

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
САЯНО-ШУШЕНСКИЙ ФИЛИАЛ
Кафедра «Гидроэнергетики, гидроэлектростанций, электроэнергетических
систем и электрических сетей»

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ М.В. Кочетков
« ____ » _____ 2019 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

**Экспериментальное обоснование модернизации конструкции
подшипниковых узлов турбин Каплана установленных на Волжской ГЭС**

13.04.02 Электроэнергетика и электротехника

13.04.02.06 Гидроэлектростанции

Научный руководитель профессор кафедры ГГЭЭС, д-р техн. наук _____ М.Ф. Носков

Выпускник _____ С.В. Юрченко
(подпись, дата, должность, ученая степень, инициалы, фамилия)

Рецензент _____ Е.А. Степаненко
(подпись, дата, должность, ученая степень, инициалы, фамилия)

Нормоконтролер _____ А.А. Чабанова
(подпись, дата)

Саяногорск; Черемушки 2019

АННОТАЦИЯ

Магистерская диссертация изложена на 85 страницах, включает в себя 63 иллюстрации и 8 формул, представляющих математические выводы, заключение и приложения на 3 страницах.

Ключевые слова: гидротурбина, рабочее колесо, подшипник, цапфа лопасти, осмос, антифрикционный самосмазывающийся материал, перестановочное усилие, трибомеханические свойства.

Целью магистерской диссертации является изложение рекомендаций для формирования новых технических требований при модернизации гидротурбин с поворотно-лопастными рабочими колесами.

В диссертации было произведено исследование факторов, влияющих на надежность работы подшипниковых узлов поворотно-лопастных турбин Каплана, установленных на Волжской ГЭС. Выполнен анализ работы ПЛ рабочих колес Волжской ГЭС диаметром свыше 9м за последние 20 лет, анализ опыта эксплуатации ПЛ рабочих колес с самосмазывающимися материалами в опорных узлах механизма поворота лопастей, теоретическое исследование композитных материалов для узлов подшипников поворотно-лопастных турбин, разработка рекомендаций по применению композитных материалов в подшипниковых узлах турбин Каплана при модернизации гидросилового оборудования ГЭС.

АВТОРЕФЕРАТ

В магистерской диссертации рассмотрена тема «Экспериментальное обоснование модернизации конструкции подшипниковых узлов турбин Каплана, установленных на Волжской ГЭС». Диссертация изложена на 85 страницах, включает в себя 63 иллюстрации и 8 формул, представляющих математические выводы, заключение и приложения на 3 страницах.

Объектом исследования в магистерской диссертации выбраны конструкции и варианты исполнения подшипниковых узлов гидротурбин Волжской ГЭС, которые находились в эксплуатации с 1961 года, и гидротурбины прошедшие этапы модернизации.

Анализ конструктивных особенностей при длительной эксплуатации поворотно-лопастных турбин типа Каплана примененных на Волжской ГЭС, показал, что в период внедрения (1981-2004) рабочих колес гидротурбин с композитными антифрикционными материалами в опорных узлах механизма поворота лопастей не было накоплено достаточно данных для оценки работоспособности примененных материалов.

На сегодняшний день ГЭС располагают данными по долговременной эксплуатации турбин с различными материалами подшипниковых узлов зоны поворота лопастей. На основе имеющихся данных возможно на текущий момент сформировать общие выводы об обоснованности примененных решений. Основной экономический эффект конечно будет достигнут от снижения времени простоя гидроагрегата, который для одного агрегата только по стоимости работ достигает отметки 40 000 тыс. рублей, из сложившихся на сегодня базовых расценок.

При формировании технического задания заводу-изготовителю, заказчику следует остановить выбор на поворотно-лопастном рабочем колесе с узлами самого современного исполнения.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1. Текущее состояние кинематики действующих поворотно-лопастных турбин.....	10
1.1 Обзор материалов подшипников в узлах трения кинематики рабочих колес.....	16
1.2 Конструкция РК с самосмазывающимися парами трения в механизме поворота лопастей. Материал СЭК (стеклоэпоксидная композиция).....	19
1.3 Опыт эксплуатации подшипников рабочих колес из материала СЭК и меры компенсации явлений осмоса	22
2 Поиск оптимальных материалов для подшипников кинематики рабочих колес.....	27
2.1 Исследование металлокомпозитных материалов	28
2.1.1 Результаты испытаний.....	33
2.2 Исследование композитных синтетических материалов для применения в подшипниках гидротурбин	43
2.2.1 Результаты испытаний синтетических композитных материалов.....	51
3 Анализ причин, оказывающих влияние на надежность подшипников механизма поворота лопастей.....	52
3.1 Действие внешних сил, действующих на РК	52
3.1.1 Основные детали кинематики РК и нагрузки, действующие на узел	52
3.1.2 Деформация деталей кинематики при затяжке крепежных элементов.....	53
3.1.3 Деформация деталей кинематики при рабочих нагрузках	54
3.2 Анализ прочностных характеристик кинематики механизма поворота лопастей.....	55
3.2.1 Основные параметры деталей кинематики механизма поворота лопастей.....	55
3.2.2 Допускаемые напряжения	58
4 Анализ и оценка работы подшипников рабочего колеса на ГЭС	64

4.1 Обзор надежности подшипников механизма поворота лопастей.....	64
4.1.1 Сегментный подшипник цапфы лопасти РК Волжской ГЭС.....	64
4.1.2 Углестеклоэпоксидный подшипник цапфы лопасти РК Волжской ГЭС...	65
5 Анализ и оценка условий работы ресурсопределяющих узлов гидротурбин	71
5.1 Фактические условия работы подшипниковых узлов новых РК.....	71
6 Экспериментальное обоснование ремонта подшипниковых узлов турбин Каплана установленных на Волжской ГЭС	75
6.1 Технология ремонта РК в условиях ГЭС.....	75
7 Экономический эффект	80
Заключение	81
Список использованных источников	82
Приложение А. Состав работ при замене подшипников кинематики РК.....	84

ВВЕДЕНИЕ

Гидроэлектростанции, в силу своих технических особенностей, способны быстро реагировать на изменение нагрузки в электросети. Развитие энергии атома и возобновляемых источников энергии, не имеющих технической возможности оперативно изменять объем выработки электроэнергии, укрепляет значение ГЭС как стабилизирующего фактора. С начала 2019 года девять станций Волжско-Камского Каскада выработали 19 351 847 МВт. Таким образом, ГЭС являются необходимым и значимым компонентом энергетики.

В таблице 1 представлены параметры гидроэлектростанций Волжско-Камского каскада.

Таблица 1 – Параметры гидроэлектростанций Волжско-Камского каскада

Наименование электростанции	Установленная мощность генерирующего оборудования, МВт	Объем поставки электроэнергии, МВт
Волжская ГЭС	2 671	6 088 930
Жигулевская ГЭС	2467	5 673 861
Чебоксарская ГЭС	1370	1 147 391
Каскад Верхневолжских ГЭС	477	874 271
Камская ГЭС	552	771 600
Воткинская ГЭС	1020	1 058 436
Саратовская ГЭС	1403	2 706 135
Нижегородская ГЭС	520	1 031 223

Все перечисленные станции оснащены поворотно-лопастными турбинами Каплана.

Виктор Каплан (Kaplan) (1876-1934), австрийский инженер, конструктор гидравлических турбин. Одним из первых начал разрабатывать (с 1912) конструкцию реактивной осевой турбины с поворотными лопастями, на которую в 1920 получил патент.

На рисунке 1 приводится трехмерная схема турбины Каплана с поворотными лопастями.

исправных уплотнениях РК может иметь потери турбинного масла в реку более 70л в год. Проблематика повышения надежности уплотнений лопасти достаточно емко освещена в трудах российских и зарубежных исследователей. Созданы и применены современные материалы для подшипниковых узлов кинематики поворотных-лопастных гидротурбин. Много внимания уделяется параметрам модернизируемых гидротурбин, чтобы новое оборудование максимально точно соответствовало существующим сооружениям. В свете этих важных составляющих, действующих при модернизации основного оборудования несколько в стороне остается вопрос о надежной эксплуатации рабочих колес в долгосрочной перспективе.

Следует отметить, что Ленинградский Металлический Завод, крупнейший производитель гидротурбинного оборудования в России спроектировал и тиражирует достаточно удачную серию турбин №877, однако серия небезупречна и анализ примененных решений должен помочь в принятии решения об исполнении узлов новых РК.

На основе имеющихся данных возможно на текущий момент сформировать общие выводы об обоснованности примененных решений.

Цель и задача

Целью магистерской работы является получение рекомендаций, которые должны быть использованы при формировании технического задания на изготовление оборудования для планируемых модернизаций гидросилового оборудования.

В связи с поставленной целью сформированы следующие задачи комплекса мероприятий:

- 1.Выполнить обзор материалов подшипников в узлах трения кинематики рабочих колес;
- 2.Произвести анализ оптимальных материалов для подшипников кинематики рабочих колес;
- 3.Проанализировать факторы, оказывающие влияние на надежность подшипников механизма поворота лопастей;

4. Сформировать рекомендации по исполнению узлов кинематики для включения в техническое задание для заменяемых гидротурбин в рамках выполнения модернизации оборудования.

1 Текущее состояние кинематики действующих поворотно-лопастных турбин

Исследование было проведено на гидроагрегатах ст. №№1,2,15,16 Волжской ГЭС. Результаты исследования функционирования подшипниковых узлов реконструированных рабочих колес гидроагрегатов Волжской ГЭС, выполнены при помощи данных, полученных в ходе эксплуатации, а также результаты осмотра демонтированных узлов оборудования гидроагрегатов Волжской ГЭС в период реконструкции 2012 по 2019 годы.

Гидравлические вертикальные поворотно-лопастные турбины ПЛ 30/587/-В-930 Волжской ГЭС им. XXII съезда КПСС предназначены для привода гидрогенератора трехфазного тока с частотой 50 Гц. Номинальная мощность турбины составляет 123000 кВт, максимальная 12600 кВт. Турбина рассчитана на нормальную эксплуатацию при напоре от 14м до 27м. Расчетным напором является 21,5м. Номинальная частота вращения $68,2 \text{ мин}^{-1}$, разгонная 140 мин^{-1} . Направление вращения правое. Расход воды через проточный тракт турбины при расчетном напоре и номинальной мощности $633 \text{ м}^3/\text{с}$. Предусмотрена возможность работы гидротурбины в режиме синхронного компенсатора. Давление масла в системе регулирования 2,5 МПа (25 кг/см^2). Общий объем масла в системе регулирования 50 м^3 .

Конструкция поворотно-лопастной гидротурбины (рис. 1) существенно более сложна, чем радиально-осевой гидротурбины, так как в ней установлен механизм поворота лопастей (рис. 2-5). Также появляется исполнительный гидравлический блок для подачи масла в сервомотор рабочего колеса и следящая система для осуществления согласованного открытия лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса.

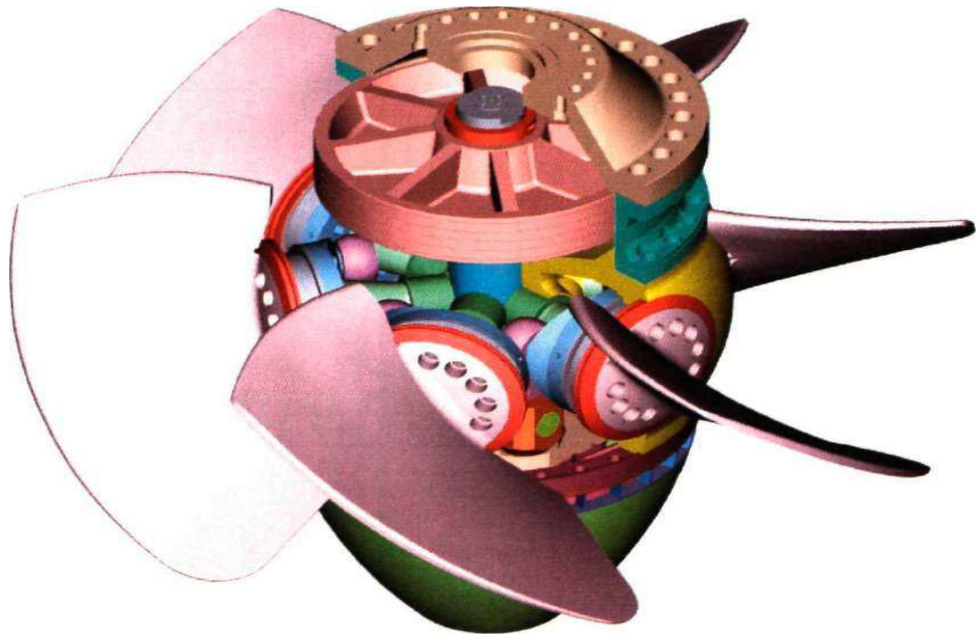


Рисунок 2 – Конструкция РК

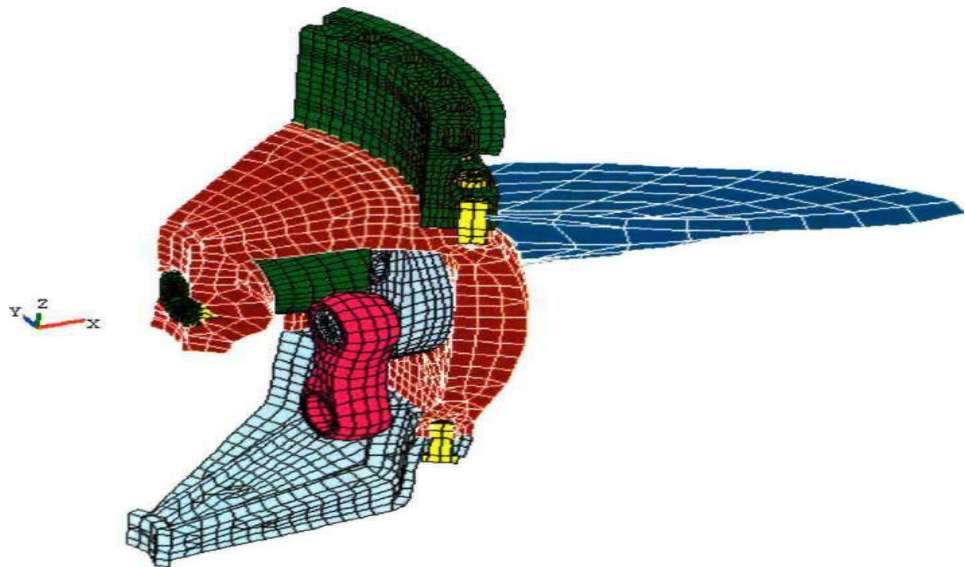


Рисунок 3 – Кинематика механизма поворота лопасти РК

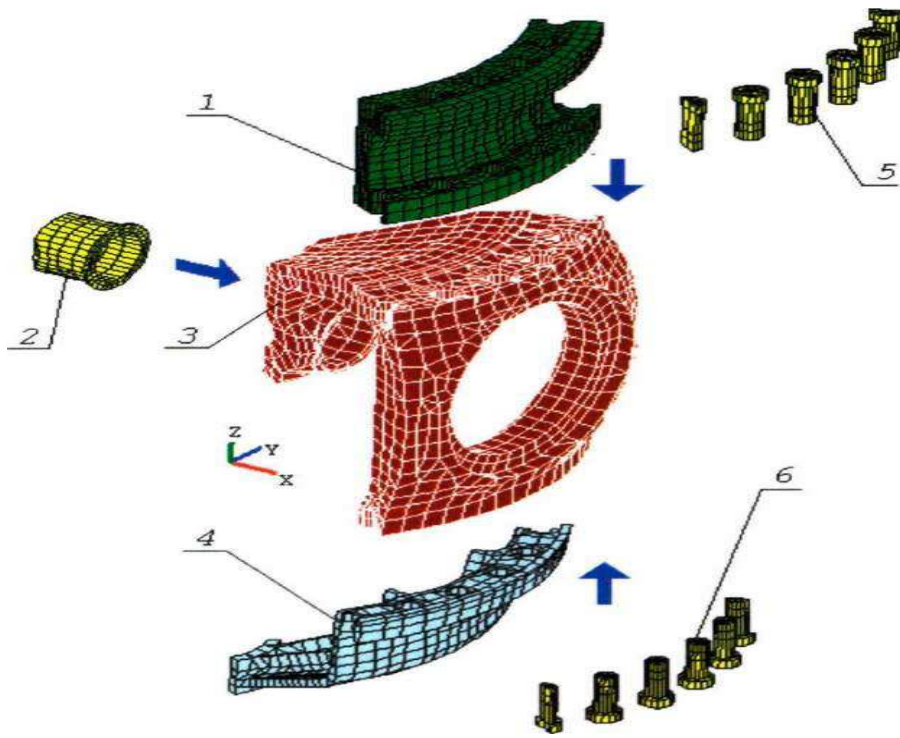


Рисунок 4 – Детали сборки:

1 - корпус сервомотора РК; 2- втулка внутренней опоры лопасти; 3- корпус;
 4 - днище корпуса; 5 -болты крепления сервомотора РК; 6 - болты крепления
 днища

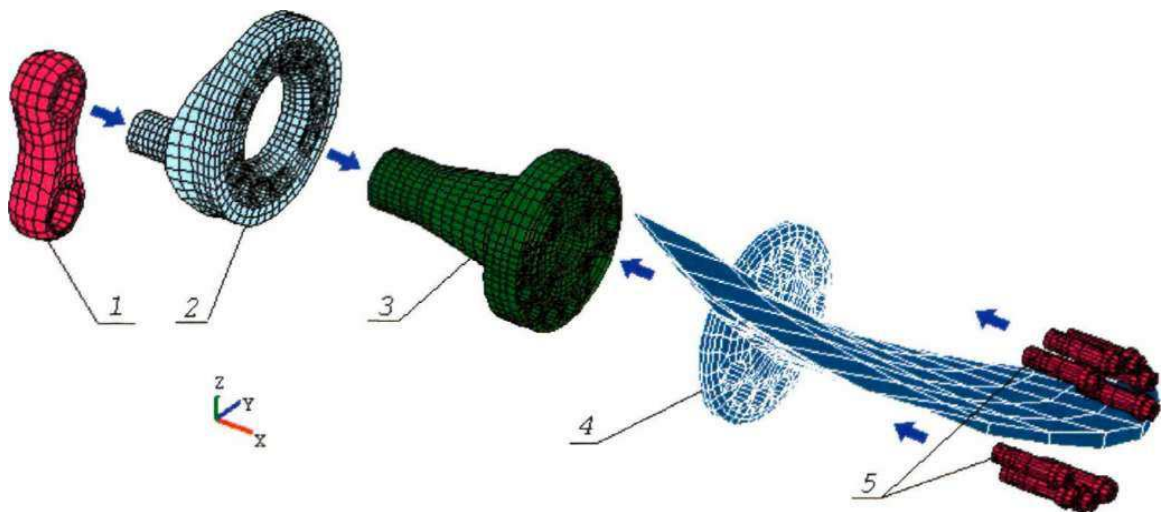


Рисунок 5 – Детали сборки:

1-серьга; 2-рычаг; 3-цапфа лопасти; 4 – лопасть; 5-болты крепления лопасти к
 цапфе

Лопасты с цапфами и рычагами посредством серег соединены с крестовиной, перемещение которой разворачивает их в заданное положение.

Исполнение кинематики ПЛ турбин предусматривает наличие смазки в узлах трения (рис. 6, поз.5) и в опорных узлах механизма поворота лопастей. При нарушении узла уплотнения лопастей (рис. 6, 7, поз. 3) происходит попадание турбинного масла в проточный тракт гидротурбины и далее в реку.

Во избежание попадания смазочных масел в реку используются такие технические решения как:

- установка более надежных уплотнений лопастей;
- применение в сервомоторе РК и системе регулирования масел, безопасных для окружающей среды;
- модернизация существующих РК гидротурбин, не требующих применения масла для смазки подшипниковых узлов опорных частей механизма поворота лопастей.

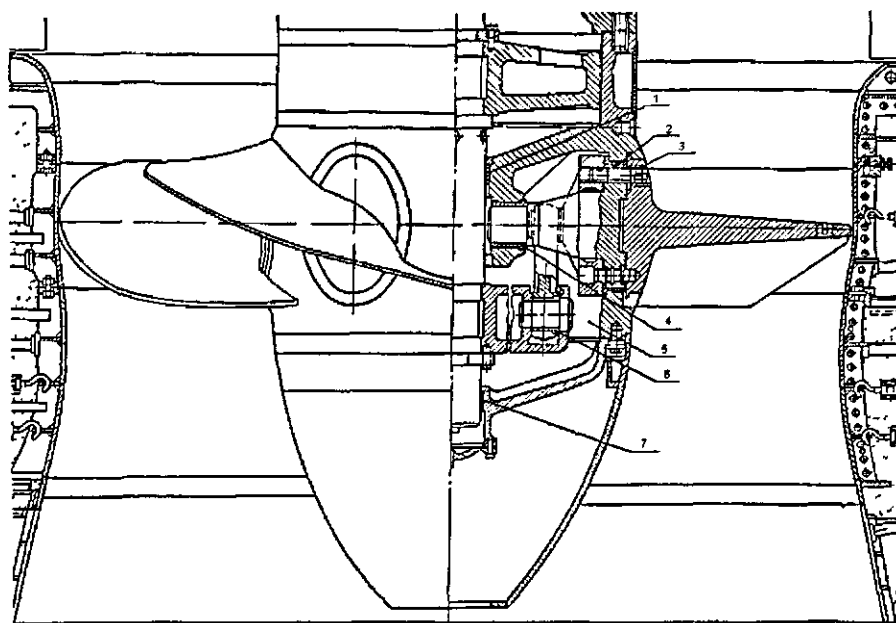


Рисунок 6 – Рабочее колесо поворотной-лопастной гидротурбины:

1-штука штока; 2-штука цапфы наружная; 3-уплотнение лопасти; 4-штука цапфы внутренняя; 5-масло; 6-штука серьги; 7-штука днища

Длительная эксплуатация гидротурбин Волжской и Жигулевской ГЭС в полной мере выявила основной недостаток этой конструкции рабочего колеса, а именно попадание турбинного масла в р. Волга в случае нарушений в работе уплотнений лопастей.

Традиционно решение, которое применялось для предотвращения протечек масла из втулки ПЛ рабочих колес, было уплотнение фланцев лопастей. В настоящее время разработано и применено множество конструкций уплотнений. В ранних конструкциях уплотняющим материалом чаще всего выступала качественная кожа. Позже для уплотнений нашла применение резина и резина (рис. 7), упрочненная различными кордами. Наиболее надежным уплотнением, как показала практика применяемым в настоящее время, зарекомендовало себя уплотнение, американской фирмы Garlok. Уплотнение фирмы Garlok (рис. 8) представляет собой комплектное устройство состоящее из набора шевронных манжет из нитрильного волокна и хлопковых волокон.

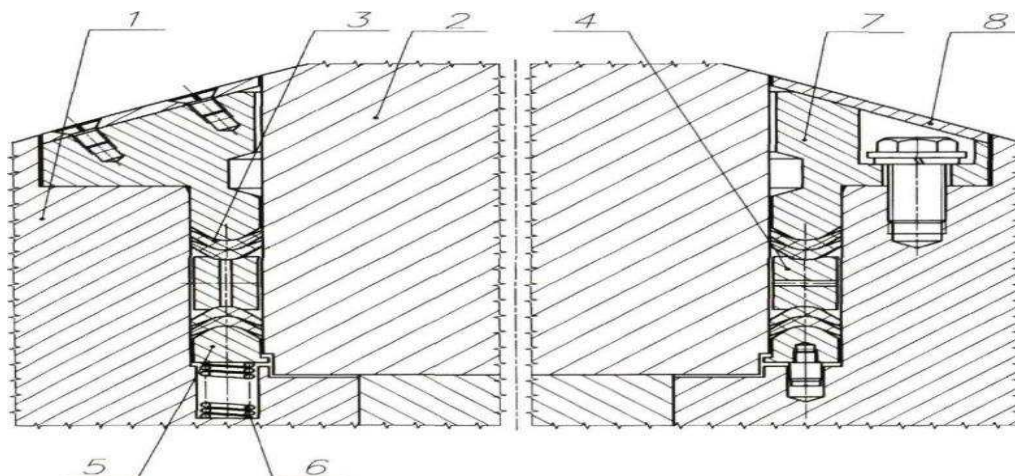


Рисунок 7 – Уплотнение фланцев лопастей, применяемое ранее для маслonaполненных рабочих колес:

1-корпус; 2-лопасть; 3-шнур профильный; 4-кольцо промежуточное; 5- кольцо нижнее; 6-пружина; 7-кольцо нажимное; 8-облицовка

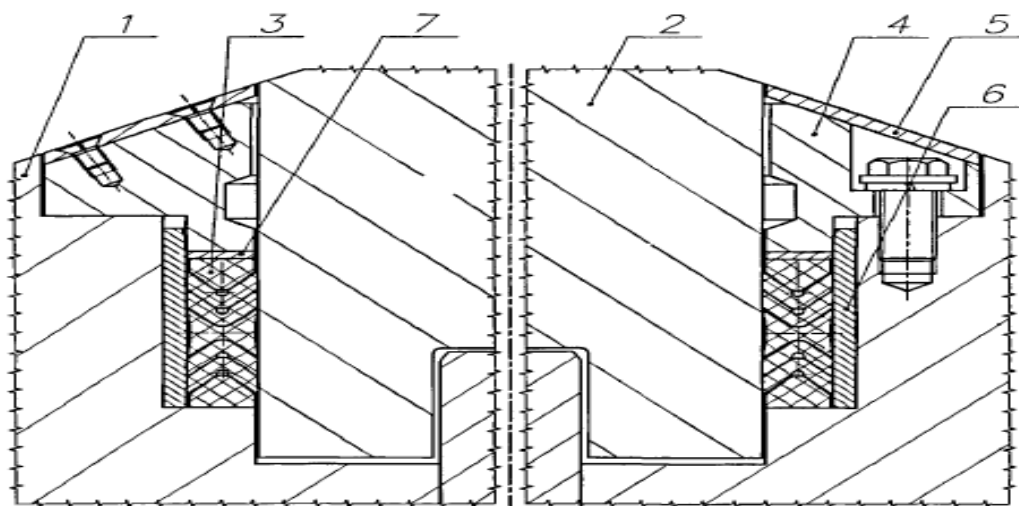


Рисунок 8 – Современная конструкция уплотнений фланцев лопастей:
 1-корпус; 2-лопасть; 3-комплект уплотнений; 4-кольцо нажимное;
 5-облицовка; 6-нержавеющая облицовка; 7-кольцо компенсирующее

Следует отметить общий для любого уплотнения лопастей РК существенный недостаток. В результате износа зазоры в уплотнительных элементах увеличиваются, что ведет к недопустимому росту протечек. Допустимым размером протечек является 0,2л/сут, для рабочих колес диаметром более 6м до 10м. Эта величина принята Техническими условиями при цеховых испытаниях рабочих колес. Таким образом при полностью исправных уплотнениях РК с пятью лопастями может иметь потери турбинного масла в реку до 70литров в год.

В условиях постоянно повышающихся требований к экологии такой объем протечек масла в реку недопустим.

Следующим направлением в эксплуатации экологичных поворотно-лопастных гидротурбин является использование в механизме поворота лопастей рабочего колеса биологически разлагаемого масла, которое не наносит вреда окружающей среде при случайном попадании его в водоток реки.

Положительная сторона применения таких масел заключается в том, что нет необходимости менять конструкцию рабочего колеса и при случайном

попадании масла в реку окружающей среде не будет нанесено значительного ущерба.

Недостатками применения биоразлагаемых масел являются:

- высокая стоимость биоразлагаемого масла;
- несмешиваемость минерального и биоразлагаемого масел;
- возможная несовместимость материалов гидроустановки (манжеты, прокладки, краска, шланги и пр.);
- уменьшенные интервалы замены.

При замене минерального на биологическое масла не должны смешиваться. Стандарт немецких производителей машин и агрегатов VDMA 24569 (аналог DIN 51524-2) регламентирует объем допустимого остатка минерального масла не более 2%. Превышение указанного значения может привести к повышенному пенообразованию, коррозионному повреждению и как следствие повреждению маслососов. Биологическое масло обладает повышенной растворяющей способностью и может в течение короткого времени растворить накопленные за время эксплуатации отложения в системе регулирования.

Из приведенных материалов следует, что высокая стоимость биологических масел и особые условия применения препятствуют их широкому распространению в гидросистемах ГЭС, где объем составляет десятки и сотни тонн.

Таким образом, выявилась необходимость применения гидротурбин с отсутствием масляной смазки в зоне поворота лопастей.

1.1 Обзор материалов подшипников в узлах трения кинематики рабочих колес

Как видно из рисунков 2 – бмеханизм поворота лопастей (МПЛ) имеет в своем составе несколько опорных и упорных подшипников. В предыдущих

конструкциях рабочих колес обычно в качестве подшипников использовались бронзовые втулки. Во время работы гидротурбины подшипники изнашиваются, увеличиваются зазоры в парах трения, появляются перекосы в механизме поворота лопастей, что влияет на работоспособность уплотнения лопастей и механизма поворота в целом.

Проблема ресурса подшипников рабочих колес поворотного-лопастного гидротурбин является одной из самых серьезных проблем при эксплуатации РК этого типа. Выход из строя узлов трения рабочих колес поворотного-лопастного гидротурбин сопряжен с огромными затратами на ремонт, и длительными простоями оборудования. Если принимается решение о нецелесообразности ремонта в данный временной интервал и переводе рабочего колеса в пропеллерный режим, то турбина теряет значительную часть своих свойств, связанных именно с возможностью изменения угла разворота лопастей. Так как для ремонта механизма поворота лопастей требуется разборка рабочего колеса и соответственно всего агрегата время простоя достигает 120 суток. И это при наличии у Завода-изготовителя необходимых для ремонта деталей. В силу этого, техническим заданием устанавливается ресурс турбины равный 40 годам.

Диаметр подшипников поворотного-лопастного турбин достигает 1500мм. При повороте лопастей скорость скольжения составляет от 0,001 м/с до 0,005 м/с, а нагрузка в пятне контакта составляет 50-80МПа. При таких условиях к подшипникам рабочих колес предъявляются исключительно жесткие требования по коэффициенту трения (менее 0,1) и по интенсивности износа материала в течение всего срока службы.

Современные экологические требования диктуют проведение мероприятий по исключению гидроэлектростанций из числа объектов загрязняющих реки техническими смазками. Традиционно основными источниками загрязнения водотока являлись подшипники лопаток направляющего аппарата, в паре трения втулка-цапфа которых нагнеталась пластичная смазка и рабочие колеса гидротурбин поворотного-лопастного типа заполненные маслом. Предполагалось снизить либо вообще избежать выбросов

смазки за счёт применения подшипников на водяной смазке или самосмазывающихся подшипников.

Одним из первых материалов примененным для самосмазывающихся подшипников стал СЭК (стеклоэпоксидная композиция), разработанный специалистами Ленинградского Металлического Завода в 1962-1965гг. Материал представлял собой несколько слоев стеклоткани, пропитанной эпоксидным связующим. Антифрикционной присадкой являлась фторопластовая крошка, равномерно распределенная по поверхности трения (рис. 9).

На период 70-х годов материал СЭК показывал устойчивый положительный эффект от применения в подшипниках направляющего аппарата, где он пробно стал применяться.

Бронзографит (материал DEVA), при испытаниях также показывал удовлетворительные результаты, но из-за высокой стоимости и нетехнологичности при креплении в корпусе рабочего колеса применяться в подшипниках механизма поворота лопастей не стал.

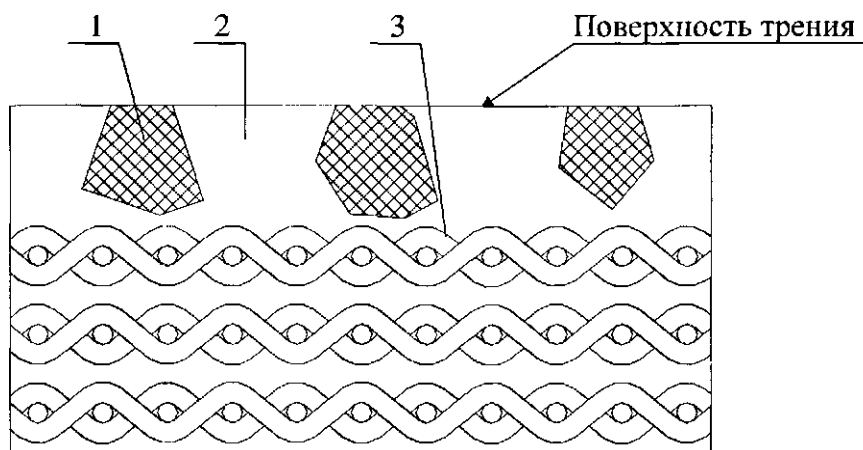


Рисунок 9 – Схематический разрез структуры материала СЭК:

1 - гранулы фторопласта; 2 - эпоксидное связующее; 3 - несколько пропитанных эпоксидным связующим слоев стеклоткани

Следующим шагом для применения стеклоэпоксидной композиции СЭК стало изготовление рабочего колеса без маслonaполненного механизма поворота лопастей.

1.2 Конструкция РК с самосмазывающимися парами трения в механизме поворота лопастей. Материал СЭК (стеклоэпоксидная композиция)

В лаборатории водяных турбин ЛМЗ г. Санкт-Петербург был проведен большой объем испытаний на специальных стендах, имитирующих работу механизма поворота. Изначально, целью испытаний являлся поиск материала, который был бы пригоден для изготовления подшипников цапф лопаток направляющего аппарата. Результаты стендовых испытаний материала СЭК (стеклоэпоксидной композиции) позволили рассматривать данный материал также и для применения в подшипниках кинематики механизма поворота лопастей гидротурбин.

Наиболее подходящим вариантом конструкции рабочего колеса для создания турбины без масла в зоне механизма поворота лопастей, явилась конструкция крестовинного типа. В РК крестовинного типа (рис. 10) поворот лопастей осуществляется посредством воздействия крестовины через серьги на цапфы лопастей.

Рассмотрим конструкцию РК с втулками СЭК Чебоксарской ГЭС (рис. 10), для которой экологичное рабочее колесо было разработано впервые.

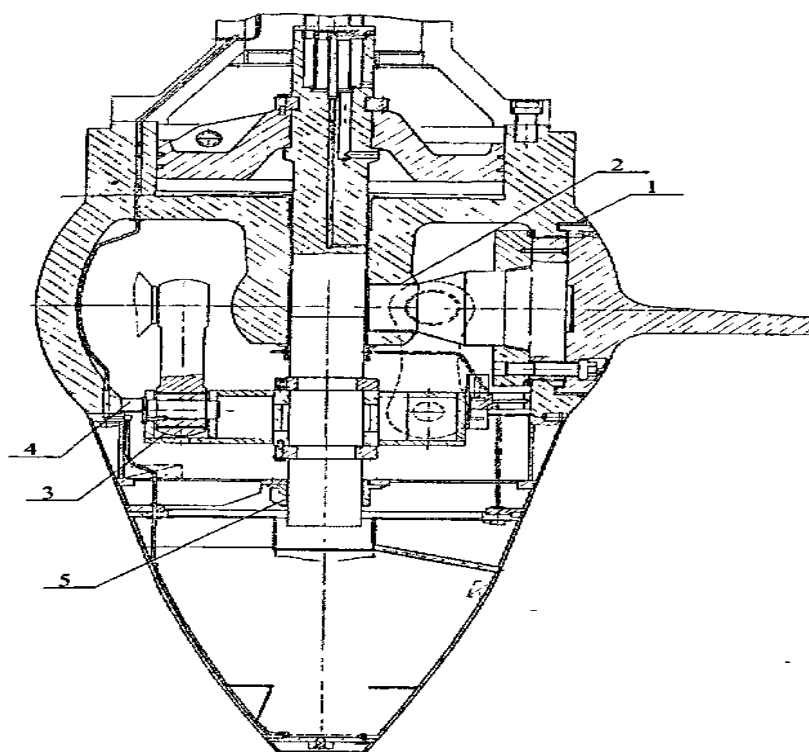


Рисунок 10–Поворотно-лопастное рабочее колесо Чебоксарской ГЭС без масла в зоне механизма поворота лопастей, с втулками из материала СЭК:

- 1- наружная втулка цапфы лопасти; 2- внутренняя втулка цапфы лопасти;
3- втулка серги; 4- шпонка крестовины; 5- днище втулки

Рабочее колесо имеет диаметр 10м, корпус литой, четыре лопасти из нержавеющей стали выполненных методом литья и кинематику механизма поворота лопастей. К корпусу рабочего колеса снизу болтами крепится днище, к днищу – обтекатель. Сверху корпус закрыт крышкой, к которой болтами крепится фланец турбинного вала. Внутри корпуса РК расположен механизм поворота лопастей, состоящий из цапф, серег и крестовины. В верхней части корпуса расположен сервомотор рабочего колеса. При подаче в сервомотор масла под давлением в одну из его полостей, перемещается поршень со штоком и крестовиной. Для уменьшения протечек между поршнем и зеркалом цилиндра сервомотора в двух проточках на поршне установлены поршневые кольца. Для предотвращения протечек из сервомотора в полость рабочего колеса, в которой расположена кинематика шток уплотняется пакетом уплотнительных манжет, показанных на рисунке 11.

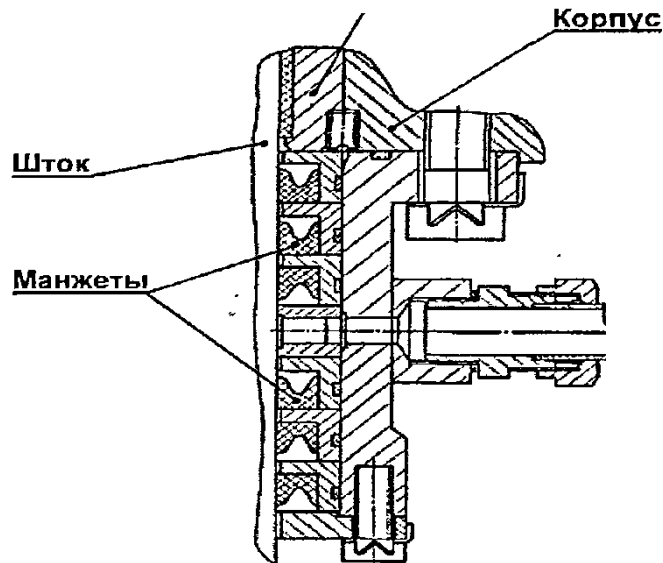


Рисунок 11– Пакет уплотнений штока РК

Кинематика РК представляет собой схему, схожую с механизмом поворота лопастей рабочего колеса Волжской ГЭС.

В рабочих колесах с заполненной маслом полостью кинематики цапфы своими опорными поверхностями вращаются во втулках и упорных кольцах, размещенных в наружных и внутренних отверстиях корпуса рабочего колеса. В рассматриваемой конструкции, для уменьшения удельного давления на поверхность втулки подшпипники скольжения дистанцированы друг от друга. Большая втулка, размещенная в наружном отверстии корпуса, выдвинута на больший радиус и на нее опирается фланец лопасти, а не цапфа, как было в более ранних конструкциях. Такое расположение подшипников позволило применить облегченное уплотнение фланцев лопасти (рис. 12), которое препятствует только попаданию твердых частиц внутрь корпуса, так как предусматривалось, что внутри корпуса будет находиться вода.

Лопать

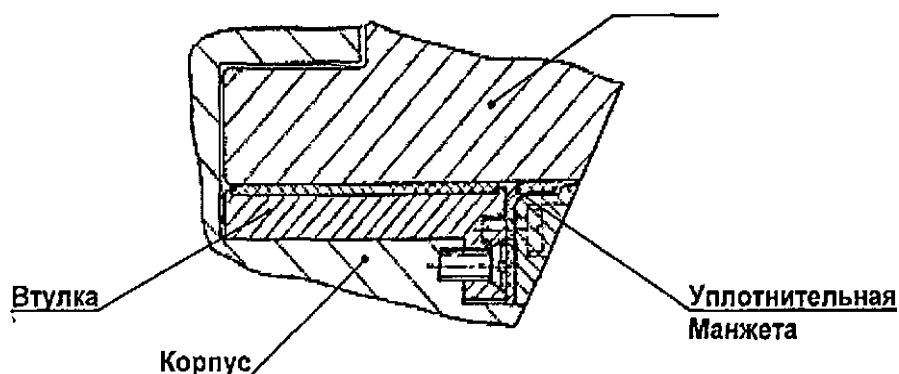


Рисунок 12– Уплотнение фланца лопасти

Во всех подшипниках скольжения и упорных планках лопастей, в механизме поворота лопастей были установлены вкладыши, изготовленные из материала СЭК производства ЛМЗ. При необходимости замены уплотнений лопастей или штока существует возможность выполнения этой операции без разборки рабочего колеса. Для доступа к кинематике разворота лопастей в днище рабочего колеса предусмотрен специальный люк. Предусмотрена откачка возможных протечек масла с помощью системы труб, расположенных внутри вала и рабочего колеса.

1.3 Опыт эксплуатации подшипников рабочих колес из материала СЭК и меры компенсации явлений осмоса

ПАО «Силловые машины» в восьмидесятих годах прошлого века была спроектирована и изготовлена серия из 25 гидротурбин с подшипниками механизма поворота лопастей из СЭК, из которой 17шт. предназначалось для Чебоксарской ГЭС, 5шт. для Нижнекамской и 3шт. для Майнской ГЭС. После двух лет эксплуатации на агрегатах серии обнаружился рост перестановочных усилий в механизме поворота лопастей. Дефект прогрессировал и в механизме поворота рабочих колес стали выходить из строя отдельные детали. Для проверки технического состояния механизма поворота лопастей рабочих колес СКБ «Гидротурбомаш» ЛМЗ направило на ГЭС рекомендации, а позже

инструкции по контролю перестановочных усилий в механизмах ПЛ РК. Порядок проверки для всех турбин серии был определен таким образом:

- измерения производятся на остановленной гидротурбине, движение лопастей на открытие и закрытие осуществляется плавным вращением маховика ограничителя в течении 1,5...2 минут в каждую сторону, измерения выполняются 3 раза;

- производится запись величин давлений при одних и тех же углах разворота лопастей.

Далее определяются перепады давлений в полостях сервомотора РК на открытие и закрытие по зависимостям

$$\Delta p^o = P_{o^o} - P_{z^o}, \Delta p^z = P_z - P_{o^z} \quad (1)$$

Верхний индекс обозначает направление хода поршня сервомотора, нижний – полость сервомотора: о-открытие; з-закрытие. Среднее значение перепадов давлений на угле разворота определяется из соотношения

$$\Delta P_{срi} = (\Sigma \Delta p^o / m + \Sigma \Delta p^z / m) / 2, \quad (2)$$

где $m = 3$ – количество измерений.

Средний перепад давлений, необходимый для преодоления сил трения в механизме, определяется по зависимости

$$\Delta P_{ср} = \Sigma \Delta P_{срi} / n, \quad (3)$$

где n – количество значений углов установки. Рекомендуется $n > 5$.

Визуальный осмотр механизма имеет целью своевременное обнаружение видимых дефектов деталей и их соединений.

При нормальной работе механизма осмотры рекомендуется производить 1 раз в 2 года, замеры величин перепадов давлений в каждый текущий ремонт.

Особое значение для будущей эксплуатации принимает контроль на сборке рабочего колеса. Так как рабочая поверхность самосмазывающихся подшипников по структуре, форме и размерам сформирована при их изготовлении, повреждение её крайне нежелательно. Однако, практика показывает, что в процессе сборки рабочего колеса на монтажной площадке ГЭС не исключается нанесение случайных повреждений рабочим поверхностям при их установке и перемещениях. Категорически запрещается использовать для устранения любых повреждений шлифовальные круги и машины. Вследствие высокой вязкости и пористости материала подшипников, удаление абразива из зоны обработки не представляется возможным. Поэтому для доработки и устранения недостатков подшипников применяется только ручной слесарный инструмент (шаберы, напильники).

Таким образом, в ходе изучения условий эксплуатации, тщательного анализа состояния подшипников и проработки данных, полученных от персонала ГЭС стало очевидно, что с точки зрения механики подшипники должны работать без замечаний, однако эксплуатация подтвердила обратное.

Поиск решения проблемы увеличения перестановочных усилий и заклинивания подшипников привел разработчиков к явлению осмоса.

Первыми с явлением осмоса столкнулись спортсмены - водномоторники и яхтсмены. В период 60-х 70-годов прошлого века корпуса гоночных судов создавались посредством ручной формовки эпоксидных смол, армированных стеклотканью. С самого момента появления малых судов из стеклопластика считалась аксиомой высокая стойкость нового судостроительного материала к воздействию воды, его неподверженность коррозии и гниению, повреждению древоточцами. Считалось, что это практически вечный материал.

Со временем, однако, проявились и некоторые его недостатки. Оказалось, что стеклопластик может впитывать и фильтровать воду. Гонщики обратили внимание на увеличение веса корпуса судна и изменение поверхности днища после длительного пребывания в воде. Молекулы воды проходя по волокнам стекловолокна, действовали как растворитель на компоненты эпоксидной

смолы. Продвижение воды по капиллярам приводит к контакту с концентрированным раствором, при этом в данной точке образуется микрополость повышенного давления (0,6... 1 МПа), которая (рис. 13) расширяет материал изнутри. В зависимости от качества изготовления корпуса признаки осмоса проявляются в течение 2-10 лет.

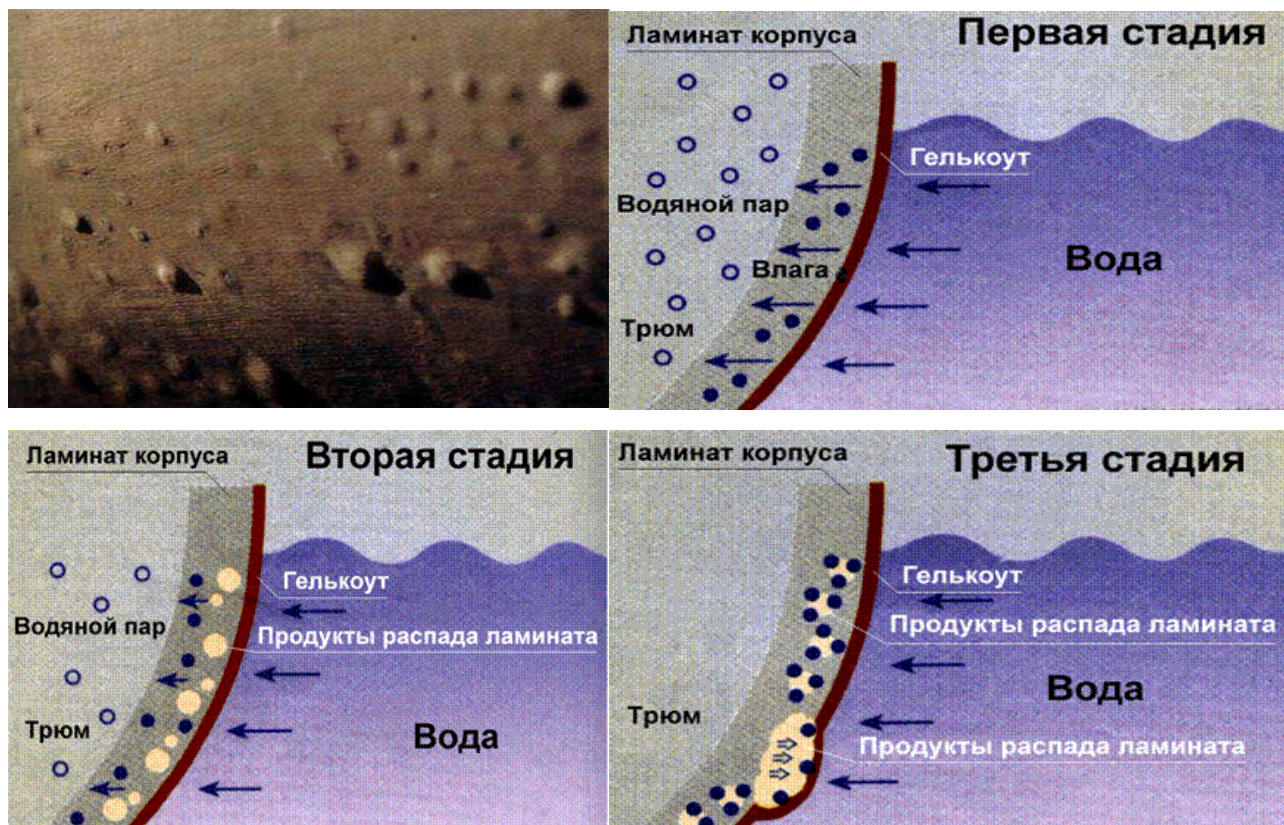


Рисунок 13– Явление осмоса стеклопластикового корпуса судна

Признаки осмоса проявляются при сочетании следующих условий:

- наличие контакта стеклопластика с водой (растворитель);
- наличие развитой сети капилляров в материале (стенка капилляра - полупроницаемая мембрана);
- технологические погрешности в приготовлении эпоксидного связующего;
- предельно упрощенная технология производства изделий с ручной укладкой, пропитанной смолой стеклоткани на оснастку без последующей опрессовки.

Схожие процессы протекают и в подшипниках из материала СЭК, примененных в узлах трения направляющих аппаратов и рабочих колес гидротурбин.

Необходимо отметить, что в течение длительной работы в узлах трения направляющего аппарата, оснащенных материалом СЭК, не было отмечено ни одного случая проявления осмоса, а их наработка более 20-ти лет. Это указало на то, что значительная роль в иницировании и развитии явлений осмоса действующих на подшипники в РК состоит в величинах сил действующих на подшипники в РК. Дальнейшее развитие процесса приводит к отсутствию зазора в узле трения и далее к его полному заклиниванию. На практике это проявлялось в виде проворота втулок в гнёздах РК и срезом установочных винтов. Наблюдался также проворот облицовок на пальцах рычагов и сдвигом вдоль оси. Совокупно описанные явления приводили к полной потере подвижности в узле трения. Способ разборки заклинившего узла в данном случае только один, с вынужденным выжиганием эпоксидного связующего.

Меры, для предотвращения заклинивания механизма, включали в себя:

- формообразование подшипников по технологии прессования с целью получения предельно плотного материала;
- увеличение зазоров в узлах трения.

Для получения уточненных данных ежеквартально на всех агрегатах серии производились замеры перестановочных усилий. Была разработана система оценки этих усилий, при достижении опасного уровня которых гидроагрегат переводился в пропеллерный режим работы.

2 Поиск оптимальных материалов для подшипников кинематики рабочих колес

Как отмечалось выше (п.1.2) подшипники из материала СЭК, примененные в кинематике рабочих колес Чебоксарской, Нижнекамской и Майнской ГЭС не показали должной надежности. Проявилась необходимость совершенствования узлов трения в механизме поворота лопастей турбин Каплана.

С целью поиска новых материалов и отработки технических решений по подшипникам гидротурбин Ленинградским Металлическим Заводом была инициирована Программа проведения работ по совершенствованию экологичного РК поворотлопастной турбины.

Программа состояла из следующих этапов:

- пересмотр требований к материалам подшипников;
- поиск новых антифрикционных материалов как отечественного производства, так и производства зарубежных фирм;
- уточнение методики триботехнических испытаний;
- отбор наиболее пригодных материалов для изготовления подшипников по результатам испытаний;
- разработка на базе стеклоэпоксидной композиции материала с улучшенными триботехническими характеристиками (с применением углеволокна);
- уточнение технологии изготовления подшипников из СЭК и УСЭК (углестклоэпоксидная композиция);
- разработка инструкции по изготовлению подшипников из бронзофторопласта (материал БФ);
- поиск смазочных составов, удовлетворяющих экологическим требованиям.

Полученные результаты комплексных исследований широко применялись при проведении капитальных ремонтов узлов трения направляющего аппарата

гидротурбин и при проектировании рабочих колес Каплана для модернизируемых гидроагрегатов.

2.1 Исследование металлокомпозитных материалов

Удельные давления в опорах скольжения современных рабочих колес по данным СКБ «Гидротурбомаш» достигают 400 кг/см². Маслонаполненное рабочее колесо имеет опоры скольжения, изготовленные из бронзы ОФ10-1 в паре трения со сталями 35 или 20ГСФЛ. Удельные давления, равные 400 кг/см² для данной пары трения являются близкими к пределу нагрузки для бронзы в данных условиях.

В этой связи возникла необходимость изыскания нового материала для подшипников, способного выдерживать большие удельные давления, одновременно сохраняя надежную работу механизма поворотного рабочего колеса. Также существовала необходимость повышения грузоподъемности подшипников в узлах трения направляющего аппарата гидротурбин.

Ранее проведенные исследования грузоподъемности бронзы ОФ10-1, показали невозможность дальнейшего увеличения допускаемых удельных давлений.

Практика применения биметаллических конструкций подшипников показала невозможность увеличения допустимых удельных давлений ввиду практически неизменившегося состава антифрикционного слоя.

Следующим этапом в совершенствовании подшипниковых материалов стало исследование свойств пористых, пропитанных смазкой материалов и деталей с фторопластом-4.

Последний материал допускает работу как с недостаточной смазкой, так и при сухом трении в сочетании с высокой грузоподъемностью. Фторопласт-4 может работать без смазки в широком диапазоне давлений и скоростей,

практически не изменяя своих антифрикционных свойств в интервале температур от -200 до +380 °С.

Благодаря этому свойству, подшипники, содержащие фторопласт, широко применялись начиная с 70х годов XX века, как в отечественном машиностроении, так и зарубежными компаниями.

Принимая во внимание свойства подшипников с содержанием фторопласта, они были включены в Программу исследования.

Среди множества материалов, выпускаемыми зарубежными фирмами следует отметить материал «ДР», «ДН» и «Полислип».

Материал "ДР", фирмы "Glacier" (Англия) выпускается в виде лент, состоит из стальной основы, с тонким слоем пористой оловянистой бронзы (89% Си, 11% Sn), который получен спеканием сферических частиц, пустоты пористой бронзы заполнены фторопластом. По поверхности сохранен непрерывный слой фторопласта, толщиной = 0,02 мм.

Дальнейшим развитием материала "ДР", является "ДН", который представляет собой стальную ленту, на которую нанесен пористый слой высокооловянистой бронзы (объем пор =35%), образованный спеканием сферических частиц бронзы на омедненной стальной ленте. Поры материала "ДН" заполнены смесью фторопласта со свинцом (20% по объему). По поверхности сохранен непрерывный слой такого же состава.

В целом металлополимерные материалы проявляют следующие свойства:

- антифрикционные и противоизносные свойства при работе без смазки сравнимы со свойствами баббитов, при работе со смазкой;
- высокие антифрикционные свойства сохраняются в широком интервале температур (от -200 до +380°С);
- способны работать при полном отсутствии смазки;
- устойчивы против коррозии;
- наличие жидкости, как правило улучшает скольжение;
- обладают высокой механической прочностью, сопротивление сжатию >3160 кг/см².

- работают при удельных давлениях до 2800 кг/см² с коэффициентом трения (к.т.) в пределах 0,05 - 0,1 если скорость скольжения находится в пределах от 0,05 до 0,1 м/сек.

Российским Институтом машиноведения были созданы основы технологии производства материалов подобного типа. В дальнейшем было организовано опытное производство бронзофторопластовых лент и налажен выпуск втулок.

Российский бронзофторопластовый материал (марка С-1) представляет собой конструкцию с основой из малоуглеродистой стали со слоем сферических частиц оловянистой бронзы (диаметром около 0,1 мм), общей толщиной 0,3-0,4 мм. Сцепление частиц бронзы со сталью осуществляется посредством омеднения стальной пластины (рис. 14)

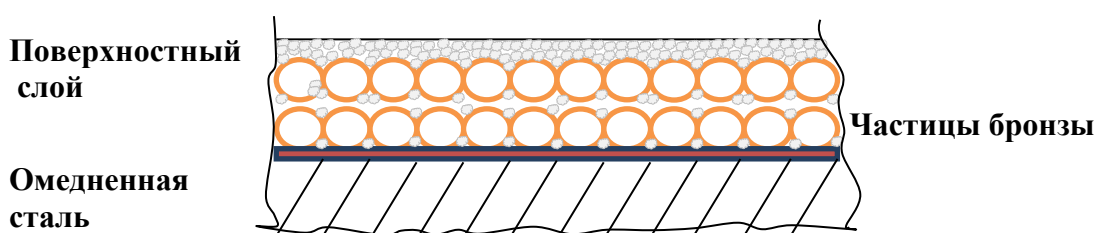


Рисунок 14— Разрез металлофторопластового материала

Поры между сферическими частицами бронзы на всю глубину заполнены фторопластом с наполнителем (дисульфидом молибдена). Та же смесь тонким поверхностным слоем закрывает выступающие вершины наружных сферических частиц бронзы.

В ходе испытаний проявился недостаток материала С-1, а именно недостаточная общая толщина (до 2,6 мм), небольшая ширина ленты (до 100 мм) и малая толщина поверхностного антифрикционного слоя (от 0,3 до 0,4 мм).

Исследовался также материал С-1-У, представляющий собой бронзовую или стальную основу толщиной от 10 мм, на которую методом спекания нанесен слой сферических бронзовых частиц толщиной 1,5 мм, который в свою очередь на всю толщину пропитан пастой фторопласта с дисульфидом

молибдена. Такой материал уже позволял изготовление крупных вкладышей подшипников, сегментов и других антифрикционных деталей.

Так как промышленного производства материала С-1-У в виде листов или пластин большой толщины не имелось, в лабораторных условиях ИМАШа был изготовлен опытный подпятник для Волжской ГЭС. Толщина сегментов была установлена в 30 мм, с толщиной фторопласта = 1,5 мм. Учитывая значительную массу сегментов (более 400 кг) и трудоемкость при демонтаже и подгонке каждого из 20-ти сегментов была выбрана оптимальная схема доработки узла. Гидроагрегат Волжской ГЭС ст. №17 был поднят на штатных гидравлических тормоз-домкратах и зафиксирован в поднятом положении. Сегменты старого образца (с баббитовым антифрикционным слоем) были демонтированы из подпятника и подняты на отметку машинного зала. Далее в условиях механической мастерской ГЭС была осуществлена доработка верхней части сегмента. Верхняя часть старого сегмента фрезеровалась на глубину 30 мм, врезалось крепление для новой верхней части сегмента типа "ласточкин хвост" и для обеспечения смазки и частично охлаждения в основании сегмента были отфрезерованы каналы для подвода масла. Был изменен в сторону уменьшения (от 5,5 до 7 мм от расчетного центра сегмента вместо прежних 9-11 мм) эксцентриситет, так как новый материал не требовал формирования увеличенного масляного клина при существующих скорости движения диска подпятника и удельной нагрузки. Формирование масляного клина обеспечивалось выполненной на этапе изготовления заходной кромкой фторопластового сегмента. Эксплуатация подтвердила высокую надежность работы доработанного подпятника. Необходимо отметить, что сегменты подпятника гидроагрегата ст. №17 Волжской ГЭС, реконструированные в 1985 году, на момент осмотра в 2017 году имеют удовлетворительное состояние.

В Лаборатории водяных турбин ОАО "Силовые Машины" были проведены исследования отечественного ленточного материала – металлофторопласта С-1, разработанного Институтом машиноведения и выпускаемого Климовским машиностроительным заводом.

Испытания проводились на специальном стенде. Для производства испытаний были установлены следующие условия:

- возвратно-вращательное движение с поворотом на угол 40° ;
- удельное давление в узле трения задать в 400, 700 и 1000 кг/см²;
- скорость поворота удерживать $\approx 0,004$ м/с;
- испытания проводить при отсутствии смазки, со смазкой водой, со смазкой турбинным маслом (в масляной ванне) и при первичной смазкой солидолом;
- контртело – сталь 20Х13 с чистотой обработки Rz 6 - Rz 7;
- характер сопряжения вал-втулка –с зазором;
- количество в одном цикле испытаний 24 000 поворотов вала;
- количество циклов до 10;
- в процессе испытаний фиксировать: удельные давления, скорость, коэффициент трения и время испытаний.

Для проведения испытаний был изготовлен комплект опытных втулок из металлофторопласта представляющий собой три втулки, с одинаковыми наружным и внутренними диаметрами 80/86 мм. Длина одной = 48 мм, двух других = 24 мм. Изготовленная втулка впрессовывается в обойму. Рабочая поверхность металлофторопластовой втулки представлена на рисунке 15.

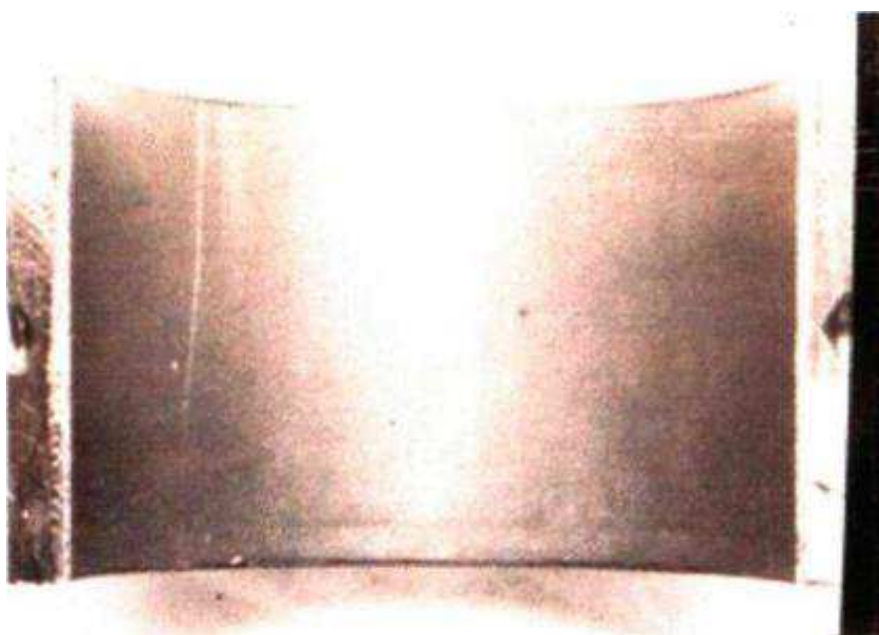


Рисунок 15– Рабочая поверхность втулки до испытаний

2.1.1 Результаты испытаний

Результаты испытаний без смазки

Значения коэффициента трения при удельных давлениях 400, 700, 1000 кг/см² близки между собой и не превышают, в течение 500 часов испытаний, величины 0,06.

Было отмечено, что в первые 10-15 часов испытания в процессе приработки в узле трения выделялось значительное количество продуктов износа в виде чешуек. После 50 часов работы этот процесс прекращался (рис. 16). Часть чешуек, находившихся в зазоре, образовавшихся в самом начале процесса приработки, затягивалась в зону трения как сухая смазка и способствовала уменьшению коэффициента трения.

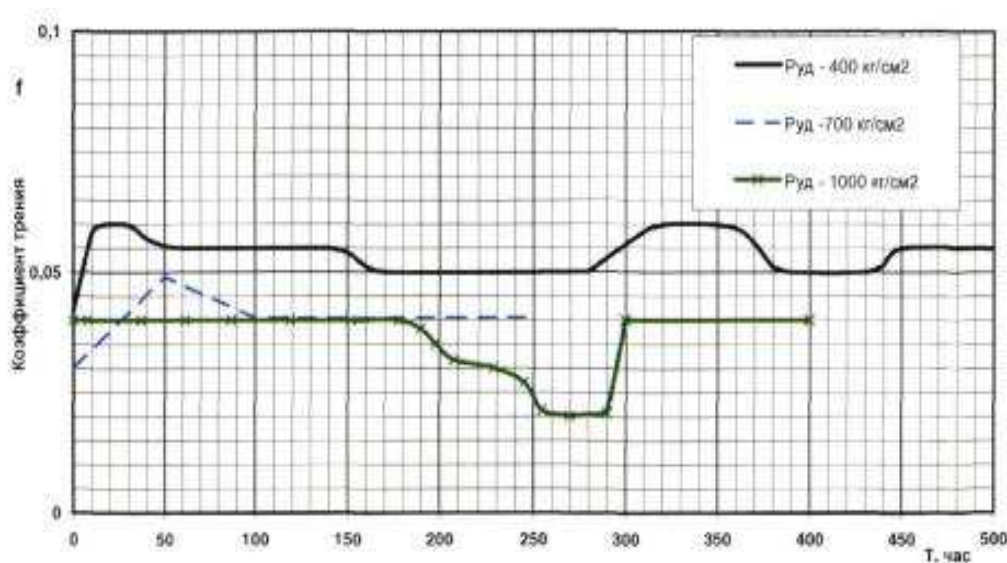


Рисунок 16– Изменение коэффициента трения по времени при испытаниях без смазки

После окончания испытаний, длительность которых составляла около 500 часов, было отмечено, что на поверхности трения отсутствует темный антифрикционный слой. При этом, повышение коэффициента трения незначительно и признаков схватывания поверхностей втулки и вала не наблюдается.

Втулки также изнашивались примерно одинаково и износ практически прекращается после 100 – 150 часов испытаний (рис. 17).

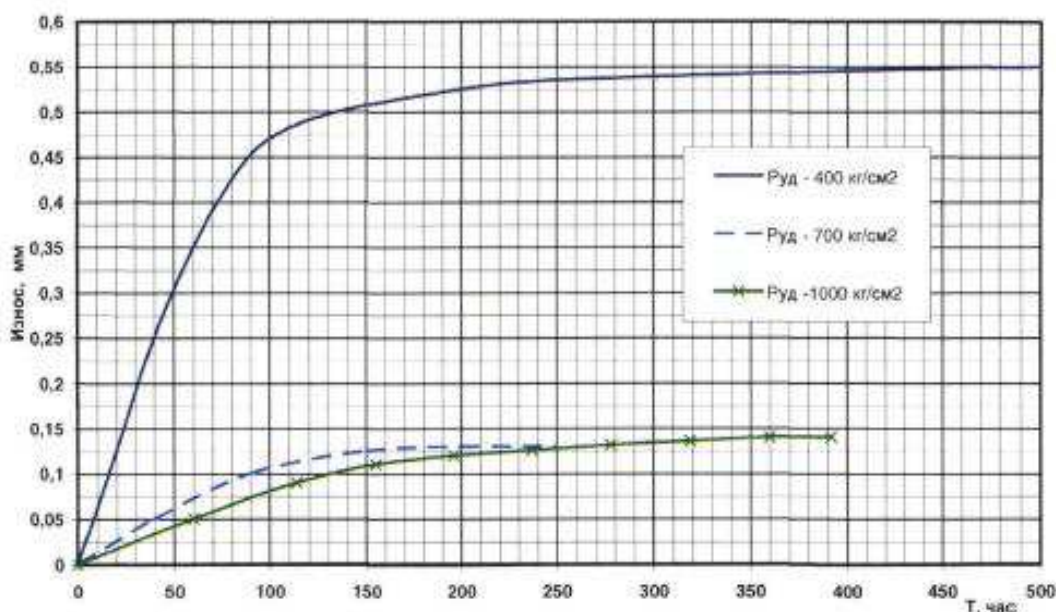


Рисунок 17– Износ втулок по времени при испытаниях без смазки

Рабочая поверхность втулок после испытаний в большинстве опытов глянцевая, без следов схватывания. В некоторых опытах имело место проявление небольших участков бронзового слоя: у краев контактной площади поверхности трения по направлению движения наблюдались участки с налипшей спрессованной пленки из продуктов износа (рис. 18).



Рисунок 18– Поверхность втулки из металлофторопласта после испытаний без смазки

После окончания испытаний пары трения были разобраны и при осмотре после продолжительного времени было обнаружено, что пленка на поверхности трения втулки вспучивается мелкими участками. Вероятно, это происходило из-за свойства частиц фторопласта «запоминать» свою первоначальную форму. Известно, что фторопласт-4 под воздействием больших удельных давлений способен деформироваться до очень тонких пленок. В рассматриваемом случае в пленке на поверхности трения фторопласт находится в виде тончайших волокон, деформировавшихся при трении и смешанных с дисульфидом молибдена. Когда нагрузка с поверхности была снята, фторопласт устремился к своему первоначальному виду частиц. Необходимо отметить, что смазывающая способность пленки при всех этих изменениях не пропадает.

Результаты испытаний при смазке водой

При испытаниях, проведенных в водяной ванне коэффициент трения при всех трёх ступенях нагрузки 400, 700, 1000 кг/см² наблюдался низкий, в пределах 0,02 – 0,06 (рис. 19).

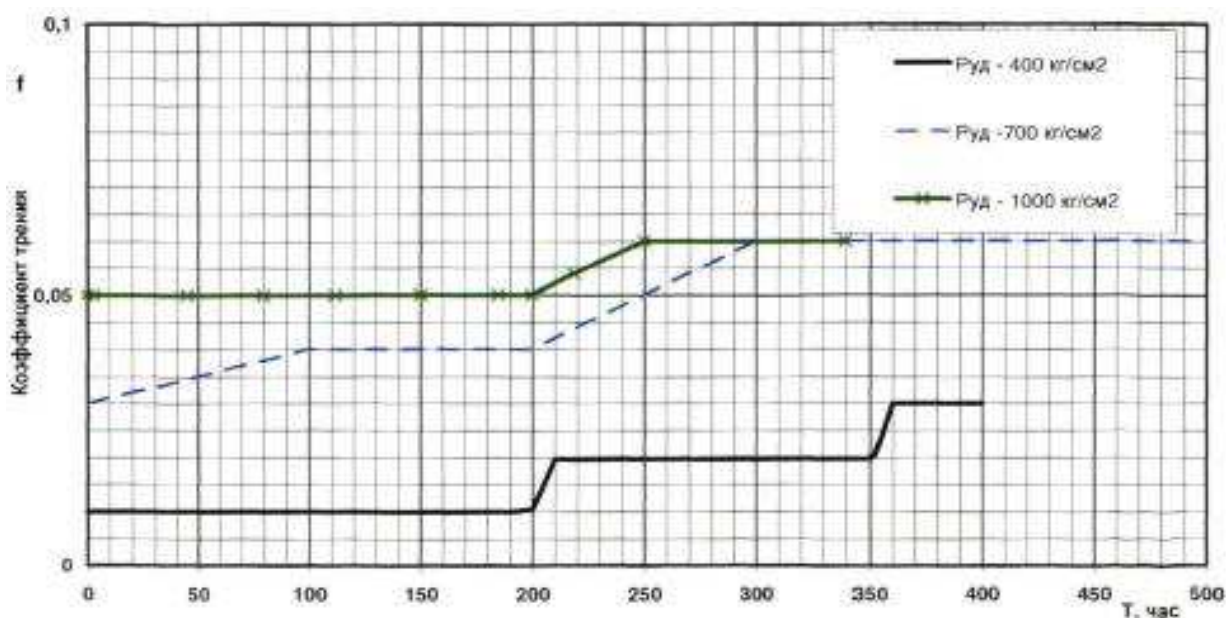


Рисунок 19– Изменение коэффициента трения по времени при испытаниях со смазкой водой

Износ поверхности трения втулок при смазке водой после 400-500 часов испытаний составил 0,06 – 0,08мм (рис. 20).

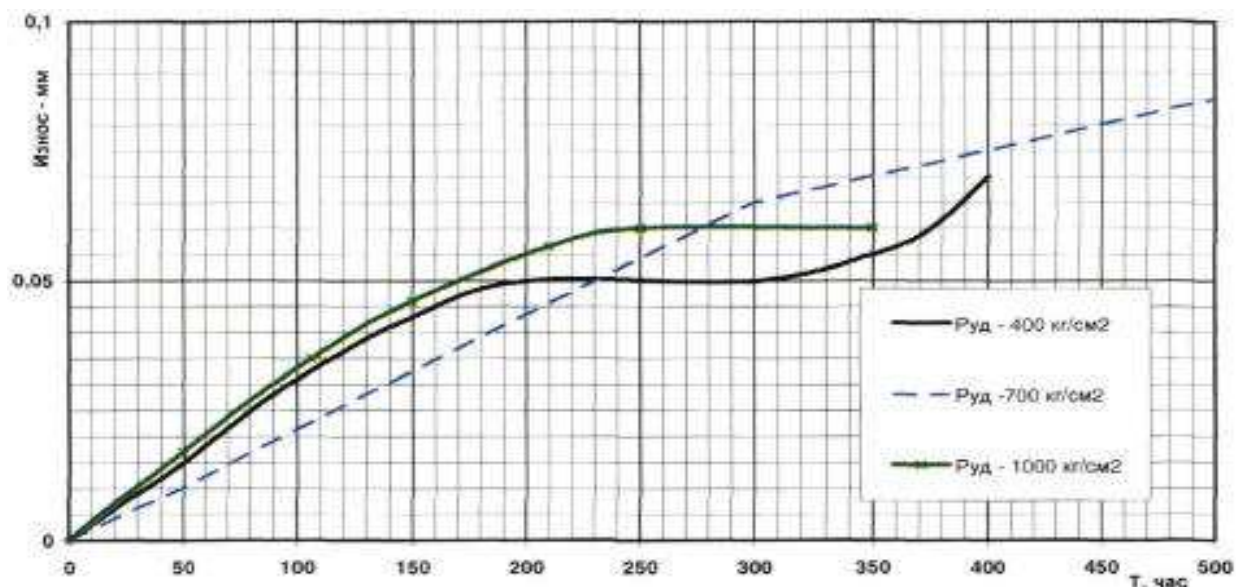


Рисунок 20– Износ втулок по времени при испытаниях со смазкой водой

Осмотром установлено, что на рабочих поверхностях сохранился пластиковый антифрикционный слой, наряду с участками, где трение происходило по бронзовому слою (рис. 21).

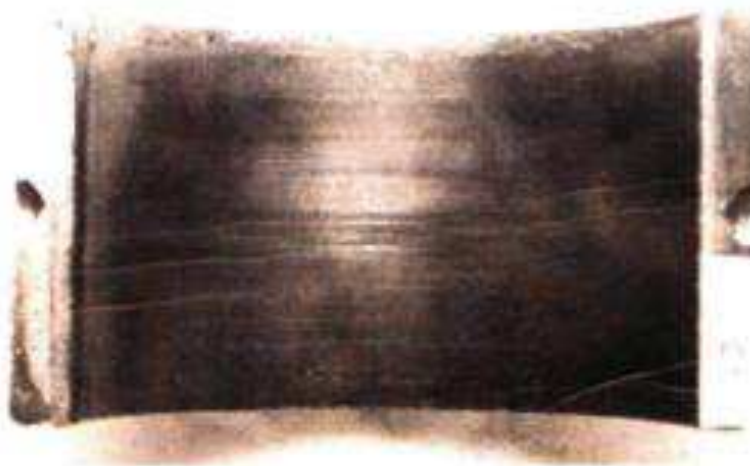


Рисунок 21– Поверхность втулки из металлофторопласта после испытаний со смазкой водой

Развитие износа имеет одинаковый характер при всех трёх удельных давлениях 400, 700, 1000 кг/см².

Осмотр поверхностей втулок, испытанных при смазке водой позволяет дать такую обобщенную характеристику: - поверхность являет собой чередующиеся участки с глянцевым покрытием и участки с шероховатым покрытием, как будто поверхностный слой был сорван вследствие недостаточной адгезии к бронзе. Имеются участки, на которых вал работал только по бронзе, также имеются зоны трения с налипшими пластиковыми пленками.

Несмотря на столь различное состояние рабочих поверхностей подшипников следует отметить, что заметной разницы между отдельными опытами не наблюдалось.

Объяснить это можно тем, что повышенное сопротивление давлению одного участка компенсировалось лучшими условиями трения на другом.

Результаты испытаний при смазке турбинным маслом

При работе металлофторопласта в турбинном масле интенсивность износа и коэффициент трения оказались несколько выше, чем при работе втулок в воде или без смазки (рис. 22, 23).

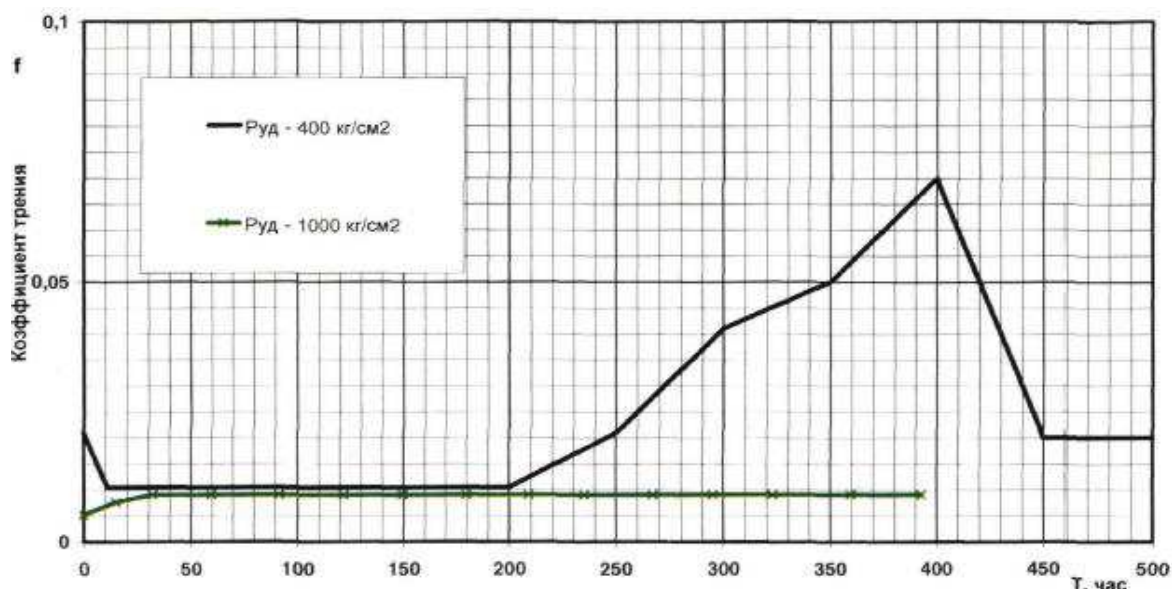


Рисунок 22– Изменение коэффициента трения при смазке маслом

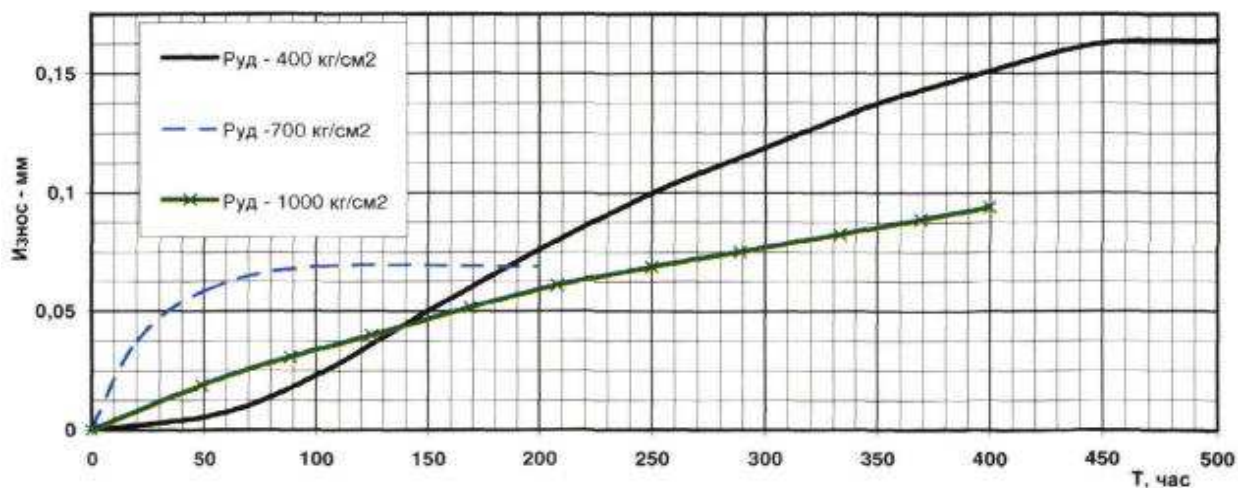


Рисунок 23– Износ втулок по времени при испытаниях со смазкой маслом

Такой эффект можно объяснить тем, что отделившиеся от антифрикционного слоя частицы, обволакивались турбинным маслом и далее не в полной мере реализовались их смазывающие свойства.

К тому же, вследствие хорошей проникающей способности турбинного масла эти частицы быстро вымывались из зоны трения узла. Осмотром узлов трения установлено, что в подавляющем большинстве испытаний на рабочей поверхности с полностью стертым антифрикционным слоем не имеется натиров и схватывания с валом и следовательно, возможна работа при смазке маслом с достаточно небольшим коэффициентом трения (рис. 24).

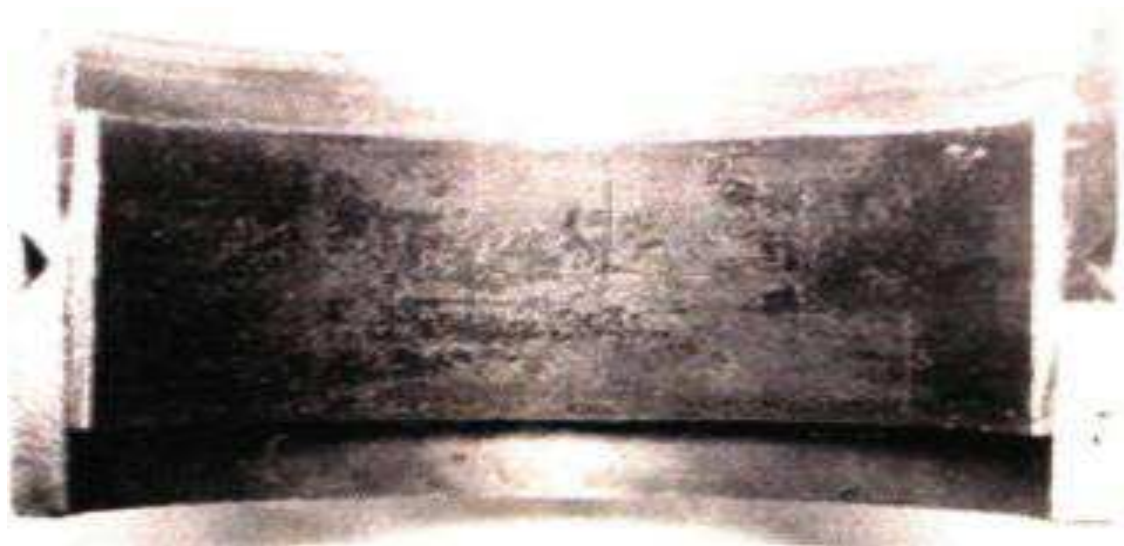


Рисунок 24– Поверхность втулки после испытаний со смазкой маслом

При работе втулок в масляной ванне вероятно целесообразно применить металлофторопласт с уменьшенной толщиной бронзового слоя, пропитанного антифрикционным пластиком, толщина которого составила бы 1мм. Этим возможно достичь лучшей адгезии и в конечном итоге улучшения триботехнических свойств изделия.

Результаты испытаний при смазке солидолом

Условия работы втулок при смазке солидолом оказались практически такими же, как и при работе втулок без подачи смазки (рис. 25).

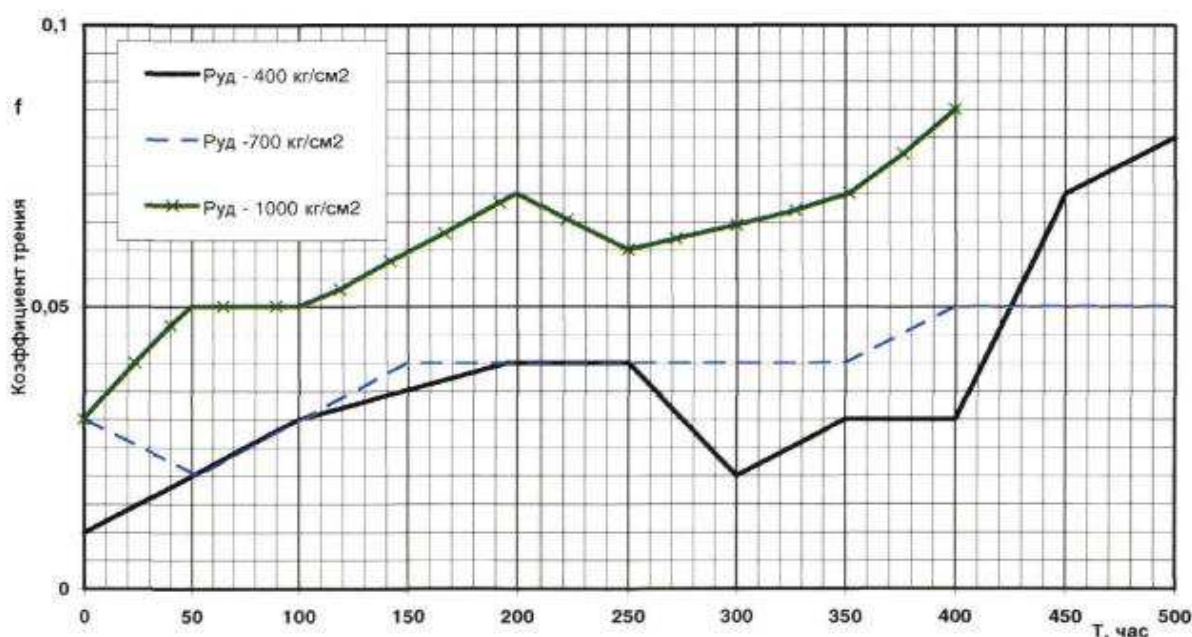


Рисунок 25– Изменение коэффициента трения при смазке солидолом

Как и предполагалось, слой солидола при воздействии постоянной высокой удельной нагрузки быстро выдавливался из зоны трения и переставал действовать как смазочный материал. После разборки узла поверхностный слой остался, а на валу имелись незначительные натирсы бронзы, признаков схватывания не наблюдалось (рис. 26).

Выполненные испытания показали, что металлофторопласт хорошо работает в достаточно большом диапазоне нагрузки и при различных условиях

смазки. При длительных испытаниях (500 часов на стенде только в движении) коэффициент трения не выходил из диапазона 0,02 – 0,1.

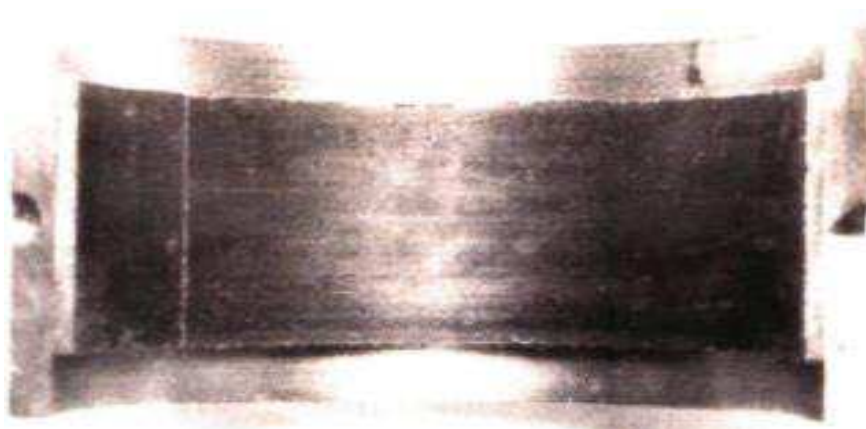


Рисунок 26– Поверхность втулки после испытаний со смазкой солидолом

Таблица 2 – Сводная таблица испытаний втулок с различными смазками

Смазка	Сталь	Начальный зазор, мм	Руд, МПа	Время испытаний	Коэфф. трения	Износ втулки
Без смазки	20X13	0,27	40	350	0,06	0,04
	20X13	0,13	70	250	0,04	0,13
	20X13	0,435	100	400	0,04	0,135
Вода	20X13	0,43	40	400	0,03	0,07
	20X13	0,113	70	500	0,06	0,085
	20X13	0,23	100	350	0,06	0,065
Солидол	Ст45	0,82	40	600	0,04	0,185
	Ст45	0,60	70	500	0,05	0,02
	20X13	0,232	100	400	0,07	0,105
Масло	Ст45	0,40	40	500	0,04	0,165
	Ст45	0,22	70	200	0,08	0,07
	20X13	0,335	100	400	0,01	0,095

На представленных рисунках 27, 28, 29 показаны кривые сгруппированные по удельным давлениям 400, 700 и 1000 кг/см², но смазываемые различными материалами (Таблица 2). Значения коэффициента трения разнятся незначительно и не выходят за пределы 0,1. Вероятно, разницу в значениях следует отнести к погрешностям механической обработки при изготовлении деталей.

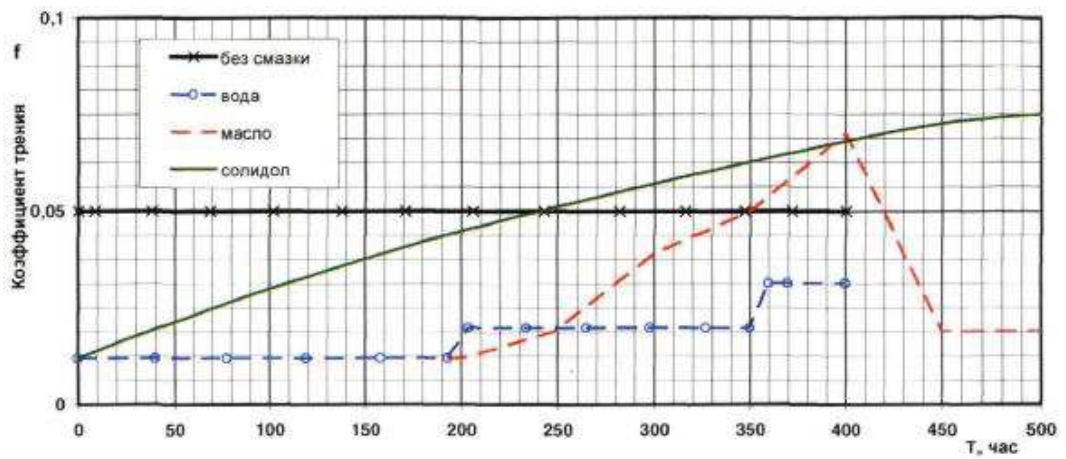


Рисунок 27– Изменение коэффициента трения во времени при смазке различными материалами при удельном $P = 400 \text{ кг/см}^2$

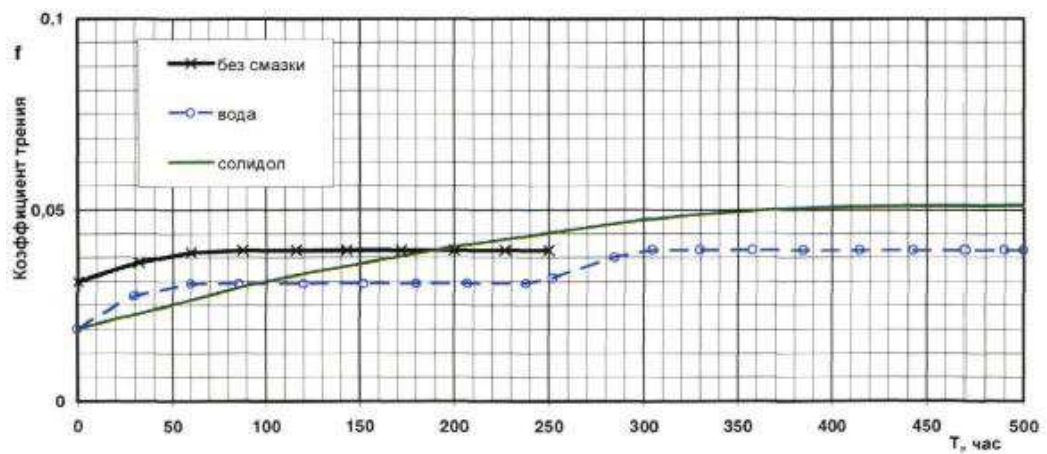


Рисунок 28–Изменение коэффициента трения во времени при смазке различными материалами при удельном $P = 700 \text{ кг/см}^2$

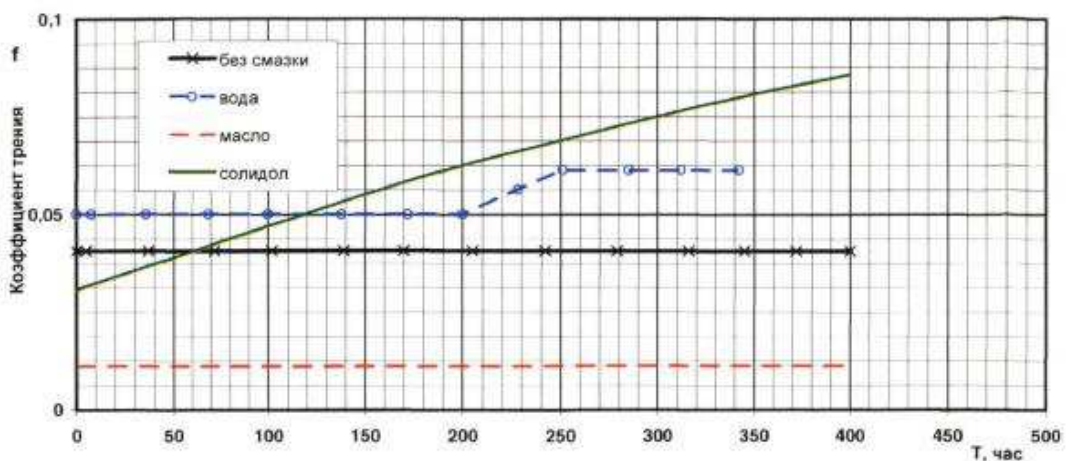


Рисунок 29– Изменение коэффициента трения во времени при смазке различными материалами при удельном $P = 1000 \text{ кг/см}^2$

Металлофторопластовые втулки после 500 часов наработки имели износ в пределах 0,09-0,16 мм на диаметр. Самый заметный износ проявлялся при первых 100 часах работы. Далее увеличение износа стабилизируется и в некоторых опытах практически не растет в течение 3-4 циклов.

Наименьший износ при всех условиях смазки происходит при удельном давлении равном 700 кг/см² (рис. 30).

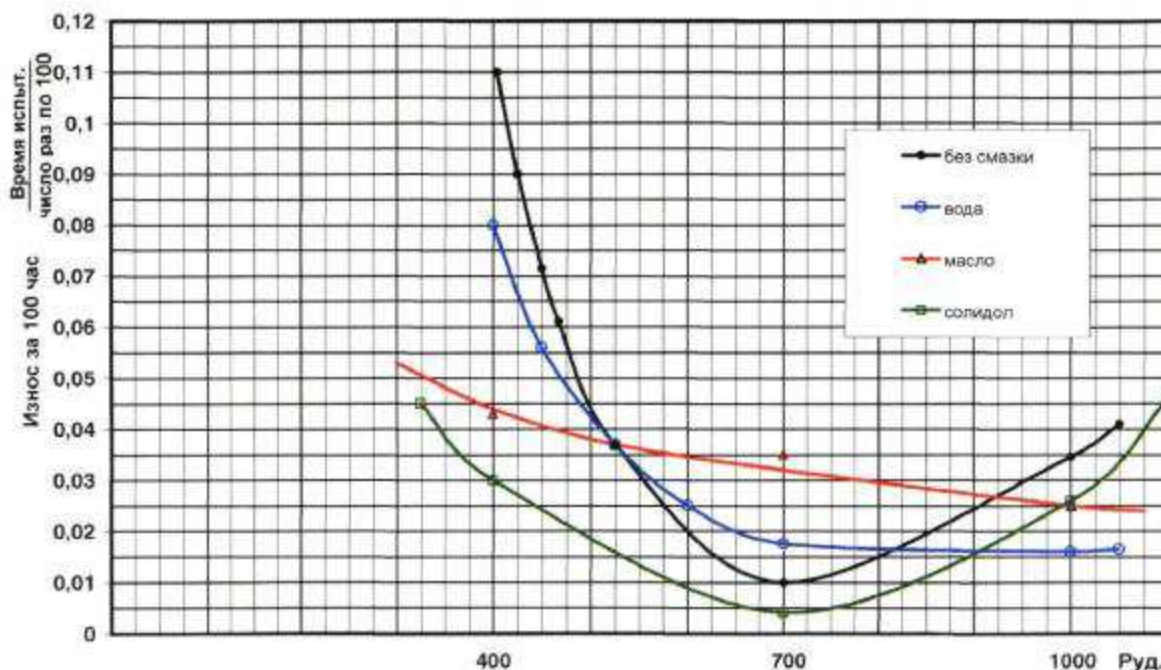


Рисунок 30– Износ при всех удельных давлениях и при различной смазке

Происходящие при трении металлофторопласта по стали процессы, можно представить следующим образом. Рабочая поверхность представляет собой пропитанный слой губчатой бронзы на твердом каркасе. Каркас обеспечивает механическую прочность, а фторопласт с наполнителем дисульфидом молибдена осуществляет смазку поверхности трения. Смазка вначале работы осуществляется за счет присутствия на поверхности материала тонкого слоя фторопласта. В процессе работы истирается фторопластовый слой и обнажается бронза, в этом месте коэффициент трения резко возрастает. Увеличивается температура на участке с обнажившейся бронзой. Так как коэффициент теплового расширения у фторопласта значительно больше

коэффициента бронзы, фторопласт расширяясь, выдавливается через губчатую структуру бронзового слоя и оказывается на поверхности трения. Таким образом происходит эффект самосмазывания.

Такая картина присутствовала практически при всех испытаниях. При разборке узла отмечались места контакта, где отчетливо проступала бронза. Следующий осмотр показывал совершенно другую картину износа контактной поверхности. Можно предположить, что изменения на поверхности трения обусловлены перераспределением поверхностного слоя.

По результатам испытаний были сформулированы следующие выводы.

1. Металлофторопласт удовлетворительно работает в паре со сталью в различных условиях смазки. Применение его возможно во всех узлах трения гидравлических турбин при малых скоростях перемещения (до 0,004 м/с и больших удельных давлениях (до 1000 кг/см² с коэффициентом трения 0,02 – 0,1).

2. Принимая во внимание: специфику работы подшипниковых узлов рабочих колес гидротурбин, а именно необходимость работы узлов без замены деталей в течение 15 – 20 лет; технологические особенности изготовления детали из металлофторопласта следует применять в виде пластин с общей толщиной не менее 10мм, со слоем пропитанной фторопластом бронзы толщиной 1 – 1,5мм.

2.2 Исследование композитных синтетических материалов для применения в подшипниках гидротурбин

В поисках оптимального материала для подшипников скольжения в парах трения гидротурбин, на Ленинградском металлическом заводе проводились исследования углеродных композитов на основе полимерных матриц. Исследования показали возможность применения углепластиков в парах с сухим трением, при смазке водой и маслом и удовлетворительно работающими в различных агрессивных жидкостях.

Особенностью присущей материалам на основе полимерной матрицы является низкая ударная вязкость (от 2 до 10 КДж/м²).

Углепластик УГЭТ

Для изготовления подшипников скольжения гидротурбинного оборудования планировался эпоксидный углепластик горячего прессования марки УГЭТ. Материал представляет собой ленты углеродной ткани пропитанные эпоксидным составом и спрессованные под высокими давлением и температуре. Техническими условиями для подшипников скольжения из материала УГЭТ задавались следующие условия:

1. работа пары трения при смазке водой, маслом ТП-22 или ТП-30;
2. удельная нагрузка до 30Мпа постоянно, до 40 Мпа кратковременно;
3. скорость скольжения до 5м/с постоянно, до 11м/с кратковременно и до 0,3м/с при сухом трении без смазки.

Проведенные испытания показали:

1. постоянное увеличение коэффициента трения при испытаниях (от 0,1 до 0,135);
2. нагрев узла трения до 50°;
3. появление шума с 0,5 км пути трения и коэффициента трения 0,12 и его дальнейшее усиление.

По итогам испытаний установлено, что углепластик модификации УГЭТ, в том числе модифицированный различными наполнителями не обеспечивает заданного уровня триботехнических характеристик.

Углепластики УГЭТ-Ф-20, Углепластики УГЭТ-Ф-30

При испытаниях материала УГЭТ была обнаружена возможность создания нового антифрикционного материала с применением новых армирующих тканей. Предлагалось введение в структуру плетения ткани фторопластов.

Волжским ПО "Химволокно" были выполнены исследования по технологии плетения углеродно-фторопластовых тканей, подбору составов нитей и оптимизации текстуры.

Для использования в качестве исходного сырья применялись нити Полифен 300текс, плетение и толщина которых подбирались аналогичными углеродной ткани УРАЛ-Т-15. Волжским исследователям предстояло получить ткань, в составе которой содержание фторопласта должно составить 20-30%.

Полученные ткани прошли несколько вариантов пропитки и прессования.

Наиболее предпочтительно проявил себя вариант с содержанием фторопласта 30%, плотностью 450 г/м² и толщиной около 0,7мм. Материал полученный в результате прессования получил марку УГЭТ-Ф.

Испытания материала УГЭТ-Ф-30, выполнялись в условиях завода ЛМЗ на машине трения МДП-1. В самом начале испытаний выяснилось, что данная модификация материала практически не имеет отличий от базового УГЭТ.

Для снижения коэффициента трения углепластика УГЭТ была предложена модификация рабочей поверхности политетрафторэтиленом (фторопласт 4).

Углепластик УГЭТ с политетрафторэтиленом

Материал получивший обозначение УГЭТ – МФ представляет собой прочную основу из антифрикционного пластика УГЭТ, с интегрированными вставками из политетрафторэтилена ПТФЭ (рис. 31).

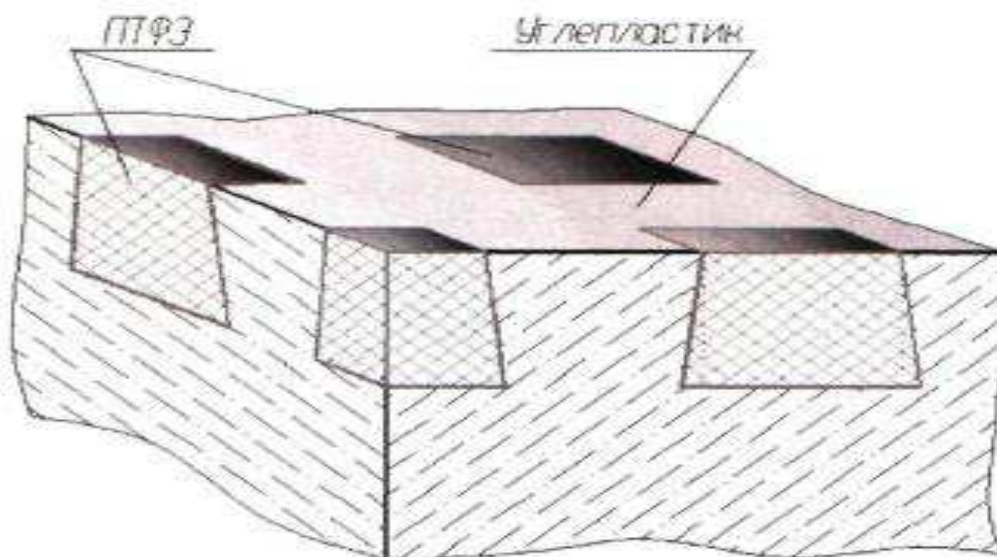


Рисунок 31– Структура материала УГЭТ – МФ

Испытания проводились в Лаборатории водяных турбин ЛМЗ на трёхвтулочном стенде, который имитировал условия работы подшипников в тяжело нагруженных парах трения гидротурбин. Техническим заданием были заданы следующие условия: реверсивное вращение, проворот вала на угол 45° ; скорость проворота – 4мм/с; смазка отсутствует. Для изготовления вала была применена достаточно распространенная сталь 20Х13 215НВ. Для облегчения первичной приработки на рабочую поверхность втулок был нанесен лак ФБФ-74Д.

В самом начале испытаний (7 км пути трения) был отмечен предельный коэффициент трения 0,15. На валу, по рабочей поверхности появились риски (рис. 32). На рабочей поверхности втулок отмечен неравномерный износ (рис. 33). Продукты износа выдавливались из зоны трения в виде коричневого порошка.



Рисунок 32– Поверхность вала после испытания материала УГЭТ-МФ

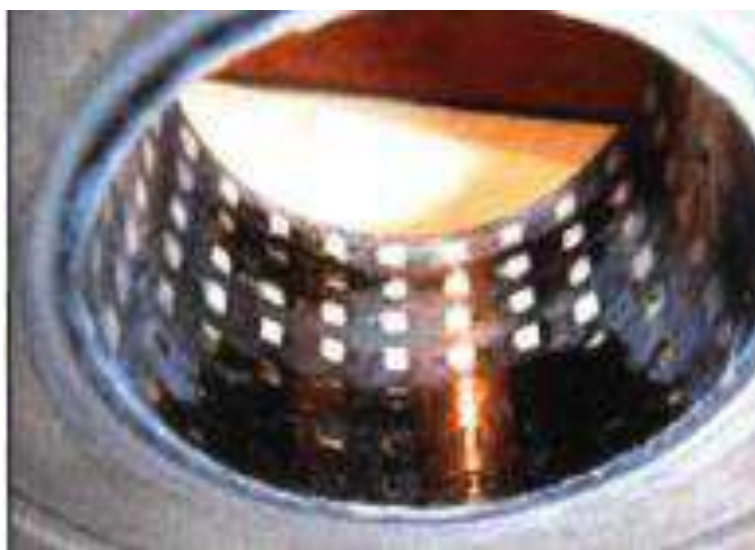


Рисунок 33– Поверхность втулки после испытаний

Полученные данные показали, что материал УГЭТ-МФ не удовлетворяет требованиям технического задания и материал был снят с испытаний.

Углестеклоэпоксидная композиция УСЭК

Материал УСЭК представляет собой композиционный состав, имеющий три основных слоя. Верхний слой рабочей поверхности является фторопластом с толщиной 0,3мм, который необходим для облегчения процесса приработки. Второй слой материала – фторопласт толщиной до 3мм, который охватывает углепластик цилиндрические выступы верхнего слоя с одинаковой высотой и диаметром 3мм. Третий слой – углепластик. Нижний слой изготовлен из

стеклопластика и служит обоймой, воспринимающей основные нагрузки. Разрез структуры материала представлен на рисунке 34.

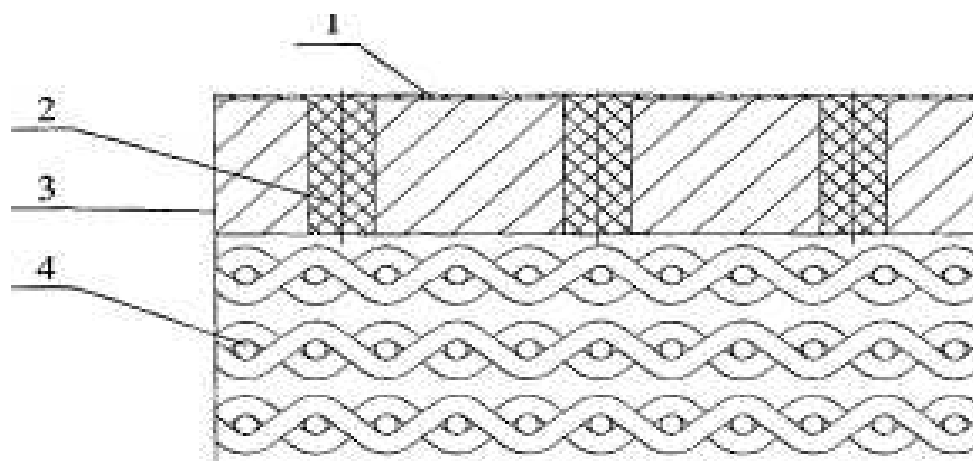


Рисунок 34– Схематический разрез углестеклоэпоксидной композиции:
1 – фторопластовый слой для приработки; 2 - фторопластовые цилиндрические выступы; 3 – углепластик; 4 – обойма из нескольких слоев стеклоткани

Техническое задание для испытания втулок из материала УСЭЖ было выдано следующее:

1. Смазка – отсутствует.
2. Материал вала – нержавеющая сталь 20Х13.
3. Удельное давление – 50 Мпа.
4. Скорость скольжения – 0,004 м/с.
5. Путь трения в одном цикле испытаний – 1 км.
6. Продолжительность испытаний – 1750 часов, что соответствует 25 км.
7. Зазор в паре трения в начале испытаний – отсутствует.

При первом цикле испытаний материал сразу показал результаты, превышающие заданные параметры.

Первый осмотр проведен после 2-х км пути трения, при этом произошло незначительное смятие прирабочного слоя и завершился наиболее напряженный этап приработки узла (рис. 35).

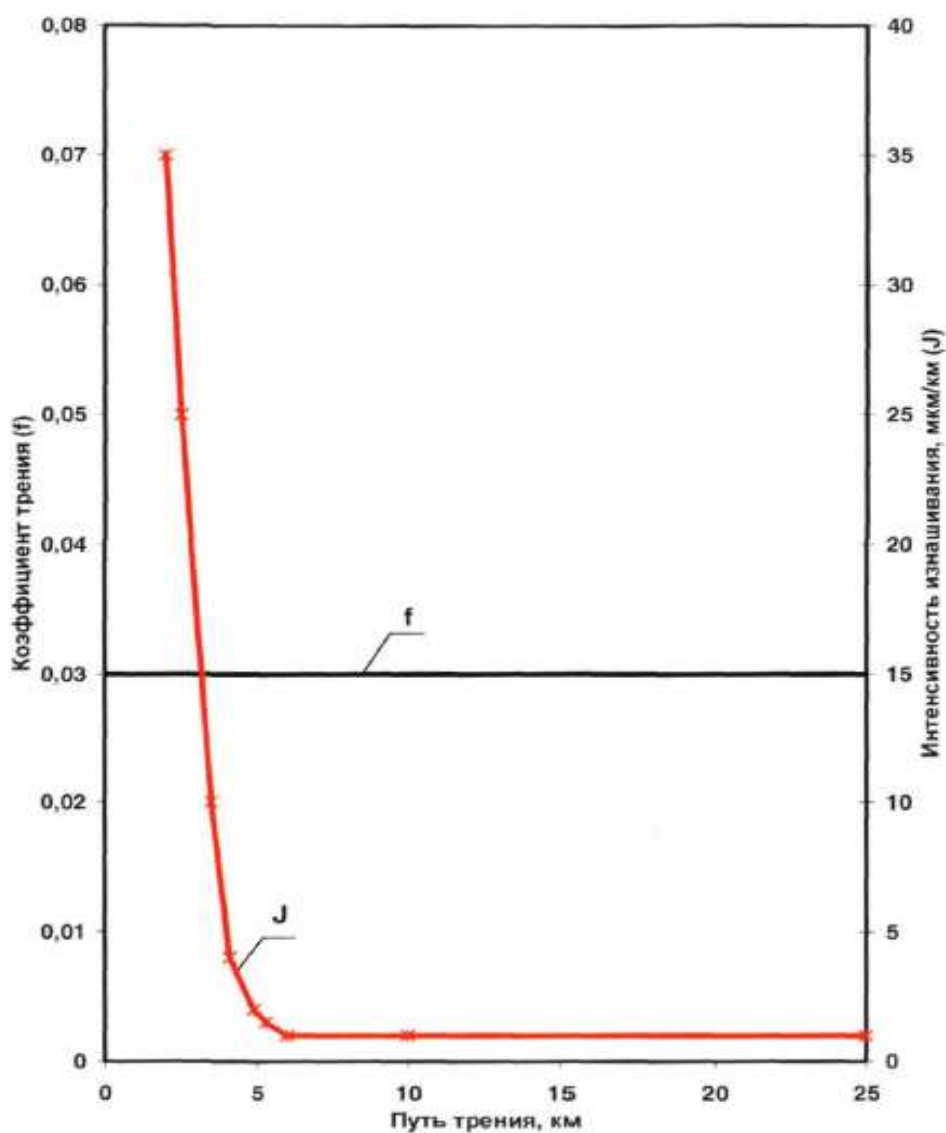


Рисунок 35– График зависимости коэффициента трения и изнашивания от пути трения

Как и ожидалось, приработочный слой фторопласта толщиной 0,3 мм при подаче нагрузки подвергся смятию, обеспечив зазор в подшипнике. При осмотре разобранного узла обнаружена гладкая, глянцевая поверхность вала. Замеры показали, что вал не имеет износа и его шероховатость улучшилась за счет уменьшения высоты микронеровностей, а по краям рабочей поверхности втулки образовался валик из продуктов износа.

Второй осмотр после 4-х км пути трения не обнаружил изменения состояния поверхностей. Контрольный замер выявил износ материала УСЭК равный 0,05 мм. Коэффициент трения стабилизировался на отметке 0,03.

Третий осмотр на 8-ом км пути трения изменений состояния поверхностей не выявил. Вал износа не имел, износ материала не превысил 0,01 мм.

Последующие осмотры не выявили каких-либо изменений в трибосопряжении (рис. 36, 37), коэффициент трения оставался стабильно низким на уровне 0,03, температура узла в работе не повышалась выше 40°C.



Рисунок 36– Поверхность вала после испытаний материала УСЭК



Рисунок 37 – Поверхность втулки после испытаний

2.2.1 Результаты испытаний синтетических композитных материалов

Материал УСЭК при удельном давлении 50Мпа, пройденном пути трения 25 км и износом 0,1мм полностью соответствует условиям ТЗ.

Выводы

1. Бронзофторопласт

Бронзофторопластовые подшипники по антифрикционным, прочностным и противоизносным характеристикам пригодны для применения в механизмах поворотлопастных рабочих колес с применением смазки водой или турбинным маслом.

2. Композитные материалы

Проведенные испытания композитов марки УГЭТ показали неспособность материалов обеспечить требуемый уровень триботехнических свойств.

Подшипниковые узлы с применением материала УСЭК по совокупности свойств обеспечивают требования по надежной работе в механизме поворота лопастей.

3 Анализ причин, оказывающих влияние на надежность подшипников механизма поворота лопастей

3.1 Действие внешних сил, действующих на РК

В процессе работы на рабочее колесо гидротурбины действует ряд воздействий в той или иной мере влияющий на общую надежность узла. Опыт эксплуатации поворотнлопастных рабочих колес показал, что надежность работы подшипников существенно зависит от их конструкции, размеров, деформационных перемещений, которые являются следствием действующих сил и жесткости втулки РК и деталей механизма поворота лопастей. В результате в опорных подшипниках могут возникать напряжения, существенно превосходящие расчетные, определенные экспериментальным путем на стандартных стендах при средних удельных давлениях.

Рассмотрим РК Волжской ГЭС, представленное на рисунке 1.3. Во время работы на все детали кинематики РК действуют следующие внешние силы:

- сила тяжести;
- вызываемая вращением центробежная сила (68,2 об/мин);
- давление напора воды на лопасти (от 14м до 27м).

3.1.1 Основные детали кинематики РК и нагрузки, действующие на узел

Конструкции ПЛ РК представлена ранее на рисунках 2 – 6. Основными деталями кинематики являются корпус РК, цапфы лопасти, рычаги, серьги, опорные кольца. Помимо перечисленных деталей, в состав узла также входят крепежные элементы.

Сила тяжести принимается нагрузкой постоянной интенсивности и распределенной по массе. Центробежная сила возникает от вращения колеса и характеризуется распределенной по массе нагрузкой, действующей в

радиальной оси направленной от центра к периферии. Величина центробежной силы пропорциональна квадрату угловой скорости и радиусу к оси вращения рабочего колеса. Давление воды на лопасти представляется системой усилий приложенным к узловым точкам лопасти.

Лабораторией водяных турбин (ЛВТ) Ленинградского металлического завода проводились исследования деформации деталей РК. Были смоделированы условия, при которых деформация элементов рассматривалась не только при работе турбины, но и воздействия, возникающие при сборке рабочего колеса.

3.1.2 Деформация деталей кинематики при затяжке крепежных элементов

Расчеты проведенные с учетом затяжки болтового соединения в узле лопасть-рычаг-цапфа показали, что рычаг находится в деформированном состоянии (рис. 38).

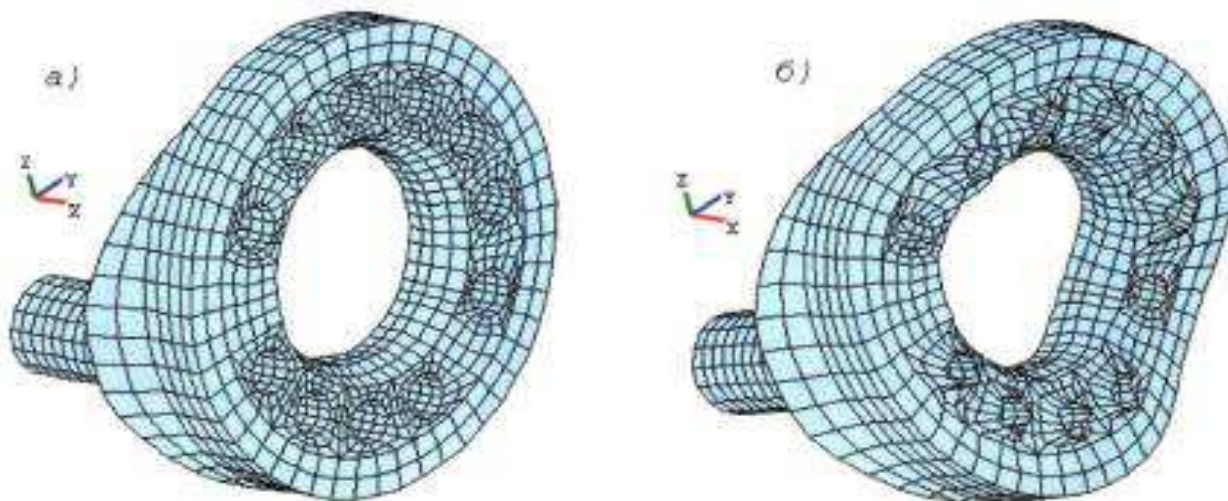


Рисунок 38– Исходное (а) и деформированное (б) состояние рычага цапфы лопасти

Расчет подтвердил предположение, что в результате затяжки лопастных болтов поверхность трения приобретает форму геометрически отличную от заданной.

3.1.3 Деформация деталей кинематики при рабочих нагрузках

Следовало предположить, что при работе детали кинематики испытывают нагрузки, приводящие к взаимной деформации компонентов РК.

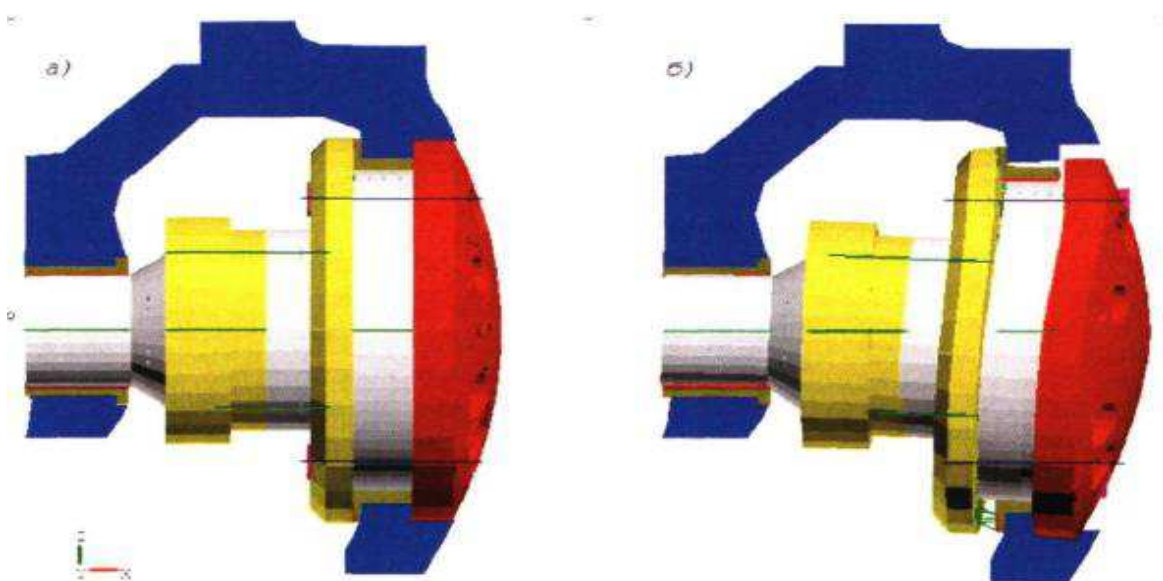


Рисунок 39– Деформация деталей кинематики:
а – без нагрузки; б – под нагрузкой.

Моделирование нагрузок позволило оценить происходящие деформации деталей механизма поворота лопастей (Рисунок 39). В процессе действия на сопряженные узлы кинематики внешних сил детали деформируются, что приводит к неравномерному износу подшипников.

3.2 Анализ прочностных характеристик кинематики механизма поворота лопастей

3.2.1 Основные параметры деталей кинематики механизма поворота лопастей

Накопленный ЛМЗ опыт проектирования рабочих колес с механизмом поворота лопастей, позволил путем математического моделирования получить параметрические соотношения (рис. 40) размеров деталей РК (табл. 3, 4, 5, 6) В результате выполненных расчетов определена зависимость габаритов деталей (рис. 41, 43) РК от втулочного соотношения (рис. 42) к диаметру рабочего колеса и числа лопастей $k = D_{\text{втулки}} / D_{\text{рк}}(4)$.



Рисунок 40 – Расчетная схема кинематики поворотнолопастного РК

Таблица 3

Втулочное отношение k	0,35	0,40	0,45
Длина рычага L_p	0,18	0,17	0,16
Длина серьги L_c	0,18	0,18	0,18
Угол установки рычага ψ град	180	170	140

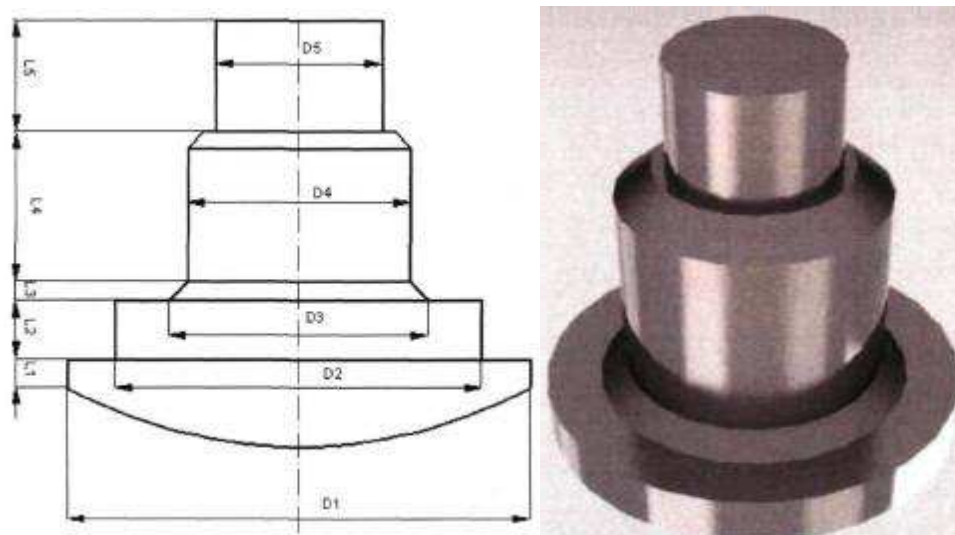


Рисунок 41 – Размерность для цапфы лопасти

Таблица 4

Число лопастей	4	5	6
Втулочное соотношение k	0,35	0,40	0,45
Диаметр фланца лопасти $D1$	0,40	0,36	0,32
Диаметр $D2$	0,325	0,300	0,275
Диаметр $D3$	0,20	0,20	0,20
Диаметр $D4$	0,18	0,17	0,15
Диаметр $D5$	0,12	0,12	0,10
Длина $L1$	0,025	0,025	0,025
Длина $L2$	0,05	0,05	0,05
Длина $L3$	0,02	0,02	0,02
Длина $L4$	Определяется из построения		
Длина $L5$	0,10	0,09	0,09
Диаметр фаски между $D4$ и $D5$	0,15	0,14	0,12

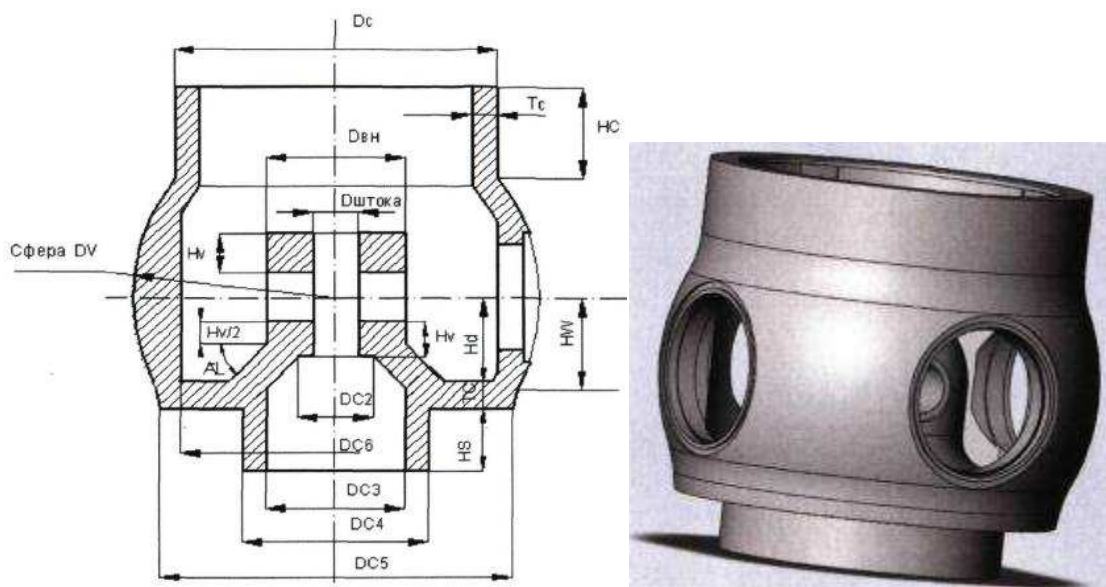


Рисунок 42– Размерность для корпуса РК

Таблица 5

Число лопастей	4	5	6
Втулочное соотношение k	0,35	0,40	0,45
Диаметр цилиндра РК D_c	0,88	0,89	0,90
Высота цилиндра РК H_c	0,20	0,20	0,20
Толщина стенки РК T_c	0,075	0,075	0,075
Диаметр штока $D_{штока}$	0,15	0,15	0,15
Диаметр внутренней опоры $D_{вн}$	0,40	0,40	0,40
Диаметр D_{c2}	0,25	0,25	0,25
Диаметр цилиндра сервомотора внутренний D_{c3}	0,45	0,45	0,45
Диаметр цилиндра сервомотора внешний D_{c4}	0,60	0,60	0,60
Диаметр перехода сферы в конус D_{c5}	0,86	0,875	0,89
Диаметр цилиндрической части РК D_{c6}	0,82	0,82	0,82
Высота H_v	0,10	0,09	0,08
Высота H_w	0,25	0,24	0,23
Высота H_s	0,10	0,10	0,10
Высота H_d	0,22	0,21	0,20
Угол наклона днища корпуса, град	45	45	45

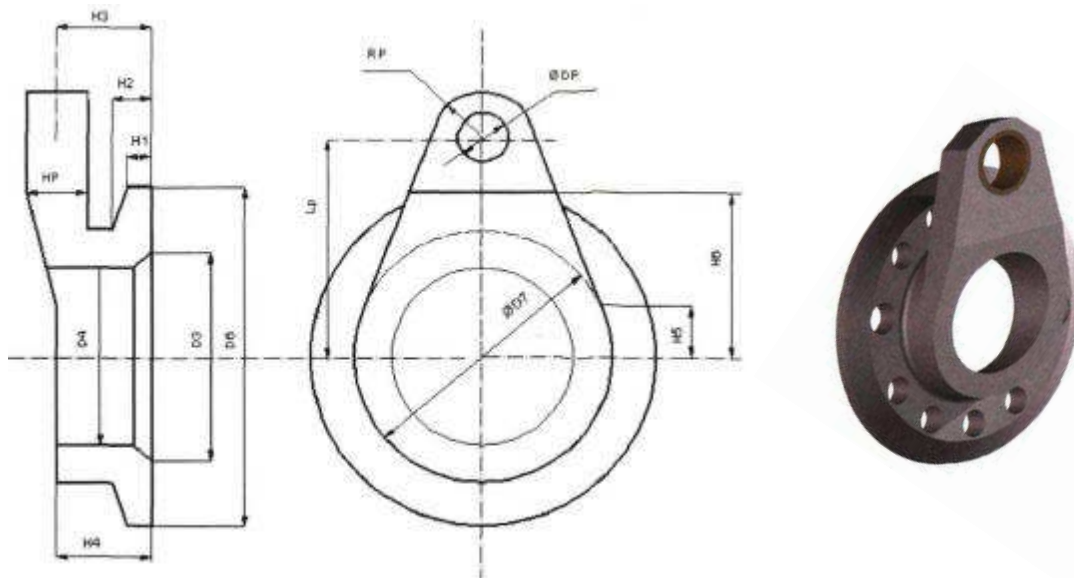


Рисунок 43– Размерность для рычага цапфы

Таблица 6

Число лопастей	4	5	6
Втулочное соотношение k	0,35	0,40	0,45
Диаметр опорной поверхности $D6$	0,40	0,34	0,32
Диаметр цилиндрической части рычага $D7$	0,24	0,23	0,205
Высотный размер $H1$	0,0375	0,0375	0,0375
Высотный размер $H2$	0,060	0,054	0,052
Высотный размер $H3$	0,15	0,14	0,13
Высотный размер $H4$	0,15	0,14	0,13
Длина рычага Dp	0,065	0,625	0,06
Радиус проушины Rp	0,0625	0,060	0,0575
Толщина проушины Hp	0,055	0,055	0,055
Расстояние $H5$	0,04	0,03	0,02
Расстояние $H6$	0,11	0,105	0,10

Данные параметрические соотношения были приняты и для других деталей кинематики.

3.2.2 Допускаемые напряжения

Обобщенный опыт эксплуатации гидротурбин с механизмом поворота лопастей, появление новых методик расчета и учитывая результаты

исследовательских работ позволил более обоснованно назначить нормы допускаемых напряжений и запаса прочности для деталей кинематики поворотлопастных рабочих колес.

Допускаемые напряжения деталей гидротурбин, в том числе поворотлопастных принимаются согласно РД 108.023.115-87 "Нормы допускаемых напряжений в основных деталях вертикальных гидравлических турбин". В документе определены величины коэффициентов запаса статической прочности, усталостной прочности и коррозионно-усталостной прочности.

Разрабатывая конструкцию гидротурбин коллектив ЛМЗ использовал новые расчетные методики и результаты натурных наблюдений, предоставленные гидростанциями. При разработке и расчетах учитывались следующие данные:

- проведенные исследования новых материалов для применения в подшипниковых узлах механизма поворота лопастей;
- анализ данных по нагруженности деталей рабочего колеса;
- обобщенный опыт эксплуатации.

Допускаемые напряжения в детали определяют в зависимости от метода расчета, условий работы детали и механических свойств материала.

Ниже приведена таблица (табл. 7), где приводится разграничение по типу напряженного состояния детали.

Значение допускаемого напряжения $[\delta]$ при растяжении S обычно принимается равным $0,333\delta_{0,2}$.

Для деталей кинематики поворотлопастной гидротурбины допустимые напряжения приведены в таблице 8.

Таблица 7

Состояние принимаемое при расчете		Методика расчета	Допускаемое напряжение
1	Растяжение	Расчет по формуле (5) $\delta_p = \frac{P}{F}$ где: P – механические силы; F – площадь сечения детали.	S
2	Растяжение с изгибом	Расчет ведется по формуле $\delta_u = \frac{P}{F} + \frac{M}{W}, \quad (6)$ где: P – механические силы; F - площадь сечения детали; M – изгибающий момент; W – момент сопротивления сечения детали.	1,5XS
3	Эквивалентные напряжения состояние+кручение при плоском напряженном состоянии	Расчет ведется по формуле $\delta_{\text{экр}} = \sqrt{(\delta_{\text{сум}} + 3\tau^2)} \quad (7)$	5XS

Таблица 8– Допустимые напряжения деталей кинематики РК

Деталь	Марка стали	Предел текучести (минимальный), МПа	Способ изготовления	Вариант Расчета по таблице 2.2	Нормальный Режим напряжения, МПа	Предельный Режим, МПа
Детали кинематики РК						
Шток	40X	440	Ковка	2	220	330
	06X12H3Д	550	Ковка		275	410
Цапфа	35	270	Ковка	2	140	210
	06X12H3Д	550	Ковка		275	410
Рычаг	06X12H3Д	550	Ковка	3	360	480
Серьга	40X	440	Ковка	3	290	330
	06X12H3Д	550	Прокат		360	410

3.2.3 Коррозионно-усталостная прочность деталей кинематики РК

Каждая деталь кинематики ПЛ РК испытывает воздействие переменных усилий от сервомотора рабочего колеса, усилие сервомотора зависит от давления в системе регулирования. Усилия, прилагаемые к деталям механизма поворота имеют циклический характер и знакопеременную составляющую. Цикличность усилий зависит прежде всего от чувствительности регулятора, а также от характеристики нагрузки в электрической сети.

Детали кинематики, работающие в масляной среде, не являющейся химически агрессивной для сталей имеют пределы усталости, которые после достижения некоторого количества циклов знакопеременных нагрузок (обычно 2×10^6) и при дальнейшем росте циклов нагрузок не обнаруживают признаков усталостного разрушения. При таких условиях ресурс детали можно считать неограниченным.

Детали работающие в водной среде подвергаются помимо циклических знакопеременных нагрузок действию коррозии. В лаборатории НПО "ЦНИИТМАШ" проводились экспериментальные исследования коррозионно-усталостной прочности сталей 06X12H3ДЛ и 10X12HДЛ.

Для проведения испытаний были изготовлены образцы сечением 180X200мм и 50X75мм. Образцы подвергались изгибающему воздействию в условиях коррозионной среды (вода).

Результаты испытаний указанных сталей представлены в логарифмических координатах в виде кривых предельного напряжения зависящих от числа циклов нагрузки (рис. 44).

Количество циклов нагрузки образцов из сталей 06X12H3ДЛ и 10X12HДЛ достигало 10^9 .

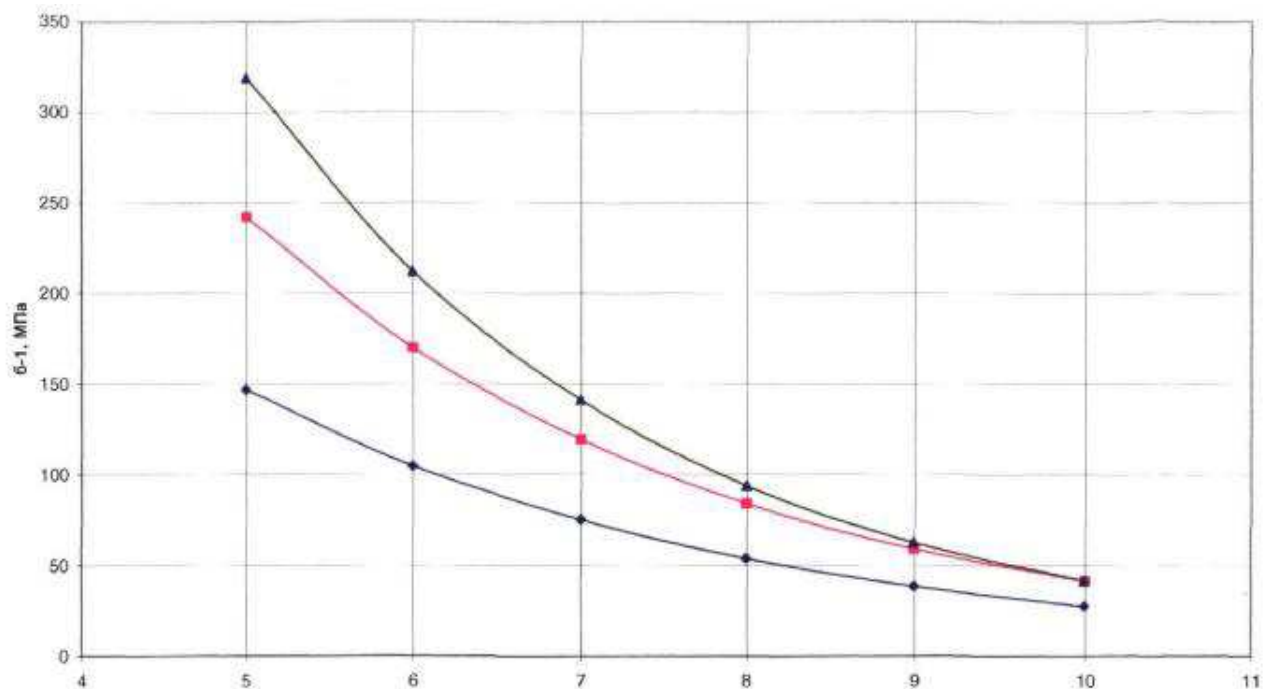


Рисунок 44– Кривые предельного напряжения образцов:

---06X12H3ДЛ сечением 180X200мм;

---06X12H3ДЛ сечением 50X75мм;

---10X12НДЛ сечением 50X75мм.

Коэффициент запаса усталостной прочности определен по формулам:

$$n_{\delta} = \frac{\delta_{-1}}{\frac{k_{\delta} \cdot \delta_a + \psi_{\delta} \cdot \delta_m}{\varepsilon_{\delta}}} \quad (8)$$

$$n_{\delta} = \frac{\delta_{-1} - \psi_{\delta} \cdot \delta_m}{\frac{k_{\delta} \cdot \delta_a}{\varepsilon_{\delta}}} \quad (9)$$

где δ_{-1} –предел усталостной прочности стали;

δ_m – среднее напряжение циклических воздействий;

δ_a – амплитуда циклических воздействий;

k_{δ} – коэффициент концентрации напряжений;

ε_{δ} – масштабный фактор;

ψ_{δ} – коэффициент асимметрии при воздействии.

Формула (8) применяется для расчета деталей с пульсирующим (проходящим через нулевую нагрузку) циклом (шток, серьга, проушина), а формула (9) для остальных деталей кинематики. Приведенные нормативные данные являются базовыми для автоматизированного проектирования и расчетов на прочность.

4 Анализ и оценка работы подшипников рабочего колеса на ГЭС

4.1 Обзор надежности подшипников механизма поворота лопастей

После положительных результатов испытаний в лабораторных условиях материалов СЭК и бронзофторопласта, в 1991 году был выполнен проект реконструкции гидроагрегатов с модернизацией рабочих колес. Модернизацией предусматривалось переход на конструкцию экологичных РК без наличия масла в зоне кинематики лопастей. При этом силовая часть рабочего колеса должна была остаться прежней.

Экологичные рабочие колеса с подшипниками из СЭК были установлены на Волжской и Жигулевской ГЭС в 1998-1999 годах. Нарастание перестановочных усилий, предположительно из-за явления осмоса (Глава 1.2), продиктовало применение сегментного подшипника из бронзофторопласта. Рабочие колеса с подшипниковыми узлами БФ были установлены на Волжской и Жигулевской ГЭС в период с 2001 по 2006 год. При том, что силовые элементы кинематики РК остались без изменений, конструкция опорного подшипника цапфы была доработана. Суть доработки состояла в том, что подшипник был перенесен ближе к оси рабочего колеса, а на освободившемся месте установлено более надежное уплотнение лопасти фирмы «Garlock», конструкция которого показана на рисунке 8.

4.1.1 Сегментный подшипник цапфы лопасти РК Волжской ГЭС

Как было отмечено выше (п. 2.1), металлофторопласт удовлетворительно работает в паре со сталью в различных условиях смазки.

Подшипник цапфы (рис. 45) представляет собой обойму, в которой внутренняя поверхность набрана из отдельных вкладышей, расположенных поперечно к оси подшипника.

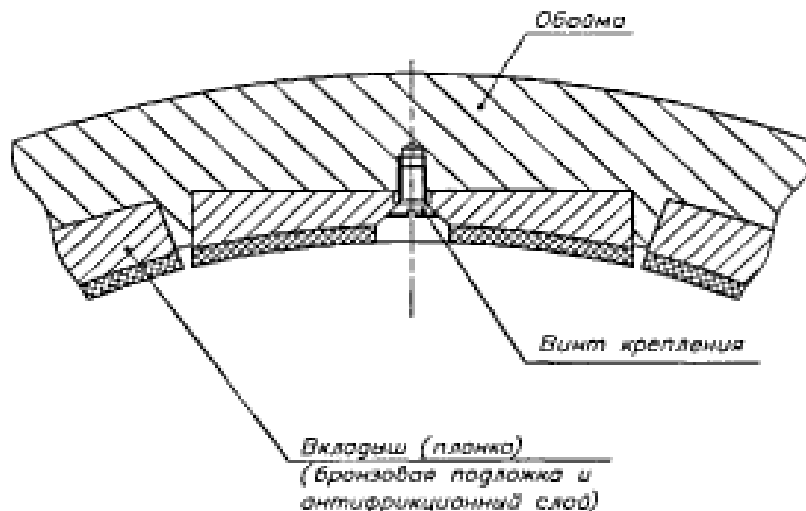


Рисунок 45– Исполнение сегментного бронзофторопластового подшипника

Представленная конструкция подшипника имеет диаметр 1605мм и установлена в посадочном месте окна рабочего колеса, выполняя роль подшипника скольжения цапфы лопасти. Подшипник двухслойный, подложка изготовлена из бронзы марки БрОФ6,5-0,15 с толщиной 5мм в зоне крепления винтом (Рисунок 45), поверхность скольжения из порошка распыленной оловянистой бронзы марки ПРБ-2 с пропиткой фторопласт-4, толщина рабочей поверхности 2мм.

4.1.2 Углестеклоэпоксидный подшипник цапфы лопасти РК Волжской ГЭС

Модернизированные рабочие колеса Волжской ГЭС в своей конструкции имеют опорные подшипники из материала УСЭК, изготавливаемые ПАО "ЦНИИ СМ". Подшипниковые узлы имели два варианта исполнения: весь подшипник целиком изготавливался из углепластика; двухслойный на эпоксидной несущей основе.

Для установки в РК Волжской ГЭС был принят подшипник двухслойный из полимерного композита на эпоксидной основе (рис. 46). Несущая основа подшипника – стеклопластик 2.5мм, антифрикционный слой – углепластик с равномерно распределенными по поверхности цилиндрическими фторопластовыми вставками диаметром 2,5 мм и высотой 3мм (рис. 34).

Так как после формирования поверхности механическая обработка для невозможна (п. 1.2), на рабочую поверхность наносится три слоя приработочного покрытия толщиной 0,1мм.

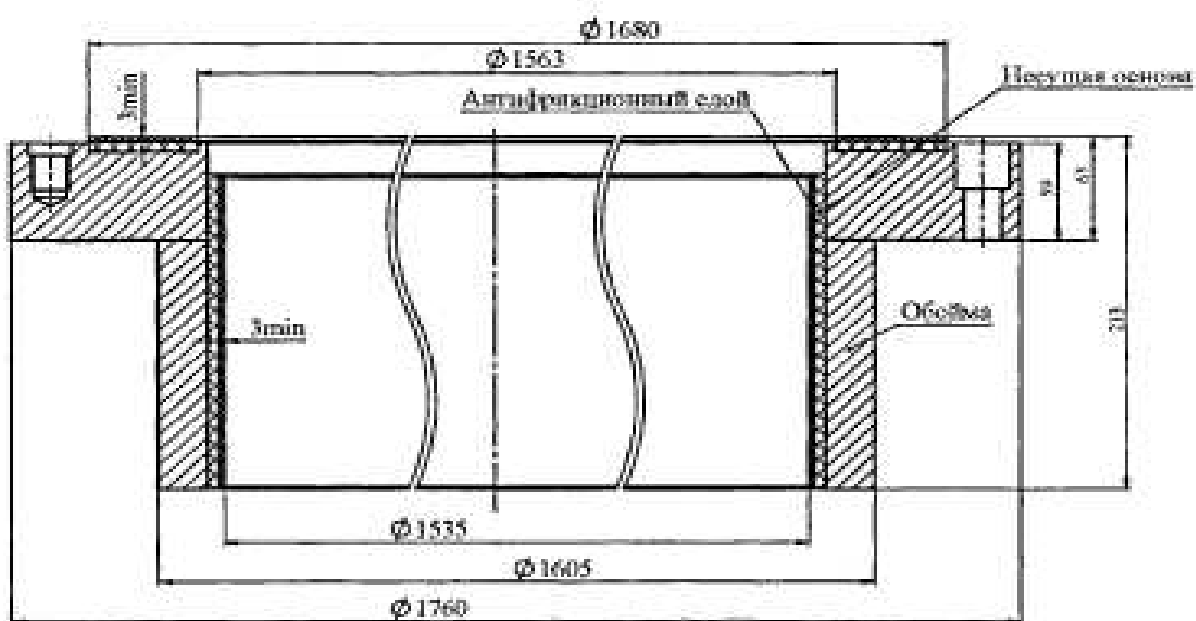


Рисунок 46– Исполнение подшипника из материала УСЭК

Ранее отмечалось, что подшипники из материала УСЭК на сегодняшний день обладают наилучшими трибомеханическими свойствами (табл. 9) среди материалов производящихся серийно.

Сегментные подшипники из бронзофторопласта, установленные в узле трения цапф лопастей на рабочем колесе ст. №16 в 2007 году вышли из строя (рис. 49). Выходу из строя предшествовал рост перестановочных усилий при изменении угла установки лопастей. В итоге из-за рассогласования комбинаторной зависимости (время разворота лопастей стало больше

нормируемого) турбина была переведена в пропеллерный режим. Осмотром рабочего колеса было установлено повреждение подшипников цапф лопастей. Фиксирующие винты отдельных сегментов подшипника были срезаны, отмечено было ослабление затяжки винтов сегментов в подавляющем большинстве случаев. Также наблюдалось повреждение бронзофторопластового слоя на рабочей поверхности подшипников кинематики (рис. 47-48).

Таблица 9 – Материал УСЭК трибомеханические свойства

Характеристики материала	Данные испытаний
Срок службы, лет	20
Путь трения, км	не более 30
Удельное давление, МПа	не более 40
Скорость скольжения, м/с	не более 0,05
Коэффициент трения при отсутствии смазки и при смазке водой	не более 0,1
Интенсивность износа материала, мкм/км	не более 21
Плотность, г/см ³	1,4...1,7
Предел прочности при сжатии, МПа	не менее 200
Предел прочности при растяжении, МПа	не менее 200
Предел прочности при межслойном сдвиге, МПа	не менее 25
Предел прочности при сдвиге клеевого соединения полимера и нержавеющей стали, МПа	не менее 14
Ударная вязкость по Шарпи, кДж/м ²	60
Увеличения объема при работе в воде, %	не более 0,015
Диапазон рабочих температур	4...30
Температура кратковременного охлаждения подшипника перед установкой в корпус обоймы, С°	-70
Материал контртела	нержавеющая сталь
Твердость поверхности, НВ	не менее 230
Шероховатость поверхности, мкм	0,8



Рисунок 47– Повреждение бронзофторопластового подшипника РК ст. №16



Рисунок 48– Повреждение бронзофторопластовой поверхности сегментов подшипника РК ст. №16



Рисунок 49– Повреждение крепления сегментов подшипника РК ст. №16



Рисунок 50– Повреждение бронзофторопластового подшипника проушины РК ст. №16

Как диагностический признак неполадок в кинематике рабочего колеса возможно рассматривать отсутствие движения лопастей "на закрытие" при снятии давления с главного золотника РК. Конструктив РК обеспечивает постепенное смещение "на закрытие" под действием силы тяжести деталей механизма поворота лопастей. В рассматриваемом случае возникала необходимость подавать давление в верхнюю полость сервомотора РК. При таком явлении можно с уверенностью предполагать развитие повреждений кинематики механизма поворота.

Замененные турбины ст. №№1,2,5,6,8,12,13,20,21 на текущий момент работают в штатном режиме, тенденций к нарастанию перестановочных усилий не наблюдается.

5 Анализ и оценка условий работы ресурсопределяющих узлов гидротурбин

5.1 Фактические условия работы подшипниковых узлов новых РК

Гидротурбины Волжской ГЭС регулируют частоту сети энергосистемы. Угол установки лопастей при регулировании в течение суток постоянно меняется в достаточно большом диапазоне. Современные системы мониторинга оборудования позволяют проанализировать, и визуальное оценить объем работы, приходящийся на подшипниковые узлы поворотнолопастных рабочих колес. В период 2016 -2017 гидротурбины Волжской ГЭС под ст. №№1, 2 и 15 прошли этап комплексного опробования и приняты в гарантийную эксплуатацию. Принимая во внимание малый период наработки этих гидроагрегатов который составляет на май 2019 года 5821 час для г/а №1, 5814 часов для г/а №2 и 1227 часов для г/а №15 будет рационально проанализировать работу еще неизношенных механизмов их кинематики.

Согласно многолетним наблюдениям средняя наработка гидроагрегата составляет 5800-6000 часов в год. В представленных данных уже учтены периоды простоя агрегата по причине проведения плановых текущих ремонтов, составляющих 336 часов в год и период весеннего половодья, во время которого регулирование происходит в гораздо меньшей амплитуде и с меньшим числом циклов регулирования. Также стоит учитывать снижение нагрузки и соответственно регулирования в ночные часы. На представленных рисунках (рис. 51-56) отображены тренды по углу установки лопастей в течение 2-х часов, для лучшего визуального восприятия кривые перемещения лопастей выделены зелёной линией.

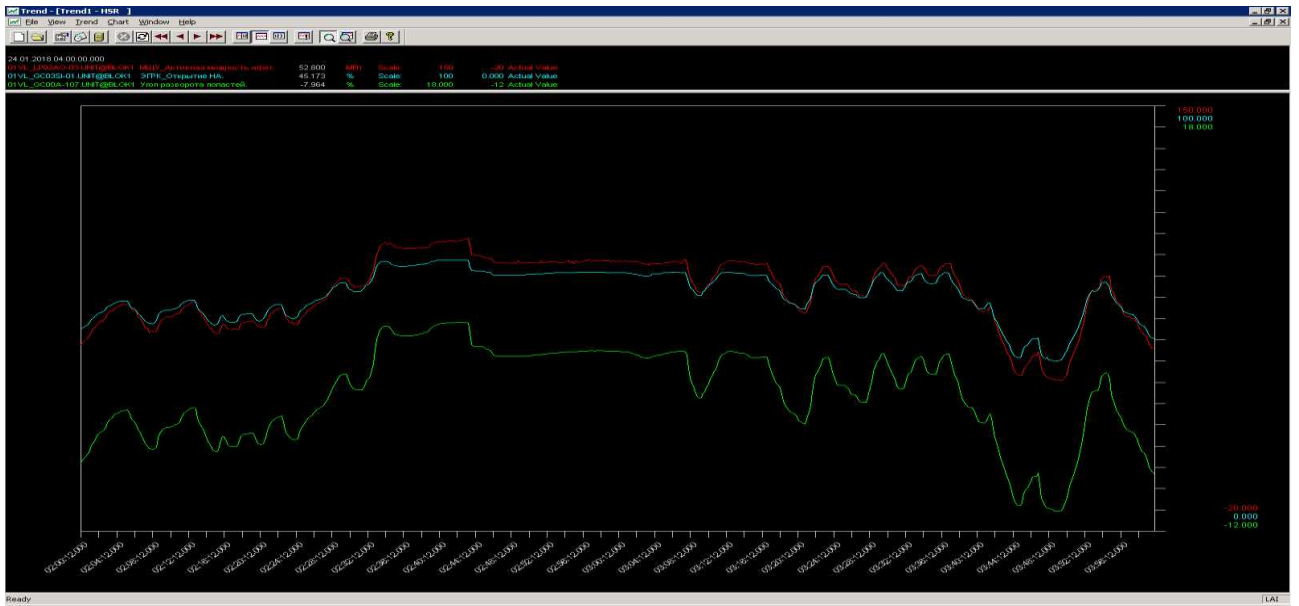


Рисунок 51– Перемещение лопастей гидротурбины ст. №1 в ночной период

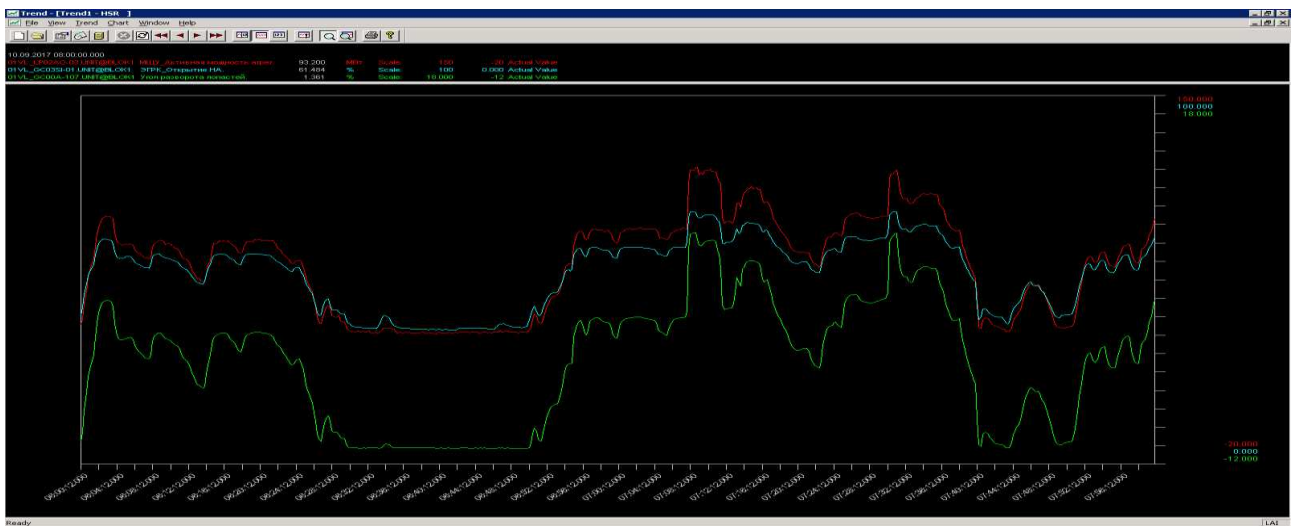


Рисунок 52– Перемещение лопастей гидротурбины ст. №1 в утренний период

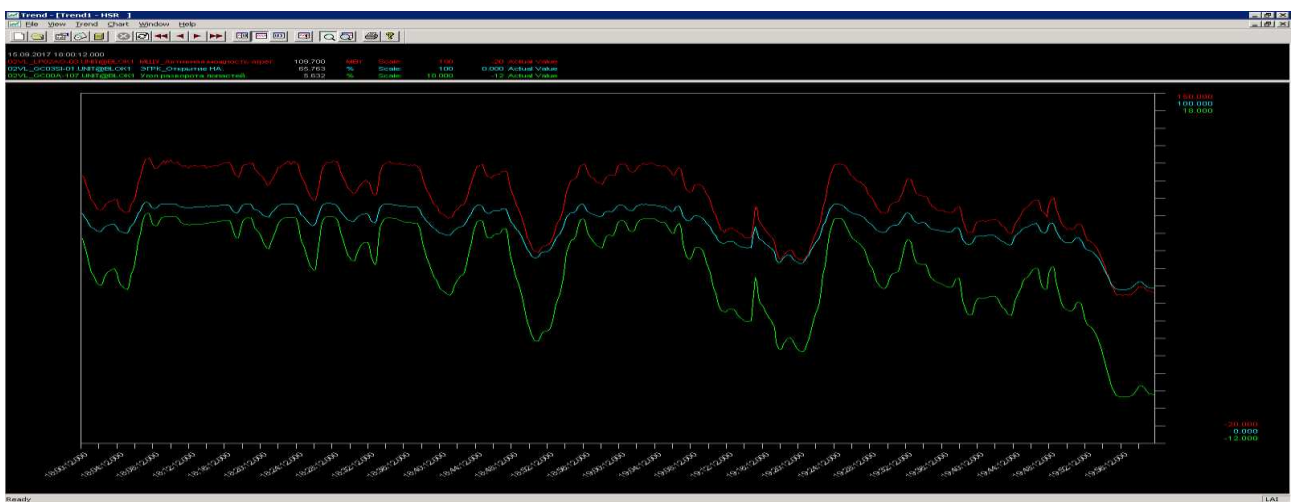


Рисунок 53– Перемещение лопастей гидротурбины ст. №2 в вечерний период

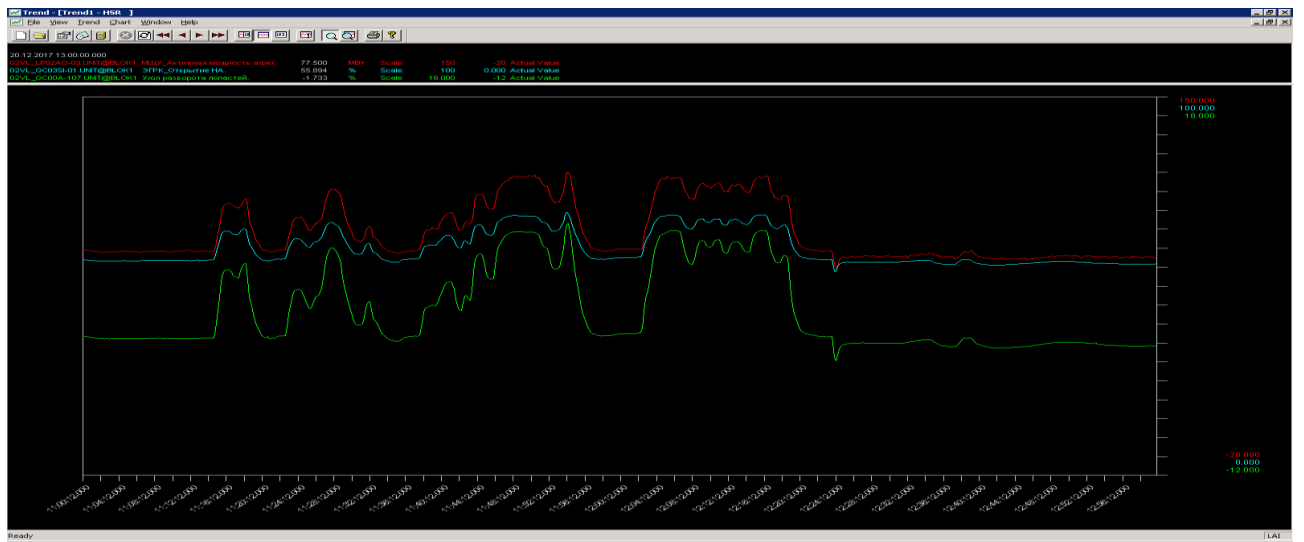


Рисунок 54– Перемещение лопастей гидротурбины ст. №2 в дневной период



Рисунок 55– Перемещение лопастей гидротурбины ст. №15 в ночной период



Рисунок 56– Перемещение лопастей гидротурбины ст. №15 в дневной период

Анализ данных трендов регулирования гидротурбин ст. №№1,2, и 15 позволяет рассчитать усредненный путь трения в подшипниковом узле рабочего колеса. Диаметр цапфы 1350мм, соответственно длина ее окружности равна 4239мм. При изменении положения лопастей на 1° путь трения составляет 11,8мм. Усредненный диапазон регулирования в течение часа принимаем равным 5°. Этот диапазон характерен для всех гидротурбин типа ПЛ30/877-В-930. Количество перемещений лопасти в час достигает 20 циклов. Таким образом путь трения составляет 1,18м/ч. Нарботка гидроагрегатов ст. №№ 1 и 2 составляет 5821ч и 5814ч соответственно. Следовательно, путь трения подшипника цапфы лопасти составляет для этих агрегатов 6860...6866м в год.

Согласно данным завода-изготовителя износ углепластика в лабораторных условиях составил 0,004 мм на километр пути трения. Соответственно зазор в паре трения за гарантируемые заводом 20 лет составит 0,56мм, что удовлетворяет требованиям к сроку службы подшипников ПЛ РК.

6 Экспериментальное обоснование ремонта подшипниковых узлов турбин Каплана установленных на Волжской ГЭС

Однако даже столь высокие триботехнические показатели не освобождают собственника оборудования раз в 20 лет производить замену подшипников кинематики РК. Также необходимо учитывать риски по выходу из строя подшипников РК от незапланированных дефектов. Замена пар трения возможна только при полном демонтаже гидроагрегата и в условиях монтажной площадки ГЭС. Высокая трудоемкость и сложность ремонтных работ потребуют продолжительного времени ремонта и применения высококвалифицированного труда. Далее, в сокращенном объеме будет рассмотрена технология ремонта РК.

6.1 Технология ремонта РК в условиях ГЭС

Согласно действующему ППР 001-000-17 комплекс работ, необходимый для демонтажа гидроагрегата помимо выполнения работ непосредственно по демонтажу РК включает в себя работы по демонтажу узлов гидрогенератора и работы на монтажной площадке ГЭС. Учитывая массово-габаритные характеристики деталей РК подавляющее большинство работ производится грузоподъемными механизмами. Следует предусмотреть возможность размещения демонтированного оборудования в машинном зале ГЭС, так как в большинстве случаев размер монтажной площадки не позволяет разместить демонтированное оборудование генератора в ее пределах.

Замена подшипников кинематики рабочего колеса в условиях ГЭС возможна и имеет продолжительность работ 90 суток. Отмеченная продолжительность ремонта возможна при условии проведения в этот период разборки гидроагрегата. Необходимо отметить, что в представленном перечне работ (Приложение А) отражены только позиции по крупным узлам и определяющим операциям.

Во время эксплуатации гидроагрегата ст. №3 Волжской ГЭС было отмечено резкое нарастание перестановочных усилий рабочего колеса. Дефект прогрессировал и в итоге было принято решение перевести гидроагрегат в пропеллерный режим. После всестороннего обсуждения было принято провести реконструкцию РК ст. №3 при замене гидрогенератора №3, в рамках проходящей в настоящее время реконструкции турбин и генераторов.

Рабочее колесо было демонтировано и перемещено на монтажную площадку ГЭС для обследования. Первый же осмотр подтвердил предположение специалистов о нарушении свойств подшипников кинематики механизма поворота лопастей. Детальным осмотром установлено, что в паре трения палец – подшипник проушины (рис. 57) отсутствовал зазор в соединении, что привело к проворачиванию пальцев в теле проушины и выходу обоих деталей из строя.



Рисунок 57– Поврежденные пальцы кинематики РК

Для восстановительного ремонта подшипников кинематики был заказан на Заводе-изготовителе комплект подшипников радиальных бронзовых, пальцев и серег. Промеры подшипников цапф лопастей показали, что заметного износа в парах трения цапфа-подшипник цапфы не отмечено, поверхность трения находится в удовлетворительном состоянии (рис. 58, 59), задиры и наклеп материала подшипника отсутствуют.



Рисунок 58 – Поверхность наружного подшипника цапфы лопасти



Рисунок 59 – Поверхности внутреннего подшипника цапфы лопасти

Отдельно стоит отметить доработку узлов кинематики РК в то время, когда РК находится на монтажной площадке. Поршень сервомотора рабочего колеса ст. №3 Волжской ГЭС и шток были доработаны (рис. 60, 61), чтобы исключить проворачивание по инерции поршня на оси штока при остановках гидроагрегата.



Рисунок 60 – Доработка штока РК

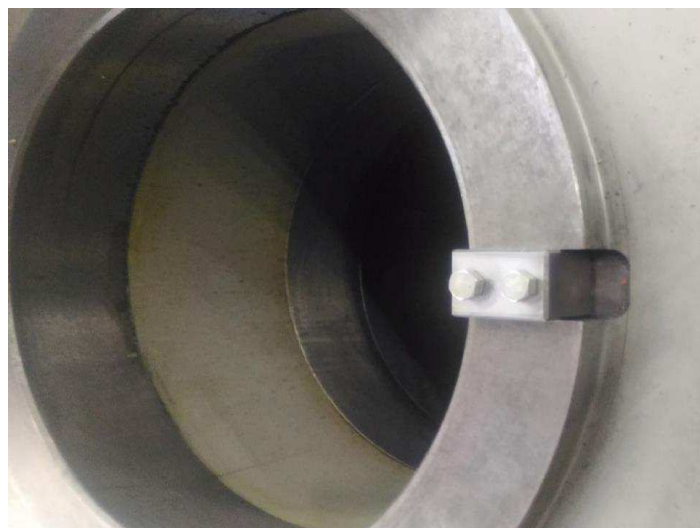


Рисунок 61 – Доработка поршня РК

Принимая во внимание обнаруженный дефект, выразившийся в виде проворачивания подшипников кинематики, была выполнена доработка стопоров подшипников. При тщательном обследовании пар трения подшипников цапф лопастей были обнаружены небольшие участки с зеркально отполированной поверхностью (рис. 58,59). Возможно предположить, что зеркальные участки образовались вследствие выдавливания из зоны трения смазки и работе подшипника сталь по бронзе. Для восстановления подвода масла к обозначенным участкам была выполнена разбивка поверхности в виде нанесения сетки канавок глубиной до 0,07мм.

Практика показывает, что при ремонте рабочего колеса возможно увеличение срока продолжительности работ ввиду непредсказуемых заранее доводочных операций по вновь устанавливаемым узлам. При установке нового запорного кольца на шток РК выяснилось, что несмотря на соответствие чертежным размерам кольцо не входит в паз до гарантированного смыкания торцов (рис. 62,63).



Рисунок 62 – Доработка запорного
кольца



Рисунок 63 –Проверка запорного
кольца

Запрос, направленный в СКБ "Гидротурбомаш" позволил выяснить следующее: заготовка кольца на Заводе-изготовителе выполняется несколько увеличенной по объему и таким образом необходимо по месту подогнать величину фасок под галтели штока. Доработка была выполнена, запорное кольцо охлаждено до -38°C и установлено в паз штока, в соответствии с требованиями КД. Описываемый случай, равно как и ряд других, явно проявляет целесообразность выполнения работ в присутствии Шеф-инженера Завода и высококвалифицированного монтажного персонала станции.

7 Экономический эффект

Основной экономический эффект от замены подшипниковых узлов кинематики РК в условиях действующей ГЭС достигается при выполнении работ в период реконструкции генераторов. Персонал станции располагает данными о техническом состоянии оборудования, следовательно существует возможность планирования работ по модернизации РК. Стоимость работ по замене подшипников кинематики РК в соответствии с действующими нормативными актами, а также утвержденными требованиями к оформлению и составлению сметной документации составила более 43 млн. рублей на декабрь 2018 года. Следует учитывать недовыработку электроэнергии в период выполнения ремонта рабочего колеса, причем стоимость будет кардинально различаться в зависимости от того, плановым ли будет ремонт или произойдет внезапный выход оборудования из строя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В магистерской диссертации экспериментально обоснована модернизация конструкции подшипниковых узлов турбин Каплана установленных на Волжской ГЭС, произведен анализ различных материалов подшипников кинематики поворотлопастных РК, выполнен обзор особенностей конструктивного исполнения подшипников. Для получения более ясной картины был рассмотрен ремонт кинематики поворотлопастного РК в условиях ГЭС.

На этапе согласования технического задания на изготовление РК следует обратить повышенное внимание на исполнение кинематики. Рассмотреть варианты стопоров для подшипников, чтобы исключить их проворачивание. Поверхность трения подшипника должна иметь канавки для отвода продуктов трения. Проработать с Заводом-изготовителем вопрос об изготовлении серьги связывающий крестовину и рычаг цапфы единым изделием, для увеличения жесткости детали. Для снижения скорости и длины перемещения в подшипниках РК, диаметр цапфы лопасти и соответственно подшипников возможно уменьшить при увеличении длины детали, чтобы обеспечить достаточную площадь поверхности трения.

Актуальность данной работы заключается в разработке методики анализа отбора материалов и конструктивных решений для вновь устанавливаемых гидротурбин.

В магистерской диссертации подтверждено, что у существующей серии гидротурбин, поставляемых ЛМЗ присутствует большой потенциал для улучшения исполнения кинематики. Также возможна коррекция комбинаторной зависимости с целью уменьшения циклов регулирования именно угла лопастей, с отработкой задания большей частью направляющим аппаратом.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Формуляр 2206105 турбины гидравлической ПЛЗ0/587-В-930.
2. Руководство по эксплуатации 2298000РЭ турбины гидравлической ПЛЗ0/877-В-930.
3. Выписка из Реестра предельных объемов поставки мощности генерирующего оборудования. Декабрь. Электронный ресурс.
4. Лит.: Клишевич Г., Виктор Каплан, «Гидротехническое строительство», 1935, № 8. Большая советская энциклопедия. — М.: Советская энциклопедия 1969—1978.
5. Волжская ГЭС имени XXII съезда КПСС том I / Под ред. Михайлова А.В. М.-Л.: Издательство «Энергия», 1965, - 648с.20.
6. Демьянов В.А., Пеклер К.В., Левин М.А. Проект гидротурбинной установки для ОАО «Волжская ГЭС» и ОАО «Жигулевская ГЭС». Вторая модернизация // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика: Труды III Международной научно- технической конференции. СПб: Изд-во СПбГПУ, 2005 - С.161-171.21.
8. Обобщение опыта эксплуатации и испытаний механизма поворота лопастей экологически-чистых гидротурбин и разработка рекомендаций по проектированию: отчет о НИР/Колесников А.А. - Санкт-Петербург: «Силовые машины» ЛМЗ, СКБ «ГТМ»-1606, 2010.47.
9. Пеклер К.В., Панфилов Н.А., Абозин И.Ю., Бахарева В.Е. Применение антифрикционных углепластиков в гидротурбинах // Вопросы материаловедения, -2002- №3-С.83-88.52.
10. Разработка, исследование и внедрение антифрикционных самосмазывающихся материалов для узлов трения и уплотнения экологически-чистых гидротурбин: отчет о НИР/ Сотников А.А. -Ленинград: Ленинградский металлический завод, СКБ «ГТМ» - 1406, 1992.
11. Черниговский А.А. Применение современных композиционных материалов в гидротурбинах ОАО ЛМЗ // Труды МНТК Современные

состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке. - СПб: Изд-во СПбГПУ, 2003, С.210-211.

12. Стендовые триботехнические испытания антифрикционного макромодифицированного фторопластом углепластика УГЭТ-МФ для узлов трения гидротурбин/ Бахарева В.Е., Анисимов А.В., Ильин С.Я., Моркин О.В., Пеклер К.В.// Вопросы материаловедения, - 2012-№4 - С.93-97.59.

13. Семенов А.П., Савинский Ю.Э. Металлофторопластовые подшипники - М.: Машиностроение, 1976. -192с.

14. Инструкция 2202550 ТО СКБ «Гидротурбомаш» ЛМЗ по эксплуатации механизма поворота лопастей экологически чистых рабочих колес гидротурбин.

15. РД 108.023.115-87 "Нормы допускаемых напряжений в основных деталях вертикальных гидравлических турбин".

16. Данные отчета о расширенном капитальном ремонте г/а ст. №3 за 2018 год.

17. ППР 001-000-17 Проект производства работ. Монтаж гидроагрегатов по Проекту реконструкции 10-ти гидротурбин и 22-х гидрогенераторов филиала ПАО «РусГидро»-«Волжская ГЭС».

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Состав работ при замене подшипников кинематики РК

Таблица А.1

Наименование работ	Единица измерения	Кол-во
Раздел 1. Демонтаж РК		
Установка траверсы для подъема, опускания блока турбины: диаметр рабочего колеса 9,3 м: вес турбины 945,3 т. При выполнении работ по снятию траверсы, где в конструкции блока турбины применяется «промежуточный» вал.	турбина	1
Разъединение фланцевого соединения: вал турбины - крышка сервомотора рабочего колеса с применением гидropневмогайковерта: диаметр фланца вала 2,18 м (РК)	фланец	2
Снятие опоры подпятника: диаметр диска подпятника 3,7 м	опора	1
Разъединение и снятие деталей (узлов) кинематики направляющего аппарата, фиксация тяг сервомоторов по натягу: диаметр направляющего аппарата 10,8 м, 32 лопасти (НА)	направляющий аппарат	1
Подъем блока турбины с применением мостовых кранов, закрепление блока турбины на консолях на верхнем кольце направляющего аппарата, диаметр рабочего колеса 9,3 м: вес турбины 945,3 т.	турбина	1
Снятие запорного кольца с вала: диаметр шейки вала 1,52 м. Запорное кольцо имеет переходной фланец.	кольцо	1
Снятие нижнего направляющего подшипника, диаметр шейки вала 1,52 м: сегментный подшипник на водяной смазке	подшипник	1
Разъединение крышки турбины и обтекателя, снятие крышки турбины (блок турбины на консолях): диаметр рабочего колеса 9,3 м: вес турбины 945,3 т с фиксацией обтекателя от смещения	турбина	1
Снятие вала турбины в комплекте со штангами маслопровода рабочего колеса: вес вала 43,02 т с использованием рым болтов и гибких грузоподъемных приспособлений. Снимаются нижняя и средняя штанги маслопровода.	вал	1
Снятие рабочего колеса с консолей в камере рабочего колеса и перенос рабочего колеса на монтажную площадку: диаметр рабочего колеса 9,3 м	турбина	1
Снятие обтекателя рабочего колеса: диаметр рабочего колеса 9,3 м	обтекатель	1
Установка крышки турбины на обтекатель крышки турбины на временное хранение: диаметр рабочего колеса 9,3 м.	турбина	1
Установка опоры подпятника на временное хранение, соединение с крышкой турбины: диаметр диска подпятника 3,7 м.	опора	1
Раздел 2. Разборка РК на монтажной площадке ГЭС		
Установка корпуса рабочего колеса на стенд: диаметр рабочего колеса свыше 8 до 9,5 м, вес рабочего колеса свыше 200 т, 5 лопастей	турбина	1
Сборка приспособления, системы гидродомкратов для демонтажа штока и крестовины: диаметр рабочего колеса 9,3 м.	турбина	1
Разборка и снятие съемного уплотнения лопасти: диаметр рабочего колеса 9,3 м.	лопасть	5
Снятие лопасти диаметр рабочего колеса 9,3 м.	лопасть	5
Снятие днища рабочего колеса, диаметр рабочего колеса 9,3 м,	турбина	1

Продолжение приложения А

Продолжение таблицы А.1

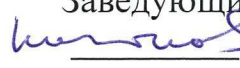
Разборка механизма поворота лопастей, вывод соединительных пальцев из стаканов и серег, демонтаж стаканов, фиксирование рычажно-поворотного механизма, опускание серег, выемка цапф лопастей, демонтаж втулки рабочего колеса со стенда, разборка рычагов и серег, маркировка деталей, установка втулки на стенд: диаметр рабочего колеса 9,3 м.	турбина	1
Раздел 3. Сборка РК на монтажной площадке		
Подготовка деталей механизма поворота лопастей рабочего колеса к сборке, проверка геометрических размеров рабочих поверхностей,: диаметр рабочего колеса 9,3 м. Подготовка крепежных элементов фланцевых соединений РК к сборочной операции, взвешивание деталей кинематики РК, распределение веса.	турбина	1
Замена, установка подшипников скольжения цапф лопастей в корпусе рабочего колеса, крепление втулки к корпусу - винтами, штифтами: диаметр цапфы рабочего колеса от 1350 мм.	втулка	5
Замена, установка подшипников скольжения цапф лопастей в корпусе рабочего колеса, крепление втулки к корпусу - винтами, штифтами: диаметр цапфы рабочего колеса 550 мм.	втулка	5
Сборка рычагов с серьгами, установка на стенд, соединение серег с крестовиной, выверка крестовины: диаметр рабочего колеса 9,3 м, 5 лопастей.	турбина	1
Установка цапф лопастей и шпонок: диаметр рабочего колеса 9,3 м, 5 цапф.	цапфа	5
Установка лопастей: диаметр рабочего колеса 9,3 м, 5 лопастей.	турбина	1
Проверка геометрических параметров лопастной системы, определение лопастной решетки при помощи концевых мер длины в трех сечениях входной (выходной) кромок лопасти рабочего колеса: диаметр рабочего колеса 9,3 м.	турбина	1
Снятие рабочего колеса со стенда, установка днища рабочего колеса, установка рабочего колеса, соединение втулки с днищем: диаметр рабочего колеса свыше 8 до 9,5 м, вес рабочего колеса свыше 200 т	турбина	1
Гидравлические испытания после ремонта рабочего колеса: диаметр рабочего колеса 9,3 м, (Сервомотор РК)	испытание	1
Установка с подгонкой заглушек из нержавеющей стали на фланцевых или лопастных болтах, обварка по контуру маслоплотным швом с помощью ручной электродуговой сварки, диаметр заглушки: 240 мм	заглушка	40
Установка обтекателя, крепление к рабочему колесу: диаметр рабочего колеса 9,3 м,	турбина	1
Раздел 4. Монтаж гидротурбины		
Установка консолей на верхнее кольцо направляющего аппарата, диаметр рабочего колеса 9,3 м.	консоль	5
Подъем и перенос рабочего колеса в кратер гидроагрегата, установка рабочего колеса на серьгах и консолях: диаметр рабочего колеса 9,3 м.	турбина	1
Установка вала турбины в кратере, соединение штанг маслопровода: вес вала 43,02 т	турбина	1
Установка запорного кольца на вал: диаметр шейки вала 1,52 м (На корпусе ТП собрать и закрепить опорное кольцо)	кольцо	1

Окончание приложения А

Окончание таблицы А.1

Снятие консолей с верхнего кольца направляющего аппарата, диаметр рабочего колеса свыше 8 до 9,5 м. Приподнять блок турбины, демонтировать консоли с верхнего кольца.	консоль	5
Соединение крышки турбины с верхним кольцом направляющего аппарата (статором турбины).	крышка	1
Установка на крышку турбины регулирующего кольца: диаметр рабочего колеса 9,3 м (Перенести регулирующее кольцо НА и установить на крышку турбины в кратере г/а)	кольцо	1
Установка опоры подпятника, соединение с крышкой турбины: диаметр диска подпятника 3,7 м.	опора	1
Сборка кинематики направляющего аппарата: диаметр направляющего аппарата свыше 10,8 м.	гидроагрегат	1
Разгонка зазоров по лопаткам направляющего аппарата диаметром: 10,8 м, 32 лопатки (Произвести разгонку лопаток НА с фиксированием длин стяжек и составлением формуляра)	направляющий аппарат	1
Наладка системы регулирования гидротурбины	гидроагрегат	1

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
САЯНО-ШУШЕНСКИЙ ФИЛИАЛ
Кафедра «Гидроэнергетики, гидроэлектростанций, электроэнергетических
систем и электрических сетей»

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
 М.В. Кочетков
« 13 » 06 2019 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Экспериментальное обоснование модернизации конструкции
подшипниковых узлов турбин Каплана установленных на Волжской ГЭС

13.04.02 Электроэнергетика и электротехника

13.04.02.06 Гидроэлектростанции

Научный руководитель профессор кафедры ГГЭЭС,	д-р техн. наук 	М.Ф. Носков
Выпускник	 (подпись, дата, должность, ученая степень, инициалы, фамилия)	С.В. Юрченко
Рецензент	 (подпись, дата, должность, ученая степень, инициалы, фамилия)	Е.А. Степаненко
Нормоконтролер	 10.06.19. (подпись, дата)	А.А. Чабанова

Саяногорск; Черемушки 2019