas.RU, №4(136). 2023, С. 46-51.

157. Сорокин, Г.М. О природе эрозионного изнашивания / Г.М. Сорокин // Вестник машиностроения. - 1996. - №4. - С 3-6.

158. Суслов, А.Г. Термофлуктуационная модель изнашивания поверхностей трения твердых тел при граничной смазке/ А.Г. Суслов, С.П. Шец, М.И. Прудников// Трение и смазка в машинах и механизмах - М.: Машиностроение, 2008. №10. С. 40-47.

159. Сушков, В.В. Надежность, техническое обслуживание, ремонт и диагностирование нефтегазового промышленного оборудования / [Сушков В.В. и др.];

под общ. ред. В. В. Сушкова. – Санкт-Петербург: Нестор, 2008. - 295 с. ISBN 978-5-303-00347-7.

160. Тененбаум, М. М. Сопротивление абразивному изнашиванию [Текст] / М.М. Тененбаум. - М.: Машиностроение, 1976. - 271 с.

161. Третьяков, В.И. Металлокерамические твердые сплавы [Текст] / В.И. Третьяков. – М.: Metallurgizdat, 1962. – 592 с.

162. Трулев, А. В. Методологические особенности стендовых испытаний газосепараторов установок погружных электроцентробежных насосов для добычи нефти / А.В. Трулев, Е.М. Шмидт // Вестник Московского авиационного института. - Т.28. - №3. - С. 73-80.

163. Тронов, В. П. Промысловая подготовка нефти: [Монография] / В.П. Тронов; Акад. наук Татарстана. - Казань: ФЭН, 2000. – 414с. ISBN 5-7544-0147-7.

164. Уразаков, К. Р. Оптимизация режима эксплуатации механизированного фонда скважин / К.Р. Уразаков, Ю.В. Алексеев, Р.С. Калимуллин [и др.] // Нефтепромысловое дело. – 1997. - №6-7. - С.16-20.

165. Филиппов, А.П. Колебания деформируемых систем [Текст]. 2-е изд., перераб и доп. - М.: Машиностроение, 1970. – 734 с.

166. Филиппов, В.Н. Надежность установок погружных центробежных насосов для добычи нефти: Обзорная информация. Насосостроение. Серия ХМ-4. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1983. - 50с.

167. Филиппов В.Н. К методике ускоренных испытаний осевой опоры ступени ЭЦН. Насосное оборудование для добычи нефти / В.Н. Филиппов, Ш.Р. Агеев // Научно-технический сборник. Вып.4. ЦИНТИхимнефтемаш. 1991.

168. Фомин, В.В. Гидроэрозия металлов. М., «Машиностроение», Изд. второе, переработанное и дополненное. 1977. 287с.

169. Хрущов, М.М. Закономерности абразивного изнашивания/ М.М. Хрущов // Износостойкость. - М.: Наука, 1975. - С. 5-28.

170. Цыкин, И.В. Эксплуатация УЭЦН на промыслах ТНК. Опыт, проблемы, перспективы. // Материалы XI Всероссийской технической конференции «Производство и эксплуатация УЭЦН». – Альметьевск: Изд-во завода «Алнас», 2002.

171. Цыкулаев, К. Ю. Результаты мониторинга осложненного фонда скважин ООО «ЛУКОЙЛ Пермь» / К.Ю. Цыкулаев // Инженерная практика 2017. №4. С. 30-37.
172. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.
173. Черепков В.П. Стенд для испытаний на трение и изнашивание / В.П. Черепков, Ю.Н. Николашев // Вестник машиностроения. – 1992. - №2. – С. 29–30.
174. Чернова, К.В. Эксплуатация глубинных электроцентробежных насосных установок в условиях интенсивного солеотложения / К.В. Чернова, Г.А. Аптыкаев, В.В. Шайдаков // Современные наукоемкие технологии №10, 2007, С.28-33.
175. Шец, С.П. Изнашивание нестационарно нагруженных радиальных подшипников скольжения/ С.П. Шец // Брянск: Весн. БГТУ - 2007.- №1.- С. 13 - 19.
176. Чичинадзе, А.В. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун и др.; под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.
177. Шараев, Н.М. Совершенствование насосного оборудования при проведении технологических операций на Арланском месторождении нефтегазодобывающем управлении «Арланнефть» / Н.М. Шараев, В.И. Павлюченко // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». 2014. №6, с.424-434.
178. Якимов, С.Б. Индекс агрессивности выносимых частиц на месторождениях ТНК-ВР в Западной Сибири/ С.Б. Якимов // Нефтепромысловое дело. 2008. №9. С.33-38.
179. Якимов, С.Б. О перспективах использования радиально стабилизированных компрессионных электроцентробежных насосов для повышения эффективности эксплуатации скважин пластов группы АВ Самотлорского месторождения / С.Б. Якимов // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2016. № 6. С. 78–86.
180. Якимов, С. Б. Влияние концентрации абразивных частиц в добываемой жидкости на работу электроцентробежных погружных насосов / С. Б. Якимов, А. А. Шпортко, А. А. Сабиров, А. В. Булат //Территория «НЕФТЕГАЗ». 2017. №6. С. 50-53.
181. Якимов, С.Б. Результаты промышленного испытания электроцентробежного насоса с упрочненными борированием рабочими ступенями на Ван-Еганском

месторождения / С.Б. Якимов, А.П. Фирсов, Э.А. Гебель, А.А. Ежов, С.Г. Цих //Территория Нефтегаз. №7-8 август 2020. С.20-25.

182. Якимов, С.Б. Исследование преимуществ эксплуатации УЭЦН в периодическом режиме на скважинах, осложненных выносом песка / С.Б. Якимов, М.Н. Каверин, М.А. Колпаков // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. – М.: ОАО "ВНИИОЭНГ", 2017. – № 5. – С. 16–20.

183. Ямпольский Г.Я. Исследование абразивного износа элементов пар трения качения / Г.Я. Ямпольский, И.В Крагельский. М., "Наука", 1973 г. 63 с.

184. Энергоэффективные интеллектуальные высокооборотные насосные установки Серии УЭЦН АКМ для добычи нефти 2019 г ([www.lepse.com](http://www.lepse.com)).

185. Abouel-Kasem, A., Abd-elrhman, Y. M., Emara, K. M., Ahmed S. M. Design and Performance of Slurry Erosion Tester, *J. Tribol.* Apr 2010, 132(2): 021601 (10 pages).

186. Adedeji, O. E., Zhang, L., Breakey David E.S., Sanders, R. S., Investigation of abrasive wear in contact load-dominated slurry flows using a Toroid Wear Tester. *Wear* Volume 477, 18 July 2021, 203767.

187. Alam, T., Farhat, Z.N., Slurry erosion surface damage under normal impact for pipeline steels, *J. Tribol.* Apr 2016, 138(2): 021604 (10 pages) Paper No: TRIB-15-1240.

188. Al-Gheithi, S., Samanta, B., Al-Balushi, K, Al-Araimi, S., and Siddiqui, R. (2004), "Rotordynamic Analysis of an Electric Submersible Pump" Institute of Mechanical Engineers Eighth International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, pp. 457-467.

189. Anderson, K., Soroor Karimi, Siamack Shirazi Erosion testing and modeling of several non-metallic materials *Wear* Volume 477, 18 July 2021, 203811).

190. Annual Book of ASTM Standards 2002, Section 03, 03-02, G119-93 (2002).

191. API RP 14E, API recommended practice for design and installation of offshore production platform piping systems, 5<sup>th</sup> edition, 1991.

192. Arabnejad, H., Mansouri, A., Shirazi, S.A., McLaury, B.S. Development of mechanistic erosion equation for solid particles *Wear* 332-333 (2015) 1044–1050.

193. Arabnejad, H., Shirazi, S.A., McLaury, B.S., Subramani, H.J., Rhyne, L.D. The effect of erodent particle hardness on the erosion of stainless steel / *Wear* 332-333 (2015) 1098–1103.

194. Aribo, S., Barker R., Hu X., Neville A., Erosion-corrosion behaviour of lean duplex stainless steels in 3.5% NaCl solution, *Wear* 302 (1–2) (2013) 1602–1608.

195. Ariely, S., Khentov, A. Erosion corrosion of pump impeller of cyclic cooling water system, *Eng. Fail. Anal.* 13 (6) (2006) 925–932.
196. Azimian, M., Bart, H-J. Erosion investigations by means of a centrifugal accelerator erosion tester. *Wear* 328–329 (2015) pp.249–256.
197. Bai C., Zheng D., Hure R., Saleh R., Carvajal N., Morrison G. The Impact of Journal Bearing Wear on an Electric Submersible Pump in Two- Phase and Three-Phase Flow *J. Tribol.* May 2019, 141(5): 051702 (8 pages) Paper No: TRIB-18-1398.
198. Bai, C., "Rotordynamic and Erosion Study of Bearings in Electrical Submersible Pumps", In Ph.D. Thesis, 2017, University of Tulsa, Tulsa, Oklahoma 74104.
199. Bayer, R. G. "Mechanical Wear Prediction and Prevention (Mechanical Engineering)", Marcel Dekker. 1994-05-12, pp 657.
200. Bachus, L. and Custodio, A. Know and Understand Centrifugal Pumps. Elsevier 2003 s.250.
201. Beck David, Nowitzki, Wesley, and Justin Shrum. "Electric Submersible Pump ESP Vibration Characteristics Under Wear Conditions." Paper presented at the SPE Gulf Coast Section Electric Submersible Pumps Symposium, The Woodlands, Texas, USA, May 2019.
202. Bello, J.O., Wood, R.J.K., Wharton, J.A. Synergistic effects of micro-abrasion–corrosion of UNS S30403, S31603 and S32760 stainless steels, *Wear* 263 (2007) 149–159.
203. Bitter, J.G.A., A study of erosion phenomena Part I. *Wear*, 1963, 6, 5–21.
204. Bitter, J.G.A., A study of erosion phenomena Part II. *Wear*, 1963, 6, 169–190.
205. Bozzi, A. C., Biasoli de Mello, J. D. Wear resistance and wear mechanisms of WC–12%Co thermal sprayed coatings in three-body abrasion. *Wear* 233–235 1999 575–587.
206. Brinner, T.R., Traylor, F.T., Stewart, R.E. "Causes and Prevention of Vibration Induced Failures in Submergible Oilwell Pumping Equipment" Paper SPE 11043 presented at the 57<sup>th</sup> Annual Fall Technical Conference and Exhibition held New Orleans, Sen. 26-29 1982.
207. Burstein, G.T., Sasaki, K. Effect of impact angle on the slurry erosion-corrosion of 304L stainless steel, *Wear* 240 (2000) 80-94.

208. Cao, W-d., Dai, X. & Hu, Q-x. Effect of impeller reflux balance holes on pressure and axial force of centrifugal pump. *J. Cent. South Univ.* **22**, 1695–1706 (2015).
209. Celotta, D.W., Qureshi, U.A., Stepanov, E.V., Goulet, D.P., Hunter, J., Buckberry, C.H., Hill, R., Sherikar, S.V., Moshrefi-Torbati, M., Wood, R.J.K. Sand erosion testing of novel compositions of hard ceramics *Wear* 263(1) (2007): 278–283.
210. Childs, D., N., Clay, S., Phillips, S. A Lateral Rotordynamics Primer On Electric Submersible Pumps (ESPS) For Deep Subsea Applications 43rd Turbomachinery & 30th Pump Users Symposia (Pump & Turbo 2014) September 23-25, 2014 | Houston, TX.
211. Desale, G.R., Gandhi, B.K., Jain, S.C. Effect of erodent properties on erosion wear of ductile type materials, *Wear* 261 (2006) 914-921.
212. Durham, M. O., Williams, J. H., and Goldman, D. J., 1990, “Effect of Vibration on Electric Submersible Pump Failures,” *SPE J. Petrol. Technol.*, 42(2), pp. 186–190.
213. Fang, Yu, Xiaolu Pang, Guoan, Zhang. Mechanical properties of CO<sub>2</sub> corrosion product scales and their relationship to corrosion rates. *Corrosion Science* 2008; 50:2796–803.
214. Finnie, I. Some observations on the erosion of ductile metals, *Wear*, 19 (1972), pp. 81-90.
215. Forsberg, M. (2013), “Evaluation of ESP Vibration: Technical Process versus Black Magic,” Society of Petroleum Engineers (SPE), ESP Workshop, Houston, TX.
216. Gahr, K.H. and ed., *Wear by Hard Particles* vol. 31, Elsevier Ltd., 1998.
217. Gant, A.J., Gee, M.G., Roebuck B. Rotating wheel abrasion of WC/Co hardmetals. *Wear*, V. 258, 2005, p.178-188.
218. Gant, A. J., Gee, M.G. Abrasion of tungsten carbide hardmetals using hard counterfaces. *International Journal of refractory metals & hard materials*. V. 24, 2006, p.189-198.
219. Ge, S., Wang, Q., Wang, J. The impact wear-resistance enhancement mechanism of medium manganese steel and its applications in mining machines *Wear*, 376–377 (2017), pp. 1097-1104.
220. Grant, G., Tabakoff, W., An experimental investigation of the erosion characteristics of 2024 aluminum alloy. University of Cincinnati, Department of Aerospace Engineering Tech. Rep., 1973, 73–77.

221. Gulich, J.F. *Centrifugal Pumps*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg / J.F.Gulich, 2010. - 964 c.
222. Hadjiyannis, S., Charalambous, N., Tournlidakis, A., "An experimental and Computational Study of the Erosion in Submersible Pumps and the Development of a Methodology for Selecting Appropriate Protective Coatings," ASME Turbo Expo, Orlando, Florida, V.6, Part A. GT2009-60090, 61-72.
223. Hamzah, R, Stephenson, D.J, Strutt, JS. Erosion of material used in petroleum production. *Wear* 1995;186–187:493–6.
224. Hashish, M., Modified model for erosion. *Proceedings of the 7<sup>th</sup> International Conference on Erosion by liquid and solid impact*, 1987, 461–480.
225. Hawthorne, H.M., Xie, Y., On particle interactions with target materials of different mechanical properties in a long specimen Coriolis slurry erosion tester. *Wear*, 2005. 258(1):470-479.
226. Höppel, H.W., Mughrabi, H., Sockel, H.-G., Schmidt, S., Vetter, G., Hydroabrasive wear behaviour and damage mechanisms of different hard coatings. *Wear* Vol. 225–229, Part 2, April 1999, pp. 1088-1099.
227. Huang, C., Chiovelli, S., Minev, P.D., Luo, J.-li., Nandakumar, K., A comprehensive phenomenological model for erosion of materials in jet flow, *Powder Technology* 187 (2008) 273–279.
228. Hunter, S.C., Energy absorbed by elastic waves during impact, *J. Mech. Phys. Solids*, 5(3), pp. 162-171, 1957.
229. Humphrey, J.A.C., Fundamentals of fluid motion in erosion by solid particle impact. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 1990, 11(3), 170–195.
230. Hussainova, I., Kubarsepp, J., Pirso, J. Mechanical properties and features of erosion of cermets *Wear* 250 (2001) 818–825.
231. Hutchings, I.M., A model for the erosion of metals by spherical particles at normal incidence, *Wear*, 1981, 70, 269–281.
232. Hutchings, I.M. *Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials*, Edward Arnold, London, UK, 1992.
233. Hutchings, R. W., Field, J.E., Solid particle erosion of metals: the removal of surface material by spherical projectiles *Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences*, 348 (1976), pp. 379-392.

234. Jacobs, E.G.: "Artificial Lift in the Montrose Field, North Sea," *SPEPE* (Aug. 1989) 313-320.
235. Jia, K., Fischer, T.E. Abrasion resistance of nanostructured and conventional cemented carbides / *Wear*, V. 200, 1996, p. 206-214.
236. Jia, K., Fischer, T.E. Sliding wear of conventional and nanostructured cemented carbides / *Wear*, V. 203-204, 1997, p. 310-318.
237. James, A. Dougherty, (2004) " A review of the effect of organic acids on CO<sub>2</sub> corrosion Annual Conf., NACE International, Houston, Texas, paper No. 04376.
238. Johann, F. G. Centrifugal Pumps, Springer, New York, NY, USA, 2008.
239. Kašparová, M., Zahálka, F., Houdková, Š., Ctibor P. Abrasive wear of WC-NiMoCrFeCo thermally sprayed coatings in dependence on different types of abrasive sands /*Kovove Mater.* 48 2010 73–85 DOI: 10.4149/km\_2010\_1\_73.
240. Karassik, J. J. and Carter, R., Centrifugal Pumps, F.W. Dodge, New York, NY, USA, 1980.
241. Karimi, S. al. Experimental investigation on the influence of particle size in a submerged slurry jet on erosion rates and patterns/ Proceedings of the ASME 2017 Fluids Engineering Division Summer Meeting FEDSM2017 July 30-August 3, 2017, Waikoloa, Hawaii.
242. Karimi, A., Verdon, C., Barbezat, G. Microstructure and hydroabrasive wear behaviour of high velocity oxy-fuel thermally sprayed WC-Co–(Cr) coatings, *Surf. Coat. Technol.* 57 (1993) 81.
243. Khomehchi, E., Reisi, E. Sand production prediction using ratio of shear modulus to bulk compressibility (case study), *Egypt. J. Petrol.* (2015).
244. King, D. G., Traylor, F. T. and Stewart, R. E. "Abrasion Technology for Electric Submersible Pumps". Paper SPE 12199 presented at the 58th Annual Technical Conference and Exhibition held in San Francisco, October 5–8 1983.
245. Kobylinski, L. S., Taylor, F. T. and Brienan, J. W.: "Development and Field Test Results of an Efficient Downhole Centrifugal Gas Separator." *JPT*, July 1985, p.p. 295–304.
246. Kobylinski, L.S. "The Effect of Speed Variation on the Operating Range of Submersible Pumps. SPE 18869. Production Operations Symposium, Oklahoma City, Oklahoma, March 1989. s.397-406.



247. Kruger, S., Martin, N. and Dupont, P., Assessment of Wear Erosion in Pump Impellers. Proceedings of the 26th International Pump Users Symposium, Houston, Texas, USA. 2010.
248. Laguna-Camacho J. R. and all, An analysis of the solid particle erosion damage caused on AISI 304 FORMATEX 2014 Microscopy: advances in scientific research and education (A.Méndez-Vilas, Ed. 1053-1063.
249. Larsen-Basse J., Koyanagi E.T. Abrasion of WC-Co alloys by quartz. Transactions of the ASME, Vol.101, April 1979, p.208-211.
250. Liu, P.; Wang, Y.; Yan, F.; Nie, C.; Ouyang, X.; Xu, J.; Gong, J., Effects of Fluid Viscosity and Two-Phase Flow on Performance of ESP. *Energies* 2020, *13*, 5486.
251. Lynn, R. S., Wong, K. K., & Clark, H. M. (1991). On the particle size effect in slurry erosion. *Wear*, 149(1-2), 55–71.
252. Mansouri, A., Shirazi, S. A., McLaury, B. S. Experimental and numerical investigation of the effect of viscosity and particle size on the erosion damage caused by solid particles. Proceedings of the ASME 2014 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting FEDSM2014 August 3-7, 2014, Chicago, Illinois.
253. Matsumura, M., Oka, Y., Hiura, H., Yano, M. The role of passivating film in preventing slurry erosion-corrosion of austenitic stainless steel, *ISIJ Int.* 31 (1991) 168-176.
254. Mclaury, B.S.; Shirazi, S.A. An Alternate Method to API RP 14E for Predicting Solids Erosion in Multiphase Flow. *J. Energy Resour. Technol.* **2000**, *122*, 115–122.
255. Meng, H.C., Ludema, K.C. Wear models and predictive equations: their form and content. *Wear*, 1995, 181-183, 443–457.
256. Meng, M., Zamanipour, Z., Miska, S. and all. Dynamic stress distribution around the wellbore influenced by surge/swab pressure. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, **172** (2019): 1077–1091.
257. Minette, R.S., SilvaNeto, S.F., Vaz, L.A., Monteiro, U.A. Experimental modal analysis of electrical submersible pumps. *Ocean Engineering* Vol. 124, (2016) 168–179.
258. Momber, A.W. A probabilistic model for the erosion of cement-based composites due to very high-speed hydro-abrasive flow. *Wear* 368-369 (2016) 39-44.
259. More, S.R., Bhatt, D.V., Menghani, J.V. Recent Research Status on Erosion Wear – An Overview. *Materials Today: Proceedings* 4 (2017) 257–266.

260. Morrison, G., Carvajal, N., Saleh, R., Bai, C., The Measured Impact of Erosion on the Rotodynamic and Performance Characteristics of a Mixed Flow ESP. In *44th Turbomachinery & 31st Pump Symposia*, Houston, Texas, USA. 2015.
261. Morrison, G., Yi, C., Steck, D., Chen, Y., Bai, C., and Patil, A. "Effect of Gas Presence on Erosive Wear of Split-Vane Electrical Submersible Pump," 46th Turbomachinery and 33rd Pump Symposium, Houston, TX, 2017, Dec. 14–17, pp. 1–17.
262. Neilson, J.H., Gilchrist, A. Erosion by a stream of solid particles. *Wear*, 1968, 11, 111–122.
263. Noon, A.A., Kim, M.-H. Erosion wear on centrifugal pump casing due to slurry flow. *Wear* 364-365 (2016): 103-111.
264. [Neilson R.](#), Dynamics of Electric Submersible Pumps, 1992.
265. Neilson, J.H., Gilchrist, A. Erosion by a stream of solid particles. *Wear*, 1968, 11, 111–122.
266. Oka, Y.I., Ohnogi, H., Hosokawa, T., Matsumura, M. The impact angle dependence of erosion damage caused by solid particle impact, *Wear* 203-204 (1997) 573-579.
267. Oka, Y.I., Okamura, K., Yoshida, T. Practical estimation of erosion damage caused by solid particle impact: Part 1: effects of impact parameters on a predictive equation, *Wear* 259 (1) (2005) 95–101.
268. Pagalthivarthi, K.V. and Gupta, P.K. Prediction of Erosion Wear in Multi-Size Particulate Flow through a Rotating Channel. *FDMP*, vol.5, no.1, pp.93-121, 2009.
269. Parsi, M., Vieira, R.E., Kesana, N., McLaury, B.S., Shirazi S.A., Ultrasonic measurements of sand particle erosion in gas dominant multiphase churn flow in vertical pipes. *Wear*, 328-329 (2015), pp. 401-413.
270. Parsi, M., Najmi, K., Najafifard, F., Hassani, S., McLaury, B.S., Shirazi, S.A., A comprehensive review of solid particle erosion modeling for oil and gas wells and pipelines applications. *Journal of Natural Gas Science and Engineering* 21 (2014) 850-873.
271. Pastre, L. F., and A. Fastovets. "The Evolution of ESP Technology in the North Sea: A Reliability Study Based on Historical Data and Survival Analysis." Paper presented at the SPE Russian Petroleum Technology Conference, Moscow, Russia, October 2017.

272. Patil, A., Kasprzyk, M., Delgado, A., and Morrison, G. "Effect of Leakage Flow Path Wear on Axial Thrust in Downhole Electrical Submersible Pump Unit." *ASME. J. Fluids Eng.* May 2020; 142(5): 051202.
273. Patil, A., Delgado, A., Yi, Chen, Steck, D., Bai, C., Yi Chen, Morrison G.L. Mechanical Reliability of Electrical Submersible Pumps. *WWW.CFTN.CN* Vol.60, 2018, No.5 s.69-77.
274. Patil, M.S., Deore, E.R., Jahagirdar, R.S., Patil, S.V. Study of the Parameters Affecting Erosion Wear of Ductile Material in Solid-Liquid Mixture. *Proceedings of the World Congress on Engineering 2011 Vol III WCE 2011, July 6 - 8, 2011, London, U.K.*
275. Patil, A., Adolfo, D., Chen, Y., Steck, D., Bai, C., Chen, Y., Morrison, G., Mechanical Reliability of Electrical Submersible Pumps. 2018. *Texas A&M University Mechanical Engineering, College Station Texas, US.*
276. Pflüger, M., Huang, J. Electrical Submersible Pump Survival Analysis Published 2011.
277. Qiaoqin, Yang, Tetsuya, Senda, Akira, Ohmori Effect of carbide grain size on microstructure and sliding wear behavior of HVOF-sprayed WC-Co 12% coatings / *Wear* 254 2003 (1-2): 23-34.
278. Schlumberger, 2004, "Oilfield Review: Summer 2004," pp.4–66.
279. Shadley, J. R., Wilson, B. L., Dorney, M. S. Unstable Self-Excitation of Torsional Vibration in AC Induction Motor Driven Rotational Systems *Transactions of the ASME.* APRIL 1992, Vol. 114/226.
280. Shamkov, A., Gorlov, A. "Sand Influence Analysis on ESP Operation in Salym Petroleum Development. Effective Methods and Procedures for Sand Protection." Paper presented at the SPE Russian Petroleum Technology Conference, Moscow, Russia, October 2019.
281. Shipway P.H., Hogg J.J. Dependence of microscale abrasion mechanisms of WC-Co hardmetals on abrasion type. *Wear*, V. 259, 2005, p. 44-51.
282. Smirnov, N. I., Skvortsova, E. S. Prospects for the use of high-speed ESP for oil production (2020) *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 996, статья № 012024.
- 283 Smirnov, N.I. Yagovkina, A.N. Prozhega, M.V. Smirnov, N.N. Safonov, I.A. Methodology development of the materials erosion tests. *Journal of Friction and Wear*, 39(4), c. 335-340, 2018.

284. Stachowiak, G.W. Particle angularity and its relationship to abrasive and erosive wear. *Wear* 241. 2000. 214–219.
285. Stack, M.M. and Abdelrahman, M. and Jana, B. A new Methodology for modelling erosion–corrosion regimes on real surfaces: Gliding down the galvanic series for a range of metal-corrosion systems. *Wear*, (2010). 268 (3-4). pp. 533-542.
286. Stack, M.M., Abdulrahman, G.H. Mapping erosion-corrosion of carbon steel in oil exploration conditions: Some new approaches to characterizing mechanisms and synergies. *Tribology International* 43 (2010) 1268-1277).
287. Sun, Z., Wei, Y., Wu, W., Du, H. Erosion of alloys used for the stages of electrical submersible pumps. *Engineering Failure Analysis*. 2020, 114(6):104580.
288. Sundararajan, G., Shewmon, P. G., A new model for the erosion of metals at normal incidence, *Wear*, 84 (1983) 237 – 258.
289. Szlaga, M., Balancing axial force in centrifugal pumps with pump out vanes E3S Web of Conferences 137, 01028 (2019) RDPE 2019.
290. Takács, Gábor. *Electrical submersible pumps manual: design, operations, and maintenance*. Gulf Professional Publishing, 2009.
291. Tan, K.S., Wharton, J.A., Wood, R.J.K. Solid particle erosion-corrosion behaviour of a novel HVOF nickel aluminium bronze coating for marine applications - Correlation between mass loss and electrochemical measurements, *Wear* (2005), 258 629–640.
292. Thakare, M.R., Wharton, J.A., Wood, R.J.K., Menger, C. Exposure effects of strong alkaline conditions on the microscale abrasion–corrosion of D-gun sprayed WC–10Co–4Cr coating. *Tribology International* 41 (2008) 629–639.
293. Tian, B.R., Cheng, Y.F. Electrochemical corrosion behavior of X-65 steel in the simulated oil sand slurry. I. Effects of hydrodynamic condition. *Corrosion Science* 2008; 50:773–9.
294. Tudor, A., Dumitru, V., Negriu, R., Radu, I., 2001, “An insitu wear-erosion-corrosion study of carbide and ceramic composites in ball-valve of crude petroleum extraction pump”, 2nd World Tribology Congress, Vienna, 3-7 Sept. 2001, pp.464.
295. Tudor, A., Laurian, T., Negriu, R., Radu, I., Dumitru, V. An erosion – corrosion wear model for the ball valve of crude petroleum extraction pump. National tribology conference ROTRIB`03 2003. 171-175.

296. Tuzson J. Laboratory slurry erosion tests and pump wear calculations, *J. Fluids Eng.* 1984, 106(2) 135–140.
297. Uchibori, Z., Tanoue, H., Hirabayashi, H. "Various Causes of Wear of Cemented Carbide Rings Applied to Water Pump Seals", *Lubr. Eng.*, 46, 3, pp 163-171 (1990).
298. Uetz H. *Abrasion und Erosion*. Hanser, Munchen, 1986.
299. Ukpai J.I. *Erosion-Corrosion Characterisation for Pipeline Materials Using Combined Acoustic Emission and Electrochemical Monitoring* Ph.D. Thesis Doctor of Philosophy July 2014.
300. Veinthala, R. Tarbea, P. Kulua, H. Kaerdi Abrasive erosive wear of powder steels and cermets *Wear* 267 (2009) 1838-1844.
301. Vetter, G., Wirth, W., Korner, H., Pregler S. Multiphase pumping twin-screw pumps – understand and model hydrodynamics and hydroabrasive wear, *Proceedings of the 17th international pump user's symposium*, 2000, pp. 153–169.
302. Walker C.I., Hambe M., Influence of particle shape on slurry wear of white iron. *Wear*, 2014, Vol. 332–333, pp. 1021-1027.
303. Wang, C., Weidong, Shi, Li, Zhang, "Calculation Formula Optimization and Effect of Ring Clearance on Axial Force of Multistage Pump", *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2013, Article ID 749375, 7 pages, 2013.
304. Wang, Z., Z., Zhang, J., Shirazi, S. A., Dou, Y. Experimental and numerical study of erosion in a non-Newtonian hydraulic fracturing fluid. *Wear*, 2018. **422**: 1–8.
305. Wayne, S.F., Baldoni, J.G. and Buljan, S.-T. Abrasion and erosion of WC-Co with controlled microstructures. *Tribology Transactions*, Vol.33, 1990, p. 611-617.
306. Wilson, B. L.: "The Effects of Abrasives on Electrical Submersible Pumps." *SPE Drilling Engineering*, June 1990, p.p.171–175.
307. Wilson, B. L., Mack, J. and Forster, D.: "Operating Electrical Submersible Pumps below the Perforations." *SPE Production and Facilities*, May 1998, p.p.141–5.
308. Wilson, B.L. "Materials for ESP'S in Corrosive Environments". Presented at the Electrical Submersible Pump Workshop in Houston, Texas.1986, April 8 – 9.
309. Wellinger K., Breckel H. Kenngrößen und verschleiss beim stoss metallischer werkstoffe *Wear*, 13 (1969), pp. 257-281.
310. Wood, R. J. K., Walker, J. C., Harvey, T. J., Wang, S., and Rajahram, S. S., Influence of microstructure on the erosion and erosion–corrosion characteristics of 316 stainless steel, *Wear*, 306 (2013) 254–262.

311. Wood, R.J.K. Erosion/corrosion, *Comprehensive Structural Integrity Vol. 6: Environmentally Assisted Fatigue*, Elsevier, Amsterdam (2007) 397-427.
312. Wood, R.J.K., Jones, T.F., Miles, N.J., Ganeshalingam, J. Upstream swirl-induction for reduction of erosion damage from slurries in pipeline bends. *Wear* 2001. 250(1-12): 770–778.
313. Xiao, J.J., Lastra, R., Roth, B., Lee, W. Material overview for electric submersible pumps: Part I – metallic and ceramic materials, SPE Artificial Lift Conference and Exhibition, Society of Petroleum Engineers, The Woodlands, Texas, USA, 2018.
314. Zhang, Y., Reuterfors, E.P., McIlLaury, B.S., Shirazi, S.A., Rybicki, E. Comparison of computed and measured particle velocities and erosion in water and air flows, *Wear*, 2007, 263(1):330-338.
315. Zhao, W., Li, Y., Wang, X., Sun, J., and Wu, G., 2012, “Research on the Effect of Wear-Ring Clearances to the Performance of Centrifugal Pump,” *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.*, 15(7), p. 072018.
316. Zhou, S., Yan, Y., Su, D., Navaneethakannan, S., Chi, Y. Investigation on the kinetics of carbon dioxide hydrate formation using flow loop testing. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 2017. **49**, 385–392.
317. Zhu, H., Zhu, J., Zhou, Z., Rutter, R., Forsberg, M., Gunter, S., Zhang, H.-Q., Experimental Study of Sand Erosion in Multistage Electrical Submersible Pump (ESP): Performance Degradation, Wear and Vibration. *In SPE International Petroleum Technology Conference*, (IPTC), Beijing, China, March 2019. Paper Number: IPTC-19264-MS.
318. Zhu, J., Zhang, J., Zhu, H., Zhang, H.-Q., "A Mechanistic Model to Predict Flow Pattern Transitions in Electrical Submersible Pump under Gassy Flow Condition. SPE Artificial Lift Conference and Exhibition - Americas, The Woodlands, Texas, USA, August 2018.
319. Zhu, H., Zhu, J., Rutter, R., and Zhang, H.-Q., "Experimental Study on Deteriorated Performance, Vibration, and Geometry Changes of an Electrical Submersible Pump Under Sand Water Flow Condition." *ASME. J. Energy Resour. Technol.* August 2021; 143(8): 082104.
320. Zhu, H., Zhang, J., Zhu, J., Rutter, R., & Zhang, H., "A Numerical Study of Turbulence Model and Rebound Model Effect on Erosion Simulations in an Electrical Submersible Pump (ESP)." *Proceedings of the ASME-JSME-KSME 2019 8th Joint*

*Fluids Engineering Conference. Volume 3B.* San Francisco, California, USA. July 28–August 1, 2019. V03BT03A041. ASME.

321. Zhu, H., Zhu, J., Rutter, R., Zhang, J., & Zhang, H., "Sand Erosion Model Prediction, Selection and Comparison for Electrical Submersible Pump (ESP) Using CFD Method." *Proceedings of the ASME 2018 5th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting. Volume 3.* Montreal, Quebec, Canada. July 15–20, 2018. V003T17A003.

322. Zhu, H., Zhu, J., Rutter, R., and Zhang, H. "A Numerical Study on Erosion Model Selection and Effect of Pump Type and Sand Characters in Electrical Submersible Pumps by Sandy Flow." *ASME. J. Energy Resour. Technol.* December 2019; 141(12):122004.

323. Zhu, H., Zhu, J., Zhou, Z., Rutter, R., Zhang, H.-Q., Wear and Its Effect on Electrical Submersible Pump ESP Performance Degradation by Sandy Flow: Experiments and Modeling. Offshore Technology Conference, Houston, Texas, May 2019 Paper Number: OTC-29480-MS.



## СПРАВКА

Об экономическом эффекте

Выдана с.н.с. Института Машиноведения им.А.А.Благоднарова РАН, к.т.н.  
Смирнову Н.И.

для предъявления в Ученый совет

Надежность установок электрических погружных центробежных насосов (УЭЦН) для добычи нефти имеет большое значение для предприятия с точки зрения снижения издержек на ремонт оборудования и скважин. На протяжении 15 лет на предприятии производственного обслуживания и эксплуатации насосов (ЦБПО ЭПУ) ОАО «Сургутнефтегаз» используются научно-технические разработки к.т.н. Смирнова Н.И. Наиболее значимыми результатами, полученными им являются следующие: Впервые в теории и практике эксплуатации УЭЦН дано научное объяснение причин возникновения отказов УЭЦН («полет»), разработана математическая модель динамики насоса с учетом износа пар трения, исследованы ресурсопределяющие элементы насоса. Им разработаны методики испытаний ресурсных деталей, разработаны ресурсные технологии их изготовления. По его документации заводами-изготовителями поставляются ресурсные детали (износостойкие керамические радиальные подшипники, концевые детали соединений), позволившие снизить износ и динамические нагрузки от износа.

Это позволило сократить количество аварий установок ЭЦН («полет») с 1997 года по 2005 год включительно на 185 случаев и поднять наработку на отказ аварийных скважин на 45 суток, что выражается в экономическом эффекте 207.735.816 (двести семь миллионов семьсот тридцать пять восемьсот шестнадцать) рублей.

Приложение: расчет экономического эффекта в ОАО «Сургутнефтегаз» на двух листах в 3-х экз.

Начальник Сургутской ЦБПО ЭПУ  
ОАО «Сургутнефтегаз»



Г.Р.Мухамадеев





Открытое Акционерное Общество

629807, Ямало-Ненецкий автономный  
округ, г. Ноябрьск, ул. Ленина, 59/87  
тел.: (34964) 7-63-68, 5-32-73  
факс: (34964) 7-60-20, 7-62-22

« 01 » апреля \_\_\_\_\_ 2005г.

исх. № 02/165

## СПРАВКА

### Об экономическом эффекте для предъявления в Ученый Совет Института Машиноведения им. А.А. Благонравова РАН.

В течении 10 лет, на предприятиях по ремонту и эксплуатации центробежных погружных установок (УЭЦН) компании применяются научные разработки сотрудника ИМАШ РАН к.т.н. Н.И. Смирнова. Им разработаны научные рекомендации по предотвращению отказов УЭЦН в процессе эксплуатации. По разработанной им технической документации изготавливаются и применяются на практике ресурсные детали насосов: фланцево-болтовые изделия, высокоизносостойкие подшипники. Смирновым Н.И. проводится научно-методическая подготовка сотрудников предприятий, им оказывается помощь в анализе отказов оборудования.

Использование с 1998 года в ОАО «Сибнефть-Ноябрьскнефтегаз», разработанных Н.И. Смирновым концевых деталей с высокой циклической долговечностью и высокоизносостойких подшипниковых узлов в насосах позволило резко сократить количество отказов оборудования с 59 аварий в 2003 году до 28 в 2004 г.

В результате использования научных разработок к.т.н. Н.И. Смирнова получен экономический эффект свыше 120 мл. рублей.

И.о. главного инженера ОАО «Сибнефть-ННГ»



А.А. Алпатов

**ПРИЛОЖЕНИЕ 1**

(Выдержка из Методических указаний по измерению износа сопряжений ступеней при определении технического состояния ЭЛН (ЭЦН))

УТВЕРЖДЕНО

Руководитель секторной группы по  
повышению МРП УЭЦН ОАО «ТНК-ВР»,  
Старший менеджер Блока «Технологий»


  
С.В. Свидерский

«15» сентября 2008 г.

**Методические указания**  
по измерению износа при определении технического  
состояния ЭЦН

РАЗРАБОТАНО:

ОАО «ТНК-ВР»

  
Горланов С.Ф.

ООО «ИМАШ ресурс»

  
Смирнов Н.И.

ООО «ГРЭЙ»

  
Кулаков С.Г.



г. Нижневартовск

2008 г.

«Методические указания по измерению износа секций ЭЦН (Электрических Центробежных Насосов) для определения технического состояния», далее по тексту «Методика», разработана на основании результатов трибологических исследований ЭЦН с учетом нормативно-технических документов Ростехнадзора, «Технических требований ОАО «ТНК-ВР» к оборудованию погружных установок электроцентробежных насосов», РД 153-39.1П-006-2004 «Положение о системе технического обслуживания и ремонта энергомеханического оборудования по фактическому состоянию».

«Методика» предназначена для организаций, занимающихся разработкой, ремонтом, эксплуатацией ЭЦН для добычи нефти.

Методику целесообразно применять при определении технического состояния ЭЦН после эксплуатации, при прогнозировании ресурса оборудования в осложненных условиях эксплуатации.

Результаты измерений будут использоваться для накопления статистических данных по видам и величине износа ЭЦН в скважинах, с учетом времени работы и агрессивности условий, для выработки рекомендаций по повышению надежности УЭЦН.

Методика разработана по техническому заданию Блока Технологий ОАО «ТНК-ВР»

Имеет значение форма износа рабочей ступени в радиальном и осевом направлениях, а также эволюция износа по длине секции.

4.1.2. Износ (разрушение) радиальных подшипников скольжения проявляется в увеличении радиальных зазоров между втулками подшипника. Увеличение зазоров приводит к изменению динамики насоса.

4.1.3. Износ (разрушение) осевых подшипников скольжения (концевых и промежуточных) приводит к возрастанию осевой силы на упорный подшипник гидрозащиты и повышенному износу осевых пар трения рабочих ступеней.

4.1.4. Износ радиально-осевых подшипников скольжения проявляется в увеличении радиальных и осевых зазоров, что приводит к изменению динамики насоса и повышенному износу осевых пар трения рабочих ступеней.

4.1.5. Повреждение вала заключается в износе его поверхности в зоне контакта с втулками подшипников, со ступицами рабочих колес; сломе вала; срезе шпонки; повреждении шлицевых концов. Повреждение первого вида приводит к отбраковке вала, остальные повреждения приводят к отказу функционирования ЭЦН.

4.1.6. Разрушение корпуса насоса происходит вследствие воздействия на него потока пластовой жидкости с абразивом после разрушения стаканов направляющих аппаратов.

## 5. ПОРЯДОК ИЗМЕРЕНИЯ ИЗНОСА ЭЦН.

5.1. Подготовительный этап.

5.1.1. Транспортировка секций ЭЦН на участок разборки (**в обязательном порядке в партию должен входить весь комплект ЭЦН**), производится персоналом ремонтного предприятия с предоставлением технической документации:

5.1.1.1 Эксплуатационный паспорт, с указанием разделов:

- Место эксплуатации УЭЦН (№ куста, № скважины, время наработки, дата отказа, если демонтаж был связан с отказом, дата демонтажа, владелец оборудования);
- Завод изготовитель, группа исполнения, модель каждой секции;
- Карта вывода на режим УЭЦН;
- Распечатка СУ при выводе на режим и перед отказом УЭЦН;
- Акты демонтажа;
- Дефектные ведомости других узлов УЭЦН (ПЭД, ГЗ, ГС);
- Заводские паспорта, протоколы испытаний узлов УЭЦН;
- История скважины за предыдущие два года.

Информация о режимах работы скважин, копии геологических шахматок за последние 2 года, результаты лабораторных исследований добываемой жидкости (КВЧ, химсостав и т.д.) предоставляется Добывающими предприятиями по запросу Блока Технологий.

5.1.2. Установка секции ЭЦН на рабочее место разборки, производится персоналом ремонтного предприятия.

5.2. После разборки ЭЦН производится измерение размеров изношенных поверхностей рабочих ступеней (РС), радиальных подшипников скольжения (верхнего 2, нижнего 3 и промежуточных 4), осевого подшипника скольжения 5, радиально-осевых подшипников ЭЦН «пакетной сборки», вала 6, рис.1. Нумерация рабочих ступеней производится от верхнего подшипника.

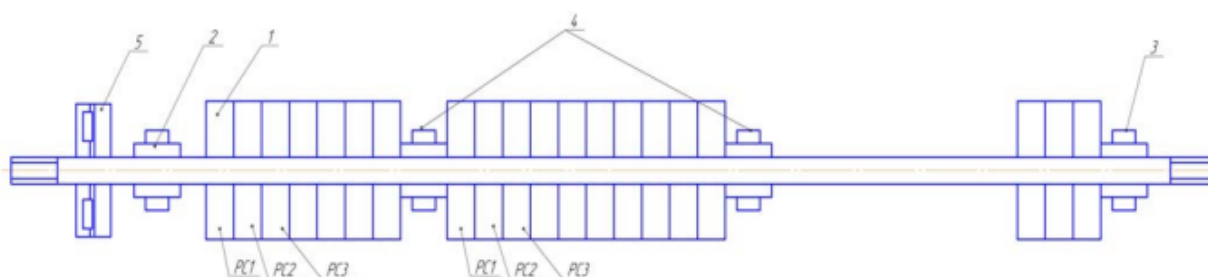


Рис.1.

5.3. Рабочие ступени.

5.3.1. У секции проводится измерение износа каждой пятой рабочей ступени, начиная от верхнего радиального подшипника. В случае секции с промежуточными подшипниками, установленными через 500 мм и чаще, измерение износа проводится у каждых трех рабочих ступеней между соседними промежуточными подшипниками. Одна рабочая ступень выбирается посередине между подшипниками, остальные две – около подшипников. Причем рабочие ступени должны быть полными (без переходных вставок в качестве направляющего аппарата).

5.3.2. Диаметральные размеры изношенной рабочей ступени определяются по схеме, рис.2. Измеряют два значения: минимальный измеряемый диаметр  $d_{\text{umin}}$ ,  $D_{\text{umin}}$  и максимальный  $d_{\text{umax}}$ ,  $D_{\text{umax}}$ .

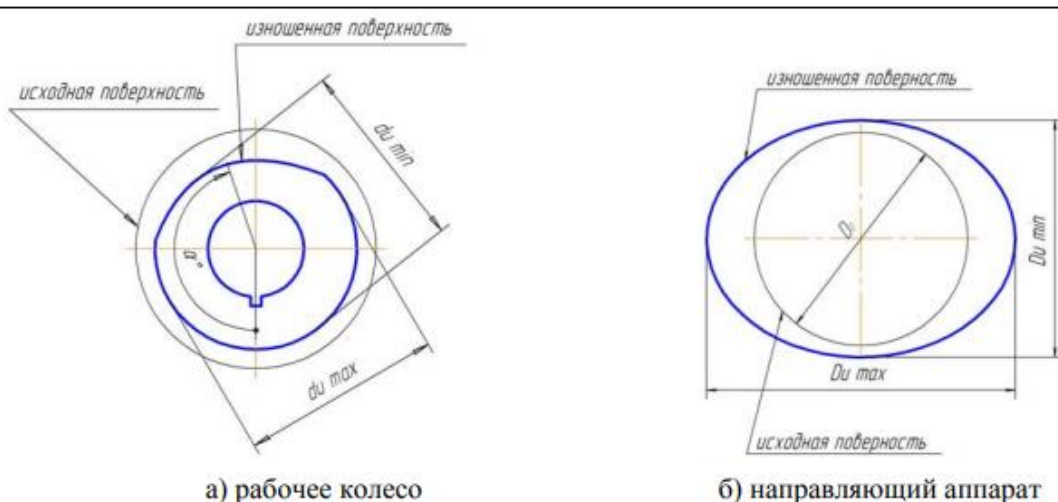


Рис. 2. Схема измерения диаметральных размеров при износе.

Исходный размер по чертежу  $d_0 \pm \Delta$ ,  $D_0 \pm \Delta$  ( $\Delta$  – величина допуска) принимают  $d_0 \pm \Delta/2$ ,  $D_0 \pm \Delta/2$ .

Максимальная величина износа:

$$\text{РК- } h_{\max} = d_0 \pm (\Delta/2) - d_{\min},$$

$$\text{НА- } h_{\max} = D_0 \pm (\Delta/2) - D_{\min}$$

Минимальная величина износа:

$$\text{РК- } h_{\min} = d_0 \pm (\Delta/2) - d_{\max},$$

$$\text{НА- } h_{\min} = D_0 \pm (\Delta/2) - D_{\max}$$

Кроме диаметральных размеров при неравномерном по окружности износе рабочего колеса измеряют угол  $\alpha \pm 10^\circ$  - угол между осью, проходящей через зону максимального износа, и осью проходящей через шпонпаз.

При измерении угла  $\alpha$  детали устанавливаются единообразно, причем угол  $\alpha$  отсчитывается со стороны выхода потока по часовой стрелке.

В случае расхождения значений  $d_{\min}$  и  $d_{\max}$ ,  $D_{\min}$  и  $D_{\max}$  менее чем на 10% износ принимается равномерным с указанием одной величины  $d_u$ ,  $D_u$ .

5.3.3. Измерение износа шайб рабочего колеса и опорных поверхностей направляющего аппарата производится по схеме, рис.3.

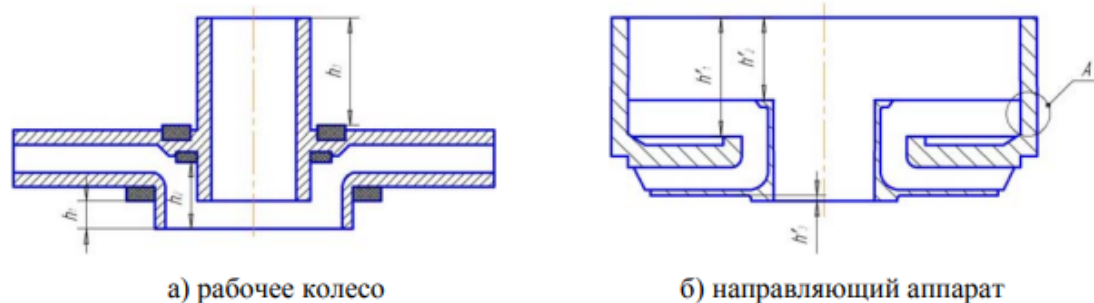


Рис.3. Схема измерения износа рабочего колеса и направляющего аппарата.

У рабочего колеса измеряют размеры  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$ , у направляющего аппарата -  $h'_1, h'_2, h'_3$ ; в случае одноопорной конструкции не измеряют размеры  $h_2$  и  $h'_2$ .

Износ определяется как разница между соответствующими измеренными размерами и размерами по чертежу:  $h_{10} \pm \Delta/2$ ,  $h_{20} \pm \Delta/2$ ,  $h_{30} \pm \Delta/2$ ,  $h'_{10} \pm \Delta/2$ ,  $h'_{20} \pm \Delta/2$ ,  $h'_{30} \pm \Delta/2$ .

5.3.4. Результаты измерений  $d_{\text{umин}}$  и  $d_{\text{umax}}$ ,  $D_{\text{umин}}$  и  $D_{\text{umax}}$ ,  $\alpha$ ,  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$ ,  $h'_1$ ,  $h'_2$ ,  $h'_3$  заносятся в соответствующие строки, табл.1, Приложение А.

5.3.5. Измерение износа стакана направляющего аппарата производится следующим образом:

- каждый направляющий аппарат визуально осматривается на предмет наличия эрозии в зоне А;
- при видимых изменениях геометрии в зоне А указывается приблизительно ( $\pm 0,1$ мм) глубина повреждений, получаемая путем замера толщины стенки стакана. Величина износа определяется как разница между исходной толщиной стенки стакана и изношенной;
- при эрозионном повреждении на всю толщину стакана НА указывается величина, равная толщине стенки стакана;
- указывается номер РС с эрозионным повреждением;
- результаты измерений заносятся в табл.2, приложение Б.

5.3.6. Производится фотографирование изношенных рабочих колес и направляющих аппаратов, с указанием места расположения фотографируемых ступеней и с отражением в акте факта фотографирования. Наиболее изношенная и «промытая» рабочие ступени передаются представителю Блока Технологий для последующей передачи в ООО «ИМАШресурс».

#### 5.4. Радиальные подшипники скольжения.

5.4.1. К радиальным подшипникам скольжения насосной секции относятся верхний и нижний подшипники, промежуточные подшипники. Количество промежуточных подшипников определяется конкретной конструкцией секции.

5.4.2. У каждого подшипника измеряют диаметры сопряженных поверхностей:

- наружный диаметр внутренней втулки  $d_u$ ;

- внутренний диаметр наружной втулки  $D_u$ .

5.4.3. По аналогии с рабочей ступенью производят измерение максимально изношенной поверхности  $d_{u\min}$ ,  $D_{u\min}$  и минимально изношенной  $d_{u\max}$ ,  $D_{u\max}$ , рис.2.

5.4.4. Результаты измерений  $d_{u\min}$ ,  $D_{u\min}$ ,  $d_{u\max}$ ,  $D_{u\max}$  заносятся в соответствующие строки, табл.1. В случае расхождения значений  $d_{u\min}$  и  $d_{u\max}$ ,  $D_{u\min}$  и  $D_{u\max}$  менее чем на 10% износ принимается равномерным с указанием одной величины  $d_u$ ,  $D_u$ .

5.5. Осевые подшипники скольжения.

Износ осевых подшипников скольжения из керамических материалов не регистрируется. Производится качественное описание их состояния (хрупкое разрушение) с приложением фотоизображения рабочих поверхностей пяты и подпятника.

5.6. Радиально-осевые подшипники скольжения применяются в насосных секциях «пакетной» сборки.

5.6.1. Производится измерение диаметральных размеров радиальных пар трения аналогично п.5.2.1.

5.6.2. Измерение размеров осевых пар трения не производится. Прилагаются фотографии рабочих поверхностей пяты и подпятника.

5.6.3. Производится фотографирование изношенных/разрушенных подшипников (радиальных, осевых, радиально-осевых), с указанием места расположения подшипников и с отражением в акте факта фотографирования. По одному образцу изношенног/разрушенного подшипника передаются представителю Блока Технологий для последующей передачи в ООО «ИМАШресурс».

5.7. Вал.

5.7.1. Регистрируются локальные изменения диаметра вала в местах установки втулок промежуточных подшипников, ступиц рабочих колес, поверхность которых отличается существенным образом от исходной. Измеряется длина от конца вала до регистрируемого места. Измеряется диаметр вала в плоскости, перпендикулярной плоскости расположения шпонпаза.

5.7.2. Слом конца вала классифицируется следующим образом:

- поверхность разрушения перпендикулярна оси вала;

- поверхность разрушения расположена под углом к оси вала.

5.7.3. Делается фотография места разрушения и/или зоны максимального износа вала. В случае слома вала короткий отрезок передается представителю Блока Технологий для последующей передачи в ООО «ИМАШресурс».



5.8. Производится экспресс анализ химического состава основных узлов и деталей ЭЦН (рабочих колес, направляющих аппаратов, валов и т.д.), в случае необходимости, исследование разрушенной детали производится в условиях лаборатории).

5.9. При наличии мехпримесей в насосе отбирается проба для передачи в лабораторию.

5.10. Для насосов без осевой опоры валов в секциях обязательна ревизия узла пяты гидрозащиты. Делается фотография состояния покрытий.

## 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЭЦН.

Техническое состояние насосной секции после эксплуатации определяется поэлементно и характеризуется величиной износа.

6.1. Рабочая ступень.

6.1.1. Средний радиальный зазор  $\varepsilon$  вследствие износа рассчитывается по формуле:

$$\varepsilon = \frac{1}{a} \sum_{n=1}^a \left[ \frac{d_0 - d_{u \max}}{2} + (d_{u \max} - d_{u \min}) + \frac{1}{2} \left( \frac{D_{u \max} + D_{u \min} - 2D_0}{2} \right) \right],$$

где: а – число измеренных рабочих ступеней.

Его предельная величина  $[\varepsilon]$  при дефектации регламентируется дополнительными руководящими материалами.

6.1.2. Средний суммарный износ шайб рабочих колес и опорных поверхностей направляющих аппаратов  $\Delta h$  рассчитывается по формуле:

$$\Delta h = (h_{i0} - h_i)_{\max} + (H_{i0} - H_i),$$

где:  $(h_{i0} - h_i)_{\max}$  – максимальная величина износа шайб рабочего колеса.

Предельная величина  $[\Delta h]$  регламентируется дополнительными руководящими документами.

6.2. Радиальные и радиально – осевые подшипники скольжения.

6.2.1. Средний радиальный зазор  $\varepsilon$  вследствие износа рассчитывается по формуле:

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left[ d_0 - \frac{d_{u \max} + d_{u \min}}{2} + D_0 - \frac{D_{u \min} + D_{u \max}}{2} \right]$$

## 7. ТРЕБОВАНИЯ К ПРОВЕДЕНИЮ ИЗМЕРЕНИЯ ИЗНОСА СЕКЦИИ ЭЦН.

7.1. Измерение износа секции ЭЦН проводится организацией, имеющей аттестованную лабораторию по визуальному и измерительному контролю (Правила аттестации персонала в области неразрушающего контроля ПБ 03-440-02).

7.2. Визуальный и измерительный контроль проводится аттестованным персоналом, имеющий квалификационный уровень не ниже II-го (Правила аттестации персонала в области неразрушающего контроля ПБ 03-440-02).

## ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Табл.1- Результаты испытаний осевых сопряжений ступеней "резина-ЖГр1Д15"

Тип шайбы	Время опыта, мин	Изменение размеров радиальных сопряжений, мм			Изменение размеров осевых сопряжений, мм			Скорость изнашивания, мм/мин	Коэффициент асимметрии износа
		РК	НА	Суммарный износ, мм	Шайба РК	Бурт НА	Суммарный износ, мм		
№2*	306	0,75	0,47	1,22	0,05	0,164	0,214	7E-04	0,305
Карболит	214	0,141	0,172	0,313	0,51	0,065	0,575	26,9E-04	7,85
№1	517	0,23	0,263	0,493	0,05	0,277	0,327	6,3E-04	0,18
№2	611	0,257	0,307	0,564	0,025	0,246	0,271	4,4E-04	0,10
№1	600	0,3	0,228	0,528	0,064	0,353	0,417	6,9E-04	0,18
№1*	295	1,1	0,49	1,59	0,035	0,385	0,420	14E-04	0,091

Табл.2- Результаты испытаний осевых сопряжений ступеней "резина- ЖГр1Д15" с парированием износа радиальных сопряжений ступени<sup>\*\*)</sup>

Тип шайбы	Время опыта, мин	Изменение размеров радиальных сопряжений, мм			Изменение размеров осевых сопряжений, мм			Скорость изнашивания, $\frac{мм}{мин}$ $\frac{г}{мин}$	Коэффициент асимметрии износа
		РК	НА	Суммарный износ, мм	Шайба РК	Бурт НА	Суммарный износ, мм		
№1*	516	0,28	0,31	0,59	$\frac{0,141}{0,067}$	0,388	0,529	$\frac{4,6 \cdot 10^{-4}}{0,58 \cdot 10^{-4}}$	0,36
№2	568	0,24	0,24	0,48	$\frac{0,061}{0,0641}$	0,240	0,301	$\frac{5,3 \cdot 10^{-4}}{1,1 \cdot 10^{-4}}$	0,25
№2	552/558	0,175	0,221	0,396	$\frac{0,08}{0,105}$	0,275	0,355	$\frac{3,2 \cdot 10^{-4}}{0,95 \cdot 10^{-4}}$	0,29
№1*	572	0,2	0,235	0,435	$\frac{0,14}{0,046}$	0,252	0,392	$\frac{6,8 \cdot 10^{-4}}{0,8 \cdot 10^{-4}}$	0,55

\*\* ) Парирование износа радиальных сопряжений достигается путем установки подшипника из твердого сплава

Табл.3- Результаты испытаний осевых сопряжений ступеней "резина- ЖГр1Н4Д20" с парированием износа радиальных сопряжений ступени

Тип шайбы	Время опыта, мин	Изменение размеров радиальных сопряжений, мм			Изменение размеров осевых сопряжений, мм			Скорость изнашивания, $\frac{мм}{мин}$ $\frac{г}{мин}$	Коэффициент асимметрии износа
		РК	НА	Суммарный износ, мм	Шайба РК	Бурт НА	Суммарный износ, мм		
Карболит	292	0,155	0,154	0,309	0,97	0,02	0,99	$\frac{10,6 \cdot 10^{-4}}{1,1 \cdot 10^{-4}}$	48,5
№2*	562	0,285	0,271	0,556	$\frac{0,079}{0,0634}$	0,373	0,452	$\frac{8,04 \cdot 10^{-4}}{1,1 \cdot 10^{-4}}$	0,21
№2*	611	0,270	0,206	0,476	$\frac{0,054}{0,039}$	0,25	0,304	$\frac{4,9 \cdot 10^{-4}}{0,64 \cdot 10^{-4}}$	0,216

Примечание: В обозначениях типа шайбы индекс \*) обозначает "маслонаполненная резина".

Табл.4 - Результаты испытаний осевых сопряжений ступеней из стали 08X17T "резина-40X13" с закаленными буртами НА

Тип резиновой шайбы	Время опыта, мин	Изменение размеров радиальных сопряжений, мм			Изменение размеров осевых сопряжений, мм			Скорость изнашивания $\frac{мм}{мин}$ $z / мин$	Коэффициент асимметрии износа
		РК	НА	Суммарный износ	Шайба РК	Бурт НА	Суммарный износ		
№2	600	0,295	0,139	0,434	$\frac{0,101}{0,089}$	0,152	0,253	$\frac{4,2 \cdot 10^{-4}}{1,5 \cdot 10^{-4}}$	0,66
№1	440	0,235	0,166	0,401	$\frac{0,086}{0,036}$	0,1	0,186	$\frac{4,2 \cdot 10^{-4}}{0,82 \cdot 10^{-4}}$	0,86
№1*	540	0,2	0,180	0,38	$\frac{0,02}{0,012}$	0,303	0,323	$\frac{6 \cdot 10^{-4}}{0,20 \cdot 10^{-4}}$	0,07
№2*	437/ 584	0,285	0,172	0,457	$\frac{0,033}{0,022}$	0,583	0,616	$\frac{6 \cdot 10^{-4}}{0,22 \cdot 10^{-4}}$	0,06

Табл.5 - Результаты испытаний осевых сопряжений ступеней из стали 08X17T "резина-40X13" с полимерным покрытием с TiN буртов НА

Время опыта, мин	Изменение размеров радиальных сопряжений, мм			Изменение размеров осевых сопряжений, мм			Материал шайбы
	РК	НА	Суммарный износ	Шайба РК	Бурт НА	Суммарный износ	
454	0,182	0,209	0,391	1,71	0,057	1,767	Карболит
470	0,097	0,105	0,202	1,54	0,123	1,663	Карболит
297	0,165	0,082	0,247	0,043	0,182	0,225	Тип I

Табл.6 - Результаты испытаний осевых сопряжений ступеней "эластомер АФ15- ЖГр1Д15" с парированием износа радиальных сопряжений ступени

материал	Подача, м <sup>3</sup> /сутки	Концентрация абразива, г/л	Средний износ шайбы, мм	Скорость изнашивания, мм/мин	
Эластомер АФ15	35	2	0,446	$1,49 \times 10^{-3}$	
	50	2	0,320	$1,07 \times 10^{-3}$	
	70	2	0,239	$7,97 \times 10^{-4}$	

	35	5	1,103	$3,68 \cdot 10^{-3}$	
	50	5	1,067	$3,6 \cdot 10^{-3}$	
	70	5	0,835	$2,78 \cdot 10^{-3}$	

Таблица 7 – Результаты испытаний ступени 5-30 с шайбами РК "ОКСАФЕН" при разной частоте вращения и подаче: кварцевый песок F100, концентрация 10 г/л

подача $Q$ , куб.м/сут	n, об/мин	Скорость изнашивания, мм/мин				$V_r$ , мм/мин	$V_a$ , мм/мин
		верхнее сопряж.	нижнее сопряж.	малое кольцо	большое кольцо		
24...26	2970	$6,3 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-4}$	$3,1 \cdot 10^{-3}$	$5,65 \cdot 10^{-3}$	$5,4 \cdot 10^{-4}$	$4,37 \cdot 10^{-3}$
24...26	2970	$4,4 \cdot 10^{-4}$	$2,7 \cdot 10^{-4}$	$2,9 \cdot 10^{-3}$	$2,5 \cdot 10^{-3}$	$3,5 \cdot 10^{-4}$	$2,7 \cdot 10^{-3}$
24...26	2970	$4,9 \cdot 10^{-4}$	$2,2 \cdot 10^{-4}$	$2,1 \cdot 10^{-3}$	$1,0 \cdot 10^{-3}$	$3,5 \cdot 10^{-4}$	$1,5 \cdot 10^{-3}$
33,1	2970	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$2,7 \cdot 10^{-4}$	$5,1 \cdot 10^{-3}$	$5,6 \cdot 10^{-3}$	$2,6 \cdot 10^{-4}$	$5,35 \cdot 10^{-3}$
48	5705	$1,3 \cdot 10^{-3}$	$1,7 \cdot 10^{-3}$	$14 \cdot 10^{-3}$	$14 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-3}$	$14 \cdot 10^{-3}$

Таблица А1 - Кинетика износа: РС 5-44 - ПК10Х11Н8Д20, без подшипника, абразив 9,7г/л; 50Гц.

№ опыта	1	2	3	4	5	6
дата испытаний	30.12.2014		12.01.2015	14.01.2015	09.02.2015	12.02.2015
исходный диаметральный зазор, мм	0,26					
изменение веса, гр						
РК	1,500	0,952	0,672	0,630	0,569	0,406
НА1	0,540	0,640	0,450	0,340	0,400	0,270
НА2	0,340	0,370	0,140	0,120	0,160	0,040
ВЕРХ						
Мах. Износ РК	0,360	0,150	0,110	0,110	0,040	0,030
Мах. Износ НА	0,205	0,130	0,065	0,060	0,030	0,028
к-т асимметрии	3,530	2,310	3,380	3,670	2,500	2,100
НИЗ						
Мах. Износ РК	0,290	0,150	0,120	0,110	0,010	0,030
Мах. Износ НА	0,191	0,130	0,075	0,055	0,033	0,022
h1 (мах износ верх сопр)	0,565	0,280	0,175	0,170	0,070	0,058
h1 суммарное	0,565	0,845	1,020	1,190	1,260	1,318
h2 (мах износ нижн сопр)	0,481	0,280	0,195	0,165	0,043	0,052
h2 суммарное	0,481	0,761	0,956	1,121	1,164	1,216
<b>h<sub>ср</sub> max (9,7)</b>	<b>0,523</b>	<b>0,803</b>	<b>0,988</b>	<b>1,156</b>	<b>1,212</b>	<b>1,267</b>
время опыта, мин	107	107	116	111	128	108
суммарное время опытов	107	214	330	441	569	677
износ						
малая шайба	0,120	0,500	0,130	0,200	0,110	0,120
большая шайба	0,490	0,190	0,120	0,080	0,060	0,280

малый бурт	0,020	0,190	0,035	0,020	0,010	0,010
большой бурт	0,014	0,005	0,020	0,004	0,025	0,001
изменение суммарного радиального износа						
ВЕРХ	0,463	0,215	0,143	0,140	0,055	0,044
НИЗ	0,386	0,215	0,158	0,138	0,027	0,041
скорость изнашивания, мм/мин						
верхнее сопр.						
нижнее сопр.						
скорость изнашивания поэтапно, мм/мин						
верхнее сопряжение	4,322E-03	2,009E-03	1,228E-03	1,261E-03	4,297E-04	4,074E-04
нижнее сопряжение	3,603E-03	2,009E-03	1,358E-03	1,239E-03	2,070E-04	3,796E-04
<b>V<sub>ср</sub> сопр (9,7г/л)</b>	<b>3,96E-03</b>	<b>2,01E-03</b>	<b>1,29E-03</b>	<b>1,25E-03</b>	<b>3,18E-04</b>	<b>3,94E-04</b>

### ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Таблица 3.1 - Результаты испытаний ступеней на коррозионно-эрозионное изнашивание

материал	Cr+Ni+Mo	абразив, г/л	HCl, % 80 град.	скорость изнашивания, мм/мин*кв.мм			H <sub>ср</sub>
				PK	HA1	HA2	
X12H9Д20-Пр	21	10	4,6	4,20E-05	3,70E-06	4,30E-06	4,00E-06
X12H9Д20-Пр	21	10	4,6	3,70E-05	6,40E-06	6,50E-06	6,45E-06
X12H9Д20-Пр	21	10	4,6	4,50E-05	8,10E-06	7,80E-06	7,95E-06
6510/6501	21	10	4,6	7,30E-05	2,30E-05	2,80E-05	2,55E-05
X11H8M1,5Д20-Пр	20,5	10	4,6	1,30E-05	3,40E-05	3,10E-05	3,25E-05
X11H8M1,5Д20-Пр	20,5	10	4,6	2,70E-05	3,80E-05	5,20E-05	4,50E-05
X11H8M1,5Д20-Пр	20,5	10	4,6	1,30E-05	3,80E-05	3,00E-05	3,40E-05
X11H8M1,5Д20-Пр	20,5	10	4,6	1,30E-05	1,10E-04	6,20E-05	8,60E-05
Ni-resist тип2	24	10	4,6	1,00E-04	6,50E-05	6,50E-05	6,50E-05
Ni-resist тип2	24	10	4,6	1,20E-04	9,10E-05	8,80E-05	8,95E-05
Ni-resist тип2	24	10	4,6	1,35E-04	1,20E-04	1,10E-04	1,15E-04
Ni-resist тип2	24	10	4,6	9,10E-05	5,80E-05	5,90E-05	5,85E-05
X11H8Д20-Пр	19	10	4,6	5,20E-05	6,30E-05	9,50E-05	7,90E-05
X11H8Д20-Пр	19	10	4,6	7,00E-05	6,10E-05	1,10E-04	8,55E-05
X11H8Д20-Пр	19	10	4,6	6,00E-05	1,10E-04	7,20E-05	9,10E-05
ПК10Х9Н5Д20-Пр	14	10	5	3,97E-05	1,18E-04	7,83E-05	9,79E-05
ПК10Х9Н5Д20-Пр	14	10	5	2,75E-05	6,92E-05	1,03E-04	8,62E-05
ПК10Х9Н5Д20-Пр	14	10	5	3,24E-05	8,81E-05	8,94E-05	8,88E-05
ПК10Х9Н5Д20-Пр	14	10	5	6,57E-05	3,83E-05	5,68E-05	4,75E-05
ПК40Х3НД20-Пр	4	10	5	3,07E-04	3,13E-04	5,81E-04	4,47E-04
ПК40Х3НД20-Пр	4	10	5	4,29E-04	5,68E-04	5,03E-04	5,35E-04
ПК40Х3НД20-Пр	4	10	5	2,83E-04	3,17E-04	4,37E-04	3,77E-04
ПК40Х3НД20-Пр	4	10	5	3,68E-04	4,57E-04	5,35E-04	4,96E-04

ПК10X11Н6Д20-Пр	17	10	5	3,40E-05	3,53E-05	2,94E-05	3,23E-05
ПК10X11Н6Д20-Пр	17	10	5	8,90E-06	3,53E-05	3,39E-05	3,46E-05
ПК10X11Н6Д20-Пр	17	10	5	4,13E-05	9,34E-05	7,64E-05	8,49E-05
Ni-resist китай	19	10	5	3,56E-05	1,96E-05	2,94E-05	2,45E-05
Ni-resist китай	19	10	5	7,77E-05	4,11E-05	5,68E-05	4,90E-05
Ni-resist китай	19	10	5	7,12E-04	5,61E-05	5,81E-05	5,71E-05
Ni-resist китай	19	10	5	4,77E-04	3,33E-04	4,83E-04	4,08E-04
ПК70Д15 (ЖГр1Д15)	1	10	5	1,33E-03	1,63E-03	1,89E-03	1,76E-03
ПК70Д15 (ЖГр1Д15)	1	10	5	1,30E-03	1,36E-03	1,31E-03	1,34E-03
ПК70Д15 (ЖГр1Д15)	1	10	5	8,09E-04	9,99E-04	1,12E-03	1,06E-03
ПК70Д15 (ЖГр1Д15)	1	10	5	1,08E-03	1,36E-03	1,36E-03	1,36E-03
ПК70Д15 (ЖГр1Д15)	1	10	5	1,19E-03	1,17E-03	1,45E-03	1,31E-03
X4H4M1Д15	9	10	5	1,25E-04	1,31E-04	1,93E-04	1,62E-04
X4H4M1Д15	9	10	5	1,38E-04	1,53E-04	4,73E-04	3,13E-04
X4H4M1Д15	9	10	5	1,07E-04	4,01E-04	1,60E-04	2,81E-04
X4H4M1Д15	9	10	5	1,03E-04	2,41E-04	3,32E-04	2,86E-04
X4H4M1Д19	9	10	5	1,06E-04	1,72E-04	1,62E-04	1,67E-04
X5H4Д15	8	10	5	1,11E-04	3,19E-04	2,76E-04	2,98E-04
X5H4Д15	8	10	5	1,23E-04	3,85E-04	1,46E-04	2,65E-04
X5H4Д15	8	10	5	1,29E-04	4,01E-04	1,72E-04	2,86E-04
X5H4Д15	8	10	5	1,22E-04	1,68E-04	4,57E-04	3,13E-04
X5H4Д15	8	10	5	9,33E-05	4,07E-04	3,70E-04	3,89E-04
Ni-resist тип1	19	10	5	1,49E-04	1,43E-04	1,49E-04	1,46E-04
Ni-resist тип1	19	10	5	3,43E-05	2,10E-05		2,10E-05
Ni-resist тип1	19	10	5	7,72E-05	6,44E-05	6,61E-05	6,52E-05
Ni-resist тип1	19	10	5	6,15E-05	5,28E-05	4,71E-05	4,99E-05
Ni-resist тип1	19	10	5	1,36E-04	7,60E-05	7,62E-05	7,61E-05
Ni-resist тип1	19	10	4,6	8,20E-05	6,80E-05	7,00E-05	6,90E-05
Ni-resist тип1	19	10	4,6	6,50E-05	5,60E-05	5,00E-05	5,30E-05
Ni-resist тип1	19	10	4,6	1,40E-04	8,00E-05	8,00E-05	8,00E-05

Таблица 3.2 – Результаты испытаний материалов на эрозионное изнашивание

материал образца	время T, мин	Кол-во абразива, г	HCl, %	$V_c, м/с$	$I_{90}, г/г$	$I_{45}, г/г$
ПК10X16H920-Пр	168	корунд F100, 1500г	нет	16	8,70E-06	8,70E-06
ПК10X16H920-Пр	150	корунд F100, 1500г	нет	16	8,90E-06	1,02E-05
ПК10X16H920-Пр	166	корунд F100, 1500г	нет	16	9,30E-06	1,08E-05
ПК10X16H920-Пр	162	корунд F100, 1500г	нет	16	9,30E-06	1,09E-05
ПК10X16H920-Пр	165	корунд F100, 1500г	нет	16	9,47E-06	

						1,10E-05
ЧН16Д7ГХШ	135	корунд F100, 1500г	нет	10,2	2,53E-06	
						3,27E-06
ПК70Д25-Пр	156	корунд F100, 1500г	нет	10,2	3,93E-06	
						2,60E-06
ПК70Д25-Пр	158	корунд F100, 1500г	нет	10,2	3,67E-06	
						2,53E-06
ПК10Х11Н6Д20-Пр	138	корунд F100, 1500г	нет	10,2	3,13E-06	
						2,47E-06
ПК10Х11Н6Д20-Пр	148	корунд F100, 1500г	нет	10,2	3,13E-06	
						1,67E-06
ПК10Х11Н6Д20-Пр	139	корунд F100, 1500г	нет	16	9,20E-06	
						9,90E-06
ПК10Х11Н6Д20-Пр	127	корунд F100, 1500г	нет	16	8,80E-06	
						9,80E-06
ПК70Д25-Пр	144	корунд F100, 1500г	нет	16	1,14E-05	
				90/30		1,87E-06
ПК70Д25-Пр	132	корунд F100, 1500г	нет	16	8,27E-06	
				90/30		7,00E-06
ПК10Х16Н920-Пр	203	корунд F100, 1800г	нет	10,2	3,20E-06	
						3,30E-06
ПК10Х16Н920-Пр	235	корунд F100,1864г	нет	16	8,53E-06	
						8,53E-06
ПК90Н4МГ2КД15-Пр	250	корунд, 2500г	нет	16		5,36E-06
					7,12E-06	
ПК70Д15-Пр	260	корунд, 2500г	нет	16	9,48E-06	
						1,01E-05
ПК70Д15-Пр	263	корунд, 1808г	нет	10,2	3,37E-06	
						2,76E-06
ПК90Н4МГ2КД15-Пр	170	корунд, 1800г	нет	10,2	2,40E-06	
						1,06E-06
ПК90Н4МГ2КД15-Пр		корунд, 1800г	нет	10,2	2,30E-06	
						1,50E-06
ПК10Х7Н4Д20	183	корунд, 1800г	нет	10,2	3,40E-06	
						3,20E-06
ПК10Х16Н920-Пр	166	корунд, 1800г	нет	10,2	3,30E-06	
						3,30E-06
ПК70Д15-Пр	212	<b>пропант, 1800г</b>	нет	16	9,30E-06	
						1,30E-05
ПК10Х16Н920-Пр	167	<b>пропант, 1800г</b>	нет	16	1,09E-05	
						1,14E-05
ПК10Н4МД15-Пр	178	корунд, 1500г	нет	10,2	3,73E-06	
						3,67E-06
ПК10Х16Н920-Пр		корунд, 1800г	нет	10,2	2,80E-06	
						2,80E-06
ПК10Х7Н4Д20	222	корунд, 2500г	нет	16	1,02E-05	





ПК10Х16Н920-Пр	94	корунд F24, 900г	нет	16	1,61E-05	2,01E-05
ПК90Н4МГ2КД15-Пр	72	корунд F24, 900г	нет	16	2,01E-05	1,79E-05
ПК10Х7Н4Д20	91	корунд F24, 900г	нет	16	1,70E-05	2,00E-05
ПК10Х7Н4Д20	48услов.	корунд F24, 187г	нет	16	7,50E-06	1,30E-05
ЧН16Д7ГХШ	95	<i>пропант, 1200г</i>	нет	16	1,50E-05	1,01E-05
ПК70Д15-Пр	99	<i>пропант, 1200г</i>	нет	10,2	4,00E-06	5,08E-06
ПК70Д15-Пр	97	<i>пропант, 1200г</i>	нет	6,9	1,67E-06	2,25E-06
ПК70Д15-Пр	126	корунд F100,1500г	нет	6,9	1,20E-06	1,00E-06
ПК70Д15-Пр	147	корунд F100,1500г	нет	6,9	1,20E-06	8,70E-07
ЧН16Д7ГХШ	140	корунд F100,1500г	нет	16	1,02E-05	1,08E-05
ПК90Н4МГ2КД15-Пр	150	корунд F100,1500г	нет	16	6,67E-06	7,13E-06
ЧН16Д7ГХШ-новые обр. фрез/шлиф	110	корунд F100,1500г	нет	10,2	3,70E-06	1,40E-06
Х18Н10Т	135	корунд F100,1500г	нет	16	9,70E-06	
k-monel					9,90E-06	
l=12,2мм	130	корунд F100,1500г	нет	16	1,37E-05	
l=1мм					8,50E-06	
l=1мм	120	корунд F100,1500г	нет	16	8,13E-06	
l=11,8мм					1,43E-05	
ПК70Д25-Пр	140	корунд F100,1500г	нет	16	1,00E-05	8,70E-06
ПК10Н4МГ2КД15-Пр	135	корунд F100,1500г	нет	16	1,07E-05	1,00E-05
ПК10Н4МГ2КД15-Пр	136	корунд F100,1500г	нет	16	1,13E-05	1,23E-05
ПК10Х7Н4Д20	139	корунд F40,1500г	нет	10,2	выброс	6,70E-06
ПК90Н4МГ2КД15-Пр	137	корунд F40,1500г	нет	10,2	4,80E-06	4,80E-06
ПК10Х7Н4Д20	152	корунд F40,1500г	нет	10,2	5,20E-06	6,70E-06
ПК70Д15-Пр	132	корунд F40,1500г	нет	10,2	5,13E-06	6,93E-06
ПК70Д15-Пр	131	корунд F40,1500г	нет	10,2	5,00E-06	брак

ПК70Д15-Пр	141	корунд F40,1500г	нет	10,2	5,30E-06	6,73E-06
ЧН16Д7ГХШ	137	корунд F40,1500г	нет	16	1,27E-05	1,87E-05
ЧН16Д7ГХШ	144	корунд F40,1500г	нет	16	1,27E-05	1,83E-05
ПК10Х16Н920-Пр	142	корунд F40,1500г	нет	16	1,85E-05	1,67E-05
ПК10Х16Н920-Пр	155	корунд F40,1500г	нет	16	1,27E-05	1,86E-05
ПК90Н4МГ2КД15-Пр	142	корунд F40,1500г	нет	16	1,41E-05	1,66E-05
ПК90Н4МГ2КД15-Пр	150	корунд F40,1500г	нет	16	1,42E-05	1,67E-05
ПК10Х7Н4Д20	133	корунд F40,1500г	нет	16	1,37E-05	1,76E-05
ПК10Х7Н4Д20	161	корунд F40,1500г	нет	16	1,28E-05	1,74E-05
ПК70Д15-Пр	142	корунд F40,1500г	нет	16	1,29E-05	1,77E-05
ПК70Д15-Пр	134	корунд F40,1500г	нет	16	1,28E-05	1,78E-05
ПК70Д15-Пр	144	корунд F100,1500г	нет	10,2	2,70E-06	2,70E-06
ПК10Н4МД15-Пр	145	корунд F100,1500г	нет	16	7,70E-06	1,05E-05
ПК10Н4МД15-Пр	145	корунд F100,1500г	нет	16	6,20E-06	8,70E-06
ПК10Н4МД15-Пр	99	корунд F100,1500г	нет	16	9,30E-06	1,05E-05
ПК10Х7Н4Д20	93	корунд F24,900г	нет	16	1,78E-05	1,94E-05
ПК10Х16Н920-Пр	109	корунд F24,900г	нет	16	1,69E-05	1,94E-05
ПК70Д15-Пр	107	корунд F24,900г	нет	16	1,77E-05	2,13E-05
ЧН16Д7ГХШ	95	корунд F24,900г	нет	16	2,07E-05	2,20E-05
ПК10Х16Н920-Пр	90	корунд F24,900г	нет	10,2	6,11E-06	7,11E-06
ПК10Х16Н920-Пр	82	корунд F24,900г	нет	10,2	5,89E-06	7,22E-06
ПК90Н4МГ2КД15-Пр	88	корунд F24,900г	нет	10,2	7,56E-06	7,00E-06
ПК70Д15-Пр	80	корунд F24,900г	нет	10,2	6,33E-06	7,44E-06

ЧН16Д7ГХШ	143	корунд F24,900г	нет	10,2	6,22E-06	7,22E-06
ЧН16Д7ГХШ	90	корунд F24,900г	нет	10,2	8,00E-06	8,44E-06
ПК10Х7Н4Д20		корунд F40,1500г	нет	10,2	3,53E-06	6,20E-06
ПК10Х16Н920-Пр	113	корунд F40,1000г	нет	10,2	4,70E-06	6,20E-06
ПК10Х16Н920-Пр	110	корунд F40,1000г	нет	10,2	5,10E-06	6,50E-06
ПК10Х7Н4Д20	84	корунд F40,1500г	нет	10,2	4,87E-06	6,53E-06
ПК90Н4МГ2КД15-Пр	167	корунд F40,1500г	нет	10,2	4,50E-06	5,30E-06
ПК10Х16Н920-Пр	148	корунд F40,1500г	нет	16	1,21E-05	1,72E-05
ЧН16Д7ГХШ	141	корунд F40,1500г	нет	10,2	5,47E-06	6,80E-06
ЧН16Д7ГХШ	153	корунд F40,1500г	нет	10,2	5,67E-06	7,13E-06
ПК10Х11Н6Д20-Пр	122	корунд F40,1000г	нет	16	1,36E-05	1,72E-05
ПК70Д25-Пр	100	корунд F40,1000г	нет	16	1,42E-05	1,77E-05
ПК10Н4МГ2КД15-Пр	96	корунд F40,1000г	нет	16	1,83E-05	2,32E-05
ПК10Н4МД15-Пр		корунд F40,1000г	нет	16	1,78E-05	2,27E-05
покр.ВХ(ГС) серый чугуи	255	<b>кварц,2500г</b>	нет	16	2,40E-06	7,20E-06
нирезист	193	<b>кварц,2500г</b>	нет	16	2,00E-06	1,80E-06
серый чугуи	268	<b>кварц,2500г</b>	нет	16	7,70E-06	3,80E-06
нирезист R4	258	<b>кварц,2500г</b>	нет	16	2,90E-06	2,50E-06
ПК10Х16Н920-Пр	<b>550</b>	<b>кварц,5000г</b>	нет	10,2	5,60E-07	2,80E-07
ПК10Х16Н920-Пр	256	<b>кварц,2500г</b>	нет	16	1,80E-06	1,10E-06
ПК10Х16Н920-Пр	250	<b>кварц,2500г</b>	нет	16	2,00E-06	1,48E-06
ПК10Н4МД15-Пр	240	<b>кварц,2500г</b>	нет	16	2,80E-06	2,04E-06
ЧН16Д7ГХШ	191	<b>кварц,2500г</b>	нет	16	2,44E-06	2,32E-06

ПК10Н4МД15-Пр	246	<b>кварц,2500г</b>	нет	16	2,76E-06	2,52E-06
ЧН16Д7ГХШ	221	<b>кварц,2500г</b>	нет	16	2,44E-06	2,56E-06
ПК10Н4МГ2КД15-Пр	229	<b>кварц,2500г</b>	нет	16	2,80E-06	2,52E-06
ПК10Н4МГ2КД15-Пр	242	<b>кварц,2500г</b>	нет	16	3,00E-06	2,64E-06
ПК90Н4МГ2КД15-Пр	232	<b>кварц,2500г из мешка 0,315мм</b>	нет	16	9,20E-07	4,40E-07
ПК90Н4МГ2КД15-Пр	250	<b>кварц,2500г</b>	нет	16	8,00E-07	1,60E-06
40X13	313	<b>кварц F100, 2427г</b>	нет	16	5,40E-06	9,10E-06
40X13	180	<i>пропант</i>	нет	16	6,90E-06	1,07E-05
ЧН16Д7ГХ2Ш	253	<b>кварц F100, 2500г.</b>	нет	16	6,00E-06	5,28E-06
40X13	253	<b>кварц F100, 2500г.</b>	нет	16	5,20E-06	5,20E-06
ЧН16Д7ГХ2Ш	182	<b>кварц F100, 1524г.</b>	нет	16	5,05E-06	5,25E-06
40X13	375	<b>кварц F100, 2511г.</b>	HCl1,6%	16	7,60E-05	7,70E-05
ЧН16Д7ГХ2Ш	240	<b>кварц F100, 2500г.</b>	нет	16	6,40E-06	4,40E-06
ЧН16Д7ГХ2Ш	250	<b>кварц F100, 2500г.</b>	HCl1,6%	16	2,60E-05	2,70E-05
ЧН16Д7ГХ2Ш	270	<b>кварц F100, 2500г.</b>	HCl1,6%	16	3,50E-05	3,60E-05
ЧН16Д7ГХ2Ш	270	<b>кварц F100, 2500г.</b>	HCl1,6%	16	3,68E-05	3,60E-05
40X13	200	<i>пропант,656г.</i>	нет	16	6,10E-06	1,07E-05
ЧН16Д7ГХ2Ш	130	<i>пропант,656г.</i>	нет	16	1,42E-05	1,20E-05
40X13	118	<i>пропант,1316г.</i>	нет	16	7,30E-06	1,03E-05
ЧН16Д7ГХ2Ш	160	<i>пропант,1200г.</i>	нет	16	1,53E-05	1,18E-05
ЧН16Д7ГХ2Ш	160	<i>пропант,1200г.</i>	нет	16	1,45E-05	1,23E-05
40X13	260	<b>кварц F100, 2500г.</b>	HCl1,6%	16	8,30E-05	9,00E-05
40X13	265	<b>кварц F100, 2500г.</b>	HCl1,6%	16	7,00E-05	8,50E-05

нирезист, Ижнефтепласт		<b>кварц F100, 2500г.</b>	HCl,1,6%	16		6,92E-06
						7,48E-06
нирезист, Ижнефтепласт		<b>кварц F100, 2500г.</b>	HCl,1,6%	16		7,48E-06
						7,84E-06
нирезист, Ижнефтепласт		<b>кварц F100, 2500г.</b>	HCl,1,6%	16		1,10E-05
						9,90E-06
ПК10Х16Н920-Пр	227	<b>кварц F100, 2500г.</b>	нет	16	1,80E-06	
						1,10E-06
ПК70Д25-Пр	260	<b>кварц F100, 2500г.</b>	нет	16	1,40E-06	
						1,40E-06
ПК10Х11Н6Д20-Пр	257	<b>кварц F100, 2500г.</b>	нет	16	1,90E-06	
						1,80E-06
ЖКП	264	<b>кварц F100, 2500г.</b>	нет	16	3,40E-06	
						2,80E-06
ЖКП	275	<b>кварц F100, 2500г.</b>	нет	16	3,20E-06	
						2,40E-06

Таблица 3.3 – Результаты испытаний конструкционных материалов на коррозионно-эрозионное изнашивание

№ образцов	Материал образцов	Режим испытаний	Интенсивность износа, г/г		Асимметрия износа, $I_{45}/I_{90}$
			( $\alpha=90^0$ )	( $\alpha=45^0$ )	
1,2	Сталь 40Х13	кварц F100	$5,4 \cdot 10^{-6}$	$9,1 \cdot 10^{-6}$	1,68
4,3(о.с.)	Сталь 40Х13	кварц F100	$5,2 \cdot 10^{-6}$	$5,2 \cdot 10^{-6}$	1,0
	<b>среднее</b>		<b><math>5,3 \cdot 10^{-6}</math></b>	<b><math>7,15 \cdot 10^{-6}</math></b>	<b>1,34</b>
6,2	ЧН16Д7ГХ2Ш	кварц F100	$6,0 \cdot 10^{-6}$	$5,28 \cdot 10^{-6}$	0,88
1,5	ЧН16Д7ГХ2Ш	кварц F100	$5,05 \cdot 10^{-6}$	$5,25 \cdot 10^{-6}$	1,04
5,6(о.с.)	ЧН16Д7ГХ2Ш	кварц F100	$6,4 \cdot 10^{-6}$	$4,4 \cdot 10^{-6}$	0,69
	<b>среднее</b>		<b><math>5,8 \cdot 10^{-6}</math></b>	<b><math>5,0 \cdot 10^{-6}</math></b>	<b>0,86</b>
5,6	Сталь 40Х13	F100+HCl	$7,6 \cdot 10^{-5}$	$7,7 \cdot 10^{-5}$	1,0
9,10	Сталь 40Х13	F100+HCl	$8,3 \cdot 10^{-5}$	$9,0 \cdot 10^{-5}$	1,08
9,10(о.с.)	Сталь 40Х13	F100+HCl	$7,0 \cdot 10^{-5}$	$8,5 \cdot 10^{-5}$	1,2
	<b>среднее</b>		<b><math>7,63 \cdot 10^{-5}</math></b>	<b><math>8,4 \cdot 10^{-5}</math></b>	<b>1,1</b>
1,5(о.с.)	ЧН16Д7ГХ2Ш	F100+HCl	$2,6 \cdot 10^{-5}$	$2,7 \cdot 10^{-5}$	1,04
4,3	ЧН16Д7ГХ2Ш	F100+HCl	$3,5 \cdot 10^{-5}$	$3,6 \cdot 10^{-5}$	1,03
4,3(о.с.)	ЧН16Д7ГХ2Ш	F100+HCl	$3,68 \cdot 10^{-5}$	$3,6 \cdot 10^{-5}$	0,98
	<b>среднее</b>		<b><math>3,26 \cdot 10^{-5}</math></b>	<b><math>3,3 \cdot 10^{-5}</math></b>	<b>1,01</b>
7,8	Сталь 40Х13	пропант	$6,1 \cdot 10^{-6}$	$10,7 \cdot 10^{-6}$	1,75
5,6(о.с.)	Сталь 40Х13	пропант	$7,3 \cdot 10^{-6}$	$10,3 \cdot 10^{-6}$	1,4
1,2 (о.с.)	Сталь 40Х13	пропант	$6,9 \cdot 10^{-6}$	$10,7 \cdot 10^{-6}$	1,55
	<b>среднее</b>		<b><math>6,7 \cdot 10^{-6}</math></b>	<b><math>10,6 \cdot 10^{-6}</math></b>	<b>1,58</b>
6,2(о.с.)	ЧН16Д7ГХ2Ш	пропант	$14,2 \cdot 10^{-6}$	$12 \cdot 10^{-6}$	0,84

7,8	ЧН16Д7ГХ2Ш	пропант	$15,3 \cdot 10^{-6}$	$11,8 \cdot 10^{-6}$	0,77
7,8(о.с.)	ЧН16Д7ГХ2Ш	пропант	$14,5 \cdot 10^{-6}$	$12,3 \cdot 10^{-6}$	0,85
	<b>среднее</b>		<b><math>14,7 \cdot 10^{-6}</math></b>	<b><math>12 \cdot 10^{-6}</math></b>	<b>0,82</b>